

А. А. ЭРДЕДИ, Н. А. ЭРДЕДИ

ТЕХНИКАЛЫҚ МЕХАНИКА

ОҚУЛЫҚ

*«Білім беруді дамытудың федералды институты»
Федералды мемлекеттік автономды мекемесі ОКБ
бағдарламасын жүзеге асыратын білім беру
мекемелерінің оқу үдерісінде қолдануға арналған оқулық
ретінде ұсынылады*

*Пікірдің тіркеу нөмірі 367
22 тамыз 2013 жыл «БДФИ» ФММ*

3 басылым, стереотипті

ӘОЖ 531.8(075.32)

КБЖ 30.12я723

Ә75

Бұл кітап Қазақстан Республикасының Білім және ғылым министрлігі және «Кәсіпқор» холдингі» КЕАҚ арасында жасалған шартқа сәйкес «ТЖКБ жүйесі үшін шетел әдебиетін сатып алуды және аударуды ұйымдастыру жөніндегі қызметтер» мемлекеттік тапсырмасын орындау аясында қазақ тіліне аударылды. Аталған кітаптың орыс тіліндегі нұсқасы Ресей Федерациясының білім беру үдерісіне қойылатын талаптардың ескерілуімен жасалды.

Қазақстан Республикасының техникалық және кәсіптік білім беру жүйесіндегі білім беру ұйымдарының осы жағдайды ескеруі және оқу үдерісінде мазмұнды бөлімді (технология, материалдар және қажетті ақпарат) қолдануы қажет.

Аударманы «Delta Consulting Group» ЖШС жүзеге асырды, заңды мекенжайы: Астана қ., Иманов көш., 19, «Алма-Ата» БО, 809С, телефоны: 8 (7172) 78 79 29, эл. поштасы: info@dcg.kz

Пікір беруші —

БМ ОКБ ГБОУ жоғары білікті санатты оқытушы «Мытищин машина жасау колледжі»,
ОКБ құрметті жұмыскері *В. К. Житков*

Әрдеди А. А.

Ә75 Техникалық механика: орта кәсіби білім беру мекемесінің студ. арналған оқулық / А. А. Әрдеди, Н. А. Әрдеди. — 3-басылым., стер. — М.: «Академия» баспа орталығы, 2016. — 528 б.

ISBN 978-601-333-361-8 (каз)

ISBN 978-5-4468-3135-7 (рус)

Теориялық механика негіздері, материалдардың қарсылығы, жоғары математика элементтерін қолданатын машиналар мен механизмдердің бөлшектері сипатталған. Есептеу мысалдары келтірілген.

Оқулықты ОКБ ФГОС сәйкес «Машина жасау» және «Материалдар технологиясы» кеңейтілген топ мамандықтарына арналған «Техникалық механика» жалпы кәсіби пәнін оқытуда пайдалануға болады.

Орта кәсіптік білім беру мекемелерінің студенттеріне арналған.

ӘОЖ 531.8(075.32)

КБЖ 30.12я723

ISBN 978-601-333-361-8 (каз)

ISBN 978-5-4468-3135-7 (рус)

© Әрдеди А. А., Әрдеди Н. А., 2014

© «Академия» білім беру-баспа орталығы, 2014

© Ресімдеу. «Академия» баспа орталығы, 2014

Бұл оқулық барлық техникалық мамандықтарға арналған оқу-әдістемелік жиынтықтың бөлігі болып табылады.

Оқулық «Техникалық механика» жалпы кәсіби пәнін оқып-үйренуге арналған.

Жаңа буынның оқу-әдістемелік жинағы жалпы білім беретін және жалпы кәсіби пәндер мен кәсіби модульдерді оқып-үйренуге мүмкіндік беретін дәстүрлі және инновациялық оқу материалдарын қамтиды. Жұмыс берушінің талаптарын ескере отырып, әр жинақта жалпы және кәсіби құзыреттерді меңгеру үшін қажетті оқулықтар мен оқу құралдары, оқыту және бақылау құралдары берілген.

Оқу басылымдары электрондық білім беру ресурстарымен толықтырылады. Электрондық ресурстар интерактивтік жаттығулар мен тренажерлар, мультимедиалық нысандар, интернеттегі қосымша материалдар мен ресурстарға сілтемелері бар теориялық және практикалық модульдерден тұрады. Оларға оқу үдерісінің негізгі параметрлері белгіленетін терминологиялық сөздік және электрондық журнал кіреді: жұмыс уақыты, бақылау және практикалық тапсырмалардың орындалу нәтижесі. Электрондық ресурстар оқу үдерісіне оңай енеді және әртүрлі оқу бағдарламаларына бейімделе алады.

Ұсынылған оқулық механизмдер теориясы, материалдар кедергісінің элементтері бар теориялық механика; машина бөлшектері мен түйіні негіздерінен тұрады.

Сипаттама жоғары математиканы қолдану арқылы жүргізіледі. Үйлестірудің оң жүйесі және оған тиісті күш және жұптардың моментіне арналған таңбалар ережесі қолданылады.

Оқулық заңды күші бар стандартқа, оның ішінде физикалық шамалар бірлігіне, шақтамалар мен қондырма, машина түзілімі мен бөлшектері, терминдер, анықтамалар мен белгілеулер, есептеу әдістері, графикалық суреттер Мемлекеттік стандартына, сондай-ақ стандарттау бойынша Халықаралық ұйымдардың физикалық шамаларды белгілеу бойынша ұсыныстарына сәйкес келеді (ИСО).

Есептеу формулалары тек СИ негізгі және туынды бірліктері (формулаға еселік, үлестік және жүйеден тыс бірліктердегі шамалар кірмейді) қолданылатындай етіп салынды, сондықтан шамалар белгіленген экспликациялардағы формулаларға бірліктер көрсетілмейді.

Студенттердің өзіндік жұмысын жеңілдету, теориялық материалдар міндеттерін шешудегі білігі мен дағдысын бекіту үшін түйіндеу, қорытындылау, есеп және түсініктемелері бар есептеулер мысалдары ілесіп жүреді.

Оқулық орта кәсіби білім беру мекемелерінің машина жасау мамандықтары студенттеріне арналған.

ТЕОРИЯЛЫҚ МЕХАНИКА

I

БӨЛІМ

- 1-тарау. Статиканың негізгі ережелері мен аксиомалары
- 2-тарау. Ұқсас күштердің жазық жүйесі
- 3-тарау. Параллель күштердің жазық жүйесі мен күш моменті
- 4-тарау. Жүп күштердің жазық жүйесі
- 5-тарау. Еркін орналасқан күштердің жазық жүйесі
- 6-тарау. Үйкеліс
- 7-тарау. Күштердің кеңістік жүйесі
- 8-тарау. Ауырлық орталығы
- 9-тарау. Нүкте кинематикасы
- 10-тарау. Қатты дененің қарапайым қозғалысы
- 11-тарау. Нүктенің кешенді қозғалысы
- 12-тарау. Қатты дененің жазық параллельді қозғалысы
- 13-тарау. Материалдық нүкте динамикасының негіздері
- 14-тарау. Кинестатика негіздері
- 15-тарау. Жұмыс және қуат
- 16-тарау. Материалдық нүкте динамикасының энергетикалық теоремалары
- 17-тарау. Материалдық нүктелер жүйесі динамикасының негіздері

СТАТИКА

1-тарау

СТАТИКАНЫҢ НЕГІЗГІ ЕРЕЖЕЛЕРІ МЕН АКСИОМАЛАРЫ

1.1. СТАТИКАНЫҢ НЕГІЗГІ ҰҒЫМДАРЫ

Статика – дене тепе-теңдікте болатын жағдайларды зерттейтін теориялық механиканың бөлігі. Дене тыныштықта немесе түзу және біркелкі қозғалғанда және де дененің барлық нүктелері бірдей қозғалғандағы жағдай *абсолюттік механикалық тепе-теңдік* деп саналады.

Егер денелердің кез келген нүктелері арасындағы арақашықтық басқа денелердің оған әсер ету кезінде өзгермесе, денені өте қатты (немесе өте қатаң) деп атайды. Табиғатта өте қатты денелер жоқ, бірақ көп жағдайларда денелердің пішіні мен өлшемдерінің өзгеруі (деформация) соншалықты маңызсыз, тіпті оларды елемеуге болады.

Теориялық механикада денелердің өте қатты екендігі айтылады да, олардың физикалық-механикалық қасиеттері ескерілмейді (үйкеліске байланысты мәселелерді қоспағанда).

Материалдық нүкте деп массасы бар нүктені айтады.

Біз материалдық нүкте деп өте кішкентай өлшемдері бар денені ғана емес, сондай-ақ осы мәселенің шарттары бойынша өлшемдері ескерілмеуі мүмкін кез келген денені қарастырамыз. Мысалы, астрономияда жұлдыздар материалдық құндылықтар ретінде қарастырылады, өйткені жұлдыздардың өлшемдері олардың арасындағы қашықтықпен салыстырғанда кішкентай болады. Сол бір нақты дене қойылу міндетіне байланысты не материалдық нүкте ретінде не өлшемі ескерілуі қажет дене ретінде қарастырыла алады. Әрбір денені материалдық нүктелердің өзара байланыстырылған жиынтығы (жүйесі) ретінде санауға

болады. Өте қатты дене – материалдық нүктелердің өзгермейтін жүйесі.

Егер дененің кез келген бағыттағы қозғалысына қандай да бір басқа денелер кедергі болмаса, оны *еркін* деп атайды, ал керісінше жағдайда, дене *еркін емес* немесе *байланысты* деп аталады.

Бос дененің мысалы – ұшудағы әуе шары. Біздің айналамыздағы денелердің көпшілігі бос емес денелер болып табылады. Табиғатта денелер өзара немесе қоршаған ортамен әртүрлі өзара әрекеттеседі.

Денелердің механикалық өзара әрекеттесуі, яғни олардың тыныштық жағдайына немесе қозғалысына (механикалық күйіне) әсер ететін өзара әрекеттесуі күшпен сипатталады.

Күш – денелердің механикалық өзара әрекеттесу шамасы. Күш үш элементпен сипатталады: сандық мән, бағыт және қолдану нүктесі. Осылайша, күш – бұл *векторлық мөлшер*. Күштің сандық мәні *күштер векторының модулі* деп аталады.

Күштің бағыты – осы күштің әрекет етуі бойынша еркін өзгермейтін еркін материалдық нүкте болатын қозғалыс бағыты. Күш векторы бойынша бағытталған түзу сызық *күштің әрекет ету сызығы* деп аталады.

Бірліктің халықаралық жүйесіне (СИ) сәйкес күш бірлігі ретінде *ньютон* (Н) қабылданды.

Ньютон – күштің әрекет ету бағытында денеге 1 кг массасымен және 1 м/с² жылдамдықты хабардар ететін күш.

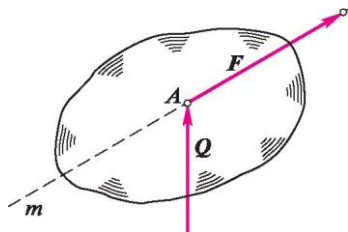
Еселік және үлестік күш бірліктерін қандай да бір дәрежеде базалық бірлікті 10-ға көбейту немесе бөлу арқылы қалыптастырылады. Олардың атаулары ондық тіркемелерді қосу арқылы жасалады:

мега (М) 10 ⁶	деци (д) 10 ⁻¹
кило (к) 10 ³	сантис (с) 10 ⁻²
гекто (г) 10 ²	милли (м) 10 ⁻³
дека (да) 10 ¹	микро (мк) 10 ⁻⁶

Мысалы, 1 килоньютон (кН) = 10³ Н, 1 меганьютон (МН) = 10⁶ Н,

1 миллиньютон (мН) = 10⁻³ Н.

Графикалық түрде, күш бағыты бар тік сызық кесіндісі арқылы көрсетіледі; белгілі бір масштабтағы кесіндінің ұзындығы күш векторының модуліне тең болады



1.1-сурет

(1.1-сурет).

Күштің масштабы оның векторының ұзындығының бірлігінде қанша күш модулінің бірлігі бар екенін көрсетеді. Күш масштабының бірлігі, мысалы, $[|Op|] = N / мм$ немесе $N / см$.

1.1-суретінде A нүктесінде қолданылатын және mn сызығы бойынша әрекет ететін күш көрсетіледі. Күш векторы латынның F қарайтылған жазба әрпімен, ал күш модулін сол әріппен, бірақ ағартылған $F1$ белгіленеді. F күш векторы үшін A нүктесі — басталу, ал B нүктесі вектордың соңы деп аталады. Күш векторын вектор соңында тұратын бағыт күш қолдану нүктесіне сүйеніп тұратындай етіп салу жиі ыңғайлы емес (Q күші 1.1-суретте).

Өзара бір-бірімен қандай да бір түрде байланысатын денелердің жиынтығы (оның ішінде, материалдық нүктелер) *денелер жүйесі* деп аталады. Осы жүйеге кіретін денелер арасындағы өзара әрекеттесу күші – ішкі, ал басқа денелер осы жүйеде әрекет ететін күштер *сыртқы* деп аталады. Егер бұл жүйе бөліктерге бөлініп, әр бөліктің тепе-теңдігін бөлек қарастырса, қимадағы барлық жүйелер үшін ішкі күштер жүйенің тиісті бөліктері үшін сыртқы күштер болады. Мұндай әдіс қималарда әрекет ететін ішкі күштерді анықтауға мүмкіндік береді және көлденең қима әдісі деп аталады. Теориялық механикада ол өте кеңінен қолданылады. Күштердің сыртқы және ішкі деп бөлінуінің шартты екенін және мәселенің қойылуы мен оны шешу әдісіне байланысты екенін айта кету керек.

1.2. СТАТИКАНЫҢ НЕГІЗГІ АКСИОМАЛАРЫ

Дененің тепе-теңдікте болуы мүмкін жағдайлар дәлелсіз қабылданған, бірақ тәжірибемен расталған және статиканың аксиомалары деп аталатын бірнеше негізгі ережелерден алынады. Статиканың негізгі аксиомаларын ағылшын ғалымы

1 Кейбір кітаптарда векторлар ағартылған латын әріптерімен жоғарыда көрсетілген — көрсеткі (немесе сызықша), ал модульдер көрсеткі жоқ сол әріппен белгіленеді. Бұл тәсілді векторлық теңдеулерді тақтаға немесе дәптерге жазу кезінде қолдану ыңғайлы.

И. Ньютон (1642-1727 жж.) қалыптастырған, сондықтан оның атымен аталады.

Аксиома I (инерция аксиомасы немесе Ньютонның бірінші заңы).

Кез келген дене өз денесінің тыныштық күйін немесе біркелкі қозғалысты қандай да бір күштердің денені осы күйден шығармайынша сақтап тұрады.

Денеге күштер әрекет ете бастағанда, материалдық дененің әрекет ету күші болмаған кезде қозғалысты сақтау қабілеті немесе бұл қозғалысты бірте-бірте өзгерте алу мүмкіндігі *инерция* немесе *инерттілік* деп аталады. Инерция материяның негізгі қасиеттерінің бірі болып табылады. Инерттілік материяның негізгі қасиеттерінің бірі болып табылады.

Бұл аксиоманың негізінде *тепе-теңдік күйі* деп дененің тыныштықта тұрған немесе түзу әрі біркелкі, яғни инерция арқылы жүретін күйін айтамыз.

Аксиома II (өзара әрекеттестіктің аксиомасы немесе Ньютонның үшінші заңы).

Екі дененің арасында өзара әрекеттесу күштері әрдайым модуль бойынша тең болады және оларды қарсы жақтарға біріктіретін түзумен бағытталған.

Ньютонның үшінші заңы бойынша бір дененің бір жақты механикалық әрекеті жоқ, яғни табиғаттың барлық күштері жұп күштер болып табылады.

Бұл денеге (немесе денелер жүйесіне) қолданылатын күштердің жиынтығы *күштер жүйесі* деп аталады. Қандай да бір дененің әрекет ету күші бұған және қарсы әрекет күші күштер жүйесін білдірмейді, өйткені олар әртүрлі денелерге қолданылады.

Егер қандай да бір күш жүйесі еркін сипатта болғаннан кейін, ол өзінің механикалық күйін өзгертпесе, мұндай күштер жүйесі *теңдестірілген* деп аталады.

Аксиома III (екі күштің тепе-теңдік күйі).

Екі күштің әрекет етуіндегі еркін қатаң дененің тепе-теңдігі үшін бұл күштердің модуль бойынша тең болуы және қарсы бағыттарда бір түзу сызықта әрекет етуі қажет және жеткілікті.

Бұл аксиомада тұжырымдалған шарт екі күштің теңгерімі үшін қажет. Бұл дегеніміз, егер екі күштің жүйесі тепе-теңдікте болса, онда бұл күштер модуль бойынша тең болуы және қарсы бағыттарда бір түзу сызықта әрекет етуі керек дегенді білдіреді.

Бұл аксиомада тұжырымдалған шарт екі күштің теңгерімі үшін жеткілікті болып табылады. Бұл аксиоманың кері қалыптасуының әділ екенін көрсетеді, атап айтқанда: егер екі күш модуль бойынша тең болса және қарсы бағыттарда бір түзу сызықта әрекет етсе, онда бұл күштер жүйесі міндетті түрде тепе-теңдікте болады.

Болашақта біз тепе-теңдікті қажет ететін, бірақ тепе-теңдік үшін жеткіліксіз тепе-теңдік күйімен танысамыз.

Аксиома IV.

Қатты дененің тепе-теңдігі (кез келген басқа механикалық күй сияқты) оған теңгерілген күштер жүйесін қолданғанмен немесе оны алып тастағанмен бұзылмайды.

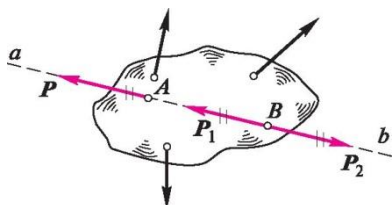


Рис. 1.2

III и IV аксиомаларынан зерттеулер.

Қатты дененің механикалық күйі оның әрекет ету көлденең сызығында күштің берілуінен бұзылмайды.

Бұл зерттеуді дәлелдейік.

ab әрекет ету желісіндегі A нүктесінде қолданылатын күш P қатты денеде басқалар санына әрекет етсін (1.2-сурет). Еркін түрде қабылданған ab сызығында B нүктесіне біз ab сызығына әрекет ететін модуль бойынша екі тең және қарсы бағытталған P_x және P_2 күштерін қолданамыз. Аксиома III сәйкес, P_x және P_2 күштері өзара теңдестіріледі, ал аксиома IV негізінде оларды механикалық күйді бұзбай денеге қолдануға болады. P_x және P_2 күштерін модуль бойынша P күшіне тең болатындай етіп алайық:

$$L = P_2 = P.$$

IV аксиомасы негізінде біз P және P_2 күштерін өзара теңдестірілгендей етіп алып тастаймыз. Сонда P_2 қалған күшін әрекет сызығы бойынша A нүктесінен B нүктесіне ауыстырылған P күші ретінде қарастыруға болады және механикалық күй бұзылмайды. Қорытынды дәлелденді.

Егер қарастырылып жатқан дене өте қатты болған жағдайда ғана, оның әрекет ету көлденең сызығына ауыстыруды жүзеге асыруға болатынын атап көрсетеміз.

Егер әртүрлі екі күш жүйесінің біреуін басқасына еркін дененің механикалық күйін бұзбай ауыстыруға болса, оны *эквивалентті* деп санауға болады.

Күштердің эквиваленттік жүйелері қатты емес дененің түрлі деформацияларын тудыруы мүмкін екендігін атап өткен жөн.

1.3-суретінде сол бір AB сырығына бөлек әрекет ететін күштердің екі жүйесімен, яғни $P_2 = P_2$, а $Q_x = Q_2$ берілген. Аксиома III негізінде, бұл жүйелердің әрқайсысы тепе-теңдіктен сырық шығармайды, яғни олар баламалы. Бірақ күштер жүйесі ($P_b P_2$) сырықты қысқартуға, ал ($Q_b Q_2$) күштік жүйе оны кеңейтуге ұмтылады. Күштік жүйенің эквиваленттілігін былай жазуға шарттасамыз:

$$(P_i, P_2) - (Q_b, Q_2).$$

III және IV аксиомалары зерттеулері негізінде, егер екі күш модуль бойынша тең болып, бір бағытта бір түзу сызықта әрекет етсе, оларды баламалы деп айтуға болады.

1.3-сурет Күштің екі векторы (екеуі де кез келген бірдей өлшемді векторлар) параллельді, бірдей бағытталған және тең модульге ие болса, онда олар тең.

Осы күштер жүйесіне баламалы күш – *тең әрекет етуші*, ал күштер жүйесіне кіретін күштер осы жүйенің *құрамдас бөлігі* деп аталады.

Бұл күштер жүйесін тең ұстайтын күш осы жүйені *теңестіру* деп аталады.

Бір жүйенің тең әсерлі және теңгеруші күштері модуль бойынша тең және қарсы бағыттарда бір түзумен әрекет етеді. Күштердің теңгеруші жүйесінің тең әсерлілігі нөлге тең, басқаша айтқанда, күштердің теңдестірілген жүйесі эквивалентті нөлге тең.

Аксиома V (параллелограм аксиомасы).

Бір нүктеде денеге қолданылатын тең әсерлі екі күштің нәтижесі абсолютті мәнде тең болады және сол нүктеде қолданылатын және осы күштерде салынған параллелограмм диагоналімен бағыты бойынша сәйкес келеді.

Тараптары берілген векторлар болып табылатын параллелограмм диагоналінің құрылысы (1.4-суретте) *векторлы* немесе *геометриялық қосу* деп аталады. Осылайша, бір нүктеде қолданылатын *тең әсерлі екі күштің нәтижесі олардың векторлық сомасына тең* деп айтуға болады:

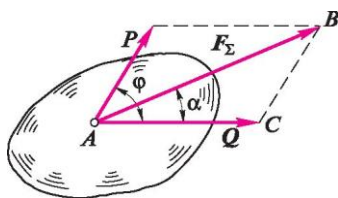
$$F_x = P + Q$$

және сол нүктеде бекітілген.

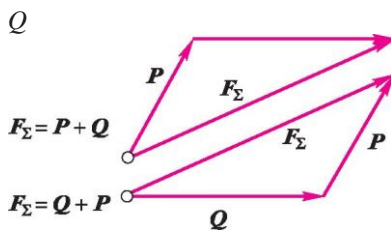
Тең әсерлі екі күштің нәтижесін күштердің параллелограмм орнына күштердің үшбұрышын салу арқылы табуға болады (1.4-сурет, б). 1.4, б суретінен векторлардың қосылу тәртібі тең әсерлі күштің мөлшеріне әсер етпейтіндігі көрінеді, яғни

$$F_z = P + Q = Q + P.$$

Бір нүктеде қолданылатын тең әсерлі екі күштің нәтиже беретін модулі мен бағытын аналитикалық түрде анықтауға



a
1.4-сурет



б

болады, ол үшін ABC үшбұрышын қарастырамыз (1.4, а-суретін қараңыз).

Косинустар теоремасы бойынша

$$Fz = P^2 + Q^2 - 2PQ \cos(n - \phi) = P^2 + Q^2 + 2PQ \cos \phi,$$

Оның нәтижесі тең әсерлі модуль

$$F_z = yJ P^2 + Q^2 + 2PQ \cos \phi.$$

Синустар теоремасы бойынша

$$P = \frac{F_s}{\sin a} \frac{F_{s_2}}{B\Gamma(\pi-\phi) \sin \phi}$$

$$\sin a = \frac{P \sin \phi}{\sim F \sim}$$

оның нәтижесінде тең әсер етуші бағытты табамыз:

Екі күштің қосылу ерекше жағдайын қарастырайық:

1) $\phi = 0$, онда $F_z = P + Q$,

яғни бір бағытта бір түзу сызық бойында әрекет ететін теңәсерлі екі күштің нәтижесі олардың сомасына тең және сол бағытқа түзу сызық бойымен бағытталады;

2) $\phi = 180^\circ$, онда $F_z = P - Q$,

яғни әртүрлі бағытта бір түзу сызық бойында әрекет ететін теңәсерлі екі күштің нәтижесі осы күштердің айырмашылығына тең және күштілеу бағытта бірдей түзу сызық бойынша бағытталған;

3) $\phi = 90^\circ$, онда $F_z = J P^2 + Q^2$,

яғни тікбұрыш астында әрекет ететін теңәсерлі екі күштің нәтижесі осы күштерде салынған тікбұрыш диагоналі мөлшеріне тең болады.

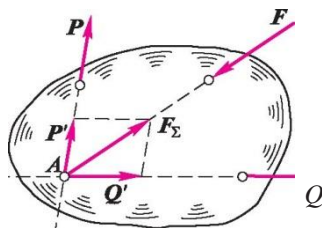
1.3. ҮШ ПАРАЛЛЕЛЬДІ ЕМЕС КҮШТЕРДІҢ ЖАЗЫҚ ЖҮЙЕСІНІҢ ТЕПЕ-ТЕНДІГІ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

Теорема. Үш параллельді емес күштер жазық жүйесінің тепе-теңдігі үшін бұл күштердің әрекет ету сызығы бір нүктеде қиылысуы қажет, бірақ жеткіліксіз.

P , Q және F күштері берілсін және P және Q күштерінің қозғалыс сызығы A нүктесінде қиылысады (1.5-сурет). III және IV аксиомалары зерттеулері негізінде A нүктесіне олардың қозғалысын P және Q күштерін көлденең сызығына ауыстырамыз және параллелограмм аксиомасы негізінде осы күштердің F_z тең әсерлілігін табамыз.

Нәтижесінде, осы үш күшке эквивалентті екі күштің (F_z, F) жүйесін аламыз:

$$(P, Q, F) = (F_z, F).$$



Бірақ аксиома III сәйкес, егер F_s және F -жат күштері бір түзу сызықта болса, тепе-теңдік мүмкін болады, демек F күшінің әрекет ету сызығы A нүктесі арқылы өтеді (1,5-суретінде).

Бұл теорема тек тепе-теңдіктің қажетті жағдайын береді, бірақ жеткіліксіз, өйткені үш күш бір нүктеде біріктірілуі мүмкін, бірақ тепе-теңдікте болмайды.

Әрекет ету сызықтары бір нүктеде қиылысатын күштер *ұқсас* деп аталады.

1.4. БАЙЛАНЫСТАР ЖӘНЕ БАЙЛАНЫС РЕАКЦИЯЛАРЫ.

ЕРКІНДІК ПРИНЦИПІ

Байланыс дегеніміз – кеңістіктегі дене нүктелерінің позициялары мен жылдамдығына қатысты шектеулер. Дененің байланысқа әсер ету күші *қысым күші* деп аталады; қарсы күш *реакция күші* немесе жай *реакция* деп аталады.

Өзара әрекеттесу аксиомасына сәйкес, бұл күштер модуль бойынша тең және қарсы бағыттарда бір түзу бойынша әрекет етеді. Реакция және қысым күштері әртүрлі денелерге қолданылады, сондықтан да күштер жүйесін білдірмейді.

Денеге әрекет етуші күштер *белсенді* және *реактивті* деп бөлінеді. Белсенді күштер олар ұстап тұрған денені жылжытуға тырысады, ал реактивті күштер бұл қозғалысқа кедергі келтіреді. Белсенді күштер мен реактивті күштер арасындағы негізгі айырмашылық реактивті күштердің мәні, қорыта айтқанда, белсенді күштердің мәніне байланысты, бірақ керісінше емес. Белсенді күштер көбінесе *жүктемелер* деп аталады.

Статиканың көптеген міндеттерін шешуде еркін емес дене шартты түрде *еркіндік қағидасы* деп аталатын еркін түрде ұсынылады: егер байланыстарды алып тастап, оларды реакцияларымен ауыстыратын болса, кез келген еркін емес

денені еркін деп қарастыруға болады.

Осы принципті қолдану нәтижесінде біз байланыстары жоқ әрі белсенді және реактивті күштердің кейбір жүйесінің ықпалында болған денені аламыз.

Реакциялардың бағыты осы байланыстың дене қозғалысына қай бағытта кедергі келтіретіндігімен анықталады. Реакция бағытын анықтау ережесін мынадай түрде беруге болады: *байланыс реакциясының бағыты осы байланыспен рұқсат етілмейтін қозғалыстың бағытына қарама-қайшы.*

Егер байланыстар өте тегіс деп есептелсе, онда көп жағдайда олардың реакцияларының бағытын бірден көрсете аламыз. Түрлі құрылымдарда кездесетін байланыстардың негізгі түрлерінің реакцияларының бағытын қарастырайық.

1. Ең жақсы тегіс жазықтық (1.6-сурет). Бұл жағдайда R реакциясы *дене жағына тіреуіш жазықтық перпендикулярлы* бағытталған, себебі мұндай байланыс дененің тек қана тірек жазықтық жағына, яғни оған перпендикулярлы ауысуына мүмкіндік бермейді.

2. Егер дене көлбеу жазықтықта орналасса, онда G салмақ күшін G_1 және G_2 екі құрамдас параллельді және перпендикуляр тіреуіш жазықтыққа ыдырата отырып, перпендикуляр болған жағдайда, G_1 компоненті денені жазықтық бойымен жылжытады және G_2 компоненті денені жазықтыққа ығыстырады және R реакциясы арқылы теңестіріледі.

3. Ең жақсы тегіс бет (1.7-сурет). Бұл жағдайда R реакциясы $t-t$ жанама жазықтығына перпендикуляр, яғни денеге қарай тіреуіш бетке нормал бойымен бағытталған, өйткені нормал – бұл байланысуға мүмкіндік бермейтін дене қозғалысының жалғыз бағыты.

4. Бекітілген нүкте немесе бұрыштың қыры (1.8-сурет, B қыры). Бұл жағдайда R_B реакциясы дене жағына қарай *ең жақсы тегіс бетіне нормал бойымен* бағытталған, өйткені нормал дене бетіне қарай бұл байланыстарды болдырмайтын ауыстырудың жалғыз бағыты болып табылады.

5. Икемді байланыс (1.8-суретін қараңыз). Икемді байланыстың R реакциясы дененің ілме нүктесінен тек алыстатуға мүмкіндік бермейді және сол себепті денеден ілме

нүктесіне дейін байланыс бойымен бағытталған. 1.8-суретінен

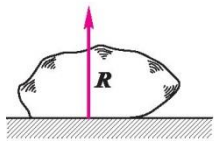


Рис. 1.6

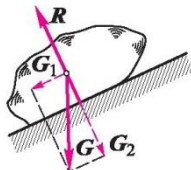


Рис. 1.8

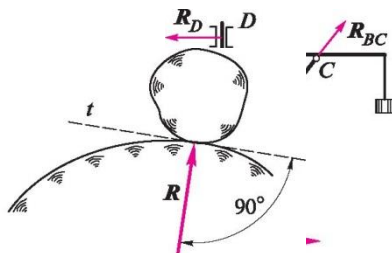


Рис. 1.7

Рис. 1.9

көрініп тұрғандай, блок арқылы тасталған икемді байланыс берілетін күштің бағытын өзгертеді (жіптің кернеуі).

Құрылыстарда топса деп аталатын байланыстар кеңінен таралған. *Топса* – бұл жалпы ось (цилиндрлік топса) немесе ортақ нүктенің (шарлы топса) айналасында тек айналуға мүмкіндік беретін екі дененің жылжымалы қосылысы.

6. Ең жақсы тегіс цилиндрлік топса (1.8-суретін қараңыз, топса А; 1.9-сурет, мойынтірек D). Бұл жағдайда бұрыннан белгілі болғандай, R_A реакциясы топса осі арқылы өтеді және осы оське перпендикуляр болып табылады, өйткені топса қосылысы ось айналасында айналуға мүмкіндік береді, бірақ дененің осы осіне перпендикуляр түрде ешқандай жылжуына жол бермейді.

7. Ең жақсы тегіс шарлы топса. Бұл жағдайда реакция топсаның ортасынан өтетіні белгілі, өйткені шарлы топсада бекітілген дене кез келген бағытта айнала алады, бірақ кеңістікте ешқандай сызықтық ауыстыруды жүзеге асыра алмайды.

8. Ең жақсы тегіс мойынтірегі А (1.9-сурет, мойынтірек А). Мойынтіректі цилиндрлік топса мен тіреуіш жазықтықтың үйлесімі ретінде қарастыруға болады, сондықтан екі құрамдас компоненттен тұратын мойынтірек реакциясын қарастырамыз: X_A и Y_A . Мойынтіректің R_A толық реакциясы осы компоненттердің векторлық қосындысына тең:

$$R_A = X_A + Y_A$$

9. Екі ұшынан ең жақсы тегіс топсаларға бекітілген және тек ұштарынан жүктелген

сырық (1.9-сурет, сырық BC). Бұл жағдайда сырық реакциясы, III аксиомасына сәйкес, тек BC сызығымен, яғни *топса остерін қосатын түзу бойымен* бағыттала алады.

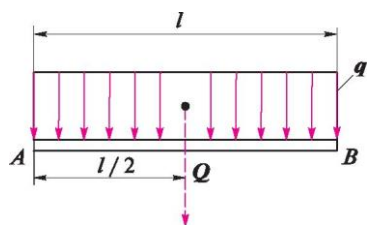
Болашақта біз білеу деп аталатын түрлі конструкциялар элементтерін жиі кездестіретін боламыз. *Білеу* деп ұзындығы көлденең өлшемінен әлдеқайда үлкенірек қатты денені айтады; барлық көлденең қима салмақ орталықтарының жиынтығы (геометриялық орын) *білеу өсі* деп аталады. Тіреуіштерге бекітілген және оларға қолданылған жүктемелермен бүгілген түзу сызықты осьтері бар білеу *арқалық* деп аталады.

1.5. ҮЛЕСТІРІЛГЕН ЖҮКТЕМЕЛЕР

Әлі күнге дейін біз шартты түрде нүктелерге қолданылатын күштерді қарастырдық (іс жүзінде олар өлшемі еленбейтін алаңға қолданылған); мұндай күштерді *орталықтандырылған* деп атайды. Тәжірибеде дененің көлеміне немесе бетіне қолданылатын, мысалы, салмақ күші, желдің немесе судың қысымы және т.б. секілді күштер жиі кездеседі. Мұндай күштер үлестіріліген деп аталады.

Үлестірілген күштердің жазық жүйесі оның қарқындылығымен сипатталады, әдетте олар q арқылы белгіленеді. *Қарқындылық* жүктелген телімнің ұзындық бірлігі бойынша келетін күш. ҚК қарқындылық бір метрге ньютондармен (Н/м) беріледі.

Тұрақты қарқындылығы бар үлестірілген жүктеме *біркелкі үлестірілген* деп аталады (1.10-сурет).



1.10-сурет

Статика міндеттерін шешуде бөлінген жүктемені оған тең әсер ету нәтижесі ауыстырады. Біркелкі бөлінген жүктеменің тең әсер етуші модулі тең

$$Q = ql.$$

AB кесіндісінің ортасында Q тең әсер етуші қолданылады.

Айнымалы қарқындылығы бар үлестірілген жүктеме *біркелкі үлестірілмеген* деп аталады.

Осындай жүктеменің мысалы бөгеттің су қысымының өзгеру биіктігіне айналуы мүмкін.

Бет бойынша бөлінген жүктемелер қысыммен, яғни алаң бірлігіне арналған күшпен сипатталады. ҚК кезінде қысым паскальмен (Па) немесе ньютонмен бір шаршы метрге (Н/м^2) көрсетіледі.

Айнымалы қарқындылығы бар бөлінген жүктеме біркелкі үлестірілмеген деп аталады. Осындай жүктеменің мысалы бөгеттің су қысымының өзгеру биіктігіне айналуы мүмкін.

Бет бойынша бөлінген жүктемелер қысыммен, яғни алаң бірлігіне арналған күшпен сипатталады. ҚК кезінде қысым паскальда (Па) немесе ньютонда бір шаршы метрге (Н/м^2) көрсетілген.

1.6. ҚАТАЮ ПРИНЦИПІ

Қатаю принципі келесідей тұжырымдалған: егер қатаң емес дене мүлдем қатаң болса, оның механикалық күйі бұзылмайды.

Бұл аксиоманы түсіндіретін мысалдар келтірейік. Егер ыдыстағы сұйықтық тепе-теңдікте болса, онда ол сұйықтықтың қатып қалуына байланысты бұзылмайды. Иілгіш жіп екі созылу күшінің әсерінен тепе-теңдікте болса, жіп мүлдем қатаң болса, онда тепе-теңдік бұзылмайды.

Принциптің кері тұжырымдалуы жалпы жағдайда әділетсіз. Егер қатты дене тепе-теңдікте болса, онда ол қатты емес түрге айналып, тепе-теңдікте болмауы да мүмкін. Бұл қатты дененің тепе-теңдік шарты қажетті, бірақ қатты емес дененің тепе-теңдігі үшін жеткіліксіз және денелердің физикалық қасиеттерін ескеретін қосымша жағдайлар талап етеді дегенді білдіреді. Осылайша, мәселен, икемді жеңіл жіптің созылу кезінде екі күштің тепе-теңдік шарттарын қамтамасыз ету қажет, бірақ жіп созылуға қарсы тұра алатынын, алайда қысуға (икемді жіп тепе-теңдігінің қосымша жағдайы) қарсы тұра алмайтынын есте сақтауымыз қажет.

«Материалдар кедергісі» оқулығының екінші бөлімінде біз қатты емес, бірақ деформацияланған денелердің тепе-теңдігін қарастыратын боламыз. Қатаю принципі негізінде біз бұл денелерді мүлдем қатты деп қабылдаймыз да, оларға қатаң дене статикасының кез келген заңдарын қолданамыз.

2-тарау

ҰҚСАС КҮШТЕРДІҢ ЖАЗЫҚ ЖҮЙЕСІ

ТЕПЕ-ТЕНДІКТІҢ ӘСЕРЛІЛІГІ МЕН

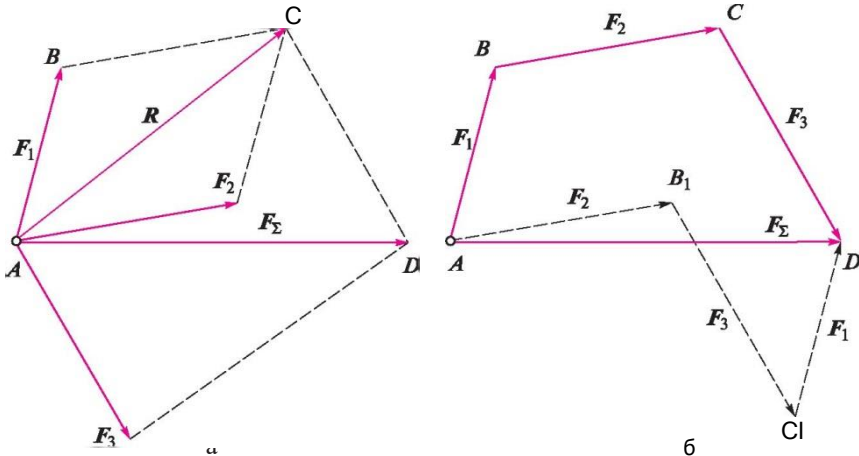
2.1. ГЕОМЕТРИЯЛЫҚ ЖАҒДАЙЫН АНЫҚТАУДЫҢ ГЕОМЕТРИЯЛЫҚ ТӘСІЛІ

Әрекет сызықтары бір жазықтықта орналасқан және бір нүктеде қиылысатын күштер жүйесі *ұқсас күштердің жазық жүйесі* деп аталады.

Теорема. Жалпы жағдайда ұқсас күштердің жазық жүйесі осы күштердің векторлық қосындысына тең келетін нәтижеге ие; тең әсерлі әрекет сызығы компоненттердің әрекет ету жолдарының қиылысу нүктесінен өтеді.

Әрекет ету сызығы A нүктесінде ұштасатын F_1 , F_2 және F_3 үш күштерінің жазық жүйесі берілсін. III және IV аксиомаларының зерттеулері негізінде осы күштерді олардың әрекет ету көлденең сызығын A нүктесіне қарай ауыстырамыз. Параллелограмм ережесі бойынша F_1 және F_2 алғашқы екі күшті біріктіріп, олардың R тең әсерлі әрекетін аламыз (2.1-сурет, а):

$$R = F_1 + F_2.$$



2.1-
сурет

Параллелограмманың сол аксиомасын пайдалана отырып, біз F_3 күшімен R теңәсерлі күшті қосамыз:

$$F_x = R + F_3 = F_1 + F_2 + F_3,$$

мұндағы F_x – осы үш күш жүйесінің теңәсерлілігі (абсолюттік мәні).

Осындай іс-қимылдарды нәтижеге қол жеткізуге болатын ұқсас күштердің кез келген саны үшін жүзеге асыруға болады.

Ұқсас әрекеттерді кез келген үйлесімді күштер саны үшін жүргізуге болады, нәтижесінде мынаны аламыз:

$$F_z = F + F_2 + F_3 + \dots + F_n.$$

Бұл теңдеуді қысқартылған түрде былай жазамыз:

$$F_s = I F,$$

мұндағы i – 1-ден n -ға дейінгі барлық бүтін сандар.

2.1, а-суретінде орындалған құрылысты қарапайымдауына ауыстыруға болады (2.1, б -сурет). $ABCD$ көпбұрышы *күштік*

көпбұрыш деп аталады. Алғашқының басын соңғы вектордың аяғымен байланыстыратын AD жағы *тұйықталған жақ* деп аталады.

Қосылатын күштер векторларының көрсеткілері күшті көпбұрыш контуры айналасындағы белгілі бір бағытты қалыптастырады, ал нәтиже беретін модуль мен теңәсерлі бағытын анықтайтын тұйықталған жақтың айналып өтуге қарсы бағытталған көрсеткісінің бар екенін есте сақтау қажет (2.1, б -суретті қараңыз).

Егер геометрия мен тригонометрия көмегімен күштік көпбұрыштың теңәсерлілігін анықтасақ, онда мұндай тәсіл *геометриялық* деп аталады. Егер белгілі бір масштабта күштік көпбұрыш сызбасын жасасақ, онда теңәсерлілік тұйықталған жағының қарапайым өлшеуімен анықталады, содан кейін масштабта көбейтуге болады. Теңәсерлілікті табудың бұл тәсілі *графикалық* деп аталады.

Күштік көпбұрыш құрылысында векторларды қосу тәртібі теңәсерлілік мөлшеріне әсер етпейді, өйткені нүктелердің өзгеруінен векторлық сома өзгермейді (2.1, б-суретін қараңыз, AB_1C_1D көпбұрышы).

Күштік көпбұрышты құрастыру кезінде, соңғы вектордың соңы біріншінің басталуымен сәйкес келетін жайт болуы мүмкін. Мұндай жағдайда тұйықталған жақ болмайды және мұндай күштік көпбұрышты *тұйық* деп айтады.

Тұйық күштік көпбұрыш беретін ұқсас күштер жүйесінің F_z теңәсерлілігі нөлге, сондай-ақ бұл жүйе нөлге баламалы, яғни *тепе-теңдікте* болады. Бұл ұқсас күштердің жазық жүйесі тепе-теңдікте болады деген шартты білдіреді. Бұл шарт мына теңдік арқылы көрінеді

$$F_x = F + F + F_3 + \dots + F_n = \sum F = 0$$

және былайша тұжырымдалады: ұқсас күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдігі үшін күштік көпбұрыштың тұйық болғаны қажет және жеткілікті.

Теңдеулер түрінде жазылған белгісіз мөлшердегі тепе-теңдік шарттары *тепе-теңдік теңдеуі* деп аталады.

Тепе-теңдіктің геометриялық жағдайын қолдана отырып, үш күштің денеге әрекет ететін есептерді шешу ыңғайлы, себебі бұл жағдайда тұйық үштік көпбұрыш үшбұрыш болып табылады.

Статиканың көптеген міндеттерін шешу үш кезеңде жүзеге асырылады:

1) тепе-теңдігі қарастырылатын денені таңдайды;

2) байланыстарды реакциялармен ауыстыра отырып, оларды алып тастайды және денеге қандай күштер жүйесінің әсер ететінін анықтайды;

3) тепе-теңдік жағдайын пайдаланып, белгісіз мөлшерлерді табады.

Техникалық механиканың міндеттерін шешу кезінде ережені қатаң сақтау керек: теңдеулердің барлық мәндері мен екі жағындағы шамалардың өлшемдері бірдей болуы тиіс.

Күмәнді жағдайларда, осы ережені міндеттерді шешу барысының дұрыстығын тексеру үшін қолдануға болады, ол үшін теңдестірілген теңдік шарттарына кіретін барлық шамалардың бірлігін алмастыру керек және ықтимал қысқартулар жасағаннан кейін оң және сол жақ бөліктердің алынған бірліктерін салыстыру қажет.

Осы тәсілмен 1.5-бөлімде келтірілген $Q = q_l$ формуласын тексереміз:

$$[Q] = [q][l], n = (N/m) \cdot m = n.$$

Теңдеудің оң және сол жақ бөліктерінің бірліктері бірдей, демек, өлшемге арналған формула дұрыс.

Мұндай тексеріс көбінесе сандық коэффициенттердің формуласына кіретін дұрыстығы туралы ештеңе айтпайтынын атап өткен жөн.

Мысал 2.1. *a* бұрышын жасайтын қабырғамен тегіс тік қабырғаға арқанмен біртекті шар асылады (2.2-сурет). Егер G шардың салмақ күші болса, F арқанының кернеулігін және қабырғадағы P шарының қысым күшін анықтаңыз.

Шешуі. Шардың тепе-теңдігін қарастырайық. Еркіндік принципін қолдану арқылы біз байланыстарды алып тастап, оларды реакциялармен ауыстырамыз. Тегіс қабырғаның N реакциясы қабырғаға перпендикуляр және шардың ортасынан өтеді. Шар біртекті болғандықтан, G салмақ күші оның геометриялық орталығында қолданылады. R реакциясы арқанға көлденең бағытталған және үш параллель емес

күштердің тепе-теңдік теоремасына сәйкес, оның әрекет сызығы шардың ортасынан өтуі керек.

Шарға қолданылатын үш ұқсас күштер жүйесіне біз геометриялық тепе-теңдік жағдайын қолданамыз:

$$\sum \vec{F} = 0; \quad \vec{G} + \vec{N} + \vec{R} = 0.$$

G белгілі күш векторының масштабында қабылданған бейнеден бастап, тұйық күштік көпбұрыш саламыз.

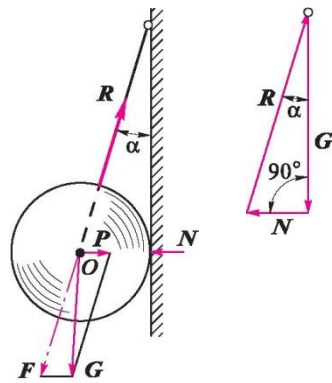


Рис. 2.2

Үшбұрышты айналып өту бағыты (яғни көрсеткілер бағыты) осы күшпен анықталады. Үшбұрыштан мынадай қатынастар аламыз:

$$N = G \operatorname{tg} a; \quad R = \frac{G}{\cos a}$$

Өзара әрекеттесу аксиомасына сәйкес қабырғаға P шары қысымының қажетті күші модуль бойынша қабырғаның N реакциясына тең, бірақ қарсы бағыттарға бағытталған:

$$P = N = G \operatorname{tg} a.$$

Арқанның F кернеуі модуль бойынша оның реакциясына R тең:

$$F = R = \frac{G}{\cos a}$$

Бұл есепті $F = R$, $P = N$ өзара әрекеттесу аксиомасына сәйкес құрамдас P (қабырғаға шар қысымының күші) және F (арқанның кернеуі) нақты бағыттары бойынша (реакция бағыттары) G салмақ күшін кеңейту жолымен шешуге болады.

Құрылған параллелограммадан (2.2-суретті қараңыз) қажетті мәндерді оңай анықтаймыз. Мәселені шешудің бұл әдісі *ыдырау әдісі* деп аталады.

КООРДИНАТ ӨСІНЕ КҮШТІҢ ТҮСІРІМІ ЖӘНЕ ТЕПЕ-

Денеге үш күштен артық күш әсер етсе, сондай-ақ кейбір күштердің бағыттары белгісіз болған жағдайларда міндеттерді шешуде геометриялық емес, тепе-теңдіктің *түсірім әдісіне* негізделген *аналитикалық* шартын қолдану ыңғайлырақ.

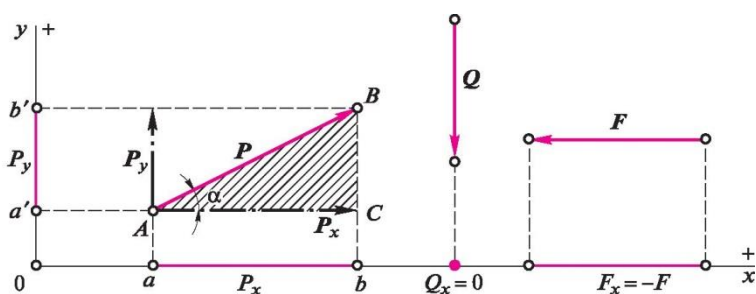


Рис. 2.3

Оське күштің түсірімі – екі перпендикуляр арасында орналасқан, күш векторының басынан және соңынан осьіне түсіп кеткен осьтің кесіндісі.

X, y координат өстері, A нүктесінде қолданылатын және координат өсінің жазықтығына орналасқан P, күші берілсін (2.3-сурет).

P күшінің түсірімімен осьте ab и a'b' кесінділері болады. Бұл түсірімдерді P_x и P_y сәйкес белгілейміз. Сонда

$$P_x = P \cos a; P_y = P \sin a.$$

Оське күштің түсірімі – бұл түсірім бағыты бойынша белгіленетін оң немесе теріс бола алатын алгебралық мөлшер. Түсірім бағыты деп күштер векторы түсімінің басынан түсімнің соңына қарай бағытталуды айтамыз.

Төмендегідей таңбалар ережесін белгілейміз:

егер осьтегі күштің түсірім бағыты осьтің оң бағытымен сәйкес келсе, онда бұл проекция оң және керісінше болып саналады.

Егер күштер векторы оське параллель болса, онда ол осы оське табиғи мөлшерде көрсетіледі (2.3-суретін қараңыз, F күші).

Егер күштер векторы оське перпендикуляр болса, онда осы оське оның түсірімі нөлге тең болады (2.3-суретін қараңыз, Q күші).

ABC үшбұрышынан P_x и P_y , екі түсірімін біле отырып, келесі формулалар бойынша P күш векторының модулін және бағытын анықтаймыз:

күштің модулі

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2};$$

P күш векторы мен x осі арасындағы бұрыштың тангенсін бағыттайтын

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{P_y}{P_x}.$$

P күшін координата осьтеріне параллель P_x и P_y теңәсерлі екі құрамдас күш ретінде ұсынуға болады (2.3-суретін қараңыз). P_x и P_y компоненттері мен P_x и P_y түсірімдерінің бір-бірінен түбегейлі айырмашылығы: құрамдас– векторлық, ал түсірім алгебралық мән болып табылады; бірақ күш өзара перпендикуляр екі бағыт бойынша x және y осьтеріне параллель таратылғанда, күштің түсірімдері екі өзара перпендикуляр бағытта x және y осьтері мен сол күштің модульдері сәйкесінше сан жағынан тең болып табылады. Үйлесім күштердің n жазық жүйесін берілісін

$$F_1, F_2, F_3, \dots, F_n.$$

Бұл жүйеге теңәсерлі

$$F_s = I F$$

Осы жүйенің әрекет жазықтығында координата осін таңдаймыз және осы күштерді және олардың осьтерінің теңәсерлілігін жобалаймыз.

Осыке теңәсер етуші түсірім құрамдас күштердің сол осьтегі проекцияларының алгебралық сомасына тең, яғни

$$F_{jx} = I_x^F$$

Осы теңдіктің оң жақ бөлігін жеңілдетілген түрде былайша жазамыз:

$$F_{ix} = I X.$$

Теңәсерлі кез келген жазық жүйенің нәтижесін анықтау үшін, оларды x және y координат осьтерінде жобалаймыз, барлық күштердің түсірімдерін алгебралық түрде қосып, осылайша алынған нәтижелерді табуға болады:

$$F_{1x} = IX; F_{1y} = I Y.$$

Түсірімді біле отырып, нәтиже беретін модуль мен бағытты анықтаймыз:

нәтиже модулі

$$F^* = 4 F_2 + F_{2y};$$

F_1 векторы мен x осі арасындағы бұрыштың тангенсін бағыттайтын

$$\operatorname{tg}(F_z, x) = \wedge.$$

Теңәсерлі әрекет ету сызығы құрамдас күштердің әрекеттер сызығының қиылысу нүктесінен өтеді.

Егер үйлесім күштердің осы жазық жүйесі тепе-теңдікте болса, онда мұндай жүйенің теңәсерлілігі, демек координат осіне теңәсерлі түсірімдер нөлге тең болады:

$$F_{1x} = IX \quad F_{1y} = I Y,$$

Бұны ескере отырып, жинақталған күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдігінің аналитикалық шарттарын білдіретін теңдік шығарамыз:

$$I X = 0; I Y = 0.$$

Бұл шарттар келесідей тұжырымдалған: үйлесім күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдігі үшін осы екі күш координат осьтерінің әрқайсысында түсірімнің алгебралық сомасының нөлге тең болуы қажет және жеткілікті.

Тепе-теңдік теңдеулерінің көмегімен осы күш жүйесінің екі белгісіз элементін анықтауға болады, мысалы, бір күштің модулі мен бағыты немесе бағыттары белгілі болған екі күш модулі, т.т.

Шығарылған тепе-теңдік шарттары *кез келген координат осіне* жарамды, бірақ проблемаларды шешуді жеңілдету үшін теңдеулердің әр теңдеуі бір белгісіздікке ие болу үшін координат осін мүмкіндігінше *перпендикулярлы белгісіз күштерге* таңдауға ұсынылады.

Қажетті күштің бағыты белгісіз болғанда, ол берілген бағыттардағы екі құрамдас бөлікке, әдетте, координат осінің бағыты бойынша бөлінуі мүмкін; табылған екі өзара перпендикулярлық компоненттердің көмегімен белгісіз күш оңай анықталады.

Егер проблемалар аналитикалық тәсілмен шешілсе, қажетті реакция теріс болып шығады, яғни оның нақты бағыты суреттегі бағытқа қарама-қайшы келеді.

Мысал 2.2. $G = 5 \text{ N}$ салмақ күшінің біртекті тікбұрышты табақшасы оның бір жағынан өтетін көлденең ось айналасында еркін айналып өтуі үшін тоқтатыла тұрады. Тіпті біркелкі соғып тұратын жел оны тігінен жазықтықта иілген қалыпта $\alpha = 18^\circ$ бұрышта ұстайды. Табақшаға желмен оның жазықтығында перпендикулярлы шығарылатын теңәсерлі P қысымын анықтаңыз (2.4, а-сурет).

Шешуі. Табақшаның тепе-теңдігін қарастырайық. O топсасынан бас тартамыз. Табақша біртекті және тікбұрышты болғандықтан, нәтижесінде P желдің қысымы мен G салмақ күші C табақшасының геометриялық орталығында қиылысады; топсаның R_0 реакциясының әрекет сызығы бірлескен үш параллель емес күштердің тепе-теңдігі туралы теореманың негізінде C нүктесінен өтеді.

Табақшаға әрекет ететін үш үйлесімді күштер жүйесі үшін y осін табақшаға перпендикулярлы етіп бағыттай отырып (анықталуы талап етілмейтін R_0 реакциясы тепе-теңдік теңдеуіне енбейді) $Y = 0$ теңдеуін тепе-теңдіктің аналитикалық шартын қолданамыз. Тепе-теңдік теңдеуін құрамыз

$$\sum Y = 0; P - G \sin \alpha = 0,$$

мұндағы

$$P = G \sin \alpha = 5 \sin 18^\circ = 5 \cdot 0,309 = 1,55 \text{ N}.$$

Тепе-теңдік геометриялық күйінің көмегімен мәселенің шешімін тексеруді жүзеге асырамыз:

$$\sum F = 0; G + P + R = 0.$$

Тұйық қуат үшбұрышын саламыз (2.4, б-сурет). Оны

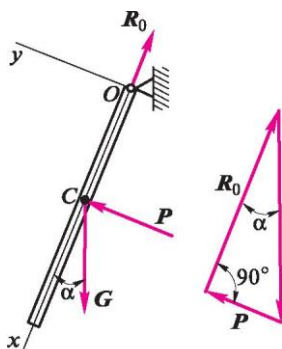


Рис. 2.4

б

шешіп, алатынымыз

$$P = G \sin a = 5 \sin 18^\circ = 1,55 \text{ Н.}$$

3-тарау

ПАРАЛЛЕЛЬ КҮШТЕРДІҢ ЖАЗЫҚ ЖҮЙЕСІ МЕН КҮШТЕР МОМЕНТІ

3.1.

БІР ЖАҚҚА БАҒЫТТАЛҒАН ЕКІ ПАРАЛЛЕЛЬ КҮШТІҢ ТІРКЕСІМІ

Әрекет ету сызығы параллель және бір жазықтықта жататын күштер жүйесі *параллель күштердің жазықтық жүйесі* деп аталады.

Бір жаққа бағытталған екі параллельді күш осы күштердің жиынтығына тең болатын теңәсерлігіне баламалы, оларға параллельді және сол жаққа бағытталғаны (3.1-сурет); тең әсерлі әрекет сызығы осы күштердің қолдану нүктелерін қосатын кесіндіні бөлетіні осы күштерге *кері* пропорционалды екені физикадан белгілі:

Туынды пропорцияны қолдану арқылы жазуға болады:

$$\frac{F_1}{AC} = \frac{F_2}{BC} = \frac{F_1 + F_2}{AC + BC}$$

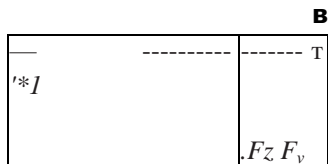
сонда

$$\frac{F_1}{BC} = \frac{F_2}{AC} = \frac{F}{AB}$$

Бұл күштің екі параллель компонентке ыдырауы екі параллель күштің қосылу формулалары арқылы жасалады.

Екі параллельді компонентке күштің ыдырауы – шексіз саны бар шешімдердің анықталмаған міндеті. Мәселенің

белгілі бір шешімі болу үшін, екі қосымша шарт, мысалы, бір компоненттің модулі және бір иіннің ұзындығы, екі иіннің ұзындығы және т.б. болуы қажет.



ЕКІ ӘРКЕЛКІ АНТИПАРАЛЛЕЛЬДІ КҮШТЕРДІ ҚОСУ

3.2. Екі әркелкі антипараллельді күштерді модуль бойынша қосу туралы мәселені қарастырайық.

Модуль бойынша мұндай күштер тең, ерекше, ол 4-тарауда қарастырылатын болады.

Теорема. Екі әркелкі антипараллельді күштер теңәсерлі теңестіріледі, бұл осы күштердің айырмашылығына, оларға параллель және үлкен күштің жағына бағытталған; осы күштердің қолдану нүктелерін байланыстыратын теңәсерлі әрекет ету сызығы кесіндіні бөледі, осы күштерге кері пропорционалды түрде бөліктерге бөледі.

F_1 және F_2 екі параллель күштерін қарастырайық, оның үстіне $F_1 > F_2$ (3.2-сурет). F_1 күшін F_x және F екі параллельді компоненттеріне F_2 компоненті B және $F_2, = F_2$ нүктелерінде қолданылатындай етіп ыдыратамыз. Сонда бір жаққа бағытталған екі параллель күштерді қосу туралы теорема негізінде алатынымыз

$$F_i = F_x + F_2;$$

$$F_{\underline{}} = F_{\underline{}} = F^{\wedge} \\ BC \ AC \ AB'$$

Осы теңдеулерден F_s екінші компонент модулін және AC арақашықтығын оның қолданылу нүктесіне дейін ($F_2' = F_2$ белгілі) табамыз.

Бұл күштер жүйесі (F_1, F_2) үш күштердің жүйесі ауыстырылады:

$$(F_i, F_2) - (F_z, F_l, F).$$

IV аксиомасының негізінде F_2 и F_2' өзара теңдестірілген күштерді алып тастаймыз, бұл жүйе бір күшке тең, яғни теңәсерлі F^{\wedge} аламыз:

$$(F_i, F_2) - F_z.$$

Аксиома IV-де екі өзара теңдестірілген күштерін F_2 және

F_2 негізінде алып тастасақ, бұл жүйе мен нәтижені қолданудың нүктесі формула бойынша анықталған бір күшке тең, яғни F^{\wedge} :

Теңәсерлі модулі мен қосылу нүктесі $F_z = F_1 - F_2$; $AC = \frac{F_2}{F} AB$ формулалары бойынша анықталады.

Екі параллельді күштің теңәсерлілігі олардың алгебралық сомасына тең екенін айта кету керек.

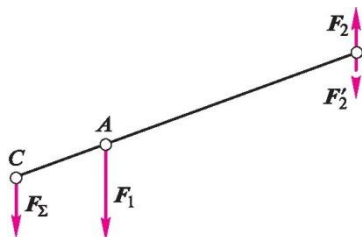


Рис. 3.2

Егер денеге n параллель күштер жүйесі әрекет етсе, онда олардың күші төрт күшпен және т.б. нәтиже беретін үшінші күшпен бірге екі күшті дәйекті түрде қосып, параллель күштердің пайда болған жүйесінің модулін және әрекет сызығын табамыз.

Әлбетте, бұл параллельді күштердің теңәсерлі жүйесі осы жүйенің күштерін алгебралық қосу нәтижесінде анықталады:

$$F_I = F_1 + F_2 + \dots + F_n.$$

Осылайша, *параллель күштердің тең әсерлі жүйесі олардың алгебралық сомасына тең:*

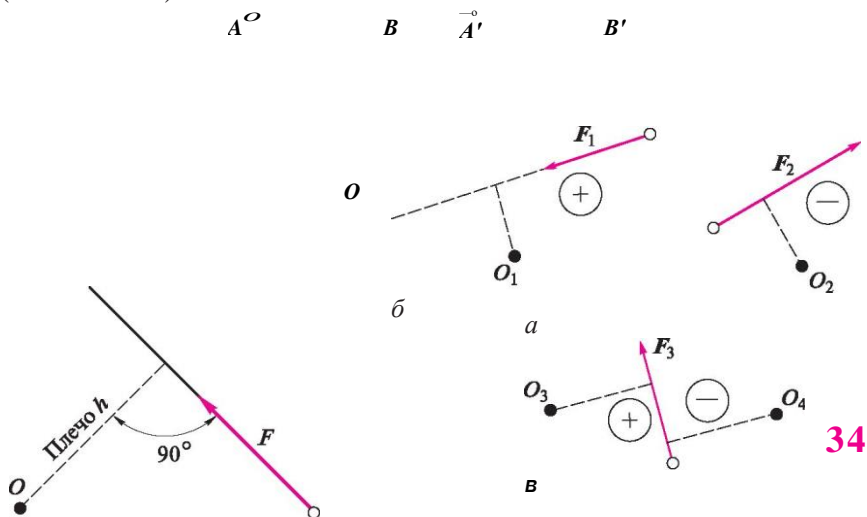
$$F_s = I F$$

3.3. НҮКТЕГЕ ҚАТЫСТЫ КҮШТЕР МОМЕНТІ

Кілттің соңына бұлшық ет күшін қолданып, белгілі бір ұзындықтағы сомын кілтпен тартылған сомынды қарастырамыз.

Егер сомын кілтті бірнеше есе ұзындау етіп алсақ, онда сол күшті қолдана отырып, сомынды әлдеқайда мықтылау етіп тартуға болады. Бұдан шығатыны, сол бір күш түрлі айналмалы әрекет жасай алуы мүмкін. Күштің айналмалы әрекеті *күштің моментімен* сипатталады.

Нүктеге қатысты күштің моменті ұғымын итальяндық ғалым және дәуір суретшісі Ренессанс Леонардо да Винчи (1452 - 1519) енгізген.



3.5-сурет

Нүктеге қатысты күштің моменті оның иініндегі күш модулінің өнімі болып табылады (3.3-сурет):

$$M_0(F) = Fh.$$

Осы сәтке қатысты алынған нүкте *сәттің ортасы* деп аталады. Сәттің ортасынан күштің әрекет ету сызығына дейінгі ең қысқа арақашықтық нүктеге қатысты күштің иіндері деп аталады.

Күш моментінің өлшемділігі

$$[M] = [F'] [h] = \text{күш} \times \text{ұзындық} = \text{ньютон} \times \text{метр} = \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Егер күш өз иінін сәт ортасының айналасына сағат тіліне қарсы бұруға тырысса әрі керісінше, онда күш моментін оң деп санауға шарттасамыз (3.4-сурет, а, б).

Әртүрлі нүктелерге қатысты сол бір күш оң және теріс сәтті көрсете алады (3.4-сурет, в).

Осы күштің әрекет ету сызығында орналасқан нүктеге қатысты күштің моменті *нөлге тең*, себебі бұл жағдайда иін нөлге тең.

3.5-суреттен көрініп тұрғандай, күш модулі мен иіні өзгеріссіз қалғандықтан, күшті оның әрекет ету көлденең сызығына көшіру кезінде нүктеге қатысты күштің моменті өзгермейді.

4-тарау

4.1.

ЖҮП КҮШТЕРДІҢ ЖАЗЫҚ ЖҮЙЕСІ

ЖҮП КҮШТЕР МЕН ЖҮП МОМЕНТІ

3.2-тараушасында модульдері жағынан тең екі антипараллельді күштерді қосу мәселесі қараудан шығарылды. Мұндай күштер жүйесі *жұп күштер* деп аталады немесе жай жұп (4.1-сурет).

Жұп күштер ұғымын механикаға ХІХ ғасырдың басында жұп теориясын әзірлеген француз ғалымы Л. Пуансо (1777 - 1859) енгізді.

Жұп орналасқан жазықтық *жұптың әрекет ету жазықтығы* деп аталады. Күштің әрекет ету сызығы арасындағы арақашықтық *жұп иіні* болып табылады. Жұп әрекетінің тиімділігі ол – оған бекітілген денені айналдыруға ұмтылуы. Оның айналмалы әрекеті *жұптың моментіне* байланысты анықталады.

Жұптың моменті иінде жұпты жасайтын күштердің біреуінің модулінің өнімі болып табылады:

$$M(F_1, F_2) = Fh = F_2h = m.$$

Жұптың моменті мен күшінің моменті бірдей мөлшерде. *Жұптың моменті өз иінін сағат тіліне қарсы және керісінше бұруға тырысатын болса, онда жұп моментін оң* деп санауға шарттасамыз.

Жұптың моменті жұп күштерінің біреуінің векторы – негіз, ал биіктігі иін болып табылатын үшбұрыштың екі еселенген

4.1-суреттен көрініп тұрғандай, жұптың моменті күштің әрекет ету көлденең сызығында күштерді беру кезінде өзгермейді, өйткені ABC және $A'B'C'$ үшбұрыштары бірдей.

4.2. ЖҰП КҮШТЕРДІҢ НЕГІЗГІ ҚАСИЕТТЕРІ

Жұп күштердің негізгі қасиеттері келесідей үш теоремамен сипатталады.

Теорема I. Жұп күштердің теңәсерлілігі жоқ.

Антипараллельді күштердің жүйесі (F_1, F_2) h иінімен берілген (4.2-сурет).

$F_2 > F_1$ деп болжайық. Сонда осы күштердің теңәсерлілігі $F_z = F_2 - F_1$, ал оны қолдану нүктесі мына пропорцияда анықталады:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{h}{x}, \text{ отсюда } x = \frac{F_1 h}{F_2}$$

Енді F_2 күші төмендесін және модуль бойынша F_1 күшіне жақындасын, сонда $F_z = F_2 - F_1 = 0$.

$$F_z = F_2 - F_1 = 0.$$

Бұл $F_1 = F_2$ кезінде теңәсерліліктің болмайтынын көрсетеді.

Теорема дәлелденді. Осы теоремадан шығатыны, жұп күштерді бір күшпен теңестіру мүмкін емес, жұп күші тек жұбымен теңдестіріле алады.

Теорема II. Жұп құрайтын күш сәттерінің алгебралық қосындысы жұптың әрекет ету жазықтығының кез келген нүктесіне қатысты жұптың моментіне тең тұрақты мөлшер.

(F_1, F_2) жұбы h иінімен және $m = F_1 h = F_2 h$ моментімен берілген (4.3-сурет).

Жұптың әрекет жазықтығында A еркін нүктесін таңдап, оны сәттердің орталығы ретінде қабылдаймыз:

$$M_A(F_1) = -F_1 a; \\ M_A(F_2) = F_2(a + h).$$

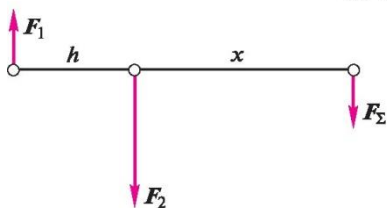


Рис. 4.2

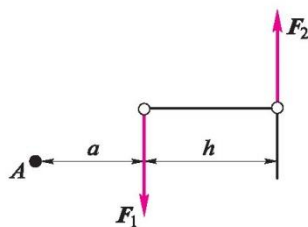
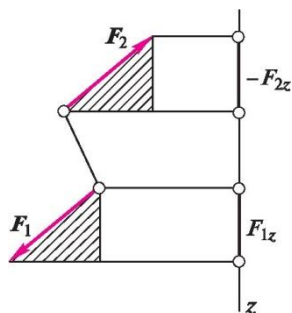


Рис. 4.3

Осы теңдіктің оң және сол жақ бөліктерін қосамыз: $M_a(F_1) + M_a(F_2) = -Fa + F_2 \times (a + h) = F_2h$, немесе $M_a(F_1) + M_a(F_2) = m$; теорема дәлелденді



Осы теоремадан шығатыны, сәттің кез келген ортасында күш жұптары бірдей белгімен және бірдей мөлшермен сәт теңдеуіне енеді.

Теорема III. Оське жұп күштері түсірімінің алгебралық сомасы әрқашан нөлге тең.

Рис. 4.4

Жұп әрекетінің жазықтығында орналасқан күш жұбы (F_b, F_2) және z осі берілген (4.4-сурет). Оның штрихталған үшбұрыштарының теңдігінен $F_{1z} = F_{2z}$ екені көрініп тұр. F_{1z} проекциясы – оң, F_{2z} проекциясы – теріс, демек олардың алгебралық сомасы әрқашан нөлге тең.

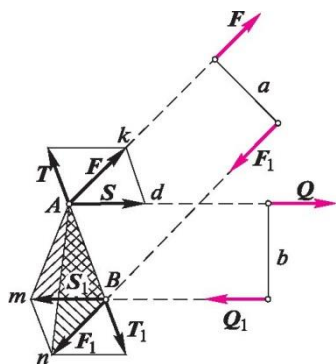
Осы теоремадан шығатыны, күштер жұбы не күштер теңдеуіне не күштер проекциясының теңдеуіне енбейді.

4.3.

БАЛАМАЛЫ ЖҰПТАР

Екі жұп, егер олардың біреуін еркін қатаң дененің механикалық күйін бұзбастан ауыстыруға болса, эквивалентті деп аталады.

Баламалы жұп туралы теорема: егер екі жұптың сәттері алгебралық тең болса, онда бұл жұптар баламалы болып табылады.



Сәттері алгебралық тең болып табылатын екі жұп ($F, F^A(Q, Q_1)$), берілген (4.5-сурет), яғни

$$M(F, F_1) = M(Q, Q_1), \text{ или } Fa = Qb.$$

A және B нүктелерінде өзара қиылысқанға дейін күш жұбының

Рис. 4.5

әрекет ету сызығын жалғастырамыз. III және IV аксиомалардың зерттеу нәтижелері негізінде әрекет ету көлденең сызығы F және күштерін A және B нүктелеріне ауыстырамыз. Бұл нүктелерді түзу сызықпен байланыстырамыз және AB бағыттары және Q и Q_1 күштерінің әрекет ету көлденең сызығы бойынша F және F_1 күштерін ыдыратамыз. Akd және Bmn үшбұрыштарының теңдігінен $T = T_1$ және $S = S_1$ шығады.

Г және T_1 күштері теңдестірілген жүйе болып табылады, өйткені олар модуль жағынан тең және бір түзу бағыт бойынша қарсы жақтарға әрекет етеді. IV аксиома негізінде мұндай жүйені алып тастауға болады.

S және S_1 күштері b иінімен бірге күштер жұбы болып табылады. Осылайша, жұп $(F, F_1) =$ жұбына (S, S_1) .

AmB және AnB үшбұрыштарын қарастырайық. Олардың AB ортақ негіздері бар және олардың биіктігі бірдей, демек, $AAmB$ ауданы $AAnB$ ауданына тең.

Бірақ $AAnB$ еселенген ауданы жұптың моментіне (F, F_1) сандық мәнге тең және екі еселенген $AAmB$ ауданы жұптың (S, S_1) моментіне тең, демек $M(F, F_1) = M(S, S_1)$ немесе $Fa = Sb$.

Теорема шарттары бойынша $Fa = Qb$, демек, $Sb = Qb$, бұдан, $S = Q, Si = Qi$.

S және Q күштері абсолютті мәнде тең, олар бір түзу бір бағыт бойынша әрекет етеді, демек олар бір-біріне баламалы; осы негізде S_i және Q_i күштері бір-біріне баламалы. Демек, жұп $(Q, Q_1) =$ жұбына (S, S_1) .

Бірақ жоғарыда дәлелденді, жұп $(F, F_1) =$ жұбына (S, S_1) .

Екі жұп бірдей үшінші жұпқа тең болғандықтан, бұл жұптар бір-біріне өзара тең, яғни,

$$\text{жұп } (F, F_1) = \text{жұбына } (Q,$$

$Q_1)$, дәлелдеуді талап еткен болатын.

Дәлелденген теоремадан жұптардың баламалығы туралы төрт зерттеу шығады:

- 1) дененің механикалық жай-күйін өзгертпестен, жұпты оны әрекет ету жазықтығында ерікті түрде ауыстыруға болады;
- 2) дененің механикалық күйін өзгертпестен, жұптың беріктігін және иінін өзгертуге болады, бірақ оның моменті өзгермейтіндей болып қалу керек;
- 3) жұпты анықтау үшін, оның моментін көрсету жеткілікті, сондықтан кейде «жұп» сөзі «сәт» деген сөзбен ауыстырылады және шартты түрде оны 4.6-суретте көрсетілгендей бейнелейді;
- 4) параллель күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдік шарттары әділ болады, егер мұндай жүйемен бірге, күш жұптары да әрекет етсе, өйткені оларды әрекет ету жазықтығында айналдыруға және жұп күштерін жүйенің басқа күштеріне параллельді қоюға болады.

Күштің моменті және жұптары сәттің әрекет ету

жазықтығына перпендикуляр вектор түрінде жиі көрінеді. Осы вектордың соңы жағынан қарай отыра, сәттің әрекет етуі сағат тіліне қарсы бағытталуы тиіс.



4.6-сурет

І ТІРЕУІШТЕРІ МЕН АРҚАЛЫҚ ТІРЕУІШ РЕАКЦИЯЛАРЫ

Арқалық тіреуіштері олардың орналасуына қарай негізгі үш түрге бөліне алады (4.7-сурет): топсалы-жылжымалы (А тіреуіші); топсалы-жылжымалы емес (В тіреуіші); қатаң қатты тығыздау (С тіреуіші). 4.7-суретте топсалы-жылжымалы тіреуіштің шартты кескінінің екі тәсілі көрсетілген (А тіреуіші).

Байланыс реакцияларының бағытын анықтау ережесін қолданамыз (1.4-тараушаны қараңыз).

Топсалы-жылжымалы тіреуіш топса осінің айналасында айналуға және тіреуіш жазықтыққа параллель сызықты қозғалыс жасауға мүмкіндік береді. Егер тіреуішке және топсаға үйкелісуді елемейтін болсақ, онда мұндай қосылыстың реакциясы тіреуіш жазықтыққа перпендикуляр бағытталған және тек модуль бойынша белгісіз (біреуі белгісіз) болады.

Топсалы-жылжымалы емес тіреуіш тек қана топса осі айналасында айналуға мүмкіндік береді және ешқандай сызықтық ауыстыруды жүзеге асыруға мүмкіндік бермейді. Тіреуіштің мұндай реакциясы топсаның осіне перпендикулярлы бағытталады; модуль және оның бағыты алдын-ала белгілі болмайды (екі белгісіз). Әдетте, міндеттерді шешу кезінде мұндай реакцияны модулі жағынан белгілісіз, бірақ бағыты бойынша белгілі екі өзара перпендикулярлық компоненттерге ыдыратады.

Қатаң тығыздау (қысылу) (сызат) тіреуіштің қысылған соңына сызықты ауыстыруды да, бұрылыс жасауды да мүмкіндік бермейді. Қатаң тығыздауды реактивті күш ауыстырады, модуль мен бағыты бойынша және реактивті моментімен белгісіз (үш белгісіз). Бағыты белгілі емес реактивті күш екі өзара перпендикулярлық компоненттерге бөлінеді.

Егер мәселені шешуде реактивті күш немесе реактивтік сәт теріс болса, онда олардың нақты бағыты қабылданғанға қарсы болады.

Жоғарыда көрсетілген тіреуіш тіректердің үш негізгі түрінен басқа, конструкцияларда тіреуіш жиі жазықтыққа (беті) немесе призма қырына еркін сүйенеді. Мұндай жағдайларда реакциялардың бағыты 1.4-тараушада белгіленген ережелерге сәйкес анықталады.

Мысал 4.1. Ұзындығы $l = 4$ м көлденең арқалық тіреуіштерге бекітілген (4.8-сурет) және күштер жұбы $m = 420$ Н • м моментімен жүктелген. арқалықтың ауырлық күшін ескермей A және B тіреуіштерінің реакцияларын анықтаңыз.

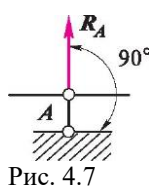


Рис. 4.7

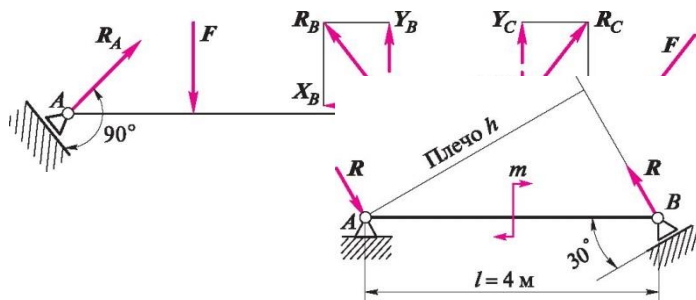


Рис. 4.8

34

Шешуі. Тіреуіштерді реакциялармен алмастырып, оларды алып тастаймыз да, арқалықтардың тепе-теңдігін қарастырамыз. Күш жұптарын тек жұппен ғана теңдестіруге болатындықтан, A және B тіреуіштерінің R реакциялары жұп күштерді қалыптастыруы тиіс, B топсалы-жылжымалы реакциясы тіреуіш жазықтығына перпендикулярлы болуы керек.

Жұптың жазық жүйесінің тепе-теңдігінің шартын қолданамыз да, $0; -m + Rh = 0$, тепе-теңдіктің теңдеуін құрамыз:

Е'

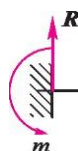
$$\text{мұндағы } h = l \cos 30^\circ.$$

$$l \cos 30^\circ = \frac{m}{4 \cdot 0,866} = 120 \text{ Н.}$$

Бұдан

Мысал 4.2. Ұзындығы $l = 2$ м консолдық арқалық (4,9-сурет) $F = 3\ 000$ Н күшінің ұшына жүктеледі. Арқалықтың ауырлық күшін ескермей, тығыздау реакцияларын анықтаңыз.

Шешуі. Реакциялармен ауыстыра отырып, тығыздауды алып тастаймыз да, арқалықтың тепе-теңдігін қарастырамыз. Тығыздау реакциялары R



44

реактивті күші және m реактивті моменті болып саналады.

m реактивті моменті тек күштер жұбымен теңдестіріле алатындықтан, F жүктемесі мен жұпты құрауы тиіс, демек

$$R = F = 3\,000 \text{ Н.} \quad 4.9\text{-сурет}$$

Әрі қарай жұп тегіс жүйесінің тепе-теңдік шартын қолданамыз және тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$\sum m_i = 0; \quad m - Fl = 0,$$

мұнан

$$m = Fl = 3\,000 \cdot 2 = 6\,000 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

5-тарау

ЕРКІН ОРНАЛАСҚАН КҮШТЕРДІҢ ЖАЗЫҚ ЖҮЙЕСІ

5.1.

КҮШТІ ПАРАЛЛЕЛЬДІ АУЫСТЫРУ ТУРАЛЫ ЛЕММА

Лемма. Егер қолданылатын жаңа нүктеге қатысты осы күштің моментіне тең сәтті жұпқа қоса отырып, күшті дененің ерікті нүктесіндегі бастапқы позицияға параллель берсе, қатты дененің механикалық күйі бұзылмайды.

Кейбір күштер жүйесі әрекет ететін, соның ішінде A нүктесінде қолданылатын F күші бар денені алайық (5.1-сурет). *Келтіру орталығы* деп аталатын O еркін нүктесін таңдаймыз да, IV аксиомасының негізінде осы нүктеде F күшіне параллельді F' және F'' екі тең күштерін қолданамыз

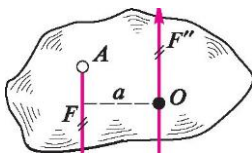
$$F' = F'' = F.$$

F күшіне баламалы күштер жүйесін (F, F', F'') еркін түрде таңдалған O қалпына келтіру орталығына бастапқы жағдайға параллельді ауыстырылған F күші ретінде және моменті күш қолданудың жаңа нүктесі болып табылатын O қалпына келтіру орталығына қатысты осы күштің моментіне тең болатын жұбын (F, F'') береміз:

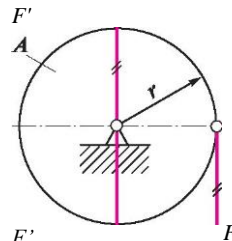
$$M(F, F'') = Fa = M_O(F).$$

Лемма дәлелденді.

Жоғарыда сипатталған күш беруді мысалмен көрсетуге болады.



5.1-сурет



5.2-сурет

r радиусы мойынтіректегі осьте айналатын A доңғалағын қарастырамыз (5.2-сурет). Доңғалақ тоғынына қарай күш жанама қолданылсын (бұндай күшті шеңберлі деп атайды).

Доңғалақ пен мойынтіректегі F күшінің әрекетін анықтау үшін, дәлелденген лемманы қолданамыз және бұл күшті доңғалақ осіне параллель келтіреміз. Нәтижесінде, мойынтіректерге қысым жасайтын $F' = F$ күшін және доңғалақты айналдыратын Fr тең моментімен (F, F'') күштік жұбын аламыз.

5.2. БЕРІЛГЕН ОРТАЛЫҚҚА ЕРКІН ОРНАЛАСТЫРЫЛҒАН КҮШТЕРДІҢ ЖАЗЫҚ ЖҮЙЕСІН КЕЛТІРУ

Күштер жүйесін *келтіру* деп оны басқа бірінші баламалы, бірақ қарапайымдау жүйемен ауыстыруды айтады.

Теорема. Еркін орналастырылған күштердің жазық жүйесі жалпы жағдайда келтіру орталығында қолданылған бір күшке және бір жұпқа баламалы.

Еркін орналастырылған күштердің ($F_1, F_2, F_3, \dots, F_{n-1}, F_n$) n жазық жүйесі берілсін делік. O келтіру орталығының әрекет күштерінің жазықтығында n жұбын қоса отырып, еркін таңдалған барлық күштерді параллельді ауыстырамыз (5.3-сурет). $m_1, m_2, m_3, \dots, m_n$ бұл жұптардың сәттері O келтіру орталығына қатысты осы күштердің моментіне тең.

Еркін орналастырылған күштердің n берілген жүйенің орнына біз модулі бойынша осы күштерге тең және бағыты бойынша олармен бірдей келтіру орталығында қолданылған күштердің n жүйесі мен жұпқа қосылған n жүйесін алдық:

$$F = F_1, F_2 = F_2, F_3 = \dots, F_n = F_n, \\ F' = f \cdot$$

$$m_1 = Mo(F_1), m_2 = Mo(F_2), m_3 = Mo(F_3), \dots, m_n = Mo(F_n).$$

Бұл жаңа жүйе осыған ұқсас.

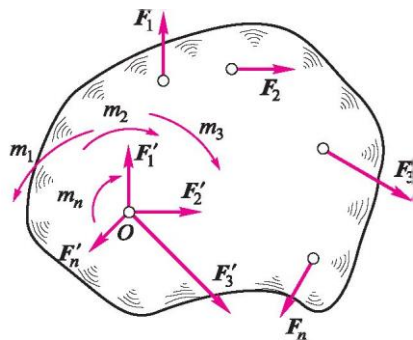


Рис. 5.3

Бір нүктеде қолданылған күштердің жазық жүйесі осы күштердің векторлық сомасына тең болатын және сол нүктеде қолданылған бір күшке баламалы, демек, немесе

$$F_{ra} = I F,$$

Бұл күшті берілген жүйенің *бас векторы* деп атаймыз. Еркін орналастырылған күштердің жазық жүйесінің бас векторы жүйенің барлық күштерінің векторлық сомасына тең және келтіру орталығында қолданылған.

Графикалық түрде бас вектор осы күштерде салынған күштік көпбұрыштың тұйық жағы арқылы көрінеді. Бас вектордың модулін аналитикалық түрде

$$f = \sqrt{(x^X)^2 + (x^Y)^2},$$

формуласымен, ал бағыттайтын косинусты

$$\cos(F_{ra}, x) = \frac{F_p}{F_{гл}}$$

формуласы бойынша есептеуге болады.

Жұптың жазық жүйесі моменті осы жұптардың моментінің алгебралық сомасына тең бір жұпқа

баламалы, демек,

$$M_d = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n \quad Mo(F_1) + Mo(F_2) + Mo(F_3) + \dots + Mo(F_n),$$

немесе

$$M_{гл} = I Mo(F).$$

$M_{2л}$ моментімен бұл жұпты аталған күштер жүйесінің басты моменті деп атаймыз.

Еркін орналастырылған күштердің жазық жүйесінің басты моменті келтіру орталығына қатысты барлық күштер жүйесі сәттерінің алгебралық сомасына тең.

Осылайша, кез келген күштердің жазық жүйесі жалпы жағдайда күш пен күштер жұбынан тұратын жүйеге баламалы, демек, теорема дәлелденді.

Бас вектор мен басты сәт дәлелдеуге ыңғайлы болу үшін енгізілген таза формалды мағынаға ие және оларды есеп айырысу арқылы ғана табуға болады деп санауға болмайды. Кейде денеге бөлек әрекет ететін күштерді анықтау қиын немесе мүмкін емес, ал бұл күштердің бас векторы немесе басты моментін салыстырмалы түрде табу оңай. Мәселен, айналмалы білікпен және жылжымалы мойынтірек

арасындағы байланыс нүктелерінің және үйкеліс күш модульдерінің саны әдетте белгісіз, бірақ бұл күштердің негізгі моменті қарапайым өлшеу арқылы анықталуы мүмкін; тағы бір мысал: электр қозғалтқышының сипаттамасына статор роторға әсер ететін күш емес, айналдыратын сәт кіреді.

5.3.

БАС ВЕКТОР МЕН БАСТЫ СӘТТІҢ ҚАСИЕТТЕРІ

Бас вектор мен басты сәттің қасиеттері төмендегідей анықталады:

1) берілген жүйенің бас векторының модулі мен бағыты келтіру орталығын таңдауға байланысты емес, өйткені осы күштерге салынған күштік көпбұрыш кез келген келтіру орталығында біреу ғана болады;

2) басты сәттің мөлшері мен таңбасы жалпы жағдайда келтіру орталығын таңдауға байланысты (5.4-тараушасында айтылатын бір жағдайдан басқасы), өйткені келтіру орталығы өзгерген кезде күштер иіні өзгереді, ал олардың модульдері өзгеріссіз қалады;

3) бас вектор мен теңәсерлі күштер жүйесі векторлы тең, бірақ жалпы жағдайда баламалы емес. Қандай да бір жазық жүйенің $F_{га}$ бас векторы мен $M_{гп}$ басты моменті белгілі болсын (5.4-сурет, а). Осы жүйенің теңәсерлілігін анықтайық.

Күштер жұбының белгілі қасиетін пайдалана отырып, $M_{гп}$ басты моментін F және Fj жұп күштері параллельді және модулі бойынша $F_{га}$ бас векторына тең болатындай етіп жасаймыз (рис. 5.4-сурет, б):

$$F_x = F = F_{гп}; M_{гп} = M(F_z, F),$$

сондай-ақ F күші O нүктесіне $F_{га}$ қарсы қолданылған.

Әрі қарай $F_{га}$, F жүйесін өзара теңдестірілген түрде алып тастаймыз:

$$(F-л, M_{гп}) = (F_{га}, F, F_z) = F_l.$$

Нәтижесінде бас вектор мен басты сәтке баламалы F_z бір күшін аламыз, яғни теңәсерлі жүйенің, сондай-ақ

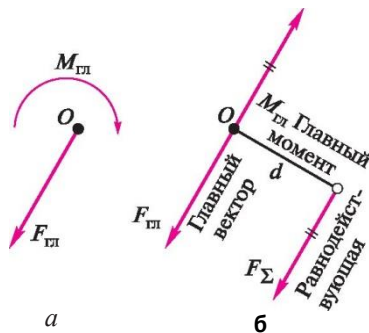
$$F_x = F_{га}.$$

Теңәсерлілік модулі

$$F'_z = \sqrt{(\sum X)^2 + (\sum Y)^2} = F_{гп}.$$

теңәсерліліктің модулін, ал теңәсерлі әрекет сызығының

$$d = \frac{M_{гп}}{F_{гп}}.$$



а
5.4-сурет

орналасуы

d иіні формуласымен анықталады.

Нәтижесінде бас вектор мен теңәсерлі векторлы тең деп белгіленген деп санауға болады, бірақ баламалы емес;

4) *бас вектор мен теңәсерлі жекелеген жағдайларда жүйенің басты моменті нөлге тең болғанда ғана баламалы*; бұл келтіру орталығы теңәсерлі әрекет сызығында болған жағдайда ғана мүмкін.

5.4-суретінен көрініп тұрғандай, F_X теңәсерлі моменті O келтіру орталығына қатысты (F_X, F) жұбының $M_{Oл}$ моментіне тең, яғни осы жүйенің басты моментіне:

$$M_O(F_l) = M(F_X, F) = M_m.$$

$M_{Oл} = X M_O(F)$ болғандықтан, ал келтіру орталығы ретінде осы жүйенің әрекет күшінің жазықтығының кез келген нүктесін алуға болады, сонда әрқашан ие боламыз

$$M(F_Z) = X M(F).$$

Алынған формула теңәсерлі сәт туралы теореманың математикалық өрнегі болып табылады.

Теорема. Әрекет күшінің жазықтығында орналасқан қандай да бір нүктеге қатысты теңәсерлі күштің моменті сол нүктеге қатысты құрамдас күштердің сәттерінің алгебралық сомасына тең.

Француз ғалымы П. Вариньон (1654-1722) алғаш рет теңәсерлі сәт туралы теореманы дәлелді, сол себепті оны Вариньон теоремасы деп атайды.

Дәлелденген теореманы n параллельді күштерінің жазық жүйесінің F_X теңәсерлі әрекет сызығының жағдайын анықтау үшін қолданамыз:

$$(F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n) = F_Z.$$

Қандай да бір әрекет күші жазықтығының O нүктесін сәт орталығы үшін таңдаймыз және Вариньон теоремасына сәйкес жазамыз

$$X M_O(F) = M_O(F_X) = F_j d,$$

мұндағы d — O нүктесіне қатысты F_X теңәсерлі иіні.

Соңғы теңдіктен d иінін анықтаймыз:

$$d_{XMo(F)} = d_{XFi} \cdot \frac{X_{Mo(F)}}{X_{Fi}}$$

$F_X = X F$ болғандықтан.

О нүктесінен қай бағытта әрекет күштердің сызығына перпендикулярда d иінін кейінге қалдыруды белгілеу үшін F_z вектор бағыты мен $\wedge M_O(F)$ таңбасын ескеруіміз керек.

5.4.

ЕРКІН ОРНАЛАСҚАН КҮШТЕРДІҢ ЖАЗЫҚ ЖҮЙЕСІН КЕЛТІРУДІҢ ТҮРЛІ ЖАҒДАЙЛАРЫ

Бас вектор мен басты сәттің қасиеттерін зерттегеннен кейін, еркін орналасқан күштердің жазықтық жүйесін келтірудің төрт ықтимал жағдайын көрсетеміз.

1. $F_{гг} \neq 0$, $M_{гг} \neq 0$. Бұл жағдайда күштер жүйесі бас вектордың модуліне тең, оған параллель, сол бағытқа бағытталған, бірақ басқа әрекет сызығы бойынша теңдестіруге тең болады.
2. $F_{гг} \neq 0$, $M_{гг} = 0$. Бұл жағдайда келтіру орталығы арқылы өтетін әрекет сызығы теңәсерлі күштер жүйесі баламалы және бас вектормен сәйкеседі.
3. $F_m = 0$, $M_{гг} \neq 0$. Бұл жағдайда күштер жұбына жүйе баламалы.

Бас вектордың модулі мен бағыты барлық жағдайларда келтіру орталығын таңдауға байланысты болмағандықтан, қарастырылып жатқан жағдайда басты сәттің мөлшері мен белгісі де келтіру орталығына байланысты емес немесе күштердің сол бір жүйесі әртүрлі жұптарға баламалы бола алмайды.

4. $F_m = 0$, $M_{гг} = 0$. Бұл жағдайда күштер жүйесі нөлге тең, яғни тепе-теңдікте болады.

5.5.

ЕРКІН ОРНАЛАСҚАН КҮШТЕРДІҢ ЖАЗЫҚ ЖҮЙЕСІ ТЕПЕ-ТЕНДІГІНІҢ АНАЛИТИКАЛЫҚ ЖАҒДАЙЛАРЫ

Белгілі болғандай, бас вектор да, басты сәтте де нөлге тең болғанда, еркін орналасқан күштердің жазық жүйесі тепе-теңдікте болады:

$$F_m = 0; M_{ГЛ} = 0.$$

Бірақ $F_{Tji} = \wedge F$ және $\gamma_{ГЛ} = 0$ теңдігі осы жүйенің күштерінде салынған күштік көпбұрышы тұйық болуы тиіс екенін білдіреді, демек, күш түсірімінің алгебралық сомасы x және y координаттарының екі осінің әрқайсысы нөлге тең болуы тиіс, яғни

$$X X = 0; X^Y = 0.$$

$M_{\text{гд}} = X M_O(F)$ басты моменті мен $M_{\text{гд}} = 0$ теңдігі кез келген келтіру орталығына қатысты осы жүйенің күштерінің моменті алгебралық сомасының нөлге тең екенін білдіреді, демек

$$X M(F) = 0.$$

Сонымен, еркін орналасқан жазық жүйенің тепе-теңдігі үшін барлық күш түсірімдерінің x және y координаттары осьтерінің алгебралық сомасы нөлге тең болғаны және жазықтықтың кез келген нүктесіне қатысты осы күштер моментінің алгебралық сомасы нөлге тең болғаны қажет және жеткілікті.

Тепе-теңдік жағдайларын теңдік түрінде қарапайым жазамыз:

$$X X = 0; X Y = 0; X M = 0.$$

Бұрыннан шығарылған ұқсас күштер жүйесінің тепе-теңдік шарттары күштер жүйесі, параллель күштер жүйесі және жұптық жүйе осы тараушада алынған тепе-теңдік шарттарының ерекше жағдайлары болып табылатынын айта кетейік.

Кейбір міндеттерді шешуде сәттердің теңдеуін жасау үшін бір немесе екі түсірім теңдеулерінің орнына орынды болуы мүмкін.

Егер түсірімнің бір теңдеуін ауыстырсақ, онда еркін орналасқан күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдік жағдайлары былай көрінеді:

$$X X = 0; X M_a = 0; X M_b = 0.$$

Алайда бұл жағдайлар A және B сәттерінің орталығы x осіне қарай бір перпендикулярда жатқанда, тепе-теңдік үшін *жеткіліксіз* болады: бұл жағдайда күштер жүйесінің көрсетілген шартын орындау кезінде осы нүктелер арқылы өтетін теңәсерлі ие бола алады, тепе-теңдікте бола алмайтынын есте ұстау керек.

Егер түсірімнің екі теңдеуі ауыстырылса, онда еркін орналасқан күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдігі жағдайы былайша көрінеді:

$$X M_a = 0; X M_b = 0; X M_o = 0.$$

Бұл жағдайлар A , B және C сәт орталықтары бір түзуде жатса, тепе-теңдік үшін жеткіліксіз; бұл жағдайда күштер

жүйесі көрсетілген жағдайларды орындау кезінде осы
нүктелер арқылы өтетін теңәсерге ие бола алады, демек тепе-
теңдікте бола алмайды.

Параллель күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдік жағдайлары осы тараушада алынған тепе-теңдіктің ерекше жағдайы болып табылады. Егер y осін параллель күштер жүйесінің әрекет сызығына параллельді орналастырса, онда $\sum X = 0$ тепе-теңдік теңдеуі сәйкестікке айналады, ал $\sum Y = \sum F$, y осіне жүйе күштері түсірімінің алгебралық сомасы, яғни осы күштердің алгебралық сомасына тең болады. онда параллель күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдік жағдайы төмендегідей түрде жазылады:

$$\sum X F = 0; \sum M = 0$$

және былайша құрылады: барлық күштердің алгебралық сомасы нөлге тең және жазықтықтың кез келген нүктесіне қатысты барлық күш сәттерінің алгебралық сомасы да нөлге тең болуы параллель күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдігі үшін қажет және жеткілікті.

Тепе-теңдіктің аналитикалық жағдайларының барлық түрлері координат осьтерінің кез келген тікбұрыштары үшін жарамды болғандықтан, бір міндетті шешу үдерісінде немесе шешуді тексеру кезінде координат осьтерін, яғни координатасының бір жүйесі үшін күш түсірімдерінің бір теңдеулерін, ал басқасын координаттың жаңа жүйесі үшін өзгертуге болады. Бұл тәсіл кейбір жағдайларда шешуді немесе міндеттерді шешуді тексеруді жеңілдетеді. Мұнда есте сақтайтынымыз, шешу үшін құрылған тепе-теңдік теңдеуінің (бірақ шешуді тексеру үшін емес) саны тапсырмада қарастырылатын күш жүйесіне сәйкес келетін тепе-теңдік шарты санынан аспауы тиіс.

Аналитикалық тәсілмен статика тапсырмаларын шешу кезінде әрқайсысында бір ғана белгісіз мөлшер болатындай тепе-теңдік теңдеуін құру мақсатқа сай. Егер координата осьтері мен сәттер орталығы дұрыс таңдалса, көптеген жағдайларға қол жеткізуге болады.

Мысал 5.1. Балконды ұстап тұрған көлденең арқалық $q = 2$ кН/м қарқындылығымен тең үлестірілген жүктемесі әрекетке ұшырайды (5.5-сурет). С еркін ұшындағы арқалыққа $P = 2$ кН бағанынан жүктеме $P = 2$ кН беріледі. Бағанның осьтен қабырғаға дейінгі арақашықтығы $l = 1,5$ м. А қоры реакциясын анықтау.

Шешілуі. Қорды алып тастаймыз, оны реакциялармен

ауыстырамыз және арқалықтың тепе-теңдігін қарастырамыз. Қабырға реакциялары R реактивті күші мен m реактивті моментін береді. Реактивті күші тік, өйткені арқалыққа әсер ететін белсенді күштердің көлбеу құрамдасы жоқ.

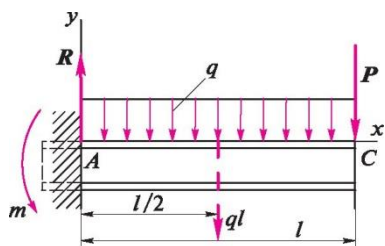


Рис. 5.5

үлестірілген жүктемені ql теңәсерлі мен ауыстырамыз.

Параллельді күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдік жағдайын қолданамыз және тепе-теңдіктің екі теңдеуін құрамыз:

$$\sum X = \sum F = 0; R - ql - P = 0,$$

бұдан

$$R = ql + P = 2 \cdot 10^3 \cdot 1,5 + 2 \cdot 10^3 = 5 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$\sum X M_A = 0; +m - ql \cdot l/2 - Pl = 0,$$

бұдан

$$m = Pl + ql^2/2 = 2 \cdot 10^3 \cdot 1,5 + 2 \cdot 10^3 \cdot 2,25/2 = 5,25 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

C нүктесіне қатысты сәттердің бақылау теңдеуін құрып, шешуді тексереміз:

$$\sum X M_C = 0; m - Rl + ql^2/2 = 0.$$

мәндерін қоя отырып, алатынымыз

$$5,25 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^3 \cdot 1,5 + 2 \cdot 10^3 \cdot 2,25/2 = 0.$$

Алынған сәйкестік шешудің дұрыс екенін куәландырады.

6-тарау

6.1. ҮЙКЕЛІС

ҮЙКЕЛІС ТУРАЛЫ ҰҒЫМ

Табиғатта мүлдем тегіс және мүлдем қатаң денелер болмайды, сондықтан бір дене бетінің үстінен басқа дене қозғалғанда, үйкеліс деп аталатын қарсылық пайда болады.

Үйкеліс – беттердің беткі жағындағы оларға жанама екі дене арасында пайда болатын қатыстық ауыстыруға қарсыласу құбылысы.

Үйкеліс – табиғатта өте кең таралған және үлкен маңызы бар құбылыс. Үйкеліске белдік пен бөлікше берілістері, тежегіш қондырғылары, илемді орнақтар, еңкіш тасымалдауыштар, бөлікше муфталар жұмысы негізделген және т.т. Үйкеліс жер ілінісуін, демек автомобильдер, тракторлар және басқа да тасымалдау көліктерінің жұмысын қамтамасыз етеді. Егер үйкеліс болмаса, адам жүре алмас еді. Сонымен қатар үйкеліс көптеген жағдайларда өте көп энергия жұмсалатын зиянды қарсылық болып табылады. Бұл энергия шығындары пайдасыз және олар азайтуға тырысады.

6.1-суретінде үйкелістің қолжетімділігі мен қозғалыс сипатына қарай жіктелу сызбасы келтірілген.

Тыныштық үйкелісі дегеніміз – макроығысуынсыз микроығысу кезіндегі екі дененің үйкелісі (яғни тыныштықтан салыстырмалы қозғалысқа ауысу шегінде денелердің аз

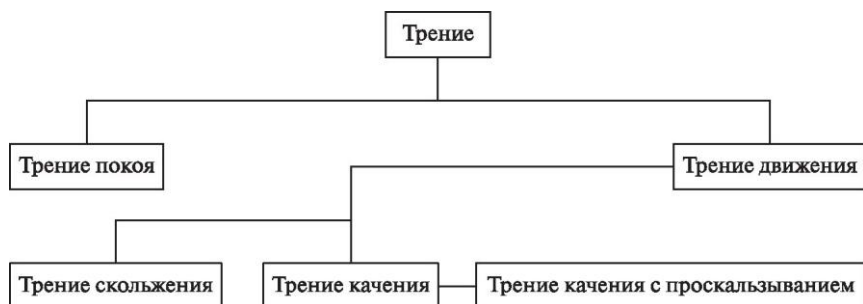


Рис. 6.1

салыстырмалы ауыстыру кезінде).

Қозғалыс үйкелісі дегеніміз – салыстырмалы қозғалыста болатын екі дененің үйкелісі.

Әрі қарай салыстырмалы қозғалыстың қолжетімділігі мен сипатына қарай үйкеліс түрлерін қарастырамыз.

Сырғанау үйкелісі деп бағдарлау нүктесінде денелер жылдамдығы мәні мен (немесе) бағытына қарай әртүрлі қозғалыс үйкелісін атайды.

Сырғанау үйкелісі тыныштық үйкелісі сияқты алдымен беттің кедір-бұдырлығына және деформациясына, сондай-ақ денелердің бір-біріне жабысқан молекулярлық ілінісуінің болуына байланысты. Сырғанау үйкелісі тоздырумен, яғни бөлінумен немесе материалдың қалдық деформациясымен, сондай-ақ денелердің үйкелетін беттерін жылыту арқылы жүзеге асырылады (қалдық деп сыртқы күштер әрекеті тоқтатылғаннан кейін де жойылмайтын деформацияны айтады). Үйкеліс үйкеліс күшімен сипатталады.

Үйкеліс күші екі дененің салыстырмалы ауысуына қарсыласу күші.

Көлденең кедір-бұдыр жазықтықта жатқан денені алайық (6.2-сурет). G ауырлық күші N қалыпты реакциясымен теңдестіріледі. Егер денеге шағын P қозғаушы күшін қолдансақ, ол қозғалмайды, өйткені бұл күш жазықтық бойымен бағытталған тіреуіш жазықтық реакциясы болып табылатын F_{Tr} үйкеліс күшімен теңдестіріледі.

Егер P жылжу күшін біртіндеп көбейтсек, онда оның белгілі бір мәніне дейін дене тыныштықта болады; P күшін әрі қарай көбейткенде, дене қозғалады.

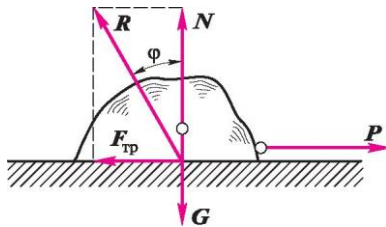


Рис. 6.2

Бұдан үйкеліс күшінің тыныштық күйінде микрорығу дәрежесіне байланысты нөлден қандай да F_r^{ax} ең жоғары мәніне дейін өзгере алатыны, F_r үйкеліс күші модулі бойынша әрқашан P жылжу күшіне тең екені байқалады (P егер F_r^{ax} артық болмағанда).

Тыныштық үйкеліс күшінің ең жоғарғы мәні салыстырмалы қозғалыстың басталу моментінде болады.

Бұл мән ең үлкен тыныштық үйкеліс күші немесе жай ғана тыныштық үйкеліс күші деп аталады.

Үйкеліс күші әрқашан дененің салыстырмалы қозғалысының қарсы бағытына бағытталады.

XVIII ғ. француз ғалымдары Г. Амонтон, сонан соң Ш. Кулон үйкеліс саласында маңызды зерттеулер жүргізді және олардың негізінде, әдетте *Кулон заңы* деп аталатын, үш басты сырғанау үйкеліс заңын жасады:

1. *Үйкеліс күші үйкеліс беттері аумағының мөлшеріне байланысты емес.*

2. *Үйкелістің ең жоғары күші дененің бетінде әрекет етуші сыртқы күштердің қалыпты компонентіне тікелей пропорционалды.*

3. *Үйкеліс күші дененің материалына, үйкелетін беттердің күйіне, майлаудың болуы мен түріне байланысты.*

Бірінші заңды келесідей пікірмен растауға болады. Егер үйкелетін беттің аумағы артса, онда ілінісетін тегіссіздіктің саны да көбейеді, бірақ қысым (аумақ бірлігіне) азаяды және салыстырмалы ауыстыруға қарсыласу бұрынғыдай қалады.

Екінші заң егер дене бетіне әрекет етуші сыртқы күштің қалыпты компоненті артса (басқаша айтқанда, қалыпты қысымның немесе реакцияның күші артады), онда үйкелістің ең жоғары күші сонша рет өсетіні туралы айтады.

Ғр үйкеліс күшінің дене бетіне әрекет етуші сыртқы күштердің N қалыпты компонентіне қатынасы сырғанау үйкеліс коэффициенті деп аталады да, f болып белгіленеді (тыныштықтың үлкен үйкеліс күші кезінде бұл қатынас *ілінісу коэффициенті* деп аталады).

Осылайша,

$$f = N \quad \text{немесе} \quad F_w = fN. \quad (6.1)$$

Нәтижесінде сырғанау үйкелісінің екінші заңын былай тұжырымдауға болады: үйкеліс күші сырғанау үйкеліс күшінің қалыпты қысымы немесе реакциясының күшіне көбейтілген коэффициентіне тең.

Сырғанау үйкеліс коэффициенті – өлшемсіз мөлшер.

Тіреуіш беттің N қалыпты реакциясы мен F^\wedge үйкеліс күші тіреуіш беттің толық реакциясы деп аталатын теңәсерлі (6.2-суретті қараңыз):

$$R = N + F^\wedge.$$

R толық реакциясы нормалмен тіреуіш бетке қандай да бір бұрыш құрайды. Бұл бұрыштың ең жоғарғы мәні (қозғалыс басталған сәтте) *үйкеліс бұрышы* деп аталады және ϕ деп белгіленеді. 6.2-суретінде көрініп тұрғандай,

$$F_w = N \operatorname{tg} \phi. \quad (6.2)$$

теңдігін салыстыра отырып (6.1), алатынымыз

$$f = \operatorname{tg} \phi,$$

яғни сырғанау үйкеліс коэффициенті үйкеліс бұрышының тангенсіне тең.

Егер қозғалыстың барлық бағыттары үшін сырғанау үйкелісінің коэффициенті бірдей болса, онда толық реакциялардың көптігі (геометриялық орын) *үйкеліс конусы* деп аталатын дөңгелекті конус жасайды (6.3-сурет). Егер қозғалыстың әртүрлі бағыттары үшін үйкеліс коэффициенті бірдей болмаса (мысалы, талшықтың ағаш бойымен және көлденең сырғанауы кезінде), онда үйкеліс конусы дөңгелекті болмайды.

Үйкеліс конусының қасиеті оның белсенді күштердің оған қолданылған кедір-бұдырлы бетінде жататын дене тепе-теңдігі үшін үйкеліс конусының *ішінен* өтуі тиіс екендігінде.

Шындығында, егер денеге қолданылған P белсенді күштердің теңәсерлілігін P_1 (қозғаушы күш) және P_2 компоненттеріне (қалыпты қысым күші) ығыстырсақ, онда

$$P = P_2 \operatorname{tg} a.$$

Үйкеліс

күшінің екінші

заңы бойынша ϕ .

$a < \phi$ болады $F_{\text{тр}}$

$$= f P_2 = P_2 \operatorname{tg} \phi$$

$$P_1 < F_{\text{тр}}$$

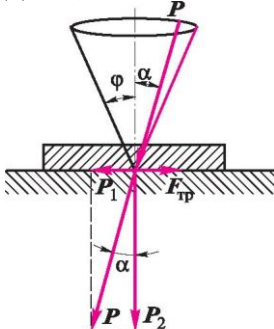
және қозғалыс мүмкін болмай шығады.

Сырғанау үйкелісінің үшінші заңына сәйкес, ығыстыру үйкеліс коэффициенті үйкелетін денелер материалдарына, беттердің өңделу сапасына, майлау түрі мен температурасына байланысты.

Рис. 6.3

Үйкеліс қарсы беттерінің арасында майлау қабатының болуына байланысты екі түрге бөлінеді:

Демек,



үйкеліс майлау материалынсыз және майлау жағдайындағы үйкеліс.

Сырғанау үйкеліс коэффициенті тәжірибелі жолмен анықталады; әртүрлі жағдайларға арналған оның мәні анықтамалықтарда берілген. Коэффициенттердің/ығыстыру үйкелісі (тыныштық кезінде) бағдарлы мәнін келтірейік:

Майлаусыз металл бетіндегі металл	.0,15 ... 0,30
Ол да майлаумен	0,10 ...0,18
Майлаусыз ағаш бетіндегі ағаш	0,40 ... 0,60
Майлаусыз шойын бетіндегі тері	0,300,50
Ол да майлаумен	0,15
Мұз бетіндегі болат.....	0,02

Қозғалыс кезінде сырғанау үйкеліс коэффициенті әдетте тыныштыққа қарағанда азырақ және бірінші жақындауда денелердің салыстырмалы ауыстыру жылдамдығына байланысты емес.

Статика тапсырмаларын шешу әдістері үйкеліс бар кезде қандай болды, ол жоқ кезде де сондай боп қалады, оның үстіне тепе-теңдік теңдігінде әдетте үйкеліс күшінің ең жоғарғы мәні енгізіледі.

6.3. ЕҢКІШ ЖАЗЫҚТЫҚТАҒЫ ҮЙКЕЛІС

Көлбеу жазықтықпен a бұрышын құрайтын кедір-бұдырлы еңкіш жазықтықта жататын денені қарастырамыз (6.4-сурет).

G күшін параллельді және перпендикулярлы еңкіш жазықтығының G_1 и G_2 компоненттеріне ыдыратамыз. Бұл компоненттердің модульдерін төмендегідей формулалармен анықтаймыз:

$$G_1 = G \sin a; G_2 = G \cos a.$$

G_2 компоненті еңкіш жазықтығының N реакциясымен теңдестіріледі. Осылайша,

$$G_2 = N = G \cos a.$$

G_1 компоненті денені еңкіш жазықтығы бойымен жылжытуға ұмтылады. Бұл компонент үйкеліс күшімен толығымен немесе жекелей теңдестіріледі; сырғанау үйкеліс екінші заңына сәйкес оның ең

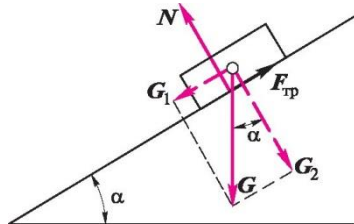


Рис. 6.4

жоғары мәні тең болады:

$$F_p = N = G \cos \alpha,$$

мұндағы μ — еңкіш жазықтығы бойынша дененің сырғанау үйкеліс коэффициенті.

Еңкіш жазықтықта жататын дене тепе-теңдікте болу үшін G_l қозғаушы күші модуль бойынша F_{xp} , үйкеліс күшіне тең, яғни

$$G \sin a = fG \cos a \text{ немесе } \operatorname{tg} a = f = \operatorname{tg} \varphi,$$

қайдан $a = \varphi$.

Егер еңкіш жазықтық көкжиегімен бұрыш құраса, үйкеліс бұрышына тең, онда еңкіш жазықтықта жататын дене ауырлық күшінің меншікті әрекетінде не төмен сырғиды не тыныштықта болады.

Еңкіш жазықтықта жататын дене ауырлық күшінің әрекетімен төмен қарай сырғымас үшін, $a < \varphi$ шарты сақталуы тиіс.

Көкжиекке еңкіштің өзгеру бұрышымен еңкіш жазықтықпен φ үйкеліс бұрышы мен f үйкеліс коэффициентін эксперименттік анықтау үшін қолданылады (6.5-сурет)

Кедір-бұдырлы еңкіш жазықтық бойынша денені жоғары бірқалыпты ауыстыру жағдайында параллельді еңкіш жазықтықтың P күш модулін анықтаймыз (6.6-сурет).

Денеге әрекет етуші күшті x осіне проекциялаймыз. Тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$\sum X = 0; P - G \sin a - F^{\wedge} = 0.$$

$$F^{\wedge} = fG \cos a,$$

болғандықтан

$$P = G \sin a + fG \cos a.$$

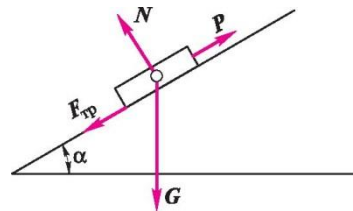
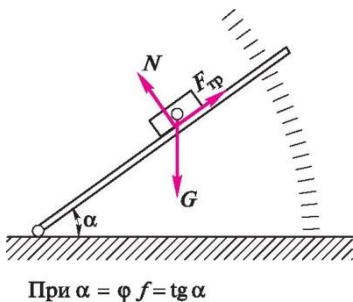
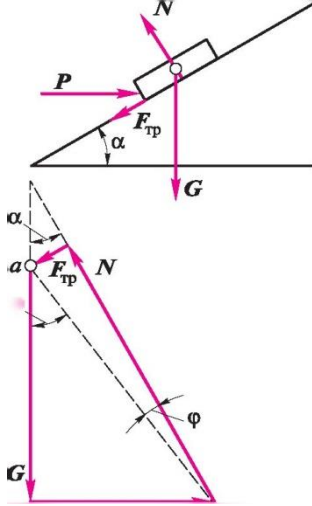


Рис. 6.6



Кедір-бұдырлы еңкіш жазықтық бойынша оны жоғары бірқалыпты ауыстыру үшін денеге қамту үшін P көлбеу күшінің модулін анықтаймыз (6.7-сурет). Ұйқас күштер жазық жүйесінің тепе-теңдігінің геометриялық жағдайын қолданамыз (дене өлшемдерін елемейміз) және тепе-теңдік теңдеуіне сәйкес келетін тұйық күштік көпбұрыш құрамыз:

$$G + P + N + F_{l,p} = 0.$$

abc үшбұрышынан

$$P = G \operatorname{tg}(a + \phi).$$

Қозғалыстың бұл жағдайының өзара ауыстыруда орны бар. 6.7-суреттегі тікбұрышты бұрамалы бұранда мен сомынды бұранда бұрамасы болғандықтан, еңкіш бұрышы бұрандалы сызықтың әр бұрышына тең еңкіш жазықтық ретінде қарастыруға болады.

Үшбұрышты немесе трапециалды бейіні бар бұрандадағы үйкеліс *сыналы сырғақтағы* үйкеліске ұқсас. Сондықтан $2r$ сыналы сырғақты Q вертикалды күшімен жүктелген үшкірлеу бұрышымен қарастырамыз (6.8-сурет).

Егер сырғанау үйкеліс коэффициенті f тең болғанда, көлбеу бағытталатын сырғақ бойымен бірқалыпты ауыстыру үшін қажетті P күшін анықтаймыз.

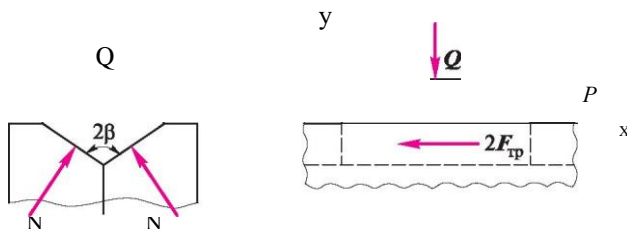
Сырғақ тепе-теңдігінің екі теңдеуін құрамыз:

$$\sum X = 0; P - 2F_{mp} = 0;$$

$$\sum Y = 0; 2N \sin \beta - Q = 0,$$

$$0,$$

мұндағы F_w — сырғақтың әр қырына үйкеліс күші; N —



бағыттаушының қалыпты реакциясы.
6.8-сурет

теңдеудің бұл жүйесін шеше отырып,

$$P = \frac{f}{\sin p} \quad Q = fQ,$$

алатынымыз систему уравнений и учитывая, что F_{Tp} мұндағы $f' = f/\sin p$ — үйкелістің келтірілген коэффициенті.

Осы келтірілген коэффициентке сәйкес келетін үйкеліс бұрышын Φ' деп белгілейміз және үйкелістің келтірілген бұрышы деп атаймыз, сонда

$$f' = \operatorname{tg} \Phi'.$$

Басқа тең жағдайларда үйкеліс сыналы сырғақта жазықтықта үйкелістен көбірек екені анық, демек $f' > f$.

Үйкелістің келтірілген коэффициенті ұғымы шартты, өйткені ол сыналы сырғақтың үшкірлеу бұрышына байланысты өзгереді.

а бұрышы астында горизонтқа еңістелген бағыттаушы бойынша сыналы сырғақты бірқалыпты ауыстыру үшін көлбеу күштің әрекетімен еңкіш жазықтық бойынша жоғары дене қозғалысына ұқсас тең көлбеу күшті қолдану керек.

$$P = Q \operatorname{tg}(a + \Phi').$$

Бекіткіш метрикалық бұрамадағы үйкеліс $2p = 120^\circ$ үшкірлеу бұрышымен, трапециалды бұрама үшін $2p = 150^\circ$ бұрыш сыналы сырғақтың үйкелісіне ұқсас.

«Машина бөлшектері» пәнін оқып-үйренуде бұрамадағы үйкелісті есепке алу арқылы есеп айырысу қарастырылады.

Горизонтпен еңкіш жазықтықты құрайтын сусымалы дене жасайтын ең үлкен бұрыш *табиғи еңіс бұрышы* деп аталады. Сусымалы дененің табиғи еңіс бұрышы оның бөлшектерінің арасындағы үйкеліс бұрышына тең. Бұл бұрышты ескеру керек, мысалы, әртүрлі жер жұмыстары.

6.4. ТЕҢСЕЛУ ҮЙКЕЛІСІ

Теңселу үйкелісі деп мағынасы мен бағыты бойынша жанасу нүктелеріндегі контактiлi денелердiң жылдамдығы бiрдей болатын қозғалыс үйкелісін атайды.

Егер контактiлi денелердiң қозғалысы бiр уақыттағы теңселу мен сырғанау кезінде болса, онда бұл жағдайда *сырғанақтаумен теңселу үйкелісі* пайда болады.

Көлбеу тіреуіш жазықтығы бойынша цилиндрдің G

салмағымен r радиусымен сырғанаусыз теңселуін қарастырайық (6.9-сурет).

G күшінің қысымымен цилиндр мен тіреуіш жазықтығы байланысу орнында деформацияланады.

Егер P күші жұмыс істемесе, онда G күші тіреуіш жазықтығының R реакциясы арқылы теңдестіріледі және цилиндр тыныштықта болады (R реакциясы тік болады).

Егер цилиндрге P күшін аз қолданса, ол әлі де тыныштықта болады.

Бұндайда тіреуіш бетке қысым қайта бөлінеді және R толық реакциясы қандай да бір A нүктесі мен O нүктесі арқылы өтеді (үш параллель емес күштер тепе-теңдік теоремасына сәйкес).

Қандай да бір P күшінің маңызды мәндерінде цилиндр қозғалады және ол тіреу жазықтығы бойынша біркелкі жүреді, ал A нүктесі өте оң орынға ие болады. Бұдан байқалатыны тыныштық күйіндегі теңселу үйкелісі нөлден қандай да бір максималды мәнге дейін өзгере алады, бұл қозғалыс басталған сәтте ең жоғары болады.

G иіні күшінің k ең жоғары мәнін A нүктесіне қатысты белгілейміз. Сонда цилиндрдің бірқалыпты қайта илемдеу жағдайында (яғни, тепе-теңдік)

$$I_{MA} = 0$$

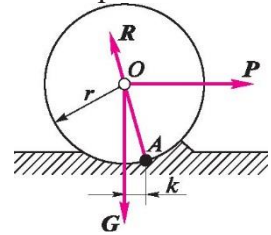
немесе

$$-Pr + Gk = 0,$$

сондай-ақ денелер деформацияларының шамалы болуына байланысты, P күшінің иіні цилиндрдің r радиусына тең болып саналады (P күші көлденең). Соңғы теңдіктен цилиндрдің бірқалыпты теңселуі үшін қажетті күшті анықтаймыз:

$$p = k \frac{G}{r}$$

k иіні ең жоғары мәні теңселу үйкеліс коэффициенті деп аталады; оның ұзындық өлшемі бар және сантиметр немесе миллиметрмен көрсетіледі.



Алынған формуладан аунақты қайта илемдеу үшін қажет күш оның салмағына тікелей пропорционалды және аунақ радиусына кері пропорционалды екенін көруге болады.

Теңселу үйкеліс коэффициенті тәжірибелі жолмен анықталады, түрлі жағдайлар үшін оның мәндері анықтамалықтарда берілген.

Жазықтық бойымен аунақ үшін теңселу үйкелісі k коэффициентінің бағдарлы мәнін келтіреміз (см):

Жұмсақ болатқа арналған жұмсақ болат	0,005
Шындауға арналған болаттан жасалған қатты болат	0,001
Шойынға арналған шойын.....	0,005
Болатқа арналған ағаш	0,03 ... 0,04
Ағаштағы ағаш.....	0,05 ... 0,08
Тасжолдағы резеңке шина	0,24

Теңселу үйкеліс коэффициенті іс жүзінде дене қозғалысының жылдамдығына байланысты емес.

Бірқатар жағдайларда, теңселу үйкелісін зерттегенде, аунаққа әрекет ететін белсенді және реактивті күштер басқа түрде ұсынылады (6.10-сурет, а, б).

N және T_{mp} құрамдастарының тірек бетіндегі R жалпы реакцияны ыдыратайық, сонда

$$R = N + F_p,$$

мұндағы F_p — теңселу үйкеліс күші; N — тіреуіш жазықтыққа қалыпты жауап реакция, нормальная к недеформированной опорной плоскости.

Аунақтың тепе-теңдігінің үш теңдеуін құрамыз:

$$\sum X = 0; P - F_p = 0;$$

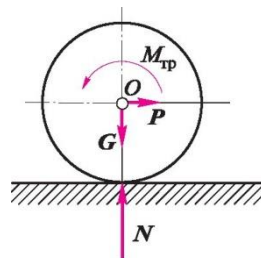
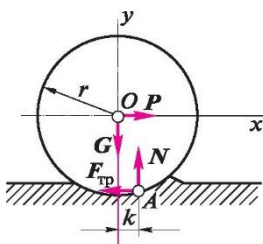
$$\sum Y = 0; N - G = 0;$$

$$\sum M_A = 0; -Pr + Gk = 0.$$

бұл теңдеуден алатынымыз

$$P = F_p; N = G; Pr = Gk.$$

$Pr = M$, $Gk = M_{mp}$ белгілеулерін енгіземіз, мұндағы M — теңселу моменті, M_{mp} — үйкеліс моменті.



6.10-сүрөт

54

Аунақ қозғалысының төмендегідей жеке жағдайлары мүмкін:

- а) $M > M_{тр}$, бірақ $P < F_{тр}$ — тек теңселу;
- б) $M < M_{тр}$, бірақ $P > F_{тр}$ — тек сырғанау;
- в) $M > M_{тр}$, бірақ $P > F_{тр}$ — сырғанақтаумен теңселу;
- г) $M < M_{тр}$, бірақ $P < F_{тр}$ — тыныштық күйі.

Көптеген жағдайларда теңселу үйкелісі сырғанау үйкелісінен аздау, сондықтан сырғанау мойынтіректерінің орнына теңселу шарикті мойынтіректері мен роликті мойынтіректері кеңінен қолданылады.

Тәжірибеде сырғанау үйкелісінің теңселу үйкелісімен үйлесу жағдайлары аз емес, мысалы, тісті іліністерде немесе инелі мойынтіректерде.

6.5. АУДАРУҒА ТҰРАҚТЫЛЫҚ

Жазықтыққа сүйенген және P көлденең күшінің әсерінен қандай да бір қырды айнала аударуға қабілетті G салмақты қатты денені қарастырамыз, (6.11-сурет). P және G күштерін A нүктесіндегі қырмен қиылысатын бір жазықтықта орналасқан деп есептейік. A нүктесінде қолданылатын N_A қалыпты реакциясы мен $f_{тр}$ үйкеліс күші денеге аудару бастау моментінде әрекет етеді және барлық төрт күш жүйесінің тепе-теңдігі жағдайында тепе-теңдіктің екі теңдеуін жазып алуға болады:

$$\sum Y = 0; N_A - G = 0, \text{ бұдан } N_A = G;$$

$$\sum X = 0; F_{тр} - P = 0, \text{ бұдан } P = F_{тр}.$$

Осылайша, аударудың басталу моментінде қарастырылатын денеге денені аударуға ұмтылатын және аударуға қарсы әрекет ететін (G , N_A) күштер жұбы (P , $f_{тр}$) күштер жұбы әрекет етеді.

Байқағанымыздай, егер аудару болмаса, егер $M(G, N_A) > M(P, f_{тр})$ немесе $Gb > Pa$.

y

Gb туындысы A нүктесіне қатысты G күші моментіне тең және тұрақтылық моменті деп аталады. Pa туындысына тең сол нүктеге қатысты P күшінің моменті аударылатын сәт деп аталады.

Аударуға қарсы тұрақтылық

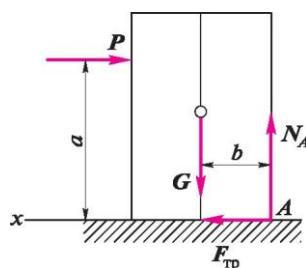


Рис. 6.11

шарты теңсіздік түрінде былай жазылады:

$$M_{yCT} > M_{онр}$$

және төмендегідей тұжырымдалады: тұрақтылық моменті аударылатын сәттен көп болуы үшін, қатты дененің тұрақтылығы үшін аударуға қарсы қажет және жеткілікті.

Егер денеге оны бұзуға тырысатын бірнеше күштер әсер етсе, онда аударылатын сәт нүктеге қатысты айналасында аудару бола алатын осы күштердің сәттерінің қосындысына тең болады. Бұл тұрақтылық моментіне де қатысты.

Тұрақтылық моментінің аударылатын сәтке қатынасы *тұрақтылық коэффициенті* деп аталады:

$$M_{уст} = k$$

Әлбетте, ғимараттардағы $k_{уст}$ тұрақтылық коэффициенті бірден артық болуы керек.

Тұрақтылықты есепке алу, мысалы, түтін мұржалары, тіректер, крандар, биік қабырғалар және т.б. сияқты биік ғимараттар үшін өте маңызды. Егер $P > F_{Tp}$, ал аударылатын сәт $M_{опр} < M_{уст}$ тұрақтылық моментінен аз болса, дене тіреу жазықтық бойымен, әрине, егер құрылым мұндай қозғалысқа мүмкіндік берсе сырғанайды.

7-тарау

7.1. КҮШТЕРДІҢ КЕҢІСТІК ЖҮЙЕСІ ҰҚСАС КҮШТЕР ЖҮЙЕСІ ЖӘНЕ КҮШТІҢ КООРДИНАТ ОСЬТЕРІНЕ ТҮСІРІМДЕРІ

Әрекет сызығы әртүрлі жазықтықта орналасатын күштер жүйесі *кеңістіктік* деп аталады.

Егер барлық күш жүйесінің әрекет бағыттары бір нүктеде қиылысса, кеңістіктік күштер жүйесі *ұқсас* деп аталады.

Теорема. Ұқсас күштердің кеңістіктік жүйесі бұл күштердің векторлық қосындысына тең келетін нәтижеге тең келеді; нәтижелі әрекет ету сызығы құрылтайшы күштердің әрекет бағыттарының қиылысу нүктесі арқылы өтеді.

($F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$) ұқсас күштердің n кеңістіктік жүйесі берілген. III және II аксиомаларының зерттеулерінің негізінде жүйенің барлық күштерін әрекет бағыттары бойымен олардың қиылысу нүктесіне ауыстырамыз. Содан кейін параллелограмм аксиомасы негізінде F_1 және F_2 күштерін қосамыз, нәтижесінде олардың нәтижесін аламыз:

$$F_a = F_1 + F_2.$$

Осы нәтижені F_3 күшіне қосу арқылы үш күштің нәтижесін аламыз:

$$F_{a2} = F_1 + F_3 = F_1 + F_2 + F_3.$$

Көрсетілген n операциясын 1 рет қайталап, осы күштердің векторлық қосындысына тең болатын n күштерінің теңәсерлі жүйесін аламыз, компоненттің теңәсерлі әрекет сызығының қиылысу нүктесінен өтеді:

$$F_z = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n, \text{ или } F_z = \sum F_i.$$

Күштердің кеңістік жүйесінің күштік көпбұрышы бір жазықтықта жатпайды, сондықтан теңәсерлі табудың геометриялық және графикалық тәсілдері қолайлы емес, аналитикалық тәсіл (түсірім әдісі) қолданылады.

Ось күштерінің түсірімін анықтау бұрынғыдай қалады (2.2-тараушасын қараңыз). егер күш пен ось бір жазықтықта жатпаса, онда проекцияланатын перпендикуляр да бір жазықтықта жатпайды (7.1-сурет).

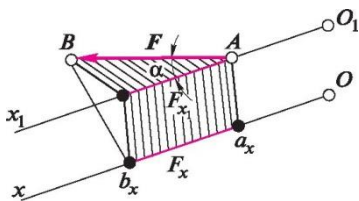


Рис. 7.1

Ox осінде F күштерінің проекциясы не нәрсеге тең екенін анықтау үшін, ойша Ox осінің күшінің басы немесе соңын Ox осіне параллель өтуі керек, сонда $F_x = F \cos \alpha$, так как $F_x = F_{x1}$.

Түсірім үшін таңбалар ережесі бұрынғысынша қалады.

Егер күш векторы оське параллель болса, онда ол осы оське *табиғи мөлшерде* түсіріледі.

Егер күш векторы перпендикулярлы осьтің жазықтығында жатса, онда осы оське оның түсірімі нөлге тең болады.

7.2.

КООРДИНАТТЫҢ ҮШ ӨСІ БОЙЫНША КҮШТІ ЖІКТЕУ ЖӘНЕ ҰҚСАС КҮШТЕР ЖҮЙЕСІНІҢ ТЕПЕ-ТЕНДІК ЖАҒДАЙЛАРЫ

F күші берілді делік (7.2-сурет). Координат жүйесін F векторы күшінің басымен координаттың басы сәйкес келетіндей аламыз. Бұл вектордың соңынан бастап x жазықтығына перпендикулярды түсіреміз және F күшін F_{xy} және F_z компоненттеріне жіктейміз, ал F^{\wedge} компонентін F_x и F_y компоненттеріне. Сонда

$$F = F_x + F_y + F_z$$

Қыры - F_x , F_y , F_z компоненттері, ал F күші диагоналы болып табылатын параллелепипедке дейін алынған кескінді салып шығамыз.

Жоғарыда келтірілгеннен тұжырым жасауға болады: өзара үш перпендикулярлық күштердің нәтижесі осы күштерде салынған параллелепипедтің диагоналі арқылы модулін және бағытын көрсетеді.

7.2-суретінен көретініміздей, F_x , F_y , F_z компоненттері x , y , z

үш өзара перпендикуляр бағытында F күші жіктелген жағдайда, осы осьтердегі F күштерінің проекцияларына

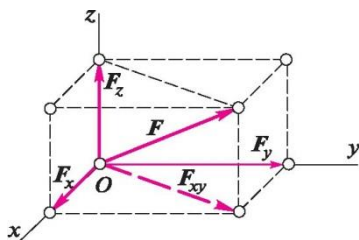


Рис. 7.2

модулі бойынша тең болады. Бұл проекцияларды F_x, F_y, F_z деп белгілейміз.

Координатаның үш өзара перпендикулярлы осінің күш проекциясын біле тұра, вектор күшінің модулін мына формула бойынша анықтауға болады:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}.$$

n ұқсас күштердің кеңістік жүйесі берілген. Координата басын олардың әрекет сызығының қиылысу нүктесіне орналастырып, осы жүйенің әрбір күшін координат осьтеріне бағытталған үш өзара перпендикулярлық компонентке жіктейміз, алдын ала барлық күшті әрекет сызығының бойымен бір нүктеге жібереміз.

Бұл n ұқсас күштер жүйесінің орнына $3n$ күштердің баламалы жүйесін аламыз, оның ішінде n күші x осі бойынша, n -күші – y осі бойында және n күштерінде – z осі бойынша әрекет етеді.

x осі бойынша әрекет ететін теңәсерлі күш олардың алгебралық сомасына тең; y және z осьтеріне бағытталған күштер туралы да осыны айтуға болады. Осылайша, күштердің $3n$ жүйесі баламалы күштердің үш күш жүйесімен ауыстырылады.

Күш проекциясын үш өзара перпендикулярлы осьте және осы осьтерге бағытталған бір-бірімен әрекет ететін күштерде абсолютті мәнде теңестіреді, демек, теңәсерлі проекциясы тең

$$F_x = \sum F_{x_i}; F_y = \sum F_{y_i}; F_z = \sum F_{z_i}.$$

Үш өзара перпендикулярлық күштердің теңәсерлілігі осы күштерде салынған параллелепипедтің диагоналі модулі мен бағыты арқылы анықталады, ал алынған белгілі проекциялар нәтижесінде алынған вектордың модулін және бағытын анықтауға болады.

Ұқсас күштердің кеңістіктік жүйесі нәтижеге баламалы екені белгілі. Егер мұндай жүйе тепе-теңдікте болса, яғни ол нөлге тең болса, онда осы жүйенің нәтижесі нөлге тең болады, демек түсірім нәтижесі нөлге тең болады және бұл түсірімдер компоненттердің проекциялары сомасына тең болады.

Бұдан ұқсас күштердің кеңістіктік жүйесінің тепе-теңдік шарттары шығады.:

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum F_z = 0.$$

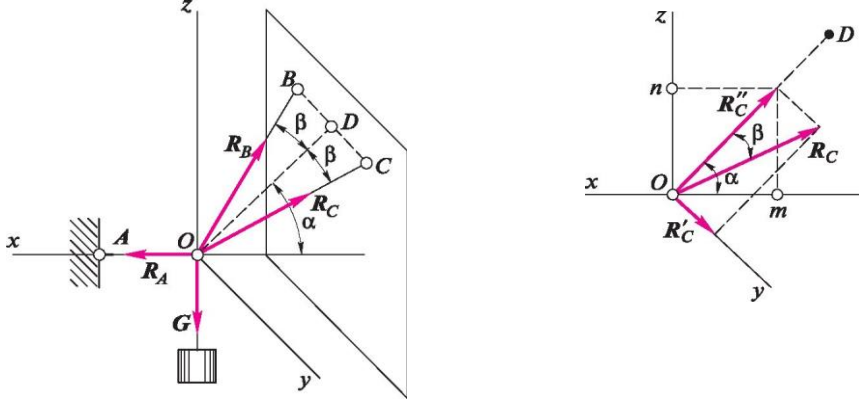


Рис. 7.3

Бұл шарттар мынадай түрде қалыптастырылады: ұқсас күштердің кеңістіктік жүйесін теңдестіру үшін үш координат осінің әрқайсысына арналған барлық күштердің алгебралық қосындысының нөлге тең болуы қажет және жеткілікті.

Мысал 7.1. Жүк $G = 200$ Н салмағымен көлденең жазықтығы $\alpha = 45^\circ$ бұрышы астына иілген AO көлденең арқан тепе-теңдігінде және BO және CO екі арқанында сақталады және AO арқылы өтетін вертикальды жазықтығымен тік бұрыш жасайды (7.3-сурет, а). $-a$ б

BO және CO арқандары осы вертикальды жазықтығымен $\rho = 30^\circ$ бұрышын жасайды. Арқан керілісін анықтау керек.

Шешуі. G, R_a, R_b, R_c төрт күш қолданылған O торабының тепе-теңдігін қарастырамыз. Ұқсас күштердің төрт кеңістік жүйесіне тепе-теңдіктің аналитикалық жағдайын қолданамыз және тепе-теңдіктің үш теңдеуін құрамыз:

$$1) \quad \sum Y = 0; R_C \sin \rho - R_B \sin \rho = 0, \text{ бұдан}$$

$$R_C = R_B.$$

R_B, R_C реакциялары мен x және z координат осьтері арасындағы бұрыш белгісіз болғандықтан, проекциялау ыңғайлы болу үшін осы күштердің әрқайсысын, 7.3, б-суретінде көрсетілгендей, екі компонентке жіктейміз. Сонда $R_C = Om = RC \cos \alpha = R_C \cos \rho \cos \alpha$;

$$R_C = On = RC \sin \alpha = R_C \cos \rho \sin \alpha.$$

x және z осьтеріне компоненті проекциясы нөлге тең, өйткені осы компонент көрсетілген осьтерге перпендикулярлы; $\sum Z = 0; R_C \cos \rho \sin \alpha + R_B \cos \rho \sin \alpha - G = 0.$

$R_B = R_C$, ескеріп, алатынымыз

$$r = \underline{R} = G = \underline{\hspace{2cm}} G \underline{\hspace{2cm}} = 200 = 163 \underline{H}$$

$$2 \cos p \sin a = 2 \cos 30^\circ \sin 45^\circ = 2 \cdot 0,866 \cdot 0,707$$

2) $\sum X = 0; R_a - R_C \cos p \cos a - R_B \cos p \cos a = 0$, откуда

$$R_a = 2R_B \cos p \cos a = \frac{2G \cos p \cos a}{2 \cos p \sin a} = G = 200 \text{ Н.}$$

ӨСТЕРГЕ ҚАТЫСТЫ КҮШТЕР МОМЕНТІ

Мойынтіректерде айналып тұратын білікке бекітілген бұрамдық берілісінің дөңгелегін қарастырайық (7.4-сурет). Бұрамдық өске перпендикулярлы жазықтықта жатпайтын F күшімен бұрамдық дөңгелекке әрекет етеді.

Үш өзара перпендикулярлы F күшін F_1 , F_2 және F_3 компоненттеріне жіктейміз. F_1 компонентін – шеңберлі күш, F_2 компонентін — осьтік күш, F_3 компонентін — радиалды күш деп атаймыз.

F_1 компоненті $F_1 r$ өнімі арқылы өлшенетін айналдыру әрекетін тудырады; F_2 компоненті дөңгелекті ось бойынша жылжытады; F_3 компоненті дөңгелекті осьтің иілуіне тырысады, ал оське қатысты осы күштердің айналу әрекеті нөлге тең.

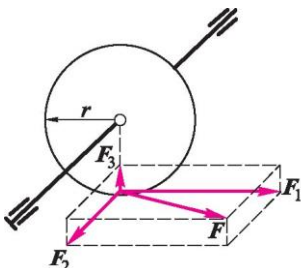
Осылайша, егер оське қатысты күш моментін табу қажет болса, оське перпендикулярлы және осьті кесіп өтпеген жазықтықта орналасқан F_1 компонентін ғана қабылдауды ескеру керек.

Бұрын өстегі күштік вектордың проекциясы скалярлы алгебралық мөлшер болып табылатыны белгіленген болатын. Оське проекциядан айырмашылығы, жазықтықтағы күштің проекциясы векторлық мән болып табылады, себебі бұл проекция тек сандық мәнмен ғана емес, сондай-ақ жазықтықтағы позицияға, яғни бағытта сипатталады. Сондықтан өске қатысты күштің моментіне келесі анықтаманы беруге болады: *өске қатысты күштің моменті – бұл күштің проекция моментіне оське перпендикулярлы жазықтығымен осьтің қиылысу нүктесіне қатысты тең мөлшер.*

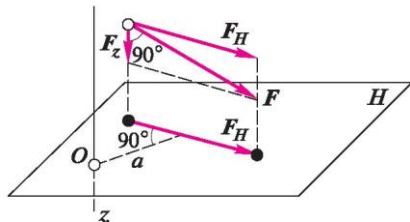
Бұл анықтаманы 7.5-суреті түсіндіреді. Өске қатысты күш моментін төмендегідей түрде жазамыз:

$$M(F) = F_H a.$$

7.5-сурет



7.4-сурет



Егер осьтің оң жағынан қарасақ, күштің моментін оң деп санауға болады, онда сағат тіліне қарсы айналу үрдісі туындайды, егер ол сағат тілі бойынша бұрылуға ұмтылса, күштің моменті теріс деп саналады.

Оське қатысты күш моменті күш өз әрекетінің бағыты бойынша қозғалатындықтан өзгермейді. Оське қатысты күш моменті екі жағдайда нөлге тең болады (күштің нөлге тең болған немесе ось бойымен әрекет ететін жағдайларды қоспағанда):

1) егер күштер векторы оське параллель болса, онда бұл жағдайда оське перпендикуляр жазықтықтағы күштің проекциясы нөлге тең болады (7.5-суретті қараңыз, F_z күші);

2) күштің әрекет ету сызығы осьті қиса, өйткені иін нөлге тең (F_3 күші 7.4-суретті қараңыз).

І ЕРКІН ОРНАЛАСТЫРЫЛҒАН КҮШТЕРДІҢ КЕҢІСТІК ЖҮЙЕСІ ТЕПЕ-ТЕҢДІГІНІҢ АНАЛИТИКАЛЫҚ ЖАҒДАЙЛАРЫ

Еркін түрде орналастырылған күштердің кеңістіктік жүйесінің тепе-теңдігі үшін координаттардың үш осінің әрқайсысында барлық күш проекцияларының алгебралық сомасы нөлге тең және бұл осьтердің әрбіріне қатысты барлық күштер сәттерінің алгебралық сомасы нөлге тең болғаны қажетті және жеткілікті.

Тепе-теңдік жағдайларын жазамыз:

$$\sum X = 0; \sum M(F) = 0;$$

$$\sum Y = 0; \sum M_y(F) = 0;$$

$$\sum Z = 0; \sum M_z(F) = 0.$$

Осы шарттардың мағынасын түсіндірейік, ол үшін еркін орналастырылған күштердің жазықтық жүйесі үшін үш тепе-теңдік жағдайын қолданамыз:

$$\sum X = 0; \sum Y = 0; \sum M(F) = 0.$$

Жазықтықта жатқан дене үш дәрежелі еркіндікке ие, атап айтсақ: аталмыш жазықтықта орналасқан екі өзара перпендикуляр ось бағытында қозғалу мүмкіндігі және бұл

жазықтыққа перпендикуляр оське айналу мүмкіндігі. Егер денге жазықтық күші жүйесі қолданылса және $X X = 0$ жағдайы қанағаттандырылса, онда дененің x осі бағыты бойынша қозғалмайды, себебі балама жүйеде x осіне параллель компонент жоқ.

Егер $\wedge Y = 0$ шарты қанағаттандырылса, онда дене y осі бағытында ауыстырылмайды, себебі y осіне параллель компоненттің теңесерлі жүйесі жоқ. Ақыр соңында, егер $\wedge M(F) = 0$ шарты қанағаттандырылса, яғни жазықтықтың кез келген нүктесіне қатысты сәттердің сомасы нөлге тең болса, онда осы күштер жүйесінің әрекеті кезінде дененің айналуы мүмкін емес, өйткені бұл айналуы жүзеге асыра алатын жүп күші жоқ.

Осылайша, жазықтықта дененің үш еркіндік дәрежесі үш тепе-теңдік жағдайына сәйкес келеді.

Кеңістіктегі бос дененің алты дәрежелі еркіндігі бар, атап айтқанда: координаттардың өзара үш перпендикулярлы осьтері бағытында қозғалу және осы осьтер айналасында айналу мүмкіндігі.

Осылайша, кеңістіктегі дененің алты еркіндік дәрежесіне алты тепе-теңдік шарты сәйкес келеді.

Мысал 7.2. AB көлденең білігіне (7.6-сурет) диаметрі $D = 2$ м болатын I тісті дөңгелек және диаметрі $d = 20$ см болатын 2 тістегершігі орнатылған. Қалған өлшемдері суретте көрсетілген. $P = 100$ Н көлденең күші I дөңгелегіне жанама қолданылған, ал 2 тістегершігіне Q вертикальды күші қолданылған.

Q күші мен A және B мойынтіректерінің тепе-теңдік күйіндегі реакциясын анықтаңыз. Бөлшектер массасы ескерілмейді.

Шешуі. Мойынтіректерді алып тастаймыз да, Айналымдарды алып тастап, тісті дөңгелегі мен тістегершігі бар біліктің тепе-теңдігін қарастырамыз. A және B мойынтірек реакциялары білік осіне перпендикуляр. Сондықтан осы реакциялардың әрқайсысын x және z координат осіне параллель өзара екі перпендикулярлық компоненттерге бөлеміз. Нәтижесінде бұл жүйенің біреуіне қолданылатын алты күштің кеңістіктік жүйесі, оның бесеуі, яғни X_A, Z_A, X_B, Z_B, Q ,

модульде белгісіз.

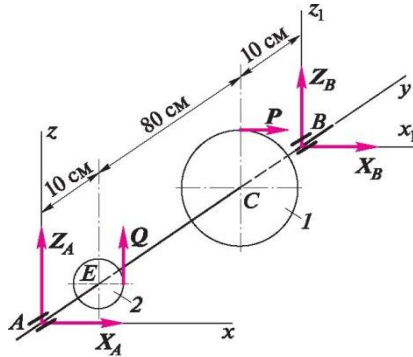


Рис. 7.6

Еркін реттелген күштердің кеңістіктік жүйесі үшін тепе-теңдік шарттарын қолдана отырып, тепе-теңдіктің бес теңдеуін құрастырамыз:

$$1) \quad Z M_y = 0; \quad -Qd/2 + PD/2 = 0.$$

Бұл теңдеуден

$$Q = PD/d = 100 \cdot 2/0,2 = 1\,000 \text{ Н} = 1 \text{ кН};$$

$$2) \quad Z M_z = 0; \quad -X_B \cdot AB - P \cdot AC = 0.$$

Бұл теңдеуден

$$X_B = -P \cdot AC/AB = -100 \cdot 0,9/1,0 = -90 \text{ Н};$$

$$3) \quad Z M_x = 0; \quad Q \cdot AE + Z_B \cdot AB = 0.$$

Бұл теңдеуден

$$Z_B = -Q \cdot AE/AB = -1\,000 \cdot 0,1/1,0 = -100 \text{ Н};$$

$$4) \quad Z X = 0; \quad X_A + P + X_B = 0.$$

Бұл теңдеуден

$$X_A = -P - X_B = -100 - (-90) = -10 \text{ Н};$$

$$5) \quad Z Z = 0; \quad Z_a + Q + Z_b = 0.$$

Бұл теңдеуден

$$Z_A = -Q - Z_B = -1\,000 - (-100) = -900 \text{ Н}.$$

X_A , X_B , Z_A және Z_B реакцияларының мәндеріне алдындағы «-» белгісі осы реакциялардың 7.6-суретінде көрсетілгендерге қарама-қарсы жаққа бағытталғанын көрсетеді.

$ZY = 0$ тепе-теңдігінің алтыншы жағдайы теңдестіріледі,

себебі қарастырылып отырған жүйенің барлық күштері үшін оське арналған проекциялар тек нөлге тең.

Шешімді тексеру үшін B нүктесі арқылы өтетін x_b осіне қатысты қосымша, бақылау, сәттер теңдеуін құрайық:

$$ZM_{x_1} = 0; -Za \cdot AB - Q \cdot BE = 0.$$

Мәндерін қоямыз, алатынымыз $(-900) \cdot 1,0 - 1\,000 \cdot 0,9 = 0$.

Бақылау теңдеуі алынған жауаптардың дұрыстығын куәландырады. Бұл мысал арқылы координат осьтерінің жүйесін шешу кезіндегі өзгерту және сәт теңдеуі арқылы проекциялық теңдеуді ауыстыру мүмкіндіктерін көрсетеміз.

B нүктесінен өтетін жаңа z' осіне қатысты күштер сәттерінің теңдеуін x осіндегі күштердің проекциясының теңдеуі орнына қойып, X_A реакциясын анықтаңыз:

$$ZM_{z'} = 0; X_A \cdot AB + P \cdot CB = 0.$$

Бұл теңдеуден

$$X_A = -P \cdot CB/AB = -100 \cdot 0,1/1,0 = -10 \text{ Н.}$$

Көріп отырғанымыздай, сол жауап алынды.

ӨСКЕ ҚАТЫСТЫ ТЕҢӘСЕРЛІ МОМЕНТ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА (ВАРИНЬОН ТЕОРЕМАСЫ)

Теорема. Өске қатысты теңәсерлі момент сол өске қатысты компонент күштерінің сәттерінің алгебралық сомасына тең болады.

Денеге қолданылған n еркін орналастырылған күштің кеңістік жүйесі мен осы жүйеге теңәсерлі F_f берілсін.

$$(F_1, F_2, F_3, \dots, F_n) = F_z.$$

Модулі F_s күшіне тең F_i теңәсерлі және қарсы жаққа сол әрекет сызығы бойынша бағытталған денеге басқа күш жүйесін қолданамыз.

Осы жүйенің F_i күші теңгерімді күш болып табылады және осы күштермен теңгерімді жүйе қалыптастырады:

$$(F_1, F_2, F_3, \dots, F_n, F_f) = 0,$$

сондай-ақ

$$(F_z, F_i) = 0.$$

Жоғарыда жазылған жүйелердің екеуі де нөлге тең болғандықтан, яғни теңдестірілген, оларға кез келген тепе-теңдік шартын қолдануға болады, мысалы

$$i M_x(F) = 0.$$

Екі жүйе үшін бұл шартты жазамыз:

$$M_x(F) + M_x(F) + M_x(F_3) + \dots + M_x(F_n) + M_x(F_f) = 0;$$

$$M_x(F_i) + M_x(F_i) = 0.$$

Осы теңдіктердің оң жақтары тең болғандықтан, сол жағы да тең болады:

$$\frac{M_x(F_i) + M_x(F) + M_x(F) + \dots + M_x(F_n)}{(F_n)} = M_x(F_i),$$

$M_x(F_f)$ мүшелері өзара жойылады.

Сонымен,

$$i M_x(F) = M_x(F_i);$$

теорема дәлелденді.

8-тарау

8.1. АУЫРЛЫҚ ЦЕНТРИ

ПАРАЛЛЕЛЬ КҮШТЕРДІҢ ОРТАЛЫҒЫ

Параллель күштердің орталығы дегеніміз – егер жүйенің барлық күштерін олардың қолданған нүктелерінің айналасында күштердің параллельдігін сақтай отырып, бірдей бұрышқа β у жағдайында өтетін параллельді күштер теңәсерлі жүйесінің әрекет ету сызығындағы нүкте.

F_1 және F_2 екі күш жүйесіндегі параллель күштер орталығының бар екенін көрсетейік (8.1-сурет). Бір жаққа бағытталған екі параллель күштерді қосу туралы теореманың негізінде осы күштердің теңәсерлілігін және формулалар бойынша оның әрекет ету жолының позициясын анықтаймыз.

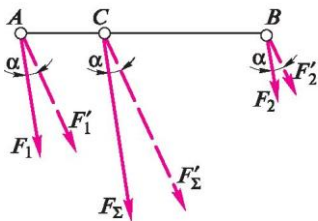
Бұл күштерді қолдану нүктелерін байланыстыратын AB сызығында орналасқан C нүктесінің F_1 және F_2 екі параллель күштерінің орталығы болып табылатындығын көру қиын

$$F_{\Sigma} = F_1 + F_2; \quad \frac{F_1}{F} = \frac{BC}{AC}.$$

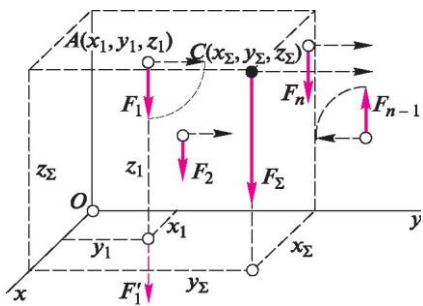
емес, өйткені олар бірдей a бұрышына айналдырылғанда, BC және CA иіндерінің қатынасы өзгермейді және теңәсерлілік C нүктесі арқылы өтеді.

Егер n параллельді күштер жүйесі берілген болса, онда осы жүйенің нәтижесі табысты жұптастыру арқылы табуға

з



8.1-сурет
болады. 8.2-сурет



барлық күштер. Параллельді күштердің теңәсерлі жүйесінің әрекет ету сызығында параллель күштер орталығының қасиетіне ие нүкте болады. Параллельді күштер n жүйесінің орталығының координаттарын анықтау үшін формулалар алынды.

n параллельді күштердің кеңістіктік жүйесі және осы жүйенің нәтижесі берілсін. Біз координата осьтер жүйесін таңдаймыз және осы жүйенің күштерін қолдану нүктелерінің координаттарын және алынған нәтиже нүктесінің координаттарын белгілейік (8.2-сурет).

Бұл жүйенің u осіне қатысты осы жүйе күшінің сәттерін жазамыз. Осыке қатысты күштер моменті тең екенін жеңіл ұсыну үшін, күштің қолданылу сызығына қарай күшті координат осінің жазықтықта орналасқан нүктесіне дейін ауыстыру керек (8.2-сурет, $F/kүші$):

$$M_y(F_1) = F_1 x_1$$

$$M_y(F_2) = F_2 x_2,$$

$$M_y(F_n) = F_n x_n,$$

$$M_y(F_z) = F z^x C.$$

Осыке қатысты теңәсерлі сәт туралы теореманы қолданамыз. Сонда:

$$F_z x_C = F_1 x_1 + F_2 x_2 + F_3 x_3 + \dots + F_n x_n$$

қайдан

$$x_C = \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2 + F_3 x_3 + \dots + F_n x_n}{F_E}$$

x осіне қатысты күшінің сәттерін жазып, қайтадан теңәсерлі сәт туралы теореманы қолдана отырып, аламыз

$$y_C = \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3 + \dots + F_n y_n}{F_E}$$

z_C координаттарын анықтау үшін, біз күштер u осіне параллель болу үшін, жүйенің барлық күштерін олардың қолданылу нүктелерінің айналасына бір бағытта айналдыра аламыз. Оның үстіне, C нүктесі өз позициясын өзгертпейді, себебі бұл жүйенің параллель күштерінің орталығы болып табылады.

Біз x осіне қатысты барлық күштердің сәттерін жазып, алынған нәтиже туралы теореманы қолданамыз, соның нәтижесінде біздің алатынымыз:

$$\sum_{z \in \mathbb{Z}} F_z z^k = F_0 z^k + F_1 z^{k+1} + F_2 z^{k+2} + F_3 z^{k+3} + \dots + F_n z^{k+n}$$

Параллель күштердің теңәсерлі жүйесі олардың алгебралық сомасына тең, яғни $F_z = \sum F_i$. Жазбаның қысқартылған формасын пайдалана отырып, параллель күштер орталығының координаттарын анықтау үшін келесі формулалар аламыз:

Айта кетейік, алынған формулаларда күштер мен күш сәттері бұрын белгіленген ережелерге сәйкес белгілермен қабылданады.

$$x_C = \frac{\sum(F_i x_i)}{\sum F_i}; \quad y_C = \frac{\sum(F_i y_i)}{\sum F_i}; \quad z_C = \frac{\sum(F_i z_i)}{\sum F_i}.$$

8.2.

АУЫРЛЫҚ ЦЕНТРІНІҢ ОРНАЛАСУЫН АНЫҚТАУ

Дененің жерге тартылатын күші *ауырлық күші* деп аталады.

Дененің қарапайым бөлшегі – позициясы кеңістікте бір нүктенің координаттары арқылы анықталатын кіші бөлшек. Көптеген қарапайым бөлшектерден тұратын денені қарастырайық. Жердің орталығына бағытталған әрбір бөлшектердің ауырлық күштері біріктіретін күштер жүйесін құрайды, бірақ өлшемдері Жер өлшемдерімен салыстырғанда кішігірім денелер үшін бұл күштерді *параллельді күштер жүйесі* арқылы жеткілікті дәлдік дәрежесі деп санауға болады.

Дененің *ауырлық центрі* дененің барлық қарапайым бөлшектерінің ауырлық параллельді күштерінің ортасы болып табылады.

Ауырлық орталығы – бұл дененің сыртында бола алатын геометриялық нүкте (мысалы, сақина, саңылауы бар цилиндр). Ауырлық орталығы *C* нүктесімен белгіленеді.

Дененің ауырлық центрінің координаттары сол параллель күштер орталығының координаттары сияқты формулалармен анықталады:

$$x_C = \frac{KGx,}{Y_j G_i}, \quad y_C = \frac{I(G,y,)}{Z^c} = \frac{Z(G,z,)}{G_i} \text{ мұндағы } G, -$$

дененің әр қарапайым бөлшегінің ауырлық күші; x, y, Z — бөлшек координаттары; G — бүкіл дененің ауырлық күші.

Біртекті денелердің жағдайында осындай формуламен көлемі, аудандары мен желілерінің ауырлық орталығының координаттарын анықтауға болады. Мысалы, x_C абсциссасы үшін келесі формулаларды аламыз:

1) V көлемі арқылы берілген қарапайым бөлшектің ауырлық күші тең,

мұндағы u – ауырлықтың меншікті күші (біртекті дене үшін, мөлшері тұрақты). Сонда

$$X_c = \frac{Z(Gx) - YZ(Vx) ZG}{YZV}$$

демек, көлем үшін

$$X_c = \frac{Z(Vx) \cdot Zv}{\dots}$$

2) егер дене h қалыңдығымен біртекті табақша болса, онда A аймағында көрсетілген қарапайым бөлшектердің ауырлық күші тең

$$G = YhA,$$

сонда

$$X_c = \frac{Z^{(G;x)} Y^h Z^{(A;x)} ZG}{YhZAi}$$

демек, аудан үшін

$$X_c = \frac{Z^{(A;x)}}{ZAi}$$

3) егер дене тұрақты A көлденең қимасының біртекті сымынан болса, онда l ұзындығы арқылы көрсетілген қарапайым бөлшектердің ауырлық күші тең

$$G = Al i,$$

сонда

$$X_c = \frac{Z(GXi) - YAZC/l}{ZG \quad YAZ li}$$

демек, сызық үшін

$$X_c = \frac{Z^{(l;x i)}}{Z li}$$

8.3.

Ауырлық орталығын табудың үш әдісін қарастырайық: симметрия әдісі, бөлектеу әдісі және теріс массалық әдіс.

Симметрия әдісі. Симметрия жазықтығы бар біртекті денені елестетіңіз. X және z осьтері симметрия жазықтығында жататындай координаттар жүйесін таңдаймыз (8.3-сурет).

Бұл жағдайда $y_l = +a$ абсциссасымен G_l ауырлық күшінің әрбір қарапайым бөлшегіне осындай қарапайым бөлшек $y_l = -a$, абсциссасымен сәйкес келеді, сонда

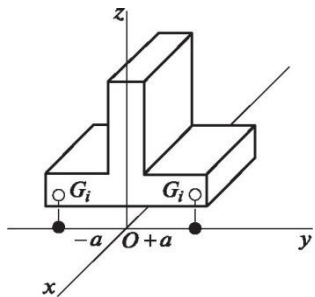


Рис. 8.3

жазықтықта жатыр.

Бұдан қорытынды жасалады: *егер біртекті денеде симметрия жазықтығы болса, онда дененің ауырлық орталығы осы*

Осыған ұқсас келесі мәлімдемелерді дәлелдеуге болады: егер біртекті денеде симметрия осі болса, дененің ауырлық орталығы осы осьте жатады;

егер біртекті денеде симметрияның екі осі болса, ауырлық орталығы олардың қиылысу нүктесінде орналасады;

айналу біртекті денесінің ауырлық орталығы айналу осінде жатады.

Бөлектеу әдісі. Бұл әдіс денені бөлшектің ең аз санына бөлшектейді, ауырлық орталықтарының күші ауырлық позициялары белгілі, содан кейін бұрын келтірілген формулалар қолданылады.

G ауырлық күші арқылы денені G' , G'' , G''' деп үш бөлікке бөлдік, $x_{C'}$, $x_{C''}$, $x_{C'''}$ бұл бөліктердің ауырлық орталықтарының абсциссы белгілі. Бүкіл дененің ауырлық орталығының абсциссін анықтауға арналған формула

$$x_C = \frac{I(Gx)}{IG}$$

Оны төмендегідей түрде жазамыз:

$$x_C IG_i = \sum (G_i x_i)$$

немесе

$$G_{xc} = I(G_1x_1).$$

Соңғы теңдікті дененің әр үш бөлігі үшін жеке жазамыз:

$$G'x'c = I(G_1x_1); G'x'C = I(G''x');$$

$$G''x'C = I(G; 'x'l').$$

Осы үш теңдіктің оң және сол жақ бөліктерін қосып, аламыз

$$G'x_c + G''x_c + G'''x_c = KGx_j + KG''x'D + 1(G''x_j) = I(G, x).$$

Бірақ соңғы теңдіктің оң жақ бөлігі Gx_c өнімі болып табылады, өйткені

$$Gx_c = J_J(G_i x_i),$$

$$x_c = \frac{G'x_c + G''x_c + G'''x_c}{G}$$

демек, дәлелдеуді қажет етті.

Осыған ұқсас,

$$y_c = \frac{G y_c + G' y_c + G'' y_c}{G}$$

$$z_c = \frac{s \sim ir, r \cdot s - irr - rr}{G} \cdot \frac{G z_c + G z_c + G z_c}{G}$$

Алынған формулалар 8.2-тараушасында шығарылған ауырлық орталықтарының координаттарын анықтауға арналған формулаларға ұқсас. Сондықтан бастапқы формулада G қарапайым бөлшектерінің ауырлық күшін емес, соңғы бөліктердің ауырлық күштерін алмастыруға болады; x_i , y_i , z_i координаттары дене бұзылған бөліктердің ауырлық орталықтарының координаттары.

Теріс массалар әдісі. Бұл әдіс еркін қуыстарға ие дене үздіксіз деп саналады және бос қуыстардың массасы теріс болып табылады. Дененің ауырлық орталығының координаттарын анықтауға арналған формулалардың формасы өзгеріссіз қалады.

Осылайша, *бос қуысы бар дененің ауырлық орталығын анықтаған кезде ыдырау әдісін қолдану керек, ал бос қуыстардың массасын теріс деп қарастыруға болады.*

8.4.

КЕЙБІР ФИГУРАЛАРДЫҢ АУЫРЛЫҚ ЦЕНТРІНІҢ ЖАҒДАЙЫ

Тікбұрыш. Тікбұрышта симметрияның екі осі болғандықтан, оның ауданының ауырлық орталығы осы осьтердің қиылысында, басқаша айтқанда, тікбұрыш диагональдарының қиылысындағы нүктеде орналасқан.

Үшбұрыш. ABD үшбұрышы берілсін (8.4-сурет). Біз оны екі қарапайым (шексіз тар) жолаққа AD жағына параллель бөлеміз. Әр жолақтың ауырлық орталығы медианада жататын болады.

8.4-сурет Bd болып табылмайды, демек осы медианада үшбұрыштың бүкіл ауданының ауырлық орталығы жататын болады. Үшбұрышты AB жағына параллель келтіргеннен кейін, қарапайым жолақтарға бөліп, қажетті ауырлық орталығы aD медианасында да жататынын көреміз, демек, үшбұрыш ауданының ауырлық орталығы оның медиандарының қиылысу нүктесінде орналасқан.

Үшбұрыш медианаларының бір нүктеде қиылысатыны және табанның 1: 2 қатынасында бөлінетіні геометриядан белгілі. CNd және BMd үшбұрыштарының ұқсастығынан біз аламыз

$$CN = \frac{h}{3}$$

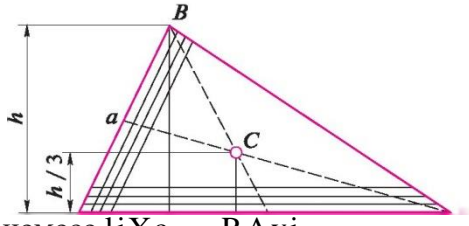
Демек, үшбұрыш ауданының ауырлық орталығы әр табаннан биіктігі үштен бір арақашықтықта жатыр.

Шеңбер доғасы. Біз $2a$ орталық бұрышымен R радиусы шеңберінің AB доғасын аламыз (8.5-сурет). Координат жүйесін координаттың басы шеңбер ортасында, ал x осі доғаны теңге бөліп тұратындай етіп таңдаймыз, сонда x осіне қатысты доғаның симметриясына байланысты $yc = 0$. x_c анықтаймыз.

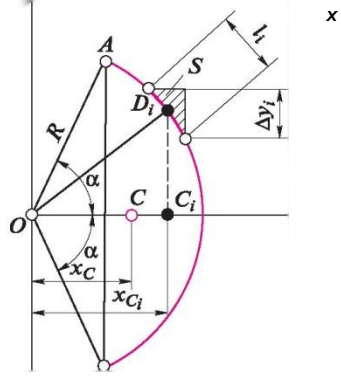
AB доғасын l қарапайым бөліктеріне бөлеміз, олардың біреуі суретте көрсетілген. Сонда 8.2-тараушасына сәйкес

$$c \begin{pmatrix} I^{(1)} Xc \\ I h \end{pmatrix}$$

lj доғасын шағын екеніне байланысты тік кесінді ретінде қабылдаймыз. $AODCi$ мен қарапайым AS ұқсастығынан (суретте ол көлеңкеленген) аламыз



Һәмесе $\int x c_j = R A y_j$.



Сонда

$$x_c = \frac{\int Z^A y}{\int Z^A} = R \frac{AB}{l},$$

так как $Z^A y = AB$, а $Z^A h = l \sim AB$ доғасының ұзындығы. Бірақ $AB = 2R \sin a$, ал $l = 2Ra$, демек,

$$x_c = \frac{R \sin a}{a}$$

a $\pi/2$ рад (жартылай шеңбер)
кезінде

$$x_c = \frac{2R}{\pi}$$

Дөңгелек сектор. $2a$ орталық бұрышымен R радиусты секторын аламыз (8.6-сурет). Координат осін суретте көрсетілгендей жүргіземіз, сонда $y_c = 0$. Секторды бірқатар қарапайым секторларға не үшін бөлетінімізді x_c арқылы анықтаймыз, олардың әрқайсысы l_i доғасының аздығы салдарынан R биіктігімен тең бүйірлі үшбұрыш ретінде қабылданады. Сонда әрбір қарапайым сектордың ауырлық орталығы $2R / 3$ радиусының доғасында орналасады және сектордың ауырлық орталығын анықтау міндеті $2R / 3$ радиусы шеңбер доғасының ауырлық орталығын анықтауға әкеледі, демек,

$$x_c = \frac{2R \sin a}{3a}$$

a $\pi/2$ рад (жартылай шеңбер)
кезінде

$$x_c = \frac{4R}{3\pi}$$

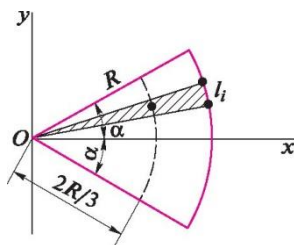


Рис. 8.6

Мысал 8.1. 8.7-суретте көрсетілгендей, № 22 қоставр мен № 20У швеллерінен құрылған ауырлық орталығының қима жағдайын анықтаңыз.

Шешуі. Илем профилінің нөмірі оның қиылысының сантиметрлерде берілген ең жоғары габарит өлшеміне сәйкес келетіні инженерлік графика курсынан белгілі.

Қоставр мен швеллерден құрылған қима y осіне қатысты симметриялы фигура болғандықтан, ауырлық орталығы осы осьте, яғни $x_c = 0$ жатады. Анықтамасы бойынша [1], 1 қоставр және 2 швеллер ауырлық орталықтары координаттарының ауданын анықтаймыз.

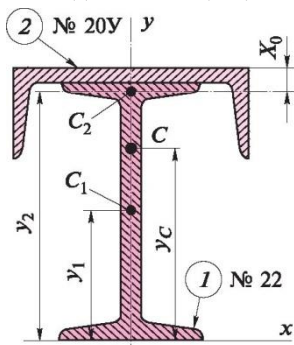


Рис. 8.7

Для двутаврового сечения

Қоставрлы қима үшін $A_1 = 30,6 \text{ см}^2$; $y_1 = 22/2 = 11 \text{ см}$;

швеллерлі қима үшін

$$A_2 = 23,4 \text{ см}^2; y_2 = 22 + s - X_0 = 22 + 5,2 - 2,07 = 25,13 \text{ см},$$

мұндағы s — швеллер қабырғасының қалыңдығы; X_0 — швеллер ауырлық орталығының жағдайын анықтайтын өлшем.

Барлық қиманың ауырлық орталығының координатын анықтау үшін формуланы қолданамыз

$$Z (A_1 \cup A_2)$$

$$Z A$$

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A_1 + A_2} = \frac{30,6 \cdot 11 + 23,4 \cdot 25,13}{30,6 + 23,4} = 17,1 \text{ см.}$$

сонда

КИНЕМАТИКА

9-тарау

**9.1. НҮКТЕ КИНЕМАТИКАСЫ
КИНЕМАТИКАНЫҢ НЕГІЗГІ ҰҒЫМДАРЫ
ЖӘНЕ САЛЫСТЫРМАЛЫЛЫҚ
ТЕОРИЯСЫНАН КЕЙБІР ДЕРЕКТЕР**

Кинематика – материалдық денелердің қозғалысын олардың массасы мен оларға әрекет ететін күштерді есепке алмай зерттейтін теориялық механиканың бөлігі.

Механикада дененің қозғалысы туралы айтқанда, кеңістікте басқа денелерге қатысты оның жағдайының уақыт ағымымен өзгеруін білдіреді. Әдетте, қозғалысты зерттеуге қатысты денемен *санау жүйесі* деп аталатын бірге таңдалған уақытты өлшеу тәсілімен қандай да бір координат жүйесін байланыстырады. Егер санау жүйесінде таңдалған дененің барлық нүктелерінің координаттары барлық уақытта өзгеріссіз қалса, онда дене тыныштықта болады. Егер дене қозғалысы шартты түрдегі қозғалыссыз санау жүйесіне қатысты қарастырылса, онда қозғалыс *абсолютті* деп атайды; қозғалыстағы санау жүйесіне қатысты дене қозғалысын *салыстырмалы* деп атайды. Әлемде бәрі үздіксіз қозғалыста, сондықтан барлық қозғалыстар салыстырмалы, бірақ шартты түрде абсолютті қозғалысты, мысалы, Жерге қатысты қозғалысты елестетуге болады.

Сонымен, денелердің қозғалысы кеңістікте уақыттың өтуімен жүреді. Диалектикалық материализм іліміне сәйкес қозғалыс сияқты кеңістік пен уақыт – материяның бар болу формасының мәні. Классикалық механика кеңістік пен уақыттың бір-бірінен тәуелсіз, абсолютті және олардың қасиеттері материяның бөлінуі мен қозғалысына байланысты емес деп санайды.

XX ғасырдың басына қарай материя қасиеттері туралы адамдардың танымы едәуір кеңейді, оның нәтижесінде материяның пайда болу нысандары туралы жаңа идеялар туды, ал 1905-1916 жылдары, А. Эйнштейн (1879 - 1955) салыстырмалылық теориясын жасады.

Салыстырмалылық теориясы – кеңістік пен уақыттың заманауи физикалық теориясы; онымен қозғалыс, масса, энергия және басқа да ұғымдар байланысты. Салыстырмалылық теориясының негізі вакуумдағы жарық жылдамдығының тұрақты және жарық көзінің жылдамдығына байланысты болмауына сәйкес жарық жылдамдығының тұрақтылығы принципі болып табылады. Қазіргі уақытта салыстырмалылық теориясы практикада қолданылатын тәжірибелі фактілердің орасан санымен расталған, кеңістік пен уақыт өзара материяның абсолюттік сипаты бар, санау жүйесіне тәуелді емес бірыңғай кеңістік-уақыттық формасында бекітілген; кеңістік пен уақыт жекелей алғанда санау жүйесіне тәуелді, мысалы, оның қозғалысының жылдамдығына байланысты, салыстырмалы ұғымдар болып табылады.

Осылайша, салыстырмалылық теориясында дене ұзындығы мен уақыт аралығы туралы ұғымдар дене қозғалыс жылдамдығына тәуелді салыстырмалы ұғымдар болып табылады. Бұл тәуелділіктер төмендегі формулалар арқылы көрсетіледі:

$$l = l_0 \sqrt{1 - v^2/c^2}; t = t_0 \sqrt{1 - v^2/c^2},$$

мұндағы l – қозғалатын дененің бойлық өлшемі; l_0 – тынышталатын дененің бойлық өлшемі; v - дененің қозғалыс жылдамдығы; c - вакуумдағы жарық жылдамдығы (300 000 км / с); t - жер сағаты бойынша жылжу кезіндегі уақыт аралығы; t_0 – тыныштықтағы уақыт аралығы.

Сонымен, қозғалатын денедегі бойлық өлшемдер қысқарады, ал екі оқиға арасындағы уақыт аралығы ұзарады, яғни уақыт баяулайды.

Салыстырмалылық теориясы Жер мен ғарыштық зымыранда уақыттың әртүрлі өтетінін білдіреді, яғни кез келген сағаттың жүруі және кез келген биологиялық процестердің ағымы Жерге қарағанда, зымыранда баяуырақ жүреді.

1958 жылы неміс физигі Р.Л. Мёссбауэр 10^{-12} с уақытты қате өлшейтін «ядролық сағатты» дайындау әдісін тапты. 1964

жылы профессор А. Туликов (ММУ) «көлеңкелі эффект» деп аталатын жаңа физикалық құбылысты анықтады. Егер осы ашылуға дейін экспериментаторлар уақытты 10^{-12} до 10^{-13} с қателігімен өлшей алса, онда «көлеңкелі эффект» көмегімен уақытты 10^{-18} с дейінгі қателіктермен өлшеуге болады. Тәжірибелер «ядролық сағаттың» жүруі жылдам қозғалыс кезінде біршама баяулайтынын көрсетті.

Салыстырмалылық теориясының пайда болуына қарамастан, классикалық механика өзінің маңыздылығын жоғалтпады, өйткені жарық жылдамдығынан алыс қозғалыс жылдамдығында классикалық механикадан алынған нәтижелердің салыстырмалылық теориясы механикасының нәтижесінен ерекшелігі аз және толығымен тәжірибеге сай келеді. Классикалық механика – салыстырмалылық теориясы механикасының нақты (шектеулі) жағдайы.

9.2. МЕХАНИЗМДЕР МЕН МАШИНАЛАР ТЕОРИЯСЫНЫҢ КЕЙБІР АНЫҚТАМАЛАРЫ

Теориялық механика пәнін әрі қарай оқып-үйренуде, әсіресе, міндеттерді шешуде, біз ғылымға қатысты қатысты механизмдер мен машиналар теориясы деп аталатын жаңа ұғымдарға тап боламыз

Механизмдер мен машиналар теориясы механизмдер мен машиналарға қолданатын теориялық механика мен машиналар заңдарымен айналысады.

Механизмдер мен машиналар теориясы ғылым ретінде XVIII ғасырда салыстырмалы түрде таяуда пайда болды. Осы және келесі ғасырдың көптеген өнертабыстармен атағы шықты, мысалы, бу машинасы, паравоз, ішкі жану қозғалтқышы, ұшақ сияқтылар. Халықтың практикалық қызметінде механизмдер мен машиналарды кеңінен қолдануына жаңа ғылым қажет болды. Механизмдер мен машиналар теориясы орыс мектебінің негізін қалаушысы П.Л. Чебышев болды (1821-1894).

Механизмдер мен машиналар теориясының негізгі анықтамаларымен танысайық.

Механизм – белгілі бір қозғалысы бар өзара байланысты денелердің жиынтығы. Механизмдер қозғалыстарды ауыстыру

немесе түрлендіру үшін қызмет етеді.

Машина – энергияны (энергия машиналарын) түрлендіру, еңбек нысанының (жұмыс машиналары) формасын, қасиетін, күйі мен жағдайын өзгерту немесе құрастыру, қайта өңдеу және ақпаратты пайдалану (ақпараттық машиналар) үшін белгілі бір орынды қозғалыстарды жүзеге асыратын механизм немесе механизмдер үйлесімі.

Осылайша, кез келген машина бір немесе бірнеше тетіктерден тұрады, бірақ әрбір механизм машина болып табылмайды.

Механизмнің немесе машинаның жұмысы міндетті түрде оның қозғалыс органдарымен жүреді. Бұл – механизмдер мен машиналарды құрылымдардан – көпірлерден, ғимараттардан және т.б. ерекшелендіретін басты фактор.

Механизмнің қарапайым бөлігі – бұл буын. *Буын* – бір дене немесе денелердің өзгермейтін терме үйлесімі.

Бір-бірімен өзара байланысқан және салыстырмалы қозғалысқа рұқсат беретін екі буын *кинематикалық жұп* деп аталады. Кинематикалық жұптар *төмен және жоғары* болады. Төменгі жұптың буындары беттерге (аударымдық, айналмалы және бұрандалы жұп), жоғары жұптың буындары желілер мен нүктелер бойынша (тісті жұптар, теңселу мойынтіректері) жанасады.

Кинематикалық жұптардың жиынтығы *кинематикалық тізбек* деп аталады. Кинематикалық жұптар мен тізбектер *тегіс және кеңістікте* болуы мүмкін.

Механизм кинематикалық тізбектен буындардың бірін бекіту арқылы алынады. Бұл қозғалмайтын буын *тұғыр* немесе *тіреуіш* деп аталады.

Қозғалмайтын ось айналасында айналатын буын *қосиін* деп аталады. Қозғалмайтын ось айналасында теңселетін буын *теңсергіш* немесе *күйенте* деп аталады. Белгілі бір жазықтыққа параллель күрделі қозғалыс жасайтын буын *бұлғақ* деп аталады. Тұғыр бойымен алға-артқа жылжитын буын *сырғақ* деп аталады.

Қозғалыстағы буын, мысалы, ойықты төрткілдеш түрінде орындалатын және айналмалы немесе басқа қозғалысты іске асырушы *кулиса*, ойыққа сырғанайтын *кулиса тасы* деп аталады.

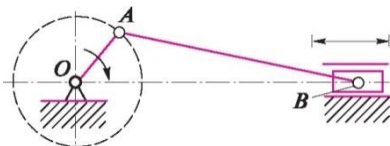
Сыртқы қозғалыстың белгілі бір қозғалысы *жетекші* деп аталады. Қалған мобильді буындар *ізбасарлар* деп аталады.

Механизмдердің түрлі буындары мен кинематикалық жұптары осы кітапта қолданылатын өздерінің шартты стандартты белгілеріне ие.

Мысал ретінде 9.1-суретте сызба түрінде көрсетілген кең таралып кеткен қосиінді-сырғақты механизмді қарастырамыз.

Бұл механизм айналмалы қозғалысты алға-артқа (мысалы, компрессорларға, піспек сорғыларға, эксцентрикалық және қосиінді престарға) немесе керісінше, кері қозғалысты айналмалы түрлендіруге қызмет етеді (мысалы, бу машиналарында, ішкі жану қозғалтқыштарында).

Қосиінді-сырғақты механизм төрт буыннан тұрады: *OA* қосиіні, *AB* бұлғағы, *B* сырғағы (9.1-сурет), төрткілдеш және төрт кинематикалық жұбы: тұғырдың айналдырғыш жұбы – қосиін, қосиіннің айналдырғыш жұбы – бұлғақ, бұлғақтың айналдырғыш жұбы – сырғақ



және сырғақтың аударма жұбы – тұғыр.

Қосиінді-сырғақты механизм - тегіс, оның жетекші буыны – не қосиін не сырғақ.

9.3.

НҮКТЕЛЕР ҚОЗҒАЛЫСЫН БЕРУ ТӘСІЛДЕРІ

Дене қозғалысының заңдылықтарын білу – оның әрбір нүктесінің қозғалыс заңдарын білу, сондықтан кинематиканы оқып-үйрену геометриялық нүктенің қозғалысын зерттеуден басталады.

Нүкте траекториясы санаудың қарастырылатын жүйесіндегі қозғалыс нүктесінің позицияларының жиынтығы (геометриялық орын) болып табылады.

Траектория пішініне байланысты нүктенің қозғалысы екі түрлі болады: *тік сызықты* және *қисық сызықты*. Нүкте қозғалысын орнатудың екі тәсілін қарастырайық: *табиғи және үйлесімді*.

Табиғи тәсіл нүкте қозғалысы оның траекториясымен, қозғалыстың шығу тегі мен қозғалыс теңдеуімен осы траектория бойынша (қозғалыс заңымен) беріледі.

Жалпы түрде қозғалыс теңдеуі келесідей жазылады:

$$s = ДО,$$

мұндағы s - уақыттың функциясы болып табылатын бастапқы позициядан нүктенің қашықтығы; t - нүктенің бастапқы сәттен бастап қозғалыс уақыты.

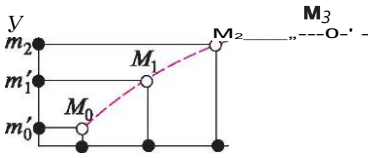
Осы траектория бойынша нүкте траекториясын және қозғалыс теңдеуін біле тұра, кез келген уақытта нүктенің позициясын анықтауға болады, ол үшін уақытты $s = f(t)$ теңдеуіне ауыстыру қажет.

Нүкте өз қозғалысында уақыттың функциясы болып табылатын кейбір жолдардан өтеді. Нүкте арқылы өтетін жол нүктеден әр қашықтықты бір бағытта жылжитқан кезде ғана пайда болады және оның қозғалысының басы санау басымен сәйкес келетінін айта кету керек.

Үйлесімді тәсіл нүкте қозғалысы координат осі бойымен оның проекцияларының қозғалысы арқылы беріледі.

Жазық нүкте қозғалысының теңдеуі координат түрінде төмендегідей жазылады:

* = ДО; У = /Д).



О m_0 m_1 m_2 9.2-сурет

Координат түрінде нүктенің қозғалыс теңдеулерін біле отырып, осы теңдеулердегі уақытты алмастыра аласыз, нүктенің проекцияларының

жағдайын және кез келген уақытта нүктенің өзін анықтауға болады (9.2-сурет).

Қозғалысты анықтаудың үйлесімді тәсіл кезінде $y = f(t)$ траекториясының теңдеуін анықтау үшін қозғалыс теңдеуінен уақытты алып тастау керек.

Бірліктердің халықаралық жүйесі (СИ) белгілейді: ұзындық бірлігі ретінде метр (м), ал уақыт бірлігі ретінде – секунд (с).

Мысал 9.1. OA қосиіні қозғалмайтын осі жанынан $\phi = 10t$ бұрышына айналады. Ұзындығы $OA = AB = 0,8$ м. M бұлғағы орта нүктесінің қозғалысы мен траекториясының қозғалыс теңдеуін, сондай-ақ егер сырғақ бастапқы сәтте төтенше жағдайда болса, B сырғақ қозғалысы теңдеуін табыңыз; координат осьтері 9.3-суретте көрсетілген.

Шешуі. M нүктесінің координаттарын ϕ бұрышына байланысты анықтаймыз:

$$x_M = OA \cos \phi + AM \cos \phi = 0,8 \cos \phi + 0,4 \cos \phi = 1,2 \cos \phi;$$

$$y_M = MB \sin \phi = 0,4 \sin \phi.$$

Осылайша, M нүкте қозғалысының теңдеуі былай жазылады:

$$x_M = 1,2 \cos 10t; y_M = 0,4 \sin 10t.$$

M нүктесі траекториясының теңдеуін анықтау үшін қозғалыс теңдеуінен уақытты алып тастаймыз. Қозғалыс теңдеуін өзгертіп, оларды квадрат етіп аламыз

$$\frac{x_M^2}{1,2^2} = \cos^2 10t; \quad \frac{y^2}{0,4^2} = \sin^2 10t.$$

Осы теңдіктердің оң және сол жақ шеттерін қосып, M нүктесі траекториясының теңдеуін аламыз :

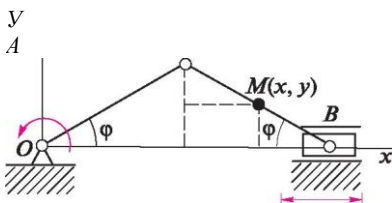


Рис. 9.3

$$\frac{x_M^2}{1,2^2} + \frac{y_M^2}{0,4^2} = 1.$$

M нүктесі эллипс бойымен ұзындығы 1,2 және 0,4 м жартылай осьтерімен қозғалады, өйткені B сырғағы x осі бойымен түзусызқтықты жылжиды, сонда $y_B = 0$.

Сырғақ қозғалыс теңдеуін алу үшін, B нүктесінің абсциссін ϕ бұрышына байланысты анықтаймыз:

$$\begin{aligned} x_B &= OA \cos \phi + AB \cos \phi = \\ &= 0,8 \cos \phi + 0,8 \cos \phi = 1,6 \cos \phi. \end{aligned}$$

Сонда сырғақ қозғалысы теңдеуі былай жазылады:

$$x_B = 1,6 \cos 10 / [\text{м}].$$

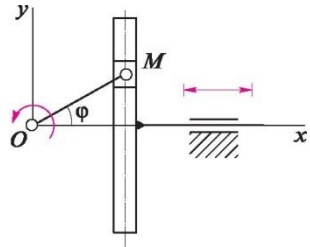


Рис. 9.4

Мысал 9.2. Вольф кулисасының OM қосиіні O қозғалмайтын осінің айналасында біркелкі айналады, сондықтан $\phi = (n/4)t$ бұрышы (9.4-сурет). Сырық ұзындығы $OM = 0,2$ м. Бастапқы сәтте OM сырығы осімен Ox угол $\phi_0 = 0$ бұрышын құрды.

Кулиса қозғалыс теңдеуін құрыңыз.

Шешуі. Механизм құрылуынан кулисаның алға-кері x осі бойымен қозғалатыны байқалады. Әлбетте, кулиса бірдей заңға сәйкес қозғалады, оның үстіне M нүктесінің проекциясы x осіне жылжиды, демек,

$$x = x_M = OM \cos \phi = 0,2 \cos(n/4) / [\text{м}].$$

9.4. нүкте жылдамдығы

Жылдамдық – нүкте қозғалысының өзгеру шапшандығын сипаттайтын кинематикалық шара.

Физикадан белгілі болғандай, бірқалыпты қозғалыспен жылдамдық бірліктің уақытына баратын жол ұзындығымен өлшенеді:

$$v = \frac{—}{\text{const } t}$$

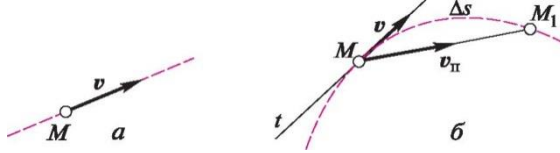
(Жол мен уақыттың санау басы сәйкес келетіні болжанады).

Жылдамдық өлшемдігі

$$[v] = \frac{[—] \text{ ұзындық}}{[t] \text{ уақыт}} = \text{секундына метр} = \text{м/с.}$$

Жылдамдық – векторлық мөлшер. Тік сызықты бірқалыпты қозғалыста жылдамдық модуль мен бағыты бойынша тұрақты, ал оның векторы траекториямен сәйкес келеді (9.5-сурет, а).

Нүктенің жылдамдығы қисық сызық қозғалыс кезінде бағыт бойынша өзгереді. Қисық сызық қозғалыс жылдамдығы кезінде вектор бағытын орнату үшін



9.5-сурет

траекторияны жолдың шексіз бөліктеріне бөлеміз, бұл олардың кішкентайлығына байланысты түзу сызықты деп санауға болады. Сонда әрбір бөлікте бұл тік сызықты қозғалыстың шартты v_n жылдамдығы хорд бойымен бағытталатын болады. Осындай жағдайда, A_s шегінде нөлге ұмтылатын хорд жанасады, демек уақыттың әр моментінде жылдамдық қозғалыс бағытына траекторияға қарай жанама бағытталған (9.5-сурет, б).

Нүктенің бірқалыпты емес қозғалысында оның жылдамдығының модулі өзгереді. Әрине, қозғалысы теңдеу арқылы табиғи түрде берілген нүктені елестетіп көрейік

Қозғалысы теңдеудің табиғи тәсілімен берілген нүктені елестетейік

$$s = \text{ДО.}$$

Егер A_t қысқа уақыт аралығында нүктесі A_s жолынан өтсе, онда оның орташа жылдамдығы тең,

$$v_c = \frac{A_s}{A_t}$$

Орташа жылдамдық уақыттың әр моментінде шынайы жылдамдық туралы білмейді (шынайы жылдамдықты басқаша бір сәттік деп атайды). Орташа жылдамдықты анықтайтын уақыт аралығы неғұрлым қысқа болса, соғұрлым ол шынайы.

Шынайы жылдамдық – бұл A кезінде нөлге ұмтылатын орташа жылдамдық ұмтылатын шек:

$$v = \lim_{A_t \rightarrow 0} v_{cm} = \lim_{A_t \rightarrow 0} \frac{A_s}{A_t} = \frac{ds}{dt}$$

Осылайша, жылдамдықтың сандық мәні тең

$$= \frac{ds}{dt}$$

Кез келген нүкте қозғалысына арналған нақты жылдамдық координаттың бірінші туындысына (яғни ауыстыру санауының шыққан жерінен) дейінгі уақытқа тең.

Уақыт ағымымен жылдамдық артып жатқан қозғалыс — *үдетілген*, уақыт ағымымен жылдамдық азаятын қозғалыс *баяулатылған* деп аталады

Мысал 9.3. Пойыз

$$s = 0,1t^2 + t,$$

теңдеуіне сәйкес қозғалады, мұндағы t — секундта, s — метрде.

10-ыншы және 20-секундтардың соңы мен 20-секундтың соңындағы нақты жылдамдықтың арасындағы уақыт аралығы үшін орташа пойыз жылдамдығын анықтаңыз.

Шешуі. Пойыздың орташа жылдамдығын анықтау үшін көрсетілген уақыт аралығында уақыт пен жолдың өсімшесін анықтаймыз:

$$\Delta t = t_2 - t_1 = 20 - 10 = 10 \text{ с};$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = (0,1t_2^2 + t_2) - (0,1t_1^2 + t_1) = 0,1 \cdot 20^2 + 20 - 0,1 \cdot 10^2 - 10 = 40 \text{ м}.$$

Пойыздың орташа жылдамдығы былай анықталады:

$$v_{\text{ср}} = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{40}{10} = 4 \text{ м/с}.$$

Пойыздың шынайы жылдамдығын анықтау үшін уақытқа қатысты қозғалыс теңдеуін бөліп аламыз, нәтижесінде нақты жылдамдықтың уақытқа тәуелділігін білдіретін формуланы аламыз:

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{d(0,1t^2 + t)}{dt} = 0,2t + 1.$$

Бұл өрнекке t_2 уақытын қойып, 20-секундтың соңында нақты шынайы жылдамдықтың мәнін аламыз:

$$v_{20} = 0,2t_2 + 1 = 0,2 \cdot 20 + 1 = 5 \text{ м/с}.$$

Нүкте M жағдайынан бірқалыпты жылжымай, Δt уақыт ішінде M_1 позициясына ауыссын (9.5, б-суретін қараңыз). MM_1 доғасын Δs -пен белгілейміз. MM_1 кесіндісін M нүктесінің ауыстыру векторы деп атаймыз. Айталық, M нүктесі M_1 позициясынан хорд бойымен бірқалыпты қозғалып, Δt уақытында өтеді, сонда мұндай тік сызықты қозғалыс жылдамдығы болмайды.

As -қа оң жақтың тақ пен жұбын алдын ала көбейтіп, шектеулі деңгейге көшеміз және өнімнің шегін шектің өнімі ретінде береміз:

$$v_{II} \frac{MM_I}{At},$$

Өйткені нөлге ұмтылатын At , сондай-ақ Ax да нөлге ұмтылады, онда бірінші шек (доғаға сәйкесетін хордқа қатысты шегі) бірге тең. Екінші шек жолдың уақыт бойынша бірінші туындысын береді, яғни шынайы жылдамдықты, оның үсітне v_n векторы шегінде жанама бағытталады, яғни ол v шынайы жылдамдық векторымен сәйкес келеді. Осылайша,

$$\lim_{At \rightarrow 0} v_n = \lim_{At \rightarrow 0} \frac{Av}{At} = v.$$

Демек, v_n шартты жылдамдық векторының шегі нүктенің ауыстыру векторының тиісті уақыт интервалына қатынасы тең шегіне жеткенде, соңғысы нөлге ұмтылғанда, нүктенің шынайы жылдамдығының векторына тең болады.

Өрі қарай бұл түйінді пайдалану кейбір теоремалар дәлелдерінің математикалық бөлігін жеңілдетуге мүмкіндік береді

9.5. ТҮЗУСЫЗЫҚТЫҚ ҚОЗҒАЛЫСТА НҮКТЕНІҢ ҮДЕУІ

Үдеу – нүктенің жылдамдық векторының өзгеруінің кинематикалық өлшемі.

Үдеу – бұл векторлық мөлшер. Бағыттың түзусызықты қозғалысы кезінде жылдамдық векторы әрқашан траекториямен сәйкес келеді, сондықтан да жылдамдықтың өзгеру векторы траекториямен сәйкес келеді.

Үдеудің бірлік уақытында жылдамдықтың өзгеретіні физика курсынан белгілі. Егер қысқа уақыт аралығында At нүктенің жылдамдығы Av өзгерсе, онда орташа үдеу

Орташа үдеу уақыттың берілген әр моментінде шынайы үдеу туралы түсінік бермейді (шынайы үдеуді басқаша бір сәттілік деп атайды). Орташа жылдамдықты анықтайтын

$$a_c = \frac{Av}{At'}$$

уақыт аралығы неғұрлым аз болса, шынайы үдеуге соғұрлым жақынырақ болады.

Шынайы үдеу – At кезіндегі нөлге ұмтылатын орташа үдеу

шегі:

$$a = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{dv}{dt}.$$

—аламыз

Осылайша, v ескере отырып,

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} \cdot$$

Түзу сызықты қозғалыстағы шынайы үдеу жылдамдықтың бірінші туындысына немесе координаттың екінші туындысына (уақыт ауыстыру санауының шыққан жерінен) тең болады.

Жеделдетілген өлшем

$$[a] = \frac{[s]}{[t]^2} \quad \begin{array}{l} \text{Ұзындығы} \\ \text{уақыт шаршыда} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{секундына шаршыда} \\ \text{метр м/с}^2. \end{array}$$

Мысал 9.4. $s = t^4 + 2t$ заңына сәйкес нүкте түзу сызықпен жылжиды, мұндағы s - метрлерде, t - секундтарда. $t_1 = 5$ с, $t_2 = 7$ с сәттері арасындағы интервалда оның орташа жылдамдығын, сондай-ақ $t_3 = 6$ с моментіндегі оның шынайы үдеуін табыңыз.

Шешуі. Алдымен, нүктенің жылдамдығын анықтаймыз:

$$v = \frac{ds}{dt} = 4t^3 +$$

t_1 мәнін оның t орнына формулаға қоя отырып,

$$v_5 = 4 \cdot 5^3 + 2 = 502 \text{ м/с}; \quad v_7 = 4 \cdot 7^3 + 2 = 1374 \text{ м/с.}$$

Демек, берілген уақыт аралығы үшін жылдамдық өсімшесі тең болады $\Delta v = v_7 - v_5 = 2$ с

$$\Delta v = v_7 - v_5 = 1374 - 502 = 872 \text{ м/с.}$$

Нүктенің ортша үдеуі

$$a_{\text{ор}} = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{872}{2} = 436 \text{ м/с}^2.$$

Нүктенің шынайы үдеуін анықтау үшін, уақыт бойынша жылдамдықтан өнімді табымыз:

$$a = \frac{dv}{dt} = 12t^2.$$

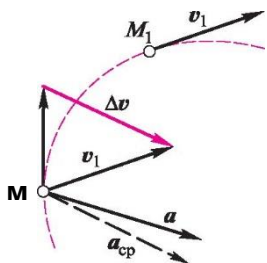
$t_3 = 6$ мәнін t орнына формулаға қоя отырып,

аламыз

$$a_6 = 12 \cdot 6^2 = 432 \text{ м/с}^2.$$

9.6. ҚИСЫҚСЫЗЫҚТЫ ҚОЗҒАЛЫСТА НҮКТЕНІҢ ҮДЕУІ

Нүкте қисық сызықты траекториясы бойымен қозғалса, жылдамдық өз бағытын өзгертеді. M нүктесін At уақыты ішінде қисықсыздықты траектория бойымен қозғалып, M_1 жағдайына ауыстырылды деп елестетейік (9.6-сурет).



9.6-
сурет

Жылдамдықтың өсімше (өзгерістер) векторын Δv деп белгілейміз, сонда

$$\Delta v = v_2 - v_1.$$

Δv векторын табу үшін v_2 векторын M нүктесіне көшіреміз де, жылдамдықтың үшбұрышын саламыз. Орташа үдеудің векторын анықтаймыз:

$$a_{cp} = \frac{\Delta v}{\Delta t}.$$

a_{cp} векторы Δv векторына параллельді, өйткені векторлық мөлшер бөлінісінен вектордың скалярлық бағытына өзгермейді.

Шынайы үдеудің векторы – уақыт аралығына сәйкесетін жылдамдық өсімшесінің векторына қатысты ұмтылатын шек, соңғысы нөлге ұмтылады:

$$a = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t}$$

Осылайша, қисықсыздықты қозғалыстағы нүктенің шынайы үдеуі уақыт бойынша векторлы туынды жылдамдығына тең. 9.6-суретінен көрініп тұрғандай, үдеу векторы қисықсыздықты қозғалыста әрқашан траектория ойыстық жағына бағытталған.

| ҚИСЫҚ СЫЗЫҚТЫҢ ҚИСЫҚТЫҒЫ ТУРАЛЫ ТҮСІНІК

Қисықсызықты қозғалыстағы нүктенің үдеуі оның траекториясының ойыстық дәрежесіне, яғни траектория қисықтығына байланысты екені, 9.8-тараушасында дәлелденді.

М нүктесінің қисықсызықты траекториясын қарастырамыз (9.7, а-сурет).

$A < p$ бұрышы екі көршілес нүктелер арасында қисығына жанасатыны *көрші бұрыш* деп аталады.

Берілген нүктеде *қисық қисықтығы* дегеніміз – доғаның бұрышын тиісті ұзындыққа дейін Ax доғасының нөлге ұмтылған кездегі қатынас шегі. Қисықтықты k әрпімен белгілейік, сонда

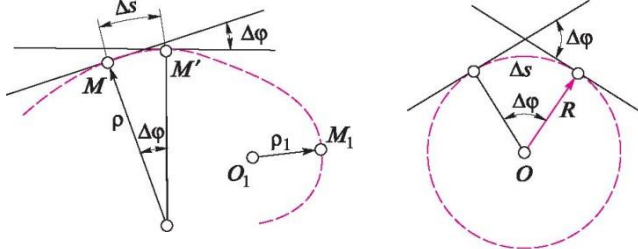
$$k = \lim_{Ax \rightarrow 0} \frac{A < p}{Ax}$$

R радиусы шеңберін қарастырамыз (9.7-сурет, б). Өйткені

$$Ax = RA < p,$$

Рис. 9.7

то



$$k = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{\Delta \phi}{\Delta s} = \lim_{\Delta \phi \rightarrow 0} \frac{\Delta \phi}{R \Delta \phi} = \frac{1}{R}$$

Демке, шеңбердің қисықтығы барлық нүктелерде бірдей және тең

$$k = R \cdot$$

Берілген қисықтың әрбір нүктесі үшін қисықтық берілген нүктеде қисығы қисықтыққа тең шеңберді таңдай алады. Мұндай шеңбер ρ радиусы *қисықтық радиусы* берілген нүктеде қисық деп аталады, ал осы шеңбердің орталығы *қисықтық орталығы* деп аталады.

Сонымен, берілген нүктедегі қисық қисықтық сол нүктеде қисықтық радиусының кері мөлшерін білдіреді:

$$k = \frac{1}{\rho}$$

Әлбетте, түзу сызықтың қисықтығы нөлге тең, ал қисықтық радиусы шексіздікке тең:

9.8.

$$k = 0; \rho = \frac{1}{k}$$

ЖАНАМА ЖӘНЕ НОРМАЛ ҮДЕУ ПРОЕКЦИЯСЫ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

Нормал траектория бойынша толық үдеу проекциясы *қалыпты үдеу* деп аталады; траекторияға жанама толық үдеу проекциясы *жанама үдеу* деп аталады. Жанама үдеу кейде тангенциалды деп аталады (9.8-сурет).

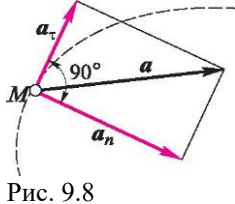


Рис. 9.8

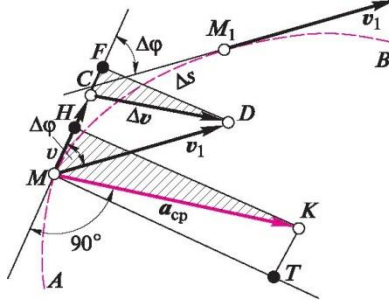


Рис. 9.9

Теорема. Қалыпты үдеу жылдамдықтың квадратына тең, осы нүктеде траекторияның қисықтық радиусына бөлінген жанама үдеу – уақыт бойынша жылдамдықтың бірінші туындысы.

AB траекториясы бойынша *M* нүктесінің жазық қозғалысы берілсін (9.9-сурет).

As = uMMj жолын өте тұрып, *At* уақытында нүкте *M* жағдайынан *M₁* жағдайына көшті.

At уақытында жылдамдық өсімшесінің векторы тең

$$Av = v_1 - v.$$

Орташа үдеу векторын анықтаймыз:

$$a_c = \frac{Av}{p}$$

бұл векторды *M* нүктесінен параллельді *Av* векторына қалдырамыз.

a_{cp} векторын жанама мен нормалға проекциялаймыз, *D* нүктесін де жанамаға проекциялаймыз.

CDF және *MKN* үшбұрыштарының ұқсастықтарын қарастырамыз.

Бұл үшбұрыштар ұқсастықтарын аламыз

$$\frac{HK}{FD} = \frac{MH}{CF} = \frac{ap}{Av} = \frac{Av}{At} = \frac{Av}{At}$$

қайдан

$$At' = At'$$

Нөлге ұмтылатын *At* кезіндегі шектікке ауысамыз (мұнда сондай-ақ *A < p* и *As* нөлге ұмтылады):

$$\lim_{At \rightarrow 0} \frac{HK}{FD} = \lim_{At \rightarrow 0} \frac{MH}{CF} = a_n \text{ (қалыпты үдеу);}$$

$$\lim_{At \rightarrow 0} \frac{MH}{CF} = \lim_{At \rightarrow 0} \frac{CF}{CF} = a \text{ (жанама үдеу).}$$

At

Нөлге ұмтылатын Δt кезіндегі бірінші шекті есептеп

$$a_n = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v_1 - v}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v \sin \Delta \phi - v}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v \sin \Delta \phi - v \cdot 1}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v (\sin \Delta \phi - 1)}{\Delta t}$$

шығарамыз:

өйткені

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} v_1 = v; \lim_{\Delta \phi \rightarrow 0} \frac{\sin \Delta \phi}{\Delta \phi} = 1; \lim_{\Delta \phi \rightarrow 0} \frac{\Delta \phi}{\Delta x} = \frac{1}{R}$$

Нөлге ұмтылатын Δt кезіндегі екінші шекті есептеп шығарамыз:

$$a_T = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v_1 \cos \Delta \phi - v}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v \cos \Delta \phi - v}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v (\cos \Delta \phi - 1)}{\Delta t}$$

$$= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v_1 - v}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v \sin^2 \frac{\Delta \phi}{2}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v \sin^2 \frac{\Delta \phi}{2}}{\Delta t} \cdot \frac{\Delta \phi}{\Delta \phi} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v \sin^2 \frac{\Delta \phi}{2}}{\Delta t} \cdot \frac{\Delta \phi}{2 \sin \frac{\Delta \phi}{2} \cos \frac{\Delta \phi}{2}}{\Delta \phi} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{v \sin \frac{\Delta \phi}{2}}{2 \Delta t \cos \frac{\Delta \phi}{2}}$$

өйткені

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{dv}{dt}; \lim_{\Delta t \rightarrow 0} v_1 = v; \lim_{\Delta \phi \rightarrow 0} \frac{\sin \frac{\Delta \phi}{2}}{\frac{\Delta \phi}{2}} = 1;$$

$$\lim_{\Delta \phi \rightarrow 0} \frac{\sin \frac{\Delta \phi}{2}}{\frac{\Delta \phi}{2}} = 1; \lim_{\Delta \phi \rightarrow 0} \frac{\Delta \phi}{\Delta x} = \frac{1}{R}; \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta x}{\Delta t} = v$$

(екінші қосылғанның шегі нөлге тең, өйткені ол нөлге көбейтілген соңғы мөлшердің туындысы).

$$a_n = \frac{v^2}{R}; \quad a_t = \frac{dv}{dt}$$

Сонымен, теорема дәлелденді.

Жанама және нормал үдеудің формуласын сараптай отырып, егер модулі бойынша жылдамдықта өзгеріс болмаса, онда $a_t = \frac{dv}{dt} = 0$; бағыт бойынша (түзу сызықты қозғалыс) өзгеріс болмаса, онда $a_n = \frac{v^2}{R} > 0$ көруге болады. Бұдан

шығатыны, жанама үдеу жылдамдық өзгерісін тек модуль бойынша, ал қалыпты тек бағыт бойынша ғана сипаттайды.

Жанама және нормал үдеуді біле тұра, толық үдеудің модулін формула бойынша есептеп шығаруға болады

$$a = -v a_T^2 + a_n;$$

Егер $a_T = dV > 0$ болса, онда жанама үдеудің векторлары мен жылдамдығы бір жаққа бағытталған және қозғалыс үдетілген болады.

Егер dv

$a_n = < 0$ болса, онда жанама үдеудің векторы жылдамдық векторына қарама-қарсы жағына бағытталады да, қозғалыс баяулайды.

нормал үдеудің векторы үнемі қисықтық орталығына бағытталған, сондықтан бұл үдеуді басқаша *центрұмтылғыш* деп атайды.

Мысал 9.5. Сермер жиегінің нүктесі үдету кезінде $s = 0,1t^3$ теңдеуіне сәйкес қозғалады, t — секундына, s — метрде. Сермер радиусы 2 м-ге тең. Оның жылдамдығы нүктенің $v = 30$ м/с болған кездегі нормал және жанама үдеулерін анықтаңыз.

Шешуі. Жылдамдықты анықтау үшін уақыт бойынша жолдың өнімін есептеп шығарамыз:

$$v = \frac{ds}{dt} = 0,3t^2,$$

осыдан

$$t = \sqrt{\frac{v}{0,3}} = \sqrt{\frac{30}{0,3}} = 10 \text{ с.}$$

Осы сәт үшін нүктенің нормал және жанама үдеуін анықтауға болады. Уақытқа байланысты жанама үдеуді жылдамдықтың өнімі сияқты табамыз:

$$a_T = \frac{dv}{dt} = 0,6t.$$

Жанама үдеуге арналған өрнекке $t = 10$ с: $a_T = 0,6 \cdot 10 = 6$ м/с² мәнін қоямыз.

$a_n = v^2/r$ формуласы бойынша нүктенің нормал үдеуін анықтаймыз.

$t = 10$ с уақыт моменті үшін $a_n = 30^2/2 = 450$ м/с² табамыз.

9.9. ҮДЕУГЕ БАЙЛАНЫСТЫ ҚОЗҒАЛЫС НҮКТЕЛЕРІНІҢ ТҮРЛЕРІ

Жанама және нормал үдеудің алынған формулаларын сараптай отырып, қозғалыс нүктелерінің төмендегідей түрлерін белгілеуге болады:

1) $\frac{dv}{dt} = \frac{dv_{\phi}}{dt} = 0$; $a_{\phi} = 0$; $v_{\phi} = v_{\phi 0}$ (равномерное движение);
 в этом случае движение равнономерное ($v_{\phi} = \text{const}$) криволинейное ($\rho \neq \text{const}$);
 в этом случае движение равнономерное ($\rho \neq \text{const}$) криволинейное ($v_{\phi} = \text{const}$);

$$3) a_x = \frac{dv_{\phi}}{dt} = 0; \quad a_n = \frac{v_{\phi}^2}{\rho} = \omega^2 \rho$$

бұл жағдайда қозғалыс бірқалыпты емес ($v_{\phi} \neq \text{const}$)
 түзу сызықты ($\rho = \text{const}$);

$$4) a_n = \frac{v_{\phi}^2}{\rho} = \text{const}$$

бұл жағдайда қозғалыс теңауыспалы (егер $a_n \neq 0$ болса, қисық сызықты, егер $a_n = 0$, онда түзу сызықты); $dv_{\phi} = v_{\phi}^2$

$$5) a_m = \frac{dv_{\phi}}{dt} = 0; \quad a_n = \frac{v_{\phi}^2}{\rho} = \text{const}$$

бұл жағдайда қозғалыстың жалғыз түрі болып табылатын үдеусіз қозғалыс теңауыспалы түзу сызықты.

9.10. ЖЫЛДАМДЫҚ ПРОЕКЦИЯЛАРЫ МЕН КООРДИНАТТЫҚ ОСЬТЕР ҮДЕУІ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМАЛАР

Егер нүкте қозғалысы табиғи жолмен сұралса, онда оның жылдамдығын уақытқа байланысты бірінші өнімді ауыстыру сияқты табамыз; егер нүкте қозғалысы координаттық түрде сұралса, онда координаттық осьтерге жылдамдықты проекциялау туралы теорема көмегімен табамыз.

Теорема. Координаттық осьтерге жылдамдықты проекциялау уақытқа байланысты сәйкесетін координаттардан бірінші өнімге тең болады.

Координаттар осьтеріне параллельді v_x и v_y компоненттерін екі өзара перпендикулярлы нүкте жылдамдығының векторын ойша ыдыратамыз. Модуль бойынша бұл компоненттер нүкте жылдамдығының векторы проекцияларының координат осьтеріне тең және координат

$$v_x = \frac{dx}{dt}; \quad v_y = \frac{dy}{dt}$$

осьтері бойымен нүкте проекцияларының қозғалыс жылдамдығын береді. Осылайша,

Жылдамдықтың екі проекциясын біле тұрып, оның модулін

$v_x + v_y$ формуласы бойынша табуға болады.

Теорема дәлелденді.

Теорема. Координаттық өске үдеу проекциясы уақытқа байланысты сәйкес келетін координаттың екінші өніміне тең.

Өйткені нүкте проекциялары оське түзусызықпен

$$a_x = \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad a_y = \frac{d^2 y}{dt^2}$$

қозғалады, онда

Үдеуді екі проекциясын біле тұра, толық үдеудің модулін $a_x + a_y$ формуласы бойынша табуға болады.

10-тарау

10.1. ҚАТТЫ ДЕНЕНІҢ ҚАРАПАЙЫМ ҚОЗҒАЛЫСЫ

ІЛГЕРІЛЕМЕЛІ ҚОЗҒАЛЫС

Қатты дененің қарапайым қозғалысының екі түрі бар: ілгерілемелі қозғалыс және қозғалмайтын ось айналасында айналу.

Денеді өткізілген кез келген түзу сызық кезіндегі өзінің бастапқы орнына параллель қалатын дене қозғалысы *ілгерілемелі* деп аталады. Жолдың түзусызықты бөлігінде трамвай вагоны шанағының қозғалысын бақылай отырып, ілгерілемелі қозғалыс туралы білуге болады, бойлық-жоспарлау станогының үстелі, стационарлық іштен жанатын қозғалтқыштың піспегі және т.т. ілгерілемелі қозғалады.

Теорема. Қатты дененің барлық нүктелері ілгерілемелі қозғалыс кезінде бірдей траекторияға, жылдамдық пен үдеуге ие.

Дене A т уақыт ішінде ілгерілемелі қозғала отырып, AB орнынан A_1B_1 орнына ауыстырылсын және A еркін нүктесі As_A жолын өтті, ал екінші B еркін нүктесі As_B жолын өтті (10.1-сурет):

$$uAA_1 = As_A; uBB_1 = As_B.$$

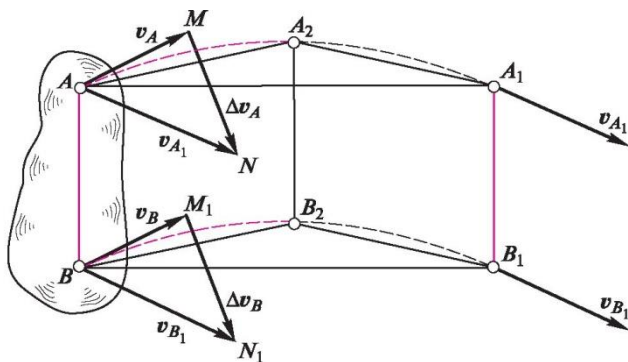


Рис. 10.1

A және A_1 , B және B_1 нүктелерін хордтармен қосамыз. Себебі $AB = A_1B_1$ (қатты дене) және $AB \parallel A_1B_1$ (қозғалысы ілгерілемелі), онда ABB_1A_1 фигурасы – параллелограмм. Демек, BB_1 хордына тең және параллельді.

A_2B_2 түзуінің аралық жағдайын алайық және осы кесінді ұштарын A және A_2 , B және B_2 нүктелерімен байланыстырайық, суретте көрсетілгендей.

Алдыңғыға ұқсас AA_2A_1 және BB_2B_1 жазылған сынық сызықтары жұппен бірдей және жақтары параллель екенін дәлелдеуге болады. Егер осы сынық сызықтардың жақтарының шексіз санын бірден көбейтсе, онда олар шегінде As_A және As_B доғаларын береді. Бірақ бұл сынық сызықтар әрдайым бірдей болғандықтан, олар шегінде де бірдей, демек, A және B еркін нүктелерінің траекториясы бірдей болады:

$$uAs_A = uAs_B.$$

A және B нүктелері еркін таңдалғандықтан, онда, демек, дененің барлық нүктелерінің траекториясы бірдей болады.

Енді A және B нүктелерінің жылдамдығы мен үдеуін, демек дененің барлық нүктелерінің уақыттың әр моментінде тең екендігін дәлелдейік. Себебі A және B нүктелерінің ауыстыру векторлары өзара тең:

$$AA_1 = BB_1,$$

онда осы векторлық теңдеудің екі жағын At бөліп, нөлге ұмтылатын At кезінде шегіне ауысып, алатынымыз

$$\lim_{At \rightarrow 0} \frac{AA_1}{At} = \lim_{At \rightarrow 0} \frac{BB_1}{At}.$$

Бұл шектеулер нүктелердің жылдамдық векторлары арқылы беріледі (9.4-тараушасын қараңыз), демек

$$v_A = v_B.$$

v_A және v_B жылдамдықтарының векторларын A және B нүктелеріне ауыстырып, Av_A және Av_B жылдамдықтарының өсімше векторларын табамыз. AMN және BM_1N_1 үшбұрыштарын қарастырайық. Бұл үшбұрыштар теңдестірілген (тең) және олардың тең жақтары жұппен параллель болып табылады, демек

$$Av_A = Av_B.$$

Бұл векторлық теңдіктің екі жағын да Δt бөліп, Δt нөлге ұмтылу шегіне көшеміз, соның нәтижесінде біз аламыз

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v_A}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v_B}{\Delta t},$$

$${}^aA = {}^aB;$$

теорема дәлелденді.

Осылайша, қатты дененің ілгерілемелі қозғалысы толығымен олардың нүктелерінің бірінің қозғалысы арқылы анықталады, демек кинематика нүктелерінің барлық формулалары ілгерілемелі қозғалатын денелер үшін қолданылады.

Мысал 10.1. Сызу құрылғысы механизмінің 1 және 2 буындары (10.2-сурет) A және C тіреуіштеріне қатысты бұрыла алады және 3 дискісімен топсалы қосылған, диск пен 6 сызықшасы 4 және 5 буындарына топсалы қосылған. Егер $AB = CD$, $AC = BD$, $EF = GH$, $EG = FH$ болса, 3 дискісі мен 6 сызықшасының аударма қозғалыс жасайтынын дәлелдеу керек.

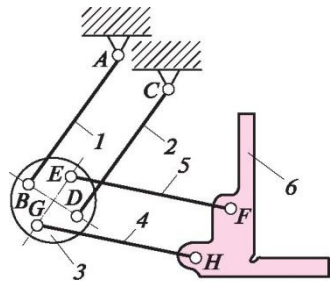


Рис. 10.2

Шешуі. $ABDC$ төртбұрышын қарастырайық. Өйткені бұл төртбұрыштың қарама-қарсы жақтары шарт бойынша жұппен тең, онда ол параллелограмм болады. Бұдан шығатын қорытынды, 1 және 2 буындарын кез келген ауыстыру кезінде BD жағы AC қозғалмайтын жағына параллель қалады. Осылайша, ілгерілемелі қозғалыс анықтамасына сәйкес BD жағы және онымен қатаң түрде байланысты диск тек ілгерілемелі ауыса алады. Сондай-ақ 3 дискісімен қатаң түрде байланысқан EG кесіндісі де тек ілгерілемелі ауыса алады.

Өрі қарай механизмнің кез келген жағдайында шарт бойынша параллелограмм болып табылатын $EFHG$ төртбұрышын қарастырайық. Демек, FH жағы EG жағы сияқты, яғни ілгерілемелі қозғалады. Әлбетте, FH жағымен қатаң байланысты 6 сызықшасы да тек ілгерілемелі қозғала алады.

Келтірілген мысалда механизм буындарының қатты дененің абсолютті екенін көрсетеді деп болжанды.

10.2. ҚОЗҒАЛМАЙТЫН ОСЬ АЙНАЛАСЫНДА АЙНАЛУ

Катты дененің немесе өзгермейтін жүйенің кемінде екі

нүктесі тұрақты болып қалатын қозғалысы *айналмалы қозғалыс* деп аталады; осы екі нүктені біріктіретін түзу сызық *айналу осі* деп аталады. Айнalmалы қозғалыс анықтамасында өзгермейтін жүйе туралы айтылады, себебі айналу осі дененің сыртында бола алады.

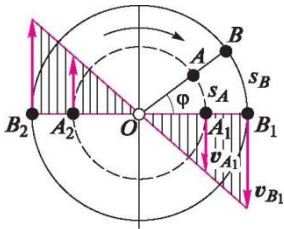


Рис. 10.3

Айнalmалы қозғалыс техникада өте жиі кездеседі. Механизмдер мен машиналардың басым көпшілігінде айнalmалы қозғалысты атқаратын буындар бар, мысалы, біліктер, тісті дөңгелектер, қосиіндер және т.т. Айнalmалы қозғалыс ұғымы нүктеге емес, денеге ғана қатысты қолданыла алады; мәселен, шеңбер бойымен нүкте қозғалысы айнalmалы емес, қисық сызықты қозғалыс екенін байқаймыз.

Сызу жазықтығына перпендикулярлы ось айналасында айналатын дискін қарастырайық (10.3-сурет). O нүктесі – осы осьтің ізі. Айналатын дене нүктелерінің траекториялары айналу осіне перпендикуляр жазықтықта орналасқан осы осьте жататын орталықтары бар түрлі радиустардың шеңбері болып табылатыны анық.

t уақыты кезінде диск φ бұрышына айналсын. Мұндайда A нүктесі s_A жолынан өтті, ал B нүктесі – s_B жолынан. Айналу осінен әртүрлі қашықтықтағы нүктелер бір уақыт аралығында әртүрлі жолдардан өтетіндіктен, олардың жылдамдықтары мен үдеуі де әртүрлі болады.

Сонымен, дененің айнalmалы қозғалысы кезінде айналу осінен әртүрлі қашықтықта болатын оның нүктелерінің траекториясы, жылдамдықтары мен үдеуі бірдей болмайды.

Бұдан шығатыны, нүктелердің сызықтық орын ауыстыруы (жол), сызықтық жылдамдығы мен үдеуі, тұтастай алғанда, дененің айнalmалы қозғалысын сипаттай алмайды. Дененің айнalmалы қозғалысын берілген уақыт аралығында дене бұрылған φ бұрышымен сипаттауға болады. Бұл бұрыш *дененің бұрыштық орын ауыстыруы* деп аталады. Бұрыштық орын ауыстыру радиандарда (рад) немесе айналымдарда (айн) беріледі; соңғы жағдайда бұрыштық орын ауыстыру N белгіленеді. φ және N арасындағы тәуелділікті орнату үшін пропорция құрамыз:

1 об — 2п

рад, N об —

бұдан

ϕ рад,

$$\phi = 2nN \text{ рад,}$$

мұндағы N – дене айналымының саны.

96

Дененің бұрыштық орын ауыстыруы уақыт функциясы болып табылады, демек *айналмалы қозғалыс заңы* жалпыға ортақ түрде былайша көрінеді:

$$\phi = \text{дейін.}$$

10.3-сур. көрініп тұрғандай, айналатын дененің кез келген нүктесінің жолы

$$S = R\phi,$$

мұндағы r – нүктенің айналу осінен арақашықтығы. Дененің кез келген нүктесінің жылдамдығы былай

$$v = \frac{ds}{dt} = R \frac{d\phi}{dt}$$

анықталады:

$$v = ds = d(R\phi) = R d\phi$$

(R туындының белгісі ретінде қабылданады, өйткені қатаң дененің осы нүктесі үшін бұл мөлшер тұрақты).

— $\frac{d\phi}{dt}$ өрнегін ω деп белгілейміз және *бұрыштық жылдамдық* деп атаймыз. *Бұрыштық жылдамдық* айналмалы дене қозғалысының оның бұрыштық орын ауыстыру шапшаңдығын сипаттайтын кинематикалық өлшеуіш. Бұрыштық жылдамдығы бұрыштық орын ауыстырудың алғашқы туындысына тең

$$\omega = \frac{d\phi}{dt}.$$

Бұрыштық жылдамдықтың өлшемі

$$\left[\frac{\phi}{t} \right] = \frac{\text{жазық бұрыш}}{\text{уақыт}} = \text{секундына радиан} = \text{рад/с} = \frac{1}{\text{с}}.$$

Айналмалы дененің кез келген нүктесінің жылдамдығын анықтауға арналған формула төмендегідей түрге ие:

$$v = \omega R.$$

Уақыттың әр моментінде нүкте жылдамдығы айналу осінен оның қашықтығына тура пропорционалды, демек, нүктелер жылдамдықтарының кестесі, мысалы, V_1V_2 , диаметрі екі үшбұрышты болады (10.3-суретті қараңыз). *Айналатын дене нүктесінің жылдамдық векторы осы нүктенің айналу осіне байланыстыратын радиусқа перпендикуляр бағытталғаны* анық. Егер нүкте айналымы дененің бетінде жатса, оның жылдамдығы *қоршау* деп аталады

Техникада айналу жылдамдығын минутына айналымдарда жиі көрсетеді, n әрпімен белгілейді және *айналу жиілігі* деп атайды. Бұрыштық жылдамдық пен айналу жиілігі арасындағы қатынасты сәйкесінше рад/с және мин^{-1} деп белгілейміз. Пропорцияны жазамыз:

ю рад — 1 с,

2п рад — 60 с.

Пропорциялардан табамыз

III

ю = 30 рад/с,

мұндағы n — дененің айналым жиілігі айн/мин немесе мин^{-1} .

Жиі бұрыштық жылдамдық айналу осі бойымен бағытталған вектор ретінде көрінеді. Осы вектордың аяқ жағынан қарай отырып, айналмалы қозғалыс сағат тіліне қарсы бағытталуы тиіс.

Мысал 10.2. Теледидардың әлемдік ретрансляциялық жүйесін құру жобасы – бұл Жердің үш жасанды Жер серігін жіберуде Жерге қатысты қозғалмайтын тепе-тең үшбұрышты қалыптастыру. Серіктер экватор жазықтығында орналасқан айналмалы орбита бойынша қандай жылдамдықта қозғалуы тиіс, егер олардың $h = 35\,800$ км биіктігінде ұшатыны белгілі болса? Экватордағы Жер радиусы $R = 6\,370$ км (10.4-сурет). Экватордағы нүктенің қоршау жылдамдығын анықтау керек.

Шешуі. Егер серіктер Жерге қатысты қозғалмайтын болса, онда олар Жермен бірге өзгермейтін жүйе құрады деп санауға болады. Жер экваторындағы A нүктесінің v_A қоршау жылдамдығын формула бойынша анықтаймыз

$$v_A = \omega R.$$

$$\begin{aligned} \omega &= 2\pi \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 0,727 \cdot 10^{-4} \\ &= 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 0,727 \cdot 10^{-4} \text{ рад/с.} \end{aligned}$$

Өз осінің айналасында Жерді айналу бұрыштық жылдамдығы тең

Онда A нүктесінің жылдамдығы тең болады

$$v_A = 0,727 \cdot 10^{-4} \cdot 6\,370 \cdot 10^3 = 463 \text{ м/с.}$$

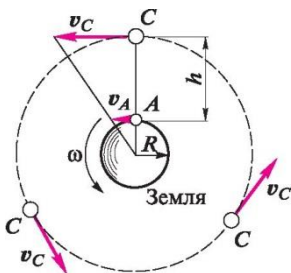


Рис. 10.4

Серіктер Жермен бірге жер осі айналасында айналатын өзгермейтін жүйе құрғандықтан, осы жүйе нүктелерінің жылдамдығы айналу осінен олардың арақашықтығына тура пропорционалды:

$$v_C = R + h$$

Демек, серіктердің қажетті жылдамдығы:

$$v_C = \frac{v_A (R+h)}{R} = \frac{463(6\,370 + 35\,800)10^3}{6\,370\,103} = 3\,065 \text{ м/с}$$

АЙНАЛМАЛЫ ҚОЗҒАЛЫСТЫҢ ТҮРЛІ ЖАҒДАЙЛАРЫ

Біркелкі айналмалы қозғалыс. Егер дене тұрақты бұрыштық жылдамдықпен қозғалмайтын осьтің айналасында айналса, онда қозғалыс *біркелкі* деп аталады. Біркелкі айналмалы қозғалыстың формуласы

$$\omega = \text{const}; \phi = at.$$

Біркелкі айналатын дененің кез келген нүктесінің жанама, нормал және толық үдеуін былай анықтайды:

$$a_r = \frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} = 0;$$

$$a_n = v^2 / r = \omega^2 r^2 = \omega^2 r;$$

$$a = a_n = a_n^2 = \omega^2 r.$$

Әркелкі айналмалы қозғалыс. Егер айналмалы дененің бұрыштық жылдамдығы уақыт ағымымен өзгерсе, онда қозғалыс *әркелкі* деп аталады. Жалпыға ортақ түрде әркелкі айналмалы қозғалыс формуласы

былай беріледі:

$$\frac{d\phi}{dt} = \omega;$$

$$\phi = \int \omega dt;$$

Дененің әркелкі айналатын кез келген нүктесінің жанама

$$a_r = \frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} = r \alpha$$

үдеуі төмендегідей анықталады:

Өрнекті a деп белгілеп, бұрыштық үдеу деп атайды. $\frac{d\phi}{dt}$ *Бұрыштық үдеу* деп айналатын дененің бұрыштық жылдамдығы өзгеруінің кинематикалық өлшемін айтады:

$$a = r \frac{d^2\phi}{dt^2} = r \alpha.$$

Бұрыштық үдеу бұрыштық жылдамдықтың бірінші туындысына немесе уақытқа қатысты бұрыштық ауыстырудың екінші туындысына тең. Бұрыштық үдеудің өлшемділігі

жазык бұрыш
уақыт квадратта

секундына радиан квадратта = рад/с² =
с².

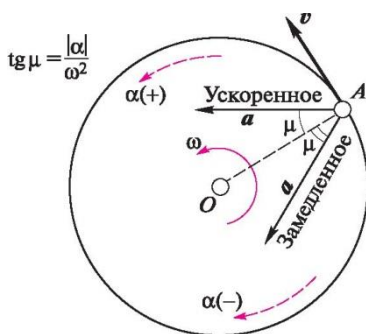


Рис. 10.5

Енді a_m әрқелкі айналатын дененің кез келген нүктесінің жанама үдеуін анықтау үшін формуланы мынадай түрде жазуға болады:

$$a_T = ar.$$

Нормал үдеу біркелкі айналу жағдайындағы сияқты формула бойынша анықталады, яғни

$$a_n = \underline{\underline{\omega^2 r}}.$$

Толық үдеу

$$a = sj a_T^2 + a\Pi = \omega / (ar)^2 + (\omega^2 r)^2,$$

кайдан

$$a = r \cdot j a^2 + \omega^4.$$

Егер бұрыштық үдеу бағыты айналу бағытымен сәйкес келсе, онда айналдырғыш қозғалыс *үдетілген* болып табылады және керісінше (10.5-сурет).

Теңөзгерісті айналмалы қозғалыс. Егер дене тұрақты бұрыштық үдеумен қозғалмайтын ось айналасында айналса, онда қозғалыс *теңөзгерісті* де аталады. Айналмалы қозғалыстың бұл түрінің формуласы нүктенің теңөзгерісті қозғалыс формуласының тәсілімен алынады, яғни интегралды есептеу көмегімен.

Сонымен, егер қатты дене теңөзгерісті қозғалмайтын ось айналасында айналса, онда

$$a = \frac{d\omega}{dt} = \text{const}, dt$$

кайдан

$$dm = adt.$$

Бұл теңдікті t бойынша біріктіре отырып, аламыз

$$\int_{\omega_0}^{\omega} d\omega = \int_0^t a dt,$$

мұндағы ω_0 — бастапқы бұрыштық жылдамдық.

Бұрыштық жылдамдықтың соңғы формуласын

төмендегідей түрде аламыз:

$$\mathbf{y} = \mathbf{y}_0 + \mathbf{a}t.$$

Бұдан кейін бұрыштық орын ауыстыру формуласын шығарамыз. Кез келген айналмалы қозғалыс үшін

$$\dot{\varphi} = \omega; \ddot{\varphi} = \epsilon$$

онда бұл теңдікті t бойынша біріктіре отырып, аламыз

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} \ddot{\varphi} dt = \int_{\omega_0}^{\omega} \dot{\omega} dt = \int_{\omega_0}^{\omega} (\omega_0 + at) dt = \omega_0 t + \frac{at^2}{2}; \quad \varphi - \varphi_0 = \omega_0 t + \frac{at^2}{2},$$

мұндағы φ_0 — бастапқы бұрыштық орын ауыстыру.

Егер $\varphi_0 = 0$ болса, онда бұрыштық орын ауыстыру формуласы мына түрде болады

$$\varphi = \omega t + \frac{at^2}{2}.$$

Сонымен, қатаң дененің біркелкі айналмалы қозғалыс формулалары төмендегідей жазылады:

$$a = \text{const};$$

$$\omega = \omega_0 + at;$$

$$\varphi = \omega t + \frac{at^2}{2}.$$

Бұл формулалардан бұрыштық орын ауыстыру формуласын

$$\varphi = \omega_0 t + \frac{at^2}{2} \quad \text{или} \quad \varphi = \omega_0 t + \frac{a}{2} t^2$$

10.4. мына түрде алуға болады.

КИНЕМАТИКА ФОРМУЛАЛАРЫН

ІЛГЕРІЛЕМЕЛІ және айналым

қозғалыстар үшін САЛЫСТЫРУ

Нүктенің кинематикалық формулаларын немесе ілгерілемелі қозғалатын денесін дененің айналмалы қозғалысы формулаларымен салыстыра отырып, осы формулалардың негізгілері ұқсас екендігін оңай байқауға болады. Аударма қозғалыс формулаларынан айналма қозғалыс формулаларын алу үшін, x сызықтық орын ауыстыру орнына φ бұрыштық орын ауыстыруын қою керек, v сызықтық жылдамдық орнына ω бұрыштық жылдамдығын, a сызықтық үдеу орнына ϵ

бұрыштық үдеуін қою керек. Ілгерілемелі және айналма қозғалыс формулалар салыстыруын 10.1-кестесінің көмегімен жүргізу ыңғайлы.

Кинематикалық қозғалыс	Қозғалыс сипаты	Қозғалыс түрлері	
		аударма	айналма
Орын ауыстыру	Өркелкі	$s = f(t)$	
	Біркелкі	$s = vt$	$\Phi = \omega t$
	Біркелкі	$s = v_0 t + \frac{at^2}{2}$	$\Phi = \omega_0 t + \frac{\omega_0^2 t^2}{2}$
Жылдамдық	Өркелкі	$ds = v dt$	$r_0 \frac{d\varphi}{dt}$
	Біркелкі	$v = \text{const}$	$r_0 \omega = \text{const}$
	Біркелкі	$v = v_0 + at$	$r_0 \omega = r_0 \omega_0 + at$
Жанама үдеу	Өркелкі	$dv = a_T dt$	$\frac{dr_0}{dt} = a_n$
	Біркелкі	$a_T = 0$	$a_n = 0$
	Біркелкі	$a_T = \text{const}$	$a_n = \text{const}$
10.5.	Кез келген	$a = \frac{v^2}{r}$	$a_n = r\omega^2$

АЙНАЛМА ҚОЗҒАЛЫСТЫ ТҮРЛЕНДІРУ

Айналмалы қозғалыстың түрленуі *беріліс* деп аталатын түрлі механизмдермен жүзеге асырылады. Аса кең таралған механизм түрлері: тісті, үйкелісті берілістер және иілгішті байланыспен беріліс (мысалы, белдік, арқанды, таспалы және шынжырлы). Осы механизм түрлерінің көмегімен қозғалыс көзінен (жетекші біліктен) қозғалыс қабылдағышына (жетектегі білікке) айналма қозғалыс берілісі жүзеге асырылады.

Берілістер беріліс қатынасымен немесе беріліс санымен сипатталады.

Жетекші буынның бұрыштық жылдамдығы жетектегі буынның бұрыштық жылдамдығына қатынасы *беріліс қатынасы* (i) деп аталады.

Беріліс қатынасы біреуден үлкен, кіші немесе тең бола алады.

Үлкен бұрыштық жылдамдықтың кішісіне қатынасы екі түйіндескен буынның *беріліс саны* (u) деп аталады.

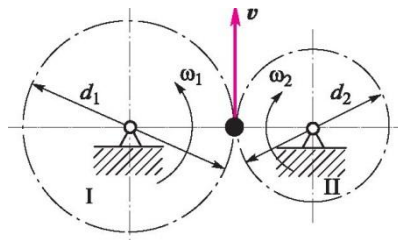


Рис. 10.6

Берілістің беріліс саны үнемі біреуден үлкен немесе тең. Белгілерді біріктіру мақсатында барлық берілістің беріліс қатынасы мен беріліс саны белгілерін біз u -мен, кейбір жағдайларда беріліс u_1 u_2 буындарының

индекстеріне сәйкес келетін қос индексмен белгілейтін боламыз. Сонымен, беріліс қатынасы

u_1
 u_2

1 индексі берілістің жетекші буыны параметрлеріне, ал 2 индексі жетектегіге бекітілетінін байқаймыз.

Жетектегі буынның бұрыштық жылдамдығының берілісі жетекшінің бұрыштық жылдамдығынан кіші беріліс *баяулатушы*; керісінше жағдайда беріліс *үдетуші* деп аталады.

Техникада тісті, белдік және шынжырлы берілістер кеңінен таралған.

Қарапайым тісті берілістер, олардың негізгі түрлері, сондай-ақ тісті дөңгелектер, төрткілдештер мен бұрамдықтардың құрылымдық элементтері туралы жалпы мәліметтер инженерлік графика курсынан белгілі. Сызбасы 10.6-суретте бейнеленген тісті берілісті қарастырайық.

Бірінші және екінші дөңгелектер нүктелерінің жылдамдықтары I және II тісті дөңгелектерімен байланыс орнында бірдей. Бұл жылдамдықтың модулін v белгілеп, аламыз

$$v = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \omega_2 \frac{d_2}{2},$$

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

демек,

Тісті дөңгелектің бөлгіш шеңберінің диаметрі оның модулінің туындысы бойынша $d = mz$ тістерінің санына тең екені белгілі, онда тісті дөңгелектердің жұбы үшін

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

62 $d_1 z_1$

Сызбасы 10.7-суретте бейнеленген белдік берілісті қарастырайық. Тегер бойынша белдіктің сырғанақтауы болмаған кезде

$$v = \omega_1 d_1 = \omega_2 d_2$$

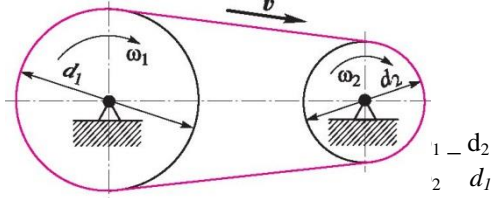


Рис. 10.7

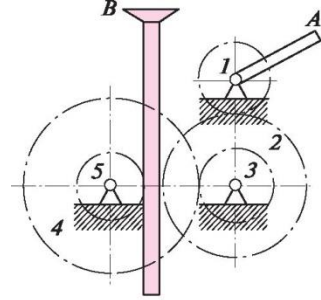


Рис. 10.8
онда белдік берілісі үшін U_{12}

Шынжырлы беріліс үшін

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

мұндағы z_1, z_2 — тіс сандары берілістің жетекші және жетектегі жұлдызшалары. Берілістің әртүрлі түрлерін машина бөлшектерінің курсында толығырақ оқытады.

Мысал 10.3. Домкрат механизмінде A тұтқасын айналдыру кезінде домкраттың B тісті төрткілдішін қозғалтатын 1, 2, 3, 4 және 5 тісті дөңгелектері айналдырылады (10.8-сурет). Соңғысының жылдамдығын анықтау керек, егер A тұтқасының айналу жиілігі $n = 30$ об/мин, дөңгелектер тістерінің саны $z_1 = 6, z_2 = 24, z_3 = 8, z_4 = 32$; бесінші дөңгелектің радиусы $r = 4$ см болса.

Шешуі. 1 және 2 тісті дөңгелектер жұбы үшін беріліс қатынасы

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

3 және 4 дөңгелек жұбы үшін беріліс қатынасы

$$U_{34} = \frac{z_4}{z_3}$$

Соңғы екі теңдіктің оң және сол бөліктерін көбейтіп,

$$U_{12} U_{34} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$$

аламыз

Өйткені 2 және 3 тісті дөңгелектері бір білікте қатаң түрде отыр, онда $\omega_2 = \omega_3$ демек,

$$U_{12} U_{34} = \frac{\omega_1}{\omega_4}$$

ω_1/ω_4 қатынасы 10.8-суретте көрсетілген тісті дөңгелектердің екі жұбының беріліс қатынасы болып табылады, атап айтқанда:

$$v \quad \langle \rangle 1 Z 2 Z 4$$

$$u_{14} = u_{12} u_{34} = \frac{r_1}{r_2} \frac{r_3}{r_4},$$

яғни тісті дөңгелектердің екі жұбының беріліс қатынасы осы дөңгелек ер жұбының беріліс қатынасының туындысына тең.

Соңғы формуланы пайдалана отырып, бір білікте қатаң түрде отырған 4 және 5 дөңгелектерінің бұрыштық жылдамдығын анықтаймыз ($\omega_4 = \omega_5$):

$$\omega_4 = \omega_5 = \omega_1 \frac{r_1 r_3}{r_2 r_4}.$$

Өйткені $\omega_1 = \pi/30 = \pi \cdot 30/30 = \pi$, рад/с, то

$$\omega_4 = \omega_5 = \pi \frac{6 \cdot 8}{2 \cdot 4} = 6\pi \text{ рад/с}.$$

v төрткілдешінің жылдамдығын анықтаймыз:

$$v = \omega_5 r_5 = 6\pi \cdot 4 \cdot 10^{-2} = 0,78 \cdot 10^{-2} \text{ м/с} = 0,78 \text{ см/с}.$$

11-тарау

11.1. НҮКТЕНІҢ КҮРДЕЛІ ҚОЗҒАЛЫСЫ НҮКТЕНІҢ КҮРДЕЛІ ҚОЗҒАЛЫСЫ ТУРАЛЫ ТҮСІНІК

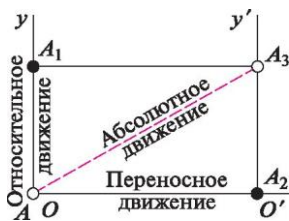
Осы уақытқа дейін нүктенің қозғалысы қимылсыз деп есептелген бір координаталық жүйеге қатысты қарастырылды. Әлемде бәрі үздіксіз қозғалысқа ие, ал координаттың қимылсыз жүйесі іс жүзінде жоқ. Сондықтан көбінесе нүктелердің қозғалысын бір мезгілде екі санауға қатысты қарастыруға болады, олардың біреуі шартты түрде қимылсыз болып саналады, ал екіншісі белгілі бір бағытта біріншіге қатысты қозғалады. Бұл жағдайда нүктенің қозғалысы *күрделі* деп аталады.

Қимылсыз координат жүйесіне қатысты нүктенің қозғалысы *абсолютті* деп аталады. Қозғалыстағы координат жүйесіне қатысты нүктенің қозғалысы *салыстырмалы* деп аталады. Жылжымалы координат жүйесінің қозғалыссыз жүйеге қатысты қозғалысы *тасымалданатын* жүйе деп аталады.

Нүктенің абсолютті қозғалысы күрделі және салыстырмалы және тасымалданатын қозғалыстардан тұрады.

Жоғарыда айтылғандарды 11.1-суретінің көмегімен түсіндіреміз.

xOy – x осі бойындағы суреттің жазықтықта біркелкі жүретін қозғалыс координат жүйесі болсын; A нүктесі y осі бойынша біркелкі жылжиды. Егер тек қана салыстырмалы қозғалыс орын алса, нүкте A жағдайынан A_1 жағдайына ауысады.



11.1-сурет

Егер тек тасымалданатын қозғалыс орын алса, онда нүкте A позициясынан нүкте A_2 позициясына түседі. Егер бір мезгілде салыстырмалы да, тасымалданатын да қозғалыс орын алса, онда нүкте осы уақыт аралығында A жағдайынан A_3 жағдайына түседі.

Тасымалданатын және салыстырмалы қозғалыстар анықтамасын пайдаланып, сондай-ақ жоғарыда келтірілген мысал ретінде бұл қозғалыстарды зерттеудің келесі әдісін көрсетуге болады. Егер нүктенің салыстырмалы қозғалысын зерттеу қажет болса, онда тасымалданатын қозғалысты ойша тоқтату керек, егер нүктенің тасымалданатын қозғалысын зерттеу қажет болса, онда

салыстырмалы қозғалысты ойша тоқтату керек.

11.
2.

ЖЫЛДАМДЫҚТЫ ҚОСУ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

Абсолютті қозғалыста нүктенің жылдамдығы *абсолютті* деп аталады. Салыстырмалы қозғалыс кезінде нүктенің жылдамдығы *салыстырмалы* деп аталады. Қозғалыстағы координат жүйесінде осы сәтте ойша бекітілген қарастырылатын нүктенің жылдамдығы *тасымалданатын* деп аталады. Осы жылдамдықтардың арасындағы байланыс жылдамдықты қосу туралы теорема арқылы анықталады.

Теорема. Нүктенің абсолютті жылдамдығы салыстырмалы және тасымалданатын жылдамдықтардың векторлық қосындысына тең.

At уақытында нүкте A жағдайынан A₃ жағдайына абсолюттік қозғалыстың траекториясы бойымен қозғалып, яғни AA₃ доғасының бойымен өтсін (11.2-сурет). Егер тек салыстырмалы қозғалыс орын алса, онда нүкте A₃ жағдайына көшер еді, егер тек тасымалданатын болса, онда нүкте A₂ позициясына көшеді. A нүктесі A₃ жағдайына алдымен тек тасымалданатын қозғалыс траекториясы (AA₂ доғасы), ал содан кейін салыстырмалы қозғалыс траекториясы бойынша қозғалып (A₂A₃ доғасының, AA_x доғасына тең), көшкенін елестетуге болады.

A, A₂ және A₃ нүктелерін хордтармен біріктіріп, A нүктесінің орын ауыстыру векторларының арасында келесі байланысты аламыз:

$$AA_3 = AA_2 + A_2A_3.$$

At теңдіктің барлық мүшелерін бөлеміз де, At кезіндегі нөлге ұмтылатын шектеуге көшеміз:

$$\lim_{At \rightarrow 0} \frac{AA_3}{At} = \lim_{At \rightarrow 0} \frac{AA_2}{At} + \lim_{At \rightarrow 0} \frac{A_2A_3}{At},$$

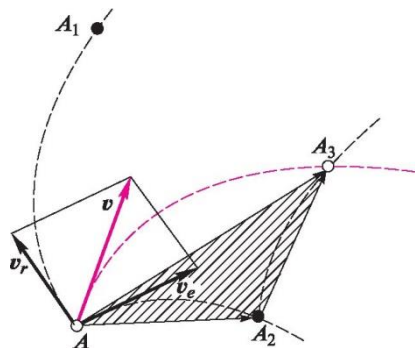
$$\frac{AA_3}{At} = \frac{AA_2}{At} + \frac{A_2A_3}{At}$$

беретіні

$$v = v_e + v_r,$$

мұндағы *v* — вектор абсолютті жылдамдық векторы; *v_e* — тасымалданатын

жылдамдықтың векторы; *v_r* — салыстырмалы жылдамдықтың векторы.



Теорема

дәлелденді.

11.2-сурет

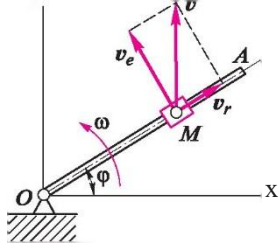


Рис. 11.3

Мысал 11.1. *OA* сырығы (11.3-сурет)

$\phi = t^2$ заңы бойынша *O* қозғалыссыз нүктесінің айналасында сызу

жазықтығында айналады. *M* сырғағы *O* нүктесінен алыстап, сырық бойымен теңүдемелі жылжиды. Сырғақ қозғалысы теңдеуімен $s = OM = 2 + 2t^2$

анықталады, мұндағы *s* — метрлерде, *t* — секундтарда.

$t = 1$ с моментіндегі сырғақтың абсолюттік жылдамдығын табу керек.

Шешуі. *xOy* координатының қозғалыссыз жүйесін таңдаймыз; сырықты қозғалатын жүйе деп санаймыз. Бұл жағдайда салыстырмалы қозғалыс сырқ бойынша *M* сырғағының қозғалысы болып табылады. Демек, салыстырмалы жылдамдық сырқ бойымен бағытталған және тең.

$t = 1$ с моментінде салыстырмалы жылдамдық модуль бойынша $v_{r1} = 4$ м/с тең болады.

Сырғақпен осы сәтте оған ойша бекітілген *OA* сырғағының айналдырғыш қозғалысы тасымалданатын қозғалыс болып табылады, өйткені сырғақтың v_e тасымалданатын жылдамдығы сырққа перпендикуляр бағытталған және оның мәні мына формуламен анықталады:

Өйткені $OM = s = 2 + 2t^2$, $a = 2t(2 + 2t^2)$.
 $2t$, то $v_e =$

$$v_e = \omega OM = \frac{d\phi}{dt} OM.$$

$t = 1$ с сене отырып, $v_{e1} = 8$ м/с аламыз.

Салыстырмалы және тасымалданатын жылдамдықтар өзара перпендикулярлы болғандықтан, жылдамдықтарды қосу теоремасы негізінде $v = v_r + v_e$, то

$$v = \sqrt{v_r^2 + v_e^2}$$

$t = 1$ с, кезінде жылдамдықтардың мәнін қоя отырып, $v = \sqrt{4^2 + 8^2} = 8,94$ м/с аламыз.

12-тарау

12.1. ҚАТТЫ ДЕНЕНІҢ ЖАЗЫҚПАРАЛЛЕЛЬДІ ҚОЗҒАЛЫСЫ

ЖАЗЫҚПАРАЛЛЕЛЬДІ ҚОЗҒАЛЫС ТУРАЛЫ ТҮСІНІК

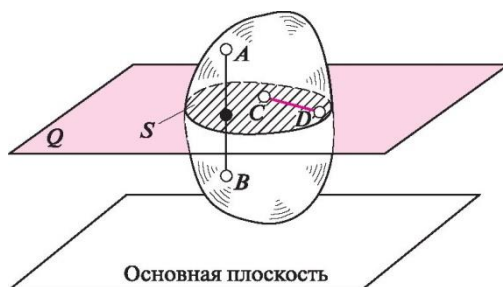
Қатты дененің *жазықпараллель қозғалысы* дегеніміз – бұл негізгі деп аталатын қандай да бір жазықтықта параллельді жүретін дененің барлық нүктелері жазықтықта орналасқан қозғалыс.

Жазықпараллель қозғалыстың мысалдары жолдың түзу сызықты бөлігінде дөңгелектің қозғалысы, қосиінді-сырғақ механизмінің бұлғағының қозғалысы болуы мүмкін.

Жазықпараллель қозғалыстың анықтамасынан негізгі жазықтықтың денеде перпендикуляр жүргізілген кез келген AB түзуінің ілгерілемелі қозғалады деген қорытынды шығаруға болады (12.1-сурет). Негізгі жазықтыққа перпендикулярлы әр түзу сызықтағы дененің қозғалысын анықтау үшін, тек бір нүктенің қозғалысын білу қажет. Бұл нүктелерді Q бір жазықтығында алып, негізгі жазықтыққа параллель келтірсек, қозғалысы дене қозғалысын анықтайтын S қимасын аламыз. Бірақ S қимасының жазықтық қозғалысы C және D нүктелерінің кез келген екі қозғалысымен немесе CD кесіндісімен анықталады. Осылайша, *денелердің жазықпараллельді қозғалысы туралы мәселе негізгіге параллель жазықтықта түзудің кесіндісі қозғалысы туралы мәселеге дейін азаяды.*

Жазықпараллельді қозғалыс екі әдіспен: лездік жылдамдық орталықтарының әдісі және ілгерілемелі және айналмалы қозғалыстарға жазықпараллель қозғалыстың ыдырау әдісімен зерттеледі.

12.1-сурет



ЛЕЗДІК ЖЫЛДАМДЫҚ ОРТАЛЫҒЫ ӘДІСІ

12.2.

Бұл әдістің негізінде келесі теорема жатыр:
қатты дененің кез келген жазықпараллельді орын ауыстыруы негізгі жазықтыққа перпендикулярлы ось айналасында бір айналым арқылы алына алады.

Дененің жазықпараллельді қозғалысын анықтайтын кесінді, уақыттың соңғы аралығында AB жағдайынан A_1B_1 жағдайына орнын ауыстырсын (12.2-сурет).

A және A_1 , B және B_1 және B_1 нүктелерін түзу сызықтармен және алынған кесінділердің ортасынан (M және N нүктелері) байланыстырамыз, олар O нүктесінде өзара қиылысқанша перпендикулярларды қалпына келтіреміз. Бұл нүктені AB және A_1B_1 кесінділерінің ұштары бар түзу сызықтар арқылы қосамыз және O шыңы бар екі тең үшбұрыш аламыз:

$$AOB = A_1OB_1.$$

AOB үшбұрышы *түпкілікті бұрылыс орталығы* деп аталатын O нүктесінің айналасында φ бұрышына бұрылу арқылы A_1OB_1 үшбұрышымен теңестіріледі. O нүктесі – негізгі жазықтыққа перпендикулярлы түпкілікті бұрылыс осінің ізі. Осылайша, дененің жазықпараллельді қозғалысын анықтайтын AB кесіндісі түпкілікті бұрылыс осі айналасында айналу арқылы кез келген жаңа орынға ауыстырылады. Теорема дәлелденді.

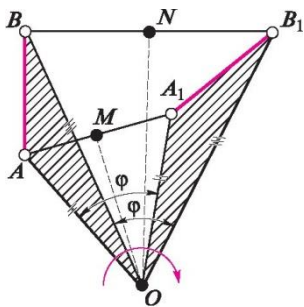


Рис. 12.2

бұрыштық жылдамдығы *лездік бұрыштық жылдамдық* деп аталады.

Жазық фигураның белгілі бір уақыт моментінде жылдамдықтың лездік орталығымен сәйкес келетін қозғалыссыз жазықтық нүктесі *айналымның лездік орталығы* деп аталады.

Егер AB түзуі бастапқы позицияға параллель өтсе, онда дене шексіздікке алыстатылған ось айналасында айналады, басқаша айтқанда, ілгерілемелі қозғалысты шексіз үлкен радиус шеңберінде айналдыру деп қарастыруға болады.

Осылайша, дененің жазықпараллельді қозғалысы лездік айналу осі айналасында бірізді лездік үздіксіз бұрылыс арқылы жүзеге асырыла алады.

Жылдамдықтың лездік орталықтарының әдісін тек жазық фигура нүктелерінің траекториясы мен үдеуін анықтағанда емес, жылдамдығын анықтаған кезде ғана қолдануға болатынын байқаймыз.

12.3. ЛЕЗДІК ЖЫЛДАМДЫҚ ОРТАЛЫҒЫ ӘДІСІНІҢ ҚАСИЕТТЕРІ

Уақыттың әр моментінде күрделі жазықпараллель қозғалысты қарапайым-айналмалы қозғалыс ретінде қарастыра отырып, қатты дене нүктелерінің жылдамдығын есептеу үшін бұрын алынған айналмалы қозғалыстың барлық формулаларын қолдануға болады.

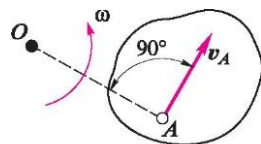
Қозғалыссыз ось айналасында айналатын қатаң дене нүктелерінің жылдамдықтарын бөлу заңынан туындайтын жылдамдықтың лездік орталығының келесі үш қасиетін белгілейміз: 1) лездік орталықтың жылдамдығы нөлге тең; 2) лездік орталық нүктенің жылдамдығы бағытына нүктеден қайтадан қалпына келтірілген перпендикулярда жатыр; 3) нүктенің жылдамдығы лездік жылдамдық орталығынан нүкте қашықтығына лездік бұрыштық жылдамдық туындысына тең (12.3-сурет):

$$v_A = \omega OA.$$

Жоғарыда аталған қасиеттердің негізінде дененің жазықпараллельді қозғалысын анықтайтын жазық фигураның лездік жылдамдық орталығының орналасуын анықтау үшін келесі бес әдісті белгілеуге болады.

1. Жазық фигураның қандай да бір A нүктесінің лездік бұрыштық жылдамдығы мен v_A жылдамдығы белгілі (12.3-суретті қараңыз).

2. Бұл жағдайда $OA = v_A/\omega$ қашықтығында v_A жылдамдық векторына A нүктесінен қайта қалпына келтірілген O жылдамдығының лездік орталығы перпендикулярлы жатыр.



3. Жазық фигураның A және B нүктелері жылдамдықтарының бағыттары белгілі (12.4-сурет).

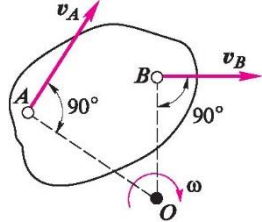


Рис. 12.4

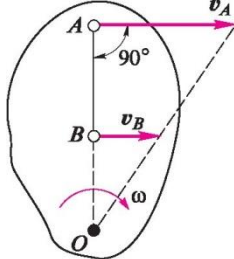


Рис. 12.5

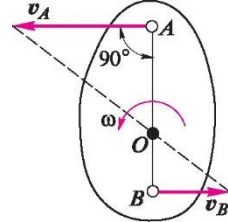


Рис. 12.6

Бұл жағдайда O лездік орталығы нүктесі A және B нүктелерінен олардың жылдамдықтарының бағытына қарай қайта қалпына келтірілген перпендикулярлар қиылысында жатады, оның үстіне

$$v_A \perp OA \quad OA \perp v_B \\ \text{ю } OB \perp v_B$$

яғни жазық фигура нүктелерінің жылдамдықтары олардың лездік жылдамдық орталығынан қашықтығына тура пропорционалды.

4. Жазық фигураның A және B екі нүктесінің жылдамдықтары бір-біріне параллель болып, бір жаққа бағытталған, AB кесіндісіне перпендикулярлы және модулі бойынша тең емес екендігі белгілі (12.5-сурет). Бұл жағдайда O жылдамдығының лездік орталығы v_A және v_B векторларының басын осы векторлардың ұштарымен қосатын түзумен байланыстыратын қиылысу нүктесінде орналасқан.

Егер A және B нүктелерінің жылдамдық векторлары өзара тең болса, онда жылдамдықты лездік орталығы осы сәтте шексіздікте, лездік бұрыштық жылдамдығы нөлге тең болады, жазық фигураның барлық нүктелерінің жылдамдығы бірдей болады және қозғалысы лезде ілгерілемелі болады.

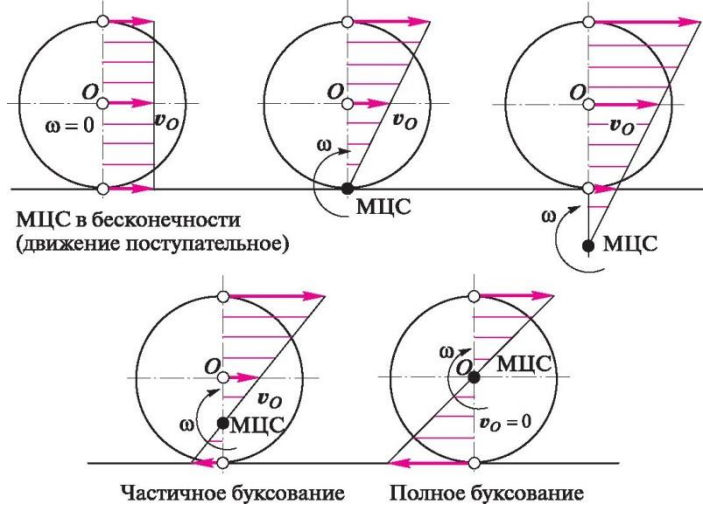
5. Жазық фигураның A және B екі нүктесінің жылдамдығы бір-біріне параллельді, қарама-қарсы жақтарға бағытталған және AB кесіндісіне перпендикулярлы екені белгілі (12.6-сурет).

Бұл жағдайда O жылдамдығының лездік орталығы AB кесіндісінің v_A және v_B векторларының ұшын қосатын түзумен қиылысу нүктесінде орналасқан.

6. Жазық фигура қозғалысыз қисық бойымен сырғанаусыз дөңгелейтіні белгілі.

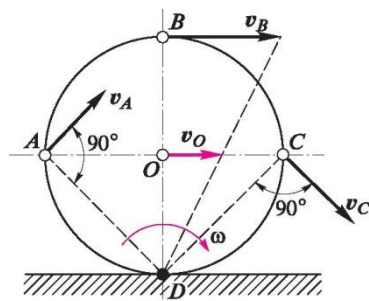
Бұл жағдайда O жылдамдығының лездік орталығы фигураның қисықпен жалғасу нүктесінде болады, өйткені фигураның бұл нүктесінің жылдамдығы осы сәтте нөлге тең.

Қорытындысында үйкелістің түрлі жағдайларында тұзусызықты рельс бойымен дөңгелектің теңселуін қарастырамыз.



12.7-сурет

12.7-суретте жылдамдықтың лездік орталығының (ЖЛО) орналасуы және сырғанау үйкелісі, теңселу үйкелісі, сырғанақтаумен теңселу үйкелісі, дөңгелектің ішінара және толық тығылып қалу жағдайларындағы вертикальды диаметр нүктелері жылдамдығының кестесі көрсетілген.



Мысал 12.1. R радиусының дөңгелегі тұзусызықты рельсті бойлай сырғанамай

дөңгелейді және оның ортасының жылдамдығы $V_0 = 2 \text{ м / с}$ тең (12.8-сурет). Дөңгелектің тік және көлденең диаметрiнiң ұштарының жылдамдығын табыңыз.

Шешуі. Шарт бойынша дөңгелек сырғып кетпейді, сондықтан дөңгелектің рельспен жанасу D нүктесінің жылдамдығы нөлге тең, демек D нүктесі – дөңгелектер жылдамдығының лездік орталығы.

O нүктесінің жылдамдығын біліп, дөңгелектің ю бұрыштық жылдамдығын табамыз:

$$\frac{v_O}{OD}$$

Лездік жылдамдық орталығының қасиеттері негізінде дөңгелектердің A , B және C нүктелерінің жылдамдық модулін анықтаймыз:

$$v_A = \omega \cdot AD = \omega \cdot R = 2 \cdot 2 = 4 \text{ м/с};$$

$$v_B = \omega \cdot BD = \omega \cdot 2R = 2 \cdot 4 = 4 \text{ м/с};$$

$$v_C = \omega \cdot CD = \omega \cdot R = 2 \cdot 1 = 2 \text{ м/с}.$$

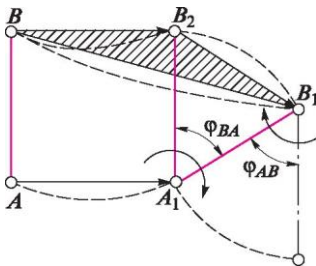
A , B және C нүктелерінің жылдамдық векторларының бағыттары осы нүктелерді лездік жылдамдық орталығымен байланыстыратын түзулерге перпендикуляр.

12.4. ЖАЗЫҚПАРАЛЛЕЛЬДІ ҚОЗҒАЛЫСТЫ ІЛГЕРІЛЕМЕЛІ ЖӘНЕ АЙНАЛМАЛЫҒА БЫДЫРАТУ

Теорема. Қатты дененің кез келген жазықпараллельді орын ауыстыруы бір ілгерілемелі және бір айналмалы қозғалыстардың көмегімен алынуы мүмкін.

At уақыты ішінде дененің жазықпараллельді қозғалысын анықтайтын AB кесіндісі A_1B_1 жағдайына орын ауыстырды делік (12.9-сурет).

AB кесіндісі тек бас кезде ілгерілемелі орын ауыстырды, оның үстіне оның барлық нүктелері A нүктесі сияқты бірдей қозғалды. Осылайша, кесінді A_1B_2 жағдайына ауысты, содан кейін оны A_1B_1 жағдайына A_1 нүктесінің айналасында тек ілгерілемелі қозғалыс арқылы ауыстыруға болады. бұдан байқалатыны, күрделі жазықпараллельді қозғалыс екі қарапайым қозғалыстан тұрады: ілгерілемелі және айналмалы, оған қоса, бұл қозғалыстар бір мезгілде болады.



12.9-сурет

A және B нүктелерінің жылдамдық векторларының арасында байланыс орнатамыз. Бұл үшін A , A_1 және B , B_1 , B_2 нүктелерін түзумен біріктіреміз, нәтижесінде B нүктесінің орын ауыстыру векторларының арасында келесідей байланыс аламыз:

$$\vec{BB_1} = \vec{BB_2} + \vec{B_2B_1}.$$

Өйткені $\vec{BB_2} = \vec{AA_1}$, онда жазуға

болады

$$\mathbf{B}^2 \mathbf{B}^1 = \mathbf{A}^2 \mathbf{1} + \mathbf{B}^2 \mathbf{B}^1.$$

Теңдіктің барлық мүшелерін $\mathbf{A}t$ бөліп, нөлге ұмтылатын $\mathbf{A}t$ кезіндегі шектеуге көшеміз:

$$At \wedge 0 \quad At \quad At$$

аламыз

$$v_B = v_A + v_{BA},$$

мұндағы v_B — B нүктесінің абсолюттік жылдамдығының векторы; v_A — A нүктесінің абсолюттік жылдамдығының; v_{BA} — AB кесіндісіне перпендикуляр бағытталған A нүктесін айнала AB кесіндісінің салыстырмалы айналмалы қозғалысында B нүктесі жылдамдығының векторы.

Осылайша, дененің жазықпараллельді қозғалысы бір мезгілде болатын айналмалы және ілгерілемелі қозғалыстар арқылы жүзеге асырыла алады; ілгерілемелі қозғалысты – тасымалдайтын, ал айналдырғыш қозғалысты салыстырмалы деп санауға болады. Қандай да бір B нүктесінің абсолютті жылдамдық векторы A нүктесінің кез келген абсолютті жылдамдық векторына тең және A нүктесінің айналасындағы AB кесіндісінің салыстырмалы айналдырғыш қозғалысында B нүктесінің жылдамдық векторына тең.

Салыстырмалы айналдырғыш қозғалыста айналатын нүкте *үйек* деп аталады.

егер үйек үшін A нүктесінің орнына B нүктесін қабылдасақ, онда Если за полюс вместо точки A принять точку B , то, осылай талқылап, алатынымыз

$$v_A = v_B + v_{AB}.$$

Бұл векторлық теңдікті бұрынғысымен салыстырып, байқайтынымыз, v_{BA} и v_{AB} салыстырмалы жылдамдық векторлары модуль бойынша өзара тең, яғни

$$v_{BA} = v_{AB}.$$

12.9-суреттен салыстырмалы айналым бағыты мен AB кесіндісінің бұрыш бұрылысы қандай да бір уақыт аралығында үйекті таңдауға байланысты емес екені көрінеді, яғни

$$\Phi_{BA} = \Phi_{AB}.$$

Бұл теңдеуді уақыт бойынша дифференциялап, алатынымыз

$$\frac{d\Phi_{BA}}{dt} = \frac{d\Phi_{AB}}{dt} \text{ и } \Phi_{BA} \equiv \Phi_{AB}.$$

Демек, салыстырмалы бұрыштық жылдамдық үйек таңдауға байланысты емес. Сол сияқты,

$$\frac{d^a BA}{dt} = \frac{d^a {}^{uu}BA}{dt} = {}^aAB.$$

Демек, салыстырмалы бұрыштық үдеу де үйек таңдауға байланысты емес.

Жоғарыда қарастырылғандай, жазықпараллельді қозғалысты ілгерілемелі және айналдырғышқа ыдыратқан кезде жалпы жағдайда қозғалыстың *ілгерілеме бөлігі үйекті таңдауға байланысты, ал қозғалыстың айналдырғыш бөлігі үйекті таңдауға байланысты емес.*

Өйткені үйек ретінде жазықтықтың кез келген нүктесі, оның ішінде лездік жылдамдық орталығы, таңдалады да, жазықпараллельді қозғалысты ілгерілемелі және айналдырғышқа ыдыратқан кезде салыстырмалы айналдырғыш қозғалыстың *бұрыштық жылдамдығы әрқашан абсолюттік бұрыштық жылдамдыққа тең.*

Егер $v_A = v_B + v_{AB}$ векторлық теңдігін АВ түзуі бағытына түсірсек, онда v_A проекциясы v_B проекциясына тең болатынын аламыз, өйткені v_{AB} проекциясы 0-ге тең.

Демек, жазықпараллельді қозғалыс кезінде *жазық фигураның екі нүктесінің жылдамдық проекциялары осы нүктелерді біріктіретін түзудің бағытына өзара тең.*

Мысал 12.2. Қосиінді механизм *CD* сырығымен бұлғақтың *C* ортасында топсалы, ал соңғысы *E* нүктесінің айналасында айнала алатын *DE* сырығымен байланысты. Егер *B* және *E* нүктелері бір вертикалда орналасса; *OA* қосиінінің ω бұрыштық жылдамдығы 8 рад/с, $OA = 25$ см, $DE = 100$ см, $\angle CDE = \pi/2$ рад и $\angle ZBED = \pi/6$ рад тең болса, 12.10-суретінде көрсетілген қосиінді механизм жағдайында *DE* сырығының бұрыштық жылдамдығын анықтау керек.

Шешуі. Алдымен *OA* қосиінінің *A* нүктесінің жылдамдығын анықтаймыз:

$$v_A = \omega \cdot OA = 8 \cdot 25 \cdot 10^{-2} = 2 \text{ м/с.}$$

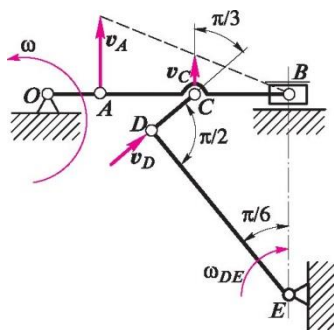


Рис. 12.10

Сұралған жағдайда B сырғағының механизмі шеткі оң жақта орналасады және оның осы сәттегі жылдамдығы нөлге тең. Демек, осы сәтте B нүктесі – AB бұлғағының лездік жылдамдық орталығы. Өйткені бұлғақ нүктелерінің жылдамдықтары лездік жылдамдық орталығынан олардың қашықтықтарына тура пропорционалды, онда $V_C = CB \cdot V_A$,

пропорциясын жазамыз, одан C нүктесінің жылдамдық модулін анықтаймыз:

$$V_C = V_A \frac{CB}{AB} = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ м/с.}$$

v_C жылдамдығының векторы AB бұлғағына перпендикуляр. D нүктесінің жылдамдық векторы DE сырғағына перпендикуляр, яғни DC сырғағы бойымен бағытталған.

DC буынын күрделі жазықпараллельді қозғалысын ілгерілемелі және айналдырғышқа ыдыратып, D нүктесінің жылдамдығын формула бойынша анықтаймыз

$${}^v D = {}^v C + {}^v DC$$

мұндағы v_{DC} салыстырмалы жылдамдық векторы DC буынына перпендикуляр.

Осы векторлық теңдікті DC түзуінің бағытына түсіріп,

$$v_D = v_C \cos^{\pi} = 1 \cdot 0,5 = 0,5 \text{ м/с аламыз.}$$

D нүктесінің жылдамдығын DE сырғағының бұрыштық жылдамдығы арқылы шығарып,

$${}^v D = \omega_{DE} \cdot DE, \text{ аламыз}$$

сандық мәндерін қойып, бұдан табатынымыз

$$\omega_{DE} = \frac{v_D}{DE} = \frac{0,5}{0,5} = 1 \text{ рад/с.}$$

ДИНАМИКА

13-тарау

13.1. МАТЕРИАЛДЫҚ нүкте ДИНАМИКАСЫНЫҢ негіздері

ДИНАМИКА АКСИОМАЛАРЫ

Динамика – қозғалысқа әсер ететін күштерге байланысты денелердің механикалық қозғалысын зерттейтін теориялық механиканың бөлігі.

Динамика негізін Аристотель заманынан бері ғылымдағы Жерге түсетін екі дененің ауыры тезірек қозғалады деген қате болжамды жоққа шығарған итальяндық ғалым Г. Галилей (1564-1642) қалаған. Галилей жылдамдықтың өзгеруінің, яғни үдеудің туу себебі күш деп тұжырымдады. И. Ньютон, Галилей ілімін дамытып, механиканың негізгі ұғымдарына анықтама берді және әлі күнге дейін заманауи физикалық негіз болып табылатын аксиомалар немесе қозғалыс заңдарын қалыптастырды.

Динамика аксиома болып табылатын және *динамика заңдары* деп аталатын бірқатар ережелерге негізделген. Осы заңдарды қарастырмас бұрын, біз *оқшауланған материалдық нүкте* туралы жаңа ұғымды енгіземіз, яғни басқа материалдық нүктелер әрекет етпейтін нүктелер. Шындығында, оқшауланған денелер табиғатта болмайды және оқшауланған материалдық нүкте ұғымы шартты болып табылады.

Инерция аксиомасы немесе Ньютонның бірінші заңы деп аталатын динамиканың бірінші заңы материалдық нүктеге қолдануда былай тұжырымдалған: *оқшауланған материал нүктесі не тыныштықта болады, не тұзусызықты әрі біркелкі жүреді.*

Кинематикада түзусызықты біркелкі қозғалыс – үдеудің нөлге тең болатын қозғалыстың жалғыз түрі, сондықтан инерция аксиомасын келесідей тұжырымдауға болады: *оқшауланған материалдық нүктенің үдеуі нөлге тең.*

Сонымен, қоршаған дененің әсерінен оқшауланған материалдық нүкте өзін өзі үдете алмайды. Дененің бұл қасиеті *инерция* немесе *инерттілік* деп аталады.

Инерция немесе инерттілік дегеніміз – дененің өз жылдамдығын модулі және өзгермейтін бағыты бойынша (оның ішінде нөлге тең жылдамдық та) ұстап тұру қабілеті.

Жылдамдықты өзгерту, яғни тек денеге қолданылатын күші бар үдеу қозғала алады.

Күш пен оның үдеуі арасындағы тәуелділік динамиканың екінші заңын немесе **Ньютонның екінші заңын** белгілейді, ол былайша тұжырымдалады: *күштің материалдық нүктеге қозғалған үдеуі күштің бағытына ие және оның модуліне пропорционалды.*

Егер F күші материалдық нүктеге a , үдеуін қозғаса, ал F_2 күші – a_2 үдеуі, онда Ньютонның екінші заңы негізінде жазуға болады.

$$F = a \cdot m \quad \text{или} \quad \frac{F_1}{a_1} = \frac{F_2}{a_2}$$

Демек, бұл материалдық нүкте үшін күштің үдеуге қатынасы тұрақты мән болып табылады. Біз бұл қатынасты m деп белгілейміз және осы материалдық нүктенің *массасы* деп атаймыз:

$$m = \frac{F}{a}$$

Бұл теңдік бірдей күштен бірдей үдеу алса, екі материалдық нүктенің массасының бірдей екенін білдіреді; нүктенің массасы қаншалықты көп болса, соғұрлым осы үдеу нүктесін қозғауға көбірек күш қажет.

Масса – кез келген материалдық нысанның инерциялық және гравитациялық қасиеттерін анықтайтын негізгі сипаттамалардың бірі. Ньютон массаны денеге бекітілген материяның санын деп атады және массаны тұрақты мән деп санады.

Қазіргі заманғы көзқарас тұрғысынан, дененің массасы (күштің үдеуге қатынасы) тұрақсыз емес және қозғалыс

жылдамдығына байланысты. Осылайша, мысалы, зарядталған бөлшектердің үдеткіштерінде қозғалысты бақылаған кезде бөлшектердің инерттілігі, яғни өз жылдамдығын ұстап тұру қабілеті оның жылдамдығын жоғарылату арқылы арта түседі.

Салыстырмалылық теориясы тыныштықта болатын дене

$$m = m_0 \gamma$$

массасы мен қозғалатын дене массасы арасындағы келесідей байланысты белгілейді:

мұндағы m — қозғалатын дене массасы; m_0 — тыныштық күйіндегі дене массасы; v — дене қозғалысының жылдамдығы; c — жарық жылдамдығы.

Осы формуладан дененің жылдамдығы неғұрлым көп болса, оның массасы соғұрлым көп болады, демек оған әрі қарай үдету қиынырақ екені көрінеді.

Салыстырмалық теориясының негіздемесінде қазіргі заманғы ғылым массаға мынадай анықтама береді: *масса – дененің инерттілік шамасы.*

Алайда, дене массасы өте үлкен жылдамдық, жарықтың жылдамдыққа жақын кезінде ғана өзгереді, сондықтан болашақта бұл өзгеріс ескерілмейді және массаны тұрақты мән деп есептейміз.

Ньютонның екінші заңы динамиканың негізгі теңдеуі деп аталатын теңдікпен көрсетілген және былай оқылады: *күш – оның үдеуі мен нүкте массасының туындысына тең вектор.*

$$F = ma,$$

Динамиканың негізгі теңдеуі векторлық пішіндегі материалдық нүктенің қозғалысы теңдеуі болып табылады.

Тәжірибе көрсеткендей, *еркін түсу үдеуі* деп аталатын бірдей үдеумен берілген орында Жердің тартылыс күшінің әсерінен дене босаңсығанда құлдырау жылдамдығы бір жерге түседі. Дененің ауырлық күші еркін түсу жылдамдығымен көбейтілген оның массасына тең. Егер бір дененің ауырлық күші $G_1 = mg$, ал екіншісін $G_2 = mg$, онда

$$i = m_1 g = m_1 \frac{G_1}{m_1} = m_1 g$$

яғни дененің ауырлық күші олардың массасына пропорционалды, бұл денелер массасын оларды өлшеу жолымен салыстыруға мүмкіндік береді.

Жер бетіндегі әртүрлі жерлерде g еркін түсу үдеуі әртүрлі

және полюстерден экваторға дейін азаяды, өйткені жер шары полюстер бағытымен жабылады. Полюстерден экваторға орын ауыстырғанда еркін түсудің үдеуінің төмендеуінің тағы бір себебі – келесі 14.2-тараушасында талқыланатын центртепкіш инерция күші.

Мәскеу үшін $g = 9.8156 \text{ м / с}^2$, полюстерде $g = 9.83 \text{ м / с}^2$, экваторда $g = 9.78 \text{ м / с}^2$. Дененің ауырлық күшін салмағы өлшенген орынға байланысты.

Ньютонның екінші заңы бойынша, тұрақты күштің әсерінен тыныштықтағы еркін материалдық нүкте тұзусызықпен біркелкі ауысып жүреді.

Тұрақты күштің қозғалысы бойынша қозғалыс тұзусызықты және қисықсызықты болуы мүмкін (соңғы жағдайда материалдық нүкте бастапқы жылдамдыққа ие, оның векторы күштік әрекет сызығымен сәйкес келмейді). Тұрақты күштің әрекеті бойынша қозғалыс үлгісі дене мүшелерінің еркін құлдырауы болып табылады.

Динамиканың негізгі заңдары өзара әрекеттесудің танымал аксиомасын немесе Ньютонның үшінші заңын қамтиды. Материалдық нүктеге қолданғанда заң мынадай түрде қалыптастырылады: екі материалдық нүктенің өзара әрекеттесу күші модуль бойынша тең және қарама-қарсы жақтарға бағытталған.

13.2.

КҮШ ӘРЕКЕТІНІҢ ТӘУЕЛСІЗДІК ПРИНЦИПІ.

МАТЕРИАЛДЫҚ НҮКТЕ ҚОЗҒАЛЫСЫНЫҢ ДИФФЕРЕНЦИАЛДЫ ТЕҢДЕУІ

Күштердің әрекет ету тәуелсіздігінің принципі былай тұжырымдалған: *материалдық нүктеде бірнеше күштердің бір мезгілде әрекет етуімен, оны үдеуі бұл нүкте әр күштің жеке әрекетінен алатын жылдамдықтардың векторлық қосындысына тең.*

А материалдық нүктесіне теңәсерлілігі F күшіне тең F_1 және F_2 күштері қолданылсын. Параллелограмм аксиомасының негіздемесінде жазамыз

$$F_1 + F_2 = F.$$

теңдіктің екі бөлігін нүкте массасына бөліп,

$$\frac{F_1}{m} + \frac{F_2}{m} = \frac{F}{m},$$

аламыз, бұдан

$$a_1 + a_2 = a.$$

Бірізділікпен параллелограмм аксиомасын қолданып,

бірнеше күштің материалдық нүктесіне бір уақытта әрекет кезінде оның үдеуін бір теңәсерлі күші секілді көрсетуге болады:

$$F = \mathbf{I} \mathbf{F}.$$

Күштердің әрекетінің тәуелсіздік принципін қолдана отырып, материалдық нүктенің дифференциалды түрдегі қозғалыс теңдеуін шығарамыз.

А материалдық нүктесі m массасымен сызу жазықтығында $F = Y F$ күш әрекетімен a үдеуімен қозғалсын, сонда

$$F = ma.$$

Бұл векторлық теңдікті екі өзара бір-біріне перпендикулярлы x және y координаттарының осьтеріне (осьтер мен күштер векторы бір жазықтықта жатыр) жобалап, материалдық нүктенің координат түріндегі жазық қозғалысының теңдеуін аламыз:

$$F_x = Y X = ma_x, F_y = Y Y = ma_y.$$

Координаттық оське үдеу проекциясы туралы теореманы қолданып, бұл теңдеулерді *материалдық нүктенің жазық қозғалысының дифференциалдық теңдеулері* түрінде жазуға болады:

$$Y X = m \cdot \frac{d^2 X}{dt^2}, \quad Y Y = m \cdot \frac{d^2 Y}{dt^2},$$

мұндағы $Y X$, $Y Y$ — нүктеге координаттық осьтеріне сәйкесетін нүктеге әрекет етуші күштер проекциясының алгебралық сомасы; x және y — нүктенің ағымдық координаттары.

Осы тараушада алынған теңдеулердің көмегімен динамиканың екі негізгі мәселесі шешіледі: 1) нүктенің берілген қозғалысы бойынша оған әсер ететін күштерді анықтау; 2) күш нүктесіне әрекет ететін күштерді білу, оның қозғалысын анықтау.

Мәселелерді шешуде бос емес материалдық нүктемен айналысатын болсақ, босату принципін қолдану керек, яғни қосылыстардан бас тартып, оларды реакциямен ауыстырып, нүктеде әрекет ететін белсенді күштермен бірге қозғалыс теңдеулерін де ескеру керек.

Мысал 13.1. Массасы $0,5$ кг дене қозғалысын теңдеумен беру $x = 2t$; $y = 3 + t - 5t^2$,

мұндағы x және y — сантиметрде, t — секундта. Денеге әрекет етуші күшті анықтау.

Шешуі. Бұл мысал динамиканың бірінші тапсырмасына

жатады. Ең алдымен, координат осі бойынша үдеу проекциясы туралы теореманы пайдалана отырып, біз x және y осьтеріне үдеу проекциясын анықтаймыз:

$$a_x = \frac{d^2 x}{dt^2} = 0; a_y = \frac{d^2 y}{dt^2} = -10 \text{ см/с}^2 = -0,1$$

Осы мәндерді материалдық нүктенің қозғалыс теңдеулеріне ауыстырып, аламыз:

$$\begin{aligned} X &= ma_x = 0,5 \cdot 0 = 0; \\ Y &= ma_y = 0,5(-0,1) = -0,05 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{с}^2 = -0,05 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Денеге әсер ететін күштің проекциясынан, координат осіне параллель болып табылатын, теріс координаттарға бағытталған және модулі бойынша тең

$$F = \sqrt{X^2 + Y^2} = Y = 0,05 \text{ Н}.$$

Мысал 13.2. ю бұрыштық жылдамдығымен біркелкі айналдырып, l ұзындығымен OA қосиіні $I-I$ бағыттаушының бойымен ілгерілемелі қозғалатын кулисаны ауыстырады (13.1-сурет). Үйкелісті елемей, кулисаға A тасының F қысым күші неге тең екенін, егер оның ауырлық күші G -ге тең болса, табу.

Шешуі. Берілген мысал динамиканың бірінші міндетіне жатады.

Еркіндік принципін қолданамыз, кулиса байланысын жоққа шығарамыз және оларды реакциялармен алмастырамыз. N реакциясы бағыттаушыларға перпендикуляр және F қысымы күші кулисаға перпендикуляр болып табылады, себебі шарт бойынша үйкелісті елемейміз.

Кулиса қайтымды-ілгерілеме қозғалады, демек оның барлық нүктелері бірдей қозғалады.

Кулиса қозғалысының кинематикалық теңдеуі болатын x осіне A нүктесі проекциясының қозғалыс теңдеуін құрамыз:

$$x = l \cos \varphi = l \cos \omega t.$$

Координат осіне үдеу проекциясы туралы теореманы қолданып, кулиса үдеуін анықтаймыз

$$a_x = \frac{d^2 x}{dt^2} = -l\omega^2 \cos \omega t = -\omega^2 x.$$

Координат түрінде кулиса қозғалыс теңдеуін құрамыз :

$$IX = ma_x.$$

x осіне кулисаға әрекет ететін және масса мен үдеткіштің мәндерін

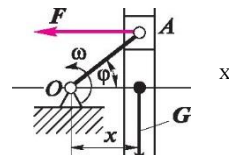


Рис. 13.1

алмастыратын күштерді жобалау

$$F_x = -F = -G \text{ ю}^2 x, g$$

аламыз, бұдан

$$F = \frac{G}{8} x.$$

Демек, кулисаға сырғақтың қысым күші қосиін осінен кулиса арақашықтығына пропорционалды өзгереді.

13.3. ГОРИЗОНТ БҰРЫШЫНА ТАСТАЛҒАН МАТЕРИАЛДЫҚ НҮКТЕНІҢ ҚОЗҒАЛЫСЫ

Жер бетіндегі O нүктесінен горизонттағы a бұрышына v_0 бастапқы жылдамдығымен m массасымен M материалдық нүктесін қарастырамыз (13.2-сурет).

M нүктесінің қозғалысын оған тек G ауырлық күші әсер етеді деп санап, анықтаймыз, (ауа қарсылығын елемей). O нүктесінде координаттар басын аламыз, x осін көлденеңінен оңға қарай бағыттаймыз, ал y осін – тігінен жоғары. Нүктенің қозғалысының дифференциалдық теңдеулерін құрайық:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = 0;$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -mg.$$

Теңдікті қысқартып, m , аламыз:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = 0; \quad (13.1)$$

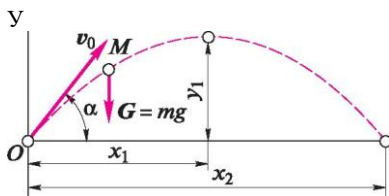
$$\frac{d^2 y}{dt^2} = -g. \quad (13.2)$$

Теңдікті біріктіріп, (13.1), табамыз

$$\frac{dx}{dt} = C_1.$$

Координат осі бойынша жылдамдықты проекциялау туралы теорема бойынша

$$v_x = \frac{dx}{dt} = C_1. \quad (13.3)$$



13.2-сурет

Демек, x осіндегі M нүктесі жылдамдығының проекциясы барлық уақытта тұрақты және тең болып қалады

$$v_x = v_0 \cos a. \quad (13.4)$$

Тендеуден (13.3), (13.4) ие боламыз

$$= v_0 \cos a.$$

Бұл тендеуді біріктіріп, алатынымыз

$$x = v_0 t \cos a + C_2.$$

$t = 0$ $x = 0$ кезінде шарт бойынша, демек $C_2 = 0$ ерікті тұрақты.

Соңында

$$x = v_0 t \cos a.$$

Тендеуді біріктіріп (13.2), табамыз

$$= Iu = \text{“}gt + C_3\text{”}$$

Осы тендеуде келтірілген мән $t = 0$, ерікті тұрақтыны табамыз

$$C_3 = v_y = v_0 \sin a.$$

Демек

$$\frac{dy}{dt} = v_0 \sin a - gt.$$

Тағы да біріктіріп, алатынымыз

$$y = v_0 t \sin a - \frac{gt^2}{2} + C_4.$$

$t = 0$ $y = 0$ кезінде шарт бойынша, демек, ерікті тұрақты $Q = 0$.

Соңында

$$y = v_0 t \sin a - \frac{gt^2}{2}.$$

Осылайша, горизонтқа a бұрышы астында v_0 жылдамдығымен тасталған M материалдық нүктесі тендеуге

сәйкес қозғалады

$$y = v_0 t \sin \alpha - \frac{gt^2}{2}$$

$$x = v_0 t \cos \alpha;$$

(13.6

)

125

M нүктесінің траекториясын анықтау үшін, алынғаннан қозғалыс уақыты теңдеуін шығарып тастаймыз. Қозғалыстың бірінші теңдеуінен уақытты анықтаймыз. Бірінші қозғалыстың

$$t = \frac{x}{v_0 \cos a} \quad \text{теңдеуінен} \quad \text{уақытты анықтаймыз (13.5)}$$

x

$$v_0 \cos a$$

және оның өрнегін екінші теңдеуге қоямыз (13.6), нәтижесінде траектория теңдеуін аламыз

$$y = x \operatorname{tg} a - \frac{gx^2}{2v_0^2 \cos^2 a}$$

M нүктесінің траекториясы симметрияның вертикальды осімен параболаны береді.

M нүктесінің ұшу уақытын анықтаймыз, сол үшін біз екінші қозғалыс теңдеуінде $y = 0$ мәнін ауыстырамыз. онда бұл теңдеу мынадай түрде болады.

Демек, бұдан координаты нөлге тең уақыттың екі мәнін табамыз:

$$v_0 t \sin a - \frac{gt^2}{2} = 0$$

Уақыттың бірінші мәні ұшу басталуына сәйкес келеді, екіншісі – соңына дейін. Ұшу ұзақтығы

$$t_2 - t_1 = \frac{2v_0 \sin a}{g}$$

Ұшу қашықтығын анықтаймыз, сол кезде t_2 уақыттың шамасын қозғалыс теңдеуіне ауыстырамыз (13.5):

$$x_2 = v_0 t_2 \cos a = \frac{2v_0^2 \sin a \cos a}{g}$$

немесе

$$x_2 = \frac{v_0^2 \sin 2a}{g}$$

Бұл теңдеуден x_{\max} ұшудың ең жоғары қашықтығы $\sin 2a = 1$ кезінде орын алатыны көрінеді, яғни $a = \pi / 4 \text{ rad}$:

x
max

vL
 g'

M нүктесінің көтерілуінің ең жоғарғы биіктігін анықтаймыз, яғни ординат осінде оның жылдамдығын проекциялау нөлге тең болған кезде:

$$v_y = v_0 \sin \alpha - g t_x = 0.$$

Тендіктен t_x анықтаймыз

$$t_x = \frac{v_0 \sin \alpha}{g}.$$

Демек, ең үлкен нүктенің көтерілуі ұшу жолының ортасында өтеді, яғни

$$x_1 = x_2$$

t_1 мәнін теңдеуге ауыстырып, (13.6), аламыз

$$v_0 \sin \alpha = v_0 \sin \alpha - g t_x^2 \Rightarrow y = \frac{g v_0^2 \sin^2 \alpha}{2g^2}.$$

у
бұдан

$$y = \frac{v_0^2 \sin^2 \alpha}{2g}$$

Бұл теңдеуден нүктенің максималды биіктігі $\sin \alpha = 1$ немесе $\alpha = \pi / 2$ радында, яғни, нүкте тігінен жоғарыға тасталғаны байқалады:

$$y_{\max} = \frac{v_0^2}{2g}$$

Мысал 13.3. Жазатайым оқиға болған жағдайда, бу қозғалтқышының штангасы авариялық аймақтан ұшуға арналған ұштықта қалатын әртүрлі қашықтықтарға дейін ұшатын бірнеше бөлікке шықты. Табылған бөлшектердің ең үлкен қашықтығы 280 метрге тең болды.

Диаметрлік винтельдер $D = 3,5$ м Бұрылу моментінде ұшқыштың бұрыштық жылдамдығын анықтаңыз Диаметр маховика $D = 3,5$ м. Определить угловую скорость маховика в момент разрыва.

Шешуі. Горизонттағы бұрышқа тасталған дененің қозғалысын қараған кезде ұшудың максималды алыстығын

$$x_{\max} = \frac{v_0^2}{g}$$

анықтайтын формула алынды:

Осы формуладан жарылыс моментіндегі сермердің айналмалы жылдамдығын анықтаймыз:

$$v_Q = \sqrt{g x} = \sqrt{9,8 \cdot 280} = 52,4 \text{ м/с.}$$

Жарылыс кезінде оның айналмалы бұрыштық жылдамдығы

$$\begin{array}{r} \nu_0 \\ K5 \\ D \end{array} \begin{array}{r} 52,4 \\ 0,5 \cdot \\ 3,5 \end{array} \ll 30 \text{ рад/с.}$$

$D = 3,5$ м диаметрі бар болды При диаметре маховика $D = 3,5$ м его угловая скорость в момент разрыва была равна

Шын мәнінде жарылыс кезіндегі бұрылыс жылдамдығы біршама үлкен болғандықтан, есептеулерде ауа қарсылығы ескерілмегенін айта кету керек.

14-тарау

14.1. КИНЕТОСТАТИКА негіздері КИНЕТОСТАТИКА ӘДІСІ

Белсенді және реактивтік күштер жүйесінің қандай да бір әрекеті a үдеуімен қозғалатын теңәсерлілігі F тең m массалы M материалдық нүктесін елестетіп көрейік.

Қозғалыс теңдеуін тепе-теңдік теңдеулері (кинетостатика әдісі) түрінде жазу үшін бізге белгілі формулалардың (динамикасының негізгі теңдеуімен) бірін қолданамыз:

$$F = ma.$$

Бұл теңдеуді мынадай түрде көшіріп жазамыз:

$$F + (-ma) = 0.$$

Жақшада тұрған өрнек $F^{\text{ин}}$ деп белгіленеді және *инерция күші* деп аталады:

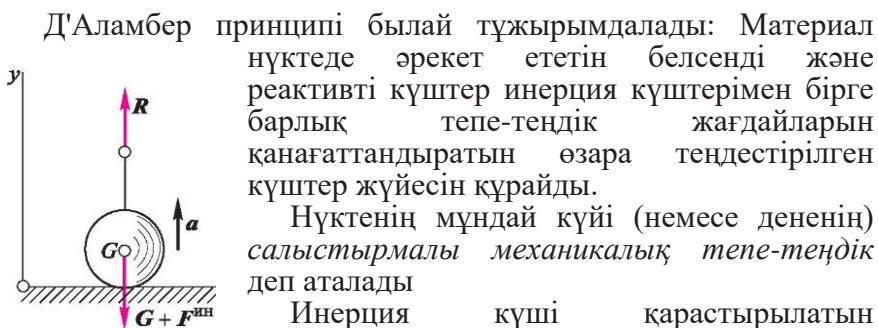
$$F^{\text{ин}} = -ma.$$

Инерция күші – оның үдеуі кезінде нүкте массасының өніміне тең келетін және үдеуге қарама-қарсы жаққа бағытталған вектор. Онда

$$F + F^{\text{ин}} = 0 \text{ или } \wedge (F, F^{\text{ин}}) = 0.$$

Француз ғалымы Ж. Д'Аламбер (1717-1783) атымен аталған принциптің математикалық өрнегі болып табылатын бұл теңдікті материалдық нүктенің тепе-теңдік теңдеуі ретінде қарастыруға болады. Алынған теңдік тепе-теңдіктің теңдеуі деп аталғанымен, іс жүзінде материалдық нүкте қозғалысының өзгерген теңдеуі болып табылатынын баса айту керек.

Петербург ғылымдар Академиясының мүшелері Я. Герман (1716) және Л. Эйлер (1737) Д'Аламберге дейін динамиканың теңдеуі статиканың теңдеуі түрінде берілген жалпы әдістің көмегімен жұмыс істеді.



14.1-сурет

Д'Аламбер принципі былай тұжырымдалады: Материал нүктеде әрекет ететін белсенді және реактивті күштер инерция күштерімен бірге барлық тепе-теңдік жағдайларын қанағаттандыратын өзара теңдестірілген күштер жүйесін құрайды. Нүктенің мұндай күйі (немесе дененің) салыстырмалы механикалық тепе-теңдік деп аталады. Инерция күші қарастырылатын материалдық нүктеге *шартты түрде* қолданылатынын есте ұстаған жөн, бірақ үдеуге себеп болатын байланыс үшін, бұл белгілі бір мағынада *шындық* болып табылады. Инерция қасиетіне ие бола тұрып, әрбір дене өзгермейтін модулі мен бағыты бойынша өз жылдамдығын сақтауға ұмтылады, оның нәтижесінде инерция күшіне тең күшпен үдеу тудыратын байланысқа әсер етеді. Инерция күшінің әрекет ету мысалы ретінде сермердің бұрыштық жылдамдыққа қол жеткізгенде бұзылу жағдайларын келтіруге болады. Әрбір айналмалы денеде инерция күші әрекет етеді, өйткені бұл дененің әрбір бөлшегі үдеуге ие, ал көрші бөлшектер оның байланыстары болып табылады.

Мұны мысалмен түсіндірейік. Көлденең жазықтықта жатқан денеге осы дененің G ауырлық күшін көтеруге қабілетті жіп байлансын (14.1-сурет). Егер R күші жіпке статикалық түрде (біртіндеп) қолданылса, онда дене жоғары көтеріледі және жіп үзілмейді; егер R күші динамикалық түрде қолданылса (кенеттен), онда жіп үзіледі. Бұл құбылыс келесідей түсіндіріледі.

Жүкті көтеру үшін, оған қандай да бір a үдеуі керек. Жіп кернеуінің мөлшерін анықтау үшін Д'Аламбер принципі қолданамыз және тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$X Y = 0; R - G - F^{\text{ин}} = 0,$$

бұдан

$$R = G + F^{\text{ин}} = G + ma.$$

Бірінші жағдайда жіп кернеуін арттыру үшін жүкке аздап үдеу мен инерция күші жұмсалады; екінші жағдайда денеге жұмсалған үдеу әжептәуір және соған сәйкес инерция күші де өседі. Екі жағдайда да инерция күші тірекке қысым жасамайды, себебі ол денеге шартты түрде қолданылады.

Дененің салмағы – дененің Жерді еркін құлаудан сақтайтын тіреуішке (немесе) тартылуын қадағалайтын күш. *Егер дене мен тіреуіш қозғалыссыз болса, дененің салмағы оның ауырлық күшіне тең.*

Мысал 14.1. Көтеріліп келе жатқан лифт кабинасында серіппелі салмақта дене өлшенеді (дененің ауырлық күші $G = 50 \text{ Н}$), салмақ серіппесі (яғни дененің салмағы) R кернеуі 51 Н тең. Кабина үдеуін табыңыз.

Шешуі. Денеге еркіндік қағидасын қолданамыз, серіппелі салмақты жойып, оларды серіппе кернеуіне тең R реакциясымен ауыстырамыз.

Есепті шешу үшін кинетостатика әдісін қолданамыз, яғни денеге $F^{\text{ИМ}}$ инерция күшін қолданамыз. Барлық күштерді тік оське жобалап, өлшенетін дене үшін тепе-теңдік теңдеуін құрамыз; кабинаның a үдеуі жоғары қарай бағытталған, демек инерция күші төмен бағытталған (күш векторларының орналасуын 14.1-сур. қараңыз):

$$\sum Y = 0; R - G - F^{\text{ИМ}} = 0.$$

Инерция күшінің модулі

$$F^{\text{ИМ}} = ma = G_a$$

формуласы бойынша анықталады.

Осы өрнекті теңдеуге қойып, үдеуді анықтаймыз

$$a = (R - G)g = \frac{(51 - 50)}{50}g = 0,196 \text{ м/с}^2.$$

Үдеу оң болды, демек, болжанғандай, ол жоғары бағытталған.

14.2. ҚИСЫҚСЫЗЫҚТЫ ҚОЗҒАЛЫСТАҒЫ ИНЕРЦИЯ күші

Нүктенің қисықсызықты қозғалысында толық үдеу жанама және нормал үдеудің векторлық сомасына тең (14.2-сурет).

$$a_T = \frac{dv}{dt}, \text{ жанама үдеуі } a_n = \frac{v^2}{r} \text{ нормал үдеуі}$$

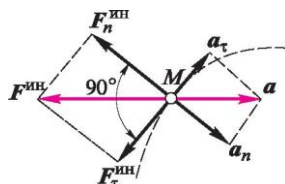
$a = v \uparrow a' + a \uparrow \Pi$ толық үдеу

Әр үдеуге инерцияның өз күші сәйкес келеді:

$$F^{\text{ИМ}} = m \uparrow a' \text{ — жанама немесе тангенциалды; } \uparrow F^{\text{ИМ}} = m a \uparrow \Pi$$

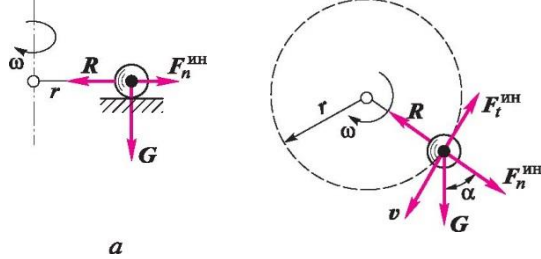
$\frac{d}{dt} mv^2$ — нормал немесе
 центртепкіш;
 $F_{ин} = ma$ — толық.

Мысал ретінде көлденең жазықтықтағы G ауырлық күшінің тасын сол жазықтықта орналасқан z ұзындығымен салмағы елеусіз жіпке байланған шеңбер бойымен біркелкі қозғалысты



14.2-сурет

қарастырайық



14.3-сурет

(14.3-сурет, а). Жіп тастың қозғалысы жазықтығында қалу үшін, ол мінсіз тегіс көлденең жазықтық бойынша сырғиды деп болжанады. Тастың жылдамдығын v деп белгілейміз. Сонда $F^{AH} = mv^2/r$ – центртепкіш инерция күші (бұл күш жіпті тартады); $R = mv^2/r$ – тасқа қолданылатын центрұмтылдыру күші (бұл күш тасты айналдыра сақтайды).

Ньютонның үшінші заңына сәйкес центртепкіш және центрұмтылдыру күштері (әрекет пен қарсыәрекет) модулі бойынша тең және қарама-қарсы жақтарға бағытталған. Әлбетте, инерцияның F^A жанама күші бұл жағдайда нөлге тең болады, өйткені $v = \text{const}$.

Жеткілікті жылдамдықта жіптің үзіліп кете алуы және тастың жанама бойынша айналаға ұшып кетуі, яғни жылдамдық үзілген сәтте бар бағыты бойынша тәжірибеден белгілі. Бұл центртепкіш инерция күші байланыс үшін шынайы күш болып табылатынын дәлелдейді, бірақ ол денеге шартты түрде қолданылады.

Үдеумен қозғалатын денелердің ішінде де ішкі инерция күштері пайда болады, өйткені дененің әрбір бөлшегі үшін көрші бөлшектер денелері байланыстар болып табылады.

Егер тас тік жазықтықта орналасқан шеңбер бойымен қозғалса, онда жіптің кернеуі неге тең болатынын табайық (14.3-сурет, б). Жіптің R кернеуін анықтау үшін Д'Аламбер принципі қолданамыз, яғни тасқа F^{TM} нормал инерция күшін F^{TM} және F_x^{TM} жанама инерция күшін F_x^{TM} қолданамыз.

Барлық күштерді жіптің бағытына бағыттаймыз, соның нәтижесінде біз

$$R - G \cos a - F_n^{SH} = 0, \text{ аламыз}$$

бұдан

$$R = F^{AH} + G \cos a = \frac{v^2}{r} + G \cos a.$$

Жіптің кернеуі a максималды кезде төменгі күйде болады:

0, т. е. когда камень на-

$$R_{max} = \frac{mv^2}{r} + G.$$

Жіптің кернеуі минималды $a = n$ рад кезінде, яғни тас жоғарғы күйде болады:

$$R_{min} = \frac{mv^2}{r} - G.$$

Тастың ауырлық күшінің әсерінен оның v жылдамдығының модулі өзгереді және жоғарғы күйдегі ең төменгі мәнге және төменгі күйдегі ең үлкен мәнге жететінін айта кету керек.

Егер тастың сызықты жылдамдығын $v = \omega r$ және жіптің бұрыштық жылдамдығынан анықтайтын болсақ, онда центрлік инерция күшінің формуласы мынадай түрде болады:

$$F_{TM} = m\omega^2 r.$$

Мысал 14.2. Ұзындығы $l = 0,3$ м жіпке ілінген $G = 10$ Н салмағындағы O қозғалыссыз нүктесінде маятник ұшы болып табылады, яғни көлденең жазықтықтағы шеңберді сипаттайды, оған қоса жіп 60° тік бұрышты біріктіреді (14.4-сурет). v жүгінің жылдамдығын және жіптің R кернеуін анықтаңыз.

Шешуі. Жіп тігінен тұрақты бұрыш құрғандықтан, жүктің жылдамдығы тұрақты, жүктің жанама үдеуі мен инерцияның жанама күші нөлге тең. Д’Аламбер принципі қолданамыз, яғни жүкке F_{TM} центрлік инерция күшін, R реакциясын қолданамыз және тепе-теңдіктің екі теңдеуін құрамыз:

$$\sum X = 0; -R \sin 60^\circ + F_{TM} = 0;$$

$$\sum Y = 0; R \cos 60^\circ - G = 0,$$

мұндағы

$$F_{TM} = m a_n = \frac{mv^2}{r} = gl \sin 60^\circ$$

Екінші теңдеуден анықтаймыз G

$$R = \frac{G}{\cos 60^\circ} = \frac{10}{0,5} = 20 \text{ Н}$$

және бірінші теңдеуге қоямыз

$$\cos 60^\circ \cdot \frac{mv^2}{r} = gl \sin 60^\circ \Rightarrow v = \sqrt{r g \tan 60^\circ} = \sqrt{0,3 \cdot 10 \cdot \sqrt{3}} \approx 1,73 \text{ м/с}$$

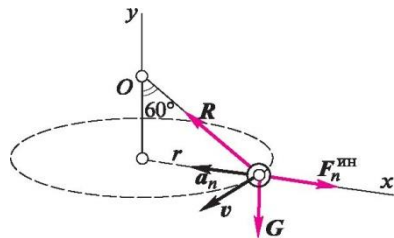


Рис. 14.4

$$v^2 = \frac{\sin^2 60^\circ}{\cos 60^\circ} = \frac{0,866^2}{0,5} \quad v = 2,1 \text{ м/с.}$$

Мысал 14.3. Жер бетінен $h = 23^\circ$ км биіктігінде дөңгелек орбитада қозғалатын Жердің жасанды серігінің v жылдамдығын анықтаңыз. Еркін түсу үдеуінің өзгеруі мен ауаның қарсы әрекеті ескерілмейді. Жер радиусы $R = 6370$ км тең деп есептеледі.

Шешуі. Зымыран-тасымалдаушы m массасымен спутникті берілген орбитаға шығарып, орбитаға жанама v жылдамдығын хабарлады, спутник Жер бір тартылыс күшімен ғана қозғалысты жалғастырады. Спутниктің жылдамдығын анықтау үшін Д’Аламбер принципі қолданамыз, яғни спутникке центртепкіш инерция күшін қолданамыз және жер серігі мен жердің орталығынан өткен оське күштерді жобалау арқылы тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$mg - F_{\text{ТМ}} = 0.$$

Өйткені $F_{\text{ТМ}} = \frac{mv^2}{R+h}$ то

$$mg - \frac{mv^2}{R+h} = 0.$$

m теңдікті азайтып, спутниктің жылдамдығын анықтаймыз:

$$v = \sqrt{g(R+h)}.$$

мәндерін қойып,

$$v = \sqrt{9,81(6370 + 230)1000} \approx 8000 \text{ м/с} = 8 \text{ км/с аламыз.}$$

Жер серігі айналмалы орбитада салыстырмалы төмен биіктікте орындалып жатқан бұл жылдамдық алғашқы *зарыштық жылдамдық* деп аталады.

Мысал 14.4. Өте ұзақ телехабарларға арналған Жердің жасанды серігін Жерге қатысты қозғалыссыз болып көрінуі үшін қандай h биіктігіне жіберуге болады? Спутниктің орбитасын шамамен экваторға концентрацияланған шеңбер ретінде санауға болады.

R Жер радиусы 6370 км-ге, ал Жердің өз осі айналасында бұрыштық айналу жылдамдығы $\omega = 0,7 \cdot 10^{-4}$ рад/с тең деп қабылдаймыз (14.5-сурет).

Шешуі. Келесі белгілерді енгіземіз: m – спутниктің

массасы; G – Жер бетіндегі жер серігінің ауырлық күші; M – Жер массасы; v – спутниктік қозғалыс жылдамдығы. Спутниктің Жерге тартылатын бүкіләлемдік F тартылу күші заңының негізінде h биіктігінде тең

$$F = \frac{jmM}{(R+h)^2},$$

мұндағы y — ауырлық тұрақты h —
қезінде 0

$$F_i = \frac{G - jmM}{R^2},$$

h биіктігінде спутниктің $F_n^{ин}$
центрлік инерция күші тең

$$F_{ин} = \frac{mv^2}{R+h}$$

Д'Аламбер принципі негіздемесінде

$$F_{ин} - F = 0,$$

демек,

$$F = \frac{mv^2}{R+h} = \frac{ymM}{(R+h)^2},$$

Өйткені $v = \omega(R+h)$, онда ауыстыру мен қысқартудан
кейін алатынымыз

$$\omega^2(R+h)^3 = yM. \quad (14.1)$$

Егер спутник Жер бетінен аз қашықтықта ұшса, онда бұл
қашықтықты ескермеу керек, содан кейін $G = F_i$ немесе $mg =$
 yM/R . Бұдан

$$gR^2 = yM. \quad (14.2)$$

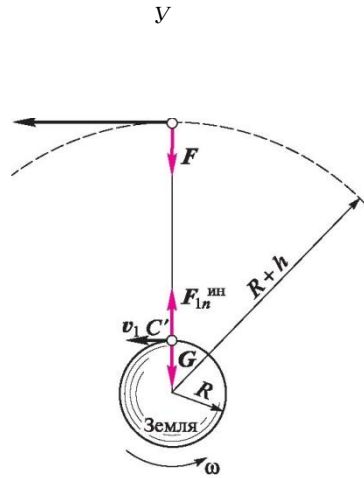


Рис. 14.5

)

Теңдіктерден (4.1) және (14.2):

$$h = \frac{gR^2}{R - 3} = \frac{9,81 \cdot 6370^2 - 6370 \cdot \text{Ю}^3 \ll 36912 \cdot 10^3 \text{ м} \cdot 36}{10^6 \cdot 912 \text{ км.}} \\ (0,7 \cdot \text{Ю}^{-4})^2$$

$$g^2(R + h)^3 = gR^2 \text{ аламыз.}$$

15-тарау

15.1. ЖҰМЫС ЖӘНЕ ҚУАТ

ЖОЛДЫҢ ТҮЗУСЫЗЫҚТЫ БӨЛІКШЕСІНДЕГІ ТҰРАҚТЫ КҮШТІҢ ЖҰМЫСЫ

F күші қолданылатын M материалдық нүктесін қарастырайық. Бұл нүкте M_0 жағдайынан M_1 жағдайына түзусызықпен орын ауыстырып, s жол жүрсін (15.1-сурет).

s жолына F күші әрекетінің сандық өлшемін белгілеу үшін, бұл күшті тиісінше орын ауыстыру бағытына перпендикулярлы және оның бойымен бағытталған N және R компоненттеріне ыдыратамыз. Себебі N компоненті нүктені жылжыта алмайды немесе оның s бағытындағы қозғалысына қарсыласа алмайды, онда F күшінің s жолына әрекетін R_s туындысымен анықтауға болады. Бұл жаңа мөлшер жұмыс деп аталады және W деп белгіленеді.

Демек,

$$W = R_s s = F s \cos \alpha,$$

яғни күштің жұмысы күштің бағыты мен орын ауыстыру бағыты арасындағы жолға және бұрыштың косинусына оның модулінің туындысына тең.

Осылайша, жұмыс – бұл оның кейбір орын ауыстыруымен материалдық нүктеге қолданылатын күш әрекетінің шамасы.

Жұмыс – скалярлық мөлшер.

Жұмысты есептеудің үш ерекше жағдайын қарастырамыз: 1) $\alpha = 0$, бұл жағдайда $W = Fs$; 2) $\alpha = 90^\circ$, бұл жағдайда $W = 0$; 3) $\alpha = 180^\circ$, бұл жағдайда $W = -Fs$.

Сонымен, егер күштің бағыты мен орын ауыстыру бағыты сәйкес келсе, жұмыс оң болады (немесе $\alpha < 90^\circ$); егер күштің бағыты мен орын ауыстыру бағыты қарама-қарсы болса, жұмыс теріс болады (немесе $\alpha > 90^\circ$); егер күштің бағыты мен орын ауыстыру бағыты өзара перпендикуляр болса, жұмыс нөлге тең болады. Мысалы, денені жоғары көтергенде, ауырлық күші теріс, ал төменге қарай – оң, ал көлденең жазықтық бойынша қозғалыс кезінде ауырлық күшінің жұмысы нөлге тең болады.

Оң жұмыс жасайтын күштер *қозғаушы* күштер деп аталады, теріс жұмыс жасайтын күштер *қарсылас күштер* деп аталады.

Жұмыстың көлемі

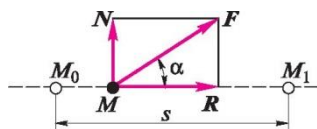


Рис. 15.1

$$[W] = [F][s] = \text{сила} \times \text{күші ұзындығы} = \text{ньютон} \times \text{метр} = \text{джоуль (Дж)}.$$

Джоуль – бір метр жолға жететін бір ньютонға жұмыс күші (күштің бағыттары мен оның қолданылу нүктелерінің орын ауыстыруы сәйкес келгенде).

15.2 ЖОЛДЫҢ ҚИСЫҚСЫЗЫҚТЫ БӨЛІКШЕСІНДЕГІ АУЫСПАЛЫ КҮШТІҢ ЖҰМЫСЫ

ds шексіз шағын бөлікшесінде, қисықсызықты жолды тұзусызықты деп санауға болады, ал күшті – тұрақты. Сонда ds жолының қарапайым жұмысы dW тең

$$dW = F ds \cos(F, \nu).$$

Соңғы орын ауыстыруда жұмыс қарапайым жұмыстардың сомасына тең:

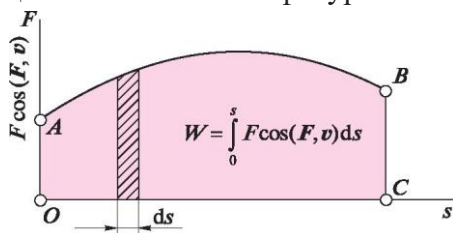
$$W = \int_0^S F \cos(F, \nu) ds.$$

$F \cos(F, \nu)$ мен s арасындағы байланыс пен жүрілген қашықтықты білдіретін кестені құрамыз (15.2-сурет, а).

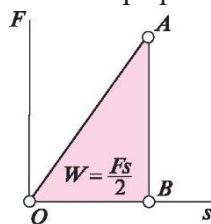
Тікбұрыш ретінде қабылдауға болатын көлеңкелі жолақтың ауданы ds жолындағы қарапайым жұмысқа тең:

$$dW = F \cos(F, \nu) ds,$$

ал s соңғы жолындағы F күшінің жұмысы абсцисс, екі координатпен және осімен шектелген қисық күш деп аталатын AB қисығымен $OABC$ фигурасының ауданымен графикалық



а



б

түрде беріледі.
15.2-сурет

Егер күш орын ауыстыру бағытымен сәйкес келсе әрі жолға пропорционалды нөлден артса, онда жұмыс графикалық түрде OAB үшбұрышының ауданымен беріледі (15.2-сурет, б) және жолдың күш туындысының жартысына теңеседі:

$$W = \frac{1}{2} \dots$$

Әрі қарай теңәсерлі жұмыс туралы теореманы дәлелсіз келтіреміз.

Теорема. Күштердің белгілі бір бөлікшеде нәтиже беретін күштер жүйесінің жұмысы сол бөлікшедегі компонент күштердің жұмысының алгебралық сомасына тең.

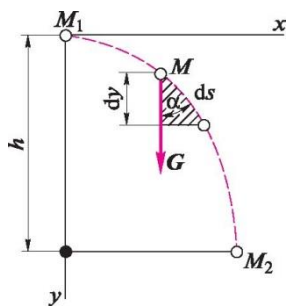
$$W_z = 1 F.$$

15.3. САЛМАҚ КҮШІНІҢ ЖҰМЫСЫ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

Теорема. Салмақ күштерінің жұмысы траекторияның түріне байланысты емес және оны қолдану нүктесінің тік қозғалысы кезінде күш модулінің өніміне тең болып табылады.

M материалдық нүктесі тек G салмақ күшінің әсерімен қозғалсын және қандай да бір уақыт аралығында M_1 позициясынан M_2 позициясына жолын жүріп, орын ауыстырсын (15.3-сурет).

M нүктесінің траекториясында біз тұзусызықты шексіз кішкентай деп санауға болатын бөлікшені белгілейміз және оның ұштарынан біреуі тік, координат осьтеріне параллельді, ал екіншісі көлденең орналасқан тік сызықтарды тартамыз. Бұл көлеңкелі үшбұрыштан алатынымыз



$$dy = ds \cos \alpha.$$

ds жолындағы G күшінің қарапайым жұмысы тең

$$dW = G ds \cos \alpha.$$

s жолындағы толық жұмыс тең

Рис. 15.3

$$W = \int_0^J G ds \cos a = \int_0^J G dy = G \int_0^J dy = Gh,$$

теорема дәлелденді.

Жұмысы траекторияның түріне байланысты емес күштер *элеуетті* деп аталады.

Мұндай күштер санына, мысалы, салмақ күші, бүкіләлемдік салмақ күші, серіппе керілісі жатады.

15.4. АЙНАЛМАЛЫ ДЕНЕГЕ ҚОЛДАНЫЛҒАН ТҰРАҚТЫ КҮШТІҢ ЖҰМЫСЫ

F тұрақты күшінің әсерінен қозғалыссыз ось айналасында айналатын дискіні (15.4-сурет) дискімен бірге ауыстырылатын қолдану нүктесі деп санайық. F күшін үш өзара перпендикулярлық компоненттерге ыдыратамыз: F_3 – айналмалы күш, F_2 – осьтік күш, F_1 – радиалды күш. Диск шексіз дір кішкентай бұрышына бұрылғанда, F күші нәтиже беретін жұмыс туралы теорема негіздемесінде компоненттер жұмысының сомасына тең болатын қарапайым жұмысты жүзеге асырады.

F_2 және F_3 компоненттерінің жұмысы нөлге тең болады, өйткені осы күштердің векторлары M қолдану нүктесінің шексіз орын ауыстыруына перпендикуляр, сондықтан F күшінің қарапайым жұмысы F_1 компонентінің жұмысына тең:

$$dW = F_x ds = FR dp.$$

Диск p соңғы бұрышына бұрылғанда, F жұмыс күші тең

$$W = \int_0^p FR dp = FR \int_0^p dp = FRp,$$

мұндағы p бұрышы радианда беріледі.

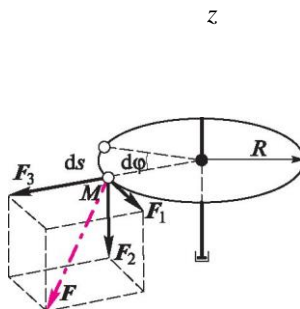
F_2 және F_3 компоненттерінің z осіне қатысты сәттері нөлге тең болғандықтан, Вариньон теоремасының негіздемесінде z осіне қатысты F күшінің моменті тең

$$M_z(F) = FR.$$

Айналу осіне қатысты дискіге қолданылатын күштің моменті *айналдыру моменті* деп аталады және ИСО стандартына сәйкес T -мен белгіленеді:

$$T = M_z(F),$$

следовательно,



15.4-сурет

Айналмалы денеге қолданылатын тұрақты күштің жұмысы бұрыштық ауыстыру кезіндегі айналдыру моментінің туындысына тең.

ҚУАТ

Қандай да бір күшпен жасалған жұмыстар әртүрлі уақыт аралығында жүзеге асырылуы мүмкін. Жұмыстың қаншалықты тез орындалатындығын сипаттау үшін, механикада P деп белгіленетін қуат ұғымы бар.

Күштің қуаты – уақыт бірлігі бойынша орындалатын жұмыс.

Егер жұмыс біркелкі жүзеге асырылса, онда қуатты мына формуламен анықтайды

$$P = \frac{W}{t}$$

Егер күштің бағыты мен ауыстыру бағыты сәйкес келсе, онда бұл формула басқа түрде жазылуы мүмкін:

$$Fv, \text{ или } P =$$

Күштің қуаты оның қолдану нүктесінің жылдамдығына күш модулінің өніміне тең.

Қуат өлшемділігі

$$[P] = \frac{[W]}{[t]} = \frac{\text{джоуль}}{\text{секунда}} = \text{ватт (Вт)}.$$

Егер жұмыс айналмалы денеге қолданылатын күшпен және біркелкі орындалса, онда бұл жағдайда қуат формула бойынша анықталады

$$P = \frac{W}{t} = \frac{T\phi}{t} \text{ или } P = \mathcal{M}\omega.$$

Айналмалы денеге қолданылатын күштің қуаты бұрыштық жылдамдыққа айналдыру моментінің өніміне тең.

15.6. ПАЙДАЛЫ ӘРЕКЕТ КОЭФФИЦИЕНТІ

Бір жағдайдан екінші біреуіне ауысуда жұмысты жүзеге асыратын Дененің қабілеті *энергия* деп аталады.

Энергия – бұл *материя қозғалысының түрлі формаларының жалпы шамасы*.

Энергияның берілісі немесе өзгеруінде, сондай-ақ жұмыстарды орындау кезінде энергия шығындары орын алады. Қозғалысты ауыстыру немесе жұмыстарды орындау

үдерісінде механизмдер мен машиналардың қозғаушы күштері пайдалы қарсылық күштері мен зиянды қарсылық күштеріне бөлінетін қарсылық күштерін жеңеді.

Зиянды қарсылық күштерін жеңу шығыны барлық механизмдер мен машиналарда орын алады және үйкеліс күштері мен қоршаған ортаға қарсылық күштерінен туындайды.

Машинада мақсатқа сай пайдаланылған энергияның салыстырмалы мөлшері η -мен белгіленетін пайдалы әрекет коэффициенті (ПӘК) арқылы сипатталады.

Пайдалы әрекет коэффициенті дегеніміз – пайдалы жұмыстың (немесе қуаттың) жұмсалғанға қатынасы:

$$\eta = \frac{W_L}{W_P} = \frac{P_L}{P_P}$$

Егер пайдалы әрекет коэффициентін механикалық ысырап центрах:

деп есептесе, ол механикалық ПӘК деп аталады.

ПӘК — әрдайым дұрыс бөлшек, кейде оны береді

$$\eta \% = W_{\text{пайдалы}} / W_{\text{жұмсалған}}$$

ПӘК неғұрлым бірлікке жақын болса, соғұрлым машина үнемді болады.

Ең көп таралған механизмдер мен машиналарға арналған ПӘК бағлапты белгілеуін келтірейік:

Металл өңлеу станоктары	0,8
Косиінлі-сынақты механизм	0,95
Бунамдық белгіліс	0,92
Жылу қозғалтқыштары	0,40
Турбиналар	0,95
Электрқозғалтқыштар	0,92

Егер бірқатар механизмдер дәйекті байланысқан болса, яғни әрбір кейінгі механизм алдыңғы механизмнің қозғалыс буынынан қозғалыс алады, онда η жалпы ПӘК барлық механизмдердің ПӘК туындысына тең болады:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$$

мұндағы $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ — ПӘК әр механизмді жеке алғанда.

Мысал ретінде F көлденең күшінің әсер ету кезінде дене h биіктігіне осы жазықтық бойымен G салмақ күшімен біркелкі көтерілгенде, a көтеру бұрышы бар кедір-бұдыр еңкіш жазықтықтың ПӘК анықтаймыз.

Егер дененің өткен жолын s деп белгілесек, онда пайдалы жұмысы $W = Gh = Gs \sin a$, ал $W = Fs \cos a = Gtg(a + \phi) x x s$

$\cos a$ жұмсалған жұмыс (өйткені 6.3-тараушасынан белгілі $F = G \sin a$), онда $W_u = G s \sin a = G s \cos(a + \phi)$, онда $W_3 = G s \cos(a + \phi) \cos a$

Сонымен, егер қозғаушы күш көлденең болса, еңкіш жазықтықтың ПӘК тең болады

$$n = \frac{\text{tg } a}{\text{tg}(a + \phi)}$$
, мұндағы a — горизонтпен еңкіш жазықтықты құрайтын бұрыш; ϕ — үйкеліс бұрышы.

Еңкіш жазықтықтың ПӘК оның еңкіші бұрыштың ұлғаюымен артатынына көз жеткізу қиын емес.

Осындай формуламен бұранда мен тікбұрышты бұрамалы сомынмен жұмыс кезіндегі (мысалы, домкратпен) ПӘК анықталады. ПӘК трапецеидалды немесе үшбұрышты бұрамасы бар бұранда жұбының КПД

$$n = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \phi')}$$

мұндағы γ — бұраманың бұрандалы сызығының көтеру бұрышы; ϕ' — үйкелістің келтірілген бұрышы.

16-тарау

МАТЕРИАЛДЫҚ НҮКТЕ ДИНАМИКАСЫНЫҢ ЭНЕРГЕТИКАЛЫҚ ТЕОРЕМАСЫ

16.1.

ҚОЗҒАЛЫС САНЫНЫҢ ӨЗГЕРІСІ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

Материалдық нүктенің динамикасына арналған энергетикалық теоремалар материалдық нүктенің қозғалысы динамикалық шамалары мен осы нүктеге қолданылатын күштердің шамалары арасындағы өзара байланысты анықтайды.

Материалдық нүктенің mv қозғалысының саны – бұл нүктенің массасының өнімді жылдамдығымен және жылдамдық бағытымен тең болатын вектор. Қозғалыс саны материалдық нүктенің қозғалысының динамикалық өлшемі болып табылады.

Қозғалыс санының өлшемділігі

$$[mv] = [m][v] = \text{кг} \cdot \text{м/с}.$$

F тұрақты күшінің Ft импульсі оның қозғалыс уақытында күштің өніміне тең вектор деп аталады. Күштің импульсі оның әрекетінің уақыт өлшемі болып табылады.

Күш импульсінің өлшемділігі

$$[Ft] = [F][t] = [m][a][t] = (\text{кг} \cdot \text{м/с}^2)\text{с} = \text{кг} \cdot \text{м/с}.$$

Қозғалыс саны мен импульс күші бірдей бірліктерде көрінеді, олардың арасындағы байланысты келесі теорема орнатады.

Теорема (қозғалыс санының өзгеруі туралы). Белгілі бір уақыт аралығындағы материалдық нүктенің қозғалыс санының өзгеруі сол уақыт аралығына қолданылатын күштің серпініне тең болады.

Бұл теореманы F тұрақты күшінің әсерімен материалдық нүктенің түзу сызықты қозғалысы жағдайы үшін дәлелдейміз, бұл жағдайда қозғалыс тең ауыспалы болады, оның

жылдамдық формуласы былай жазылады:

$$v = v_0 + at.$$

v_0 сол жаққа аударамыз және теңдіктің екі жағын да материалдық нүктенің m массасына көбейтеміз

$$mv - mv_0 = mat.$$

Бірақ оның үдеуіне нүкте массасының өнімі нүктенің әсерінен қозғалатын күш болып табылады, демек

$$mv - mv_0 = Ft.$$

Теңдіктің сол жақ бөлігінде t уақыты кезінде қозғалыс санының өзгеруі байқалады, ал оң жағында дәлелдеуге болатын сол уақыт аралығы үшін импульс күші бар.

Егер қозғалыс баяу ($v < v_0$) болса, онда күш векторы жылдамдықтың векторының қарама-қарсы жағына бағытталған, демек күш соңғы формулада теріс белгіге ауыстырылуы тиіс.

Айнымалы модульдің әрекеті мен күштің бағыты бойынша материалдық нүктенің қисықсызықты қозғалысы жағдайында t уақытының барлық аралығын шексіз аз аралықтарға бөлу мүмкін, оның ішінде күш векторын тұрақты, ал жолын түзуызықты деп қабылдануы мүмкін, онда соңғы t уақыт аралығында қарапайым импульс күші қарапайым импульстар сомасына тең. Бұл жағдайда қозғалыс санының өзгеруі туралы теореманың математикалық өрнегі келесідей түрде болады:

$$mv - mv_0 = \int_0^t F dt.$$

Егер материалдық нүктеге бірнеше тұрақты күш қолданылса, онда қозғалыс санының өзгеруі осы күштердің импульсінің сомасына тең болады (алгебралық егер күш бір түзу сызық бойында әрекет етсе немесе векторлық, егер күштер бір-біріне немесе бір-біріне бұрыш астында әсер етсе):

$$mv - mv_0 = X(Ft).$$

16.2

КИНЕТИКАЛЫҚ ЭНЕРГИЯНЫҢ ӨЗГЕРУІ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

Денелердің орын ауыстыру және өзара әрекеттесу энергиясы *механикалық энергия* деп аталады. Механикалық энергия екі түрге бөлінеді: кинетикалық және әлеуеттік.

Кинетикалық энергия немесе қозғалыс энергиясы – бұл кез келген материалдық нүкте қозғалыста болатын энергия. Кинетикалық энергия – материалдық нүкте қозғалысының динамикалық шамасы.

Материалдық нүктенің кинетикалық энергиясы нүкте массасының өнім жылдамдығының квадратының жартысына тең:

$$K =$$

$$mv^2$$

Кинетикалық энергия – скалярлық мөлшер және әрдайым оң.

Кинетикалық энергияның өлшемділігі:

$$[K] = [mv^2] = [m][v^2] = \text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2 = (\text{кг} \cdot \text{м}/\text{с}^2)\text{м} = \text{Н} \cdot \text{м} = \text{Дж}.$$

Кинетикалық энергия жұмыс өлшемділігіне ие. Кинетикалық энергия мен жұмыс арасындағы байланыс келесі теоремамен анықталады.

Теорема (кинетикалық энергияның өзгеруі туралы). Кейбір жол бойындағы материалдық нүктенің кинетикалық энергиясының өзгеруі сол жолдағы нүктеге қолданылатын күштің жұмысына тең.

Бұл теореманы материалдық нүкте қозғалысының жалпы жағдайына, яғни ауыспалы күш әсеріндегі қисықсызықты қозғалысы үшін дәлелдейміз (16.1-сурет). Осы нүкте үшін динамиканың негізгі теңдеуін жазып алайық:

$$ma = F,$$

мұндағы m — нүкте массасы; a — нүктенің толық үдеуі; F — нүктеге әсер етуші күш.

Осы векторлық теңдікті нүктенің v жылдамдық бағытына жобалаймыз:

$$ma \cos \alpha = F_T = F \cos \alpha.$$

Кинематикадан белгілі,

$$a \cos \alpha = \frac{dv}{dt},$$

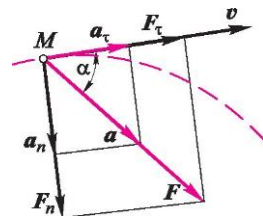
демек

$$m \frac{dv}{dt} = F \cos \alpha.$$

Теңдіктің екі жағын да ds шексіз орын ауыстыруға көбейтіп, аламыз

$$m ds = F \cos \alpha ds.$$

Теңдіктің сол жағында



тұратын өрнек келесідей
өзгереді:

$$m \frac{ds}{mvdv} = \frac{mdv}{dt} \frac{1}{dt} =$$

P16.1-
сурет

демек,

$$mvdv = F' \cos \alpha ds.$$

Осы теңдіктің екі жағын v_0 -ден v және 0 -ден s дейін жолға арналған жылдамдық үшін шегінде біріктіріп:

$$m \int_{v_0}^v v dv = \int_0^s F \cos \alpha ds,$$

аламыз

$$mv^2 - \frac{mv_0^2}{2} = W$$

мұндағы W — s жолындағы F күшінің жұмысы.

Теорема дәлелденді.

F_T компоненті a_T жанама үдеу тудыратын баяулатылған қозғалыс ($v < v_0$) кезінде v жылдамдық векторының бағытына қарама-қарсы бағытталған және F жұмысының күші теріс болады.

a_n қалыпты үдеу тудыратын F_n компоненті жұмысты жүзеге асырмайды, себебі бұл компонент әрбір берілген сәтте F күші қолданылу нүктесінің қарапайым орын ауыстыруына перпендикуляр болып табылады.

Егер материалдық нүктеге бірнеше күш қолданылса, онда кинетикалық энергияның өзгеруі осы күштердің жұмысының алгебралық сомасына тең:

$$mv^2 - \frac{mv_0^2}{2} =$$

Мысал 16.1. Материалдарды сынауға арналған аспаптың негізгі бөлігін O қозғалыссыз көлденең осі айналасында үйкеліссіз айнала алатын сырыққа бекітілген M ауыр болат құймасы соққымен құрайды (16.2-сурет). Сырық массасын елемей, M құймасын қашықтығы $MO = 0,918$ материалдық нүктесі ретінде қарастырайық. Егер B жағдайындағы ең төменгі нүкте шамалы бастапқы жылдамдықпен A жағдайының ең жоғарғы нүктесінен түссе, оның v жылдамдығын анықтаңыз.

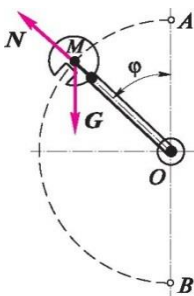


Рис. 16.2

Шешуі. Құйманың салмақ күшін G деп белгілейік. Еркіндік принципі мен кинетикалық энергия өзгерісі туралы теореманы қолданып, құйманы G салмақ күші

мен сырық бойына бағытталған N реакциясының сырығы әрекет ететін материалдық нүкте ретінде қарастыра отырып, аламыз.

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = W_G + W_N.$$

Салмақ күшінің жұмысы туралы теоремаға сәйкес, ие болатынымыз

$$W_G = G \cdot AB = G \cdot 2MO.$$

N реакциясының жұмысы нөлге тең, өйткені осы күштің моменті сырықтың айналу осіне қатысты нөлге тең. Үйкеліс күші, шарт бойынша, ескерілмейді.

Жұмыстың бұл өрнегін бірінші формулаға ауыстырамыз және $v_0 = 0$ ескере отырып, біз аламыз

$$2MO \cdot G = \frac{mv^2}{2}$$

Біз теңдіктің екі жағын да G қыскартамыз және сандық мәндерді қоямыз, сонда

$$v = \sqrt{4MO \cdot 2g} = \sqrt{4 \cdot 0,981 \cdot 9,81} = 6,2 \text{ м/с.}$$

Мысал 16.2. AB жолының бойында салынған рельстерде және r радиусымен тұзақ жасайтын M арбасы G салмақ күшімен дөңгелейді (16.3-сурет). Бастапқы жылдамдықсыз арба шеңберден шықпай-ақ шеңбердің айналасын одан ажырамай қандай H биіктікте айналып өте алады?

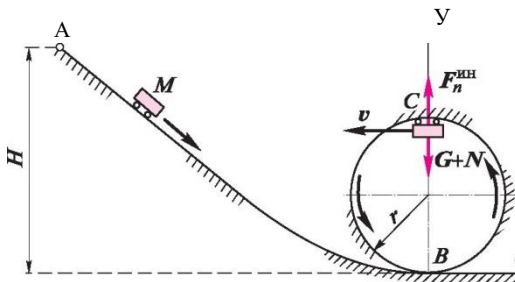
Шешуі. Арбаны материалдық нүкте ретінде қарастырайық. Есепті шешу үшін ABC жолында кинетикалық энергияның өзгерісі туралы теоремасын қолданамыз.

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = W_G + W_N,$$

N қалыпты реакциясының рельстерінің W_N жұмысы нөлге тең, причём работа нормальной реакции N рельсов равна нулю. Салмақ күшінің жұмысы туралы теорема негіздемесінде

$$W_G = G(H - 2r).$$

16.3-сурет



Өйткені шарт бойынша $v_0 = 0$, а $m = G/g$, онда осы өрнектерді бірінші формулаға ауыстырып,

$$= (H - 2r)G, \text{ аламыз}$$

$$2g$$

бұдан

$$v^2 = 2g(H - 2r). \quad (16.1)$$

)

Әрі қарай Д'Аламбер принципін қолданамыз. Арбаға $F^{TM} = \frac{m}{g}g$, центртепкіш инерция күшін қолданамыз, арбаға әрекет ететін күштерді жобалаймыз

у осі күші мен тепе-теңдік теңдеуін жасаймыз:

$$X Y = 0; F^{TM} - G - N$$

= 0, мұндағы N – рельстер реакциясы.

Арбаның рельстерден бөлінбейтін $F_{,TM}$, центртепкіш күшінің ең аз мәні $N = 0$ болады. Бұл жағдайда

$$F^{TM} - G = 0 \text{ или } \frac{G}{gr} = G,$$

бұдан

$$v^2 = gr. \quad (16.2)$$

)

(16.1) және (16.2) өрнектерін салыстырып, олардың оң жағын теңестіріп, аламыз

$$2g(H - 2r) = gr,$$

бұдан

$$H = 2,5r.$$

Бұл өрнектен табылған H биіктігінің мәні минималды екені анық.

Шешуде үйкеліс пен ауаның қарсыласу күштері ескерілмейтініне назар аударайық. Сондықтан өлі тұзақты

орындау үшін $H > 2,5g$ қажет.

16.3. МЕХАНИКАЛЫҚ ЭНЕРГИЯНЫҢ САҚТАЛУ ЗАҢЫ

Денелер арасындағы өзара әрекеттесудің энергиясы *потенциалдық* деп аталады. Потенциалдық энергияға, мысалы, жебелі садақ немесе сығылған серіппе ие.

Белгілі бір h биіктігіне көтерілген кез келген материалдық нүкте де энергия жағдайы деп аталатын кейбір энергияға ие әрі позициялық қуат деп аталатын энергия бар және потенциалдық энергия болып табылады. Бұл жағдайда потенциалдық энергияның шамасы еркін түсуде нүкте шығаратын жұмыс қызмет етеді.

h мөлшерін Жер өлшемдерімен салыстырғанда кішкентай болатынын болжап, сондықтан G салмақ күшін тұрақты деп есептей отырып, Π потенциалдық энергиясы үшін өрнек аламыз:

$$\Pi = Gh.$$

Белгілі бір биіктікке көтерілген дененің потенциалдық энергиясы – осы энергияның есептелетін қатынасына сәйкес санау жүйесіне байланысты салыстырмалы мөлшер. Бір G салмақ күшінің әсерінен материалдық нүкте m массасымен түсіп, M_1 жағдайында h_1 биіктігінде болсын, v_1 жылдамдығына және Π_1 потенциалдық энергиясына ие болсын (16.4-сурет). M_2 позициясында нүкте h_2 биіктігінде, оның жылдамдығы v_2 және потенциалдық энергиясы болды.

Нүкте бір салмақ күшінің әсерінен түсетін кезде жұмыс жүзеге асырылады

$$W = G(h_1 - h_2) = Gh_1 - Gh_2 = \Pi_1 - \Pi_2.$$

Бұрын дәлелденген теоремаға сай, бұл жұмыс кинетикалық энергияның өзгеруіне тең:

$$W = mv^2 - mv_0^2 = 2 - k1$$

немесе

$$П1 - П2 = κ2 - κ1,$$

демек

$$П1 + К1 = П2 + κ2$$

немесе

$$П + К = \text{const.}$$

Бұл теңдік былайша тұжырымдалатын механикалық энергияны сақтау заңының математикалық өрнегі:

материалдық нүктенің қозғалысы кезінде бір ғана салмақ күшінің әрекетінен потенциалдық және кинетикалық энергиялардың сомасы тұрақты мән болып табылады.

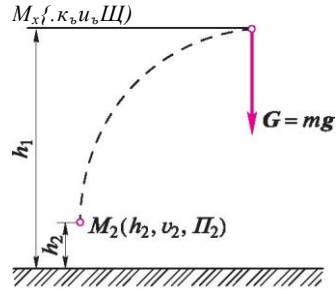


Рис. 16.4

Механикалық энергияны сақтау туралы заңның негіздемесінде егер дене Жер бетінен тігінен лақтырылса, онда оның төменгі позициядағы кинетикалық энергиясы ең жоғары позициядағы потенциалдық энергияға тең болады деп дәлелдеу қиын емес.

Бұл заң кез келген потенциалдық күштің әрекет етуімен қозғалу кезінде жарамды; бірдей потенциалдық емес күштердің (мысалы, үйкеліс күшін) әрекет етуі механикалық энергия басқа энергия түрлеріне өтеді.

Механикалық энергияны сақтау туралы заң – М.В. Ломоносовтың (1711-1765) тұжырымдаған материя мен энергияны сақтаудың жалпы заңы. Бұл заңды белгілеу – Ломоносовтың өз заманындағы ең үлкен ашылулардың бірі.

Бұрын XX ғасырдың басында А. Эйнштейннің жасаған салыстырмалылық теориясы туралы айтылған. Салыстырмалылық теориясының ең маңызды қорытындыларының бірі – *дене массасы энергиясының пропорционалдық заңы*. Осы заңның математикалық өрнегі келесі түрде болады:

$$E = mc^2,$$

мұндағы E – дене энергиясының толық қоры (механикалық, жылу, химиялық, электромагнитті, ядролық энергияны, сондай-ақ атомды құрайтын бөлшектердің энергиясын қамтитын); m – дененің массасы; c – жарық жылдамдығы.

Эйнштейннің формуласы деп аталатын жоғарыда келтірілген теңдіктің негіздемесінде, бір грамм массаның 25 миллион кВт / сағ энергиясына ($1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж}$) сәйкес келетінін есептеу қиын емес.

Эйнштейн формуласы ядролық (атомдық) энергияны ашуға және қолдануға тікелей қатысты. Бұл формуланың негіздемесінде энергияның жаңа түрлерінің үлкен қорлары бар екендігі және оларды пайдалану жолдары анықталды. 1954 жылы біздің елімізде 5000 кВт қуаттылығы бар әлемдегі алғашқы атом электр станциясы іске қосылды.

17-тарау

МАТЕРИАЛДЫҚ НҮКТЕЛЕР ЖҮЙЕСІ

17.1. ДИНАМИКАСЫНЫҢ негіздері

ҚАТТЫ ДЕНЕНІҢ ІЛГЕРІЛЕМЕЛІ

ҚОЗҒАЛЫСЫНЫҢ ТЕНДЕУІ

Материалдық нүктелердің *механикалық жүйесі* қандай да бір жолмен өзара бір-бірімен байланысты материалдық нүктелердің жиынтығы деп аталады. Кез келген қатты денені материалдық нүктелердің өзгермейтін механикалық жүйесі ретінде санауға болады.

Берілген жүйенің нүктелерінің өзара әрекеттесу күші *ішкі* деп аталады; осы жүйеге кірмейтін берілген жүйеге басқа нүктелер әрекет ететін күштер *сыртқы* болып табылады.

Қатты дене m массасымен F күшінің әрекетінен a үдеуімен ілгерілемелі қозғалсын (17.1-сурет).

Денені бірқатар материалдық нүктелерге m_i массасымен бөліп, Д'Аламбер принципін қолданамыз (ішкі күштер тепе-теңдік теңдеулеріне кірмейтінін ескеріңіз, өйткені Ньютонның үшінші заңының негізінде олардың жүйе үшін сомасы жалпы нөлге тең). Әрбір материалдық нүктеге $F_i^{ин} = -m_i a$ инерция күштерін қолданамыз және тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$\sum X = 0; F - \sum F^{ин} = 0,$$

бұдан

$$F = \sum F^{ин} = \sum (m_i a).$$

Өйткені ілгерілемелі қозғалыс үшін дененің барлық нүктелері бірдей үдеуге ие, онда a -ны соманың белгісіне шығаруға болады, яғни,

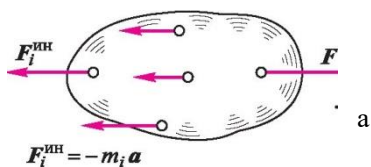
$$F = a \sum m_i = am.$$

Ньютонның екінші заңына сәйкес, F күшінің векторлары және a үдеуі бағыты бойынша сәйкес келеді, сол себепті былай жазуға болады:

$$F = ma.$$

Бұл – қатты дененің ілгерілемелі қозғалысының теңдеуі.

Бұл теңдеу нүктенің



P17.1-
сурет

динамикасының негізгі теңдеуінен ешқандай айырмашылығы жоқ, демек нүктенің барлық динамикалық формулалары ілгерілемелі қозғалатын денеге қолданылады.

17.2. ҚАТТЫ ДЕНЕНІҢ АЙНАЛМАЛЫ ҚОЗҒАЛЫСЫНЫҢ ТЕҢДЕУІ

Қатты дене күштер жүйесі әрекетінен a бұрыштық үдеуімен z қозғалыссыз осінің айналасында айналады (17.2-сурет).

Денені бірқатар материалдық нүктелерге m_i массасымен бөліп, Д'Аламбер принципін қолданамыз.

Әр материалдық нүктеге жанама және нормал инерция күштері қолданылады. Тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$\mathbf{I} M_z = 0;$$

$$\mathbf{X} M_z(F) - \mathbf{I} M_z(F \times D) = 0.$$

Мойынтірек пен өкшетірек реакцияларының сәттері, сондай-ақ z осіне қатысты F^{TM} күштері нөлге тең болады, өйткені бұл күштердің қозғалыс сызығы осьті қияды; айналу осіне қатысты сыртқы күштердің сәттерінің сомасы айналдыру моменті деп аталады. Сонда

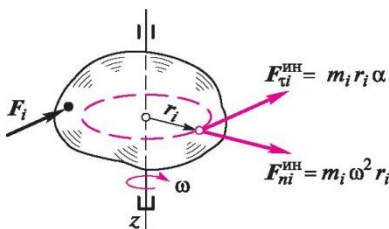
$$\mathbf{I} M_z(F) = T = \mathbf{I} M_z(F T) = \mathbf{I} (m r^2 a) = \mathbf{I} a (m r^2).$$

$\mathbf{I} (m, r^2)$ өрнегі оське қатысты дене инерциясының моменті деп аталады және J деп белгіленеді:

$$J = \mathbf{I} (m, r l).$$

Оське қатысты дене инерциясы моменті – бұл олардан оське дейінгі квадрат қашықтығында денені құрайтын материалдық нүктелер массалары өнімінің жиынтығы. Нәтижесінде қатаң дененің айналым қозғалыс теңдеуін аламыз

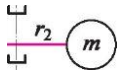
$$T = J a.$$



Инерция моментінің өлшемділігі

$$[J] = [m r^2] = [m][r^2] = \text{кг} \cdot$$

Рис. 17.2



P17.3-
сурет

M^2 .

Дененің инерция моментінің жаңа тұжырымдамасын егжей-тегжейлі түсіндірейік. Төмендегі мысалды қарастырып көрейік.

Екі бірдей шарға бірдей a бұрыштық үдеуін қозғау талап етілсін (17.3-сурет).

Өйткені $r_1 > r_2$, то $J_1 > J_2$. Тәжірибелі тәсілмен, сондай-ақ

айналмалы қозғалыс теңдеуі арқылы осы жүйелерге бірдей a бұрыштық үдеуі үшін әртүрлі сәттерді қолдану қажет екеніне сенімді бола аласыз:

$$T' = J_1 a; T'' = J_2 a$$

Бірінші теңдеуді екіншіге бөлеміз:

$$T' = J_1$$

$T'' = J_2$

Демек, дененің инерция моменті неғұрлым көп болса, денеге берілген бұрыштық үдеу үшін айналдыру сәт соғұрлым көп қолдану қажет.

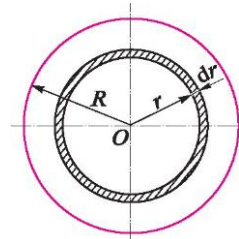
Жоғарыда айтылғандардан инерция моменті айналмалы қозғалыста да массаның ілгерілемелі қозғалысында да сондай рөл атқаратыны анық, демек *инерция моменті айналмалы дененің инерттілік өлшемі* болып табылады.

Мысал ретінде оның O орталығынан өтетін дискінің перпендикулярлы жазықтық осіне қатысты m массасы, s қалыңдығы R радиусының жұқа бір өлшемді біртегіс дискінің инерция моментін анықтаймыз (17.4-сурет).

Дискіні айналмалы dr ені мен s қалыңдығымен r радиусының қарапайым сақиналарына бөлеміз. Анықтамаға сәйкес мұндай сақина инерция моменті тең болады:

$$dJ = d \int (r^2 \cdot dm) = r^2 \cdot dm = r^2 \cdot 2\pi r s \rho dr = 2\pi s \rho r^3 dr,$$

O



17.4-сурет

мұндағы ρ — диск материалының тығыздылығы.

Барлық қарапайым сақиналардың инерция сәттерін қоса отырып, біз бүкіл дискінің инерция моментін аламыз:

$$J = \frac{mR^2}{2}$$

$$J = \int_0^R 2\pi s \rho r^2 dr = 2\pi s \rho \int_0^R r^2 dr = 2\pi s \rho \left[\frac{r^3}{3} \right]_0^R = \frac{2\pi s \rho R^3}{3} = \frac{mR^2}{2}.$$

Инерция моменті біртектес үздіксіз түзу шеңберлі цилиндрдің R радиусымен және кез келген биіктіктің m массасымен сол формула бойынша анықталатынын түсіну қиын емес. Бұған көз жеткізу үшін, бүкіл цилиндрді параллельді негізге жазықтықтармен жұқа дискілерге бөліп, барлық дискілердің инерция моменттерін қосу жеткілікті.

Кейбір басқа біртекті денелер үшін инерция сәттері шегерілмей берілетін формулалармен анықталады:

- 1) диаметрге қатысты шар m массасымен, R радиусымен

$$J = \frac{2}{5} mR^2;$$

- 2) таяқшаның ұшы арқылы перпендикуляр өтетін оське қатысты массасы m , ұзындығы l жіңішке таяқша,

$$J = \frac{1}{3} ml^2;$$

- 3) R радиусының m массасымен диаметріне қатысты жіңішке сфералық қабық

$$J = \frac{2}{3} mR^2;$$

- 4) m массасымен, R сыртқы радиусымен және оське қатысты r саңылауының радиусымен қуысты білік

$$J = \frac{m}{2} (R^2 + r^2)$$

Қандай да бір параллельді орталық (яғни C денесінің салмақ күшінің орталығынан өтетін) z осіне қатысты дененің J_z инерция моменті инерцияның орталық моменті мен дене m

массасының туындысының сомасына осы осьтер арасындағы a қашықтығының квадратына тең болады:

$$J_z = J_C + ma^2.$$

Осы формуладан дененің параллельді осьтерге қатысты инерциясының барлық моменттері, орталық осіне қатысты инерция моменті, яғни инерцияның негізгі моменті, ең кішкентай болады. Кейде инерция моменті формула бойынша анықталады:

$$J = mr^2,$$

мұндағы r_n — дене инерциясының радиусы;

$$= \sqrt{\frac{J}{m}}$$

Инерция радиусының физикалық мағынасы төмендегідей: егер дененің массасын бір нүктеде (мұндай массаны келтірілген деп атайды) және оны айналу осінен инерция радиусына тең қашықтықта орналастырса, онда келтірілген массаның инерция моменті сол оське қатысты дененің инерция моментіне тең болады.

Инерцияның екі еселенген радиусы инерция диаметрі деп аталады:

$$D_H = 2r_{и.}$$

Тәжірибеде кейде инерция моментінің орнына GD^2 серме моменті туралы ұғым қолданылады.

Айналмалы дененің инерция диаметрі квадратына G салмақ күшінің өнімі серме моменті деп аталады.

Серме моментінің өлшемділігі

$$[GD^2] = [G][D^2] = Н \cdot м^2.$$

Серме моменті мен инерция моменті арасында қарапайым тәуелділік бар:

$$GD_H^2 = mg(2r_{и.})^2 = 4gmr^2$$

немесе

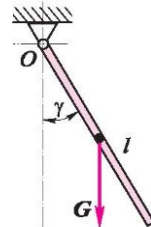
$$GD^2 = 4gJ = 39,24J.$$

Мысал 17.1. Ұзындығы $l = 150$ мм, G салмақ күшімен жіңішке біркелкі таяқша салмақ күшінің әрекетімен тік жазықтықта тербелу қозғалысын жүзеге асырады; ілмек нүктесі таяқшаның ұшымен сәйкес келеді (17.5-сурет). Бұрыш тігінен $\gamma = \pi/6$ рад жасаған кезде, таяқшаның сол моменттегі бұрыштық үдеуін анықтаңыз.

Шешуі. Есептің шарты бойынша таяқша (сырық) біркелкі, сондықтан оның ауырлық орталығы ортасында орналасқан. Дененің айналмалы қозғалыс теңдеуін қолданамыз

$$T = Ja.$$

Айналдыру моменті айналу сырықтың айналу осіне қатысты салмақ күшінің моментіне тең:



17.5-сурет

224 Сырықтың инерция моменті формула

бойынша есептеледі

$$T = m\sqrt{g\rho} - 3 \text{ г з.}$$

155

Айналмалы қозғалыс теңдеуіне айналдыру моменті мен инерция моментінің өрнегін қоямыз:

$$\frac{Gl \sin \gamma}{2} = \frac{GI^2}{g^3} a$$

және бұрыштық үдеуді анықтаймыз:

$$a = \frac{3g \sin \gamma}{g^3} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot 0,5}{g^2} \text{ рад/с}^2$$

Мысал 17.2. Электрқозғалтқыш роторының серме моменті $2,7 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$ тең.

$T = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$ айналдыру моменті. Егер ротордың соңғы айналу жылдамдығы $\omega = 30\pi \text{ рад/с}$ болса, үдету уақытын анықтаңыз.

Шешуі. Роторға біртіндеп тұрақты айналдыру моменті әсер еткендіктен, ротордың қозғалысы тең жылдамдатылған болады. Бұл қозғалыстың бұрыштық жылдамдығының теңдеуін $\omega_0 = 0$ ескере отырып, жазамыз:

$$\omega = at = 30\pi,$$

бұдан

$$a = \frac{\omega}{t} \text{ [рад/с}^2\text{]}.$$

Әрі қарай ротордың айналмалы қозғалысы теңдеуін қолданамыз

$$T = Ja = J \frac{\omega}{t}.$$

Осы теңдіктен ротордың инерция моментін $4gJ$ тең серме моменті арқылы беріп, үдету уақытын анықтаймыз:

$$t = J \frac{30\pi}{T} = \frac{4gJ}{T} \frac{30\pi}{g} = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 40}{2,7} \cdot 30\pi = 0,162 \text{ с}.$$

17.3. ҚАТТЫ ДЕНЕНІҢ КИНЕТИКАЛЫҚ ЭНЕРГИЯСЫ

Қатты дененің кинетикалық энергиясы осы денені құрайтын материалдық нүктелердің кинетикалық энергиясының сомасына тең:

$$K = \sum_{i=1}^n \frac{mv_i^2}{2}$$

Біз үш қозғалыс жағдайында қатты дененің кинетикалық энергияға арналған өрнектерін анықтаймыз.

1. Дене ілгерілеме жылжиды. Ілгерілемелі қозғалыс жағдайында дененің барлық нүктелері бірдей жылдамдыққа ие екенін ескере отырып, жазамыз

$$E_{\text{кин}} = \sum_i \frac{m_i v_i^2}{2} = \frac{mv^2}{2}$$

Демек, қатты дененің ілгерілемелі қозғалысы жағдайында оның кинетикалық энергиясы материалдық нүктенің кинетикалық энергиясы сияқты бірдей формула бойынша есептеледі.

2. Дене қозғалыссыз ось айналасында қозғалады. Жазамыз

немесе

$$\bar{v}_p = J \dot{\varphi}^2$$

Қозғалыссыз өс айналасында айналатын қатаң дененің кинетикалық энергиясы оның бұрыштық жылдамдығының квадратына айналу осіне қатысты дененің инерция моменті өнімінің жартысына тең.

3. Дене жазықпараллельді қозғалады. Кинематикадан белгілі болғандай, кез келген уақытта қатаң дененің күрделі жазықпараллельді қозғалысын лездік ось айналасында қарапайым айналмалы қозғалыс (жылдамдықтың лездік орталықтарының әдісі) деп санауға болады. Дененің салмақ орталығының жылдамдығы v_C белгілі деп санайық, сонда лездік бұрыштық жылдамдық

$$\omega = \frac{v_C}{OC}$$

мұндағы OC — O лездік айналу осінен дененің C ауырлық орталығының қашықтығы.

Лездік айналу осіне қатысты J_O инерция моменті формула бойынша анықталады

$$J_O = J_C + mOC^2,$$

мұндағы J_C — орталық оське немесе инерцияның орталық моментіне қатысты инерция моменті.

Жазықпараллельді қозғалатын дененің кинетикалық энергиясы келесідей анықталады: немесе

Жазықпараллельді қозғалатын қатты дененің кинетикалық энергиясы ілгерілемелі қозғалыстағы кинетикалық энергияның

негізгі жазықтыққа перпендикуляр орталық ось айналасында ауырлық орталығымен бірге және айналмалы қозғалыс қосындысына тең.

Қорытындылай келе, денелер жүйесінің кинетикалық энергиясының өзгеруі туралы теореманы тұжырымдаймыз: кейбір орын ауыстыру кезінде денелер жүйесінің кинетикалық энергиясының өзгеруі көрсетілген орын ауыстыру кезінде жүйеге әрекет ететін барлық сыртқы (белсенді және реактивті) және ішкі күштер жұмысының алгебралық сомасына тең:

$$\sum K - \sum K = \sum W.$$

Денелер жүйесінің кинетикалық энергиясы әрбір дененің жекелеген кинетикалық энергиясының қосындысына тең. Егер дене қатты болса, онда оның ішкі күштерінің жұмысы нөлге тең. Идеал деп аталатын кейбір байланыстарда реактивті күштердің жұмысы нөлге тең.

17.4.

Қатты дененің ІЛГЕРІЛЕМЕЛІ ЖӘНЕ АЙНАЛМАЛЫ ҚOЗҒАЛЫСЫНЫҢ ДИНАМИКА ФОРМУЛАЛАРЫН САЛЫСТЫРУ

Нүкте динамикасы немесе ілгерілемелі қозғалатын денелер формулаларын дененің айналмалы қозғалысы формулаларымен салыстыра отырып, бұл формулалардың құрылымы бойынша ұқсас екенін байқау қиын емес. Ілгерілемелі қозғалыстың формулаларынан айналмалы қозғалыстың формулаларын алу үшін, күштің орнына айналдыру моментін қою қажет, сызықты орын ауыстыру орнына – бұрыштық ауыстыру, сызықтық үдеудің орнына – бұрыштық үдеу, ал массаның орнына – айналу осіне қатысты дененің инерция моменті.

Ілгерілемелі және айналмалы қозғалыстар формулаларын салыстыру 17.1-кесте көмегімен жүргізу ыңғайлы.

17.1-кесте

Салыстырмалы және қосынды	Қозғалыс түрлері	
	Ілгерілемелі	Айналмалы
Қозғалыс теңдеуі	$F = ma$	И
Жұмыс	$W = Fs$	И
Қуат	$P = Fv$	И
Кинетикалық энергия	$K = \frac{mv^2}{2}$	$K = \frac{mv^2}{2}$

Мысал 17.3. Егер дөңгелектің C ауырлық орталығының жылдамдығы v_C тең болса, сырғанақтаусыз тұзусызықты рельс бойынша r радиусымен, m массасымен дөңгеленетін дөңгелектің кинетикалық энергиясын анықтаңыз. Дөңгелекті біртекті тұтас цилиндр деп саналсын (17.6-сурет).

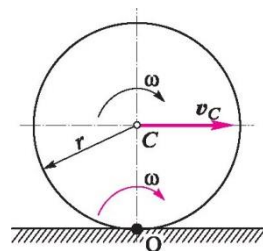


Рис. 17.6

Шешуі. Бұл берілген мысалды екі тәсілмен шешеміз. Кинематикадан белгілі, дөңгелектің күрделі жазықпараллельді қозғалысын не ю бұрыштық жылдамдығымен (жылдамдықтың лездік орталығының әдісі) O лездік осінің айналасында қарапайым айналма қозғалыс, не ілгерілемелі қозғалыстың v_C жылдамдығымен және C осінің (жазықпараллельді қозғалысты ілгерілемелі және айналмаға ыдырату әдісі) айналасында салыстырмалы айналма қозғалысынан тұратын күрделі қозғалыс ретінде қарастыруға болады. Дөңгелектің абсолютті (лездік) және салыстырмалы бұрыштық жылдамдықтары әрқашан өзара тең екенін естеріңізге саламыз.

1. Лездік жылдамдық орталықтарының әдісі. Бұл жағдайда дөңгелектің кинетикалық энергиясын мына формула бойынша анықтайды:

$$K J_O \omega^2$$

мұндағы J_O — O лездік айналу осіне қатысты дөңгелектің инерция моменті.

O осіне қатысты инерция моменті

$$J_O = J_C + mr^2.$$

Үздіксіз біртекті цилиндрдің инерция моменті оның геометриялық осіне қатысты формула бойынша есептеледі

$$J_C = \frac{mr^2}{2},$$

2 Жазықпараллельді қозғалысты ілгерілемелі және айналмаға ыдырату әдісі. Бұл жағдайда дөңгелектің кинетикалық энергиясы ілгерілемелі және айналмалы қозғалыстардағы кинетикалық энергияның қосындысына тең:

демек,

$$J_0 = - \frac{2}{3} \rho v \omega^2 R^3$$

$$J_0 \omega^2 = 3, \quad \rho v \omega^2 R^3 = 6$$

2

vC.

Енді дөңгелектің кинетикалық энергиясын анықтаймыз:

$$K = Jc \omega^2 + mv^2 = \frac{1}{2} Jc \omega^2 + \frac{1}{2} mv^2$$

✓ Егер қозғалыстың болуына байланысты үйкеліс болса, онда үйкеліс күшін белсенді күштер санына жатқызуға немесе реактивтік күш деп санауға болады.

Мысал 17.4. Q жүгі төмен түсіп, салмақ күші G , ал радиусы r біртекті цилиндрді айналдырады (17.7-сурет).

Цилиндр осіне үйкелісті елемей, Q жүгі h қашықтығына түскендегі жіптің S керілісін, α бұрыштық жылдамдығын және a цилиндрдің үдеуін табыңыз. Жүйе басында тыныштықта болды.

Шешуі. Есепті шешу үшін біз жүйені екі бөлікке бөліп, жүктің ілгерілемелі қозғалысы мен цилиндрдің айналмалы қозғалысын қозғалысын бөлек қарастырамыз. Жүйеге тұрақты күштер әсер еткендіктен, жүк пен цилиндр тұрақты a үдеулерімен (жүк) және a (цилиндр) қозғалады.

мұндағы a – цилиндрдің бұрыштық үдеуі. Жүйеге тұрақты күштер әсер еткендіктен, жүк пен цилиндр a тұрақты үдеуімен (жүк) және a (цилиндр) $v_0 = 0$, жылдамдығы h жолын a тұрақты үдеуімен жүрген жүктің соңғы жылдамдығын кинематика формуласымен анықтаймыз:

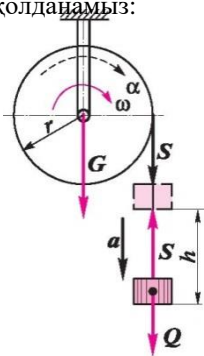
$$h = v_0 + at = at$$

бұдан

$$v = -J2ah = V 2arh.$$

Әрі қарай материалдық нүктенің кинетикалық энергиясының өзгеруі туралы теореманы пайдаланып, оны ілгерілемелі қозғалатын жүкке қолданамыз:

$$\frac{1}{2} mv^2 = W.$$



Масса, жылдамдық және жұмыстың өрнегін қойып, аламыз

$$Q \frac{2arh}{g} - (Q - S)h,$$

бұдан жіптің S реакциясы

$$S = Q - \frac{Qar}{g}$$

Әрі қарай цилиндрдің айналмалы қозғалыс теңдеуін жазамыз:

Рис. 17.7

Жүктің a сызықтық үдеуі цилиндр бетінде жататын нүктелердің жанама үдеуіне тең:

Айналдыру моменті

$$T = Sr = I Q - \frac{Qar}{g} | r,$$

Цилиндрдің a инерция моментін формула бойынша анықтаймыз

$$J = mr^2 = Gr^2 \\ = 2 = 2 g \cdot$$

Бұл өрнектерді айналмалы қозғалыс теңдеуіне ауыстырып, аламыз

$$Q - \frac{Qar}{g} \Big| r = \frac{Gr^2}{2g} a,$$

Цилиндрдің бұрыштық үдеуін анықтаймыз:

$$a = \frac{2Qg}{r(G + 2Q)}$$

Енді цилиндрдің бұрыштық жылдамдығын анықтауға болады:

$$v = 2arh \\ \omega = \frac{v}{r} = \frac{2arh}{r}.$$

Бұрыштық үдеудің мәнін қойып, жазамыз

$$\omega = \frac{2Qg}{r(G + 2Q)},$$

$$\omega = \frac{2}{r} \frac{Qgh}{G + 2Q'}$$

бұдан

Қорытындылай келе, денелер жүйесінің кинетикалық энергиясының өзгеруі туралы теорема көмегімен цилиндрдің бұрыштық жылдамдығын анықтаймыз. Бастапқыда жүйе тыныштықта болғанын және цилиндрдің ауырлық күшінің жұмысы нөлге тең екендігін ескере отырып (оның қолданылу нүктесі өзгермейді), үйкелісті елемей:

$$K_G + K_Q = W_Q,$$

$$G \quad Jm \quad Gr^2 \text{ ю}^2 \cdot \text{KQ} \quad Q(\leq ar) \quad W_Q = \\ \text{T} \quad g \cdot 2 \quad Qh.$$

мұндағы

Мәндерді қойып, аламыз

$$Gr^2 \text{ ю}^2 4 g \quad \frac{Qr^2}{\text{ю}^2} \quad Qh, \\ \frac{2}{r} \quad \frac{2}{G} \quad \frac{gh}{2Q'}$$

бұдан

АЙНАЛМАЛЫ ДЕНЕЛЕР ТЕҢГЕРГІШТІГІ ТУРАЛЫ ТҮСІНІК

17.5. *Теңгергіштік* – инерция күштерінің әсерін жою үшін айналмалы немесе ілгерілемелі қозғалатын механизмдер массаларының теңдестірілуі. Осы тараушада тек машина бөлшектерінің айналмалы теңгергіштігі қарастырылады.

Осы тараушада қолданылатын терминдер «Айналмалы денелердің теңдестірілуі. Терминдер» ГОСТ-на сәйкес келеді.

Ротордың теңгерімсіздігі (дене тіреуіштерінде айналатын) оның айналу кезінде тіреуіштерде айнымалы жүктемелер тудыратын массалардың бөлінуімен сипатталатын күй деп аталады. Бұл жүктемелер шок пен дірілдің, мерзімінен бұрын тозудың себебі болып табылады, КӨК және машиналардың үнемделуін төмендетеді. Жоғары жылдамдықтағы машиналарда теңгерімсіздік ерекше жағымсыз.

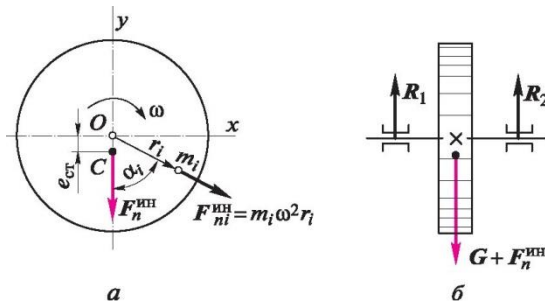
Дененің ауырлық орталығы айналу осіне жатпайтын кезде *статикалық* теңгерімсіздік жағдайын қарастырайық.

ю тұрақты бұрыштық жылдамдығымен айналатын m массасымен сермерді елестетіп көрейік. Сермердің C ауырлық орталығы айналу осіне жатпайды, бірақ массаның *эксцентриситет* деп аталатын e_{CT} мөлшеріне ауыстырылды (17.8-сурет, а).

Сермердің салмақ күші G арқылы белгіленеді, ось массасы ескерілмейді. Сермерді m массасымен бірқатар материалдық нүктелерге бөліп аламыз және центртепкіш F_n^{TM} инерция күштерінің нәтижесін анықтаймыз. x осі бойынша осының осы теңәсерлі проекциясы y осіне қатысты сермердің симметриясына байланысты нөлге тең, яғни

$$F_n^{TM} = X \sin \alpha = 0.$$

17.8-сурет



Демек, $F\Gamma$ нәтижесі $F'\Gamma$ күштерінің у осіне натуралдық шамаға түсіріледі. Онда

$F\Gamma = FT Z FT \cos a i) = Z (mi \underline{\underline{\Gamma}} \cos a) = \gamma^2 Z (m\gamma_i) = \text{га}^2$
 $m_{\text{ст}}$, өйткені статикадан белгілі

$Z (m\gamma) = m_{\text{ст}} = m_{\text{ст}}$ Осылайша,
 сермердің инерцияның теңсерлі күші OC сызығы бойынша бағытталған және тең

$$FT = \gamma^2 m_{\text{ст}}$$

$$(F\Gamma = 0, \text{ өйткені } \gamma = \text{const}).$$

Д'Аламбер принципін қолднамыз және тепе-теңдік теңдеуін құрамыз (17.8-сурет, б):

$$Z Y = 0; R_1 + R_2 - G - F\Gamma = 0.$$

$F\Gamma$ инерция күші айналу кезінде өз позициясын өзгертеді, онда оның мойынтіректерге қысымның максималды күші ауырлық орталығының төменгі позициясында болады:

$$F_{\text{max}} = R_1 + R_2 = G + F\Gamma$$

Егер сермер массасы $m = 102$ кг, оның айналу жиілігі $3\ 000$ мин⁻¹, массасының эксцентриситеті $e_{\text{ст}} = 1$ мм болса, мойынтіректерге F_{max} қысым күшін анықтаймыз.

$\gamma = \pi n / 30 = \pi \cdot 3\ 000 / 30 = 100\pi$ рад/с кезінде

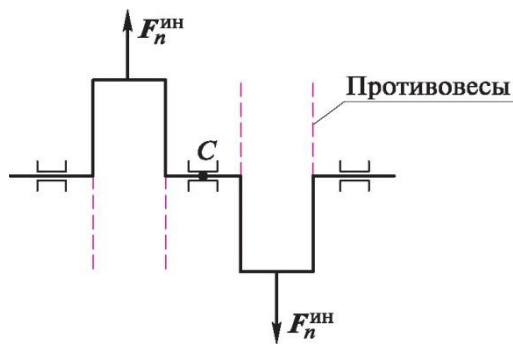
$$FT = \gamma^2 e_{\text{ст}} = 102(100\pi)^2 \approx 0,001 \text{ и } 10\ 000 \text{ Н};$$

$$F_{\text{max}} = mg + FT = 102 \cdot 9,8 + 10\ 000 = 11\ 000 \text{ Н}.$$

Мысалдан көріп отырғанымыздай, динамикалық жүктемелер машинаның қозғалатын бөліктерінің салмақ күшінен бірнеше рет асып кетуі мүмкін. Қарастырылғаннан қорытынды жасауға болады: *айналмалы денені теңдестіру үшін, оның ауырлық орталығы айналу осінде жату керек.*

Статикалық теңгерімсіздікті екі көлденең параллельді теңдестіру пышақтарында статикалық теңдестіру арқылы табу оңай. Статикалық теңгерімсіздігі жоқ бөлшектер, бейтарап тепе-теңдік жағдайында пышақтарда болады.

Ротордың теңгерімсіздігі *теңгерілмегендік* шамасымен сипатталады. Теңдестірілмеген массаның өнімі оның эксцентриситетіне *теңгерілмегендік мәні* деп аталады және $g \cdot$ мм беріледі.



17.9-сурет

Айналмалы денені теңдестіруге арналған тұжырымдалған шарт *жеткілікті болып табылмайды*, себебі ауырлық ауырлық орталығы айналу осіне жатқанда динамикалық жүктемелер де орын алуы мүмкін. Екі цилиндрлі қозғалтқыштың білігін қарастырайық (17.9-сурет).

Бұл жағдайда, егер C ауырлық орталығы айналу осінде жатса да, біліктің иілуін тудыратын және бағыт бойынша өзгертін тіреуіштерге қосымша қысым $F_{,TM}$ инерция күштерінің жұбы пайда болады.

Бұндай теңгерімсіздік *моменттік* деп аталады және оны өте жылдам айналу арқылы анықтауға болады, бірақ тыныштықта емес. Егер статикалық және моменттік теңгерімсіздіктері бір уақытта болса, онда бұл теңгерімсіздік *динамикалық* деп аталады.

Теңгерімсіздіктің себептері бөлшектерді дайындау мен жинау, материалды біркелкі бөлмеу, бөлшектердің деформациясы, айналмалы жұптардың үлкен бос жерлерін және т.б. дәлсіздіктер болуы мүмкін. Бөлшектің ең ауыр бөлігінде артық материалды алып тастау (мысалы, бұрғылау) немесе оның жеңілдеу бөлігіне түзету массасын қосу арқылы теңгерімсіздікті жояды. Айтарлықтай теңгерімсіздік кезінде *қарсысалмақ* қойылады (17.9-суретті қараңыз). Машинажасауда статикалық және динамикалық теңгергіш

17.6. *теңгергіш станоктарында жүргізіледі.*

МЕХАНИЗМДЕР ТУРАЛЫ КЕЙБІР ДЕРЕКТЕР

Теориялық механиканың заңдары мен әдістері өз практикалық қолданысын алдымен механизм теориясынан табады, өйткені *механизмдер – барлық машиналардың, механикалық құрылғылар мен өнеркәсіптік роботтардың кинематикалық негізі.*

Механизмдер мен машиналар теориясының негізгі анықтамалары кинематикалық жұптар және тізбектердің тегіс және кең болатыны 9.2-тараушада мазмұндалған. Жазық механизмдердің буындары жазықпараллельді қозғалысты жүзеге асырады.

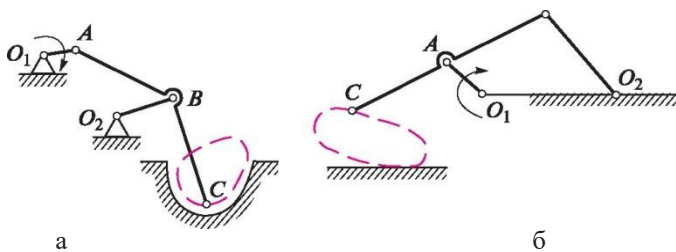
Төменгі жұптары бар негізгі жазық механизмдер. Белгілі болғандай, төменгі жұптардың буындары жанасады (ілгерілемелі, айналма және бұрандалы жұптар).

Жазық механизмнің негізгі түрі *топсалы төртбуын* болып табылады, оның басты схемасы 17.10-суретте, а. Бұл механизмде төрт айналмалы кинематикалық жұп және төрт буын бар: 1 - қосиін, 2 – бұлғақ, 3 – күйенте, 4 – тіреуіш. Мұндай механизм *қосиінді-күйентелі* деп аталады және жалғыз бірқосиінді; буындардың шеткі позициялары суретте көрсетілген.

Қосиінді-күйентелі механизм металкескіш станоктарда, баспасөзде, полиграфиялық, ауылшаруашылық және басқа да машиналарда, сондай-ақ көптеген құрылғыларда кездеседі.

Егер топсалы төртбуынның тіреуіші ең қысқа буын немесе егер буынның ұзындығы 1 және 3-буындарына тең болса, онда механизм *екіқосиіндіге* айналады, өйткені 3-буын 1 қосиін сияқты толық айналым жасауға мүмкіндік алады.

17.10, б -суретте *топсалы параллелограмм* деп аталатын екіқосиінді механизмнің схемасы көрсетілген; осындай механизмде екі қосиін де бір бағытта бірдей бұрыштық жылдамдықпен айналады, ал бұлғақ 2 ілгерілемелі қозғалады. Топсалы параллелограмм, мысалы, реттелетін дөңгелектерге айналатын немесе 10.2-суретте көрсетілген сызбалық құрылғы механизмінде қолданылады. 17.10, б-суретінде қосиіні қарама-қарсы бағыттарда айналатын $O_1AB_1O_2$ *топсалы антипараллелограммы* көрсетілген.



В

б

17.11-сурет

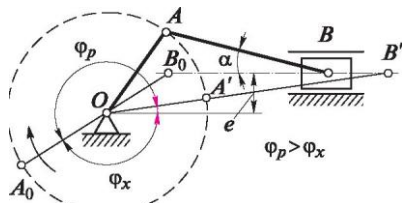
Суретте. 17.11-суретте қамырилегіш машинасында (а) және шөпті қопсыту машинасында (б) топсалы төртбуынды қолдану сызбалары көрсетілген.

Егер топсалы төртбуында бір айналмалы жұпты ілгерілемеліге айналдырса, онда кең таралған қосиінді-сырғақты механизм алынады (9.1-суретті қараңыз). Мұндай механизм орталық болып табылады, өйткені сырғақтың осі қосиіннің осін қияды. Егер сырғақтың осі e эксцентриситет шамасына қосиін осінен жанасса (17.12-сурет), онда қосиінді-сырғақты механизм орталықтан тыс деп аталады. Осы суретте жіңішке сызықтармен механизм буындарының шеткі позициясы көрсетілген және қосиіннің бұрылу бұрышы кері жүріске (әдетте бос жүріс) қарағанда тік жүрістің (әдетте жұмыс) көбірек екені көрініп тұр. Демек, орталықтан тыс механизмде бос жүріс жұмыс жүрісіне қарағанда жоғары жылдамдықпен жүзеге асырылады.

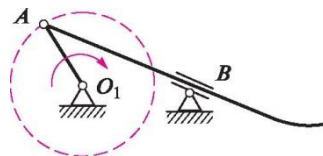
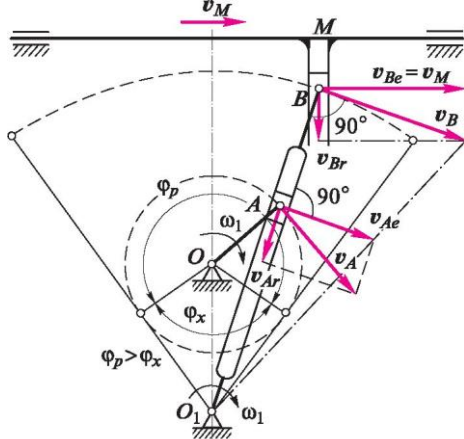
Эксцентриситет есебінен жұмыс жүрісі кезінде сырғаққа бұлғақтың a қысым бұрышы (демек бағыттаушыларға да сырғақтың қысымы) бос жүріспен салыстырғанда аз болады. Бұл ПӘК және машиналардың ұзақ мерзімділігіне жағымды әсер етеді, себебі әдетте жұмыс жүрісі кезінде механизмге жүктеме бос жүріске қарағанда әлдеқайда көп.

9.4-суретте ілгерілемелі қозғалатын кулисамен төртбуынды қосиінді-кулисті механизмнің сызбасы көрсетілген. Бұл механизм қосиін саусағымен топсалы қосылған M кулиса тасының көмегімен кулисаның қайтымды-тік қозғалысына OM қосиінінің айналмалы қозғалысын жасайды.

17.13-суретте көлденең сүргілеу білдегі станоктарында қолданылатын алтыбуынды қосиінді-кулисалы механизм сызбасы бейнеленген.



17.12-сурет



17.13-сурет 17.14-сурет

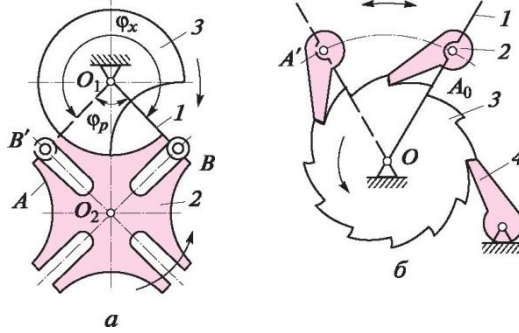
Мұндай механизм M сырғағының қайтымды-тік қозғалысына O_1B теңселетін кулиса және ілгерілемелі қозғалатын MB кулисасының көмегімен OA қосиінінің үздіксіз айналмалы қозғалысын түрлендіреді. Суреттен көрініп тұрғандай, бос жүріске қарағанда сырғақтың жұмыс жүрісінде кезінде қосиіннің бұрылыс бұрышы көбірек байқалады, демек жұмыс жүрісінің жылдамдығы бос жүрістің жылдамдығынан аз болады.

Механизмнің кез келген позициясы кезінде M сырғағының қозғалыс жылдамдығы жылдамдықты қосу туралы теорема көмегімен оңай анықталады, оған сәйкес нүктенің абсолюттік жылдамдығы салыстырмалы және ауысп алы жылдамдықтарының векторлық қосындысына тең. A және B нүктелерінің жылдамдықтарының тікбұрыштары суретте көрсетілген.

17.14-суретте кулистік теңселмелі сырғақпен қосиінді-күйентелі механизмнің сызбасы берілген. Мұндай механизм, мысалы, қар тазалайтын машиналарда қолданылады.

Жоғары жұптары бар кейбір механизмдер. Жоғары жұп буындары сызықтар мен нүктелерге жанасатыны белгілі. Жоғары кинематикалық жұптар, мысалы, үзік-үзік қозғалыстағы механизмдер мен кулачковых камералық механизмдер бар.

17.15, a -суретте жетекші буынның үздіксіз айналуын өзгертетін *мальтикалық механизм* бейнеленген – 1 қосиіні саусақпен немесе B ролигімен ұшында буынның үзіліссіз айналуына әкеледі – радиалды ойықтары бар 2 мальтикалық айқарды (механизмнің атауы рыцарьлік діни Мальта орденінің эмблемасымен буынның ұқсастығынан пайда болған).



17.15-сурет

Мальтикалық айқардың айналуы қосиіннің φ_p бұрышына бұрылуында пайда болады; φ_x бұрышына қосиін айналымының қалған бөлігі 2 жетектегі буынның тоқтатылуына сәйкес келеді. Мальтикалық айқардың қозғалыссыз жағдайы оның А сегментті ойығымен тіркеледі, олардың бойында 1 қосиінімен қатаң байланысқан 3 дискісі сырғанады.

Мальтикалық айқардың ойықтарының саны – 3-тен 12-ге дейін. Мальтикалық айқар ойықтың шексіз үлкен саны мен радиустары кезінде ілгерілемелі қозғалысты жасайтын төрткілдешке айналады.

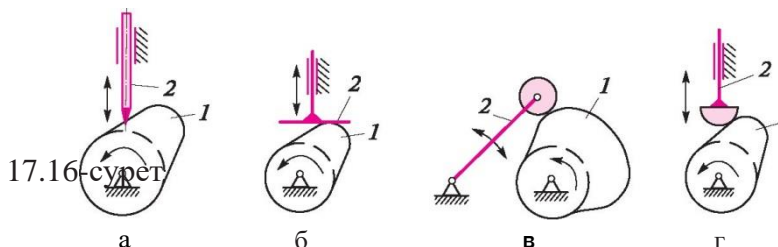
17.15, а-суретінде жетекші және жетектегі буын қарама-қарсы бағыттарда айналғанда сыртқы ілінісудің мальтикалық механизмді бейнеленген. Айналуы бір бағытта беру үшін ішкі ілінісуі бар механизмдер қолданылады.

Мальтикалық механизмдер металл өңдеу станоктарында, баспа машиналарында, кинопроекциялық аппараттар мен дәл механика аспаптарында қолданылады.

17.15, б –суретінде қырылдақ механизм түрлерінің бірі көрсетілген. Мұндай механизм жетекші буынның қайтымды-теңселмелі қозғалысын – 1 иінірегі 2 жұмыс ілмекшаппасымен қырылдақ дөңгелек деп аталатын 3 жетектегі буынның үздіксіз біржақты айналмалы қозғалысын жасайды. Иінірек пен жұмыс ілмекшаппасы бастапқы орнына айналған кезде қырылдақ дөңгелек қозғалыссыз қалады. Қарама-қарсы бағытта оның бұрылуына жол бермес үшін, 4 тоқтату ілмекшаппасы беріледі.

Қырылдақ дөңгелек тістерінің шексіз үлкен саны кезінде ол үздіксіз ілгерілемелі қозғалысты жүзеге асыратын төрткілдешке айналады. қозғалыссыз қозғалысын орындайтын рельске айналады.

Қырылдақ механизмдерді, мысалы, жүк көтергіш машиналарда, автоматты желілерді беру механизмдерінде, серіппе зауыты механизмдерінде, баспа машиналарында, т.б. қолданады.



Техникада *жұдырықша механизмдер* өте кең қолданыста, олардың көмегімен кез келген алдын ала сұралған жетектегі буынның қозғалыс заңын жүзеге асыруға болады.

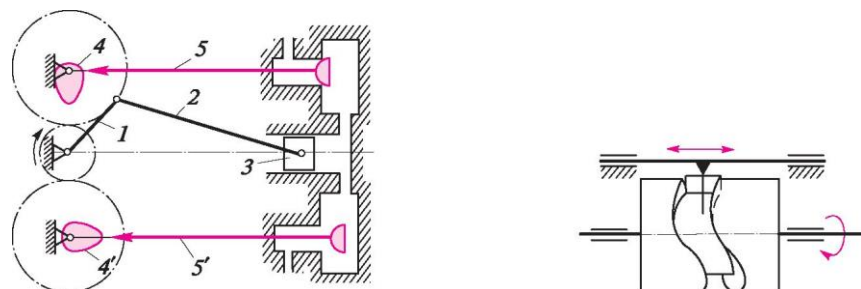
Ең қарапайым жұдырықша механизм – үшбуынды (17.16-сурет) 1 жұдырықшадан, итергі 2 және тіреуіштерден тұрады. Механизм жұдырықшаның айналмалы қозғалысын қайтымды ілгерілеме қозғалысын немесе теңселмелі қозғалысына түрлендіреді.

17.16-суретте түрлі конструкциялардың итергілерімен жазық жұдырықша механизмдері көрсетілген: инелі (а), табақшалы (б), аунақшалы (в) және сфералық (г).

Ілгерілемелі қозғалатын жұдырықшаларымен механизмдер бар; мұндай жұдырықшаларды *көшіргіш* деп атайды.

Жұдырықша механизмдерді, мысалы, іштен жанатын қозғалтқыштарда, металл кесетін станоктарда, құрылыс аспаптарында және т.б. қолданады.

17.17-суретте іштен жанатын бірцилиндрлі қозғалтқыштың күрделі тармақталған кинематикалық тізбегі көрсетілген. Тізбек 1 - 2 -3 қосиінді-сырғақты механизмнен және 4 – 5 клапанды газбөлгіштің екі жұдырықша механизмінен тұрады.



17.18-сурет

Тісті дөңгелектермен өзара байланысты жұдырықшалары бар иінді білік (қосиін 1) және таратушы білік 4.
17.17-сурет

Бұрын қаралған барлық механизмдер жазық болып табылады. 17.18-суретте цилиндрлік жұдырықшамен (барабанмен) *кеңістіктік жұдырықша механизмінің* сызбасы көрсетілген. Мұндай механизм, мысалы, металл кесетін автоматтарда және жартылай автоматтарда қолданылады.

18-тарау	МАТЕРИАЛДАР КЕДЕРГІСІ
19-тарау	Материалдар кедергісінің
20-тарау	теориялық негіздері Созылу
21-тарау	және сығылу
21-тарау	БІҒЫСУ (қиық)
22-тарау	Жазық қиманың геометриялық
23-тарау	сипаттамасы
24-тарау	Бұрау
	Иіліс
25-тарау	Негізгі деформацияның үйлесуі
	(күрделі кедергі)
26-тарау	Динамикалық жүктемелердің
	беріктігі және қатаңдығы
	Бойлық иіліс

18-тарау

18.1. МАТЕРИАЛДАР КЕДЕРГІСІНІҢ ТЕОРИЯЛЫҚ НЕГІЗДЕРІ

БАСТАПҚЫ ҰҒЫМДАР

Материалдардың кедергісінде беріктігі, қатандығы және тұрақтылығы үшін құрылымдық элементтерді есептеу әдістері қарастырылады.

Сыртқы күштердің бұзылмай құрылмалар материалының қабілеті мен олардың элементтерінің кедергісіне әрекеті *беріктік* деп аталады. Беріктіктің есептелуі материалдың аз шығындалуымен берілген жүктемеге төтеп беретін бөліктердің өлшемдерін және пішінін анықтауға мүмкіндік береді.

Қатаңдық дененің немесе құрылманың деформацияның қалыптасуына қарсыласу қабілеті деп түсіндіріледі. Қатаңдықты есептеу құрылмалар және олардың элементтерінің өлшемдері мен пішінінің өзгеруі қолайлы рұқсат етілген нормалардан аспайтынына кепілдік береді.

Тұрақтылық – құрылманың тепе-теңдікті бастапқы күйінен шығаруға ұмтылатын күшке қарсы тұру қабілеті. Тұрақтылықты есептеу ұзын және жұқа бөлшектердің тұрақтылығы мен қисаюын кенеттен жоғалту мүмкіндігін болдырмайды.

Тәжірибеде көп жағдайда құрылмалардың күрделі түрімен айналысуға тура келеді, бірақ оларды, мысалы, білеулер, тілімдер, қабықшалар және массивтер сияқты жекелеген элементтерден тұратынын елестетуге болады.

Материалдар кедергісіндегі негізгі есептеу элементі – *білеу*, яғни көлденең өлшемдері ұзындығына қарағанда кішкентай дене. Білеулер *тұрақты* және *айнымалы* қиманың *түзусызықты* және *қисықсызықты* болады. Олардың мақсаттарына байланысты құрылмада білеулерді *базанашықтар*, *арқалықтар*, *сырықтар* деп атайды.

Білеу осіне перпендикуляр жазық қима – *көлденең*; білеу осіне параллель қима (түзусызықты) – *бойлық*; қалған жазық қималар – *еңкіш* деп аталады.

Білеулерді есептеуден басқа, материалдардың кедергісі *тілімдер* мен *қабықшаларды* есептеумен айналысады, яғни басқа өлшемдермен салыстырғанда қалыңдығы жұқа (мысалы, резервуарлар, құбырлар, кеме және ұшақтарды қаптау). Барлық үш өлшемі бірдей денелер *массив* деп аталады

(мысалы, іргетастар, станоктар тұғыры). Тілімдер, қабықшалар мен массивтерді есептеу бұл оқулықта қарастырылмайды.

Дене сыртқы күштердің әсерінен деформацияланған кезде олардың ішінде деформацияға дененің бөлшегін бастапқы күйге әкелуге кедергі келтіруге ұмтылатын *серпімділік күштері* пайда болып, дене бөлшектерін бастапқы күйіне қайтарады. *Серпімділік* күштердің пайда болуы ішкі күштердің денесінде молекулалық өзара әрекеттесудің болуымен байланысты.

Материалдардың кедергісінде *денелердің деформациясы* және осы деформациялардан туындайтын *ішкі күштер* зерттеледі.

Сыртқы күштердің әрекеті тоқтатылғаннан кейін олардың туғызған деформациясы толығымен немесе ішінара жоғала алады. Сыртқы күштердің әрекеті тоқтатылғаннан кейін материалдың деформацияны жою қабілеті *серпімділік* деп аталады. Сыртқы күштердің әрекеті тоқтатылғаннан кейін жоғалатын деформация *серпімді* деп аталады; сыртқы күштердің әрекеті тоқтатылғаннан кейін жойылмайтын деформация *қалдықты пластик* немесе *пластикалық* деп аталады. Материалдың біраз қалдықтық деформацияларға бұзылмай ие болу қабілеті *илемділік* деп аталады, ал материалдардың өзі *илемді* деп аталады. Мұндай материалдар санына төмен көміртекті болат, алюминий, мыс, жез және т.б. жатады.

Көптеген жағдайларда *маңызды қалдықты деформациялардың пайда болуы* құрылманың қалыпты жұмысының бұзылуына әкелетінін атап айтамыз, сондықтан ол *беріктіктің бұзылуы деп саналады* (қирау сияқты).

Икемділігі өте аз материалдар *омырылғыш* деп аталады. Илемдіден айырмашылығы омырылғыш материалдар байқалмайтын қалдықты деформациялармен бұзылады. ажыратылады. Омырылғыш материалдарға шойын, қатты қорытпалар, шыны, кірпіш және т.б. жатады.

Материалдардың кедергісі туралы ғылым теориялық механика заңдарына сүйенеді, онда дене мүлдем қатаң, яғни деформацияға қабілетсіз. Теориялық механикада қатаю принципін қолдану арқылы материалдар кедергісінде қарастырылғанды пайдалана отырып, біз деформацияланған денелерге ішкі күштер бөлшектерінің қималарындағы әрекет ететін байланыс реакцияларын анықтау үшін статиканың тепе-

теңдік шарттарын қолданамыз.

Беріктік пен қатаңдықты есептеу кезінде теориялық механиканың кейбір ұстанымдарын қолдануға болмайды, атап айтқанда: 1) денеге әсер ететін сыртқы күштерді теңәсерлі немесе балама күштер жүйесімен алмастыруға болмайды; 2) күшті оның әрекет ету сызығының бойымен көшіруге болмайды; 3) жұп күштерін жұптың әрекет ету жазықтығында ауыстыруға болмайды.

Бұл ережелерде ерекшелік бар. Мысалы, дененің шағын бетіне қолданылған күш теориялық механикадағы сияқты біз шоғырландырылған, яғни нүктеде қолданылған деп санаймыз; кептеліп қалған арқалық ұшына қолданылған таратылған реактивті күштерді біз реактивті қуат пен реактивті моментке бұрынғыдай ауыстырамыз. Мұндай ауыстыру дене деформациясы шартына айтарлықтай өзгеріс енгізбейді. Бұл ұстанымды *жұмсартылған шекаралық шарттар принципі* немесе француз ғалымы А. Сен-Венан (1797-1886) атымен Сен-Венан принципі деп атайды.

Сен-Венан принципі келесідей тұжырымдауға болады: *сыртқы күштерді қолдану орындарынан жеткілікті түрде жойылған дене нүктелерінде ішкі күштер модулінің күш қолданудың нақты тәсіліне байланысы аз болады.*

Әрі қарай деформацияның жекелеген түрлерін зерттегенде, біз Сен-Венан принципі негіздемесінде сыртқы күштерді қолданудың нақты тәсілдеріне қызығушылық танытпаймыз, ішкі күштер оларды қолдану орындарында кенеттен құбылады деп санаймыз.

18.2. НЕГІЗГІ БОЛЖАМДАР МЕН ЖОРАМАЛДАР

Машина мен құрылымдар бөлшектерін шығаратын құрылма материалдар қатты айтқанда, барлық нүктелерде *үздіксіз, біртекті және изотроптық* (барлық бағыттарда бірдей қасиеттерге ие) болып табылмайды.

Дайындамаларды дайындау және олардан дайын бөлшектерді алу үдерісінде материалда түрлі есептеуге жауап бермейтін беткі қабаттағы және ішкі ақаулар пайда болады, мысалы, қаяу, сызаттар мен құйма бөлшектердегі құрылымның біртектісіздігі, иленген немесе сомдалған бөлшектердегі қылшықтар, құйма және сомдалған бөлшектердің әркелкілігінен туған бастапқы ішкі күштер,

құрғатудың әркелкілігі мен ағаштың біртексіздігі, қатаудың әркелкілігі мен бетонның біртексіздігі және т.т.

Осы көрсетілген құбылыстардың пайда болу заңдылықтарын белгілеу мүмкін емес, онда осы құбылыстарды қараудан шығаруға мүмкіндік беретін материалдардың кедергісінде бірқатар болжамдар мен жорамалдар қабылданады. Нәтижесінде материалдың кедергісінде зерттеу нысаны шын мәніндегі дененің өзі емес, оның болжалды үлгісі болып табылады.

Төменде келтірілген болжамдар мен жорамалдар негіздемесінде алынған қорытындылардың эксперименттік тексеруі бұл тұжырымдарды инженерлік есептеулер тәжірибесінде қолдануға әбден жарамды екенін көрсетеді.

Материалдардың физика-механикалық қасиеттеріне қатысты негізгі болжамдар мен жорамалдарды қарастыруға көшейік.

1. **Бастапқы ішкі күштердің жоқтығы туралы болжам.** Осы болжамға сәйкес, егер дене деформациясын туғызатын себеп болмаса (жүктеме, температураның өзгеруі), онда оның барлық нүктелерінде *ішкі күштер нөлге тең болатыны* болжанады. Осылайша, жүктелмеген дененің бөлшектерінің өзара әрекеттесу күші ескерілмейді.

2. **Материалдың біртектілігін болжау.** Дененің физика-механикалық қасиеттері әртүрлі нүктелерде бірдей болмауы мүмкін. Материалдардың кедергісінде бұл айырмашылықтар дененің барлық нүктелерінде *бірдей қасиетке* ие деп болжанып, ескерілмейді.

3. **Материалдың сабақтастығын болжау.** Осы болжам бойынша, кез келген дененің материалы *үздіксіз құрылымға* ие және *үздіксіз орта* болып табылады. Материалдың үздіксіз құрылымын болжау жоғары математика әдістерін (дифференциалды және интегралды есептеулер) есептеулерде пайдалануға мүмкіндік береді.

4. **Материалдың изотропиясы туралы болжау.** Бұл болжам дене материалын барлық бағыттарда *бірдей қасиетке* ие деп есептейді.

Көптеген материалдар әртүрлі бағыттардағы физика-механикалық қасиеттері түрлі бағыттарда айтарлықтай ерекшеленетін кристалдардан тұрады. Алайда денеде жүйесіз орналастырылған кристалдардың көп саны әртүрлі бағыттағы материалдың бүкіл массасының қасиеттеріне теңестіріледі.

Изотропия туралы болжам көптеген материалдарға

арналған тәжірибемен және шамамен мынадай тас, пластмасса және темірбетон сияқты материалдарға қатысты жақсы расталады.

Эртүрлі бағытта бірдей емес қасиеттері бар материалдар анизотропты деп аталады, мысалы, ағаш.

5. **Мінсіз серпімділік туралы болжау.** Бұл болжам белгілі бір жүктеме шегінде материалдың *мінсіз икемділікке* ие болуын, яғни жүктемеден кейін деформациялар толығымен жойылып кетеді деп болжайды.

Енді құрылымдық элементтердің *деформацияларына* қатысты болжамдар мен жорамалдарды қарастырайық.

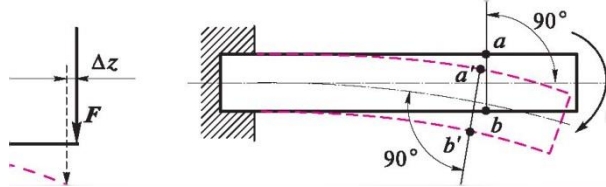
Дененің сызықты және бұрыштық өлшемдерінің өзгеруі сәйкесінше *сызықты және бұрыштық деформация* деп аталады. Деформациядан туындаған дене нүктелерінің (координаттардың) жағдайды өзгертуі *орын ауыстыру* деп аталады.

1. **Орын ауыстырудың кішігірімдігі немесе бастапқы өлшемдер принципі.** Осы болжам бойынша, дененің деформациясы және олармен байланысты нүктелер мен қималардың орын ауыстыруы дененің өлшемдерімен салыстырғанда аз. Осының негіздемесінде деформациядан туындаған сыртқы күштердің орналасуындағы өзгерістерді елемейміз. Мәселен, біз, мысалы, 18.1-суретте көрсетілгендей, F күшінің әрекет сызығы Az ығысуын назарға алмаймыз.

2. **Денелердің сызықты деформаттылығын болжау.** Осы болжам бойынша, белгілі жүктемелер шегінде серпімді дененің нүктелері мен қималарының орын ауыстыруы осы орын ауыстыруды тудыратын күштерге *тура пропорционалды* болады.

3. **Гипотеза плоских сечений, или гипотеза Бернулли. Жазық қималардың болжамы немесе Бернулли болжамы.** Осы гипотезаға сәйкес деформацияға дейін денеде жүргізілген оське жазық көлденең қималар деформацияланған кезде *жазық және қалыпты* болып қалады (18.2-сурет). Бұл гипотезаны алғаш рет швейцарлық ғалым Якоб Бернулли (1654-1705) айтты және білеудің негізгі деформацияларының негізіне негізделген.

Материалдар кедергісінің негізгі болжамдарына сонымен қатар осы тараудың соңында тұжырымдалатын күштер тәуелсіздігі принципі жатады (ұқсас принцип динамикада қарастырылған).



18.3.

ЖҮКТЕМЕ және негізгі ДЕФОРМАЦИЯЛАРДЫҢ түрлері

Машиналар мен құрылымдар жұмысы үдерісінде олардың түйіндері мен бөлшектері бір-біріне әртүрлі *жүктемелер* береді, яғни ішкі күштер өзгерісі мен түйіндер мен бөлшектердің деформациясын тудыратын қуат әрекеттері.

Құрылма элементтерімен қабылданатын күштер *массалы* не *көлемді* (салмақ күші, инерция күші), не көршілес элементтермен немесе оған жалғасатын ортамен (мысалы, бу, ауа, сұйықтық) қарастырылатын элементтің беттік қабатымен байланысты өзара әрекеттесуі болып табылады.

Теориялық механикадан бет қабатындағы жүктемелердің *шоғырланған* немесе *таратылған* болатыны белгілі. Жүктеменің әрекет ету сипатына байланысты уақытына қарай оларды статикалық және динамикалық деп бөледі.

Сандық мәні, бағыты мен қолдану орны тұрақты болып қалатын немесе баяу әрі шамалы өзгертін жүктемелер *статикалық* деп аталады. Осылайша, статикалық жүктемелердің берілісі кезінде құрылманың барлық бөліктері тепе-теңдікте болады деп болжауға болады. Статикалық жүктеме мысалы – құрылымдардың салмақ күші.

Мәні, бағыты немесе қолдану орны уақытында тез өзгеруімен сипатталатын жүктемелер *динамикалық* деп аталады. Динамикалық жүктемелерге *соққы*, *кенеттен қолданылған және қайталама-ауыспалы* жүктемелер жатады. Соққы жүктемесі, мысалы, металл соғу немесе қадалар қағу кезінде пайда болады; кенеттен қолданылған жүктеменің мысалы рельс бойымен дөңгеленетін дөңгелек қысымы болып табылады; қайталама-ауыспалы жүктемелер мысалы – бу машинасының қосиінді-сырғақты механизмінің бөлшектері. Динамикалық жүктемелерге инерциялы жүктемелер кіреді, мысалы, айналмалы сермер тоғынындағы инерция күштері.

Құрылмаларды есептеу кезінде назарға алынатын сыртқы күштердің санына белсенді күштер ғана емес, сонымен қатар байланыс реакциялары мен инерция күштерінің де (жеткілікті жоғары үдеумен қозғалғанда) кіретінін есте ұстау керек.

Негізгі деформацияларды қарастыруға көшейік.

Құрылымдық элементтерді пайдалану үдерісінде олар мынадай негізгі деформацияларға ұшырайтыны тәжірибеден белгілі.

1) *созылу* — бұл деформацияға, мысалы, арқан, сымарқан, тізбектер, ұзынбойлық станоктардың соташығы сыналады;

2) *қысу* – қысуға, мысалы, колонналар, кірпіштен қалау, қалыптар сотаны жұмыс істейді;

3) *ығысу* – ығысу деформациясы тойтармалар, бұрандар, кілтек, дәнекерлеу қосылыстарының жігімен сыналады. Материалдың бұзылуына дейін жеткізетін ығысу деформациясы *қиық* деп аталады. Қиық, мысалы, табак материалдарынан бөлшектерді қайшымен кесу немесе қалыптау кезінде туындайды;

4) *бұрау* – айналмалы қозғалыс кезінде қуат беретін біліктер бұрауға жұмыс істейді. Әдетте бұраудың деформациясы басқа деформациялармен, мысалы, иілуімен бірге жүреді

5) *иіліс* – арқалықтар, осьтер, тісті дөңгелектердің тістері және құрылманың басқа элементтері иіліске жұмыс істейді.

Құрылымдық элементтер бір уақытта бірнеше негізгі деформацияларды тудыратын жүктеменің әрекетіне жиі ұшырайды.

18.4. ҚИМА ӘДІСІ. КЕРНЕУ

Машиналар мен құрылымдардың бөлшектеріні беріктігін есептеу үшін сыртқы күштердің бөлшектеріне қолданылатын әрекет нәтижесінде туындайтын серпімділіктің ішкі күштерін білу қажет.

Теориялық механикада біз көлденең қима әдісі ұғымымен таныстық. Бұл әдіс ішкі күштерді анықтауға арналған материалдардың кедергісінде кеңінен қолданылады, сондықтан оны егжей-тегжейлі қарастырамыз. Әрбір дене, оның ішінде машина немесе құрылымның бөлшектерін материалдық нүктелер жүйесі деп болжауға болатынын еске саламыз.

Теориялық механикада біз өзгермейтін жүйелермен айналыстық; материалдардың кедергісінде материалдық нүктелердің өзгертін (деформацияланатын) жүйелері қарастырылады.

Қима әдісі бұл дене ойша жазықтықты екі бөлікке бөледі, олардың біреуі жойылады және орнына қалған бөліктің қимасына қолданылатын тілікке дейін әрекет ететін ішкі күштер салынады; қалдырылған бөлік сыртқы және ішкі күштердің қимаға қолданылатын әрекетінде тепе-теңдікте болатын тәуелсіз дене ретінде қарастырылады.

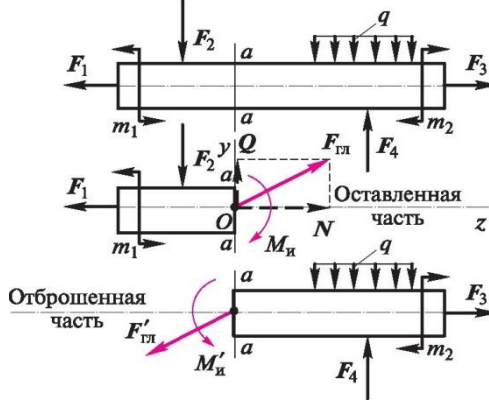
Ньютонның үшінші заңына (өзараәрекеттестік аксиомасы) сәйкес дене қалған және алып тасталған бөліктерінің қимасында әрекет ететін ішкі күштер модулі бойынша тең, бірақ бағыты бойынша қарама-қарсы. Осылайша, кесілген дененің екі бөлігінің кез келгенінің тепе-теңдігін қарастыра отырып, біз ішкі күштердің сол бір мәнін аламыз, алайда дененің қай бөлігінің тепе-теңдік теңдеуі қарапайымырақ соны қарастыру тиімдірек.

Дене материалының үздіксіздігі туралы қабылданған болжамға сәйкес біз денеде туындайтын ішкі күштер қима бойымен біркелкі немесе әркелкі бөлінбеген күштер деп сендіре аламыз.

Дененің қалдырылған жақ бөлігіне тепе-теңдік шартын

қолданып, біз ішкі күштерді қимаға бөлу туралы заңын таба алмаймыз, бірақ біз осы күштердің *статикалық баламаларын* анықтай аламыз.

Материалдар кедергісінде негізгі есептеу нысаны білеу және көбінесе бізді қызықтыратын ішкі күштер оның көлденең қимасында болғандықтан,



18.3-сурет

онда білеудің көлденең қимасында ішкі күштердің статикалық баламасы қандай болатынын қарастырамыз. $a - a$ көлденең қимасымен білеуді кесеміз және оның сол жақ бөлігінің тепетедігін қарастырамыз (18.3-сурет).

Егер білеуге әрекет ететін сыртқы күштер бір жазықтықта жатса, онда жалпы жағдайда $a - a$ қимасында әрекет ететін ішкі күштердің статикалық эквиваленті қиманың ауырлық орталығында қолданылатын $F_{га}$ бас векторы болады да, білеудің қалдырылған бөлігіне қолданылатын сыртқы күштердің жазық жүйесін теңгеруші $M_{гл} = M_{к}$ басты моменті болады.

Бас векторды білеу осінің бойымен бағытталған N компонентіне және осы оське перпендикулярлы Q компонентіне, яғни көлденең қиманың жазықтығында жатқанына жіктейміз.

Бас вектордың бұл компоненттерін негізгі моментімен бірге білеу қимасында әрекет ететін *ішкі күш факторлары* деп атаймыз. N компонентін – *бойлық күш*, Q компонентін – *көлденең күш*, $M_{к}$ моментімен жұп күшін *іліс моменті* деп атаймыз.

Көрсетілген үш ішкі күш факторын анықтау үшін статикадан белгілі білеудің қалдырылған бөлігінің үш тепе-теңдік теңдеуін қолданамыз, атап айтқанда:

$$\mathbf{X} Z = 0; \mathbf{X} Y = 0; \mathbf{X} M = 0$$

(z осін әрқашан білеу осінің бойымен бағыттаймыз).

Егер білеуге әрекет ететін сыртқы күштер бір жазықтықта жатпаса, яғни олар кеңістіктік күштер жүйесі болса, онда жалпы жағдайда білеудің көлденең қимасында *алты ішкі күш факторлары* туындайды (18.4-сурет), оларды анықтау үшін статикадан белгілі білеудің қалдырылған бөлігінің *алты тепе-теңдік теңдеуін* қолданамыз, атап айтқанда:

$$X X = 0; X Y = 0; X Z = 0; X M_x = 0; X M_y = 0; X M_z = 0.$$

Білеудің көлденең қимасында жалпы жағдайда пайда болатын алты ішкі күш факторы келесідей аттарға ие: N – бойлық күш, Q_x , Q_y – көлденең күштер, M_k – бұрау моменті, M^{\wedge} , M_{ny} – иіліс моменті.

Әртүрлі деформацияларда білеудің көлденең қимасында түрлі ішкі күш факторлары пайда болады. Ерекше жағдайларды қарастырайық:

1. **Қимада N бойлық күші ғана пайда болады.** Бұл *созылу* деформациясы (егер N күші қимадан бағытталса) немесе *қысу* деформациясы (егер N күші қимаға бағытталған болса).

2. **Қимада тек Q көлденең күші пайда болады.** Бұл *ығысу* деформациясы.

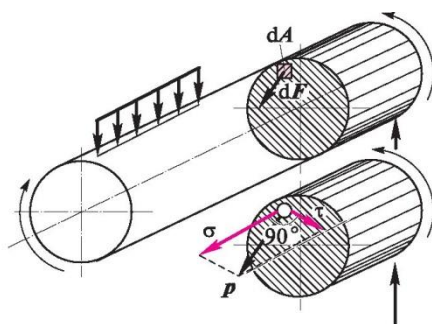
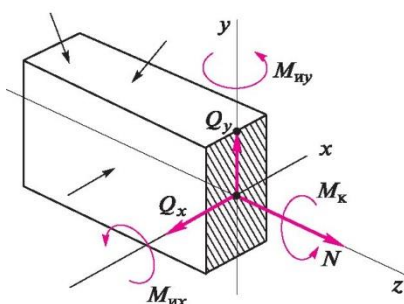
3. **Қимада тек M_k бұрау моменті пайда болады.** Бұл *бұрау* деформациясы.

4. **Қимада тек M_n иіліс моменті пайда болады.**

Бұл жағдайда бұл *таза иілістің* деформациясы. Егер қимада бір мезгілде M_n иіліс моменті мен Q көлденең күші пайда болса, онда иілісті *көлденең* деп атайды.

5. **Қимада бір мезгілде бірнеше ішкі күш факторлары пайда болады** (мысалы, иіліс және бұрау моменттері немесе иілетін момент және бойлық күш). *Негізгі деформациялардың (күрделі кедергі) тіркесімінің* де өз орны бар.

Деформация ұғымымен қатар материалдар кедергісінің негізгі ұғымдарының бірі *кернеу* болып табылады.



18.4-сурет

Кернеу қимада әрекет ететін ішкі күштердің қарқындылығын сипаттайды.

Қандай да бір еркін жүктелген білеуді қарастырамыз да, оған қима әдісін қолданамыз (18.5-сурет). Қимада шексіз шағын dA аумағының элементін таңдаймыз (біз материалды үздіксіз деп санағандықтан, істеуге құқығымыз бар). Бұл элементтің кішкентайлығын ескере отырып, оның ішінде әртүрлі нүктелерде қолданылатын ішкі күштер модулі мен бағыты бойынша тең, демек параллель күштер жүйесін білдіреді деп есептеуге болады. Осы жүйенің теңәсерлілігін dF арқылы белгілейміз. dA қарапайым алаңқайының ауданына dF бөліп, ішкі күштердің қарқындылығын анықтаймыз, яғни dA қарапайым алаңқайының нүктелерінде p кернеуі:

Осылайша, *кернеу – қима ауданының бірлігіне жатқызылған ішкі күш.* Кернеу – векторлық шама.

Кернеудің өлшемділігі:

$$\begin{aligned} [p] &= \frac{Ю}{[A]} = \frac{\text{күш}}{\text{аудан}} \\ &= \text{ньютон квадрат метрге} = \text{Н/м}^2 = \text{паскаль (Па)}. \end{aligned}$$

Бұл кернеу бірлігі өте аз болғандықтан, біз үлкенірек еселік бірлікті қолданамыз – мегапаскаль (МПа):

$$1 \text{ МПа} = 10^6 \text{ Па} = 1 \text{ Н/мм}^2.$$

Кернеудің сандық мәндері мегапаскальдар мен ньютондарда берілген миллиметр квадратына сәйкес келеді.

Біз p кернеу векторын екі компонентке жіктейміз: σ_t – қима жазықтығына перпендикуляр және τ – қима жазықтығында жататын (18.5- суретті қараңыз). Бұл компоненттерді σ_t – *нормал* кернеу, τ – *жанама* кернеу деп атаймыз.

Нормал және жанама кернеулер арасындағы бұрыш әрқашан 90° тең болғандықтан, p толық кернеу модулін формула бойынша анықтаймыз

$$p = \sqrt{\sigma_t^2 + \tau^2}.$$

Толық кернеуді нормал және жанамаға ыдырату

толығымен белгілі бір физикалық мағынаға ие. Әрі қарай көз жеткізетініміз, білеудің көлденең қимасында созылу, қысу және таза иіліс кезінде тек *нормал кернеулер* ғана әрекет етеді, ал ығысу мен бұралу кезінде – *тек жанама кернеулер*.

Қорытындылай келе, күштер әрекетінің тәуелсіздік принципі деп аталатын болжамды қарастырайық және төмендегідей тұжырымдалады: *ішкі күштер, кернеулер, ығысулар мен деформациялар жүктелген бірнеше жүктемелердің денеге әсерінен кез келген жерде әрбір жүктемеден жеке-жеке табылған осы шамалардың жиынтығы ретінде анықтала алады.*

Күштердің әрекет ету тәуелсіздік принципін пайдалана отырып, білеудің көлденең қимасында тек нормал немесе жанама кернеулер әрекет еткенде, біз қарапайым негізгі деформацияларды зерттеуден бастап, кейінірек күрделірек негізгі деформацияларды зерттеуге кірісеміз, басқа да кернеулерді қарастырайық, кейде күрделі қарсылық деп аталатын негізгі деформациялардың тіркесімін қарастырайық.

Күштердің әрекет ету тәуелсіздік принципі тек деформациялары өлшемдерге қарағанда аз және қолданыстағы жүктемелерге пропорционалды құрылымдар үшін ғана қолданылатынын ескереміз.

19-тарау

19.1. СОЗЫЛУ МЕН СЫҒЫЛУ КЕРНЕУЛЕР ЖӘНЕ СОЗЫЛУ МЕН СЫҒЫЛУДЫҢ БОЙЛЫҚ ДЕФОРМАЦИЯСЫ

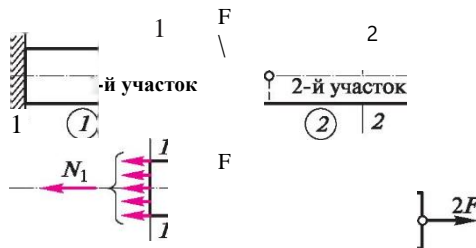
Созылу немесе сығылу – бұл білеудің кез келген көлденең қимасында тек бойлық күш болып табылатын деформация түрі. Созылу немесе сығылуға жұмыс істейтін түзусызықты осьтері бар (түзу білеулер) білеулерді жиі *сырық* деп атайды.

Ось бойымен F және $2F$ белсенді күштері әрекет ететін сол жақ ұшымен қысып бекітілген салмағы жеңіл түзу білеуді қарастырайық (19.1-сурет). Әрі қарайғы уақытта барлық векторлық шамаларды олардың модулімен белгілейтін боламыз.

Белсенді немесе реактивті күштер қолданылған көлденең жазықтықтар арасында орналасқан тұрақты қима білеуінің бөліктері *бөлікше* деп атаймыз. 19.1-суретте көрсетілген білеу екі бөлікшеден тұрады.

Қима әдісін қолданып, бөлікшелердегі N_1 және N_2 бойлық күштерін анықтаймыз. Бірінші бөлікшеде білеуді l — l көлденең қимасы арқылы кесіп аламыз. Білеудің барлық нүктелерінде теңәсерлілігі білеудің бір бөлігінің тепе-теңдік күйінен анықталатын (мысалы, қимадан оң жақта): $\sum Z = 0$; $2F - F - N = 0$, мұндағы $N_1 = 2F - F = F$ ішкі бөлінген күштер әрекет етеді.

Біз тепе-теңдік үшін білеудің қалдырылған бөлігін $l - l$ қимасында тек ось бойымен бағытталатын N_1 күшін қолдану керек екенін, яғни бойлық күшті көріп отырмыз.



Бойлық күш – бұл білеудің көлденең қимасында пайда болатын ішкі нормал күштердің теңәсерлілігі. Екінші бөлікшедегі 2 – 2 қимасында бойлық күші басқа мәнге ие екенін түсіну қиын емес: $N_2 = 2F$. Осылайша, білеудің көлденең қимасындағы бойлық күш қиманың бір жағында орналасқан сыртқы күштердің алгебралық сомасына сандық түрде тең болады (барлық күштер білеу осінің бойымен бағытталған).

Әлбетте, бір бөлікше шегінде бойлық күш тұрақты мәнге ие болады. Қимадан оң жақта емес, сол жақта орналасқан білеу бөлігінің тепе-теңдігін қарастыра отырып, біз барлық білеудің тепе-теңдігін қарастыру арқылы анықталған кептеліп қалған ұштың реакциясын тепе-теңдік теңдеуіне енгізуіміз тиіс екенін есте ұстау керек.

Алдағы уақытта біз созылғыш (қимадан бағытталған) бойлық күштерді – *оң*, ал сығылғышты (қимаға бағытталған) – *теріс* деп санаймыз.

Басқаша айтқанда, егер білеудің сол бөлігіне қолданылған сыртқы күштердің теңәсерлілігі сол жаққа бағытталса, ал оң жаққа қолданылғаны – оңға бағытталса, онда осы қимадағы бойлық күш *оң* болады және керісінше.

Бірқатар деформацияларды зерттеу барысында біз осіне параллель талшықтардың шексіз санынан тұратын білеулерді ойша елестетіп, созылу мен сығылу деформациясы кезінде талшықтардың *бір-бірін қыспайтынын* болжадық (бұл болжам *қысымсыз талшық гипотезасы* деп аталады).

Егер түзу білеуді резекеден жасасақ (көрнекілік үшін), оның бетіне бойлық және көлденең сызықтардың торын қолданып, білеуді созылу деформацияна ұшыратсақ, онда келесіні атауға болады: 1) көлденең сызықтар осіне перпендикулярлы жазықтықта қалады да, олардың арасындағы қашықтық артады; 2) бойлық сызықтар түзу боп қалады да, олардың арасындағы қашықтық азаяды.

Осы тәжірибеден жазық қималардың гипотезасын созған кезде дұрыс болады, демек білеудің барлық талшықтары бірдей мөлшерде ұзартылады деген қорытынды шығаруға болады.

Жоғарыда айтылғандардың барлығы білеудің көлденең қималарында созылу мен сығылу кезінде тек *қима бойынша біртекті таратылған нормал жүктеу пайда болады және формула бойынша анықталады* деген қорытынды шығаруға мүмкіндік береді.

мұндағы N — бойлық күш; A — көлденең қима ауданы.

Әлбетте, созылу және сығылу кезінде қима пішіні кернеуге әсер етпейді.

Созылғыш немесе сығылғыш күштерін қолдану нүктелеріне жақын қималарда қима бойынша кернеулерді бөлу заңы күрделене түседі, бірақ босаңсыған шекаралық жағдайлар қамидатына сүйене отырып, біз осы ауытқуларды елемейміз және білеудің барлық бөлікшелерінде біркелкі бөлініп білеудің барлық қималарында кернеулер біркелкі таратылған деп санаймыз, онда шоғырландырылған күш білеуге ось бойымен қолданылады, бойлық күш пен кернеулердің мәндері кенеттен өзгереді.

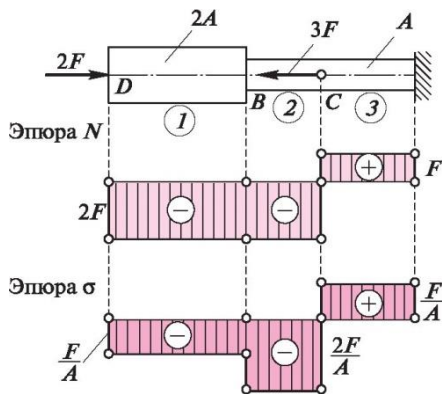
Білеудің осі бойымен бойлық күштер мен нормал кернеулерді бөлудің көрнекі мысалы үшін *эпюра* деп аталатын график құрылады, оның үстіне нормал кернеу үшін бойлық күштердің таңба ережелері қолданылады.

Мысал 19.2-суретте көрсетілген сатылық білеуге арналған бойлық күш пен нормал кернеудің эпюрасын құрыңыз.

Шешуі. Білеуді үш бөлікшеге бөлеміз. Бөлікшелер шекаралары сыртқы күштер қолданылатын қималар және көлденең қиманың өлшемдерін өзгерту орындары болып табылады.

Білеу сызбасының астында N бойлық күш эпюрасын құру үшін білеу осіне параллельді эпюра осін жүргіземіз. Ерікті ауқымда бойлық күштердің мөлшерін эпюра осіне перпендикулярлы қоямыз, оның үстіне N (созылу) оң мәні жоғары қойылады, ал теріс (қысу) – осьтен төмен. Эпюраны оське перпендикуляр сызықтайды. N эпюрасында күштерді қолдану нүктелерінде күрт өзгерістер алынады және «секіру» шамасы білеу қимасының күшінде қолданылатын моульге тең.

Қима әдісін қолдана отырып, бірінші және екінші бөлікшелердің барлық көлденең қималарында $N_1 = -2F = N_2$ бойлық күшінің әрекет ететінін табамыз.



Еркін масштабта $2F$ шамасын N эпюрасының осінен төмендетіп, эпюра осіне параллель түзуін жүргіземіз. C қимасында $3F$ күші қолданылады. Қималардың әдісін қолданып, $N_3 = F$ бойлық күші үшінші бөлікшенің барлық көлденең қималарында әрекет ететінін белгілейміз. Әлбетте, бойлық күш эпюрасы ординатының мәні тоқтату реакциясына тең. Қима әдісін қолдана отырып, оның бос ұшы жағынан орналасқан білеу бөлігінің тепе-теңдігін қарастыру тиімдірек, әйтпесе алдын-ала тепе-теңдік теңдеуіне тоқтату реакциясын анықтау және енгізу қажет.

Эпюраны салу үшін білеудің бөлікшелеріндегі нормал кернеулерді анықтаймыз. Сонда бірінші бөлікшеде нормал кернеулер $\sigma_1 = -2F/(2A) = -F/A$, екіншісінде — $\sigma_2 = -2F/A$, үшіншісінде — $\sigma_3 = F/A$ болады.

Эпюраны құрастыру ережелері N эпюрасымен бірдей.

Беріктікті есептеу үшін кернеулер максималды абсолюттік мәні болып табылатын білеудің қималары ерекше қызығушылық тудырады. Бұл қималар қауіпті болып саналады. Біздің мысалда мұндай екінші бөлікшедегі білеу қималары болып табылады.

Деформацияларды қарастыруға көшейік. l ұзындығымен A тұрақты көлденең қимасы бір ұшымен қатты кептеліп қысылған және екінші ұшына $F^{\text{то}}$ созылу күшімен жүктелген түзу білеуді елестетейік. (19.3). Осы күштің әсерінен білеу белгілі бір D_1 шамасына дейін ұзартылады, оны біз *абсолютті ұзарту* деп атаймыз. D_1 абсолютті ұзаруының бастапқы l ұзындығына қатынасын салыстырмалы ұзарту деп атаймыз және e : $e = D_1/l$ деп белгілейміз. E салыстырмалы ұзартуы ауытқу саны болып табылады, кейде оны пайыздық мәнде $e = (D_1/l)100$ деп өрнектейді.

Деформацияға байланысты білеудің көлденең қималары ось бағытына ауыстырылады. Екі қиманың өзара орын ауыстыруы осы қималардың арасында бөлінген білеу бөлікшелерінің ұзындығының өзгерісіне тең.

19.2. СОЗЫЛУ МЕН СЫҒЫЛУ КЕЗІНДЕГІ ГУК ЗАҢЫ

Ағылшын физигі Роберт Гук (1635-1703) орнатқаннан соң, Гук заңы деп аталатын заң: созылу мен сығылудағы кернеулер мен деформациялар өзара тәуелділік байланыста.

Созылу мен сығылу кезінде жүктеудің белгілі бір шегінде ғана Гук заңы *жарамды* және былай тұжырымдалады: *нормал кернеу салыстырмалы ұзартуға немесе қысқартуға тура пропорционал*.

Математика бойынша Гук заңын теңдік түрінде жазуға болады:

$$\sigma = E \epsilon.$$

E пропорционалдық коэффициенті материалдың қаттылығын, яғни созылу немесе сығылудың серпімді деформацияларына қарсы тұру қабілетін сипаттайды және *бойлық серпімділік модулі* немесе *бірінші түрдегі серпімділік модулі* деп аталады.

Серпімділік модулі мен кернеу бірдей өлшемділікке ие:

$$[E] = [\sigma] = \text{Па}.$$

Кейбір материалдар үшін E , МПа мәндері:

Шойын	$(1,50 \dots 1,60) \cdot 10^5$
Болат	$(1,96 \dots 2,16) \cdot 10^5$
Мыс	$(1,00 \dots 1,30) \cdot 10^5$
Алюминий қорытпалары	$(0,69 \dots 0,71) \cdot 10^5$
Ағаш (талшық бойымен)	$(0,10 \dots 0,16) \cdot 10^5$
Текстолит	$(0,06 \dots 0,10) \cdot 10^5$
Капрон	$(0,01 \dots 0,02) \cdot 10^5$

Гук заңының формуласына өрнекті қойсақ

онда алатынымыз

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA}$$

EA өнімі созылу және сығылу кезіндегі *қиманың қаттылығы* деп аталады; ол материалдың бір мезгілде физика-механикалық қасиеттері мен білеудің көлденең қимасының геометриялық өлшемдерін сипаттайды.

Бұл формула былайша оқылады: абсолютті ұзарту немесе қысқарту бойлық күшке, ұзындығына тура пропорционалды және білеудің көлденең қимасының қаттылығына кері пропорционалды.

Гук заңының жоғарыда келтірілген формулалары бір материалдан жасалған білеулер немесе олардың тұрақты

көлденең қимасы үшін және тұрақты бойлық күшке ғана қолданылады.

Көлденең қима материал өлшемдерімен, бойлық күшпен ерекшеленетін бірнеше бөлікшесі бар білеу үшін, барлық білеудің ұзындығының ауытқуы жекелеген бөлікшелердің ұзаруы мен қысқаруының алгебралық сомасына тең:

Бірнеше бөлікшесі бар білеу үшін материалымен, көлденең қималардың өлшемдерімен, бойлық күшімен ерекшеленетін жалпы білеудің ұзындығының өзгерісі жекелеген бөлікшелердің ұзаруы мен қысқаруының алгебралық сомасына тең:

$$\Delta l = \sum (\Delta l_i)$$

Мысал 19.2. Болат сатылық білеуге $F = 40$ кН и $R = 60$ кН күштері әрекет етеді. Көлденең қималардың ауданы $A_1 = 800$ мм², $A_2 = 1600$ мм² тең. Бөлікшелердің ұзындығы $a = 0,2$ м 19.4-суретте көрсетілген; білеу ұзындығының өзгерісін екі тәсілмен анықтаңыз: 1) бойлық күш эпюрасының көмегімен; 2) әрекет күшінің тәуелсіздік принципінің көмегімен. $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па деп қабылдаңыз.

Шешуі. 1-тәсіл. Қима әдісін қолданып, білеуді үш бөлікшеге бөлеміз де, олардың әрқайсысында бойлық күштің мәнін анықтаймыз $N_1 = N_2 = F = -40$ кН (қысу), $N_3 = R - F = 20$ кН (созылу). Бойлық күштің эпюрасын құрамыз.

Гук заңы бойынша $\frac{N \cdot 3a}{EA_1}$ бірінші бөлікше ұзындығының өзгерісі;
 но, $\frac{A_2}{EA_2} = \frac{N_2 \cdot 2a}{EA_2}$, $\frac{A_3}{EA_3} = \frac{N_3 \cdot 2a}{EA_3}$ екінші және үшінші бөлікшелер
 Демек, ұзындығының өзгерісіне ұқсас.

Бірнеше бөлікшелерден тұратын білеу үшін $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3$, где

$$\frac{N_1 \cdot 3a}{EA_1} + \frac{N_2 \cdot 2a}{EA_2} + \frac{N_3 \cdot 2a}{EA_3}$$

Бойлық күш белгілерін ескеру арқылы сандық мәнін қойып, аламыз

$$\Delta l = \frac{-40 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 0,2}{2 \cdot 10^{11} \cdot 800 \cdot 10^{-6}} + \frac{-40 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{2 \cdot 10^{11} \cdot 1600 \cdot 10^{-6}} + \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 0,2}{2 \cdot 10^{11} \cdot 1600 \cdot 10^{-6}}$$

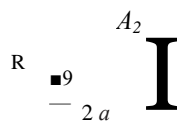
бұдан

$$A/ = -0,15 - 0,025 + 0,025 = -0,15 \text{ мм.}$$

Эпюра $N <j>$ -	ишй
40 кН	20 кН

19.4-сурет

188



3 a

Демек, білеу 0,15 мм-ге қысқарды.

2-тәсіл. Бұл мысалды әрекет күшінің тәуелсіздік принципінің көмегімен шешеміз. А1 білеуінің ұзындығының өзгерісі барлық білеудің F әрекет ету күшімен Al_F қысқартуынан және R әрекет ету күшімен A/R ұзаруынан дамиды:

$$A/ = A/F + A/R.$$

Осы қосылғыштардың әрқайсысын анықтаймыз:

$$Al_F = \frac{F \cdot 3a}{EA_X} = \frac{F(a + 2a)}{EA_2}.$$

Сандық мәнді қойып, $A/F = 0,225$ мм аламыз.

Осыған ұқсас табамыз $A/R = \frac{R \cdot 2a}{EA_2}$; $A/R = 0,075$ мм, бұдан $A/ = 0,225 + 0,075 = 0,3$ мм. Есепті екі тәсілмен шешіп, біз бірдей нәтиже алдық, бұл шешудің дұрыстығы туралы куәландырады.

19.3. СОЗЫЛУ МЕН СЫҒЫЛУДЫҢ КӨЛДЕНЕҢ ДЕФОРМАЦИЯСЫ

19.1-тараушасында сипатталған резеңке білеумен тәжірибе қиманың көлденең өлшемінің созылуы кезінде азаятынын, ал сығылу кезінде көбейетінін көрсетеді. Бұл барлық материалдардың созылуы мен сығылуына тән. Бірестік созылу немесе сығылу кезінде салыстырмалы көлденең және бойлық деформациялардың осы материалға қатынасының тұрақты болатыны – шама тұрақты – екені тәжірибе түрінде белгіленген.

Алғаш рет е салыстырмалы көлденеңі мен е салыстырмалы бойлық деформациясының арасындағы байланысты француз ғалымы С. Пуассон (1781-1840) белгілеген. Бұл байланыс мынадай түрге ие:

$$\mu = \nu / \epsilon_1,$$

мұндағы ν — Пуассон коэффициенті деп аталатын көлденең деформация коэффициенті.

ν — өлшемсіз шама екенін түсіну қиын емес.

Пуассон коэффициенті бірінші тектің серпімділік модулі сияқты материалға ғана байланысты және оның серпімді қасиеттерін сипаттайды. Созылу мен сығылуда Пуассон

коэффициенті бірдей деп болжанады.

Кейбір материалдарға арналған ν мәнін келтіреміз:

Пробка 0,00	Латунь,32 ...	0,42
Чугун	0,23 ... 0,27	Свинец... .	0,42
Сталь	0,24 ... 0,30	Каучук.....	0,47
Медь	0,31 ... 0,34	Парафин. .	0,5

Мысал 19.3. Ұзындығы $l=100$ мм және диаметрі $d = 40$ мм болат цилиндр (19.5-сурет) қысу кезінде $l_1 = 99,9$ мм өлшеміне дейін қысқарады, ал оның диаметрі $d_1 = 40,01$ мм өлшеміне дейін ұзарады. ν Пуассон коэффициентін табыңыз.

Шешуі. $|\nu|$ и $|e'|$ салыстырмалы бойлық және көлденең деформациясын анықтаймыз, егер $\Delta l = l - l_1 = 0,1$ мм, а $\Delta d = d_1 - d = 0,01$ мм, онда

$$\frac{\Delta l}{l} = \nu \cdot \frac{\Delta d}{d} \quad \blacksquare$$

Бұдан Пуассон коэффициенті

$$\nu = \frac{l \Delta d}{d \Delta l}$$

Сандық мәндерді қойып, аламыз

$$= \frac{100 \cdot 0,01}{40 \cdot 0,1} = 0,25.$$

19.4.

Материалдардың механикалық сипаттамалары, яғни шамасы, олардың беріктігі, созылғыштығы, серпімділігі, қаттылығы сондай-ақ, серпімді тұрақты E және V жобаланатын бөлшектер қажетті конструкторлығы үшін материалдарды таңдау және есептеу арқылы, механикалық сынау үлгілерінің дайындалған зерттелетін материалды анықтайды.

Бүкіл әлемде материалдарды сынау әдістеріне сіңірген еңбегі үшін Халықаралық қоғамның материалдарды сынау президенті, орыс профессоры Н. А. Белелюбскийге (1845 — 1922) тиесілі.

Материалдарды зертханалық сынақтан өткізу сұрақтары бұл кітапта қарастырылмайды, оқырман олармен арнайы оқу құралдарынан таныса алады.

Осы тараушада біз ең көп таралған және маңызды механикалық сынақ – статикалық жүктеу кезіндегі төмен көміртекті болатты созу (мысалы, Ст3 болатының) сынағы – үдерісінде алынған диаграмманы толық қарастырамыз.

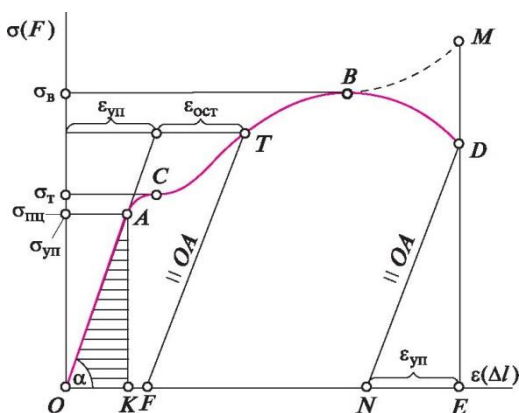
Осы сынақ үдерісінде сынақ машинасының арнайы құрылғысы автоматты түрде созылу күші мен абсолютті ұзару, яғни (F , $D1$) координаттарында арасындағы байланысты білдіретін диаграмманы сызады. Үлгінің өлшемдеріне қарамастан, материалдың механикалық қасиеттерін зерттеу үшін «кернеу – салыстырмалы ұзарту» координаттарында диаграммасы қолданылады (ст, е). Бұл диаграммалар бір-бірінен масштабы жағынан ғана ерекшеленеді.

Төменгі көміртекті болатты созу диаграммасы 19.6-суретте көрсетілген. Бұл диаграмма келесідей сипаттамалық нүктелерге ие.

А нүктесі пропорционалды шектерге сәйкес келеді. *Пропорционалдылық шегі* – бұл жүктемелерге пропорционалды түрде деформацияланатын ең жоғары кернеу, яғни Гук заңы жарамды (Ст3 болат үшін $\sigma_{тп}$ және 200 МПа).

А нүктесі іс жүзінде серпімділік шегі деп аталатын басқа шегіне сәйкес келеді. Ең жоғары кернеуге дейін деформация іс жүзінде серпімді күйде қалады, мұны $\sigma_{уп}$ *серпімділік шегі* деп атайды.

$\sigma_{т}$ *аққыштық шегі* деп үлгіде жүктеменің кеңеюінсіз байқалатын ұзындықтың пайда болуының кернеуі (болатқа арналған Ст3 $\sigma_{т}$ және 240 МПа). Аққыштық шегіне жеткенде, үлгінің беті күңгірт болады, өйткені оның үстінде 45° бұрышында оське бейімделген Людерс-Чернов сызығының торы пайда болады. Людерс-Чернов сызығын алғаш рет 1859 жылы неміс металлургі Л. Людерс және оған тәуелсіз 1884 жылы оларды күрделі бөлшектердегі кернеудің эксперименттік зерттеуінде қолдануды ұсынған орыс металлургі Д. К. Чернов (1839 — 1921) сипаттаған. Аққыштық шегі *илемді материалдардың беріктігін бағалау кезінде негізгі механикалық сипаттама* болып табылады.



19.6-сурет

В нүктесі уақытша үзілу кедергісіне немесе аққыштық шегіне сәйкес келеді. σ_B уақытша кедергісі дегеніміз – үлгінің көлденең қимасының бастапқы ауданына төзетін ең үлкен күштің қатынасына тең шартты кернеу (болат үшін Ст3 σ_B и 400 МПа). Уақытша кедергіге жеткенде, созылу үлгісінде жергілікті тарылу – мойын қалыптасады, яғни үлгінің бұзылуы басталады. Уақыт қарсылығын анықтау шартты кернеуге жатады, өйткені мойын бөліктерінде кернеулер үлкен болады. Уақытша кедергі анықтамасында шартты кернеу туралы айтылады, өйткені мойын қималарында кернеу көбірек болады.

$\sigma_{пч}$ аққыштық шегі дегеніміз мойынды қалыптаспай бұзатын үлгінің уақытша кедергісі. Аққыштық шегі омырлығи материалдардың беріктігін бағалау кезінде негізгі механикалық сипаттама болып табылады.

Д нүктесі барлық көлденең қималардың үзілу моментінде үлгіде пайда болатын кернеуге, мойын қимасынан басқасына, сәйкес келеді.

М нүктесі ең аз мойынның көлденең қималарының үзілу моментінде пайда болатын кернеуге сәйкес келеді. Бұл кернеуді *үзілу кернеуі* деп айтуға болады.

(Ст, е) координаттарындағы созылу диаграммасының көмегімен бірінші түрдегі серпімділік модулін анықтаймыз:

$$= \frac{\sigma_{AK} p_{ст} p_e E}{e OK p_e p_e} t g a,$$

мұндағы $p_{ст}$ — кернеу масштабы; p_e — салыстырмалы ұзару

масштабы; а — абсцисс осімен пропорционалдық шегіне дейін диаграмма түзу сызығын құрайтын бұрыш.

Көптеген көміртектегі болаттар үшін пропорционалдық шегі шамамен уақытша қарсылықтың жартысына тең деп санауға болады.

Серпімділік шегінен тыс үлгідегі деформация *серпімді* және *қалдықтыны* құрайды, ал деформацияның серпімді бөлігі Гук заңына бағынады және пропорционалдық шегінен тыс болады (19.6-суретте қараңыз).

Егер жүктеме жойылса, онда үлгі диаграмманың ТГ түзуімен сәйкес қысқартылады. Сол үлгінің жүктемесі қайталанған кезде оның деформациясы *FTBD* диаграммасына сәйкес келеді. Осылайша, серпімділік шегінен бұрын жүктелген үлгіні *қайталап созған кезде*, материалдың механикалық қасиеттері өзгереді: беріктік (серпімділік пен пропорционалдық шегі) жоғарылайды және илемділік азаяды. Бұл құбылысты *қақталма* деп атайды.

Кейбір жағдайларда қақталма қажет емес (мысалы, тесіктерді тесіп жатқанда, тесіктердің жанында сызаттар пайда болуы мүмкін), басқа жағдайларда қақталма арнайы жасалады (мысалы, көтеру машиналарының шынжырлары, темірбетон құрылмаларының арматурасын нығайту, сымдар аққыштық шегі сыртында алдын ала ұзартылады).

Сымдаудан алынған сым қақталма нәтижесінде сондай материалдан жонылған үлгіге қарағанда, аса күшті беріктікке ие.

Материалдың илемділігінің дәрежесі үзілуден кейінгі үлгінің мойны 5, % *қалдықты салыстырмалы ұзартумен* және у % *қалдықты салыстырмалы қысқартуымен* (пайызбен) сипаттала алады.

$$\delta = \frac{l_p}{l_0} \cdot 100; \quad \epsilon = \frac{A_0}{A_u} \cdot 100,$$

мұндағы l_0 — үлгінің бастапқы ұзындығы; l_p — үзілуден кейінгі үлгінің ұзындығы; A_0 — үлгінің көлденең қимасының бастапқы аумағы; A_u — үзілуден кейінгі үлгі мойнының ең кіші көлденең қиманың аумағы.

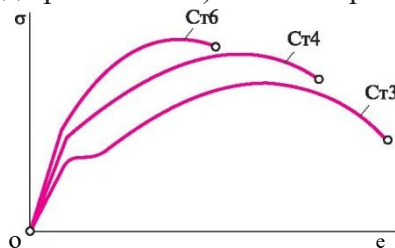
5 және у неғұрлым үлкендеу болса, соғұрлым 5 және у материалы илемдірек. Илемділігі өте аз материалдар *омырылғыш* деп аталады. Омырылғыш материалдарды созу диаграммасының аққыштық алаңқайы болмайды, оларда бұзылу кезінде мойын қалыптаспайды.

Аққыштық шегіне дейін болаттың сығылу диаграммасы созылу диаграммасымен сәйкес келеді, оның үстіне болаттың сыналу нәтижелері созылу мен сығылуға тең бағалы болып табылады.

Шойынның созылуы мен сығылуына арналған сынау нәтижелері бір-бірінен айтарлықтай ерекшеленеді; беріктік шегі созылуда сығылуға қарағанда 3-5 есе төмен болады. Басқаша сөзбен айтқанда, *шойын созылуға қарағанда сығылуда едәуір нашар жұмыс істейді.*

Төмен көміртекті болаттан және түсті металдардан жасалған кейбір қорытпалардың созылу диаграммалары ғана айқын көрінетін аймаққа ие екендігін атап өткен жөн. 19.7-суретте түрлі көміртегі бар болаттардың созылу диаграммаларының түрлері салыстыру үшін көрсетілген; суреттен *көміртегі мөлшері пайызының артуымен болаттың беріктігі ұлғайып, оның илемділігі азаятыны* көрініп тұр.

Созылу диаграммаларында айқын белгіленген аққыштық аймағы (орташа және жоғары көміртекті, легирленген болаттар) жоқ немесе оған мүлде ие емес (мыс, дюралюминий) материалдардың илемділігі үшін



19.7-
сурет

аққыштықтың шартты шегі ұғымы енгізіледі, ол үшін үлгінің салыстырмалы қалдықты ұзартуы кезіндегі кернеуі 0,2 % тең. Аққыштықтың шартты шегін сонымен бірге σ_T белгілейміз (кейде $\sigma_{0.2}$ белгілейміз).

Материалдардың илемді және омырылғыш болып бөлінуі шартты болғандықтан, қолданыстағы жүктеменің сипатына байланысты омырылғыш материал илемді қасиеттерге ие бола алады және керісінше, илемді материал омырылғыш қасиеттерге ие болатынын атап кеткен жөн.

Осылай, мысалы, төмен температурада немесе соққы жүктемесі кезінде илемді материалдан жасалған бөлшек омырылғыш сияқты мықтылығын жоғалтпастан бұзылады.

19.5.

СОЗЫЛУ ДЕФОРМАЦИЯСЫНДАҒЫ ПОТЕНЦИАЛДЫҚ ЭНЕРГИЯ

Үлгінің статикалық созылуы кезінде нөлден қандай да бір мәнге дейін баяу өсетін F созылу күші үлгіні D шамасына ұзартады және бұл кезде W жұмысты жүзеге асырады. Бұл жұмыс деформацияланған үлгіде Π деформацияның потенциалдық энергиясы түрінде энергияның аз шығындарын ескермей жинақталады (мысалы, жылу шығыны) $W = \Pi$ деп санауға болады.

Егер созылу диаграммасы координаттарда (F , D) құрастырылса, онда, теориялық механикадан белгілі болғандай, диаграмма аймағы деформация жұмысын көрсетеді. Жұмыстың пропорционалды шегіне дейін ОАК үшбұрышының ауданы көрсетілген (19.6-суретті қараңыз). Осылайша, сырықтың серпімді деформациясының потенциалдық энергиясы / A тұрақты көлденең қимасының

ұзындығы барлық қималарда бірдей $N = F$ бойлық күшіне тең болады.

Үлгіні бұзу үшін жасалған толық жұмыс $OABDN$ фигурасының ауданы арқылы созылу диаграммаларымен көрсетіледі, NDE үшбұрышының ауданы серпімді деформация жұмысына сәйкес келеді, үлгі үзілгенде ол жоғалады.

Бірнеше созылу немесе сығылу күштерінің бір мезгілдегі әрекеті мен көлденең қима өлшемдерінің сатылық өзгерісі кезінде білеулерді кернеу мәнінен ерекшеленетін жеке бөлікшелерге бөледі; E жалпы білеу деформациясының потенциалдық энергиясы жекелеген бөлікшелердің

потенциалдық энергиясының сомасы ретінде анықталады:

$$U = \frac{1}{2} \sum V \sigma^2$$

мұндағы σ , — әр бөлікшеде көлденең қимададағы нормал кернеу; V — әр білеу бөлікшесінің көлемі.

Деформацияның потенциалдық энергиясы жұмыс бірліктерінде — джоульда (Дж), меншікті потенциалдық энергиясы текше метрге (Дж / м³) джоульда көрсетілген (Дж/м³).

Деформацияның потенциалдық энергиясына арналған формулаларды талдай келе, келесідей қорытындыларды шығаруға болады:

1. Деформацияның потенциалдық энергиясы — әрқашан он шама, өйткені оның өрнегіне кернеу немесе бойлық күштің квадраты кіреді.
2. Осы себептен деформацияның потенциалдық энергиясын есептеу кезінде күштер тәуелсіздігі принципін қолдануға болмайды (соманың квадраты квадраттың сомасы қосындысына тең емес екені математикадан белгілі).

19.6. СОЗЫЛУ МЕН СЫҒЫЛУДА БЕРІКТІКТІ ЕСЕПТЕУ

Механикалық сынақтарды өткізу нәтижесінде жұмыс немесе құрылма бөлшектері бұзылатыны белгіленеді.

Илемді материалдарға арналған статикалық жүктемедегі

шектеу кернеуі – аққыштық шегі, омырлыгыштар үшін беріктік шегі болып табылады. Бөлшектердің беріктігін қамтамасыз ету үшін оларды қолдану барысында пайда болатын кернеулер шектейтін мәндерден аз болуы керек.

Шектеу кернеуінің бөлшек жұмысы үдерісінде пайда болатын кернеуге қатынасын *беріктік қоры коэффициенті* деп атайды және s әрпімен белгілейді:

$$s = \frac{\sigma}{\sigma_{пред}}, \text{ мұндағы } \sigma = \frac{N}{A}.$$

Әлбетте, беріктік қорының жеткіліксіз коэффициенті құрылманың сенімділігін қамтамасыз етпейді, ал шамадан тыс беріктік қоры материалдың артық шығынына және құрылманың салмағын арттыруға әкеледі. Беріктік қоры коэффициенті ең аз болып табылатын қима *қауіпті* деп аталады.

Ең аз қажетті беріктік қоры коэффициенті *рұқсат етілген* деп аталады және $[x]$ арқылы белгіленеді. Беріктік қорының рұқсат етілген коэффициенті материалдың қасиеттеріне, сапасына және біркелкілігіне, құрылмаға әсер ететін жүктемелерді беру нақтылығына, құрылманың жауапкершілігіне және көптеген басқа себептерге байланысты. $[x] = 1,2 \dots 2,5$ – илемді, $[x] = 2 \dots 5$ – омырылғыштар, $[x] = 8 \dots 12$ ағаш материалдар үшін.

Шекті кернеудің беріктік қорының рұқсат етілген коэффициентіне қатынасы *рауалы кернеу* деп аталады және $[\sigma]$ арқылы белгіленеді:

$$\left[\sigma \right]_{\text{пред}}^{\text{ст}}$$

Құрылма бөлшегінің беріктік шарты онда пайда болатын ең үлкен кернеуден (жұмыс істеу) рұқсат етілген мөлшерден аспауы керек:

$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]$$

Беріктік шартын басқаша түрде жазуға болады: $x > [x]$, яғни беріктік қорының есептеу коэффициенті рұқсат етілгеннен кем болмауы керек.

Егер рұқсат етілген кернеу созылу мен сығылу кезінде әртүрлі болса, онда оларды сәйкесінше $[\sigma_p]$ және $[\sigma_c]$ деп белгілейді. Кейбір материалдар үшін рұқсат етілген созылу және сығылу кернеулерінің бағдарлық мәндері 19.1-кестесінде келтірілген.

Созылу мен сығылудың есептеу формуласы мына түрде болады

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

және былай оқылады: $\sigma = N/A$ формуласымен шығарылған қауіпті қимадағы *нормал кернеу рұқсат етілгеннен аспауы*

тiic.

Құрылым берiктiгiн есептеуде пайдалану формуласымен ерекшеленетiн есептеу формуласының үш түрлi есебi кездеседi:

1) формула бойынша қауiптi қиманың өлшемдерi анықталатын *жобалық* есептеу

Материал	[σ], МПа	
	Созылу	Сығылу
Сұр шойын	28 ... 80	120 ... 150
Көміртекті болат конструкционная	60 .. 250	
Қоспаланған болат конструкционная	100 ... 400 және одан жоғары и	
Мыс	30 .. 120	
Жез	70 .. 140	
Қола	60 .. 120	
Дюралюминий	80 .. 150	
Текстолит	30 ... 40	50 ... 90
Емен (талшық бойымен)	9 ... 13	13 ... 15
Кірпіштен қалау	До 0,2	0,6 ... 2,5
Бетон	0,1 ... 0,7	1 ... 9

2) жұмыс кернеуі анықталатын және рұқсат етілген және формула бойынша рұқсат етілгенмен салыстырылатын сынамалы есептеу

$$\sigma = \frac{N}{A} < [\sigma];$$

3) формула бойынша жүргізілетін рұқсат етілген жүктемені анықтау

$$[N] = A[\sigma].$$

Мысал 19.4. Құрылма массасын елемей, шаршыланған қиманың BC емен тегістеуінің өлшемін анықтаңыз (19.8-сурет). A , B және C нүктелеріндегі бекітуді нағыз тегіс топсалар деп санауға болады. Берілді: $F = 10$ кН, $a = 1$ м, $[\sigma] = 12$ МПа.

Шешуі. AB білеуінің тепе-теңдігін қарастырайық. Екі ұшымен нағыз тегіс топсаларға бекітілген түзусызықты сырықтың реакциясы сырық бойына бағытталатыны теориялық механикадан белгілі. Осылайша, BC тегістеуінің R реакциясы оның осінің бойымен бағытталған. Тегістеу сығылуға жұмыс істейді. A нүктесіне қатысты теңдеу моментін қоямыз:

$$\sum M_A = 0; -F \cdot 2a + Ra \sin 45^\circ = 0.$$

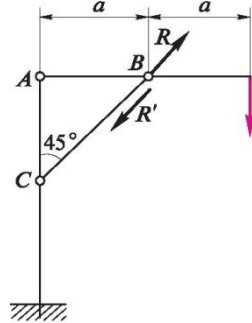


Рис. 19.8

Теңдікті a -ға қысқартып, аламыз

$$R = 2F/\sin 45^\circ = 2 \cdot 10/0,707 = 28,4 \text{ кН.}$$

Әрі қарай сығылудың есептеу теңдеуін пайдаланамыз және BC тегістеуінің көлденең қимасының A ауданын анықтаймыз: $a = R/A < [a]$, бұдан

$$A = R/[a] = 28,4 \cdot 10^3/(12 - 10^6) = 2 \cdot 370 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Өйткені BC тегістеуі шаршымалы қимаға ие, онда $A = b^2$, демек

$$b = \sqrt{A} = \sqrt{2 \cdot 370 \cdot 10^{-6}} = 48 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 48,6 \text{ мм.}$$

Дөңгелете келіп, $b = 50 \text{ мм}$ деп қабылдаймыз.

19.7. ӨЗ САЛМАҒЫМЕН СОЗЫЛУ

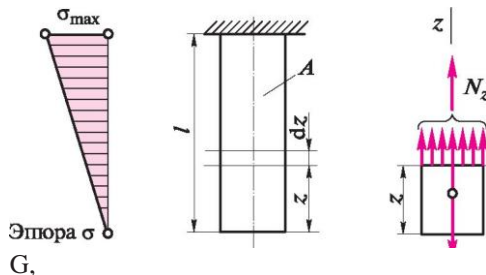
Егер білеудің осі тігінен болса, онда өз салмағы созылу немесе сығылу деформациясын тудырады. салмағы G , ұзындығы l жоғарғы ұшы арқылы бекітілген және тек G өз салмағымен ғана жүктелген тұрақты көлденең қиманың білеуін қарастырайық (19.9-сурет).

Төменгі жақтан z айнымалы қашықтығында көлденең қиманың кернеуін анықтау үшін қима әдісін қолданамыз. Білеудің төменгі бөлігінің тепе-теңдігін қарастырып, тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$\sum Z = 0; N_z - G_z = 0, \text{ бұдан}$$

$$N_z = G_z = \gamma A z,$$

мұндағы γ — білеу материалының меншікті салмағы; A — оның көлденең қимасының ауданы.



Кернеу σ_z

$$\frac{N}{A} = \frac{\gamma A z}{A} = \gamma z.$$

Тұрақты қиманың білеудің көлденең қимасындағы нормал кернеулер өз салмағымен ғана созылған, төменгі жақтан көлденең қимаға тура пропорционалды және көлденең қиманың ауданына байланысты емес. Білеу осінің бойымен нормал кернеуді бөлу эпюрасы үшбұрыш болып табылады (19.9-суретті қараңыз). Білеудің қауіпті қимасы $\sigma_{\text{тах}} = \gamma l$ болатыны белгілі.

Кернеуі тек өз салмағынан ғана рұқсат етілгенге қол жеткізетін және пайдалы жүктемені алып жүре алмайтын білеудің тұрақты қимасының ұзындығын анықтаймыз. Мұндай білеудің ұзындығы *шектеу* деп аталады: өз

$$\frac{[\sigma]}{\rho} = Y,$$

Егер $\sigma_{\text{тах}}$ беріктік шегіне тең болса, онда білеу өз салмағынан бұзылады. Өз салмағының әрекетінен бұзылатын білеу ұзындығы *қатерлі* деп аталады:

$$l_{\text{кр}} = \frac{[\sigma]}{\rho} = Y.$$

Формуладан көрініп тұрғандай, білеудің шекті және қатерлі ұзындықтары көлденең қиманың ауданына байланысты емес. Мысал үшін $\sigma_{\text{тах}} = 360$ МПа, ал салмақтың меншікті күші білеудің қатерлі ұзындығын есептеп шығарамыз $Y = 7,85 \cdot 10^4$ Н/м²:

$$l_{\text{кр}} = \frac{360 \cdot 10^6}{7,85 \cdot 10^4} = 4600 \text{ м}.$$

D білеуінің өз салмағының әрекетінен ұзаруын анықтаймыз, ол үшін dz ұзындығымен шексіз кіші элементті белгілейміз. Элементтің ұзындығының кіші екенін ескере отырып, N_z бойлық күші оның шегінде өзгермейді деп санаймыз. Гук заңын қолданып, аламыз

$$d(D) = \frac{N_z dz}{EA} = \frac{\gamma A z dz}{EA} = \frac{\gamma z dz}{E}.$$

интеграл аламыз

$$D = \int_0^l \frac{\gamma z dz}{E} = \frac{\gamma l^2}{2E}.$$

өйткені

$$G = \gamma A l, \text{ то } D = \frac{Gl}{2EA}.$$

салмағымен тұрақты қима білеуінің ұзаруы 2 есеге аз созылудағы ұзару күші өзінің салмағына тең.

19.8. СТАТИКАЛЫҚ АНЫҚТАЛМАҒАН МІНДЕТТЕР

Элементтердегі ішкі күш факторлары статиканың кейбір тепе-теңдік теңдеулерімен анықталмайтын құрылымдарды есептеу міндеттері *статикалық анықталмаған* деп аталады.

Мұндай мәселелерді шешу үшін тепе-теңдік теңдеулерінен басқа *ауыстыру* немесе *деформация теңдеулері* құрылады.

Бөлшектердің температурасының өзгеруі олардың өлшемдерінің өзгеруіне әкеліп соғады, оның нәтижесінде статикалық анықталмаған жүйелерде температуралық деп аталатын қосымша кернеулер пайда болады.

А ауданының ұзындығы 1, ұштары қатты қысылып бекітілген тұрақты қимасының елеусіз сырығын қарастырайық (19.10-сурет). Қыздырғанда сырықта сығылудың температуралық кернеуі туындайды. Осы кернеулерді анықтайық.

Сырықтың тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$X Z = 0; R_C - R_B = 0,$$

бұдан алатынымыз: R_C және R_B реакциялары тең болады, қима әдісін қолданып, сырық қимасының N бойлық күші белгісіз реакцияларға тең деп белгілейміз:

$$N = R_C = R_B.$$

Қосымша теңдеуді құрайық, ол үшін ойша оң ендіруді алып тастаймыз және оны R_B реакциясымен ауыстырамыз, сонда деформацияның қосымша теңдеуі мынадай түрде болады

$$A^l t = A^l c \vartheta'$$

яғни сырықтың температуралық ұзаруы оның R_B реакциясының әсерінен қысқаруына тең болады, өйткені байланыстар мүлде қатаң деп болжанады.

$\begin{matrix} \text{C} \\ \text{V} \\ \text{A} \end{matrix}$	$\text{---} 7^{\wedge} \text{---}$	Z
	$/$	$\begin{matrix} \text{V} \\ \text{Z} \end{matrix} \text{Д},$

Температуралық ұзару $\Delta l_t = \alpha t l$,

$$\frac{R_B}{EA} = \frac{\Delta l_t}{l}$$

мұндағы сырық материалының сызықтық кеңею коэффициенті. R_B реакциясының әсерінен қысқару:

Бұл теңдіктердің оң бөліктерін теңестіреміз:

$$\alpha t l = \frac{R_B l}{EA}, \text{ бұдан } R_B = \alpha t EA.$$

Температуралық кернеуді анықтаймыз: $\sigma = \frac{R_B}{A} = \alpha t E$.

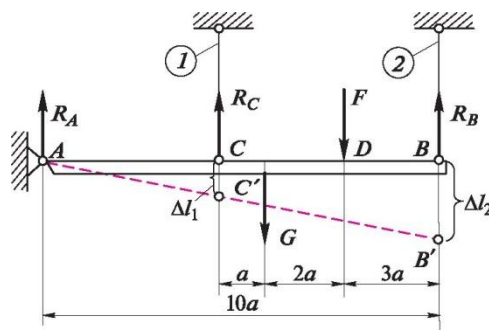
Маңызды мөлшерге жеткізетін температуралық кернеуді болдырмас үшін, көпірдің бір шеті аунаққа орналастырылады; температураны өзгертетін ұзын құбырларда өтелу құрылғыларын жасайды және т.б.

Мысал 19.5. 19.11-суретте бейнеленген мүлдем қатаң арқалық қабырғаға топсалы бекітілген және ұзындығы $l = 2$ м тең тігінен орналастырылған, екі топсалы бекітілген болат сырықтарға көлденеңінен ілінген. D нүктесінде арқалыққа $F = 20$ кН күші әсер етеді. Сырықтың көлденең қимасының ауданы $A_1 = 3 \text{ см}^2$, $A_2 = 6 \text{ см}^2$ тең. Сырық материалының серпімділік модулі — $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, арқалықтың салмақ күші — $G = 40$ кН. 1 және 2 сырықтардағы кернеуді анықтаңыз.

Шешуі. Байланыстарды реакциялармен алмастырып, арқалықтың тепе-теңдігін қарастыра келе, үш белгісізді аламыз: A топсасының реакция R_A реакциясын және 1 және 2 сырықтардағы R_C және R_B реакцияларын.

Параллельді күштердің осы жүйесінде тепе-теңдіктің екі теңдеуін ғана құруға болады: вертикальды оське күштердің проекциясы теңдеуі мен қандай да бір нүктеге қатысты моменттер теңдеуін; жүйе статикалық анықталмаған.

19.11-сурет



Тапсырманы шешу үшін құрылма элементтерінің орын ауыстыру қосымша теңдеуін құру қажет, ол үшін оны деформацияланған түрде бейнелейміз. ACC' және ABB' үшбұрыштарына ұқсасынан аламыз

$$\frac{A/1}{4a} = \frac{A/2}{10a}$$

бұдан $A/2 = 2,5A/1$.

A нүктесіне қатысты теңдеу моментін құрамыз:

$$M_A = 0; +R_C \cdot 4a - G \cdot 5a - F \cdot 7a + R_B \cdot 10a = 0.$$

соңғы теңдеуді жеңілдетіп, аламыз

$$4R_C + 10R_B = 5G + 7F$$

Гук заңы бойынша

$$\frac{A/1}{E A_1} = \frac{R_C \cdot l}{E A_1} = \frac{R_B \cdot l}{E A_2}$$

Екінші теңдікті біріншіге бөлеміз:

$$\frac{A/2}{R_B} = \frac{R_C}{R_B} \cdot \frac{A_1}{A_2}$$

Өйткені $A/2 = 2,5A/1$, а $A_2 = 2A_1$, то $2,5 \frac{R_B}{2R_C}$, бұдан $R_B = 5R_C$.

$$R_C A_2$$

Табамыз R_b и R_c :

$$4R_C + 50R_C = 5G + 7F; 54R_C = 5 \cdot 40 + 7 \cdot 20 = 340,$$

бұдан $R_C = 340/54 = 6,3$ кН и $R_b = 5R_C = 5 \cdot 6,3 = 31,5$ кН. Определяем напряжения σ_{T1} кернеуін анықтаймыз және σ_{T2} сырығында:

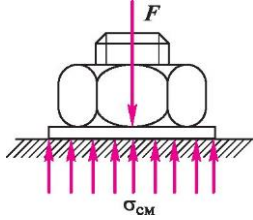
$$\sigma_{T1} = \frac{R_C}{A_j} = \frac{6,3}{3 \cdot 10^{-4}} = 21 \cdot 10^6 \text{ Па} = 21 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{T2} = 3\sigma_{T1} = 3 \cdot 21 = 63 \cdot 10^6 \text{ Па} = 63 \text{ МПа}.$$

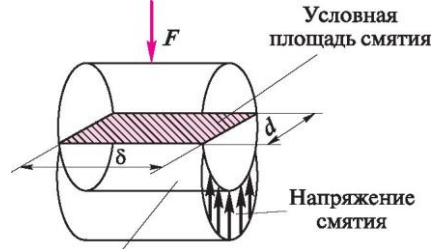
3

Егер маңызды сығылған жүктемені беретін құрылма бөлшектері байланыстың шағындау аймағына ие болса, онда бөлшектердің беттері *жаншылуы* мүмкін. Жаншылу, мысалы, сомын мен бұран бастарының астына салынған тығырықты жоюға тырысады (19.12-сурет).

Есептеулердің қарапайымдылығы үшін жазықтық бойынша байланыс *түйіспе ауданына тең бөлінген* жаншылудың қалыпты кернеулері пайда болады.



19.12-сурет



Действительная
поверхность смятия

19.13-сурет

Жаншылууды есептеу теңдеуі мына түрде болады:

$$\sigma_{cm} A_{cm} \leq K_{MB}$$

мұндағы F — сығылу күші; $[\sigma_{cm}]$ — жаншылуға рұқсат етілген кернеу; A_{cm} — түйіспе ауданы.

Егер үзік бөлшектер әртүрлі материалдардан жасалған болса, онда бөлшектің жаншылуын неғұрлым *жұмсақ* материалдан тексереді.

Цилиндрлік бетте (мысалы, тойтармалы қосылыс) екі бөлшектің контактіде болуы контакт бетіндегі жаншылаудың кернеу бөлу туралы заңы күрделі (19.13-сурет), сондықтан цилиндрлік саңылаулар жаншылуын есептегенде, есептеу формуласына контакт болатын жартылай цилиндрдің бүйір бетінің ауданын емес, саңылаудың диаметрлі қимасының әлдеқайда аз ауданын қояды (жаншылудың шартты ауданы); сонда

$$A_{cm} = dS,$$

мұндағы d — саңылау диаметрі; S — біріктірілетін бөлшектің қалыңдығы (цилиндрдің биіктігі).

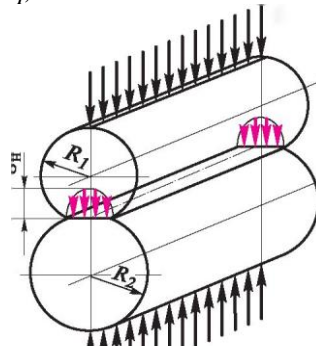
Біріктірілетін бөлшектердің қалыңдығы әртүрлі болғанда, есептеу формуласына қалыңдығы аз болатынын қояды.

Машина жасауда төменгі көміртекті болаттан жасалған бұрандалы, сұққыш және кілтекті қосылыстар үшін жаншылуға арналған рұқсат етілген кернеулер 100 ... 120 МПа, тойтармалы қосылыс үшін – 240 ... 320 МПа, ағаш (қарағай, емен) үшін – 2, 4 ... 11 МПа, ағаш сұрпына және талшықтың бағытына қатысты сығылатын күштің бағытына байланысты.

$q, \text{Н/м}$



19.14-
сурет



Мысал 19.6. 1 тартқышы 2 ашасына саңылаусыз қойылған бұранда арқылы біріктірілген (19.14-сурет). Егер күш $F = 48$ кН, бұранда диаметрі $d = 20$ мм, ал тартқыш басының қалыңдығы $\delta = 24$ мм болса, тартқыш басындағы жаншылу кернеуін анықтаңыз.

Шешуі. Жаншылудың шартты ауданын есептейміз:

$$A_{\text{см}} = d\delta = 20 \cdot 24 = 480 \text{ мм}^2.$$

Тартқыш басындағы кернеуді

анықтаймыз:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A} = \frac{48 \cdot 10^3}{480 \cdot 10^{-6}} = 100 \cdot 10^6 \text{ Па} = 100 \text{ МПа}.$$

Түйіспе кернеулер. Түйіспе кернеулер мен деформациялар мәселелерінің шешімі алғаш рет неміс физигі Г. Герцтің еңбектерінде берілді (1857-1894). *Түйіспе* деп қисықсыздықты пішіндегі денелердің сығылу кезінде туындайтын деформация мен кернеуді айтады, бастапқы контакт сызықты (мысалы, параллель қалыптастырушысымен екі цилиндрдің сығылуы) немесе нүктелі (мысалы, екі шардың сығылуы) бола алады. Түйісетін денелердің деформациясының нәтижесінде бастапқы нүктелі немесе сызықты контакт кейбір шағын аймақ бойынша контактіге ауысады.

Түйіспе кернеулер (мысалы, үйкеутүзілім аунақтар, тісті дөңгелектер, жылжымалы мойынтіректер) пайда болатын бет қабаттарындағы бөлшектер үшін жұмыс беттерінің беріктігі шешуші рөл атқаратын *түйіспе беріктік*.

Параллельді қалыптастырушысы бар екі цилиндр арасындағы контактінің ең маңызды жағдайын қарастырайық (19.15-сурет).

Түйіспе кернеуді анықтау бұл жағдайда цилиндр материалдары Гук заңына бағынады деген болжауға шығарылған Герц формуласы бойынша өндіріледі.

Түйіспе кернеулер контакт ауданының ені бойынша әркелкі екені байқалады. σ_H максималды кернеулер мына формуламен анықталады

$$\sigma_H = \frac{QE_n}{2\pi(1-\nu^2)R_{pp}}$$

мұндағы q — контакт сызығының бірлік ұзындығына; E_{np} — келтірілген серпімділік модулі

$$= \frac{1}{E_2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{E_{np}}{E_1} \right)$$

арақатынасынан алынған

мұнда

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

ν — Пуассон коэффициенті; r_{pp} — цилиндр қисықтығының келтірілген радиусы

$r_{pp} = \frac{1}{P} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$ — үстіңгі беттің қисықтығы P (арақатынасынан анықталатын бұдан

$$r_{pp} = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}$$

$\nu = 0,3$ кезінде Герц формуласы мына түрде болады qE_a

$$\sigma_H = 0,418$$

20-тарау

ЫҒЫСУ (ҚИЫҚ)

20.1. ЫҒЫСУ КЕРНЕУІ

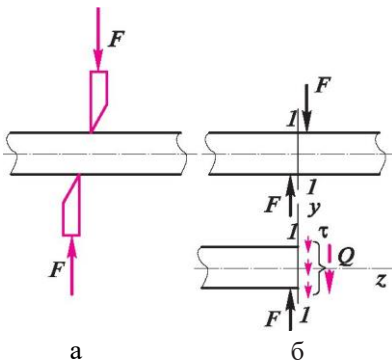
Ығысу – бұл білеудің кез келген көлденең қимасында тек *көлденең күш* пайда болған деформацияның түрі. Ығысу деформациясын, мысалы, қайшымен металл жолақтар немесе шыбықшаларды кесу кезінде байқауға болады (20.1, а-сурет). Екі тең қолданылған осі перпендикулярлы және қарама-қарсы бағытталған F күштері; олардың әрекет сызықтары параллель және бір-бірінен жақын арақашықтықта салыстырмалы болып табылатын A көлденең қимасы ауданымен білеуін қарастырайық. Q көлденең күшін анықтау үшін қима әдісін қолданамыз (20.1, б-сурет).

Көлденең қиманың барлық нүктелерінде теңәсерлі таратылған күштер әрекет етеді, оларды білеудің қалдырылған жағының тепе-теңдік шартынан анықтаймыз:

$$X Y = 0; F - Q = 0,$$

бұдан көлденең күшті анықтаймыз

$$Q = F.$$



20.1-сур.

Көлденең қима – ығысу кезінде көлденең қимадағы теңәсерлі ішкі жанама күштер. Көлденең қимада білеуді ығыстыру кезінде тек t жанама кернеуі әрекет етеді деп санаған дұрыс. Бұл кернеулер қима бойымен біркелкі таратылған деп болжаймыз, демек оларды мына формула бойынша анықтауға болады:

$$\tau = \frac{Q}{A}.$$

Ығыстыру кезінде қима пішінінің кернеу мәніне әсер етпейтіні белгілі. Ескерту. Осы тараушада мазмұндалған ығысу кезіндегі жанама кернеулерді есептеу жақындатылған, өйткені F және Q күштерінің сызықтары (20.1, б-сурет) бір түзу сызыққа бағытталмайды әрі бұл күштер теңгерімді жүйе емес, күштер жұбы болып табылады. Алайда осы жұптың моменті (шағын иінге байланысты) үлкен емес және оған сәйкес кернеулерді елемеге болады.

20.2.

ЫҒЫСУДЫҢ БЕРІКТІГІН ЕСЕПТЕУ

Құрылма бөлшектері беріктігінің шарты, онда туындаған ең үлкен кернеу (жұмыс кернеуі) рұқсат етілгеннен аспауы тиіс.

Ығысуды есептеу формуласы

$$\tau = \frac{Q}{A} \text{ - [т]}$$

былайша оқылады: $\tau = Q/A$ формуасы бойынша есептелген ығысудың жанама кернеуі рұқсат етілгеннен аспауы тиіс.

Осы есептеу формуласымен жобалау және тексеру есептеуін жүргізеді және рұқсат етілген жүктемені анықтайды.

Материалдың бұзылуына жеткізген ығысу деформациясы қиық (металл бөлшектерге қолданылғандай) немесе опыру (металдық емес құрылмаларға қолданылғандай) деп аталады.

Қиыққа рұқсат етілген кернеу илемді материалдар үшін аққыштық шегіне байланысты таңдайды. Машина жасауда сұққыштар, бұрандалар, кілтелер үшін және т.б. қабылдайды.

$$[\tau_{cp}] = (0,25 \dots 0,35)\sigma_T.$$

Ағаш үшін қиюға рұқсат етілген кесу кернеуі 0,5-тен 1,4 МПа-ға дейін тербеледі және ағаштың әртүрлілігі мен талшықтар бағытына қатысты кесу бағытына байланысты.

Қиықты есептегенде, біріктіру бірнеше бірдей бөлшектермен (бұрандалармен, тойтармалармен және т.б.) жүзеге асырылса, олардың барлығы бірдей жүктеледі деп болжанады.

Қиық қосылыстарының есептелуі, әдетте, осы біріктірулердің жаншылуға беріктігін сынаумен ілесіп жүреді.

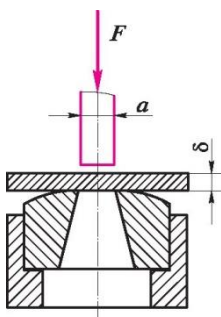


Рис. 20.2

Мысал 20.1. Егер қиық кезінде беріктік шегі $\tau_B = 360$ МПа болса, $a = 25$ мм өлшеміндегі квадрат саңылауды қалыңдығы $b = 10$ мм болат жолақта қағу үшін қажет F күшін анықтаңыз. Пуансонда сығылу кернеуін анықтаңыз (20.2-сурет).

Шешуі. F бұзатын жүктемені анықтаймыз:

$$F = T_B^{\wedge} \text{ср.}$$

$A_{\text{ср}}$ қиығының ауданы қағылған саңылаудың бүйір бетіне тең:

$$A_{\text{ср}} = 4a_5 = 4 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 1\,000 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Демек,

$$F = T_B A_{\text{ср}} = 360 \cdot 10^6 \cdot 1\,000 \cdot 10^{-6} = 360 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

$$\sigma_{\text{т}} = \frac{F}{A},$$

Пуансонда сығылу кернеуін анықтаймыз:

мұндағы A — пуансон көлденең қимасының ауданы;

$$A = a^2 = 25^2 \cdot 10^{-6} = 625 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

демек,

$$\sigma_{\text{т}} = \frac{F}{A} = \frac{360 \cdot 10^3}{625 \cdot 10^{-6}} = 576 \cdot 10^6 \text{ Па} = 576 \text{ МПа.}$$

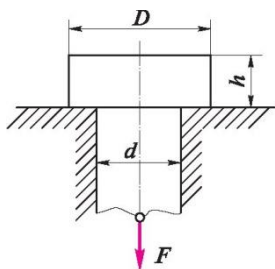
Мысал 20.2. $F = 100$ кН күшімен созылатын сырық басындағы жаншылу мен қиық кернеуін анықтаңыз. Берілді: $D = 32$ мм, $d = 20$ мм, $h = 12$ мм (20.3-сурет).

Шешуі. A^{\wedge} жаншылуының ауданы мен $A_{\text{ср}}$ қиығы басының ауданын

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{nD^2 - nd^2}{4} = \frac{n(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14(32^2 - 20^2)}{4} \cdot 10^{-6} = 490 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

анықтаймыз. Жаншылуға жұмыс істейтін басының тіреуіш бетінің ауданы тең

Қиықтың ауданы цилиндрдің d диаметрі және h биіктігі бүйір бетінің ауданына тең:



$$A_{\text{ср}} = ndh = 3,14 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 10^{-3} = 754 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Бастиектің жаншылу мен қиық кернеуін анықтаймыз:

$$\sigma_{\text{т}} = \frac{F}{A} = \frac{100 \cdot 10^3}{754 \cdot 10^{-6}} = 133 \cdot 10^6 \text{ Па} = 133 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{nD^2 - nd^2}{4} = \frac{3,14(32^2 - 20^2)}{4} \cdot 10^{-6} = 490 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Рис. 20.3

Мысал 20.3. 19.6 мысалының шартында бұрандада қиық кернеуін анықтау керек (19.14-суретін қараңыз).

Шешуі. Бұрандадағы қиық кернеуін $\tau_{ср} = F/A_q$ формуласы бойынша анықтаймыз. $A_{ср}$ қиығының ауданы бұранданың көлденең қимасының екі ауданына тең:

$$A_{ср} = 2nd^2 = nd^2$$

демек,

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A_{ср}} = \frac{2F}{nd^2} = 3,14 \cdot 400 \cdot 10^6 = 54 \cdot 10^8 \text{ Па} = 54 \text{ МПа.}$$

20.3.

Ығысу кезіндегі деформацияны сипаттайтын параметрлерді белгілеу үшін *abcd* параллелепипед түріндегі білеу элементін қарастырайық, оның жиегінде тек жанама кернеулер әрекет етеді және параллелепипедтің қарсы жиегі қатаң қысылған (20.4-сурет). Көрсетілген элементтегі ығысу деформациясы параллелепипедтің оң жақ бұрыштарын айналдыра отырып, ілгерілемелі орын ауыстыру есебінен қозғалыссыз деп қабылданған қимаға байланысты *bc* жиегінің ауыстыруына байланысты болады. Ығысу деформациясы у бұрышпен сипатталады және *ығысу бұрышы* немесе *салыстырмалы ығысу* деп аталады (бұл параметр *h* ауысу кезіндегі қашықтыққа байланысты емес). Жылжымалы жиекке қатысты қозғалыссыз жылжитын *bb'* шамасы *абсолютті ығысу* деп аталады. у салыстырмалы ығысуы радианмен беріледі

Ығысудағы кернеу мен деформация ығысудағы Гук заңы деп аталатын өзара тәуелділігімен байланысты.

Гук заңы ығысуда тек белгілі кернеу шегінде жарамды және былайша тұжырымдалады: *жанама кернеу салыстырмалы ығысуға тура пропорционалды.*

Гук заңын математика бойынша теңдік түрінде жазуға болады

$$\tau = G\gamma.$$

а Ы
7Г

G пропорционалдық коэффициенті ығысу кезіндегі материалдың қатаңдығын (яғни серпімді деформацияға қарсыласу қабілетін) сипаттайды және *ығысу модулі* немесе *екінші түрдегі серпімді модулі* деп аталады.

у

Серпімділік модулі және кернеу бірдей өлшемділікке ие:

$$[G] = \left\{ \begin{array}{l} \Gamma = \text{Па.} \\ [Y] \end{array} \right.$$

Г
d

20.4-сур.

Кейбір материалдарға арналған G , МПа мәндерін келтірейік:

	Шойын.....	$4,5 \cdot 10^4$
	Болат.....	$8,1 \cdot 10^4$
ν	Мыс.....	$(4,0 \dots 4,9) \cdot 10^4$
	Жез.....	$(3,5 \dots 3,7) \cdot 10^4$
	Алюминий.....	$(2,6 \dots 2,7) \cdot 10^4$
	Ағаш.....	$0,055 \cdot 10^4$

Қорытындыда E , G және ν үш тұрақты серпімді арасында келесідей байланыс барын атап айтамыз: $G = E/[2(1 + \nu)]$. ν болаттар үшін қабылдап, $0,25$, алатынымыз: $G_{ст}$ және $0,4E_{ст}$.

20.4. ЖАНАМА КЕРНЕУДІҢ ЖҰПТАСТЫРУ ЗАҢЫ

Жанама кернеулердің жұптастыру заңы төмендегідей тұжырымдалады: *екі өзара перпендикулярлық алаңда жанама кернеулер олардың ортақ қабырғасына перпендикулярлы, модулі бойынша тең.*

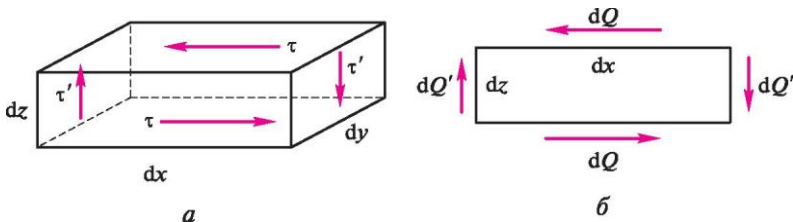
Дененің ішінде белгілі бір нүктесіне жақын жерде dx , dy , dz өлшемдерімен қарапайым параллелепипедті кесіп аламыз (20.5, а-сурет).

Бұл параллелепипедтің жоғарғы шетіне T жанама кернеуі әсер етсін делік. Осы шетіне әрекет етуші күш тең болады

$$dQ = T dx dy.$$

Өйткені параллелепипед дененің ішінде $\sum X = 0$ тепе-теңдігінде болады, демек, параллелепипедтің төменгі шетінде осындай күш dQ әрекет етеді, бірақ ол қарама-қарсы жаққа бағытталады. (dQ , dQ) күштер жұбы параллелепипедті сағат тіліне қарсы айналдыруға ұмтылады (20.5, б-сурет).

Параллелепипед тепе-теңдікте болғандықтан, онда $\sum M_y = 0$, демек (dQ , dQ) күштер жұбы бірінші жұптың моментіне тең қандай да бір басқа момент жұбымен теңесетін болады.



20.5-сурет

Екінші жұп параллелепипедтің бүйірлі (оң және сол) шеттерінде әрекет ететін t' жанама кернеуімен жасалады, оған қоса $dQ' = x'dydz$, бұны табиғи деп санауға болады. Демек $M(dQ, dQ) = M(dQ', dQ')$ немесе $x dx dy dz = x' dx' dy' dz'$, бұдан $t = t'$.

Біз екі өзара перпендикулярлық қимада екі жұптастыру жанама кернеулері не қима жазықтығының қиылысу сызығына, не осы сызықтан бағытталғанына назар аударамыз.

20.5. СОЗЫЛУДЫҢ ЕҢКІШ ҚИМА КЕРНЕУІ. БАСТЫ КЕРНЕУЛЕР

Деформацияланған дененің әр нүктесі арқылы қиюшы жазықтықтың әртүрлі бағдарланған шексіз көп түрін жүргізуге болады. F күшімен созылатын A тұрақты көлденең қимасының түзу білеуін қарастырайық (20.6, а-сурет). Білеуді B нүктесі арқылы өтетін және ϕ бұрышының көлденең қимасын құрайтын $I - I$ жазықтығымен кесеміз, жоғарғы бөлігін алып тастаймыз да төменгісінің тепе-теңдігін қарастырамыз.

Еңкіш қимада әрекет ететін ішкі күштердің N теңәсерлілігі F созылу күшіне тең болатыны белгілі:

$$N = F,$$

ал p_ϕ кернеуі білеу осіне параллельді болады (20.6, б-сурет). p_ϕ кернеуі еңкіш қима бойынша біркелкі таратылған деп болжай отырып, аламыз

$$p_\phi = NA_p,$$

мұндағы A_ϕ — еңкіш қима аумағы.

Көлденең қимадағы σ_t нормал кернеуі тең болады

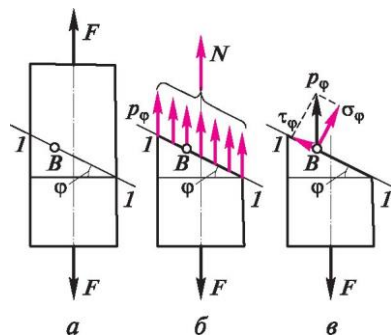
$$\sigma_t = N/A.$$

Өйткені $A_\phi = A/\cos \phi$, то $p_\phi = N/A_\phi = N/(A/\cos \phi) = \sigma_t \cos \phi$.

p_ϕ толық кернеуін еңкіш қима нүктесінде σ_ϕ нормал және τ_ϕ жанама кернеулерін ыдыратамыз (20.6, в-сурет); онда

$$\sigma_\phi = p_\phi \cos \phi = \sigma_t \cos^2 \phi;$$

$$\tau_\phi = p_\phi \sin \phi = \sigma_t \cos \phi \sin \phi = (\sigma_t/2) \sin 2\phi.$$



20.6-сурет

Бұдан шығатын қорытынды: еңкіш қимада білеу созылған кезде, біркелкі таратылған қима бойынша нормал және жанама кернеулер мен осы кернеулерге сәйкес созылу мен ығысу деформациялары пайда болады.

Ерекше жағдайларды қарастырайық:

1) $\Phi = 0; a_{\Phi} = \sigma_t \cos^2 \alpha = \sigma_t = \sigma_{\text{таx}}$.

Нормал кернеулер көлденең қимада максималды $\tau_{\Phi} = (\sigma_t/2) \sin 2\alpha = 0$ мәніне ие.

Жанама кернеулер көлденең қимада нөлге тең;

2) $\alpha = 45^\circ; \sigma_{\Phi} = \sigma_t \cos^2 45^\circ = \sigma_t/2; \tau_{\Phi} = (\sigma_t/2) \sin 90^\circ = \sigma_t/2 = \tau_{\text{таx}}$.

Жанама кернеулер 45° бұрыш астында осыке бейімделген еңкіш қималарда өзінің максималды мәніне жетеді. Бұл кернеулер созылу үлгісінде Людерс-Чернов сызығы еңкіш торының аққыштық шегіне жетуде пайда болуының себебі болып табылады;

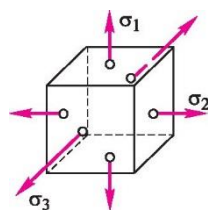
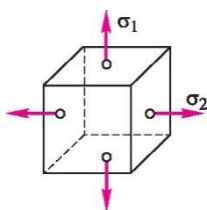
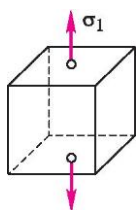
3) $\alpha = 90^\circ; \sigma_{\Phi} = 0; \tau_{\Phi} = 0$.

Білеудің бойлық қимасында не жанама не қалыпты кернеулер жоқ (біз талшықтарды баспайтын гипотезаны еске түсіреміз).

Жоғарыда айтылғандардан шығатыны, бұл нүктедегі кернеу туралы айтқан кезде, бұл кернеу туындайтын кескіш жазықтықтың орналасуын әрқашан көрсету қажет.

Белгілі бір нүктеден өтетін әртүрлі бағдарланған жазықтықтардың шексіз санында пайда болатын қалыпты және жанама кернеулердің жиынтығы *берілген нүктеде кернеу күйін* сипаттайды.

Жанама кернеулердің нөлге тең болатын аудандары *басты алаңқайлар* деп аталады, ал оларда пайда болатын нормал кернеулер *басты кернеулер* болып табылады. Серпімділік теориясында дәлелденгендей, кернеулі күйдің жалпы жағдайында зерттелетін нүкте аймағында өзара үш перпендикулярлық басты алаңқай болуы мүмкін. Осындай алаңқайлардың (мұндағы $\sigma_3 \leq 0$) санына байланысты кернеулі күйдің үш негізгі түрге бөледі:



сызықтық (біросьті), жазық (екіосьті) және көлемді (үшосьті) (20.7-сурет). Әрі қарай біз кернеу күйінің алғашқы екеуіне ғана қызығушылық танытамыз.

Қарастырылған жағдайда біросьті созылудың басты алаңқайлары көлденең және бойлық қимада орналасқан, яғни олар өзара перпендикулярлы екені белгілі. Берілген нүктеде басты кернеудің максималды және минималды мәнге ие екеніне назар аударайық:

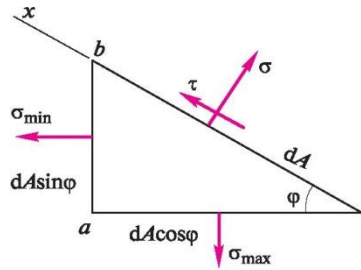


Рис. 20.8

$$\sigma_{\max} - \sigma_{\min} = \dots$$

Алдағы уақытта бізге екі өзара перпендикулярлық аймақта нөлге тең емес басты кернеулердің (жазықтықтағы кернеу күйі жағдайында) және еңкіш (бастыға қатысты) алаңқайларда максималды жанама кернеулер арасындағы байланыс қажет болады.

Кейбір нүктеге жақын білеу ішінде көрсетілген тәуелділікті қорытындылау үшін басты аймақтары – ab мен ac , басты кернеулері σ_{\max} мен σ_{\min} болып табылатын шексіз шағын abc призмасын (20.8-сурет) кесіп аламыз. bc шетінің аумағын dA арқылы белгілейміз.

Призманың тепе-теңдігін қарастырайық, ол үшін біз x осінде оның шетінде әрекет ететін күштерді жобалаймыз:

$$\sum X = 0; \tau dA + \sigma_{\min} dA \sin \varphi \cos \varphi - \sigma_{\max} dA \cos \varphi \sin \varphi = 0, \quad 45^\circ$$

$$\text{бұдан } \tau = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \sin 2\varphi.$$

Осы теңдеуден кейін $\varphi =$

$$\varphi = \arctan \sqrt{\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}}$$

Егер $\sigma_{\min} = 0$, онда $\varphi = 45^\circ$

Егер берілген нүктенің төңірегінде жазық кернеу күйі жағдайында қарапайым параллелепипедті оның шетінде тек өзара тең жанама кернеулер әрекет ететіндей етіп оқшаулауға болады (20.5, а-суретті қараңыз), онда бұл кернеу күйінің түрі *таза ығысу* деп аталады.

Одан әрі қарай таза ығысуға біз цилиндрдің дөңгелек бұралу теориясын оқып-үйрену кезінде кезігіміз.

21-тарау

ЖАЗЫҚ ҚИМАНЫҢ ГЕОМЕТРИЯЛЫҚ СИПАТТАМАСЫ

21.1.

АУДАНЫҢ СТАТИКАЛЫҚ МОМЕНТІ

Кейбір деформацияларда бөлшектердің беріктігі тек көлденең қиманың ауданына ғана емес, сонымен қатар оның формасына байланысты. Әлі күнге дейін біз кернеулер тек көлденең қиманың ауданына тәуелді деформацияларды оқыдық. Болашақта бұралудың және иілістің деформациясын оқып-үйрену үшін бізге жазық фигуралардың кейбір басқа геометриялық сипаттамаларын білу қажет болады.

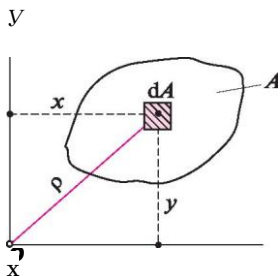
Сол жазықтықта жатқан өске қатысты жазық фигура *ауданының статикалық моменті* – бұл бүкіл өстерден осы өске дейін қашықтықта алынған бастапқы аймақтар аудандары өнімдерінің жалпы сомасы (21.1-сур.).

Ауданның статикалық моментін тиісті өстің индексі S арқылы белгілейміз:

$$S_x = \int_A y \, dA; \quad S_y = \int_A x \, dA.$$

Теориялық механикада фигура ауданының ауырлық центрінің координаттарын анықтау үшін формулалар алынды:

$$x_c = \frac{J_y}{A}, \quad y_c = \frac{J_x}{A}$$



21.1-сур.

Бұл формулалардан dA бастапқы аймағының ауданын A_i деп түсінуге болады, өйткені dA шегіндегі нөлге ұмтылатын формуланың оң жақ бөлігінде тұратын өрнек y және x өстеріне қатысты фигура ауданының статикалық моментін білдіреді, ал A бүкіл фигураның A ауданы. Демек,

$$S_y = \int_A x \, dA = x_c A; \quad S_x = \int_A y \, dA = y_c A$$

Сол жазықтықта орналасқан өске қатысты фигура ауданының статикалық моменті оның ауырлық центрінен осы өске дейінгі қашықтығына фигура ауданының өніміне тең.

Ауданның статикалық моментінің өлшемділігі

$$[S] = [x_c][A] = \text{м} \cdot \text{м}^2 = \text{м}^3.$$

Фигура ауданының статикалық моменті оң, теріс және нөлге тең шама бола алады.

Фигура ауданының ауырлық центрі арқылы өтетін (орталық өс), оның ішінде фигура симметриясының өсін қамтитын өске қатысты ауданның статикалық моменті *нөлге тең*.

Теориялық механикада сондай-ақ A -ны ауданның ауырлық центрі координаттарын анықтауға арналған формулаларда фигураның соңғы бөліктерінің аудандары деп түсінуге болатыны, ал осы бөліктердің ауырлық центрінің координаттары үшін x_i пен y_i (яғни, бөлектеу әдісін қолдануға болады) белгіленген. Бұдан шығатыны, күрделі фигура ауданының *статикалық моментін* анықтаған кезде бөлектеу әдісін қолдануға болады, яғни оның жекелеген бөліктерінің *статикалық моменттерін алгебралық сома ретінде* анықтауға болады:

$$S = \sum S_i$$

мұндағы S_i — фигураның әр бөлігі ауданының статикалық моменті.

Алдағы уақытта ауданның статикалық моменті туралы түсінік қиманың ауырлық центрінің орналасуы мен иілістегі жанама кернеулерді анықтау

үшін қажет болады..

21.2 ИНЕРЦИЯНЫҢ ПОЛЯРЛЫҚ МОМЕНТІ

Бастапқы аудан квадратына олардың полюске дейінгі арақашықтығының бүкіл аумағы бойынша алынған өнімнің сомасы сол жазықтықта орналасқан полюске қатысты жазық фигураның *инерцияның полярлық моменті* деп аталады (21.1-сурет).

Инерцияның полярлық моментін белгілейміз

$$I_p = \int_A \rho^2 dA.$$

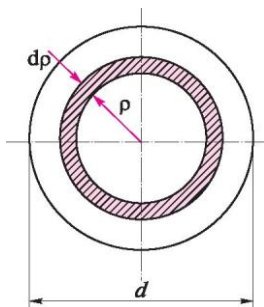


Рис. 21.2

Инерцияның

полярлық моментінің

өлшемділігі $[I_p] = [\rho^2][A]$

$$= \text{м}^2 \cdot \text{м}^2 = \text{м}^4.$$

Инерцияның полярлық моменті әрқашан оң және нөлге тең емес шама.

Инерцияның полярлық моменті ұғымы бізге дөңгелек біліктің бұралу деформациясын зерттеу үшін қажет болғандықтан, осы фигуралардың орталықтарымен айналдыра айналмалы үздіксіз және сақиналы қималар инерциясының полярлық моментін анықтау үшін формулалар шығарамыз.

1. Дөңгелек диаметрі d (21.2-сурет).

Полюстен ρ қашықтығындағы ені $d\rho$ сақинасы түріндегі шексіз шағын dA алаңқайын бөліп шығарамыз (ρ – ауыспалы шама). Онда $dA = 2\rho d\rho$. Инерцияның полярлық моментін анықтаймыз: $dI = \rho^2 dA = 2\rho^3 d\rho$

$$I_p = \int \rho^2 dA = \int \rho^2 \cdot 2\rho d\rho = 2 \int \rho^3 d\rho = \frac{2}{4} \rho^4 \Big|_{d/2}^{D/2};$$

$$I_p = \frac{2}{4} (D^4 - d^4) = 0,5(D^4 - d^4).$$

$$I_p = 32(D^4 - d^4) * 0,1(D^4 - d^4).$$

2. $D \times d$ сақина өлшемімен:

$$I_p = \int \rho^2 dA = \int \rho^2 \cdot 2\rho d\rho = 2 \int \rho^3 d\rho = \frac{2}{4} (D^4 - d^4);$$

Сақиналы қиманың инерцияның полярлық моментін ірі және кіші дөңгелектердің инерция полярлық моменттері арасындағы айырмашылық ретінде есептеуге болады.

21.3. ИНЕРЦИЯНЫҢ ӨСТІК МОМЕНТІ

Бастапқы аудан квадратына олардың арақашықтық бүкіл аумағы бойынша алынған өнімнің сомасы сол жазықтықта орналасқан өске қатысты жазық фигураның *инерцияның өстік моменті* деп аталады.

Сол жазықтықта орналасқан өске қатысты жазық фигура *инерциясының өстік моменті* – олардан бастап осы өске дейін қашықтық квадраты бойынша бүкіл аймақ бойынша алынған бастапқы аудан өнімдерінің жалпы сомасы (21.1-сур. қараңыз).

Инерцияның өстік моментін өске сәйкесетін индексі I деп белгілейміз:

$$I_x = \int_A y^2 dA; I_y = \int_A x^2 dA.$$

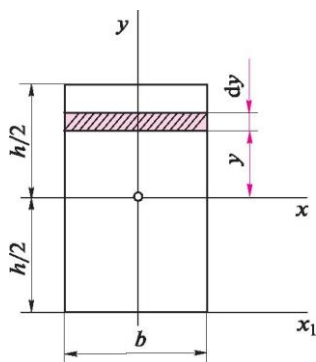
Инерцияның өстік және полярлық моменттері бірдей өлшемге ие екені белгілі:

$$[I] = \text{м}^4.$$

Инерцияның өстік моменті әрқашан оң шама және нөлге тең емес болып табылады.

Инерция моменттерін x және y өзара екі перпендикулярлы өстеріне қатысты қосамыз (21.1-сурет):

$$\begin{aligned} I_x + I_y &= \int_A y^2 dA + \int_A x^2 dA = \\ &= \int_A (y^2 + x^2) dA = \int_A \rho^2 dA = I_p; \\ I_x + I_y &= I_p. \end{aligned}$$



21.3-сурет

Инерцияның өстік моменттерінің екі өзара перпендикулярлы өсіне қатысты сомасы координаттар басталуына қатысты инерцияның полярлық моментіне теңестіріледі.

Соманың интегралы интегралдардың сомасына тең болғандықтан, күрделі фигураның инерция моментін бастапқы фигураның инерция моменттерінің күрделі фигураны бөлетін сомасы ретінде есептеуге болады. Иіліс теориясын зерделеу кезінде болашақта инерцияның өстік моменттері туралы түсінік қажет болады.

Кейбір қарапайым фигуралардың инерциясының өстік моменттерін есептейміз.

1. $b \times h$ өлшеміндегі тікбұрыш (21.3-сурет).

Біз шексіз кішігірім dA алаңқайын ені b және биіктігі dy жолағы түрінде таңдап аламыз, сонда $dA = bdy$:

$$\begin{aligned} I_x &= \int_A y^2 dA = \int_{-h/2}^{+h/2} y^2 b dy = b \int_{-h/2}^{+h/2} y^2 dy = b \left[\frac{y^3}{3} \right]_{-h/2}^{+h/2} = \\ &= b \left(\frac{h^3}{24} - \left(-\frac{h^3}{24}\right) \right) = b \frac{h^3}{12} = \frac{bh^3}{12} \end{aligned}$$

$a I_x = a^4/12$ жақтарымен квадрат үшін.

2. x және y өстеріне қатысты d диаметрінің шеңбері. Шеңбер симметриясына байланысты $I_x = I_y$. Өйткені $I_x + I_y = I_p = \pi d^4/32$, онда

$$I_x = I_y = I_p = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0,05 d^4.$$

3. $D \times d$ өлшеміндегі сақина x және y өстеріне қатысты:

$$I_x = I_y = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \approx 0,05 (D^4 - d^4).$$

ӨСТЕРДІ ПАРАЛЛЕЛЬ АУЫСТЫРУ ИНЕРЦИЯ МОМЕНТІ

▼ Фигураның ауырлық орталығы арқылы өтетін осьтер *орталық* деп аталады. Орталық өсіне қатысты инерция моменті *инерцияның орталық моменті* деп аталады.

Теорема. Қандай да бір өске қатысты инерция моменті параллель келтірілген және өстер арасындағы қашықтық квадратына арналған фигура алаңы өнімінің орталық өсіне қатысты инерция моментінің сомасына тең.

Ауырлық орталығы C нүктесінде орналасқан, ал орталық инерция моменті x өсіне қатысты I_x болатын, ауданы A ерікті жазық фигурасы берілді делік. Орталыққа параллель және одан a қашықтығынан бөлек x_1 өсіне қатысты фигураның инерция моментін есептейміз (21.4-сурет):

$$I_{x_1} = \int_A y^2 dA + K + a^2 A = \int_A y^2 dA + 2a \int_A y dA + a^2 \int_A dA.$$

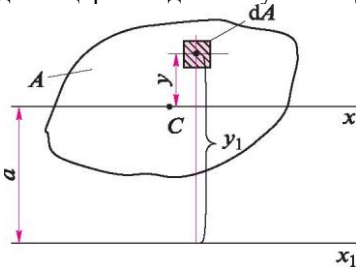
Оң бөліктің бірінші қосымшасы x өсіне қатысты фигураның инерция моменті; яғни I_x қатысты екінші қосымшаның x өсіне қатысты алаңның статикалық моменті бар, ал ол нөлге тең, себебі x өсі орталық болып табылады; интеграциядан кейінгі үшінші қосымша $a^2 A$ тең болады. Нәтижесінде біз аламыз:

$$I_{x_1} = I_x + a^2 A;$$

Теорема дәлелденді.

Соңғы формуланы жағдайын тек параллель өстердің біреуі орталық болғанда ғана пайдалануға болатынын есте ұстау керек.

Алынған формуланы талдай келе, параллельді өстердің көптігінен *орталық өсіне қатысты инерция моменті ең аз салыстырмалы* болады деген қорытынды жасауға болады.



21.4-сурет

Дәлелденген теореманы пайдаланып, x_1 өсіне қатысты негізі арқылы өтетін тікбұрыштың инерция моментін есептеу үшін формула шығарамыз («21.3-сур. қараңыз):

ИНЕРЦИЯНЫҢ НЕГІЗГІ ӨСТЕРІ МЕН НЕГІЗГІ МОМЕНТТЕРІ

√ Координата өстеріне қатысты инерция моменттері I_x және I_y тең жазық фигураны елестетіп көрейік, ал шығу координатына қатысты полярлық инерциялық моменті I_p тең болады. Жоғарыда айтылғандай:

$$I_x + I_y = I_p.$$

Егер координат өстерін өз жазықтығында координаттың шығу айналасында бұрсақ, онда инерцияның полярлық моменті өзгермейді де, инерцияның өстік моменттері өзгереді және

$$I_x + I_y = \text{const.}$$

Егер екі айнымалы шаманың сомасы тұрақты болып қалса, олардың біреуі азайып, екіншісі артады. Демек, өстердің қандай да бір жағдайында өстік моменттердің бірі – максималды, ал екіншісі ең төменгі мәнге жетеді.

Инерция моменттері ең үлкен және ең кіші мәндерге ие салыстырмалы өстер *инерцияның негізгі өстері* деп аталады.

Бастапқы өске қатысты инерция моменті *инерцияның негізгі моменті* деп аталады.

Егер негізгі өс фигураның ауырлық центрі арқылы өтсе, онда ол *негізгі орталық өс* деп аталады, ал осы өске қатысты инерция моменті *инерцияның басты орталық моменті* болып табылады.

Егер фигура симметрия өсіне ие болса, онда бұл өс әрдайым орталық өстердің негізгілерінің бірі болатыны аса маңызды болып табылады.

Жазық қиманың тағы бір геометриялық сипаттамасын енгізейік.

Жазық фигура инерциясының центртепкіш моменті – осы аумақтар қашықтығының өніміне екі өзара перпендикулярлы өстердің берілісіне дейінгі фигураның бүкіл аумағы бойынша алынған бастапқы аудандар өнімдерінің сомасы:

$$I_{xy} = \int_a^b xy < M,$$

мұндағы x, y — dA ауданынан y және x өстеріне дейінгі арақашықтық.

Инерцияның центртепкіш моменті оң, теріс және жекелеген жағдайда нөлге тең болуы мүмкін. Егер өзара перпендикулярлы x және y өстері немесе олардың біреуі жазық фигураның симметрия өсі болса, онда мұндай өстерге қатысты инерцияның центртепкіш моменті нөлге тең болады. Инерттің центртепкіш моменті симметриялы емес қиманың негізгі өстерінің орналасуын анықтау үшін формулаға енеді.

Илемді болат бейінді стандарттар кестесінде *қиманың инерция радиусы*

деп аталатын геометриялық сипаттама бар. Ол центрден тыс созылуды немесе сығылуды, сондай-ақ бойлық иілісті зерттеуде қолданылады және формулалар бойынша есептеледі

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}, \quad i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}},$$

мұндағы I_x , I_y — орталық өстерге қатысты қима инерциясының өстік моменттері; A — қима ауданы.

22-тарау

22.1. БҰРАЛУ

ДӨҢГЕЛЕК ЦИЛИНДРДІҢ БҰРАЛУЫ ТУРАЛЫ ТҮСІНІК

Бұралу дегеніміз – бұл білеудің кез келген көлденең қимасында тек *бұрау моменті* пайда болатын деформация түрі.

Егер өске перпендикулярлы жазықтықта білеуге күштер жұбы тікелей қолданылса, бұрау деформациялары пайда болады. Осы жұптардың моменттері айналмалы немесе *бұралу* деп аталады. Айналдыру моменті T арқылы белгіленеді.

Әдетте дөңгелек немесе сақиналы қимасы бар біліктер бұрауға жұмыс істейтіндіктен, дөңгелек цилиндрдің бұралуын қарастырайық (22.1-сурет).

Біз резеңкеден (жоғары көрнекілік үшін) тік дөңгелек цилиндрлік білеу жасаймыз және оның ұштарының бірін қатты қысамыз; оның бетіне қалыптастырушы мен шеңберден тұратын тор сызықтарын сызамыз, содан кейін өске перпендикуляр жазықтықта әрекет ететін, яғни бұралу деформациясы білеуіне әкелетін білеудің бос ұшына жұп күштерін қолданамыз. Солай бола тұрып:

- 1) *бұралу өсі* деп аталатын цилиндрдің өсі түзу сызықты болып қалады;
- 2) деформациядан бұрын цилиндр бетіне қолданылатын шеңберлер диаметрлері деформация кезінде солай қалады да, шеңберлер арасындағы арақашықтық өзгермейді;
- 3) цилиндр қалыптастырушы бұрандалы сызықтарға айналады. Осыдан дөңгелек цилиндрдің бұралуы кезінде жазық қималардың болжамы жарамды, сондай-ақ шеңбердің радиустары деформация кезінде түзу боп қалады деп болжауға болады. Білеудің көлденең қималарында бойлық күштер болмағандықтан, қималар арасындағы қашықтық өзгермейді.

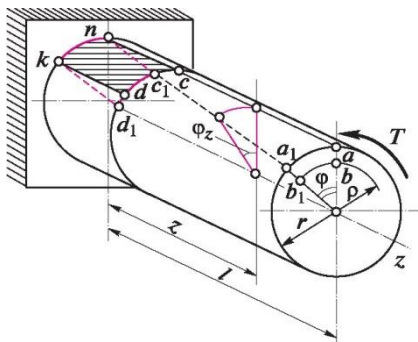


Рис. 22.1

Жоғарыда айтылғандардан шығатыны, дөңгелек цилиндрдің бұралу деформациясы бұралу өсінің айналасындағы бір-біріне қатысты көлденең қималардың айналуынан тұрады, олардың айналу бұрыштары бекітілген қимадан қашықтығына тура пропорционалды болады. Қиманың бұрылу бұрышы осы қима мен қордың арасында бекітілген цилиндр бөлігінің бұралу бұрышына тең. Қиманың ұшында айналу ϕ бұрышы *цилиндрдің бұралуының толық бұрышы* деп аталады

ϕ_0 салыстырмалы бұрылу бұрышы – ϕ_r бұрылу бұрышының осы қимадан бастап қорға дейінгі z қашықтығына қатынасы. Егер ұзындығы l білеу тұрақты қимаға ие болса және ұшында бұрылыс моментімен жүктелсе (яғни бір бөлікшеден тұрады), онда

$$\phi_0 = \frac{\phi z}{l} = \frac{\phi}{l} \cdot z = \text{const.}$$

Тордың кез келген ұяшығымен шектелген білеудің бетіндегі материалдың жұқа қабатын қарастыра отырып (мысалы, 22.1-суретте келтірілген *kncd* ұяшығы), бұл ұяшықтың деформацияланған кезде *kncxhx* күйіне түсіп, қиғаштанатынын көреміз.

Осыған ұқсас кескінді біз ығысу деформациясын зерттеу кезінде бақылаған болатынбыз.

Осы негіздемеде бұралу кезінде сондай-ақ ығысу деформациясы ілгерілемелі қозғалыстың есебінен емес, бір көлденең қиманың басқасына қатысты айналмалы қозғалысының нәтижесінде туындайды деп тұжырымдаймыз. Демек, көлденең қималарда бұралу пайда болған кезде, бұралу моментін қалыптастыратын тек *жанама ішкі күштер* туындайды.

Көлденең қимада әрекет ететін ішкі жанама күштердің білеу осіне қатысты алынған бұрау моменті болып табылады. Білеу осі бойымен бұралу моменттерін бөлудің көрнекілік бейнеленуі үшін *бұралу моменттерінің эпюрасы* құрылады.

Білеу қималарындағы бұралу моменті көлденең қима әдісімен анықталады. Біркелкі айналдыру білігі, қозғалмайтын білеу сияқты, тепе-теңдікке ие болғандықтан, көлденең қимада пайда болатын ішкі күштер пучтың қарастырылып отырған білеу бөлігіне әсер ететін сыртқы моменттерді теңестіру керек. Демек, *кез келген көлденең қимада бұралу моменті оң жағынан немесе сол жағынан білеуге қолданылатын сыртқы моменттердің алгебралық сомасына тең болады.*

Бұралу моменттерінің эпюралары қауіпті қиманы анықтауға мүмкіндік береді. Атап айтқанда, егер білеу тұрақты көлденең қимаға ие болса, онда ең үлкен бұрау моменті пайда болатын бөлікшеде қима қауіпті болып табылады.

Егер қима жағынан қарасақ, білеудің қарастырылып жатқан бөлігіне қолданылатын сыртқы жұптың нәтиже беретін моменті сағат тіліне қарсы және кері бағытқа бағытталатын болса, бұрау моменті оң деп болжанады.

Босаңсыған шекаралық шарттардың принципін қолдану арқылы біз айналдыру моменті қолданылатын көлденең қимада бұралу моментінің мәндері кенеттен өзгереді деп болжаймыз.

22.2. БҰРАЛУДЫҢ КЕРНЕУЛЕРІ МЕН

ДЕФОРМАЦИЯЛАРЫ

Бұралу деформациясына ұшыраған, өстері параллель, саны шексіз көп талшықтардан тұратын тік дөңгелек цилиндрді алайық. Бұралу кезінде талшықтардың сығымдалуы туралы болжамды жарамды деп санаймыз.

Бұралу кезінде ығысу деформациясы болатынын біле тұра, білеудің көлденең қимасының нүктелерінде бұралу өсін осы нүктелермен біріктіретін радиусқа перпендикуляр t жанама кернеулері ғана пайда болады деп санауға болады. Талшықтардың сығымдалуы туралы болжам жарамды болғандықтан, бойлық қимадағы нормал кернеулердің болуы алынып тасталады; бойлық күш болмағандықтан, көлденең қимада нормал кернеулер туындамайды.

a талшық қимасының абсолютті ығысуы aa_0 доғасына тең болады, ал талшықтың қимасы b — bb_0 доғасына тең екені 22.1-суреттен көрініп тұр.

$$u_{bb_0} = r\varphi; \quad u_{aa_0} = r\varphi,$$

мұндағы r — b талшығынан бұралу өсіне дейінгі қашықтық; φ — бұралудың толық бұрышы, рад; r — цилиндр радиусы.

Қиманың радиусы бұралу кезінде түзу болып қалатындықтан, талшық қимасы ығысуының абсолюттік мәні бұралу өсінен олардың қашықтығына тура пропорционалды болады.

Талшық қимасының салыстырмалы ығысуы $b u_p = r\varphi/l = \varphi_0 r$.

$t_p = G u_p = G \varphi_0 r$ ығысуда Гук заңын қолданамыз.

$r = 0$ $t = 0$, болады, яғни бұралу өсінде жанама кернеулер нөлге тең.

$r = r$ $t = t_{\max}$, болады, яғни жанама кернеулер талшықта бұралу өсінен ең алыс *максималды мәнге* жетеді:

$$t_{\max} = G \varphi_0 r.$$

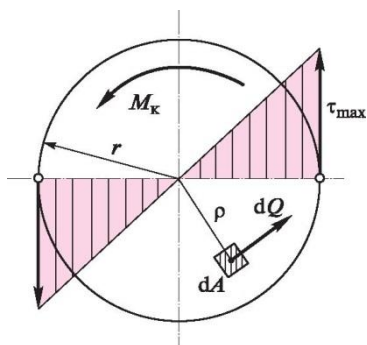


Рис. 22.2

ϕ_0 бұрышының салыстырмалы бұрышы берілген цилиндрлік білеудің тұрақты шамасы болғандықтан, бұралудағы жанама кернеулер қима нүктелерінен бұралу өсіне дейінгі қашықтыққа тура пропорционалды. Қиманың радиусы бойымен кернеулерді бөлу эпюрасы үшбұрыш түрінде болады. (22.2-сурет).

Егер білеу бір бөлікшеден тұрса, яғни тұрақты қимаға ие болса және бұралу моменті бөлікшенің ұзындығы бойынша тұрақты болса, онда осы талшықтағы жанама кернеулер цилиндрдің бүкіл ұзындығы бойынша бірдей болады.

Енді бұралу бұрышын және көлденең қимадағы кернеулерді бұралу моментіне байланысты анықтау үшін формулалар шығаруды қарастырамыз.

22.1-суретте көрсетілген көлденең жазықтықта қорынан z қашықтығында орналасқан білеуді кесеміз және алынған қиманы қарастырамыз (22.2-суретті қараңыз). Қимада бұралу өсінен ρ қашықтығына dA шексіз аймағын белгілейміз. Осы аймақта dQ әрекет ету күші радиуска перпендикуляр және тең болады:

$$dQ = T\rho dA.$$

Бұралу өсіне қатысты ішкі күштердің моментін, яғни бұралу моментін анықтаймыз:

$$M_k = \int dQ \rho = \int T \rho^2 dA = J \cdot \tau = \int \tau \rho^2 dA = \int \tau \rho' dA,$$

осыдан салыстырмалы бұрылғыш бұрышын табамыз

$$\phi = \frac{M_k}{GI_p},$$

ϕ бұрылғышының жалпы бұрышы цилиндрдің l ұзындығымен рад.:

$$\phi = \frac{M_k l}{GI_p}$$

GI_p өнімі бұралудағы қиманың

қаттылығы деп аталады.

Сонымен, біз дөңгелек цилиндрдің бұралуының жалпы бұрышы бұралу моментіне, цилиндрдің ұзындығына тікелей пропорционалды және бұралудағы қиманың қаттылығына кері пропорционалды екенін анықтадық. Соңғы формуланың пайда болуына байланысты, біз Гук заңын қолдандық, ол жүктеме мен деформациялар тікелей пропорционалды болған кезде ғана

қолданылады.

Бірнеше бөлікшесі бар цилиндрлік білеу материалымен, көлденең қиманың өлшемдерімен, бұралу моментінің мәнімен ерекшеленетін жалпы бұрылыс бұрышы жеке бөлікшелердің бұрылыс бұрыштарының алгебралық сомасына тең:

$$\Phi = \sum \Phi_i$$

Кернеулерді анықтаудың формуласын аламыз:

$r = r$ болғанда, кернеу максималды мәнге жетеді:

$$\tau_{\max} = \frac{M_k r}{I} = \frac{M_k}{I} r = \frac{M_k}{I} \sim 1$$

Бұралу қимасының кедергі моменті (немесе кедергінің полярлық моменті) $W_p = I_p/r$ —

Бұралу қимасының кедергі моменті инерцияның полярлық моментінің қима радиусының қатынасына тең.

Қима кедергісі моментінің өлшемділігі

$$[W_p] = \frac{[M_k]}{[\tau]} = \text{м}^3$$

Сонымен, дөңгелек цилиндрдің бұралуындағы кернеулер мен деформация мына формулалар арқылы анықталады

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p}; \quad \Phi = G T_p \cdot$$

Бұл формулалар құрылымы бойынша созылу мен сығылу кезіндегі кернеулер мен деформацияларды анықтауға арналған формулаларға ұқсас және тұрақты көлденең қимасы мен бұралу моменті бірдей материалға ие білеу бөлікшелері үшін ғана қолданылатынына назар аударайық.

Жанама кернеулердің жұптастыру заңы бойынша соңғысы көлденең ғана емес, бойлық қималарда да пайда болады, сондықтан, мысалы, ағаш білеулерінің бұралуында талшықтар бойында жарықтар пайда болады (ағаш талшық бойымен опыруды нашар істейді).

Жанама кернеулерді бөлу эпюрасынан бұралу кезінде білеудің ішкі талшықтарының аз кернеулерге ұшырайтыны байқалады, сондықтан біліктер кейде қуыста қалады, осылайша беріктікті аз жоғалтқанмен, массаның айтарлықтай жоғарылауына қол жеткізіледі.

Дөңгелек және сақиналық қималардың бұралу кедергісінің моментін анықтаймыз.

1. Шеңбер диаметрі d :

2. Сақина өлшемі D $x d$:

$$w_{Ip} \approx \frac{D^4 - d^4}{16D} \approx 0,5D^3 \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D^4} \right) \approx 0,5D^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right)$$

Егер сақиналық қиманың инерция полярлық моментін ірі және кіші шеңберлердің инерция моменттерінің айырмашылығы ретінде анықтасақ, онда бұралу кедергісінің моментін осы шеңберлердің кедергі моменттеріндегі айырмашылық ретінде *анықтауға болмайтынын* айта кету керек.

22.3. БҰРАЛУ БЕРІКТІГІ МЕН ҚАТАҢДЫҒЫН ЕСЕПТЕУ

Бұралудағы білеу *беріктігінің* шарты онда туындайтын ең үлкен жанама кернеу рұқсат етілгеннен аспауы тиіс. Бұралудағы беріктікті есептеу формуласы $M_k / W_p < [\tau_k]$ пішініне ие және былай оқылады: $\tau = M_R / W_p$ формуласымен анықталатын *қауіпті қимадағы жанама кернеу рұқсат етілгеннен аспауы тиіс*.

Рұқсат етілген бұралудағы кернеу рұқсат етілген созылу кернеуіне байланысты таңдалады: болаттар үшін

$$[\tau_k] = (0,55 \dots 0,6)[\sigma_T];$$

шойындар үшін

$$[\tau_k] = (1 \dots 1,2)[\sigma_T].$$

Беріктік талабынан басқа, біліктерге *қатаңдық* талабы қойылады, яғни біліктің ұзындығының 1 м бұралу бұрышы біліктердің серіппелерін болдырмас үшін белгілі бір шамадан аспауы тиіс.

Білік ұзындығының 1 м бұралудың рұқсат етілген бұрышы грдустарда берілген және $[\phi]$ арқылы белгіленеді. Бұралу қатаңдығын есептеу формуласы мына түрде болады:

ϕ :

Бұрағыштың рұқсат етілген бұрыштарының шамасы біліктің мәніне байланысты болады; әдетте оларды $[\phi^\circ] = 0,25 \dots 1 \text{ } ^\circ/\text{м}$ шегінде қабылданады.

Алынған есептеу формулаларының көмегімен бұралудың беріктігі мен

қатандығы құрылмаларын есептеудің үш түрі – рұқсат етілген жүктемені жобалау, тексеру және анықтау – орындалады.

Мысал 22.1. Егер рұқсат етілген бұралу кернеуі $[\tau_k] = 30$ МПа болса, $n = 980$ айн/мин айналдыру жиілігінде $P = 48$ кВт қуатын беретін болат біліктің диаметрін анықтаңыз.

Шешуі. Дөңгелек цилиндрдің бұралу беріктігін есептеу теңдеуі мынадай түрде болады:

$$\tau_k = M d^W p \wedge [\tau_k].$$

Біліктің бұрыштық жылдамдығын анықтаймыз:

$$\omega = n\pi/30 = 3,14 \cdot 980/30 = 102,5 \text{ рад/с.}$$

Бұралу моментін табамыз:

$$M_k = P/\omega = 48 \cdot 10^3/102,5 = 464 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Бұралу кедергісінің моментін анықтаймыз:

$$W_p = M_k/[\tau_k] = 464/30 \cdot 10^6 = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Талап етілген диаметрді $W_p = nd^3/16 \ll 0,2d^3$;

$d = \sqrt[3]{3W_p/0,2} = \sqrt[3]{315,6 \cdot 10^{-6}/0,2} = \sqrt[3]{43 \cdot 10^{-3}} \text{ м} = 43 \text{ мм}$ формуласынан табамыз.

Табылған диаметр мәнін ең жақын үлкен стандарттық мәніне жақындатып, $d = 45$ мм деп қабылдаймыз.

Мысал 22.2. Егер үздіксіз біліктің диаметрі $d = 70$ мм, ал қуыс біліктің ішкі және сыртқы диаметрлерінің қатынасы $d_0/D = 0,9$ болса, басқа жағдайларда (берілетін қуат, материал, рұқсат етілген кернеу, жұмыс жағдайлары) жұмыс істейтін үздіксіз және қуыс біліктердің массасын салыстырыңыз.

Шешуі. Дөңгелек цилиндрдің бұралуы есептеу формуласынан көрініп тұрғандай, барлық басқа тең шарттарда үздіксіз және қуыс біліктің бұралуына кедергі моменттеріне тең болады, яғни

$$0,2d^3 = 0,2(D^4 - d_0^4)/D.$$

Шарт бойынша $d = 70$ мм, а $d_0 = 0,9D$ болғандықтан, $70^3 = (D^4 - 0,9D^4)/D = 0,334D^3$ теңдігін аламыз

бұдан

$$D = 100 \text{ мм}; d_0 = 0,9D = 90 \text{ мм.}$$

Үздіксіз және қуыс біліктердің массасы олардың көлденең қималарының A_c және A_n аудандары сияқты жатады.

Осы аудандарды табамыз:

$$A_c = nd^2/4; A_n = nD^2/4 - nd_0^2/4 = n(D^2 - d_0^2)/4.$$

Бірінші теңдікті екіншіге бөліп,

$$A_c/A_n = d^2/(D^2 - d_0^2) = 70^2/(100^2 - 90^2) = 2,58$$

аламыз. Жалпы білік үздіксізден 2,58 есеге

жеңілірек.

22.4.

БҰРАЛУ ДЕФОРМАЦИЯСЫНЫҢ ПОТЕНЦИАЛДЫҚ ЭНЕРГИЯСЫ

Тұрақты қиманың дөңгелек цилиндрлік білеуін елестетіп, бір ұшы қатты қысылған және екінші ұшы статикалық қолданылатын, яғни нөлден қандай да бір T мәніне дейін баяу өсетін моментке жүктелген. Жүктеме мен деформация пропорционалды болғанда, момент шегінде қалады, яғни Гук заңы жарамды деп болжаймыз.

T айналдыру моменті білеуде бұралу деформациясын тудырады және сол уақытта деформацияның потенциалдық энергиясы түрінде жинақталатын W жұмысын орындайды және энергияның аз шығынын елемей, $W = \Pi$ деп санауға болады.

Статикалық жүктеме жағдайында жұмыс тең

$$W = \frac{T\phi}{2},$$

мұндағы ϕ — білеудің жалпы бұралу бұрышы. Өйткені $T = M_k$, онда

Бірнеше моменттердің немесе көлденең қимасы өлшемдерінің сатылық өзгеруінің біркелкі әрекетінде білеуді бөлікшелерге бөледі және барлық білеу деформациясының потенциалды энергиясы оның жеке бөлікшелерінің потенциалдық энергиясының сомасы ретінде анықталады:

ЦИЛИНДРЛІК БҰРАНДА СЕРІППЕСІН ЕСЕПТЕУ

Техникада созылу немесе сығылуға жұмыс істейтін дөңгелек көлденең қима болат цилиндрлік бұранда серіппелері ең көп таралған. Осындай орам көтергіші кішкентай α бұрышы ($\alpha < 15^\circ$) бар серіппелерді қалай есептейтінін көрсетеміз.

Бұранда өсінің D диаметрімен, сымның d диаметрімен және күшпен сығылған n орам санымен цилиндрлік бұранда серіппесін қарастырамыз (22.3, а-сурет).

Ішкі күш факторларын анықтау үшін біз қима әдісін қолданамыз. Өс арқылы өтетін жазықтығымен серіппені кесеміз және серіппенің төменгі бөлігін алып тастаймыз (22.3, б-сурет). α бұрышының орам көтергіші аз болғандықтан, орам қимасын көлденең деп санаймыз, яғни шеңбердің d диаметрімен. Серіппенің жоғарғы бөлігінің тепе-теңдігін қарастыра отырып, біз орамның көлденең қимасында екі ішкі күш факторының пайда болғанын көреміз: $Q = F$ көлденең күші мен $M_k = FD/2$ бұралу моменті. Бұдан шығатыны, орамның көлденең қимасында тек ығысу мен бұралудың жанама кернеулері әрекет етеді.

Ығысу кернеулерінің қима бойынша біркелкі бөлінгенін, ал бұралу кернеулерінің түзу дөңгелек цилиндрдің бұралу жағдайындағыдай анықталады деп есептейміз. Ығысу және бұралу кернеулерін бөлу эпюралары, сондай-ақ қиманың көлденең диаметріндегі нүктелердегі жиынтық кернеулердің эпюрасы на рис. 22.3, б көрсетілген.

Эпюра жиынтығынан көрініп тұрғандай, ең үлкен жанама кернеулер серіппенің өсіне жақын В нүктесінде пайда болғаны анық:

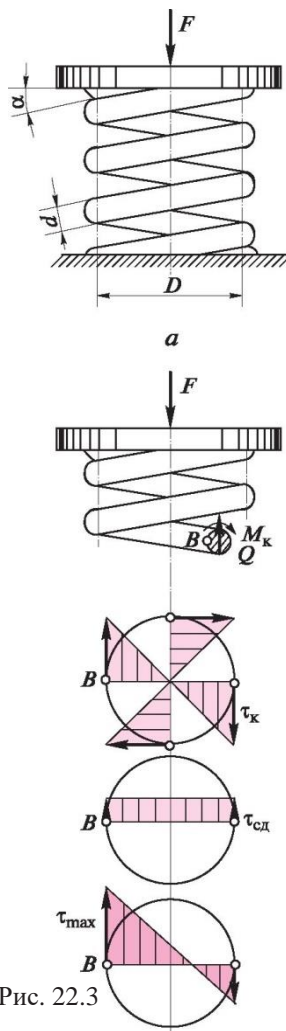


Рис. 22.3

$$\tau_{\max}^{-\tau} \text{сд} + \frac{Q + M_{\kappa} - F + FD/2}{A W_p n d^2 / 4 n d^3 / 16}$$

$$T_{\max} n d^3 l 2D + / - 8FD f d + Ц$$

Егер серіппе салыстырмалы түрде үлкен орташа диаметрі болса және салыстырмалы түрде жіңішке сымнан жасалса, онда жақшадағы бірінші қосымша (ығысу кернеуіне сәйкесетін) бірліктен әлдеқайда аз және оларды ескермеуге болады; сонда

$$\tau_{\max} \frac{8FD}{n d^3} < [\tau]. \quad (22.1)$$

Цилиндрлік бұранда серіппесін шамамен есептеу формуласы мына түрде болады:

Серіппелер әдетте жоғары сапалы болаттан жасалғандықтан, рұқсат етілген кернеу $[\tau] = 200 \dots 1000$ МПа шегінде қабылданады.

Әрі қарай X серіппесінің биіктігінің (шөгүінің) азаюын анықтау үшін формуланы шығарамыз. Ұзындығының шағындығын ескере отырып, тұзусызықты деп санайтын серіппені шексіз dl ұзындығындағы шағын бөлікшелерге бөліп, тек бұралу деформациясының потенциалдық энергиясын ескере отырып, алатынымыз:

$$\Pi \sim \sqrt{2} d l - \text{ИЛ} \\ - \{ \tau_{\text{GI}}^2 p \sim \tau_{\text{GI}}^2 p \},$$

мұндағы $l = nDn$ — серіппе сымның ұзындығы.

Серіппеге статикалық қолданылған F күшінің жұмысы тең болады: $W = FX/2$. Өйткені $W = \Pi$, $M_{\kappa} = FD/2$, $I_p = n d^4 / 32$, онда $F = \frac{Gd^4}{2Gnd^4/32}$

$$FX = \frac{(FD/2)^2 nDn}{2Gnd^4/32} \quad \text{мұндағы } c = \frac{8D^3 n}{c}$$

$$\text{бұдан } X = \frac{8FD^3 n}{Gd^4}$$

Бұл формуланы мына түрде жазуға болады: X серіппе қатаңдығының коэффициенті.

X — 1 с — F, сондықтан қатаңдық коэффициенті тұнба шақыратын ұзындығық бірлігіне теңестіретін күшке тең болады.

Орамның орташа диаметрі сымның диаметріне қатынасы c_n арқылы белгіленеді және : $c_n = D/d$ серіппе индексі деп аталады:

Әдетте серіппе индексі $c_n = 4 \dots 12$.

Мысал 22.3. Егер $F = 800$ Н күшінің әсерімен оның шөгугі $X = 39$ мм болса, болат серіппе сымның диаметрін анықтаңыз. Серіппе индексі $c_n = 6$, орам саны $n = 14$. Серпімділік модулі $G = 8 \cdot 10^4$ МПа, рұқсат етілген кернеу $[\tau] = 450$ МПа.

Шешуі. Серіппе индексі $c_n = D/d$, бұдан $D = c_n d$. D мәнін серіппе шөгугінің формуласына қоямыз:

$$X = \frac{8FD^3 n}{Gd^4} = \frac{8Fc_{n^3} d^3 n}{Gd^4} = \frac{8Fc_{n^3} n}{Gd}$$

осыдан d табамыз және сандық мәнді ауыстырудан кейін алатынымыз

$$d = \frac{8Fc_{n^3} n}{XG} = \frac{8 \cdot 800 \cdot 6^3 \cdot 14}{39 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 10^6} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 7 \text{ мм};$$

$$D = c_n d = 6 \cdot 7 = 42 \text{ мм}.$$

23-тарау

ИІЛІС

23.1.

ТҮЗУ БІЛЕУДІҢ ТАЗА ИІЛІСІ ТУРАЛЫ ТҮСІНІК

Таза иіліс – білеудің кез келген көлденең қимасында тек *иілу моменті* туындайтын деформацияның түрі.

Егер өс арқылы өтетін жазықтықта, мысалы, шамалары бойынша тең және белгісі бойынша қарама-қарсы екі жұп күші тікелей білеуге қолданылатын болса, онда таза иілістің деформациясы орын алады.

Арқалықтар, өстер, біліктер және басқа да құрылымдық бөлшектер иіліске жұмыс істейді (арқалықтың анықтамасы теориялық механикадан белгілі). Болашақта біз әрдайым біз ең құрғанда симметриясының бір жазықтығы бар және жүктемелердің әрекет ету жазықтығы онымен сәйкесетін осындай білеулерді қарастырамыз. Бұл жағдайда иіліс деформациясы сыртқы күштердің әрекет ету жазықтығында жүреді және қиғаш иілістен айырмашылығы иіліс *түзу* деп аталады.

Иіліс деформациясын зерттегенде, біз арқалықты талшықтардың шексіз санынан, параллельді өстерден тұрады деп ойша елестетеміз. Дифформацияның иілу идеясын алу үшін біз екі эксперимент жүргіземіз. Иіліс деформациясы туралы түсінік болу үшін екі тәжірибе жүргізейік.

1. . Бұрыштың жоғарғы және төменгі бөліктерінде алдын ала ойық жасалған және олардың ішіне білеу ойығының өлшемімен дәл өлшеніп енгізілген екі тіреуішке еркін орналасқан арқалық иіліс деформациясына ұшыраған (23.1-сур.). Нәтижесінде дөңес жақта орналасқан білеулер ойықтан құлап түседі, ал еңкіш жағында орналасқан білеулер қысылып қалады.

2. Тікбұрышты қима білеуінің призмалық резеңке бүйір беттеріне (үлкейіп көріну үшін) бойлық және көлденең түзу сызықтарының торын саламыз және осы білеуді таза иілістің деформациясына ұшыратамыз (23.2-сурет). Нәтижесінде төмендегілерді көруге болады:

:

а) деформация кезінде көлденең түзу сызықтар түзу болып қалады, бірақ олар бір-біріне қарай бұрылады;

б) бойлық түзу сызықтар, сонымен қатар білеу өстері қисаяды;

в) білеу қималары көлденең бағытта иілген жағында кеңейеді және ойыс жағында тарылады.

Осы тәжірибелерден мынадай қорытынды шығаруға болады: *таза иіліс кезінде арқылы жазық қималардың болжамы жарамды; дөңес жақта орналасқан талшықтар созылып, ойыс жағында орналасқаны сығылады, олардың арасындағы шекарада өзінің ұзындығын өзгертпей, тек қисайған талшықтардың бейтарап қабаты жатады.*

Талшықтардың сығылу туралы болжамын жарамды деп санасақ, білеудің көлденең қимасында *таза иіліс кезінде қима бойымен әркелкі бөлінген созылу мен сығылу нормал кернеулері туындайды* деп сендіруге болады.

Білеу талшықтары мен өстерінің қисаюы көлденең қиманың бойымен нормал кернеулердің біркелкі бөлінбеуіне байланысты.

Көлденең қима жазықтығымен бейтарап қабаттың қиылысу сызығы *бейтарап өс* (б.ө.) деп аталады. Бейтарап өсте нормал кернеулер *нөлге тең*.

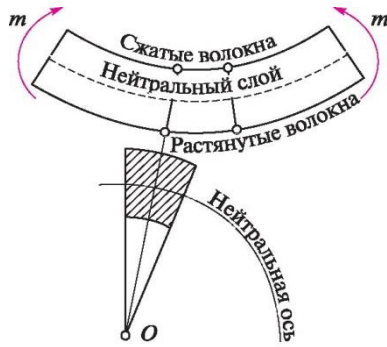
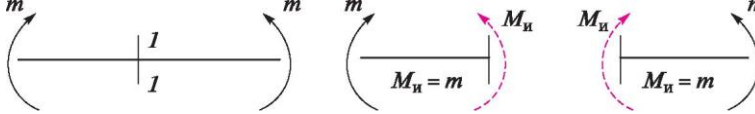


Рис. 23.2

23.2. ИЛІС МОМЕНТІ ЖӘНЕ КӨЛДЕНЕҢ КҮШ

Теориялық механикадан белгілі болғандай, арқалықтардың қолдаун реакцияларын бүкіл арқалықтың статика тепе-теңдік теңдеулерін құру және шешу жолымен анықтайды. Ішкі күштерді анықтағанда, байланыс реакциялары арқалыққа әрекет етуші белсенді сыртқы күштермен бірге тең ескеріледі.

Ішкі күш факторларын анықтау үшін көлденең қима әдісін қолданамыз және арқалықты тек қана бір сызықпен – белсенді және реактивті күштер қолданылатын өспен саламыз. Екі жағдайды қарастырайық.



23.3-сурет

1. Арқалыққа белгілері жағынан екі тең әрі қарама-қарсы күш жұбы қолданылған (23.3-сурет).

I — I қимасынан сол немесе оң жағында орналасқан арқалық бөліктерінің тепе-теңдігін қарастыра отырып, барлық көлденең қималарда тек сыртқы моментке тең $M_{и}$ иіліс моменті пайда болады. Осылайша, бұл таза иіліс жағдайы.

Иіліс моменті арқалықтың көлденең қимасында әрекет ететін ішкі нормал күштердің бейтарап өсіне қатысты нәтижелі момент болып табылады.

Арқалықтың сол және оң бөліктері үшін иіліс моментінің бағыттары әртүрлі болатынына назар аударамыз. Бұл иіліс моментінің белгісін анықтау кезінде статика белгілерінің ережесінің *жарамсыздығын* көрсетеді.

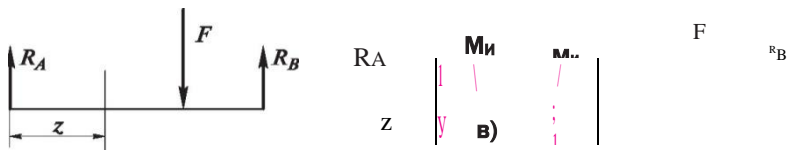
2. Арқалыққа өске перпендикулярлы белсенді және реактивті күштер қолданылған (23.4-сурет).

Арқалықтың сол және оң жағында орналасқан бөліктерінің тепе-теңдігін қарастыра отырып, көлденең қимада $M_{и}$ иіліс моменті мен Q көлденең күшінің әрекет етуі тиіс екендігін көреміз. Бұдан шығатыны, қарастырылып отырған жағдайда көлденең қима нүктелерінде иіліс моментіне сәйкес келетін тек нормал кернеулер ғана емес, сонымен қатар көлденең күшке сәйкес келетін жанама кернеулер де әрекет етеді.

Көлденең күш – арқалықтың көлденең қимасында ішкі жанама күштің нәтижесі.

Көлденең күштің белгісін анықтау кезінде статика белгілері ережесінің *жарамсыздығын* көрсететін арқалықтың сол және оң бөліктеріне көлденең күштің кері бағытта екеніне назар аударайық.

Арқалықтың көлденең қимасында әрекет ететін иіліс *иіліс моменті* мен көлденең күш *көлденең* деп аталады.



Жалпы жағдайда, көлденең иілісте әртүрлі қималардағы иіліс моменті мен көлденең күш әртүрлі мәнге ие бола алады.

Күштердің жазықтық жүйесі әрекетінің тепе-теңдігінде орналасқан арқалықтың кез келген нүктеге қатысты барлық белсенді және реактивті күштер моменттерінің алгебралық сомасы нөлге тең; демек көлденең қиманың сол жағындағы арқалыққа әрекет етуші сыртқы күштердің моменттері соманың қиманың оң жағындағы арқалыққа әрекет ететін барлық сыртқы күштер моменттерінің сомасына сандық түрде тең болады.

Осылайша, арқалық қимасының иіліс моменті қиманың оң немесе сол жағында әрекет ететін барлық сыртқы күштер қимасының ауырлық орталығына қатысты моменттердің алгебралық сомасына сандық түрде тең болады.

Өске перпендикулярлы күштердің (яғни параллель күштер жүйесі) жазықтық жүйесі әрекетінде тепе-теңдікте болатын арқалықта барлық сыртқы күштердің алгебралық сомасы нөлге тең; демек, қиманың сол жағына арқалыққа әрекет ететін сыртқы күштердің сомасы қиманың оң жағындағы арқалыққа әрекет ететін күштердің жиынтығына тең болады.

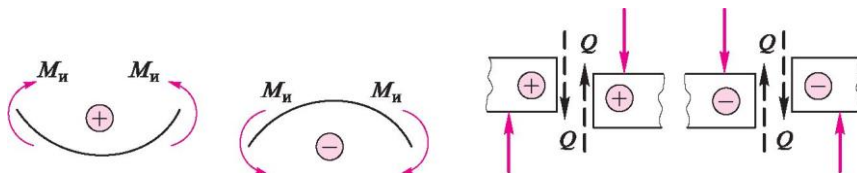
Осылайша, арқалық қимасындағы көлденең күш қимадан оң немесе сол жақта әрекет ететін барлық сыртқы күштердің алгебралық сомасына сандық түрде тең болады.

Статика белгілерінің ережелері иіліс моментінің және көлденең күштің белгілерін белгілеу үшін қолайсыз болғандықтан, олар үшін басқа белгілерді бекітеміз, атап айтқанда:

егер сыртқы жүктеме арқалықты төменге дөңес июге бағыттаған болса, қимадағы *иіліс моменті оң* деп есептеледі және керісінше, егер сыртқы жүктеме арқалықты жоғары дөңес июге ұмтылса, қимадағы *иіліс моменті теріс* деп есептеледі (23.5-сурет);

егер қиманың *сол жағында* орналасқан сыртқы күштердің қосындысы жоғары көтерілсе, қимадағы көлденең күш *оң* нәтиже береді, егер нәтиже төменге бағытталған болса, қимадағы *көлденең күш теріс* деп есептеледі; қимадан оң жақта орналасқан арқалықтың бөліктері үшін көлденең күш белгілері қарама-қарсы болады (23.6-сурет).

23.6-сурет



23.5-сурет

Осы ережелерді пайдалана отырып, арқалықтың қимасын қатты қысылған, ал байланыстар алып тасталды және реакциялармен ауыстырылды деп ойша елестетуге болады.

Қолдау реакцияларын анықтау кезінде; иіліс моменті мен көлденең күштің белгілерін анықтаған кезде – материалдардың кедергі белгілерінің ережелері бойынша статика белгілерінің ережелерін қолдануға болатындығын атап көрсетеміз.

Иіліс моменттері белгілерінің ережесін кейде «жаңбыр ережесі» деп атайды (егер дөңес төмен болса, онда жаңбыр суы толып қалатын шұңқыр бар және керісінше).

23.3. ДИФФЕРЕНЦИАЛДЫҚ ИІЛІС ТӘУЕЛДІЛІКТЕРІ

Көпір құрылысының тамаша инженері ресейлік Д.И. Журавский (1821-1891) атымен аталатын, Журавский теоремасына негізделген иіліс моменті, көлденең күш пен бөлінген жүктеменің қарқындылығы арасында дифференциалдық тәуелділіктерге ие.

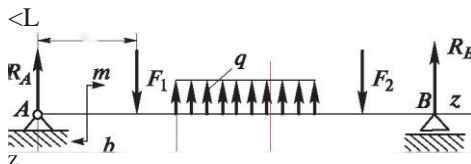
Теорема. Көлденең күш арқалық қимасының абсцисі бойынша иіліс моментінің бірінші туындысына тең.

Арқалықты қарастырайық (23.7-сурет). Біз координаттардың шығуын арқалықтың сол жақ ұшынан аламыз, ал z өсін оңға қарай бағыттаймыз (әрі қарай маңызды мәнге ие болады). Арқалық бөлікшелерінің бірінде біз z ағымдағы координатымен қиманы алып, иіліс моментінің теңдеуін жазамыз:

$$M^z = R_A z + m - F(z - a) + q(z - b)^2/2.$$

Бұл өрнекті z координаты бойынша дифференциалап, аламыз

$$\frac{dM^z}{dz} = R_A - F + q(z - b).$$



Бұл теңдеудің оң жағында тұрған өрнек – z қимасының Q көлденең күші. Осылайша,

$$\frac{dM_{и}}{dz} = Q;$$

теорема дәлелденді.

Егер иіліс моменттерінің теңдеуі (тең бөлінген жүктемелері бар аймақтары үшін) қайтадан дифференциаланған болса, онда аламыз

$$\frac{d^2 M_{и}}{dz^2} = \frac{dQ}{dz},$$

яғни иіліс моментінің екінші туындысы немесе көлденең күштің қимасының бірінші туындысы арқалық қимасының абсцисі бойынша бөлінген жүктің қарқындылығына тең болады.

Жоғары математикадан белгілі болғандай, дөңес немесе ойыс қисығы болып табылатын екінші туынды функцияның белгілерімен айтуға болады; эпюра жасау кезінде сәйкес ережені қолдануға болады.

23.4.

КӨЛДЕНЕҢ КҮШТЕР МЕН ИІЛІС МОМЕНТТЕРІНІҢ ЭПЮРАСЫ

Көлденең күштер мен иіліс моменттерінің арқалық өсі бойымен бөлудің көрнекілігі үшін арқалықтың болжанған қауіпті қимасын анықтауға және көлденең күштің мәндері мен осы қимадағы иіліс моментін анықтауға мүмкіндік беретін эпюралар құрылады.

Көлденең күштер мен иіліс моменттерінің эпюраларын екі тәсілмен салуға болады.

Бірінші тәсіл алдымен көлденең күштердің аналитикалық өрнектерін және көлденең қиманың ағымдағы z координатасының функциялары ретінде әрбір бөлікше үшін иіліс моменттерін құрастырады:

$$Q = f_1(z); M_{и} = f_2(z).$$

Содан кейін алынған теңдеулерден эпюралар құрылады.

Екінші тәсіл эпюраларды көлденең күштер мен иіліс моменттерінің тән нүктелерімен және мәндерімен бөлікшелер шекараларында құрастырудан тұрады. Бұл әдісті қолдана отырып, көп жағдайларда көлденең күштер мен иіліс моменттерінің теңдеулерін құрастырмай-ақ жасауға болады. Кейбір тәжірибенің көрсетуі бойынша, екінші әдіс қолайлырақ.

Эпюраны құруда төменде келтірілген ережелерді басшылыққа алыңыз:

1. Моменттер эпюрасы *сызылған талшықтан* құрады, яғни оң моменттерді (оң көлденең күштерді де) өстен жоғары, ал теріс моменттерді төмен қояды.
2. Жұмсартылған шекаралық шарттар принципін қолданып, шоғырландырылған күш қолданылатын қимада *көлденең күштің* мәні *кенеттен* өзгереді және секіру осы күштің модуліне тең болады деп болжаймыз.
3. Сол негіздемеде жұп күштер (момент) қолданылатын қимада *иіліс моментінің* мәні *кенеттен* өзгереді, ал секіру жұптың моментіне тең болады деп болжаймыз.
4. Журавскийдің теоремасы арқылы эпюраларды салудың дұрыстығын тексеру керек.

$$\frac{dM_n}{dz} = \text{tg } a,$$

Математикадан белгілі болғандай, егер $M_n = f(z)$, онда мұндағы a — z өсінің оң бағыты бар моменттердің эпюрасына жанама бұрыш.

$$Q = \frac{dM_n}{dz} = \text{tg } a$$

Журавский теоремасына сәйкес,

(M_n масштабы мен z сандық бірлігіне тең деп болжаймыз), демек егер a бұрышы сүйір болса, онда $Q > 0$ және бөлікшеде *иіліс моменті өседі*; егер a бұрышы доғал болса, онда $Q < 0$ және *иіліс моменті бөлікшеде кемиді*; егер барлық бөлікшеде $a = 0$ болса, онда $M_n = \text{const}$, $Q = 0$ және осы бөлікшеде *таза иіліс* пайда болады; егер эпюра моментінің бір нүктесінде $a = 0$ болса, онда бұл қимада $Q = 0$, ал *иіліс моменті экстремалды* (максималды немесе минималды) *мәнге* ие. Қимада, көлденең күш эпюрасында секіру иіліс моменттерінің эпюрасында жанама бағыттың күрт өзгерісі көрсетіледі.

Иіліс моменттері мен көлденең күштер белгілерінің ережелері Журавскийдің теоремасы негізінде алынған белгілерге қайшы келмеуі үшін, эпюраларды тексеру кезінде z өсін әрдайым ойша *солдан оңға* қарай бағыттаған жөн.

5. Бөлінген жүктемесі жоқ бөлікшеде эпюра моменті *еңкіш түзу сызық*, ал *көлденең күш эпюрасы өсіне параллель түзу сызық* болып табылады.

6. Біркелкі бөлінген жүктеме қолданылатын бөлікшеде *моменттер эпюрасы – парабола*, ал *көлденең күштердің эпюрасы көлбеу еңкіш түзу* болып келеді.

7. Арқалықтың ұшына жұп күші қолданылмаса, *иіліс моменті нөлге тең* болады.

8. Консолдық арқалықтарға арналған эпюраны құрастыру кезінде координаттың басталуын консолдың ұшынан алу ыңғайлы, ол көбінесе тірек реакцияларын анықтамай-ақ жасауға мүмкіндік береді. Қорға сәйкес келетін қимада *көлденең күші – реактивті күшке*, ал *реактивті моментке иіліс моменті тең* болады.

Мысал 23.1. Екі ұшымен топсалы бекітілген және шоғырландырылған күшпен жүктелген арқалық үшін көлденең күштер мен иіліс моменттерінің эпюраларын құрыңыз (23.8-сурет).

Шешуі. Координаттардың басталуын арқалықтың сол жақ ұшына орналастырамыз, ал өсті оңға бағыттаймыз. Бұл арқалық екі бөлікшеден тұрады.

А және R_B тіректеріне қатысты моменттердің теңдеулерін құра отырып, R_A және R_B тірек реакцияларын анықтаңыз:

$$\sum M_A = 0; -Fa + R_B l = 0, \text{ бұдан } R_B = Fa/l;$$

$$\sum M_B = 0; -R_A l + Fb = 0, \text{ демек, } R_A = Fb/l.$$

у өсіндегі проекциялар теңдеуін құра отырып, реакцияларды анықтаудың дұрыстығын тексереміз:

$$\sum Y = 0; R_A - F + R_B = 0;$$

$$Fb/l - F + Fa/l = F(a + b)/l - F = F - F = 0.$$

Алынған сәйкестік $0 = 0$ реакциялардың дұрыс анықталғандығын көрсетеді.

Бұл үшін қима әдісін қолданып, эпюраларды салуға кірісеміз.

Көлденең күштердің эпюрасын құру. Бірінші бөлікшеде Q_1 көлденең күші оң, тұрақты және R_A тең болады, өйткені $l - l$ қимасының сол жағында басқа күштер жоқ.

$Q_1 == R_a = Fb/l$ еркін масштабында эпюра өсінен жоғары шығарамыз; содан соң

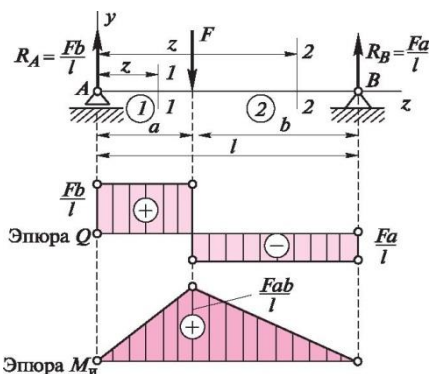


Рис. 23.8

эпюра өсіне параллель түзу жүргіземіз.

Екінші бөлікшедегі көлденең күштің мәні Q_2 тең болады:

v

(егер арқалықтың бөлігін 2 — 2 қимасының оң жағында орналасқан деп қарастырсақ, онда да соны аламыз).

F шоғырландырылған күшін қолдану B нүктесінде Q эпюрасы F сандық түріне тең секіруге ие болады.

Q эпюра түрі 23.8-сур. көрсетілген.

Иіліс моменттерінің эпюрасын құру. Бірінші бөлікшедегі 1 — 1 қимасында иіліс моменті $M_{1и} = R_A z$, тең, z оған қоса 0-ден a -ға дейін өзгереді. z осы бірінші дәрежедегі теңдеуге енетіндіктен, моменттердің эпюрасы түзу сызық болады.

$M_{1и}$ эпюрасын құру үшін бөлікше шекараларындағы моменттердің мәндерін табу жеткілікті, яғни $z = 0$ и $z = a$ болғанда:

$$z = 0 \quad M_{1и} = 0 \text{ болғанда}$$

$$z = a \quad M_{1и} = Fba/l \text{ болғанда}$$

2 — 2 қимасындағы иіліс моментін анықтау үшін бір күш әрекет ететін арқалықтың оң жақ бөлігін қарастыру оңайырақ:

$$M_{2и} = R_B(l - z),$$

a -дан l -ге дейін z өзгереді.

Екінші бөлікшедегі моменттің эпюрасы түзу сызықпен де көрсетіледі. Бөлікше шекарасындағы иіліс моментінің мәндерін табамыз:

$$z = a \quad M_{2и} = Fa(l - a)/l = Fab/l \text{ болғанда;}$$

$$z = l \quad M_{2и} = Fa(l - l)/l = 0 \text{ болғанда,}$$

Алынған мәндер бойынша $M_{и}$ эпюрасын құрамыз. F күші қолданылған қимада $M_{и}$ ең үлкен мәнге ие:

$$M_{и \text{ шах}} = \frac{Fab}{l}.$$

Бұл қима қауіпті болуы мүмкін.

Жеке жағдайда, F күші арқалықтың ортасында қолданылған:

$$a = b = l/2 \text{ и } M_{и \text{ шах}} = Fl/4.$$

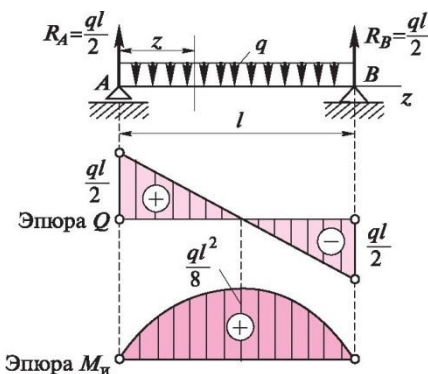


Рис. 23.9

Мысал 23.2. Екі тіреуіште еркін орналасқан және біркелкі бөлінген q жүктеме қарқындылығымен жүктелген арқалыққа арналған көлденең күштер мен иіліс моменттерінің эпюраларын құрыңыз (23.9-сурет).

Шешуі. Арқалықтың бүкіл ұзындығы бойынша жүктеменің бөліну симметрия күшіне тірек реакциялар өзара тең болады:

Көлденең күштер эпюрасының құрылуы. Бұл арқалықтың бір бөлікшесі бар. Кез келген көлденең қимада көлденең күш

$$Q = RA - qz - ql/2 - qz.$$

z осы бірінші дәрежедегі теңдеуге енгендіктен (сызықтық тәуелділік), Q эпюрасы түзусызықты болады. Эпюраны құру үшін екі нүктедегі көлденең күштің мәндері жеткілікті: $z = 0$ $Q = ql/2$; болғанда; $z = l$ $Q = ql/2 - ql = -ql/2$ болғанда.

23.9-сур. Q эпюрасы көрсетілген.

Иілу моменттерінің құрылуы. Арқалықтың кез келген қимасында иіліс моментінің өрнегі мынадай түрге ие:

$$M_{и} = R az - qz^2 - q \cdot 2 \cdot z - \text{Щ}^{\wedge}.$$

Бұл – парабола теңдеуі. $M_{и}$ мәнін анықтаймыз.

$$z = 0 \quad M_{и} = 0$$

$$\begin{array}{l} \text{болғанда} \\ z = 2 \quad M_{и} \end{array} \quad \begin{array}{l} ql \cdot l - ql^2 - ql^2 \\ \sim 2 \cdot 2 \cdot \Gamma - \text{''Т.} \end{array}$$

Әлбетте, $z = l$ $M_{и} = 0$ болғанда

23.9-сур. көрсетілгендей, табылған мәндер бойынша $M_{и}$ эпюрасын

$$\frac{d^2 M_{и}}{dz^2} = -q,$$

құрамыз. Екіншісі туынды болғандықтан, яғни нөлден аз, онда $M_{и}$ эпюрасы жоғары дөңеспен орналасқан.

Журавский теоремасына сәйкес, иіліс моментінің максималды мәні арқалық ұзындығы ортасында болады, мұндағы $Q = \frac{dM_{и}}{dz} = 0$:

$$M_{и} = \text{max}$$

23.5. ТАЗА ИІЛІСТЕГІ НОРМАЛ КЕРНЕУЛЕР

Бұрын бекітілгендей, арқалықтың таза иілісіндегі көлденең қималарында ғана кеңейту мен сығылудың қалыпты кернеулері пайда болады. Бұл кернеулерді көлденең қимада бөлу туралы мәселе арқалық талшықтарының деформацияларын қарастыру арқылы шешіледі.

Таза иілістің деформациясына ұшыраған арқалықтың бір бөлікшесін қарастырайық. AB және CD екі көлденең қимасымен шексіз ұзындығы ds арқалығының элементін бөліп аламыз (23.10-сурет). Бейтарап қабаттың қиықтық радиусын ρ арқылы белгілейміз.

NN бейтарап қабатынан y қашықтығында орналасқан mn талшықтарының қабатын қарастырамыз. Иіліс деформациясының нәтижесінде бұл талшық m_n шамасына ұзарады. Қашықтықтың ds шамасының шағындығын ескере отырып, көлеңкелі үшбұрыштарды түзу сызық деп есептейміз; бұл үшбұрыштар ұқсас ($nF \parallel mE$):

$$AOEF \sim AFm_n$$

Үшбұрыштардың ұқсастығынан теңдік жазамыз:

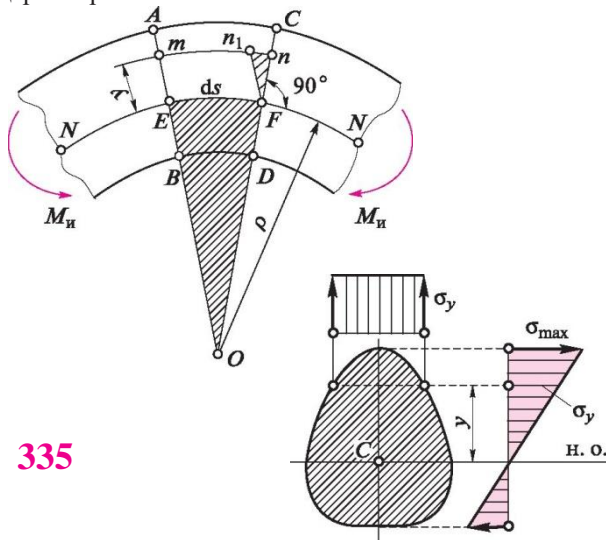
$$\frac{m_n - y}{ds} = \frac{y}{\rho}$$

Бұл теңдіктің сол бөлігі салыстырмалы ұзарту болғандықтан, яғни $\frac{m_n - y}{ds} = \epsilon$, то $\frac{y}{\rho} = \epsilon$. Кернеу мен сығылу кезінде Гук заңын қолданып, аламыз: $\sigma = E\epsilon$

$$\sigma = \frac{E y}{\rho}$$

Бұл формуладан нормал кернеулердің иіліс кезінде қиманың биіктігінде біркелкі бөлінетіні көрініп тұр: *максималды кернеулер бейтарап өстен жойылған талшықтарда пайда болады*. Нормал кернеулер қиманың еніне байланысты өзгермейді. Нормал кернеулерді бөлу 23.11-сур. көрсетілген.

Нормал кернеулерді анықтау үшін алынған формула қолайсыз, себебі оған бейтарап қабаттың қиықтық радиусына кіреді. Нормал кернеулерді иіліс моментімен байланыстыратын формуланы алу үшін, біз қима әдісін қолданамыз және арқалық бөлігінің 23.12-сур. көрсетілген тепе-теңдігін қарастырамыз.



Көлденең қима жазықтығында біз шексіз шағын dA аймағын таңдап аламыз, оның шегінде нормал кернеулер σ тұрақты болып есептеледі; онда dA аймағында әрекет ететін dN қалыпты күші тең болады:

$$dN = \sigma dA$$

Тепе-теңдіктің екі теңдеуін құрамыз:

$$1) \quad \sum_{A} z = 0; \sum_{A} dN = 0$$

немесе

$$\int_{A} \sigma y dA = \int_{A} \sigma y dA = E \int_{A} \epsilon y dA = 0$$

(бұл қима үшін ϵ тұрақты шама болып табылады, сондықтан ол интеграл белгісі ретінде қабылданады). Өйткені E және ϵ нөлге тең емес, онда

$$\int_{A} y dA = 0.$$

Бұл интеграл x өсіне қатысты, яғни бейтарап өске қатысты қиманың статикалық моментін білдіреді. Статикалық моменттің нөлге теңдігі *бейтарап өс иілісінде көлденең қиманың ауданының ауырлық орталығы арқылы өтеді* дегенді білдіреді.

$$2) \quad \sum_{F} M_x = 0; -m + \sum_{F} y dN = 0.$$

Себебі таза иіліс кезінде иілу моментінде $M_H = m$, то сыртқы моментіне тең болады

$$M_H = \int_{A} y dN = \int_{A} y \sigma dA = \int_{A} y \epsilon dA = E \int_{A} y \epsilon dA = -$$

мұндағы $I = \int_{A} y^2 dA$ — бейтарап өске қатысты көлденең қиманың инерция моменті; EI — иілістігі қиманың қатаңдығы.

Тұрақты қиманың арқалығының таза иілісі болғандықтан $M_H = \text{const}$ және $I = \text{const}$, онда $\epsilon = EI/M_H = \text{const}$. Демек, осындай арқалықтың иілген өсі шеңбердің доғасын береді.

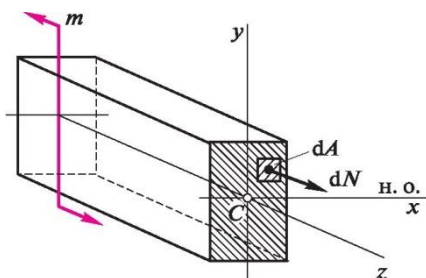


Рис. 23.12

Нормал кернеулерді анықтау үшін кисықтық радиусы өрнегін формулаға ауыстырамыз; сонда

$$E_y = E_y = \frac{M_{и} y}{EI} \quad (1)$$

Нормал кернеулердің максималды мәні бейтарап өсінен жойылған талшықтарда болады:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{и} y_{max}}{I} = \frac{M_{и}}{W_x}$$

мұндағы $W_x = I/y_{max}$ — *иіліс қима кедергісінің моменті* (немесе *кедергінің өстік моменті*), бейтарап өске қатысты көлденең қиманың инерцияның өстік моментінің осы өстен жойылған талшыққа дейінгі арақатынасына тең.

Иіліске қиманың кедергі моментінің өлшемділігі $[Ж] = м^3$.

Сонымен, таза иіліс үшін максималды нормал кернеулер формула бойынша есептеледі

$$\sigma_{max} = \frac{M_{и}}{W}$$

Бұл формуланың құрылымы жағынан созылу, сығылу, ығысу мен бұралудағы кернеулерді анықтауға арналған формулаларға ұқсас екеніне назар аударайық.

23.6.

ИІЛІСТЕГІ БЕРІКТІКТІ ЕСЕПТЕУ

Иілістегі арқалық беріктігінің шарты қауіпті қимадағы максималды нормал кернеу рұқсат етілген мөлшерден аспауы тиіс.

Талшықтардың деформацияланбаған гипотезасы тек таза иілісте ғана емес, сонымен қатар көлденең иіліс үшін де жарамды деп болжап, көлденең қимада таза иілістегі де, көлденең иілістегідегі нормал кернеулерді сол формуланы пайдалана отырып анықтай аламыз. Жанама кернеулерге арқалықтың беріктігін тексеру мәселесі, сондай-ақ арқалықтардың қаттылығын есептеу туралы мәселе келесі тараушаларда қаралатын болады.

Иілістегі беріктікті есептеу формуласы мына түрде болады

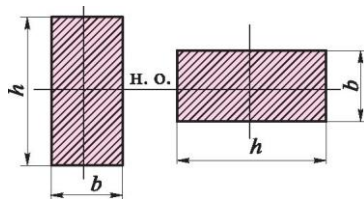
$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} - [a]$$

және былай оқылады: $a = M_{и max} / W_x$, формуласымен анықталған *қауіпті қимадағы нормал кернеу рұқсат етілгеннен аспауы тиіс. Рұқсат етілген нормал кернеу созылу мен сығылу сияқты иілісте де солай таңдалады.*

Максималды иілу моменті иілу моменттерінің эпюрасынан немесе есептеумен анықталады.

Өйткені есептеу формуласында иіліс кедергісінің моментіне W формуласы қарсыласуға қарсы тұру қарқындылығы, W_s үлкен болса, соғұрлым аз кернеулер

Так как момент сопротивления изгибу W в расчетной формуле стоит в знаменателе, то чем больше W_s , тем меньше будут расчетные напряжения. Ең көп таралған қималардың иілісіне қарсы тұру моментін анықтайық:



23.13-сурет

1. $b \times h$ өлшеміндегі тікбұрыш (23.13-

сур.):

$$W_{пр} = \frac{I_{Ушах}}{6} = \frac{bh^3}{12} \cdot \frac{h}{2} = \frac{bh^3}{6}$$

Егер тікбұрыш қимасының арқалығын салса, онда $W^* = hb^2/6$, сонда

$$W_{пр} = \frac{bh^3}{6}, \quad hb^2 = h$$

демек басқа да теңдес жағдайларда ст' тікбұрышты арқалықтың ең үлкен нормал кернеулері тегіс салынған арқалыққа қарағанда, оның ең үлкен h габаритті өлшемі тік болғанда үлкен болады (иіліс тік жазықтықта болады).

Бұдан шығатын ереже: *максималды беріктікті қамтамасыз ету үшін, инерция моменті максималды болып табылатын өс бейтарап болуы тиіс.*

2. Шеңбер d диаметрімен:

3. Сақина $D \times d$ өлшемімен:

Сақиналық қиманың кедергі моментін ірі және кіші шеңберлердің кедергі моменттерінің айырмашылығы ретінде *анықтауға болмайды.*

Көлденең қиманың ауданы бірдей болғанда, яғни материал шығыны бірдей болғанда, сақиналық қиманың қарсыласу моменті дөңгелек қиманың қарсыласу моментінен артық екенін есептеу қиын емес.

Өйткені бейтарап өске жақын материал аз кернеуленген, бейтарап өстен әрі қарай материалдың көптігін ұстану пайдалы.

Сондықтан машина жасауда тікбұрышты қиманың металл арқалықтары сирек қолданылады, бірақ таврлы, қоставрлы, бұрыштық, швеллерлі және басқа қималардың профильді илемді арқалықтары өте кең таралған. Инерция моменттері, кедергі моменттері және илемді стандартты өлшемдер профильдерінің басқа сипаттамалары ГОСТ кестелерінде келтірілген.

Материалдары созылу мен сығылуға (мысалы, шойын) *біркелкі жұмыс істемейтін* арқалықтар үшін, бейтарап өске қатысты симметриялы емес профильдерді, мысалы, таврлы немесе П тәріздіні қолдану пайдалы. Симметриялық емес профильде иіліс кезінде созылу және сығылу кернеулері бірдей болмағандықтан, онда, мысалы, шойын арқалықтың қимасы аз кернеулердің созылған кернеулер аймағында орналасқандығы, ал үлкені тығыздалған талшықтар аймағында орналасуы (23.14-сур.)

Қоставрлы, тікбұрышты және квадраттық қималардың арқалық массасының үнемділігіне салыстыру жүргіземіз. Есептеу теңдеуінен біз арқалықтың иіліс кедергісінің моментін анықтаймыз:

$$W_x = \frac{M}{\sigma_c} = M_{\text{итак}} = 1,2 \cdot 10^3 \text{ м}^3 = 1\,200 \text{ см}^3.$$

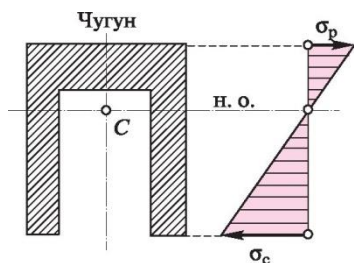
ГОСТ кестелері бойынша $A_{\text{дв}} = 84,7 \text{ см}^2$ көлденең қима ауданымен № 45 қоставрлы профилін таңдаймыз.

$$\frac{bh^2}{6} \quad \frac{b \cdot 4b^2}{6} \quad \frac{2b^3}{3} \quad 1\,200 \text{ см}^3,$$

$h = 2b$ болжай отырып, тікбұрышты қиманың өлшемін анықтаймыз:

бұдан $b = \sqrt[3]{1\,200 \cdot 3/2} = 12,2 \text{ см}$; $h = 2b = 24,4 \text{ см}$; $A_{\text{пр}} = bh = 12,2 \cdot 24,4 = 297 \text{ см}^2$. Басқа осы тектес жағдайларда арқалықтардың массасы көлденең қималардың аудандарымен пропорционалды:

$$A_{\text{р}} = 297_{35} A_{\text{в}} 84,7 \sim \cdot$$



Тікбұрышты қиманың арқалығы беріктігі бірдей және басқа осы тектес жағдайларға не қоставрлы профильдің арқалықтарынан *үш жарым есе ауыр*.

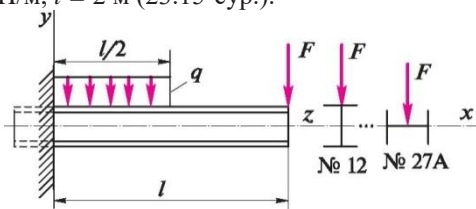
Квадрат қималарын a жағымен анықтаймыз: $W = \frac{a^3}{6} =$

Рис. 23.14

$= 1\,200\text{ см}^3$, бұдан $a = \sqrt[3]{1\,200} = 10,4\text{ см}$; $A_{кв} = a^2 = 108\text{ см}^2$; $A_{кв}/A_{дв} = 108/24 = 4,5$.

Беріктігі бірдей және басқа тең жағдайлармен *квадраттық* қима арқалығы *қоставрлы* профиль арқалығынан *төрт есе ауыр*.

Мысал 23.3. Қоставрлы қиманың консолдық арқалығы профилінің санын анықтаңыз, егер рұқсат етілген иіліс кернеуі $[a] = 120\text{ МПа}$, $F = 2\,000\text{ Н}$, $q = 4\,000\text{ Н/м}$, $l = 2\text{ м}$ (23.15-сур.).



23.15-сур.

Шешуі. Әлбетте, иіліске жұмыс істейтін берілген арқалықтың максималды иілу моменті бекітіліп, формула бойынша анықталады:

$$M_{и\max} = -Fl - ql^2/8.$$

Деректерді алмастыра отырып, біз моменттің абсолютті

$$\begin{aligned} \text{мәнін аламыз } M_{и\max} &= 2\,000 \cdot 2 + 4\,000 \cdot 4/8 = \\ &= 6\,000\text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Иілістегі беріктікті есептеу теңдеуі мына түрде болады:

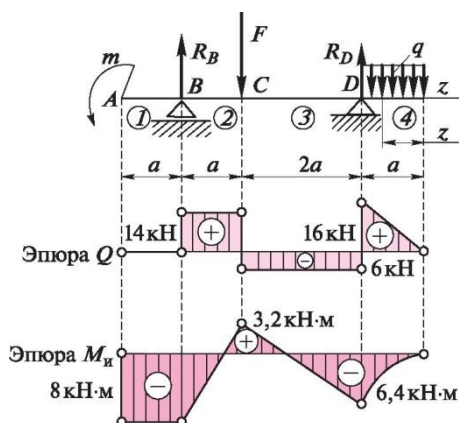
$$\sigma_{\max} = M_{и\max} / W_x \leq [a],$$

бұдан

$$W_x = M_{и\max} / [a] = 6\,000 / (120 \cdot 10^6) = 50 \cdot 10^{-6}\text{ м}^3 = 50\text{ см}^3.$$

Түржиын кестелері бойынша W_x үшін ең жақын үлкен мәнін таба отырып, $W_x = 58,4\text{ см}^3$ үшін №12 қоставрлы қиманы таңдаймыз. Егер арқалық қимасын 90° бұрса, яғни сөрөні – тігінен, ал қабырғаны көлденеңінен орналастырса (23.15-сур. қараңыз), № 27A профилі (қоставрлы қиманың мұндай орналасуында W_y бойынша іріктеледі) талап етіледі. Бұл жағдайда арқалық үш есе ауырлау болады.

Мысал 23.4. 23.16-сур. көрсетілгендей, егер $F = 20\text{ кН}$, $q = 20\text{ кН/м}$, $m = 8\text{ кН} \cdot \text{м}$, $a = 0,8\text{ м}$ болса, арқалық үшін көлденең күш пен иілу моментінің эпюрасын құрыңыз. Арқалықтың беріктігін тексеріңіз, егер оның профилі - №20 қоставр, ал рұқсат етілген кернеуі $[a] = 150\text{ МПа}$ болса.



23.16-сурет

Шешуі. B және D нүктелеріне қатысты моменттердің теңдеуін құра отырып, R_B и R_D тірек реакцияларын анықтаймыз:

$$\sum M_B = 0;$$

$$m - Fa + R_D \cdot 3a - qa \cdot 3,5a = 0.$$

Берілгендерді ауыстырып және есептеуін шығарып, аламыз $R_D = 22$ кН;

$$\sum M_D = 0;$$

$$m - R_B \cdot 3a + F \cdot 2 - qa \cdot 0,5a = 0.$$

Берілгендерді алмастырып, есептеуді жүзеге асырамыз да алатынымыз $R_B = 14$ кН.

Q эпюрасын құру. Бірінші бөлікшеде $Q_1 = 0$, өйткені күштер жұбының алгебралық сомасы әрқашан нөлге тең. Екінші бөлікшеде $Q_2 = R_B = 14$ кН.

Үшінші бөлікшеде $Q_3 = R_B - F = 14 - 20 = -6$ кН.

Осы бөлікшелерде Q эпюрасы өске параллельді түзу сызықтармен бейнеленеді.

Координата басын арқалықтың оң ұшынан алып, төртінші бөлікшені қарастырамыз: $Q_4 = qz$, мұндағы 0-ден a -ға дейін z өзгереді:

$z = 0$ $Q_4 = 0$; болғанда;

$z = a$ $Q_4 = qa = 20 \cdot 0,8 = 16$ кН · м болғанда;

Эпюра түзу еңкіш сызықпен бейнеленеді.

D нүктесінде Q эпюрасы R_D тірек реакциясына тең секіруге ие. M_{ii} эпюрасын құру. Бірінші бөлікшеде $M_{1и} = -m = -8$ кН.

Екінші және үшінші бөлікшелерде бөлікшелер шекарасында иіліс моментінің мәндері бойынша эпюра құрамыз:

B қимасында

$$M_{2и} = -m = -8 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{2u} = -m + R_B a = -8 + 14 \cdot 0,8 = 3,2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

D қимасында

$$M_{3u} = -m + R_B \cdot 3a - F \cdot 2a = -8 + 14 \cdot 3 \cdot 0,8 - 20 \cdot 2 \cdot 0,8 = -6 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Алғашқы үш бөлікшелерде M_{iu} эпюрасы түзу сызықтармен бейнеленеді.

M_{iu} эпюрасын құру үшін төртінші бөлікшеде координата басталуын арқалықтың оң ұшынан аламыз: $M_{4u} = -qz^2/2$, мұндағы 0-ден a -ға дейін z өзгереді:

$$z = 0 \quad M_{4u} = 0 \text{ болғанда};$$

$$z = a \quad M_{4u} = -qa^2/2 = -20 \cdot 0,8^2/2 = -6,4 \text{ кН} \cdot \text{м} \text{ болғанда}.$$

M_{iu} эпюрасы төртінші бөлікшеде — парабола доғасы.

Арқалық беріктігін тексеру. Ең үлкен иілу моменті бірінші бөлікшеде болады:

$$M_{i \max} | = 8 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Иілістегі беріктікті есептеу формуласы: $a = M_{i \max} / W \wedge M$.

Түржиын кестелері бойынша № 20 қоставры үшін кедергі моментінің мәнін табамыз:

$$W_x = 184 \text{ см}^3 = 184 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Мәндерін ауыстырып, өлшемділікті ескере отырып, аламыз

$$a = \frac{8403}{184 \cdot 10^{-6}} \cdot \ll 44 \cdot \text{Ю}^6 \text{Па} = 44 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа}.$$

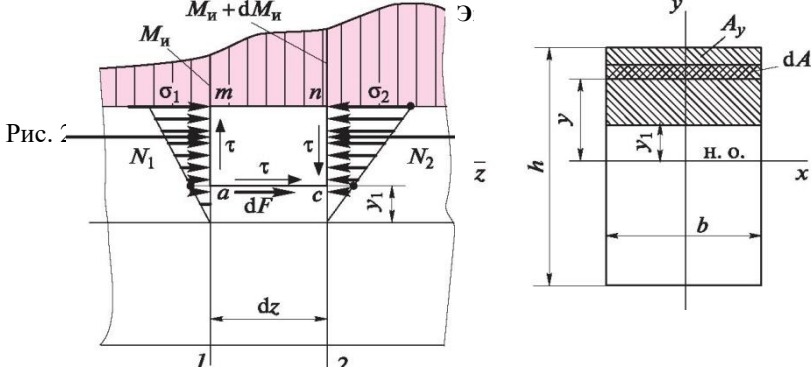
$a < [a]$ беріктік шарты орындалды. Бұл жағдайда арқалық үлкен жүктемемен жұмыс істейді, демек арқалықты өлшемі аз қоставрынан дайындауға болады, мысалы, № 14.

23.7.

ИІЛІСТЕГІ ЖАНАМА КЕРНЕУЛЕР

Бұрын бекітілгендей, арқалықтың көлденең қималарында көлденең иіліс тек нормал ғана емес, сонымен қатар ығысу деформацияларын тудыратын жанама кернеулер пайда болады. Осындай жанама кернеулер жұптастыру заңының күшінде бейтарап қабатқа параллель бойлық қималарда пайда болады. Бойлық қималардағы жанама кернеулердің болуы көлденең иіліс кезінде ағаш арқалықтарда бойлық жарықтардың пайда болуымен расталады.

Енді тікбұрышты қиманың арқалықтарының көлденең иілісіне арналған жанама кернеулерді анықтау үшін формуланың туындысына ауысамыз.



Бұл формуланы 1855 жылы көпір құрылысшысы ресейлік Д.И. Журавский енгізген. Мұндай формулаға деген қажеттілік XIX ғасырда көпірлерді тұрғызған кезде, ағаш құрылымдар кеңінен қолданылды, ал ағаштан жасалған арқалық әдетте тікбұрышты қимасы бар және талшықтарды бойлай опыру үшін нашар жұмыс істеді.

$b \times h$ тікбұрышты қима арқалығын қарастырамыз (23.17-сур.).

I көлденең қимасында M_n иіліс моменті, ал біріншіден шексіз жақын dz қашықтығында орналасқан 2 қимасында $M_n + dM_n$ иілу моменті әрекет етсін делік. Бейтарап өстен y_x қашықтығында ac бойлық қимасын жүргіземіз және қарапайым ($hb \times dz \times I - y$) өлшеуіне ие $amnc$ параллелепипедінің тепе-теңдігін қарастырамыз.

am қырына әсер ететін нормал ішкі күштердің теңәсерлілігін – N_b , ал cn қырына әсер етушіні N_2 деп белгілейміз, осы қырлардағы ауыспалы нормал кернеулерді сәйкесінше σ_1 и σ_2 деп белгілейміз.

Арқалықтың көлденең қимасында y бейтарап өсінен ауыспалы қашықтықта орналасқан шексіз тар dA жолағын белгілейміз, сонда

$$N = \int_a^c \sigma_1 dA = \int_{A_y} \sigma_1 dA = \int_{A_y} \frac{M_n}{I_y} y dA;$$

$$N_2 = \int_a^c \sigma_2 dA = \int_{A_y} (\frac{M_n}{I_y} + \frac{dM_n}{I_y}) y dA = \frac{M_n}{I_y} \int_{A_y} y dA + \frac{dM_n}{I_y} \int_{A_y} y dA.$$

Тікбұрышты арқалықтың көлденең қимасындағы жанама кернеулер Q көлденең қимасына параллель және қиманың ені бойынша біркелкі бөлінген деп болжаймыз. Көлденең қимада біркелкі бөлінген t жанама кернеулерін болжап, ac қырына әрекет ететін dF жанама күшін анықтаймыз.

$$dF = tbdz.$$

$atmc$ параллелепипеді тепе-теңдігінің теңдеуін құрамыз: $Y^c =$

$$0; N + dF - N_2 = 0,$$

бұдан

$$dF = N_2 - N_1$$

немесе

$$Tbdz = \int_{A_y}^{M_u + dM_u} f y dA - \int_{A_y}^{M_u} f y dA,$$

$f y dA$ S арқылы белгілейміз, бұл статикалық моменті көлеңкеленген A

A_y ауданы бейтарап өсіне қатысты қима; сонда $Tbdz = S(M_u + dM_u - M_u) =$

$$SdM_u,$$

бұдан

$$t = dM_u S dz lb'$$

■

сәйкес

Өйткені Журавский теоремасына $= Q$, онда $t = \frac{Qs}{lb}$.

Бұл теңдік *Журавский формуласы* деп аталады.

Шығарылған формула бойлық кернеулердегі жанама кернеулердің мәнін береді, бірақ жұптастыру заңына сәйкес бойлық және көлденең жазықтықтардың қиылысу сызығында орналасқан көлденең қималар нүктелерінде модулі бойынша бірдей жанама кернеулер әрекет етеді.

Журавский формуласы былайша оқылады: арқалықтың көлденең қимасындағы жанама кернеулер көлденең күштің Q өніміндегі S статикалық моментіне бейтарап өске қатысты жалпы көлденең қиманың инерция моменті мен қарастырылып отырған талшық қабатының ені бойынша бөлінген талшық қабатынан жоғары жатқан қима бөлігіне тең.

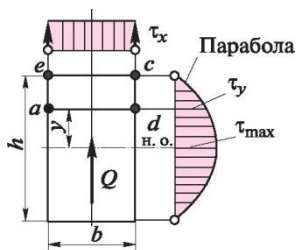


Рис. 23.18

Тікбұрышты қиманың арқалығы үшін жанама кернеулерді бөлу заңын анықтаймыз (23.18-сурет). ad талшығының қабаты үшін

$$S_{adce} = \int_{-y}^{h/2} (h/2 - y) dy = \left[\frac{h}{2}y - \frac{y^2}{2} \right]_{-y}^{h/2} = \frac{h^2}{4} - y^2$$

$$QS = \frac{Q(bI/2)(h^2/4 - y^2)}{bh^3/12} = \frac{6Q(h^2/4 - y^2)}{bh^3} \quad ;$$

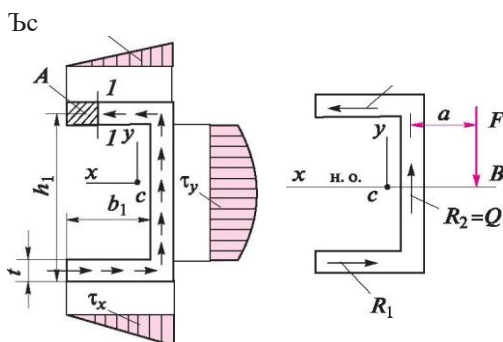
$y = \pm h/2$ т = 0 болғанда;

$$y = 0 \quad \tau = \tau_{\max} = \frac{3Q}{2bh} = \frac{3\tau_{\text{сред}}}{2} \quad \text{болғанда.}$$

Осылайша, талшықтардың жоғарғы және төменгі қабаттарында жанама кернеулер нөлге тең, ал бейтарап қабат талшықтарында максималды мәнге жетеді. Тікбұрышты қиманың ені мен биіктігіндегі жанама кернеулерді бөлу заңдары 23.18-сур. көрсетілген.

Журавский формуласының кейбір тәсілдерін басқа пішіндегі көлденең қималары бар арқалықтардағы жанама кернеулерді анықтау үшін қолдануға болады. 23.19-сур. көрсетілген F иіліс күшінің ұшындағы шұңқыр профильдің консолдық арқалығын қарастырамыз.

А ауданымен сөренің бөлігін I — I жазықтығымен өшіреміз. Өйткені арқалықтың иілісі көлденең, онда $1 - 1$ жазықтығында көлденең күш пен t_z кернеуі әрекет ететін болады (23.17-сур. қараңыз). Жұптастыру заңы бойынша, сол шаманың m_x жанама кернеуі сөренің көлденең қимасында пайда болады және Журавскийдің формуласы бойынша анықтауға болады:



$QS_x It$.

мұндағы Q — арқалық қимасындағы көлденең күш; S_x — x өсіне қатысты кесілген A аймағының статикалық моменті (бейтарап өс), $S_x = AhJ_2$; I — бейтарап өске қатысты бүкіл қиманың инерция моменті; t — сөренің қалыңдығы.

Егер сөре тұрақты қалыңдығына ие болса, онда T_x жанама кернеуі сызықтық заңы бойынша өзгереді, сонда

$$T_{x \max} = Qb_1 t h_1 = Qb_1 h_1 \\ = 2It \sim 2I^2$$

Жанама кернеулердің R_x теңәсерлілігі жоғары сөреде тең болады

Осындай R_b күші төменгі сөреге әрекет етеді, бірақ қарама-қарсы жаққа бағытталады. Екі R_x күші моментімен жұп қалыптастырады

$$M_k = RA.$$

Демек, қимада $Q = R_2$ тік көлденең күшімен қатар арқалықты бұрайтын M_k бұрау моменті пайда болады; R_2 — арқалық қабырғасындағы жанама кернеулердің теңәсерлілігі.

Бұралу деформациясы болмас үшін, F сыртқы күшін қабырға ортасынан a қашықтығында қандай да бір B нүктесіне қолданған және шартын байқаған дұрыс

$$Fa = M_k, \text{ бұдан}$$

$$a = \frac{M_k}{F}$$

Мұндай B нүктесі *иіліс орталығы* деп аталады. Егер арқалық қимасы симметрияның екі өсіне ие болса, онда иіліс орталығы қиманың ауырлық орталығына сәйкес келеді.

Қорытындысыз *дөңгелек қиманың* арқалықтағы максималды жанама кернеуін анықтау формуласын келтіреміз:

$$T_{\max} = \frac{4Q}{3A} = \frac{4}{3} \tau_{\text{ср.д}}$$

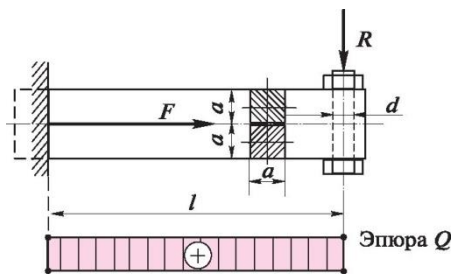
Арқалықтардағы жанама кернеулер ығысу деформациясына сәйкес келеді, нәтижесінде жазық көлденең қималар көлденең иілісте таза иіліс сияқты жазық болып қалмайды, *бұрмаланады* (23.20-сур.).

Арқалықтардың көп бөлігі тек нормал кернеулермен есептеледі; арқалықтың үш түрін *жанама кернеулер бойынша тексеру* керек, атап айтқанда: ағаш арқалықтар, өйткені ағаш опыруда нашар жұмыс істейді; тар арқалықтар (мысалы, қоставрлы), өйткені ең жоғары жанама кернеулер бейтарап қабаттың еніне кері пропорционалды; *қысқа арқалықтар*, өйткені аз иілу моменті және нормал кернеулеріне қатысты осындай арқалықтардың маңызды көлденең күштері мен жанама кернеулерін тудыруы мүмкін.

Қоставрлы қимада максималды жанама кернеу Журавский формуласы бойынша анықталады. Түржиын кестелерінде қоставрлы және швеллер жартылай қимасының статикалық моментінің мәндері келтірілген.

Мысал 23.5. Консолдық арқалықтың бір ұшы қорға қатты қысылған, екінші ұшында бұрандамен бекітілген квадраттық қиманың екі ағаш білеуінен тұрады (23.21-сур.). Арқалықтың бос ұшына $R = 15$ кН күші қолданылған. Арқалық ұзындығы $l = 2$ м. Егер кесіндінің рұқсат етілген кернеуі $[\tau_{ср}] = 80$ МПа болса, бұранда сырығының диаметрін анықтаңыз. Білеулер қимасының өлшемі $a = 20$ см.

Шешуі. Арқалықтың иіліс моментінен басқа барлық көлденең қималарда $Q = R = 15$ кН көлденең күші пайда болады және оған сәйкес



Журавский формуласымен анықталатын ығысудың жанама кернеулері бейтарап өсінде $\tau_{шах}$ максималды кернеуі, яғни білеулердің қарсыласу моментінде туындайды. жұптастыру заңы бойынша осындай жанама кернеулер арқалықтың бойлық қималарында туындайды.

$$\frac{T}{\max} \frac{QS}{Ib}$$

мұндағы Q — көлденең күш, $Q = 15 \cdot 10^3$ Н; S — бейтарап өске қатысты арқалықтың жартылай қимасы аймағының статикалық моменті $S = a^2 \cdot a/2 = a^3/2$; I — бейтарап өске қатысты бүкіл қиманың инерция моменті; $I = a(2a)^3/12 = 2a^4/3$; b — қиманың ені, $b = a$.

Журавский формуласына бұл өрнектерді ауыстырып, аламыз:

$$\frac{T}{\max} \frac{3 \cdot 15 \cdot 10^3 \cdot 4a^2 \cdot 282 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,2 \cdot \frac{2a^4}{3}}$$

Сандық мәндерін ауыстырып, өлшемділікті ескере отырып, табамыз

$F = \sigma_{\text{Ад}}$ ығысу күші, мұндағы $A_{\text{сд}}$ — ығысу аймағы $A_{\text{сд}} = al$. F есептейміз:

$$F = T_{\max} al = 0,282 \cdot 10^6 \cdot 0,2 \cdot 2 = 113 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Арқалықтардың бөлігіне әрекет ететін F күші бұранданы кесуге ұмтылады. Бұранда сырығының қажет d диаметрін оны кесінді есебінен табамыз:

$$F/A_p < [\tau_{\text{ср}}],$$

мұндағы $A_{\text{ср}}$ — бұранда сырығының көлденең қимасының ауданына тең кесінді ауданы $A_{\text{ср}} = \pi d^2/4$.

Бұл өрнекті есептеу формуласына ауыстырып, аламыз

$$d > \sqrt[3]{\frac{4 F l}{\pi [\tau_{\text{ср}}]}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 113 \cdot 10^3 \cdot 80}{\pi \cdot 42 \cdot 10^6}} \text{ м} = 42 \text{ мм.}$$

Сандық мәндерді ауыстырамыз:

23.8. АРҚАЛЫҚТЫҢ СЕРПІМДІ СЫЗЫҒЫ

Арқалық өсі жүктемелерінің әсерінен иілген жатық қисық *серпімді сызық* деп аталады. Иілістегі арқалық деформациясы арқалықтың өсіне қатысы бойынша серпімді сызыққа жанама көлбеу a бұрышына тең болатын γ иілімі мен көлденең қиманың бұрылыс бұрышы арқылы сипатталады. Иілім және қима бұрылысының теңдеуі жалпы түрде былай жазылады:

Кез келген нүктеде $y = f_1(z)$ қисық қисықтық радиусы формула бойынша анықталатыны математикадан белгілі.

$$\rho = \frac{[1 + (y')^2]^{3/2}}{y'} \quad y' = \frac{dy}{dz} = \operatorname{tg} \alpha; \quad y = \int dz$$

Деформациялардың кішкентайлығын ескере отырып, $(y')^2$ елемейміз (өйткені бұл шама бірліктен біршама аз), сонда

ρ

EI

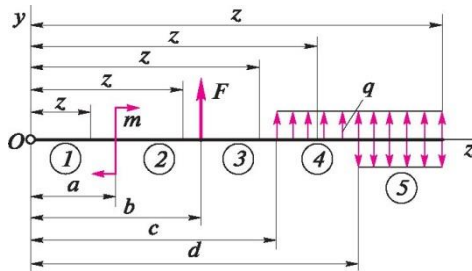
Бұрын біз $= M_n$ формуласын шығарғанбыз; оған қисықтық радиусының жуық мәнін ауыстырып, арқалық сызығының дифференциалдық теңдеуін аламыз:

$$Ely' = M_n$$

$a = f_2(z)$ қимасының бұрылыс бұрышының теңдеуін алу үшін, бұл теңдеуді бір рет интегралдау керек, деформациялардың кішкентайлығын ескере отырып, деп санаймыз

$$y' = \operatorname{tg} \alpha \approx \alpha, \text{ рад.}$$

$y = f_1(z)$ илімінің теңдеуін алу үшін дифференциалды теңдеуді екі рет интегралдау керек. Оң иілу моментін беретін F шоғырландырылған күшімен және біркелкі бөлінген q жүктемесімен m моментімен жүктелген тұрақты көлденең қиманың арқалығын қарастырайық (23.22-сур.). Біз координаттардың шығуын арқалықтың сол ұшында қабылдаймыз, y өсін жоғары бағыттауымыз және z өсі оңға бағытталған. Қарастырылып отырған



арқалық бес бөлікшеден, әрқайсысына өз моменттер теңдеуіне сәйкес келетін иілім теңдеуі және қима бұрылысы бұрышының теңдеуінен тұрады. Арқалықтың серпімді сызығы *жатық қисық* болып табылатынына, демек

қима бұрылысы бұрышының мәндерін бөлікше шекарасында екеніне назар аударамыз.

Дифференциалдық теңдеулерді интегралдау моменттердің теңдеуінде жақшаны ашпай орындалады, бұл тек еркін тұрақты мәндеріне әсер етеді.

1- бөлікше:

$$EIy'' = 0; EIy = Q;$$

$$EIy = Cz + D_1;$$

2- бөлікше:

$$EIy'' = m = m(z - a)^0;$$

$$EIy' = m(z - a) + C_2;$$

$$EIy = m(z - a)^2 + C_2 z + D_2.$$

Теңдеуге бірінші және екінші бөлікшелердің $z = a$ мәнін ауыстырып, аламыз

$$C = C_2; D_1 = D_2;$$

3- бөлікше:

$$EIy'' = m(z - a)^0 + F(z - b);$$

$$EIy' = m(z - a) + F$$

$$EIy = m \frac{z^2}{2} + F \frac{(z - b)^2}{2} + C_3 z + D_3;$$

4- бөлікше:

$$EIy'' = m(z - a)^0 + F(z - b) + q \frac{(z - c)^2}{2}.$$

$$EIy' = m(z - a) + F + q \frac{(z - c)^2}{2} + C_4;$$

$$EIy = m \frac{z^2}{2} + F(z - b) + q \frac{(z - c)^3}{6} + C_4 z + D_4.$$

Алдыңғы және кейінгі бөлікшелердің теңдеулері іргелес бөлікшелердің шекараларында жарамды болғандықтан, онда

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = C; D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D.$$

a_0 деп белгілейміз — координат басталуында қима бұрылысының бұрышын (радианда), a_{y_0} — координат басындағы иілім.

$z = 0$ кезінде аламыз

$$EIa_0 = C; EIy_0 = D.$$

Себебі теңдеулердегі әрбір жеке жүктеме жеке қосымшаға сәйкес келеді, онда жалпы түрде келесі теңдеуді жаза аламыз:

қималардың бұрылыс бұрыштары үшін жалпыланған теңдеу

$$EIa = EIa_0 + \int m(z - a) + \int F + \int q;$$

жалпыланған иілім теңдеуі

$$EIy = EIy_0 + EI a_0 z + \int m + \int F + \int q.$$

Егер біркелкі бөлінген жүктеме арқалық ұшында аяқталмаса, онда бұл жүктемені *ойша жалғастырған* дұрыс және сондай қарқындылықпен қарама-қарсы бағытталған жүктемені қосу керек. (23.22-сур., 5-бөлікше). Бұл жағдайда бұрылыс және иілім бұрыштарының жалпыланған теңдеулерінде теріс белгімен тағы бір қосымшадан қосылады, тиісінше:

Жалпыланған теңдеулердегі қосымшалардың белгілері *иілім*

$$-\int q \frac{(z - d)^3}{2 \cdot 3} \quad \text{и} \quad \int q \frac{(z - d)^4}{3 \cdot 4}.$$

моменттеріне арналған белгілеу ережелері бойынша белгіленеді. y оң мәнін жоғары иілім және керісінше білдіреді; a оң мәні сағат тіліне қарсы қиманың бұрылысын және керісінше білдіреді.

Жалпыланған теңдеулерді қолданғанда, мынаны ұмытпау керек:

сол жақ ұшымен қатты қысылған арқалық үшін

$$a_0 = 0; y_0 = 0;$$

1) сол жақ ұшы $a_0 \neq 0$; $y_0 = 0$ тірегінде жататын арқалық үшін, a_0 анықтау үшін екінші тірек иілімі үшін теңдеуін құру керек және оны нөлге теңестіру керек;

2) $a = 0$ қима бұрылысы бұрышының максималды иілімімен, өйткені z өсіне жанама параллельді серпімді сызығы осы нүктеде.

Арқалықтардың беріктігін есептеуден басқа, оның *қатаңдығы* да жиі тексеріледі немесе есептеледі. Қатаңдық шарты максималды иілім (f иілімі бағыты) немесе бұрылыстың максималды бұрышы рұқсат етілген шамадан аспауы тиіс.

Қатаңдықты есептеу теңдеуі мынадай түрде болады:

$$\bullet U_{\max} = \int_0^l \dots dz, \quad a_{\max} = \dots [a].$$

Иілімнің рұқсат етілген шамасы әдетте 1 ұзындығы үлесінде беріледі, мысалы, көпірлер үшін $[l] = (1/700 \dots 1/10\,000)l$. Қима бұрылысының рұқсат етілген бұрышы радиан үлесінде беріледі.

Қорытындылай келе, арқалық деформациясының потенциалдық энергиясының формуласын шығарамыз.

$EI = M$ формуласынан арқалықтың серпімді сызығының қисықтығын анықтаймыз $\frac{d^2 z}{dz^2} = \frac{M}{EI}$

1 M да: $\frac{d^2 z}{dz^2} = \frac{M}{EI}$, мұндағы да z қимасы бұрылысы қарапайым бұрыш $\frac{M}{EI} dz$

dz бөлікшесінде (көршілес бұрыш).

Сонда $da = \frac{M}{EI} dz$. Деформацияның қарапайым потенциалдық энергиясы EI

иілу моментінің қарапайым жұмысына және $\delta U = dW = \text{статикалық жүктеуінде тең}$

$$da = \frac{M}{EI} dz$$

$$\int_0^l \frac{M^2}{EI} dz$$

dz l ұзындығымен бөлікше шегінде интегралдау нәтижесінде қажет формуланы аламыз

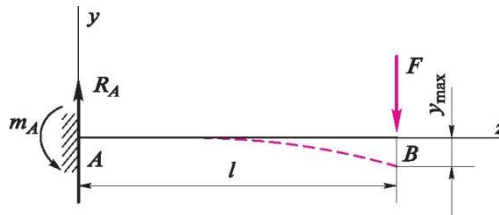
Мысал 23.6. F шоғырландырылған күшімен иілген AB консолдық арқалығының бос ұшының y_B иілімін анықтаңыз (рис. 23.23-сур.).

Шешуі. R_A реакциясы және m_A кептелу моменті сәйкесінше тең:

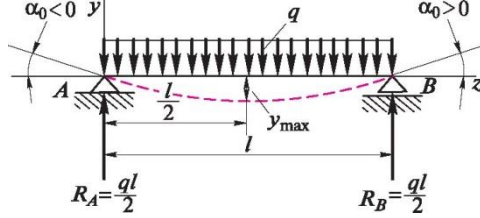
$$R_A = F; \quad m_A = Fl.$$

$y_0 = 0$, ескере отырып, $\varphi = 0$, жалпыланған иілім теңдеуінен табамыз

$$R_A l^3 - m_A l^2$$



$$Eiy_B = A - A.$$



23.24-сур.

R_A және m_A мәнін ауыстырып, аламыз

$$= A_{y_6} \frac{(FIL - FJL)'1}{2J} = \frac{EH}{3EI} \blacksquare$$

Мысал 23.7. 23.24-сур. көрсетілгендей, арқалық тіректеріндегі қиманың максималды иілімі мен бұрылыс бұрышын анықтаңыз.

Шешуі. Арқалықтың симметриясына тіректердің реакциялары тең

$$R_A = R_B = ql/2.$$

Координата басталуын сол жақ тіректе орналастырамыз, сонда $y_0 = 0$. a_0 анықтау үшін $z = l$ кезіндегі шартын қолданамыз:

$$EI y_B = EI a_0 l + \frac{ql}{2} \frac{(l-0)^3}{6} - \frac{q(l-0)^4}{24} = 0,$$

бұдан $a_0 = \frac{ql^3}{6EI}$ Әлбетте, $a_B = -a_0$.

Бұрылыстың ең үлкен бұрыштары тірек қималарына ие.

Максималды иілім арқалық ұзындығының ортасында болады, яғни $z =$

$l/2$. Сонда

$$EI y_{\max} = \frac{ql^4}{24} + \frac{q(l/2)^3}{6} - \frac{q(l/2 - 0)^4}{24} = \frac{5ql^4}{384}.$$

Демек,

$$y_{\max} = \frac{5ql^4}{384EI}$$

Мысал 23.8. Шоғырландырылған күшпен ұзындық ортасына жүктелген арқалық тіреуіштерінде бұрылыстың максималды иілімі мен бұрышын анықтаңыз (23.25-сур.).

Шешуі. Реакциялар әрқайсысы $F/2$ тең және төменнен жоғары бағытталған.

Координата шығуын сол жақ тіреуіште орналастырамыз, сонда $y_0 = 0$.

a_0 анықтау үшін $z = l$ шартын қолданамыз, иілім нөлге тең ($y_6 = 0$):

RA =

Гb~ 2

-V-
■Vmax

23.25-сурет

бұдан

$$EIa_0 = \frac{Fl^2}{16}$$

Демек,

$$a_0 = a_A = a_{\max} = \frac{Fl^2}{16EI}$$

Симметрияны ескере отырып, бұрылу бұрышы оң жақ тіреуіште болады

$$a_B = -a_A = -\frac{Fl^2}{16EI}$$

Максималды иілім $z = l/2$, кезінде болады, сонда

$$EIa_0 z = -\frac{Fl^2}{16} z$$

демек,

$$= \frac{Fl^2}{16} \frac{l}{2} + \frac{Fl^2}{16} (l/2)^3 = \frac{Fl^3}{48}$$

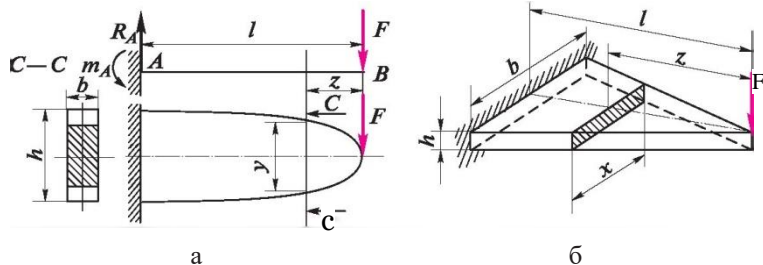
бұдан

$$y_{\max} = \frac{Fl^3}{48EI}$$

23.9.

Тұрақты қиманың арқалығы иілген кезде (таза иіліс жағдайын қоспағанда) қауіпті қимадан басқа барлық қималар беріктіктің артық резервіне ие, бұл материалды тиімсіз пайдалануды көрсетеді. Ең рационалды – *барлық көлденең қималардағы кернеулер рұқсат етілгенге тең болатын арқалық формасы*. Мұндай арқалықтар иілудің арқалыққа тең кедергісі деп аталады.

Иіліске тең кедергі арқалықтың еркін қимасын қарастырамыз. Бұл қимада әрекет етуші иілу моментін M_i деп, ал кедергі моментін $W\mathcal{E}$ белгілейміз. Сонда шарт орындалуы тиіс



23.26-сурет

$$\frac{M'_{и}}{W'_{и}} = \frac{M_{и\max}}{W} \quad [\text{сг}] = \text{const.}$$

Бұдан шығатыны, тең кедергідегі арқалықтарда қималардың кедергісі иілу моменттеріне тура пропорционалды болуы тиіс:

Технологиялық тұрғыда тең кедергі арқалықтарының дайындалуы

$$\frac{M'_{и}}{M_{и\max}} = \frac{W'}{W}.$$

күрделі, сондықтан олардың қолданылуы шектеулі.

Иіліске тең қарсыласу теориясы суреттелген мысалды қарастырайық.

23.26, а-сур. көрсетілгендей, *тікбұрышты қиманың AB арқалығы* бір ұшымен қатты кептелген, ал оның екінші ұшына *F* шоғырландырылған күші қолданылады. Иіліске тең кедергі жағдайында ұзындығы бойымен белгілейміз:

- 1) арқалықтың *h* биіктігі *b* тұрақты ені кезінде қалай өзгеруі тиіс;
- 2) тұрақты биіктік кезінде арқалықтың ені қалай өзгеруі тиіс.

1. *Арқалықтың ені тұрақты.* Еркін қимадағы бос ұшынан *z* қашықтығында орналасқан иілу моменті

$$M_{и} = -Fz.$$

Сәйкес кедергі моменті

$$W = by^2/6.$$

Мұнда $b = \text{const}$, ал y — өзгереді.

Максималды иілу моменті кептеледі:

$$M = -FI \quad \text{и} \\ \text{max} \quad \text{и} \quad \text{max}$$

Иілістің кедергі моменті кептеледі

$$W = bh^2/6.$$

Иіліс моменттері мен иіліс моменттерінің пропорционалдық жағдайын жазайық:

$$\frac{-Fz}{-Fl} \quad BИЩ, \text{ откуда } u_2 \quad \frac{h^2 z}{l}.$$

Бұл параболаның теңдеуі. Мұндай арқалықтың көлемі құрайды бүгілуге тепе-теңдік қарсыласуының көлемі $b \times h$ тұрақты бөлігінің пучкасының көлемінің $2/3$ құрайды, бұл материалды үнемдеуді 33% Заметим, что объем такой балки равного сопротивления изгибу будет составлять $2/3$ объема балки постоянного сечения $B \times h$, что дает экономию материала в 33% (рис. 23.26, б).

2. Арқалық биіктігі тұрақты. Ауыспалы енді – x , арқалықтың кептелген енін – τ , арқалық биіктігін h деп белгілейміз. Алдыңғы жағдайдағыдай, жазамыз

$$\begin{aligned} -Fz &= xh^2/6 & \text{откуда} & \quad = bz \cdot \\ \sim -Fl &\sim bh^2/6 \end{aligned}$$

Бұл арақатынастан көрініп тұрғандай, арқалықтың ені сызықты түрде өзгереді. Ұқсас арқалық 23.26, б-сур. бейнеленген. Тұрақты қиманың призмалық арқалығымен салыстырғанда, материалдың үнемділігі 50% жетеді.

Тұрақты қималар арқалығының иілімдерін және бірдей беріктікте және басқа тең жағдайларда иілудің тең кедергісін салыстырайық. Иілудің тең кедергісі бар арқалықтың бос ұшының иілімін анықтауға арналған формула (шығусыз)

$$y_{\max} = \frac{Fl^3}{3EI}$$

Тұрақты қима арқалығының бос ұшының иілімін анықтауға арналған бұл өрнекті формуламен салыстыра отырып,

$$y_{\max} = \frac{Fl^3}{3EI}$$

арқалығының үлкен иілімі тұрақты қима арқалығының иілімінен $1,5$ есеге көп деген қорытындыға келеміз.

Тұрақты қиманың едәуір көп арқалықтарын бұзу үшін (сол жүктемелер мен рұқсат етілген кернеулер кезінде) иілуге (тұрақты биіктікте) тең кедергісімен арқалықтардың қасиеті уақыттың немесе соққы жүктемесінің ағымымен өзгертін әрекетін жұмсартуға қажет болған жағдайда қолданылады. Жекелей алғанда, көлікте кеңінен қолданылатын (вагондар, автокөліктер) табақша серіппегіштер иілудің тең кедергісімен арқалықтың кесілген жолақтары мен қосылған қаттамдары бар.

24-тарау НЕГІЗГІ ДЕФОРМАЦИЯЛАРДЫҢ ТЕРМЕ ҮЙЛЕСІ

24.1. (КҮРДЕЛІ КЕДЕРГІ) ИЛІС ЖӘНЕ СОЗЫЛУ НЕМЕСЕ СЫҒЫЛУ

Бір ұшы қысылған және бос ұшында еркін бағытталған қиманың ауырлық орталығында қолданылған F күшімен жүктелген A аймағымен тұрақты көлденең қиманың l ұзындығындағы білеуді қарастырайық (24.1-сурет).

F күшін F_x , F_y және F_z компоненттеріне ыдыратамыз. Осы компоненттердің әрекет етуінің нәтижесінде екі өзара перпендикулярлы жазықтықта созылу және көлденең иіліс деформациясының үйлесімін аламыз, бұл ретте иілудің жанама кернеулері одан әрі ескерілмейді.

Біз күштердің әрекетінің тәуелсіздік қағидасын қолданамыз және қауіпті қимадағы максималды нормал кернеулерді анықтаймыз:

$$F_z \quad \sigma_{\max} = \frac{-Fz}{W} \quad \sigma_{\min} = \pm \frac{F_x L}{W}$$

Максималды жиынтық кернеулер E нүктесінде пайда болады және созылу кернеулері болады:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = E \left(\frac{F_y l}{W_x} + \frac{F_z l}{W_y} \right)$$

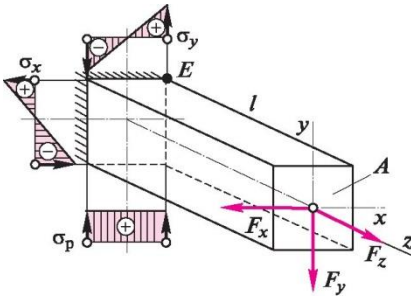


Рис. 24.1

Созылу мен иіліс деформациялары біріктіріледі, мысалы, илгектерде, итергіш басы бар бұрандаларда, дәнекерлеу бұрандасында және т.т.

Мысал 24.1. 24.2-суретінде диаметрі $d = 24$ мм дөңгелек шыбықшадан жасалған болат илгек бейнеленген. Илгектің эксцентриситеті.

$e = 55$ мм, көтерілетін жүктің салмақ күші $F = 3$ кН. 1 — 1 және 2 — 2 ілгекті қималарында a және a_2 кернеуін анықтаңыз. $N = 4F = 4 \cdot 3 \cdot 10^3 = 12 \cdot 10^3 = 12000$ Па.

Шешуі. Қималардың қалыңдығы 1 қимасында бір күш факторының — $N = F$ бойлық күші мен $M_n = Fe$ иіліс моментінің, ал 2 — 2 қимасында екі ішкі күш факторының әрекет ететінін көреміз.

1 — 1 және 2 — 2 қималарында σ және a_2 кернеулерін есептеп шығарамыз:

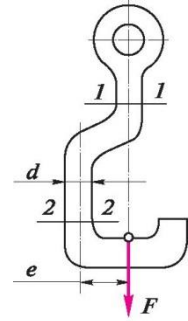


Рис. 24.2

2 — 2 қимасында иіліс пен созылуға ие боламыз.

Максималды жиынтық кернеуін есептеп шығарамыз:

$$\sigma_{\max} = N + M^{\wedge} = \frac{N}{a} + \frac{M}{W},$$

$e = 55$ мм, $a = 0,1$ д³, ескере отырып, аламыз

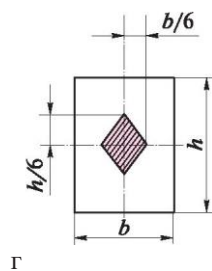
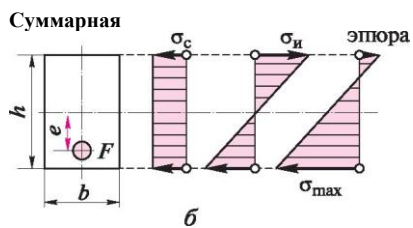
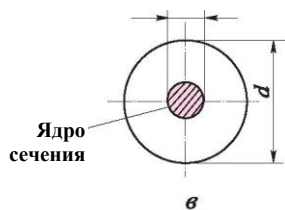
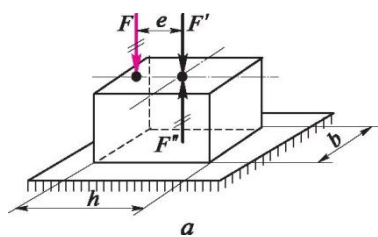
$$\sigma_{\max} = 6,7 \cdot 10^6 + \frac{3 \cdot 10^3 \cdot 55 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 24^3 \cdot 10^{-9}} = 126 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Центрден тыс сығылу. Сығымдалу күші білеу өсіне параллель болғанда, бірақ оның қолдану нүктесі қиманың ауырлық орталығымен сәйкес келмегенде деформация түрі *центрден тыс сығылу* деп аталады (бұрын зерттелген деформацияны орталық сығылу деп атауға болады).

F күші параллель қолданылатын өсінен e қашықтығына $A = bh$ ауданындағы тікбұрышты қиманың білеуін қарастырайық (24.3, а-сурет).

Өс бойымен қиманың ауырлық центрінде модулі бойынша F күшіне тең екі қарама-қарсы бағытталған күштерді қолданамыз. Үш күштің нәтижелендіруші жүйесін ауырлық центрінде және $m = Fe$ жұп күші моментімен қолданылатын F күші ретінде қарастырамыз. Күштер әрекетінің тәуелсіздік принципін пайдаланып, центрден тыс сығылуды орталық сығылу және таза иіліс тіркесімі ретінде қарастырамыз, тиісті нормал кернеулерді формулалар бойынша анықтайтын боламыз, ал жиынтық кернеулерді формуласы бойынша $\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M}{W}$

v



24.3-сурет

Максималды жиынтық кернеулер сығылу кернеулері болады:

$$\sigma_{\max} = \frac{F - Fe}{A W}$$

Сығылу, иіліс нормал кернеулерінің эпюрасы мен жиынтық эпюра 24.3, б-суретінде көрсетілген.

Білеуде созылу кернеулері туындамас үшін (рұқсат етілмеген, мысалы, кірпіштен немесе тастан қалау), теңсіздік орындалуы тиіс

$$\sigma_c > \sigma_{\text{н}} \text{ немесе } \frac{F}{A} > \frac{Fe}{W_{\text{н}}}, \text{ бұдан } e < \frac{W_{\text{н}}}{A}$$

Тікбұрышты қиманың білеуі үшін эксцентриситеттің шектік мәні

$$e \sim A \sim b h \sim \delta$$

Диаметрі d дөңгелек қима білеуі үшін шектелмелі эксцентриситеттің шектік мәні тең болады

$$e \sim \frac{W}{A} \sim \frac{nd^3/32}{d} \sim \frac{nd^2}{8}$$

Дөңгелектің полярлық симметриясына байланысты F сығылу күші қолданылған шекті жайғасымдары нүктелерінің геометриялық орналасуы диаметрі $d/4$ шеңбері болады (24.3, в-сур.).

b хх қимасы бар тікбұрышты білеу үшін қима ядросы диагональдары $h/3$ и $b/3$ ромб түрінде болады (24.3, г-сур.). *Центрден тыс созылу* жағдайында есептеу осындай формуламен кернеу белгілерін ескеру арқылы жүргізіледі.

24.2.

БЕРІКТІК ГИПОТЕЗАСЫ

Осыған дейін біз әр бұрышта алгебралық қосылуы мүмкін білеудің көлденең қималарында нормал кернеулер пайда болған кезде негізгі деформациялардың тіркесім жағдайын қарастырдық.

Көлденең қималарда әрқелкі және әртүрлі заңдармен таратылған әрі нормал, әрі жанама кернеулер пайда болатын негізгі деформациялардың тіркесімді жағдайлары жиі кездеседі және үлкен практикалық маңызы бар.

Мұндай жағдайлар үшін беріктікті сипаттайтын шаманы тәжірибелі анықтау мүмкін емес, сондықтан бөлшектің беріктігі бағаланған кезде созылу диаграммасынан алынған осы материалдың механикалық сипаттамаларын негізге алуға тура келеді.

Белгілі болғандай, созылуда илемді материалдардың беріктігі – *аққыштық шегімен*; ал омырылғыштары *беріктік шегімен* сипатталады; бұл

шектік кернеулер деп саналады, оларға байланысты рұқсат етілген кернеулер есептеледі.

Беріктік гипотезасы – негізгі деформациялар тіркесімінде шектік кернеулер жағдайына жететін материал жетістігінің негізгі себебі туралы ғылыми пайымдаулар.

Негізгі деформациялар мен бірөсті созылудың тіркесімдеріндегі кернеу күйін *тең қауіпті* немесе *баламалы* деп атаймыз, егер олардың негізгі кернеулері осы материалдың шектеуінің бірдей санымен ерекшеленетін болса, басқаша айтқанда, баламалы кернеулер күйі үшін беріктік резервінің коэффициенті бірдей.

Баламалы кернеу – негізгі деформациялардың тең қауіпті берілген тіркесімді жағдайының бірөсті созылудағы шартты кернеуі.

Беріктік гипотезаларының негіздемесінде баламалы кернеуді есептеу үшін формулалар шығарылады, содан кейін созылу рұқсат етілген кернеумен салыстырылады. Осылайша, негізгі деформациялар тіркесімінің беріктік шарты нормал және жанама кернеулер көлденең қималарда әрекет еткенде, мынадай түрде болады:

$$\sigma_{\text{ТЭкв}} = \sigma_{\text{р}}^{\text{[ст]}}$$

Балама кернеулерді есептеу үшін беріктік гипотезаларын тұжырымдап, сипаттап, тиісті формулаларын ұсынамыз.

Ең үлкен нормал кернеулер гипотезасына негізделген **беріктіктің бірінші теориясы** және ең үлкен сызықты деформациялар гипотезасына негізделген беріктіктің екінші теориясы қазіргі уақытта қолданылмайды, сол себепті оларды қарастырмаймыз.

Қазіргі уақытта қолданатын беріктік теориясын қарастыруға көшейік.

1. Ең үлкен жанама кернеулердің гипотезасы (беріктіктің үшінші теориясы).

XVIII ғасырдың аяғында ұсынылған осы гипотезаға сәйкес, материалдың қауіпті күйі ең үлкен жанама кернеулердің шектік мәнге жеткенде орын алады.

20.5-тараушасында біз білеудің бірөсті созылуында еңкіш қимадағы максималды жанама кернеу максималды нормал кернеудің жартысына тең екенін анықтадық. Бұдан шығатыны, шекті жанама кернеу шекті нормал кернеудің жартысына тең болады:

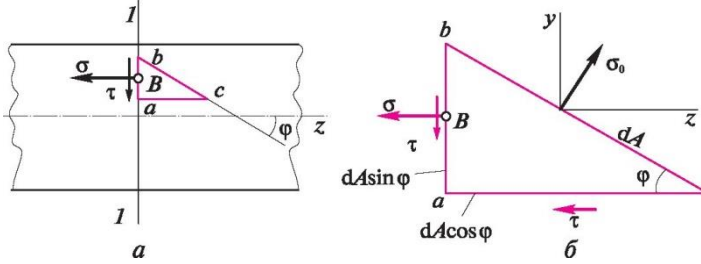
$$\sigma_{\text{Т}} = \frac{\sigma_{\text{С}}}{2}$$

Сол тараушада біз жазық кернеу күйі жағдайында максималды жанама кернеуінің негізгі кернеулердің жарты айырмашылығына тең екенін анықтадық:

Үшінші теория бойынша балама кернеулерді есептеуге арналған формуланы шығару үшін, көлденең қимасында st нормал және t жанама кернеулері әрекет ететін білеуді қарастырамыз (24.4, а-сур.)

Білеудің ішінен B кейбір нүктесіне жақын **ab** қыры көлденеңге сәйкес келетін, **ac** қыры – бойлық қималарға, ал st_0 басты кернеуі әрекет ететін **bc** қыры басты алаңқай болып табылатын шексіз шағын **abc** призмасын кесіп аламыз. Жанама кернеулердің жұптастыру заңына сәйкес призманың **ac** қырында сондай-ақ t жанама кернеуі әрекет етеді (24.4, б-сур.).

Білеудің бойлық қимасында нормал кернеу болмағандықтан, біз мұнда оңайлатылған деп аталатын жазық кернеу күйімен айналысамыз.



24.4-сур.

abc призмасының тепе-теңдігін қарастырайық, ол үшін z және y өстерінде оған әрекет етушінің барлығын проекциялаймыз. bc қырының аумағын dA белгілейміз:

$$\sim YZ = 0; a_0 dA \sin \varphi - \tau dA \cos \varphi - a dA \sin \varphi = 0;$$

$$\sim Y = 0; a_0 dA \cos \varphi - x dA \sin \varphi = 0.$$

Теңдіктің екі бөлігін де dA бөліп, аламыз:

$$(a_0 - a) \sin \varphi = \tau \cos \varphi; a_0 \cos \varphi = \tau \sin \varphi.$$

Теңдіктің екеуін де $\cos \varphi$ бөлеміз де, олардан $\operatorname{tg} \varphi$ шығарып тастап, олардан квадраттық теңдеуіне тең мәнді

$$\begin{aligned} & \lambda \quad \varphi \\ & a_0 - a \tau \end{aligned}$$

өрнегін аламыз.

$$a_0^2 - a_0 a - \tau^2 = 0.$$

Осы теңдеуді шеше отырып, аламыз

$$a_0 = \frac{a}{2} \pm \sqrt{\frac{a^2}{4} + 4\tau^2}.$$

Осылайша, білеудің A нүктесі аймағындағы еңкіш аумақтардың негізгі кернеулерін формулалар бойынша анықтаймыз:

$$a_{\max} = \frac{a}{2} + \sqrt{\frac{a^2}{4} + 4\tau^2}; \quad a_{\min} = \frac{a}{2} - \sqrt{\frac{a^2}{4} + 4\tau^2}.$$

Демек, максималды жанама кернеулер болады (20.5-тараушасын қараңыз).

$$\begin{aligned} & \tau_m \\ & a_x \end{aligned} = \sqrt{\frac{a^2}{4} + 4\tau^2}.$$

$T_{\text{пред}} = D_{\text{пред}} / 2$, болғандықтан, балама кернеу шектіктен аспауы тиіс, сондықтан ең үлкен жанама кернеу гипотезасын қолдана отырып, ие боламыз

$$\tau = \tau_{\text{макс пред}} = \frac{D_{\text{пред}}}{2} = \frac{CT_{\text{ЗКВ}}}{2} = \frac{-y/d^2 + 4\tau^2}{2} *$$

Нәтижесінде балама кернеудің есептеу формуласын аламыз:

$$D_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{g^2 + 4\tau^2} *$$

Ең үлкен жанама кернеу гипотезасы тәжірибесімен жақсы расталады, әсіресе, илемді материалдар үшін*.

2. Мор гипотезасы (беріктіктің төртінші теориясы)*

К* О* Мор (1835-1918) — материалдар кедергісі мен құрылыс механика саласында беріктік теориясының бірін, күрделі кернеу күйінің кернеуін анықтаудың графикалық әдістерін құрушы неміс ғалымы (Мор шеңбері) және т.б.

Мор гипотезасы XX ғ. басында ұсынылған. осы гипотезаға сәйкес материалдың қауіпті жағдайы кейбір аймақтарында нормал және жанама керенулердің ең қолайсыз комбинациясы жүзеге асқанда басталады.

Балама кернеулерді есептеу формуласы мына түрде болады:

$$D_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{k_1^2 + k_2^2} + \sqrt{d^2 + 4\tau^2},$$

мұндағы $k = [d\sigma]/[d\sigma_c]$ *

Бұл формула омырылғыштар үшін де, илемді материалдар үшін де бірдей жарамды, $k = 1$ болғанда, ол беріктіктің үшінші теориясының формуласымен бірдей.

3. Энергия гипотезасы (бесінші немесе беріктіктің энергия теориясы)*

Дененің қарапайым бөлшектерінің деформациясы кезінде, жалпы жағдайда оның формасы мен көлемі өзгереді. Осылайша, деформацияның жалпы потенциалдық энергиясы екі бөлімнен тұрады: энергия формасының өзгерісі және энергия көлемінің өзгерісі. XX ғ. басында материалдың шекті жағдайына көшу критерийі ретінде ұсынылған беріктіктің энергия гипотезасы тек **энергия формасының өзгерісі**.

Бұл гипотезаға сәйкес, осы нүктедегі материалдың қауіпті күйі осы нүктенің деформациясының нақты потенциалды энергиясы шекті мәнге жеткенде орын алады

Балама кернеуді есептеу формуласы мына түрде болады:

$$D_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{d^2 + 3\tau^2} *$$

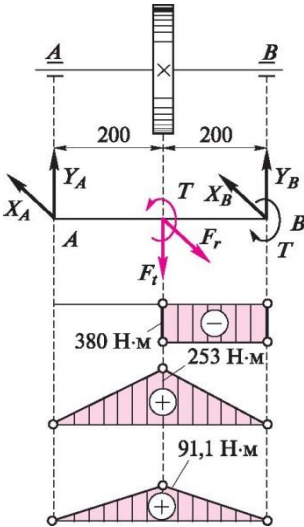
$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_{II}}{W_{II}}}^2 + 3 \frac{M_{\tau}}{W_{\tau}}} + 3 \frac{M_{\tau}}{W_{\tau}} = 2 \sqrt{\frac{M_{II}}{W_{II}}} + 0,15 \frac{M_{\tau}}{W_{\tau}}$$

яғни беріктіктің энергия теориясы бойынша

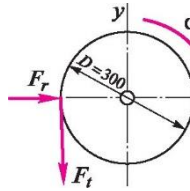
$$M_{\text{экв}} = 4 M_{II} + 0,75 M_{\tau}^2$$

Көлденең иіліс пен бұралудың деформациясының тіркесіміне бөлшектерді есептеу үшін, ереже бойынша, құрылманың есептеу сызбасын құрып, иілу және бұрау моменттерінің эпюраларын жасау, болжанатын қауіпті қималарды анықтау қажет, содан кейін беріктік теориясының бірін қолданып, қажетті есептеулерді жүргізу қажет.

24.5-сур. тікбұрышты проекцияларда цилиндрлік түзутісті берілістің жетекші білігі, білікті есептеу схемасы мен тік және көлденең жазықтықтарда бұрау және иілу моменттерінің эпюралары ұсынылған. Эпюралар келесі деректер негіздемесінде құрылған: ауыстырылған қуат $P = 40$ кВт; білікті айналдыру жиілігі $n = 1\,000$ об/мин; тісті дөңгелек бөлу шеңберінің диаметрі $D = 300$ мм; білік тіреуіштерінің арасындағы қашықтық $l = 400$ мм; тісті дөңгелекке радиалды жүктеме $F_r = 0,36F_t$, мұндағы F_t — дөңгелекке



қашықтық $l = 400$ мм; тісті дөңгелекке радиалды жүктеме $F_r = 0,36F_t$, мұндағы F_t — дөңгелекке



Есептеу схемасы
шеңбер күші

Эпюра $M_{\text{к}}$ Эпюра

(тік жазықтықта) Эпюра

$M_{\text{ш}}$,

(көлденең жазықтықта)

24.5-сур. көрсетілген біліктің беріктігін тексеруді жүргіземіз, егер берілсе:

Қауіпті қимадағы білік диаметрі $d = 35 \text{ мм}$; білік үшін рұқсат етілген кернеу $[\sigma_p] = 70 \text{ МПа}$.

Алдымен T айналдыру моментін анықтаймыз:

$$T = P = \frac{\pi D^3 \rho}{32} = \frac{30 \cdot 40 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1000} = 380 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Әрі қарай F_t шеңбер күшін анықтаймыз

$$\frac{2T}{D} = \frac{2 \cdot 380}{0,3} = 2530 \text{ Н}.$$

БІЛІКТІҢ ИЛІСІ МЕН БҰРАЛУЫН ЕСЕПТЕУ

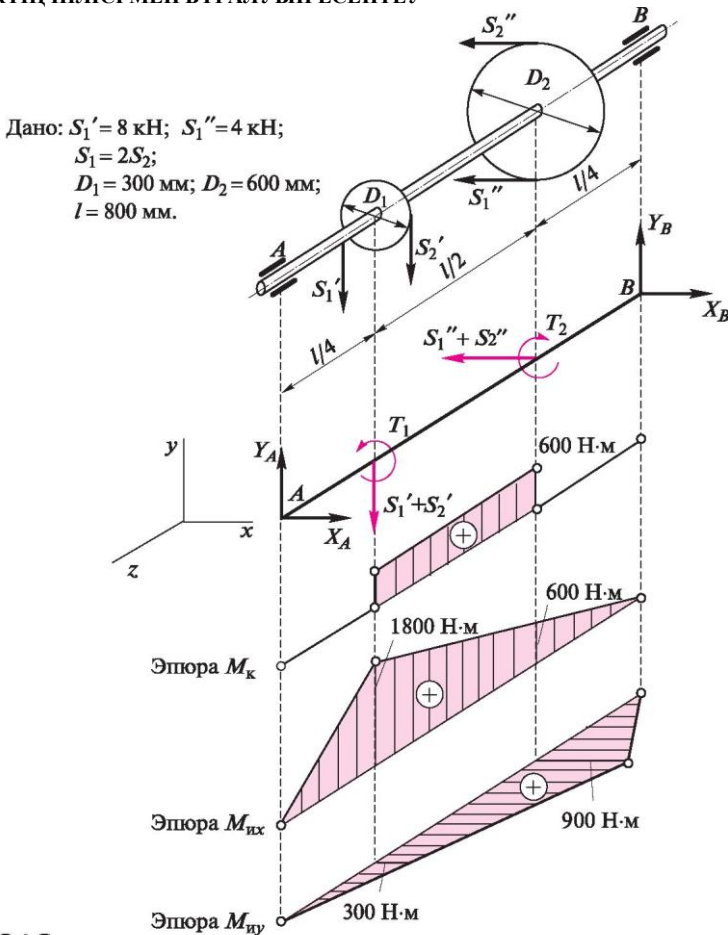


Рис. 24.6

F_r радиалды күшін анықтаймыз:

$$F_r = 0,36F = 0,36 \cdot 2\,530 = 911 \text{ Н},$$

осы берілгендер бойынша M_k және M_n эпюраларын құрамыз. Эпюралардан қауіпті қиманың тісті дөңгелектің бекітілген жерінде орналасқаны көрініп тұр. Беріктіктің үшінші теориясын

$$\frac{\sigma_{\text{ЭК}}}{\tau_{\text{В}}} \quad W$$

$M\mathcal{E} = MX + MZ_y$, W и $0, W^3$ ескере отырып, қолданамыз.

24.6-сур. эпюралар моменттерінің мәндерін алып,:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{\sqrt{253^3 + 91,1^2} + 380^2}{0,1(35 \cdot \text{Ш}^{-3})^3} = 109 \cdot 10^6 \text{ Па} = 109 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 109 \text{ МПа} > [\sigma_{\text{Тр}}] = 70 \text{ МПа} \text{ аламыз.}$$

Демек, білік беріктігі жетімсіз.

24.6-сур. аксонометриялық проекцияда, белдік берілісінің трансмиссиялық білігі, білікті есептеу схемасы мен тік және көлденең жазықтықтарда бұрау және иіліс моменттерінің эпюралары, сондай-ақ есептеу деректері ұсынылған.

25.1. ДИНАМИКАЛЫҚ ЖҮКТЕМЕЛЕРДЕ МАТЕРИАЛДАРДЫҢ ҚАЖУҒА ҚАРСЫЛЫҒЫ

Бұрын динамикалық жүктемелердің қайталама-ауыспалы, соққы, кенеттен қолданбалы және инерциалды болып бөлінетіні белгіленген болатын.

Осы тараушада машина бөлшектеріндегі мерзімді түрде өзгеретін кернеулер мен деформацияларға әкелетін *қайталама-ауыспалы жүктемелер* қарастырылады. Осындай жүктемелердің бөлшектеріне қарсылық әрекеті статикалық жүктеме кезінде олардың қарсылықтарынан айтарлықтай ерекшеленеді.

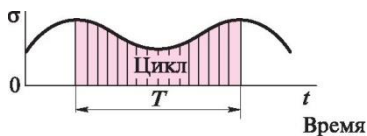
Қайталама-ауыспалы жүктемелерге, мысалы, айналмалы өстер, біліктер, тісті дөңгелектер, т.б. ұшырайды. Білік айналғанда, сол бір талшықтар созылған немесе қысылған аймақта болады, яғни олар созылу-сығылу деформациясына ұшырайды.

Машина бөлшектерінің бұзылуын талдау ұзақ уақыт ауыспалы жүктемелер әрекетіне ұшыраған материалдардың беріктік шегінен, тіпті аққыштық шегінен гөрі ең төмен кернеуде бұзыла алатынын көрсетеді. Бұзылу *материалдың қажуына* байланысты болады.

Әрі қарай материалды баяндау «Қажуға қарсылық. Негізгі терминдер, анықтамалар мен белгілеулер» стандартына сәйкес жүреді. Қажудың стандартты анықтамасын қолданамыз.

Қажу – бұл қасиеттердің өзгеруіне, жарықшақтардың пайда болуына, олардың дамуына және жойылуына алып келетін ауыспалы кернеулер әсерінен материалдық залалды біртіндеп жинақтау үдерісі.

Қажу ақауларының себептері материалдың құрылымының әркелкілігіне қарай жарықшақтардың пайда болуына, механикалық өңдеудің іздері және бөлшек бетінің зақымдалуына байланысты (қылшықтар, қаяулар, газ және қож кірмелері, кескіш немесе тегістеу тастарының іздері және т.б.), сондай-ақ келесі тараушада сөз болатын кернеу концентрациясы нәтижесінде болады.



25.1-сур.

Материалдардың қажуға қарсы тұру қабілеті *қажуға қарсылық* деп аталады

Бұл мәселені зерделеу өте маңызды, өйткені біліктер, вагондар, піспек саусақтар, теміржол вагондары өстері сияқты жауапты бөлшектер және т.б. қажу нәтижесінде қатардан шығып қалады.

Алдағы уақытта қажет болатын негізгі стандартты ұғымдарды енгіземіз.

Кернеу циклі дегеніміз – кернеулердің өзгеру кезеңіндегі барлық мәндерінің жиынтығы (25.1-сур.). *T циклі кезеңі* дегеніміз бір циклдің ұзақтығы.

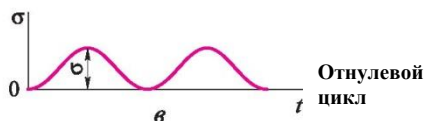
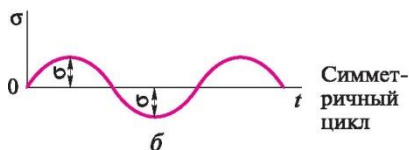
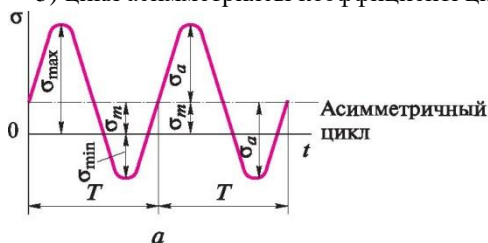
Кернеу циклі (25.2-сур.) төмендегідей параметрлермен сипатталады:

- 1) максималды кернеу $\sigma_{T_{\max}}$;
- 2) минималды кернеу $\sigma_{T_{\min}}$;

$$3) \quad \text{орташа кернеу } \sigma_{T_m} = \frac{\sigma_{T_{\max}} + \sigma_{T_{\min}}}{2}$$

- 4) цикл амплитудасы $\sigma_a = \sigma_{T_{\max}} - \sigma_{T_{\min}}$;
асимметрияның бірдей коэффициентіне ие циклдер *ұқсас* деп аталады..

5) цикл асимметриясы коэффициенті цикла C_m



Абсолюттік шама бойынша $\sigma_{\text{тах}}$ және $a_{\text{мин}}$ теңдігі жағдайында кернеудің *симметриялық* цикліне $a_m = 0$, $o_a = \pm \sigma$, $Y_a = -1$ болғанда, ие боламыз (25.2, б-сур. қараңыз).

25.2, а-сур. кернеу циклі *асимметриялық* таңба ауыспалы циклінің мысалы болып табылатыны көрсетілген.

25.2, в-сур. нөлдіктен $R_{CT} = 0$ болғанда, өйткені $a_{\text{мин}} = 0$ кернеу циклі көрсетілген.

Жанама кернеулер жағдайында екі мәнде де және формулаларында σ -ны т-ға ауыстыру қажет.

Қажудың басталуына дейін кернеу циклдерінің саны *циклдік шыдаммерзім* деп аталады және N деп белгіленеді.

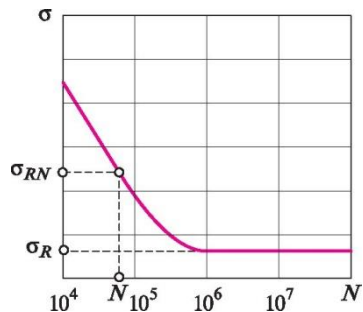
Материалдың берілген циклдік шыдаммерзім кезінде қажуға кедергі бола алатын максималды абсолютті мәні бойынша цикл кернеуі *төзімділік шегі* деп аталады.

Симметриялық циклдегі нормал кернеулердің төзімділік шегін – σ_{-1} , нөлдік циклде – σ_0 , R_{CT} — ct асимметрия коэффициентімен циклде деп белгілейді.

Төзімділік шегін анықтау үшін арнайы машиналарда қажу сынақтары жүргізіледі. Ең үлкен таралулар иіліс және симметриялық кернеу циклдері үшін қажу сынақтарына ие. Алдын ала орнатылған максималды сынақ ұзақтығы N_0 деп белгіленген циклдер санымен берілген *сынақ базасы* деп аталады. Болат үшін циклдерінің $N_0 = 10^7$. Қажу сынағы үшін диаметрі 5 ... 10 мм болатын жұмыс бөлігінде цилиндрлік пішіні бар, ұқсас мұқият жылтыратылған үлгілер жасалады. Үлгілер циклдік шыдаммерзімін белгілей отырып, үлгілердің әртүрлі жүктемелер мен кернеулер кезінде бұзылуына әкеліп соғады. Алынған деректер бойынша *қажу қисығын* құрады (25.3-сур.). Қажу қисығында көлденең асимптотына ұмтылатын бөлікше болады. Бұл асимптотаның ординаты σ_{CT} төзімділік шегінің мәнін береді.

Тәжірибе көрсеткендей, 10^7 циклмен қорғалған болат үлгісі циклдердің шексіз санына төтеп бере алады. Эксперименттік түрде анықталғандай, кез келген асимметриялық циклде сол материал үшін төзімділік шегі симметриялық циклге қарағанда жоғарырақ болады. Бұл 25.3-сур. **симметриялық цикл ең қауіпті** дегенді білдіреді. Түсті металдар үшін төзімділік шегі $N_0 = 10^8$ немесе одан да көп циклдарде анықталады.

Төзімділік шегінің мәні деформация түріне байланысты. Созылу-сығылу және бұралу үшін қажу сынақтары сирек кездеседі, сондықтан σ_{-1p} созылу



және τ_{-1} бұралу төзімділік шегін эмпирикалық формулалардан белгілі төзімділік шегінен симметриялы иіліс циклі үшін анықтайды:

$$\sigma_{-1p} \text{ и } (0,7 \dots 0,9)\sigma_{-1}; \tau_{-1} \text{ и } 0,58\sigma_{-1}.$$

Симметриялық иіліс циклі үшін төзімділік шегі статикалық беріктік (мысалы, σ_B уақытша кедергісі) сипаттамаларын пайдалана отырып, келесі эмпирикалық қатынастары бойынша есептелуі мүмкін: көміртекті болат үшін

$$\sigma_{-1} \text{ және } 0,43\sigma_B;$$

қоспаланған болат үшін

$$\sigma_{-1} \text{ және } 0,35\sigma_B + 120 \text{ МПа};$$

сұр шойын үшін

$$\sigma_{-1} \text{ және } 0,45\sigma_B.$$

Ұзақ мерзімді пайдалануға арналмаған бөлшектерді есептеу кезінде, төзімділік шегінің орнына **шектеулі төзімділік $\sigma_{ш}$** шегі ескеріледі - көрсетілген N циклдік шыдаммерзіміне сәйкес келетін максималды абсолютті мәні бойынша цикл кернеуі (25.3-сур. қараңыз).

25.2. ФАКТОРЛАРДЫҢ ТӨЗІМДІЛІК ШЕГІНЕ БЫҚПАЛЫ

Нақты бір құрылма бөлшегінің төзімділік шегі кернеу концентрациясы, масштабты коэффициенті (бөлшек өлшемі) және бөлшек бетінің күйі (кедір-бұдырлығы және бетінің қатаюы) болып табылатын бірқатар факторларға байланысты.

Кернеу концентрациясының әсері. Кернеудің концентрациясы нысанның өзгеру орындарында немесе материалдың үзілуіндегі кернеулердің өсуі деп аталады. Концентрацияны есепке алмаған материалдардың кедергісінің формулалары бойынша есептелген кернеулер **атаулы кернеулер** деп аталады.

Бөлшектердің көлденең қимасының пішіні мен аймағындағы күрт өзгерістер (саңылаулардың, бунамалардың, ойықтардың, бунақтардың, керттіктердің және т.б.) кернеулердің әркелкі бөлінуіне әкеледі, яғни олар *кернеу концентрациясын* тудырады. Кернеу концентрациясын тудыратын себеп (саңылау, бунама) *кернеу-концентраторы* деп аталады.

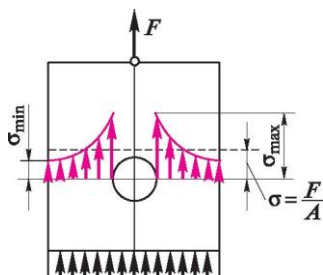


Рис. 25.4

F күшімен созылатын болат жолағын қарастырайық (25.4-сур.). Көлденең қимада $N = F$ бойлық күші жолақтың A аумағымен әрекет етеді. Нормал кернеу $\sigma = F/A$ тең болады.

Кернеу концентрациясы жергілікті сипатқа ие, өйткені концентраторды шығару кезінде кернеулер тез түсіп, олардың номиналды мәндеріне жақындайды. Концентратордың орнына кернеулерді бөлу кестесі 25.4-сур. көрсетілген (кейде олар жергілікті кернеулер деп аталады).

Кернеу концентрациясының құбылысын *гидродинамикалық ұқсастығы* арқылы түсінуге оңай. Теориялық және эксперименталдық зерттеулер кернеулерді бөлшектерге тарату мен зерттелетін бөлшектердің пішініне ие құбыр арқылы ағып жатқан судың жеке ағындарының жылдамдықтары мен бағыттары арасындағы ұқсастықты дәлелдеді. Тұрақты көлденең қиманың түзу құбырында көлденең қиманың барлық нүктелерінде ағым жылдамдығы бірдей; тұрақты қиманың түзу білеуінің қимасының барлық нүктелеріндегі кернеулер тұрақты болып қалады.

Көлденең қиманың кез келген өзгерісі ағынға кедергі болады. Құбыр тарылып кеткенде, ағынның жылдамдығы артып, құбыр кеңейтілсе, ол азаяды. Осыған ұқсас тік білеудің көлденең қималарында кернеу қиманың өлшемі мен пішінімен көбейеді немесе азаяды. Сандық жағынан кернеу

$$a_{ст} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma}$$

концентрациясы *кернеу концентрациясының теориялық коэффициентін* сипаттайды. $a_{ст}$ коэффициенті ең жоғарғы σ_{max} жергілікті кернеудің номиналды ең үлкен жергілікті кернеуіне σ нормал қатынасына тең:

Жанама кернеулерді концентрациялау жағдайында ұқсастық бойынша қабылдайды.

а т ма
 х
 т

^v Кернеу концентрациясы илемді және омырылғыш материалдардың беріктігіне әртүрлі әсер етеді. Бұндайда жүктеме сипаты ас маңызды. Егер статикалық жүктелетін илемді материалды алсақ, онда жүктеменің ұлғаюында, шығымдылық нүктесіне жеткен кезде ең үлкен жергілікті кернеулердің өсуі материалдың жергілікті ағыны және қимадағы кернеулерге байланысты тоқтатылады. Мұнда статикалық жүктеу кезінде илемді материалдар кернеу концентрациясына аса сезімтал емес деген қорытынды жасауға болады. Жүктемелер кезінде уақытпен тез өзгеретін кернеулер теңестіріліп үлгермейді, сондықтан кернеулердің концентрациясын илемді материалдар үшін де ескеру қажет. Омырылғыш материалдардан жасалған бөлшектердің беріктігін есептеу кезінде, статикалық жүктемеде кернеу концентрациясы ескерілуі керек, өйткені олардың кернеулердің концентрациясына байланысты әрқелкі таратылуы кернеудің барлық сатыларында сақталады. Концентрацияның теориялық коэффициенті кернеу концентраторының бөлшектің бұзылуынан алыс жағдайлардағы әсерін көрсетеді, сондықтан K немесе K_t арқылы белгіленетін кернеу концентрациясының тиімді коэффициенті ұғымы енгізіледі.

Кернеу концентрациясының тиімді коэффициенті – кернеудің концентрациясысыз үлгісінің σ_{t-1} төзімділік шегінің кернеудің концентрациясылы үлгісінің, сондай-ақ тегіс үлгілер сияқты абсолютті өлшемі бар σ_{t-1k} төзімділік шегіне арақатынасы:

$$\sigma_{t-1k} \quad \sigma_{t-1k}$$

Салыстыру концентрацияның тиімді коэффициентінің әрқашан теориялықтан аз екенін көрсетеді. Болат біліктер үшін $\sigma_b < 800$ МПа кезінде K и 1,4 ... 2,5 қабылдайды.

Бөлшектің абсолюттік өлшемдерінің әсері. Тәжірибелер негіздемесінде төзімділіктің шегі үлгінің көлденең қимасының абсолюттік өлшемдеріне байланысты екендігі белгіленді: қима өлшемінің өсуімен төзімділік шегі төмендейді. Бұл заңдылық материал көлемінің артуымен құрамында әртектіліктің болу ықтималдығы мен үздіксіздіктің бұзылуы өседі, бұл кернеу концентрациясы ошағының пайда болуына әкеледі.

Бөлшектің абсолюттік өлшемдерінің әсері тиісті коэффициенттерді есептеу формулаларына енгізу арқылы ескеріледі.

K_d көлденең қимасының абсолюттік өлшемдерінің әсер ету коэффициенті – диаметрі d тегіс үлгілерінің төзімділік шегі стандартты өлшемдердің тегіс үлгілерінің төзімділік шегіне арақатынасы:

$$K_d = \frac{\sigma_{CT}}{\sigma_{CT-d}}$$

°-1 ‘

Болат біліктер үшін $K_d = 0,52 \dots 0,95$.

Бөлшек беті күйінің әсер. Төзімділік шегіне бөлшек бетінің кедір-бұдырлығы мен беттің беріктендіруі әсер етеді. Беттің кедір-бұдырлығының ұлғаюымен төзімділік шегі төмендейді, ол есептік формулаларға K_F бетінің кедір-бұдырлығының әсер ету коэффициентін енгізу арқылы ескеріледі.

Беттің кедір-бұдырлығының әсер ету коэффициенті дегеніміз беттің берілген кедір-бұдырлығы үлгілерінің төзімділік шегінің бетінің кедір-бұдырына тегіс стандартты үлгісінің төзімділік шегіне қатынасы.

Бұл коэффициенттің мәні $K_F = 0,45 \dots 1,0$.

Қажуға қарсы тұруды күшейту үшін бөлшектердің беттерін беріктендірудің әртүрлі тәсілдері кеңінен қолданылады, мысалы, беттік шынықтыру, химиялық-термиялық өңдеу, аунақшаларды дөңгелету, бытыратағынды өңдеу және т.б. Беріктендіру үлгілерінің төзімділік шегінің беріктендірілмеген үлгілердің төзімділік шегіне қатынасы *бет беріктендіруінің әсер ету коэффициенті* деп аталады және K_v арқылы белгіленеді. Әдетте $K_v = 1,1 \dots 2,8$.

Төзімділік шегінің жалпы төмендеу коэффициенті K белгіленеді және формула бойынша анықталады.

25.3.

ҚАЖУ КЕДЕРГІСІНІҢ ЕСЕПТЕУЛЕРІ

Қажу кедергісін есептеу (немесе қарапайым түрде қажу есептеулері) техникада үлкен маңызға ие. Иілістегі қажуды біліктер мен айналмалы өстерге, қажу мен тісті берілістердің тістері есептейді, үйкеліс тетіктерінің роликтері және басқа да көптеген бөлшектер контактілердің шаршауына және иілуіне байланысты есептеледі. **На усталость при изгибе** рассчитывают валы и вращающиеся оси, на контактную усталость и изгиб рассчитывают зубья зубчатых передач, катки фрикционных передач и многие другие детали. Жұмы қабілетінің жоғалуы мен құрылма бөлшектерінің бұзылуы көбінесе материалдың қажуына байланысты болады.

Қажу есептеулері *тексеру* түрінде жиі орындалады. Нәтижесінде шарт бойынша берілген құрылма үшін рұқсат етілген $[s]$ беріктік қоры коэффициенттерімен салыстырылатын s беріктік қорының іс жүзіндегі коэффициенті алынады:

$$s > [s].$$

Әдетте бөлшектер үшін $[s] = 1,3 \dots 3$ және одан да көп бөлшектердің түріне және мақсаттарына байланысты.

Симметриялық цикл кезінде кернеудің беріктік қоры коэффициентінің өзгеруі келесі формулалар бойынша анықталады: созылу үшін (сығылу) бұралу үшін

$$s_a^{st} = \frac{ct}{ip \cdot Ka}.$$

t -1. K т.

иіліс үшін

$$s_a = \frac{a-1}{a} K$$

мұндағы a және t — максималды нормал және жанама кернеулердің номиналдық мәндері; K — *төзімділік шегін төмендету коэффициенті*.

Тәжірибеден белгілі, кернеу өзгерісінің симметриялық циклі (асимметриялықпен салыстырғанда) аса қауіпті саналады, сондықтан болашақта есептеулерді симметриялық цикл сияқты есептеп шығарамыз. Бұл ретте беріктік қорын арттыру бағытында кейбір дәлсіздіктерге жол беріледі.

25.4.

ИНЕРЦИЯЛЫҚ ЖӘНЕ СОҒҚЫ ЖҮКТЕМЕЛЕР КЕЗІНДЕГІ МАТЕРИАЛДАР КЕДЕРГІСІ

Инерциялық жүктеме бойынша есептеулер. Инерциялық жүктемелерді ескере отырып есептеулер теориялық механикадан белгілі Д'Аламбер принципіне негізделген кинестатика әдісімен жүзеге асырылады. Осы принципке сәйкес инерция күштерімен бірге денеге қолданылатын барлық белсенді және реактивті күштер тепе-теңдіктің барлық жағдайларын қанағаттандыратын өзара теңдестірілген күштер жүйесін құрайды. Осылайша, динамика мен сопромат міндеттері статика әдістерімен шешіледі.

Мысал ретінде γ бұрыштық жылдамдығымен өз жазықтығында біркелкі айналатын жұқа қабырғалы сақинаның есептелуін қарастырайық (25.5, а-сур.). Есептеу нәтижесінде алынған кернеу формуласы белдік берілісінің белдіктерінде сермер тоғаны мен кернеуді есептеуде қолданылады.

Біркелкі айналдыру кезінде сақинаның кез келген нүктесінің қалыпты үдеуі $a_n = v^2/R = \omega^2 R$, мұндағы v — айналу жылдамдығы, R — сақинаның орташа радиусы. Жанама үдеу $a_m = 0$, өйткені $\omega = \text{const}$.

Д’Аламбер принципіне сүйене отырып, сақинаның әрбір элементіне инерцияның центртепкіш күшін қолданамыз. Бұл күштер сақина айналасында біркелкі таратылған және ортасынан радиус бойынша бағытталған. Сақина шеңберінің ұзындық бірлігіне

$$q^{\text{ин}} = m_1 a_n,$$

инерция күші келеді, мұндағы $m_1 = \rho A$ — сақина доғасының бірлік массасы; A — көлденең қиманың аумағы; ρ — сақина материалының тығыздығы.

m_1 және a_n өрнектері үшін ауыстырып, аламыз

$$q^{\text{ин}} = - \frac{\rho A v^2}{R}$$

Сақинаның көлденең қималарында пайда болатын ішкі күштерді анықтаймыз, ол үшін оны диаметрі бойынша кесіп, қалдырылған бөлігінің тепе-теңдігін қарастырамыз (25.5, б-сур.).

Сақина жұқа болғандықтан, нормал кернеулер оның көлденең қимасы бойынша біркелкі таратылған деп болжауға болады, демек сақина созылу үшін жұмыс істейді.

Көлденең қималарда пайда болатын N бойлық күшін анықтаймыз. Ол үшін y өсінде сақина жартысына әрекет ететін барлық күштерді проекциялаймыз. $d\varphi$ қарапайым орталық бұрышына сәйкес келетін сақина элементіне dF_n^{TM} инерциясының қарапайым күші тең келеді

$$dF_n^{\text{TM}} = q^{\text{ин}} R d\varphi.$$

Бұл күштің y өсінде проекциясы $dF_n^{\text{ин}} \cos \varphi$ өніміне тең. Инерцияның қарапайым күштерінің әрқайсысы радиус бойынша бағытталғандықтан, y өсіне әртүрлі бұрыштар енісімен теңдестірілген теңдеулерді интегралды түрде құру қажет. (φ бұрышы $\pi/2$ -ден $+\pi/2$ дейін өзгереді):

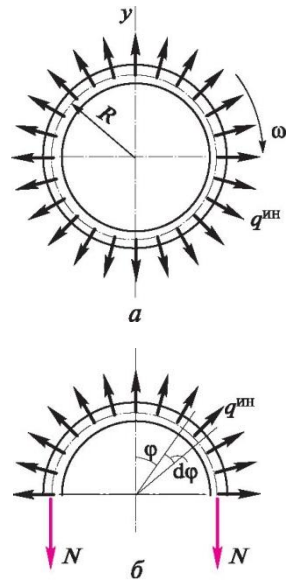


Рис. 25.5

$$\sum_{-\pi/2}^{\pi/2} pAv^2 \cos\phi d\phi - 2N = 0,$$

бұдан

$$2N = pAv^2 \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \cos\phi d\phi = pAv^2 \sin\phi \Big|_{-\pi/2}^{\pi/2} = 2pAv^2$$

немесе

$$N = pAv^2.$$

Сақинаның көлденең қимасындағы нормал кернеуді анықтаймыз:

Кернеудің сақинаның көлденең қимасының аумағына байланысты емес

$$\frac{N}{A} = \frac{pAv^2}{A} = pv^2.$$

әрі айналу жылдамдығының квадратына пропорционалды екенін атап өтеміз. Беріктік шартын жазамыз:

$$\sigma_t = pv^2 < [\sigma_{Tp}],$$

осыдан рұқсат етілген айналу жылдамдығын анықтаймыз:

$$[v] = \sqrt{\frac{[\sigma_p]}{\rho}}.$$

Егер сақина тығыздылығы $\rho = 0,8 \cdot 10^4$ кг/м³ болаттан жасалса, $[\sigma_p] = 160$ МПа созылу кезінде рұқсат етілген

$$[v] = \sqrt{\frac{[\sigma_p]}{\rho}} = \begin{matrix} 160 \cdot 10^6 & \text{айналу} \\ 0,8 \cdot 10^4 & \text{жылдамдығын} \\ & \text{есептейміз. Сонда} \end{matrix}$$

140 м/с.

Соққы жүктеме бойынша есептеулер. Екі қатты дененің соқтығысуы кезінде туындайтын құбылыстардың жиынтығы *соққы* деп аталады. Ол *серпімді* және *серпімді емес* бола алады, Он может быть *упругим* и *неупругим*; соңғы жағдайда соғылатын дене соғылған серпімді жүйеден қайта оралмайды, бірақ онымен бірге қозғалуды жалғастыра береді. Егер соққы кезінде өте қысқа уақыт аралығында (секундтың бір бөлігі) соқтығысатын денелердің салыстырмалы жылдамдығы күрт өзгерсе, нәтижесінде бұл үлкен *соққыға* немесе *лездік* күштерге әкеледі.

Соққы жүктемелері техникада кеңінен қолданысқа ие, мысалы, сомдауда, металды қалыптау мен шекілеуде, балдақтар, шегелер мен қадаларды қағуда, дірілтехникада. Соққы жүктемесі кезіндегі материалдардың кедергісі статикалық жүктемеде материалдың сипатымен айтарлықтай ерекшеленеді.

Соққы жүктеме әрекетінің мысалын қарастырған кезде, кернеулер пропорционалдылық шегінен асып кетпейді деп санаймыз, яғни олар Гук заңына бағына отырып, ал соққыны мүлдем серпімсіз деп болжаймыз.

Тұрақты қима сырығының өстік әсеріндегі кернеулер мен деформацияларды қарастырайық (25.6-сур.).

ұзындығы l сырығының ұшына бекітілген G жүгі h биіктігінен деформацияланбайтын дискіге түседі. Жұмыс құлдырауы кезінде G жүгінің құлауымен туындаған жұмыс сырықтың Π потенциалдық энергиясы деформациясына тең болады:

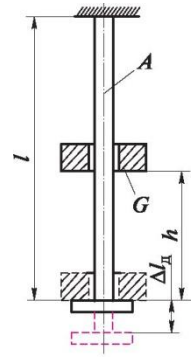


Рис. 25.6

$$G(h + \Delta l_{\text{д}}) = \Delta W$$

$$\Pi = \frac{2EA}{2l} \Delta l_{\text{д}}^2 \quad (19\text{-тарауды қараңыз}).$$

Мұндағы E — сырық материалының серпімділік модулі; $D1_{\text{д}}$ — оның динамикалық ұзаруы; A — сырық көлденең қимасының аумағы. Алынған өрнекті былайша қайта жазамыз:

Сырықтың статикалық ұзаруы тең болады

$$\Delta l_{\text{ст}} = \frac{Gl}{EA}$$

онда квадраттық теңдеу мына түрде болады

$$D1_{\text{д}}^2 - 2D1_{\text{ст}} D1_{\text{д}} - 2D1_{\text{ст}} h = 0.$$

Бұл теңдеуді шеше отырып, аламыз

$$D1_{\text{д}} = D1_{\text{ст}} (1 + \sqrt{1 + 2h/D1_{\text{ст}}})$$

(екінші түбір анықталмайды, өйткені ол $D1_{\text{д}}$ үшін теріс мән береді).

Выражение для $D1_{\text{д}}$ үшін өрнегін түрлендіреміз

$$D1_{\text{д}} = D1_{\text{ст}} (1 + \sqrt{1 + 2h/D1_{\text{ст}}}).$$

Белгілеуін енгіземіз

$$k_w = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{A/c_T}}$$

Мұндағы k_d — динамикалық коэффициент. Сонда

$$A/d \cdot k_d^{A/c_T},$$

яғни соққы жүктеменің әсерінен туындаған ең үлкен ауыстыру статикалық жүктемеден (бұл жағдайда құлаған жүктің салмақ күші) ауыстыру үшін динамикалық коэффициенттің өніміне тең болады.

Сызықтық тәуелділік негіздемесінде (Гук заңы бойынша) күштер мен ауыстырулардың арасындағы динамикалық кернеу формуласын жазуға болады:

$$c_T d \cdot k_d^{A/c_T}$$

Соққы кезіндегі ауыстыру мен кернеулер анықтамасы мынаған саяды: статикалық қолданылатын күшпен туындаған ауыстыру мен кернеулерді анықтауға құлаған жүктің салмақ күшіне және динамикалық коэффициенттің есептелуіне тең.

Алынған формулалардың сырықтың бойлық (өстік) соққы жағдайында да, сондай-ақ арқалық бойымен көлденең соққы жағдайында да жарамды екенін атап айтамыз.

$h = 0$ биіктігінен түсетін жүктің теңкүштілік әрекетіне тең жүктеменің кенеттен қолданылу жағдайын қарастырайық. Сонда динамикалық коэффициентті анықтау формуласынан шығатыны, $k_d = 2$ осыған байланысты $A/d = 2A/c_T$ және $c_T d = 2c_T$ аламыз, яғни кенеттен қолданылған күштің әрекетінің нәтижесінде ауыстыру мен кернеу сол күштің статикалық әрекетіне қарағанда, *екі есеге көп*.

Динамикалық коэффициентті анықтау формуласынан A/c_T (яғни сырық қатандығының азаюымен) ұлғаюымен k_d азаятыны байқалады. Сол себепті техникада соққыны жұмсарту үшін аз қатандықтары (икемділігі үлкен) бар бөлшектер – серіппелер мен серіппегіштер қолданылады.

26-тарау бойлық иіліс

26.1. ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Бойлық иіліс дегеніміз – орталықтан қолданылатын бойлық сығылу күштерінің әрекетінен тұрақтылықтың жоғалуына байланысты бастапқы түзусызықты сырықтың иілісі. Бойлық иіліс сығылу күштері мен қатерлі кернеулер жетістігінде пайда болады.

Алдыңғы тарауларда келтірілген беріктік пен қатаңдықты есептеулер сыртқы жүктемелер мен олар арқылы туындаған ішкі күштер арасындағы құрылманың деформациясында шағын наразылық әсері құрылманың бастапқы ауытқуларына сәйкес келетін тепе-теңдіктің *тұрақты формасы* болады деген болжамдар жасалған болатын.

Тұрақтылықты жоғалтуға әкелетін жүктемелер (қатерлі күй) *қатерлі* болып табылады. Тұрақтылықты жоғалту қаупі, әсіресе, жұқа қабырғалы құрылмалар, сырықтар, тілімшелер мен қабықшалар үшін маңызды.

Ғ_қ қатерлі күшіне қарағанда неғұрлым көп F күшімен сығылған ұзындығы көлденең өлшемдерден әлдеқайда ұзын жұқа болат сырықтарды қарастырайық (26.1-сур.).

Қима әдісін қолданып, өстің қисаюының нәтижесінде сырықтың көлденең қималарында екі ішкі күш факторының пайда болатынына көз жеткіземіз: $N = F$ бойлық күші және M_n иілу моменті.

Осылайша, қисайған сырық орталық сығылу мен иіліс *деформациясының тіркесіміне* ұшырайды.

Сығылу күштері, тіпті қатерлі күшінен аздап асып кетсе, иіліс кернеулері құрылманың беріктігіне тікелей қауіп төндіруі мүмкін. Сондықтан құрылманың қатерлі күйіне жол берілмейді деп саналады. 26.1-сур.

Тұрақтылықты қамтамасыз ету үшін сырықта әрекет ететін F сығылу күші F_w қатерліден аз болуы қажет. Рұқсат етілген сығылу күшін $[F]$ арқылы белгілейміз, сонда мұндағы $[x_y]$ — *тұрақтылық қорының рұқсат етілген коэффициенті*. Әлбетте, сырықтың тұрақтылығы қамтамасыз етілді, егер $[x_y] > 1$. тұрақтылық қоры коэффициентінің мәні сырық пен оның материалының мәніне байланысты. Әдетте болат үшін $[x_y] = 1,8 \dots 3$; шойындар үшін $[x_y] = 5 \dots 5,5$; ағаш үшін $[x_y] = 2,8 \dots 3,2$.

26.2. ЭЙЛЕР МЕН ЯСИНСКИЙ ФОРМУЛАЛАРЫ

Сырықтардың тұрақтылығын есептеу үшін F^{\wedge} қатерлі күшін анықтау тәсілдерін білу қажет.

Сырық тұрақтылығының бірінші зерттеулерін Петербург ғылымдар Академиясының академигі Леонард Эйлер жүргізген (1707-1783). Академик С. И. Вавилов былай деп жазған: «І Петр мен Ломоносовпен бірге Эйлер біздің Академиямыздың қайырымды данышпаны болды, оның даңқын, оның бекінісін, өнімділігін анықтады». Одан кейінгі үлкен жұмысты тұрақтылық мәселесінің теориялық және эксперименттік зерттеулер саласында орыс ғалымы, Петербург инженерлер жол қатынасы институтының профессоры, 1893 жылы «Бойлық иілісті дамыту тәжірибесі» атты үлкен жұмыс жариялаған Ф. С. Ясинский (1856-1899) жүргізді.

Л. Эйлер F^{\wedge} қатерлі күшінің шамасын анықтау формуласын алған.

Эйлера шығуы жоқ формуласын келтіреміз:

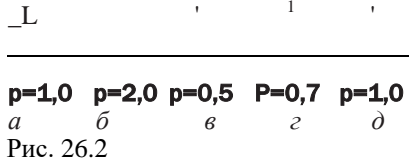
$$k = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{p l_{II}^2}$$

Мұндағы E — бірінші тектің серпімділік модулі; I_{\min} — кимадағы инерция өстік моменттерінен ең аз, себебі сырықтың қисаю қаттылығы ең аз жазықтығында болады, оған теміршебер сызғышты бойлық күшпен қысу арқылы көз жеткізу қиын емес, l_{II} — *сырықтың келтірілген ұзындығы*.

$$l_{II} = p /,$$

мұндағы p — сырықтың ұзындығы; p — сырық ұшын бекіту тәсіліне байланысты *ұзындығын азайту коэффициенті*.

26.2-сур. сырық ұшын бекітудің ең жиі кездесетін тәсілдері көрсетілген және p мәндері келтірілген: сырықтың екі ұшы топсалы бекітілген және біріктіре алады (26.2, a -сур.); төменгі ұшы қатты қысылған, жоғарғысы бос (26.2, b -сур.); екі ұшы да қатты қысылған, бірақ біріктіріле алады (26.2, b -сур.); төменгі ұшы қатты бекітілген, жоғарғысы – топсалы, ұштары біріктіріле алады (26.2, z -сур.); төменгі ұшы қатты бекітілген, жоғарғысы «өзгермелі» (26.2, d -сур.). p неғұрлым кіші болса, соғұрлым қатерлі күш те, демек рұқсат етілген сығылған жүктеме де үлкен екенін байқаймыз. Мысалы, екі ұшынан қатты қысылған сырықтың сығылған жүктемесі ($p = 0,5$), бір ұшымен ($p = 2$). қысылған сырықтың жүктемесінен 16 есе рет көп бола алады.



Эйлер формуласының шығуы тек пропорционалдылық шегіне жарамды Гук заңына негізделген. Сондықтан Эйлер формуласын әрқашан пайдалана алмаймыз. Эйлер формуласының қолдану шектерін анықтау үшін, біз $\sigma_{кр}$ қатерлі кернеуін, яғни қатерлі күшке жету кезінде сырықтың A аумағының көлденең қимасында пайда болатын кернеуін анықтаймыз:

$$\sigma_{кр} = \frac{F}{A} = n \frac{E \Delta l}{(pl)^2 A}$$

Сырықтың көлденең қимасының i_m инерция радиусын анықтаймыз:

$$i_{min}$$

$\sigma_{кр}$ үшін формуласын қайта жазамыз:

$$\left(\frac{pl}{i_{min}} \right)^2 = \frac{n^2 E}{\sigma_{кр}}$$

$X = pl/i_{min}$ сырық иілгіштігі ұғымын енгіземіз. Бұл – сырықтың өлшемдерін және оның ұштарын бекіту тәсілдерін анықтайтын өлшемсіз шама. Соңында аламыз:

$$\sigma_{кр} = \frac{n^2 E}{X^2}$$

Эйлер формуласын $\sigma_{\text{пц}}$ — сырық материалының пропорционалдық шегі шартын орындау кезінде қолдануға болады. Демек, болуы тиіс

v

$$\lambda \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{\text{пц}}}} = \lambda_{\text{пред}}.$$

Теңсіздіктің оң жағында тұратын шаманы *илгіштік шегі* деп атайды. Шектеу илгіштігі тек сырық материалының физикалық және механикалық қасиеттеріне байланысты.

Эйлер формуласын қолданылу шартын былайша жазуға болады:

$$\lambda > \lambda_{\text{пре}}$$

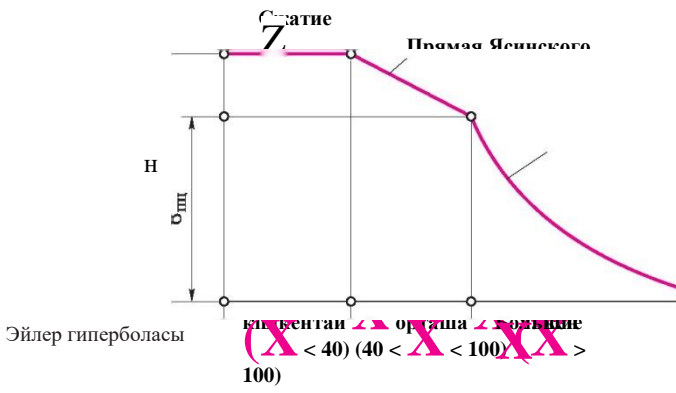
яғни Эйлер формуласын тек сырықтың илгіштігі шектеу илгіштігінен үлкен немесе тең болған жағдайларда қолданымды.

Определим значение $X_{\text{пред}}$ мәнін табамыз, Ст3 төмен теміртекті болат үшін, $\sigma_{\text{пц}} = 200$ МПа, а $E = 2 \cdot 10^5$ МПа:

$$\lambda_{\text{пред}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6}} = 100.$$

Егер илгіштігі $X > 100$ болса, төмен теміртекті болат сырықтары үшін Эйлер формуласы қолданымды.

Осыған ұқсас басқа материалдар үшін де шектеу илгіштігінің мәнін анықтауға болады. Атап айтқанда, щойын үшін $X_{\text{пред}} = 80$; ағаш үшін (қарағай) $X_{\text{пред}} = 110$.



26.3-сур.

290

Сырықтардың иілгіштігі шектеулі болғаннан аз болса, Эйлер формуласы қолданылмайды және есептеулерде Ясинскийдің эмпирикалық формуласы пайдаланылады.

$$\sigma_{\text{кр}} = a - bX,$$

мұндағы a және b — материалға байланысты коэффициенттер және кестесі бойынша анықталатын анықтамалықтар (қараңыз, мысалы, [1]).

Атап айтқанда, болат үшін Ст3 иілгіштігінде $X = 40 \dots 100$ қабылдайды $a = 310$ МПа, $b = 1,14$ МПа. Иілгіштігі $X < 40$ сырық сығылуын есептеу, яғни формуласы бойынша:

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{F}{A} \cdot \frac{c}{T}$$

Сонымен, X ($X < 40$) шағын мәндері үшін төменгі көміртекті болаттан жасалған сырықтар қарапайым сығылу кезінде есептеледі; орта есеппен ($40 < X < 100$), есептеу Ясинский формуласына сәйкес және үлкен ($X > 100$) Эйлер формуласына сәйкес жүзеге асырылады. Қатерлі кернеудің төменгі көміртекті болаттарға арналған икемділікке тәуелділігі кестесі 26.3-сур. бейнеленген.

26.3. ТҮЗУСЫЗЫҚТЫ СЫРЫҚТАРДЫ ТҰРАҚТЫЛЫҚ ҮШІН ЕСЕПТЕУ

Түзусызықты сырықтардың тұрақтылығын есептеудің үш түрі бар: жобалық, тексеру және қуаттылық. Осы есептеулердің әрқайсысының мазмұнын қарастырайық.

Жобаны есептеу. Формула бойынша сырықтың көлденең қимасы инерциясының минималды өстік моментін анықтайды

$$I_{\min} = \frac{F [x_y] (\varphi / E)^2}{\sigma_{\text{кр}}}$$

мұндағы F — әрекет етуші жүктеме; $[x_y]$ — тұрақтылық қорының рұқсат етілген коэффициенті; φ — сырық ұзындығының қысқару коэффициенті; E — сырық ұзындығы; E — бойлық серпімділік модулі.

Әрі қарай X формуласы бойынша сырық иілгіштігін табады

$$X = \frac{I_{\min}}{A}$$

мұндағы $I_{\min} = VWA$; A — көлденең қима аумағы.

Алынған иілгіштік осы материалдың шектеуімен салыстырылады.

	30	50	60	80	100	120	140	160
ϕ	0,92	0,86	0,82	0,70	0,51	0,37	0,29	0,24
ϕ^*	0,91	0,83	0,79	0,65	0,43	0,30	0,23	0,19

Ескертпе. ϕ^* мәні жоғары жоғары сапалы болатқа жатады ($a_r > 320$ МПа).

Тексеруді есептеу. Тұрақтылық қорының нақты коэффициентін анықтайды және оны формула бойынша рұқсат етілгенмен салыстырады.

$$*y = Ft > [Sy].$$

Қуатты есептеу. Формула бойынша F рұқсат етілген жүктемесін анықтайды.

Сырықтардың сығымдалу тұрақтылығы қарапайым сығылу есептеуіне азайтылуы мүмкін. Есептеуде келесі формула қолданылады:

$$F = \phi KI,$$

мұндағы $[c_t]$ — рұқсат етілген сығылу кернеуі; ϕ — *бойлық іліс коэффициенті*.

ϕ мәні сырықтың илгіштігіне, оның материалына байланысты және болат үшін 26.1-кестесі бойынша анықталады.

Есептеулер көрсеткендей, бойлық іліс жағдайында ең қолайлы инерцияның үлкен моментіне қатысты сақиналы және қораптық жұқа қабырғалы қималар болып табылады.

МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІ МЕН ТҮЗІЛІМІ

v

27.1. МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІН ЖОБАЛАУДЫҢ НЕГІЗГІ ПРИНЦИПТЕРІ МАШИНАЛАРДЫ ЖОБАЛАУ ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Жобалау – бұл техникалық-экономикалық негіздемені, есептеулерді, сызбаларды, макеттерді, сметаларды, түсіндірме жазбаларды және машина жасауға қажетті басқа да материалдарды қамтитын кешенді техникалық құжаттаманы әзірлеу процесі.

Объектіні бейнелеу түрі бойынша *сызу және көлемді жобалау* болып бөлінеді; соңғысы объектінің макетін немесе моделін орындайды. Машина бөлшектері үшін жобалауды сызу әдісі тән.

Жобалау нәтижесінде алынған конструкторлық құжаттардың жиынтығы **жоба** деп аталады.

Жобаларды ресімдеу және жобалау ережелері барлық салалардың өнімдері үшін конструкторлық құжаттаманы әзірлеудің бес кезеңін белгілейтін Бірыңғай конструкторлық құжаттамасы (БКЖҚ) жүйесінде стандартталған, атап айтқанда: **техникалық тапсырма** негізгі мақсаттары мен техникалық сипаттамаларын, сапа көрсеткіштері мен әзірленетін бұйымдарға қойылатын техникалық-экономикалық талаптарды белгілейді;

техникалық ұсыныс – құжаттамасын әзірлеудің мақсаттылығын әзірлеу және қолданыстағы ұқсас өнімдердің ерекшеліктерін ескере отырып, ықтимал шешімдерді салыстырмалы бағалау, сондай-ақ патентті материалдарын техникалық тапсырманы талдауға негізделген өнім техникалық және техникалық-экономикалық негіздеуден тұратын конструкторлық құжаттамалардың жиынтығы;

эскизді жоба – бұйымды орнату мен жұмыс принципі туралы жалпы түсінік беретін принципалды конструкторлық шешімдерді қамтитын конструкторлық құжаттар жиынтығы, сондай-ақ оның негізгі параметрлері мен жалпы өлшемдерін анықтайтын деректер;

техникалық жобалау – бұйымды орнату және жұмыс конструкторлық құжаттамасын әзірлеу үшін толық түсінік беретін түпкілікті техникалық шешімдерден тұратын конструкторлық құжаттар жиынтығы;

техникалық құжаттаманы әзірлеу түзілімдер мен бөлшектердің, сипаттамалардың, өндіру, жинау, сынау және т.б. техникалық шарттарының сызбаларын қамтиды.

Оқу орындарының шарттарында машина бөлшектері бойынша курстық жоба көп немесе аз жеңілдетілген түрде әзірлеудің барлық кезеңдерін қамтиды.

Конструкторлық құжаттаманы жобалау үдерісінде әзірленгенге сәйкес, кейіннен өнім технологиясын анықтайтын **техникалық құжаттама** құрылады.

Конструкторлық, технологиялық, сондай-ақ нормативтік-техникалық құжаттар (соңғысына барлық санаттағы стандарттар, жетекші техникалық материалдар, жалпы техникалық талаптар және т.б. жатады) жиынтығы өндіріс өнімін (бұйын) сынау, пайдалану және жөндеуді ұйымдастыру мен жүзеге асыруға қажет **техникалық құжаттаманы** құрады.

Машина бөлшектерінің жұмыс жағдайлары сан түрлі болады және дәл есепке алу қиын, сондықтан машина бөлшектері шамамен жиі есептеледі, ал кейде машина бөлшектері мен түзілімдерін жобалау, сынау және пайдалану кезінде жинақталған тәжірибені қорыту нәтижесі болып табылатын эмпирикалық формулалар арқылы жүзеге асырылады.

Машина бөлшектерін жобалау үдерісінде есептеудің екі түрі кездеседі: атап айтқанда, бөлшектер немесе түзілімнің негізгі өлшемдерін әдетте анықтайтын **жобалық есептеу**, құрылғыны конструкция үшін, мысалы, қауіпті қималардағы кернеулердің мәні, жылу режимі, шыдаммерзімді және басқа да параметрлерді анықтайтын **тексеруді есептеу**.

МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІНІҢ ӨЗАРА АЛМАСТЫРЫЛУЫ

Стандарттау – бұл адам қызметінің түрлі аспектілеріне, оның ішінде жобалау, өндіру, машиналарды пайдалану және жөндеуге қатысты міндетті нормалар, ережелер мен талаптарға қатысты **стандарттар**-құжаттарды белгілеу және қолдану үдерісі.

Стандарттаудың өте кең таралған және тиімді әдісі – **біріздендіру** – бұл бірдей функционалдық мақсаттағы нысандар санын рационалды қысқарту, сондай-ақ бөлшектер мен олардың элементтерін өлшемдер түріндегі минимумға дейін төмендету мәлімет.

Стандарттау және біріздендіру бөлшектер мен түзілімдердің **өзара алмастырылуын**, яғни оларды алдын ала түзетусіз орнату және ауыстыру мүмкіндігін қамтамасыз етеді. Өз кезегінде, бөлшектердің өзара алмастырылуы – өнімнің мамандандырылған және жаппай өндірісін ұйымдастырудың, сондай-ақ оның кең ауқымды ынтымақтастығының қажетті шарты.

Біздің еліміз – Халықаралық стандарттау ұйымының (ХСҰ) мүшесі. Мемлекеттік стандарттар (ГОСТ) ХСҰ ұсыныстары мен шешімдерін ескере отырып, жасалады және қайта қаралады. Осы оқулықта қабылданған физикалық шамалардың әріптік белгілеулері осы ұсыныстарға сәйкес келеді, ал физикалық шамалардың қолданылатын бірліктері – 8.417-2002 ГОСТ.

ГОСТ басқа, **стандарттардың** мынадай **санаттары** бар: республикалық стандарттар (РСТ), салалық стандарттар (ОСТ), кәсіпорын стандарттары (СТП).

Стандартталмаған өнімдер үшін кәсіпорындар мен басқа ұйымдар техникалық шарттар әзірлейді (ТШ).

Біздің елімізде конструкторлық және технологиялық құжаттаманы реттейтін, сондай-ақ өндірісті дайындауды, еңбек ресурстарын азайтуға және инженерлік-техникалық жұмыстардың өнімділігін арттыруға мүмкіндік беретін жеке өндірістік қызмет үшін стандартталған жүйелер құрылған.

Машинажасау саласындағы осындай стандарттар жүйесі мыналар болып табылады:

- Конструкторлық құжаттаманың бірыңғай жүйесі (ККБЖ);
- Технологиялық құжаттаманың бірыңғай жүйесі (ТҚБЖ);
- Өндірісті технологиялық дайындаудың бірыңғай жүйесі (ӨТДБЖ).

Қандай да бір конструкцияның стандартталу деңгейін бағалау үшін, бөлшектің **стандарттау коэффициенті** деп аталатын көрсеткіш қолданылады, ол бұйым бөлшектерінің стандартты санына қатынасы бекіту бөлшектерін есепке алмай, олардың жалпы санына тең.

27.3. конструкция технологиялылығы және машина бөлшектерінің үнемділігі

Жаңа машинаны жобалаудың міндетті шарты – технологиялық конструкцияны қамтамасыз ету.

Технологиялылық – өнімді өндіру және пайдалану талаптарына сәйкестігі. Технологиялылықты қамтамасыз ету мақсаты – еңбек өнімділігін және өнім сапасын арттыру, өзіндік құнның барынша төмендеуі кезінде өндіріс құнын барынша арттыру.

Технологиялылықтың маңызды талаптарының бірі – **конструкцияның өндіріс түрі мен шарттарына сәйкестігі**. Жеке өндіріс тұрғысынан технологиялық конструкция жаппай өндіріс үшін толығымен жарамсыз болуы мүмкін және керісінше.

Технологиялылық мәселесін шешуде конструктор дайындаманың алу әдісін (илем, соғылма, ыстық немесе суық қалыптау, құю және т.б.),

сондай-ақ **өндірістің технологиялылығын** қамтамасыз ете отырып, механикалық өңдеу, дәнекерлеу және бұйымдарды құрастыру, бақылау мен сынақ сұрақтары технологиясын сондай-ақ **пайдалану және жөндеу технологиялылығын** қамтамасыз ете отырып, өнімге техникалық қызмет көрсету және жөндеу мәселелері туралы ойлану.

Технологиялылықтың негізгі талаптарына стандартты және бірізділенген бөлшектер мен түзілімдер конструкцияларында максималды түрде қолдану жатады.

Конструкциялар технологиялылығының өте маңызды көрсеткіші оның **материалсыйымдылығы** болып табылады. Ереже бойынша, технологиялылық деп бөлшектерді дайындау кезінде қалдыққа шығарылатын материалдардың ең аз мөлшерде болуы саналады. Конструкторға бөлшектердің беттерінің тазалығы және берілген нақты өлшемнің дәлдігі шамадан тыс болмауы керек, себебі бұл олардың өзіндік құнының және еңбек өнімділігін арттыруға әкеледі.

Өнімнің технологиялылығының негізгі көрсеткіштері – **еңбексыйымдылығын жасау** (сатып алынған бөлшектерді есепке алмай, өнімді дайындау үшін қажетті қалыпты сағаттарда өлшенетін еңбек көлемі) және **технологиялық өзіндік құн** (сатып алынған бөлшектерді есепке алмай, өндірістік процестерді іске асыру шығындарының сомасы). Технологиялылықтың қосымша көрсеткіштерінің бірі – алдыңғы параграфта тұжырымдалған **бөлшектерді стандарттау коэффициенті**.

Көптеген жағдайларда машина бөлшектері конструкциясының оңтайлы нұсқасы **ең төменгі өзіндік құнды** қамтамасыз ететін басқа тең жағдайларда нұсқа болып табылады. Бөлшектердің *C* өзіндік құнын шамамен формула бойынша анықтауға болады:

$$C = M + 3 + H,$$

мұндағы *M* — қалдықтардың құнын ескере отырып, материал бөлшектерінің құны; *3* — өндіріс жұмысшыларының жалақысы; *H* — жалақы үлесі ретінде есептелетін үстеме шығыстар, өндірістік емес персоналдың жалақысын қоса алғанда, негізгі құрал-жабдықтардың, ғимараттардың, электр қуатының, жылудың, арнайы құрал-жабдықтар мен құралдардың құнының төмендеуі және т.б. Өндірістің түріне және нақты жағдайларына байланысты үстеме шығыстар 100% -ға жетеді және көбіне одан да көп болады.

Өндіріс ауқымын ұлғайтумен бөлшектің өндірістік шығыны күрт

төмендейді, өйткені арнайы құрал-жабдық пен жабдықты пайдалану бөлігінде еңбексыйымдылығы және өндіріс қызметкерлерінің жалақысы едәуір қысқарады, бір компонент бойынша арнайы жабдықтардың құны төмендейді, материалдық шығындар тиімді әдістермен қысқартылады.

27.4.

жұмысқа қабілеттілік критерийлері және машина бөлшектерінің тозуы

Машиналардың жұмысқа қабілеттілігінің негізгі критерийлері – беріктік, қатаңдық және тозу беріктігі, ал кейбір жағдайларда жылуға төзімділік пен дірілорнықтылық. Беріктік пен қатаңдық ұғымдары материалдар кедергісінен белгілі.

Кернеулердің бұзылмай және маңызды қалдықтық деформацияларсыз белгілі бір жағдайлар мен шектеуде қабылдануы бөлшектер материалының қабілеттілігі **беріктік** деп аталады.

Материал беріктігінің негізгі критерийлері аққыштық шегі, беріктік шегі және төзімділік шегі болып табылады.

Ең кеңінен таралған әдіс – машина бөлшектерінің беріктігін бағалау – рұқсат етілген кернеулерді беріктік шарттарына сәйкес есептеу, яғни т. е. максималды нормалды және жанама кернеулерді есептеу (іс жүзінде).

$$\sigma_{\text{та}} < [\sigma] \text{ ит } T_{\text{тах}} < \frac{F_{\text{та}}}{x}$$

Статикалық жүктемедегі **рұқсат етілген кернеу** – шекті кернеу (аққыштық шегі – илемді үшін, беріктік шегі – омырылғыш материалдар үшін) машинажасаудың әрбір саласын машина бөлшектерін пайдалану өз тәжірибесінің негіздемесінде анықтайтын **рұқсат етілген беріктік қоры коэффициентіне** $[x]$ қатынасы.

Айнымалы жүктемелердегі шекті кернеу – **төзімділік шегі**. Қажуды есептеу үшін рұқсат етілген кернеу жүктемені қолдану сипатына, жүктеме циклдерінің саны, кернеулердің концентрациясы, бетінің сапасы, бөлшектердің өлшемдері және басқа да факторларға байланысты анықталады.

Машинаның бөлшектерін есептеудің екінші танымал әдісі – нақты беріктік қоры коэффициентін s рұқсат етілгенмен шарт бойынша салыстыру

$$s > [s].$$

Беріктік қорының рұқсат етілген коэффициентін таңдау өте маңызды міндет болып табылады, өйткені шамадан тыс $[s]$ асыру конструкция массасы мен габаритті өлшемдерінің айтарлықтай артуына әкеледі, оның құнын арттырады, ал азайту $[s]$ конструкцияны жеткіліксіз сенімді етеді.

Қатаңдық – жүктелу кезінде пішін мен өлшемнің өзгеруіне қарсы бөлшектер материалының қабілеті. Тиісті бөлшектердің қатаңдығы машинаның талап етілетін дәлдігін, оның түзілімдерінің қалыпты жұмысын істеуін қамтамасыз етеді. Мысалға, тісті дөңгелектер мен мойынтіректердің қалыпты жұмысы тек біліктердің жеткілікті қатаңдығымен ғана мүмкін болады. Қатаңдықты есептеуден анықталған біліктердің диаметрлері көбінесе беріктігі үшін алынғаннан үлкенірек болады. Бөлшектердің қатаңдық нормалары машина бөлшектерін пайдалану жұмысының тәжірибесі негізінде белгіленеді. Қатаңдықты есептеу мәні артады, өйткені жаңадан құрылған жоғары берік материалдар төзімділіктің (аққыштық және беріктік шегі) айтарлықтай жоғары сипаттамаларына ие және қатаңдық сипаттамалары (бойлық серпімділік пен ығысу модулі) шамалы өзгереді.

Материалды қатты дененің бетінен бөлу және дененің өлшемі мен формасын бірте-бірте өзгертетін үйкеліс кезінде оның қалдық деформациясын жинақтау процесі **тозу** деп аталады.

Тозу нәтижесі **тозу** деп аталады. Белгілі үйкеліс шарттарында тозуға қарсы материалдың қасиеті **тозу беріктігі** деп аталады. Тозу беріктігін қамтамасыз ету ГОСТ жүйесі арқылы реттеледі.

Машиналардың 85% ... 90% тозуына байланысты және тек 10 ... 15% сынғандықтан, қатардан шығып қалады, сондықтан прогрестің ең маңызды шарттарының бірі машина бөлшектерінің үйкелісін және тозуын төмендету жолдарын табу болып табылады.

Жүргізілетін процестерге байланысты тозуды үш түрге бөлуге болады: механикалық, коррозиялық-механикалық және электроэрозиялы. Пәнді одан әрі зерттеуде **механикалық тозудың** кейбір түрлерімен айналысамыз, атап айтқанда:

бөлшектердің контакт аймағына түсетін қатты денелердің немесе бөлшектердің кесу немесе сызаттардың әрекетінен болған материалдардың **қажак тозуы**;

қарысудағы тозу материалдың ұстасу, терең жұлым нәтижесінде, оны бір үйкеліс бетінен екіншісіне көшіруіне және жанасқан беттің бұзылуын тууына әсер ететін кептелу кезінде пайдалану; ұстау соқтығысу бағытында кең және терең бороздардың пайда болуына әкелуі мүмкін;

беткі қабаттағы материалдың микрокөлемдерінің бірнеше рет деформациялануы кезінде қажу ақаулары (шарбылану және боялған) нәтижесінде туындайтын қажу тозуы. Қажу тозуы теңселу және сырғу үйкелісі кезінде де болуы мүмкін.

Байланыс кернеуі. Байланыстар қисық сызықты түрдегі екі контактілі денесі біріктірілген кезде пайда болатын кернеулер мен деформациялар болып табылады. Бұл жағдайда денелердің теориялық байланыстары сызықты болуы мүмкін (мысалы, параллельді қалыптастырушылармен екі цилиндрдің сығылуы) немесе нүктелік (мысалы, екі шардың сығылуы). Конструкторлық элементтердің байланыстыру орындарындағы деформацияларға байланысты қысым берілісі өте кішкене аудандарда орын алады. Кернеулер мен деформациялар туралы мәселені шешу алғаш рет 1881-1882 жылдары неміс физигі Г. Герцтің еңбектерінде берілген.

Байланыстағы кернеулер әсерінен машина бөлшектерінің жұмысқа қабілеттілігі осы бөлшектердің жұмыс беттерінің қажу кедергісімен анықталады.

Q күшімен жалпы қалыптастырушы әрі бір-біріне жақын жанасқан (27.1-сур.) қозғалмайтын өстері бар 1 және 2 екі цилиндрлік аунақшаны қарастырайық, оның үстіне 1-аунақша жетекші болады да, 2-аунақшаға айналуы $F^A = fQ$ үйкеліс күші есебінен береді, мұндағы f — сырғыма үйкелісінің коэффициенті.

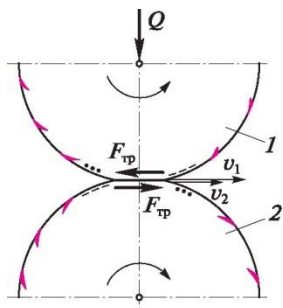


Рис. 27.1

ығысулары пайда болады да, нәтижесінде пайда болған қажу жарықтары еңкіш тартады да, **үйкеліс күштердің бағытына** қарай тартылады

(27.1-сур. қараңыз). Егер аунақшалардың айналуы шамадан тыс көп майланса, онда түскен май контакт аймағынан өткен кезде жетекші аунақша 1-дің жарық сызығынан **сығылатын** және басқарылатын аунақша 2-нің жарықтарына **ұшырайды**, оларды кеңейтеді және тереңдетеді. Бұл процесс бірнеше рет қайталанып, материалдың беткі қабатының қабыршақтануына (шарбылаану) немесе нәтижесінде шұңқырлар пайда болатын, ең бастысы, басқарылатын аунақшаның жұмыс бетінде бөліктердің бөлінуіне әкеп соқтырады.

Аунақша 1-ді жетекші бет қабатының элементтері контакт аймағынан өтіп бара жатқанда, сығылу күйінен (27.1-суретте үш нүктемен белгіленеді) созылу күйіне (үш сызықпен белгіленеді), ал жетектегі аунақша 2 және керісінше – созылу күйінен сығылу күйіне. Бұл аунақшалардың жұмыс беттерінің **серпімді сырғанауына** алып келеді, нәтижесінде жетектегі аунақша жетекшіден, яғни $v_x > v_2$ шамасынан төменірек айналдыру жылдамдығына ие. Үлкен жылдамдықпен жұмыс бетіне ауыстырылатын контакт нүктесі **ілгерілеу**, ал **ұштасқан** бет артта қалған деп аталады.

Жоғарыда айтылғандар, сондай-ақ эксперименттік деректер мен машиналарды пайдалану тәжірибесі **қажу тозуына төзімділіктің және тиісінше ілгерілеу беттерді жүктеме қабілетінің артта қалған заттарға қарағанда жоғары** екендігі туралы маңызды қорытынды жасауға мүмкіндік береді. Бұл ереже тісті берілістер тістерінің жұмыс беттеріне де жарамды.

Артта қалған беттің үйкеліс күшінің бағыты мен контакт аймағына қатысты жылдамдықтары сәйкес келеді, ал ілгерілеу бетінде қарама-қармы екеніне назар аударайық.

Бөлшектердің жұмыс беттерінің контактілік қажуы есептеу рұқсат етілген кернеулерге сәйкес **жүзеге асырылады**.

Әрі қарай біз жұмыс қабілеттілігіне және сенімділікке әсер ететін басқа да сипаттамалардың анықтамаларын келтіреміз.

Жылуға төзімділік құрылманың нақты уақыт ішінде белгілі бір температурада жұмыс істеу қабілетін білдіреді. Қалыпты температура режимін қамтамасыз ету үшін құрылмалардың жылу есептеулері жүргізіледі.

Дірілорнықтылық – құрылманың рұқсат етілмеген тербеліссіз режимдердің алдын ала анықталған диапазонында жұмыс істеу қабілеті. Машиналар жылдамдығының ұлғаюына байланысты дірілорнықтылығына арналған есептеулер өзекті бола бастайды.

Жөндемжарамдылық дегеніміз – жөндеу және техникалық қызмет көрсетуді жүргізу арқылы ескертуге және оның тоқырауының туу себептерін табуға, зақымдалу мен олардың салдарын жоюға арналған бұйымның икемділігі.

Сақталушылық дегеніміз – тасымалдау кезінде ағымдағы және сақтаудан кейінгі қызмет көрсетуге болатын және жұмысқа қабілеттілік күйін үздіксіз сақтау арналған бұйымның қасиеті.

27.5. КОНСТРУКЦИЯЛЫҚ МАШИНАЖАСАУ МАТЕРИАЛДАРЫ ТУРАЛЫ ҚЫСҚАША МӘЛІМЕТТЕР

Конструкциялық дегеніміз – беріктікке ие материалдар және күштерді жүктейтін құрылмаларды жасау үшін қолданылатын материалдар. Конструкциялық материалдар **металл, металл емес және композициялық** болып бөлінеді.

Жалпы құны бойынша машиналар материалының шығыны өте маңызды бөлікті құрайды. Мысалы, жалпы мақсаттағы редукторларда бұл бөлік – 85%, автомобильдерде 70%-ға дейін жетеді. Құрылмалардың материалсыйымдылығын төмендету өндіріс тиімділігін арттырудың маңызды көзі болып табылады. Машина жасау өнімдерінің **материалсыйымдылығын төмендетудің негізгі бағыттары** машиналар құрылмасын есептеу және жақсарту әдістерін жетілдірілу, машина дайындамалары мен бөлшектерін жасау прогрессивтік технологияларын қолдану, материалдар номенклатурасының сапасын арттыру және кеңейту, өндірістің қайталама шикізаттары мен қалдықтарын толық пайдалану болып табылады.

Бөлшектердің материалдарын таңдау машиналардың массасы, габаритті өлшемдері, құны мен шыдаммерзімділігі үлкен дәрежеде болатын жобалаудың маңызды кезеңі болып табылады. Машиналар құнын төмендету үшін қымбат тұратын және тапшы материалдарды ауыстыру маңызды, алайда өте арзан материалдарды қолдану массаның, габаритті өлшемдердің артуына және машиналардың шыдаммерзімділігінің төмендеуіне әкелуі мүмкін. Осылайша, материалды таңдау мәселесі – күрделі **техникалық-экономикалық міндеттерді** алға тартады, оларды шешуде экономикалық, технологиялық және пайдалану пайымдауларды ескеру қажет.

Машина жасаудағы ең көп таралған материалдар қара және түсті болып бөлінетін металдар болып табылады

Қара металдар (болат және шойын) машиналарда салмағы жағынан 90%-дан асады; олар салыстырмалы түрде арзан, жоғары беріктік пен қатаңдыққа ие. Қара металдардың негізгі кемшіліктері – жоғары тығыздылығы және олардың көпшілігінің жемірге деген сезімталдығы.

Түсті металдар (мыс, мырыш, қалайы, қорғасын, алюминий, титан, магний және т.б.) **түсті металдардың қорытпаларының** (қола, жез, баббит) және **жеңіл қорытпалардың** (силумин, дюралюминий, магний, титан және т.б.) құрамдас бөлігі болып табылады. Түсті металдар мен қорытпалар қара металдарға қарағанда әлдеқайда қымбат, олар өте тапшы, бірақ олар өте бағалы антифрикционды және антикоррозиялық қасиеттерге ие, ал жеңіл қорытпалар (әсіресе, титандар) төмен тығыздылықта жоғары беріктікке ие.

Машина жасауда **металл емес материалдар** (ағаш, былғары, резеңке, графит, пластмассалар және т.б.) пайдаланылады.

Пластмассалардың беріктігі өте жоғары, тығыздылығы төмен, электр оқшаулаушы және антижемірлі, үйкеліс немесе антиүйкеліс қасиеттерге ие. Пластмассадан жасалған бөлшектердің еңбек сыйымдылығы төмен, себебі оларды жоғары өнімді әдістермен алады. Пластмассаның кемшіліктері: жылуға төзімділігі төмен және механикалық сипаттамаларының біртіндеп өзгеруімен, кейде тіпті бөлшектердің түсі мен өлшемі бірге жүретін ескіруі.

Машина жасаудағы пластмассаларды қолдану машиналар массасының төмендеуіне, түсті металдар мен болаттардың үнемділігіне, еңбек сыйымдылығы мен өзіндік құнының төмендеуіне байланысты үлкен техникалық-экономикалық әсер береді.

Композициялық құрылымдық материалдар (мысалы, биометалдар, шыныпластиктер, т.б.) әртекті химиялық құрамдас бөліктердің айқын шекарасы бар көлемді терме үйлес арқылы қалыптастырылады. Жеке алғанда мұндай материалдар компоненттерінің әрқайсысы қасиеттерге ие емес. Композициялық материалдар өте жоғары механикалық, диэлектрлік, ыстыққа төзімді және басқа да қасиеттерге ие бола алады.

Көптеген машина жасау материалдары стандартталған.

Оны дамытудың барлық кезеңдерінде машина жасау жаңа материалдарды жасауды және қолданыстағы материалдардың пайдалану сапасын жақсартуды қажет етті. Бұл үздіксіз техникалық прогрестің қажетті шарты.

28.1.

**БӨЛШЕКТЕРДІҢ АЖЫРАТЫЛМАЙТЫН
ҚОСЫЛЫСТАРЫ
ТОЙТАРМАЛЫ ҚОСЫЛЫСТАР³***

Дайын бөлшектерді, құрастыру бірліктерін, түзілімдерді және агрегаттарды қосудан тұратын өндірістік үдерістің бөлігі құрастыру деп аталады. Алдағы уақытта қолданылатын терминология «Құрастыру. Терминдер мен анықтамалар» ГОСТ 23887—79 сәйкес келеді.

Қосылыстардың жіктелуі. Құрастыру кезіндегі машиналардың барлық түйіндесуі келесі қосылыстар түрлеріне бөлінеді:

- мүмкіндігінше бөліктердің салыстырмалы орын ауыстыруы (қозғалмалы және қозғалмайтын);
- бөлшектеу кезінде бөлшектердің тұтастығын сақтау (ажыранды және ажыранды емес);
- жанасатын беттердің формасы бойынша (жазық, цилиндрлік, конустық, сфералық, бұрандалы, бейінді);

су көлігі, көпірлердің металл құрылмалары, крандардың арқалықтары және т.б.) қосылысатын қалыңдығы жұқа әртүрлі материалдардан бөлшектерді байланыстыру, қыздыруға рұқсат етілмеген немесе дәнекерленбейтін материалдар бөлшектеріне арналған. Қазіргі уақытта пішінделген түйіспелерді үнемді және технологиялық дәнекерленген және желімделген қосылыстармен алмастырады, өйткені бөлшектің саңылаулары бөлшектердің бөлігін 10 ... 20%-ға әлсіретеді, ал тойтармалы конструкцияның дайындалу еңбексыйымдылығы мен массасы әдетте дәнекерленген немесе желімделгенге қарағанда көп. Жалғастырылған түйіннің жабық басы не қолмен балға және қолдау көмегімен не соққы әрекетінің тойтарымды пневматикалық балғалармен қолмен жасалады.

Функционалды мақсаттар үшін тойтарымды қосылыстар **берік және тығыз** болып бөлінеді; соңғысы беріктікті ғана емес, сондай-ақ қосылыстың тығыздылығын да қамтамасыз етеді.

Құрылымы бойынша тойтарымды қосылыстар бір немесе екі жапсырмаларымен **айқас салынды** және **түйісті** болып бөлінеді. Бірқатарлы және көпқатарлы, біржақты немесе екіжақты бола алатын тойтарма қатарына қойылған **тойтармалы жікті** жасайды. 28.2-сур. екі қатарлы бір жақты айқассалынды жік (а), бір қатарлы бір жақты түйісті жік бір жапсырмамен (б), бір қатарлы екі жақты түйісті жік екі жапсырмамен (в) көрсетілген.

Қалыпты нақтылық пен жоғары сападағы тойтармалардың құрылмасы мен өлшемдері стандартталған. Тойтарма бастиегі формасы бойынша (28.3-сур.) **жартыдөңгелекті** (а), **құпия** (б), **жартылай құпия** (в), **жазық** (г), **төмен жартыдөңгелекті** және басқа бастиектер.

Тойтармалы қосылыс соққыға жағымсыз немесе қолайсыз болған жағдайда шырайналдыру қалыптасатын бастиегі жабық **жартықуысты** тойтармалар пайдаланылады (28.3, г-сур.).

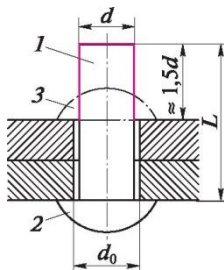
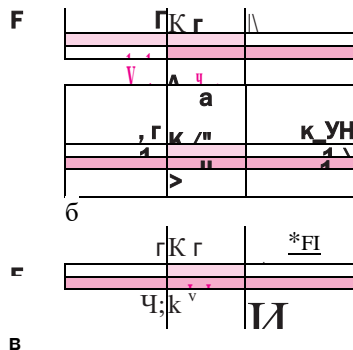


Рис. 28.1





28.3-сур.

Қуысты тойтармаларды жұқа табақшалар мен металл емес материалдар қосылысы үшін, сондай-ақ электр, бекіткіш немесе басқа бөлшектер үшін саңылаулар қажет құрылмада қолданады (28.3, д-сур.).

Жабық бастиектің қалыптасу орнына қол жетімсіз болған жағдайда, **жарылғыш** тойтармалар (жартылай қуысты) сияқты арнайы тәсілдер әдеттегі тәсілдермен (соққылар немесе шырайналдыру), мысалы, осындай тойтарманың сырығына жарылғыш зат қолданылады.

Тойтармалар төмен көміртекті болаттар, түсті металдардан (мысалы, мыс) немесе олардың қорытпаларынан (жез, алюминий қорытпалары) жасалады. Болат тойтармалардың тойтару диаметрі 10 мм-ге дейін, түсті немесе жеңіл металдардан және қорытпалары суық күйінде орындалады. Үлкен диаметрлі болат тойтармалар ыстық күйінде тойтарылады.

Ұзындығы бойымен тойтармаларды таңдау, жабық бастиектердің өлшемдері және тойтарма астындағы саңылау диаметрі стандартты түрде реттеледі.

Берік тойтарылған қосылыстарды есептеу. Осындай құрылмалардың жұмысқа қабілеттілігінің негізгі критерийі беріктік болып табылады және есептеулерде қималардағы кернеулер біркелкі бөлінген деп есептеледі.

Әдетте, тойтарылған қосылыстар біріктірілетін бөлшектердің контактісіне параллель әрекет ететін күштермен жүктеледі, сондықтан қосылыстардың бұзылуы келесі себептерге байланысты болуы мүмкін:

Жанама кернеулердің әрекетінен **1** — **1** қимасы бойынша тойтарма кесіндісі (28.4-сур.);

біріктірілген бөлшектер саңылаулары мен тойтармалардың жаншылу кернеулерінің әрекетінен жаншылуы;

біріктірілетін бөлшектің тойтарма әсерінен әлсіреген саңылауларының

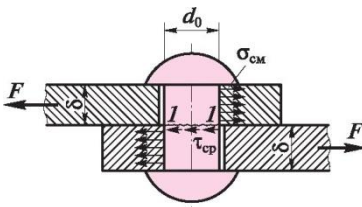


Рис. 28.4
қимасы бойынша үзілуі.

Тойтару үдерісінде тойтарма материалы сақталады және саңылауды толтырады, сол себепті қосылыстар қойылған тойтарма диаметрі бойынша есептеледі (тойтарма саңылауының d_0 диаметрі d тойтарма диаметрінен біршама үлкен). Сонымен қатар жіктойтармасы арасындағы жүктеме тең бөлінеді деп болжанады, ал беріктікке есептелген тойтарылған бөлшектер арасында пайда болатын үйкеліс күші ескерілмейді.

Тойтарылған қосылыстың беріктігіне арналған есептеу формулалары келесідей түрде болады:

1. Кесіндіге тойтарманың беріктігі (28.4-сур. қараңыз) мұндағы $A_{cp} = \text{ind}_0^2/4$; i — кесінді жазықтығының саны; z — жік тойтармасының саны; A_{cp} — тойтарма кесіндісінің аумағы.

2. Жаншылудағы қосылыстың беріктігі

$$\hat{A}_{cm} = \frac{A_{cm}}{z A_{cm}} \text{ см}^1,$$

мұндағы $A_{cm} = d_0 S_{\min}$; S_{\min} — біріктірілетін бөлшектер қалыңдығының кішісі (белгілі болғандай, цилиндрлік беттердің жаншылуы есептелген кезде, материалдар кедергісінен есептеуге жаншылудың нақты емес, бөлшек бөліктерінің жаншылған диаметрлі қимасының аумағына тең шартты аумағы енгізіледі).

28.2.

ПІСІРМЕ ҚОСЫЛЫСТАР

Пісірме – *пісіру* арқылы жасалған, яғни қыздыру немесе пластикалық деформация кезінде пісірілген бөліктер арасындағы атомаралық байланыстарды орнату арқылы ажырамалы емес қосылыс.

Пісірме металдарына қатысты негізгі ұғымдар, терминдер мен анықтамалар стандартталған. Металл технологиясы курсында пісіру өндірісінің технологиясы зерттеледі.

Пісірме қосылыстар ажырамалы емес қосылыстардың ішіндегі ең көп таралған және кемелденгені болып табылады, себебі басқаларға қарағанда тең беріктік шартын, массасын төмендету және құрылма құны қамтамасыз етеді. Тойтармалы құрылмаларды пісірмемен ауыстыру олардың салмағын 25% -ға дейін төмендетеді, ал құйылған құрылмаларды пісірмемен ауыстыру металл шығынын 30%-ға дейін және одан да төмен азайтады. Пісірме құрылмалардың еңбексыйымдылығы тойтармалыдан әлдеқайда аз, ал технологиялық үдерісті механизациялау және автоматтандыру мүмкіндігі әлдеқайда көп. Пісірме күрделі пішінді бөлшектерді қосуға мүмкіндік береді, салыстырмалы түрде қосылыстардың дыбыссыз технологиялық үдерісі мен қымталуын қамтамасыз етеді. Қазіргі уақытта қара, көптеген түсті металдардан, сондай-ақ пластмассадан жасалған бөлшектерден пісіреді. Материалдардың пісірімділігі олардың пісіру кезінде сызаттар

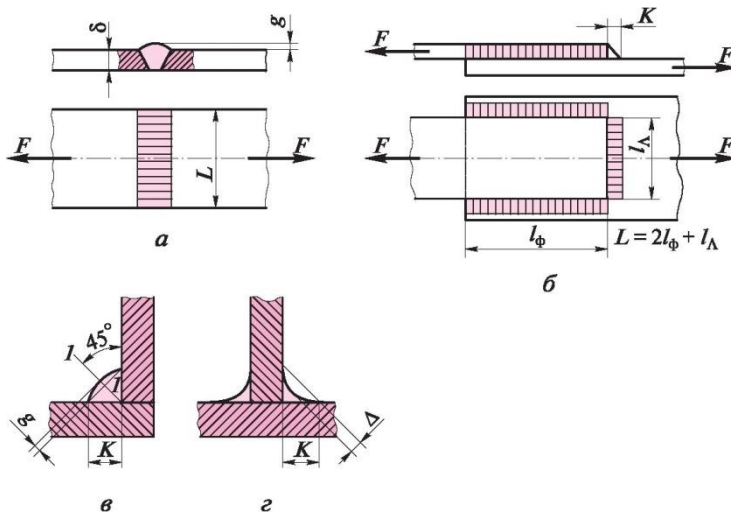
жасауға бейімділігі және қосылыстардың механикалық қасиеттерімен сипатталады. Төмен көміртекті болаттар – жақсы, жоғары көміртекті болаттар мен шойындар нашар пісірімділікке ие.

Пісірме қосылыстардың **кемшіліктері**: соққы және діріл жүктемелерінің жеткіліксіздігі, пісірме үдерісіндегі бөлшектердің шалыстығы, кернеулердің концентрациясы және қосылыстардың сапасын тексерудің күрделілігі.

Пісірменің көптеген түрлері бар, оларды екі топқа бөлуге болады: **балқытып** пісіру және **қысыммен** пісіру. Құрылманың бөлігінде бір-біріне қабыса пісірілген элементтер **пісірме түйіні** деп аталады. Машина жасауда балқыта пісіру түрімен алынған доға пісірмесі электрлік доғамен қыздыру арқылы жүзеге асырылатын кең таралған пісірме түйіндері; қосылатын бөлшектердің контакт аймағында электр тогын өткізу жылуымен болатын қыздыру кезіндегі қысымды қолдану арқылы қысыммен пісіру *контактілі пісірім* аз таралған. Әрі қарай доға пісірмесімен алынған қосылыстар қарастырылады.

Пісіруге болатын бөлшектердің металы **негізгі** деп аталады, ал балқытылған негізге қосымша пісіру ваннасына енгізуге арналған металл **қосымды** деп аталады; пісіру ваннасына енгізілген қайта балқытылған қосымды металл **балқытып қаптастыру** деп аталады. Металл пісіру ваннасының кристалдануының нәтижесінде қалыптасқан қосылыс бөлікшесі **пісіру жігі** деп аталады. Жік металы – бұл негізгі және балқытылған металдың, ал кейде тек негізгі металдың қайта балқытылған қорытпасы.

Пісірме қосылыстардың мынадай түрлері бар: (28.5-сур.): **түйісті** (а), **айқасатын** (б); **бұрышты** (в), **таврлы** (г). Түйісті пісірме қосылыстың жігі **түйісті** деп аталады, ал айқасатын, бұрышты және таврлы қосылыстардың жіктері **бұрышты** деп атайды. Пісірме жіктері **үздіксіз** және **үзілісті** бола алады; соңғысының жіктің ұзындығы бойында бос орындары бар. Бір өтуге балқытылған металл жігі **білікше** деп аталады; жіктің көлденең қимасының бір деңгейінде орналасқан бір немесе бірнеше білікшелер **қабатты** деп аталады.



28.5-сур.

Көлденең қима пішіні бойынша пісіру жігі **қалыпты** (28.5, б-сур.), **дөңесті** (28.5, а, в-сур.) және **ойысты** (28.5, г-сур.) бола алады. Жіктің дөңестілігін – g , ал ойыстығын D арқылы белгілейді; олардың шамасы 3 мм аспауы тиіс. Бір қарағанда берік көрінетін дөңес бұрышты жік қалыпты, әсіресе, ойысты жіктермен салыстырғанда кернеудің маңызды концентрациясына ие, өйткені дөңесті жік қосылыс орнында бөлшектер қимасының аса күрт өзгерісін қалыптастырады. Сондықтан айнымалы жүктемелерді құру кезінде, әдетте механикалық өңдеу арқылы қол жеткізілгеніне қарамастан, қосылыс құнын айтарлықтай арттыратын ойысты бұрышты жіктерді қолдану ұсынылады. Түйіс жіктерде механикалық тәсілмен алынған кернеулердің концентрациясы іс жүзінде болмайды.

Жүктеме әрекет ету сызығына сәйкесінше перпендикулярлы және параллельді орналасқан жіктерді **маңдайлық** және **флангті** деп бөледі (28.5, а, б-сур. қараңыз); одан басқа, **қиғаш** және **аралас** жіктер болады.

Пісірме қосылыстарды есептеу. Пісірме қосылыстардың жұмысқа қабілеттілігінің негізгі критерийі беріктік болып табылады және есептеулерде қауіпті қималардағы кернеулер біркелкі бөлінген деп болжанады.

Түйісті қосылыстарды есептеу **созылу** немесе **сығылу** нормал кернеулері арқылы жіктің дөңестігін ескерусіз қосылатын элементтердің номиналды қимасы бойынша орындалады:

$$\frac{c}{t} = \frac{F}{5L}$$

мұндағы 5 — қосылатын толщина элементтердің қалыңдығы; L — жіктің ұзындығы; $[c't]$ — қабылданған пісірме технологиясы үшін жіктің рұқсат етілген металл кернеуі (жіктің металдағы кернеуін тиісті штрихті әріппен белгілейміз).

Бұрышты жіктердің негізгі геометриялық және есептік параметрі K *катеті* болып табылады (егер жік қимасының катеттері тең болмаса, онда жік аз катетпен сипатталады). Көптеген жағдайларда жіктер катеті біріктірілетін бөлшектердің қалыңдығына теңестіріледі.

Бұрышты жіктердің есептеуі биссекторлық жазықтығында орналасқан тік бұрыштың (28.5, в-сур. қараңыз) $I - I$ қауіпті қимасындағы жанама кернеу *ығысуы* бойынша жіктің дөңестігін ескерусіз жүргізіледі: мұндағы $0,7K$ және $K \sin 45^\circ$ — жіктің қауіпті қимасының биіктігі; L — жіктердің жалпы ұзындығы (28.5, б-сур. қараңыз); $[t'cp]$ — қабылданған пісіру технологиясы үшін жік металының рұқсат етілген кернеуі.

Айқасатын қосылыстарда (28.5, б-сур. қараңыз) F сыртқы күші кіші иінді елемейтін моментімен күштер жұбын жасайды.

Пісірме жіктер үшін әрекет ететін жүктемелердің сипаты мен қабылданған пісірме технологиясы ескеріліп, негізгі материал үшін рұқсат етілген созылу кернеулеріне байланысты қолданады. Статикалық жүктемеде болат құрылмалар үшін бағдарланған:

$$[c'tp] = (0,9 \dots 1)[c'tp];$$

$$[t'cp] = (0,6 \dots 0,65)[c'tp].$$

Мұнда $[c'tp] = c't / [s]$, мұндағы $c't$ — негізгі материалдық аққыштық шегі; $[s]$ — беріктік қордың рұқсат етілген коэффициенті ($[s] = 1,35 \dots 1,7$, қоспаланған болаттар арналған үлкен мәндер).

28.3. ЖЕЛІМДІ ЖӘНЕ ДӘНЕКЕРЛЕНГЕН ҚОСЫЛЫСТАР

Желімді қосылыстар. Желімді қолдану арқылы бұйымның құрамдас бөлігінің ажыратылмайтын қосылысы *желімді* деп аталады. Желімдердің әрекеті молекуларалық желімді қабыршақ пен желімделген материалдар беттерінің арасындағы байланыстарды қалыптастыруға негізделген. Желімді қосылыстар металдық, металдық емес және әртекті материалдарды біріктіру үшін пайдаланылады және қазіргі уақытта осы қосылыстарды пайдалануды кеңейту үрдісі бар. Мысалы, желімді қосылыстарды ұшу аппараттары мен көпірлер сияқты жауапты құрылмаларда қолданады.

Желімделген құрылмалардың **артықшылығы** кез келген қалыңдық пен конфигурация кез келген үйлесімде іс жүзінде барлық құрылымдық

материалдарды біріктіру мүмкіндігінде және қосылыстардың қымталуы мен коррозияға төзімділігі сақталады. Пісірме қосылыстардан айырмашылығы желімделген қосылыстар кернеу шоғырлануын тудырмайды, бөлшектердің шалыстығын туындатпайды, діріл жүктемелерінде сенімді жұмыс істемейді. Басқалармен салыстырғанда желімделген қосылыстар арзанырақ, ал желімді құрылмалар, ереже бойынша, өзге де тең жағдайларда басқаларына қарағанда жеңілірек болады.

Желімделген қосылыстардың **кемшіліктері**: салыстырмалы түрде беріктігінің төмендігі, әсіресе, әркелкі бөлуде, кейбір желімдердің («ескіру») шыдаммерзімділігіне қатысты төмендігі, жылуға төзімділігінің төмендігі, техника қауіпсіздігінің арнайы шараларын сақтау қажеттілігі (жеткізу-суырма желдеткішті орнату); көптеген қосылыстар үшін қыздыру, қысу және қосылатын бөлшектерді ұзақ уақыт бойы ұстау қажеттілігі.

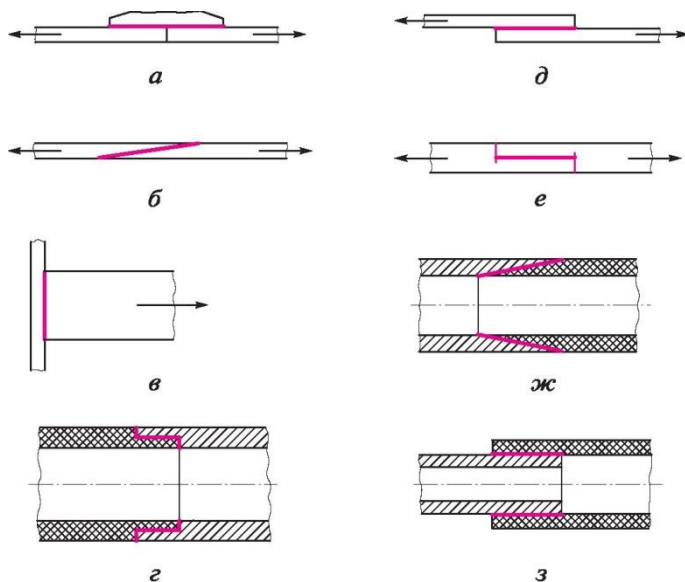
Желімдер құрылымдық (беріктік қосылыстары үшін) және құрылымдық емес (жүктелмеген қосылыстар үшін) бөлінеді. Негізгі компонент табиғатына сәйкес **бейорганикалық, органикалық және элементтік-органикалық желімдер** болып бөлінеді. Бейорганикалық желімдерге целлюлоздық материалдарды желімдеу үшін қолданылатын сұйық шыныларды жатқызады.

Физикалық-механикалық қасиеттерімен және оларды қолдану технологиясымен ерекшеленетін **құрылымдық** желімдердің түрлері көп. Машинажасау мен аспапжасаудағы ең көп қолданылатын синтетикалық полимерлерге негізделген органикалық желімдер болып табылады, мысалы, БФ **әмбебап желімі**, техникалық шарттарға стандартталған және толтырғышпен және толтырғышсыз **эпоксидті** желімдер. Егер жылу төзімділігін арттыру қажет болса (1000°C -қа дейін), салыстырмалы түрде аз икемділікке ие элементорганикалық желім пайдаланылады. Желімдер өткізгіштер емес, сондықтан қажет болған жағдайда электр өткізгіштігін қамтамасыз ету үшін ұнтақ күмісті қосады. Бөлшектерді желімдеу үшін олардың беттерін механикалық және химиялық дайындау қажет.

Желімделген қосылыстың беріктігі негізінен желімнің тұтқырлығымен және желімдеу кезіндегі қысыммен анықталатын желімді қабаттың қалыңдығына байланысты болады. Әртүрлі желімдер үшін желімді жіктің қалыңдығы 0.05 ... 0.25 мм аралығында ұсынылады; 0,5 мм және одан да көп желімді жіктің қалыңдығы кезінде қосылыстың беріктігі айтарлықтай азаяды. Желімді қосылыстың беріктігіне ең үлкен әсер қолдану температурасы арқылы қамтамасыз етіледі.

Берік желімді құрылмаларда кеңінен таралғандары: *түйісті* және *айқасатын* қосылыстар, мысалдары 28.6-сур. келтірілген: *a* — жапсырмалы түйісті; *b* — қиғаш түйісті; *v* — түйісті; *г* — диаметрлері бірдей құбырларының түйісті қосылысы; *d* — айқасалынды; *e* — айқасатын қапсы; *жс* — бір диаметрдегі құбырлардың қиғаш түйісті қосылысы; *з* — әртүрлі диаметрдегі құбырлардың айқасатын қосылысы (телескопиялық).

Желімделген қосылыстың беріктігі желімдеу аймағына байланысты. *Ығысуға* немесе біркелкі бөлуге жұмыс істейтін желімдеудің барлық аймағындағы кернеулері *біркелкі бөлінген* деп болжануы мүмкін ең берік қосылыс болып табылады. Жұлу кезінде (біркелкі бөлінбеу) қосылыстың беріктігі желімдеу аймағымен анықталмайды, өйткені ол дәйекті бөлікшелермен бұзылады; мұндай жағдайларда аралас қосылыстар – желімделгіш немесе желіммен дәнекерленген қолданылады.



Желімді қосылыстар үшін ығысу және бөлу үшін есептеу формулалары мына түрде болады

$$\tau = \frac{A - l_T}{A}, \quad \frac{F}{A_k} [\text{СТр}],$$

мұндағы F — әрекет күші; A_k — желімдеу аймағы. Ығысуға рұқсат етілген кернеу $[\tau] = \tau_v/[x]$, ал бөлуге $[\text{СТр}] = \text{ст}_v/[x]$, мұндағы кең таралған желімдер үшін ығысудағы беріктік шегі $\tau_v = 60$ МПа, созылудағы беріктік шегі $\text{ст}_v = 50$ МПа, ал беріктік қорының рұқсат етілген коэффициенті $[x] = 1,2 \dots 1,5$.

Дәнекерленген қосылыстар. *Пайкой* называется процесс образования неразъемного соединения с межатомными связями путем нагрева соединяемых материалов *ниже температуры их плавления* и применения легкоплавкого присадочного материала — *припоя*. *Дәнекерлеу* – қосылатын материалдарды *олардың балқыту температурасынан төмен қыздыру және жеңілбалқығыш қосым материалды қолдану – дәнекер* арқылы атомаралық байланыстармен ажыратылмайтын қосылыстарды қалыптастыру процесі.

Пісірмеден дәнекерлеудің айырмашылығы әртекті материалдар бөлшектерін қосуға мүмкіндік туғызады, мысалы, қара және түсті металдар мен қорытпалардың, шыны, керамика, графит.

Бұған қоса, жұқа қабырғалы элементтері бар бөлшектерді дәнекерлеуге болады, онда жұқа қабырғаларды күйдіріп алу қаупі салдарынан пісіруді қолдануға рұқсат етілмейді. дәнекерлеуді машина жасауда қолдану жаңа конструкциялық материалдардың кеңінен енгізілуіне байланысты өсуде, соның ішінде жоғары сапалы қоспаланған болаттарға байланысты, олардың көпшілігі нашар пісіріледі. Дәнекерлеуді қолданудың мысалдары автомобильдер мен тракторлар, турбиналық күректер, отын және май құбырларының және т.б. радиаторлары болуы мүмкін. Дәнекерлеу – радиоэлектрониканы қосқанда, аспап жасаудағы қосылыстардың негізгі түрлерінің бірі.

Дәнекерлеу процестерін салыстырмалы түрде механикаландыру және автоматтандыру оңай. Көптеген жағдайларда дәнекерлеуді қолдану еңбек өнімділігінің айтарлықтай артуына, құрылмалардың массасы мен құнының азаюына әкеледі. Беріктігі жағынан дәнекерленген қосылыстар пісірме қосылыстардан төмен.

Дәнекерленген қосылыстар типтерінің дәнекерленетін элементтерінің өзара орналасуы мен пішіні белгілері бойынша пісірме мен желімдіге ұқсас және сол атаумен аталады, атап айтқанда: айқасатын, түйісті, қиғаштүйісті, таврлы, телескоптық, аралас болып келеді. Егер дәнекерленген элементтер сызық бойымен немесе нүктеде қосылса, онда қосылым *бір-біріне жақын* деп саналады.

Дәнекерлеудің бірнеше әдісін екі негізгі түрге бөлуге болады (жақшаларда ИСО терминдері берілген):

төмен температуралық дәнекерлеу (жұмсақ дәнекерлеу) 723 К (450 °С) аспайтын температурада болатын;

жоғары температуралық дәнекерлеу (қатты дәнекерлеу) 723 К жоғары температурада болатын

Бірінші жағдайда **қалайы-қорғасынды** (жұмсақ) дәнекерді, екіншіде **мыс-мырыш және күміс-мыс** (қатты) дәнекерді қолданады. Дәнекер ретінде таза металдар да, қорытпалар да қолданылады.

Дәнекерлеу кезінде беттердің тотығуының зиянды әсерін төмендету үшін флюстар (бура, мырыш хлориді, канифольдер негізінде) қолданылады; бейтарап газдар (аргон) ортасында немесе вакуумда сыпырылады.

Бөлшектердің сыпырылған беттерін дәнекерлеуден бұрын майлары алынып, оксидтерден тазартылады. Біріктірілген бөлшектерді дәнекерлеуге және кейіннен құрастыруға дайындағаннан кейін, оларды әдетте дәнекердің балқыту температурасына дейін қыздырады, ал олардың арасындағы саңылауға балқытылған дәнекерді енгізеді.

Жұмсақ дәнекерден дәнекерленген жіктер әлсіз болады, сондықтан оларды жүктелмеген, аз жүктелген, соққы мен діріл жүктемелерге арналған қосылыстар үшін қолданады. Балқыту температурасы төмен болғандықтан, оларды 100 ° С жоғары температурада жұмыс істейтін қосылыстар үшін пайдалану ұсынылмайды. жұмсақ дәнекерлерді аспапжасауға кеңінен қолданады. Қатты дәнекерлерді тасымалдау жүктемелері қосылыстары үшін қолданады. Статикалық жүктемелерде дәнекерлер мыс негізінде, ал соққы мен діріл жүктемелерін қабылдайтын күміс негізіндегі дәнекерлер үшін қолданылады.

Дәнекерленген қосылыстардың беріктігін есептеу бірүлгідегі пісірме және желімделген қосылыстардың формулалары бойынша жүзеге асырылады. Кесіндіге рұқсат етілген кернеуді дәнекерлеу жіктері үшін $[T'] = 20 \dots 30$ МПа қалайы-қорғасынды, $[T'] = 175 \dots 230$ МПа мыс-мырыш дәнекерлерін қолдануға болады. Күміс-мыс дәнекерінен дәнекерлеу жіктерінің созылу беріктік шегі кесіндіге қарағанда бір жарым-скі есеге көп және 400 ... 600 МПа тең.

29.1. БӨЛШЕКТЕРДІҢ АЖЫРАМАЛЫ ҚОСЫЛЫСТАРЫ

БҰРАМА ҚОСЫЛЫСТАР ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР⁴⁵

Ажырамалы – бұйымның құрамдас бөліктерінің тұтастығын бұзбай жүретін бөлшектеу қосылыстары. Ажырамалы қосылыстар қозғалмалы немесе қозғалыссыз бола алады. Машинажасауда ең көп таралған ажырамалы қосылыстардың түрлері бұрама, кілтек, оймакілтек, сыналы, сұққыш және бейінді болып табылады.

Бұрама дегеніміз – бұрамасы бар бөлшектерді қолдану арқылы бұйымның құрамдас бөліктерін байланыстыру.

Бұрама – бұрандалы сызық бойымен орналасқан айналдыру дене бетіндегі ауысымдық шығыңқы және шұңқырлар. Бұрамаға қатысты жалпы мақсаттарға қатысты негізгі анықтамалар стандартталған.

Бұрама қосылыстар, тұтастай алғанда, қосылыстардың ең көп таралған түрі және жекелей алғанда, ажырамалы болып табылады. Қазіргі заманғы машиналарда бұрамасы бар бөлшектер бөлшектердің жалпы санының 60% - дан астамын құрайды.

Машина жасаудағы бұрандалы қосылыстарды кеңінен пайдалану олардың артықшылықтарымен түсіндіріледі:

- әмбебаптығымен;
- жоғары сенімділігімен;
- шағын габаритті өлшемімен;
- бекіткіш бұрама бөлшектерінің аз салмағымен;
- үлкен өстік күштерді құру және қабылдау қабілетімен;
- 5 технологиялылығымен;
- дәл өндіріс мүмкіншілігімен.

Бұрама бөлшектердің кемшіліктері:

• көлденең қиманың күрт өзгеру орындарында кернеулердің елеулі концентрациясы;

- қозғалмалы бұрама қосылыстардың КПД төмендігі.

Бұрамаларды не **пластикалық деформациядан** (бұрамабүрлеу станоктарында бүрлеу, жұқа қабырғалы металл бұйымдарын сығу)

не **кесумен** (жону-бұранда кескішпен, бұраманыюмен, бұрамажонғылаумен, ажарлау бұрамасы станоктарында немесе қолмен бұранойғыш және бұранкескішпен); бұраманы шыны, пластмасса, металқыш бөлшектерінде, кейде шойын бөлшектерінде құйма немесе **басқақтаумен** дайындайды. Бұрамажонғылауға арналған станоктарда дөңгелек немесе жазық бұранкескіштермен бұраманы бүрлемдеу – ең жоғары өнімділік әдіс, оның көмегімен стандартты бекіткіш бөлшектердің көпшілігі сыртқы бұрамамен дайындалады, бүрлемденген бұрама кесілгеннен гөрі мықтылау, себебі бірінші жағдайда дайындаманың металл талшығын кесу болмайды және бұраманың беті қақталады.

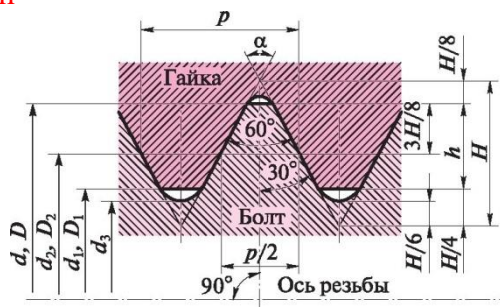
Бұрамаларды бүрлемдеу және кесу сырықтарының диаметрлері, бұрамаларды кесу саңылауларының диаметрлері, сондай-ақ бұраманың шығуы (қашырғыштар, жетекеспеу, жону және қиықжиектер) стандартталған. Бұдан басқа, сол жақ бұрамалы бөлшектерде белгілеулер (кесік түрінде) стандартталған.

Бұраманың негізгі геометриялық параметрлері (29.1-сур.): **сыртқы диаметр d, D** (стандарт бойынша бұраманың сыртқы диаметрі – кіші, ал ішкі бұраманың диаметрі бас әріптермен белгіленеді); **ішкі диаметр d_f, D_f** , **орташа диаметр d_2, D_2** — ойдағы цилиндр диаметрі беттегі орам қалыңдығы қуыстың еніне тең; **a бейін бұрышы**, **p бұрамасының қадамы** — профильдің іргелес жағының бірдей атпен бұрама өсіне параллель бағытында арақашықтық; **n кіру саны** (бұраманың кіруі бұрылысының соңында жүгіретін бұрылыстардың санына қарай оңай анықталады) кірудің саны; **бұрама жүрісі $p_n = pr$** — ұңғыманың немесе бұранның салыстырмалы өстік орын ауыстыруының бір айналма бұрышының мәні (белгілерді біріктіру үшін, тісті дөңгелектер тістері сияқты бас әріпшен емес, p кіші әрпімен бұрама стандартымен сияқты белгіленеді).

Резьба метрическая ГОСТ 9150—2002 -). **Метрикалық бұрама ГОСТ 9150—2002**

Ось резьбы – бұрама өсі

Гайка - сомын



Негізгі параметрлерге *бұраманы көтеру бұрышы* жатады – бұрандалы бұрама сызығында орта диаметре орналасқан бұранда нүктелерінде, сондай-ақ бұраманың өсіне перпендикуляр жазықтықта қалыптасқан бұрыш.

Кейінірек көрсетілетіндей (29.14, а-сур. қараңыз) бұраманы көтеру бұрышы тәуелділігімен анықталады

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p}{\pi d_2}$$

Бұраманың өлшемін шартты түрде сипаттайтын диаметр *номиналды* деп аталады; көптеген бұрамалар үшін бұраманың номинал диаметрі ретінде сыртқы диаметр қолданылады.

Бұраманың жіктелуі. Бұраманы көптеген белгілері бойынша жіктеуге болады: *бейіннің формасы бойынша* (үшбұрышты, трапециалды, тірелімді, тікбұрышты, дөңгелек және т.б.); *бетінің формасы бойынша* (цилиндрлік, конустық); *орналасуы бойынша* (сыртқы, ішкі); *кірме саны бойынша* (біркірмелі, көпкірмелі); *кірме бағыты бойынша* (оң, сол); *қадам мөлшері бойынша* (ірі, шағын); *қолданылуы бойынша* (бекіткіш, жүрісті, арнаулы).

Бекіткіш бұрамалар (метрикалық, дюймді) бөлшектерді байланыстыруға арналған; *бекіткіш-серпімді* (құбырлы, конусты) беріктікті ғана емес, сондай-ақ тығыздықты талап ететін қосылыстарда қолданылады; *жүрісті бұрамалар* (трапециалды, тірелімді, тікбұрышты) қозғалыстар берілісі үшін қызмет етеді және кейінірек қарастырылатын бұранда берілісінде қолданылады; *арнаулы бұрамалар* (дөңгелек, көзәйнек, сағаттық және т.б.) арнайы мақсаттарға ие. Біздің елде қолданылатын бұрамалардың көбісі стандартталған.

Бұл тарауда біз, негізінен, машина жасаудағы өте кең қолданыстағы бекіткіш бұрамалы бөлшектер мен қосылыстардың конструкциясы мен есептелуін қарастырамыз, сондай-ақ жүрісті бұрама стандарттарымен танысамыз.

Метрикалық бұрама. Бұл бұрама бейінінің пішіні мен өлшемдері, диаметрі мен қадамдары, негізгі өлшемдері стандарттармен реттеледі.. Бұдан басқа, аспапжасау үшін метрикалық бұрама, метрикалық конустық бұрама, пластмасса бөлшектеріндегі метрикалық бұрама стандартталған (көрсетілмеген стандарттар нөмірлері мен олардың жарамдылығын жыл сайын қайта басылып тұратын «Стандарттар көрсеткішіне» бойынша анықтау оңай).

Метрикалық бұрама (29.1-сур. қараңыз) Н биіктігімен теңжақты үшбұрыш түрінде бастапқы бейінге ие, суретте көрсетілгендей, бейіннің ұшы кесілген, ал кернеу концентрациясын азайту және технологиялық ойлаулар үшін қажет болғандықтан, ойымдар впадины бітелген

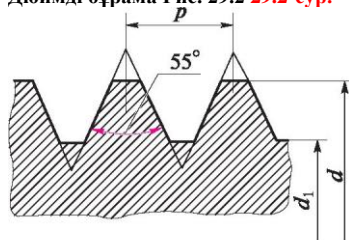


Рис. 29.2

(бұрамакескіш және бұрамабүрлеу құралдарының беріктігін арттыру). Бұрандалы бұраманың ойымының пішіні дөңгелеген немесе жазық кесілген болуы мүмкін. Бұрамада оны герметикалық емес ететін радиалды саңылау қарастырылған.

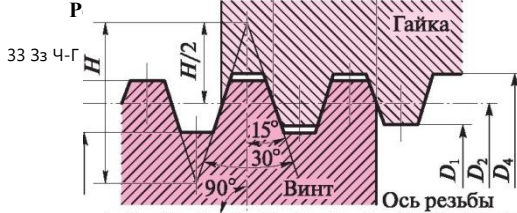
Стандартқа сәйкес метрикалық бұрамалар **ірі** және **шағын** қадамды бұрамаларға бөлінеді. Бір атаулы диаметрмен метрикалық бұрама бір ірі және бес шағын қадамға ие бола алады. Шағын қадамды бұрамалары төмен бейін биіктігіне ие және бөлшектің қимасын аздау әлсіретеді; бұдан басқа, бұл бұрамалар бұраманың көтеру бұрышының аздығына және жоғары өзітежелуге ие. Сондықтан шағын қадамды бұрамалар шағын жұқа қабырғалы бөлшектерді және динамикалық жүктемелердің әрекетіне қосылу үшін қолданылады.

Машинажасауда негізгі қолданысты өндірістік қателер мен тозуға сезімталы аз және әлдеқайда берік ірі қадамды метрикалық бұрама табады. Бекіткіш бұрамалы бөлшектер әдетте **оң біркірмелі бұрамаға** ие; сол жақ бұрама сирек қолданылады. Метрикалық бұрамалардың рұқсат етілуі мен қондырмасы стандартталған.

Дюймді бұрама (29.2-сур.). Бұл бекіткіш бұрама $\alpha = 55^\circ$ бұрышымен үшбұрышты бейінге ие, номиналды бұрышымен оның диаметрі дюймде ($1'' = 25,4$ мм), ал қадам бұрама ұзындығының бір дюйміне келетін бұранда санымен беріледі. Дюймді бұрама Англияда, АҚШ-та және кейбір басқа да елдерде қолданылатын Витворт бұрамасына ұқсас, ол импорт машиналарды жөндеу үшін пайдаланылады. Жаңа конструкцияларда дюймді бекіткіш бұрамаларды пайдалануға тыйым салынған және оған арналған стандарт ауыстырусыз жойылған.

Біздің елімізде дюймді бұрамалардан стандартталғаны және қолданыс тапқаны: **құбырлы цилиндрлік**, **құбырлы конустық** (екеуі де 55° бейін бұрышымен) және **конустық дюймді** 60° бейін бұрышымен. Бұл бұрамалар құбыр өткізгіштерде пайдаланылады, олар бекіткіштермен бекітіледі.

Трапециалды бұрама (29.3-сур.). Бұл бұраманың бейіні бүйір жағынан $\alpha = 30^\circ$ арасындағы бұрышпен теңжақты трапецияны білдіреді. Трапециалды бұрамалардың бейіндері, негізгі өлшемдері мен шақтамалары стандартталған, оған қоса шағын, орта және ірі қадамдармен бұрамалар қарастырылған.



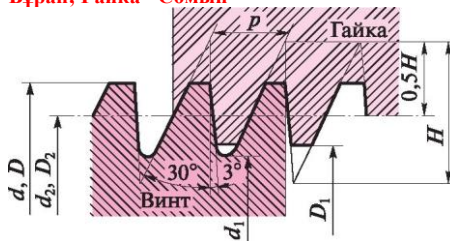
29.3-сур. Гайка – Сомын; Винт – Бұран ; Ось резьбы – Бұрама өсі

Тірелімді бұрама (29.4-сур.). Бұл бұраманың бейіні бүйір жақтардың 3 және 30 °-ға тең өсіне перпендикуляр түзуге еңкіш бұрыштары тең бүйірлі емес трапеция болып келеді. Тірелімді бұраманың негізгі өлшемдері мен шақтамалары диаметрлері 10-нан 600 мм-ге дейінгі ГОСТ арқылы реттеледі. Стандартталған – бейіннің бір жағы 45 ° бұрышқа бейімделген диаметрі 80-нен 2 000 мм-ге дейін тірелімді бұрама.

Трапециалды және тірелімді бұрама жүрісті болып табылады және бұранда – сомындар берілістерінде қолданылады. Мысалы, трапециалды жонушы-бұрандакескіш станоктарының бұрама жүрісті бұрандалары үшін қолданылады, онда керікімылдау жүктемелері пайда болады; тірелімді бұрама біржақты жүктемелерде қолданылады, мысалы, жүк бұрандаларына арналған домкраттар мен баспақтар, күші 3° еңкіш бұрышы бар жағымен қабылданады.

Трапециалды және тірелімді бұрамаларды бұрама-жонғылау, бұрандакескіш станоктарында кесуге болады (соңғы тәсіл айтарлықтай өнімді емес), ал соңғы өңдеу бұрама ажарлау станоктарында жүргізіледі.

Тірелімді бұрама ГОСТ 10177—82 Винт – Бұран; Гайка - Сомын



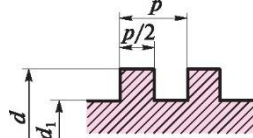


Рис. 29.5

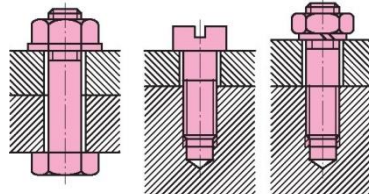


Рис. 29.6

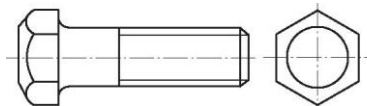
Рис.29.5 – 29.5-сур.

Рис. 29.6- 29.6-сур.

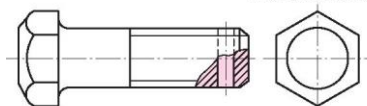
Тікбұрышты бұрама (29.5-сур.). Бұл бұрама стандартталмаған және сомынды бұранданың жауапсыз берілісінде шектеулі қолданысқа ие. Алдағы уақытта бұл бұраманың барлығының ішінде ең көп ПӨК ие екендігі көрсетілетін болады, бірақ оны жонуға және ажарлауға болмайды, өйткені бейін бұрышы $a = 0$; В тікбұрышты бұраманың беріктігі басқа бұрамаларға қарағанда төмендеу.

Бекіткіш бұрамалы қосылыстар және олардың бөлшектері. Бекіткіш бұрамалы қосылыстардың негізгі және ең көп таралған түрлері (29.6-сур.): бұрандалы (а), сомынды (б) және бұрмасұқпалы (в). Бұл қосылыстардың бөлшектері: бұрандалар, сомындар, бұрандалар, бұрмасұқпалар және тығырықтар. Геометриялық пішіндер, өлшемдер, құрылмалар және осы бөлшектер мен олардың компоненттеріне қойылатын техникалық талаптар көптеген стандарттармен реттеледі.

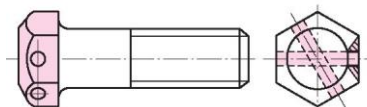
Исполнение 1



Исполнение 2



Исполнение 3



29.7-сур.

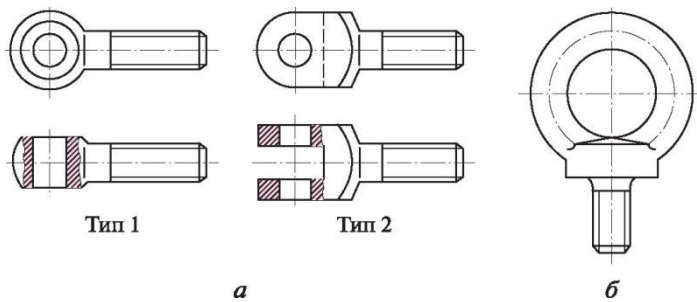
Бұрандалы қосылыстар ең арзан және технологиялық тұрғыдан қарапайым болып табылады, өйткені олар біріктірілетін бөлшектерде кесуді талап етпейді.

Бұрандалар және бұрмасұқпалармен қосылыстарды байланысқан бөлшектердің олардың біреуі қалыңдығына ие болған жағдайларда қолданады. Бұранда және бұрмасұқпалы қосылыстарды біріктірілетін бөлшектерді бөлшектеу мен жинау үдерісінде қолданады.

Бұрамалы қосылыстардың бөлшектері *жалпы мақсаттағы*

бөлшектерге және *арнайы* бөлшектерге бөлінеді. Бұл оқулықта арнайы бөлшектердің құрылымы және есептеуі қарастырылмайды.

Жалпы мақсаттағы алты қырлы бастиегі бар **бұрандалардың**

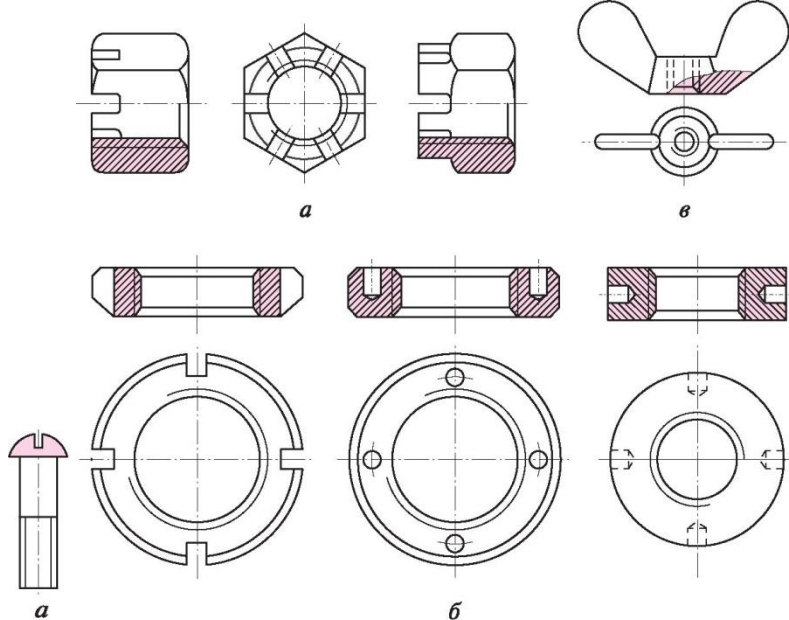


(29.7-сур.) қатты, қалыпты және жоғары дәлдігінің үш өнімділігі болады: саңылаусыз, сырықтағы саңылауымен және бастиектегі саңылауларымен. Стандарттар бұранда конструкцияларының әртүрлі нұсқаларын қарастырады: қысқартылған алтыбұрышты бастиегімен, басқарушы басымен, жартылай шеңбердің басымен, жасырын басымен, қылқанмен, шаршылы бастиегімен және т.б.

Оған қоса, екі бөліктегі бекітілген бұрандалар стандартталған (29.8, а-сур.), олар жылдам қысу және бөлшектерді босату үшін қызмет етеді; ауыр бөлшектерді немесе өнімдерді тасымалдау үшін қызмет ететін ілмек бұрандалар (29.8, б-сур.), мысалы, үлкен редукторларды; тұғырды немесе іргетасқа бұйымның корпусын бекіту үшін қолданылатын іргетасты бұрандалар, беріктігі жоғары бұрандалар, конустық бұрандалар және т.б.

Жалпы мақсаттағы алты қырлы **сомындар** қатты, қалыпты және бір немесе екі сыртқы қиықжиекті жоғары дәлдігімен болады. Стандарттарда сомын конструкцияларының әртүрлі нұсқалары қарастырылған: аз өлшемдегі «кілтпен», сомындар жоғары, ерекше жоғары, төмен, саңылаулы және тәжді (29.9, а-сур.). Одан басқа, дөңгелек оймакілтекті сомындар және радиалды немесе кілтсіз бұрау үшін (29.9, в-сур.), қосқұлақты сомын қапталда (29.9, б-сур.) орналасқан «кілтпен» саңылауымен, қалпақшалы сомындар, беріктігі жоғары сомындар және т.б. стандартталған.

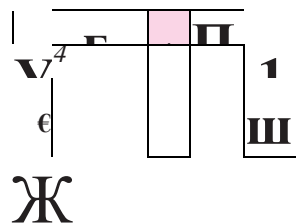
Жалпы мақсаттағы **бұрандалар** (29.10-сур.) *бекіту* және *орнату* болып бөлінеді; соңғы (29.10, ж-сур) бөлшектер ұстанымын түзетуге пайдаланылатын және бұранда үшін саңылау пішіні мен өлшемі стандартталған. Бұрандалар қалпақшаларының пішініне байланысты жартыдөңгелекті (а), цилиндрлік (б) цилиндрлік дөңгелектенген (в) жартылай жасырын (г), жасырын (б), алты қырлы тереңдігімен «дайын тапсыру» қалпақшалары бар (е), арнайы бұрауышқа арналған айқара тәрізді оймакілтекті, алтықырлы және шаршылы қалпақшаларымен және т.б. болады. Сонымен қатар, металл және пластмассалар үшін өзоятын бұрандалар, ағаш бөлшектері мен жұмсақ пластмассаларды қосу үшін жылжытылмайтын бұрандалар мен бұраншегелер стандартталған; бұрнашегелердің бұрандалардан айырмашылығы бұрандалардың ұшы үшкір

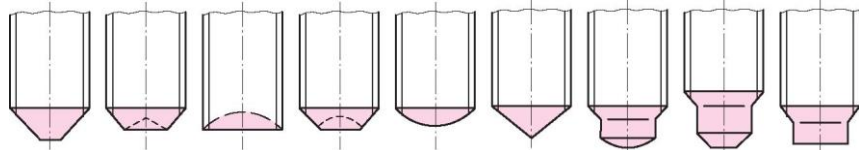


конустық және ірі қадамды болады.

Бекіту бұрандаларының өзегі (бұрандар сияқты) диаметрі ұзындығы бойы бірдей болуы мүмкін немесе кесілмеген бөліктің диаметрінің азаюы мүмкін (29.10, в, г, д-сур.).

Бұрмасұқпалар (29.6, в-сур. қараңыз) ұзындығы d -ден $2,5d$ -қа дейінгі ұзындығы бар қалыпты және жоғары дәлдіктегі бұрандалы ұштары болуы мүмкін, мұндағы d – бұрмасұқпаның диаметрі. Бұрмасұқпалар құрылмасы мен өлшемдері стандартталған.





29.11-сур.

Бұрандар, бұрандалар мен бұрамасұқпалардың ұштары арнайы стандартпен реттелген және 29.11-сур. көрсетілген.

Бұрамалы бекіткіш бөлшектеріне қойылатын техникалық талаптар стандартталған және, көміртекті және легирленген болаттардан жасалған бұрандар, бұрандалар мен бұрамасұқпаларға минималды уақытша кедергісі мен болаттың аққыштық шегіне байланысты қарай *беріктіктің он екі класы* белгіленген; сол материалдардан жасалған сомындар үшін беріктіктің жеті класы анықталған.

Тығырықтарды (29.12, а-сур.) (29.12, а) сомынның немесе бұран қалпақшаларының астына тірек ауданын ұлғайту үшін, жаншылу кернеулерін азайту және бөлшектерді қажамадан қорғау үшін салады. Цилиндрлік пішіндегі болат тығырықтар стандартқа сәйкес екі өнімділікте (қиықжиексіз және бір сыртқы қиықжиекпен) және А мен С екі дәлдік класымен жасалады. Одан басқа, ұлғайтылған және кішірейтілген ішкі және сыртқы тістерімен тоқтатқы тығырықтар, қиғаш тығырықтар (еңіс бөлшектерді қосуға арналған) тірейтін тығырықтар, беріктігі жоғары бұрандар тығырықтары, серіппелі тығырықтар (29.12, б-сур.) және басқалары стандартталған. Бұранның немесе бұрамасұқпа өзегінің иілісі мен тірек жазықтығының қиғаштығын болдырмас үшін сфералық тығырықтарды қолданады.

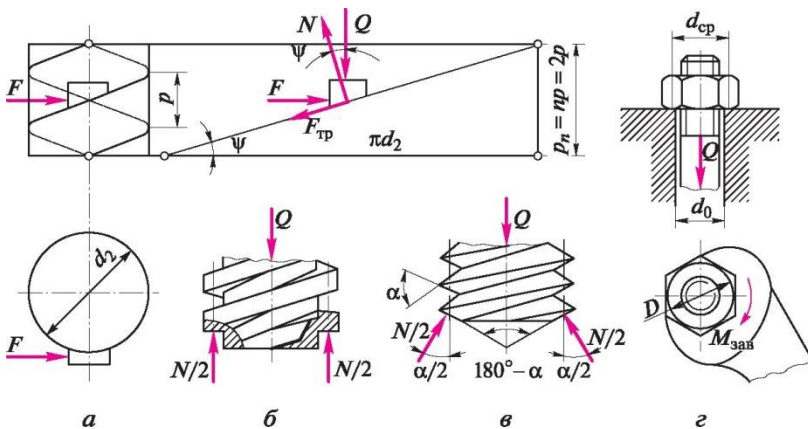
Бұрама бөлшектердің өзі бұралып шығуына қарсы құралдар. Барлық біркірмелі бекіткіш бұрамалары бұраманы көтеру шағын бұрышына ие және өзитежелу жағдайын қанағаттандырады. Алайда бұрамалы қосылыстарды пайдалану тәжірибесі ауыспалы немесе соққы жүктемесінің дірілі кезінде бұрама қосылыстар мен бөлшектердің өзі бұралып шығуының әлсірейтінін көрсетеді. Өзі бұралып шығудан бұрамалы қосылыстарды сақтау және оған сенімділікті күшейту үшін (басқаша айтқанда, тоқтату) әртүрлі тәсілдерді қолданады. Біріншісі бұрамада кідіртпесомын (29.13, а-сур.) немесе серіппелі тығырықты (29.6, в-сур.) орнату арқылы, цанга типті кідіртпесомынды, өзі нығайтылатын сомынды және т.б. қолдану арқылы *қосымша үйкеліс* тудыруға негізделген. Оң және сол бұрамалар үшін сеіппелі тығырықтар (29.12, б-сур. қараңыз) орамдары мен кесу еңкіші әртүрлі бағытқа ие болуы тиіс, өйткені тығырықтың үшкір шеттері сомын денесі мен бөлшектерді кесіп өтуі және қосымша өзі бұралып шығуға кедергі жасауы тиіс. Екінші тәсілде арнайы бөлшектердің көмегімен бұран мен сомындар қатаң қосылыста болады, мысалы, стандартты сірге (29.13, б-сур.), ол үшін кесік немесе тәжді сомындар және өзегінде саңылауы бар бұрандар қолданылады; бөлшекті сомынмен немесе бұранмен қатаң қосуды стандартты табаншасы бар тоқтатқы тығырықтың көмегімен жүзеге асыруға болады (29.13, в-сур.); бұранның қатаң қосылуын кейде сымның көмегімен орындайды (29.12, г-сур.). Өзі бұралып шығудан сақтанудың үшінші тәсілі – бұрама қосылысты ажырамайтынға айналдыру, оны талап етілмейтін

бөлшектеуді (пісіру, нүкте белгілеу, тойтармалау) қосу үшін немесе өте сирек бөлшектенеті (дәнекерлеу арқылы, ал ұсақ бұрама бөлшектер үшін лак, сыр, смола қолданылады) қолданады.

Бұрамалы қосылыстардағы күштік арақатынастар. Бұрамадағы күштердің арақатынасын қарастыру үшін Q өстік күшімен жүктелген тікбұрышты бұрамасы бар бұранды алайық (29.14-сур.). Ойша цилиндрлік жазықтығымен d_2 бұрама диаметрі бойымен бір орам сызамыз да, сызу жазықтығына бұл цилиндрлік жазықтықты айналдырып, бұраманың көтерілу бұрышына тең еңіс бұрышы бар еңіс жазықтығын аламыз (29,14, а-сур.). Бұрамадағы барлық әрекет етуші күштер қолданылған сырғақты сомынмен ауыстырамыз, атап айтқанда: Q – өстік күш; нормал реакция N , үйкеліс күші $F_p = fN$ (где $f = \operatorname{tg} \varphi$; φ — үйкеліс бұрышы), F — көлденең әрекет етуші күш.

Еңіс жазықтық бойымен сырғақтың жоғары көтерілуіне бұрандаға сомынның бұралуы сәйкес келеді.

Теориялық механикадан белгілі болғандай, сырғақты кедір-бұдырлы еңіс жазықтық бойымен жоғары көтеру үшін $F = Q \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$ көлденең күшті қолдану керек, мұндағы φ — үйкеліс бұрышы (көрсетілген формуланы сырғаққа қолданылатын күштер жүйесінің тепе-теңдігін қарастыра отырып алу оңай), ал кедір-бұдырлы еңіс жазықтығының ПӘК



$$\frac{\operatorname{tg} \phi}{\operatorname{tg}(y + \phi)} .$$

Көтерілу бұрышының ұлғаюымен ПӘК артуына назар аударайық, сондықтан көпкірмелі бұрамалардың ПӘК біркірмеліге қарағанда, жоғары болады; үйкеліс бұрышының ұлғаюымен ПӘК азаяды, себебі үйкелісті жеңуде шығындар артады.

F күші бұрамада d_2 орташа диаметрінде қолданылатын айналмалы болып табылады, сондықтан бұрамадағы күштердің моменті

$$M_p = 0,5d_2F = 0,5d_2Q \operatorname{tg}(y + \phi).$$

Тікбұрышты және үшбұрышты бұрамалардағы үйкелісті салыстыру үшін, Q өстік күшімен жүктелген тиісті бұрандаларды қарастырамыз (29.14, б, в-сур.). Бұраманың көтерілу бұрышын елемей, бұран өсіне әрекет ететін күштерді проекциялай отырып, алатынымыз

тікбұрышты бұрамалар үшін

$$N = Q, F_{mp} = Nf = Qf,$$

мұндағы f — сырғыма үйкеліс коэффициенті;

үшбұрышты бұрамалар үшін

$$N = Q/\cos 2, F_{Tp} = Nf = Qf/\cos / = Qf,$$

мұндағы $f' = f / \cos^a = \operatorname{tg} \phi'$ — сырғанау үйкеліс коэффициентінің мәні, ал ϕ' — үйкеліс бұрышының мәні. Осылайша, үшбұрышты бұрамадағы үйкеліс 180° үшкірлену бұрышымен сыналы сырғақтың үйкелісіне ұқсайды (сыналы сырғақ конустық шұғанағында айналады). Метрикалық бұрама үшін $a = 60^\circ$, \cos^a және $0,87$,

ал $f' = 1,15f$, яғни үйкеліс коэффициентінің мәні негізгісінен 15 % -ға көп.

$f' > f$ болғандықтан, **үшбұрышты бұрамадағы үйкеліс тікбұрыштыға қарағанда үлкен, ал ПӘК аз**, бекіту бұрамалары бұрыштық профильге ие, ал жүрістілер – тікбұрышты немесе соған жақын.

Сомындардың бұралып шығу кезінде үйкеліс күшінің бағыты қарама-қарсы жаққа өзгереді және айналмалы күш $F^\wedge = Q \operatorname{tg}(y - \phi')$. Бұрама өзі бұралып шығып кетпес үшін, $F^\wedge < 0$ немесе $\phi < \phi'$ болуы тиіс.

Стандартты бекіткіш бұрамалар үшін, бұраманың көтерілу бұрышы 4° -дан аспайды, ал сомын мен бұранда материалына байланысты үйкеліс бұрышының мәні 6° -дан 16° шамасында болады, сондықтан **барлық бекітілген бұрамалар өзітөзгіш** және статикалық жүктеме кезінде өзі бұралып шығып кетпейді. Ұсақ бекіткіш бұрамалар (ірілермен салыстырғанда) бұраманың көтерілу бұрышын азайтады, сондықтан олар динамикалық жүктемелер кезінде өзі бұралып шығуға онша бейім емес.

Бекіткіш бұрамалы қосылыстарды Q өстік күшімен тарту үшін (29.14, г-сур.) M_p бұрамадағы күштер моментінің сомасына тең $M_{зав}$ бұралу моменті мен сомының тірек жазықтығында $M_{оп}$ үйкеліс күштер моментін туғызу қажет. Себебі $M_p = 0,5d_2Q \operatorname{tg}(y + \phi)$, ал $M_{оп} = Qfd_{cp}/2$ (теңәсерлі үйкеліс күші тірек жазықтығының орташа диаметрінде қолданылады деп болжанады)

$$M_{зав} = 0,5d_2Q \operatorname{tg}(y + \phi) + Qfd_{cp}/2,$$

мұндағы $d_{cp} = 0,5(D + d_0)$; D — сомын тірек жазықтығының сыртқы диаметрі; d_0 — бұран астындағы саңылау диаметрі.

Бекітілген бұрамалар үшін α орташа мәндері және $2^\circ 30'$; d_2 және $0,9d$; d^\wedge және « $1,4d$, мұндағы d — бұраманың номиналды диаметрі; онда $f = 0,15$

$$M_{зав} \text{ және } 0,2Qd.$$

Стандартты кілттердің ұзындығы L және $15d$. R күшін кілт ұшына қолданып, Q/R қатынасын анықтауға болады, яғни бұрама есебінен ұтыс өз күшінде. Өйткені $M_{зав} = RL$, онда $0,2Qd = 15Rd$, бұдан Q/R және 75 .

29.2.

БЕКІТКІШ БҰРАМА ҚОСЫЛЫСТАРДЫ ЕСЕПТЕУ

Бекіткіш бұрамалы қосылыстардың жұмысқа қабілеттілігінің негізгі критерийлері беріктік болып табылады. Стандартты бекіткіш бөлшектері келесідей параметрлер бойынша бірдей берік болуға негізделеді: бұрамадағы қиық пен жаншылу кернеулері, сырықтың кесілген бөлігіндегі созылу кернеулері және сырықтың қалпақшаға өтетін жерінде. Сондықтан стандартты бекіткіш бөлшектері үшін жұмысқа қабілеттіліктің басты критерийі ретінде шыбықтың созылуға беріктігі қабылданған және сол бойынша бұрандар, бұрандалар және бұрмасұқпалардың есептеулері жүргізіледі. Бұрамалар беріктігін есептеу тек стандартты емес бөлшектерді тексеру ретінде орындалады.

Бұрамаларды есептеу. Н.Е. Жуковскийдің жүргізген зерттеулері көрсеткендей, бұранда мен сомын арасындағы өзара әрекеттесу күштері айтарлықтай дәрежеде біркелкі бөлінбеген, алайда орамдар бойынша жүктемені бөлудің нақты сипаты көптеген факторларға байланысты болады, оларды есепке алу қиын (бұрама тозуы, сомындар мен бұрандардың материалы мен құрылмасы

және т.б. дайындалу, тозу дәрежесінің дәлсіздігі). Сондықтан бұрамаларды есептеу кезінде, барлық орамдар бірдей жүктеледі деп шартты түрде есептеледі және дәлсіздік есептеуде рұқсат етілген кернеу шамасымен өтеледі.

Қиықта бұрама беріктігінің жағдайы мына түрге ие

$$\tau_{cp} = Q \wedge [\tau_{cp}],$$

мұндағы Q — өстік күш; A_{cp} — кесу орамдарының қиық ауданы; бұранда үшін (29.1-сур. қараңыз) $A_{cp} = nd_1kH_T$, сомын үшін $A_{cp} = \%DkH_T$. Мұнда H_T — сомын биіктігі; k — бұрама орамы негізінің енін есептейтін коэффициент: бұрандаға арналған метрикалық бұрама үшін коэффициент k және 0,75, сомын үшін k және 0,88; трапецеидалды және тірелме бұрамалар үшін (29.3, 29.4-сур.қараңыз) k және 0,65; тікбұрышты бұрамалар үшін (29.5-сур. қараңыз) $k = 0,5$. Егер бұранда мен сомын бірдей материалдан болса, онда қиыққа тек бұранда ғана тексеріледі, өйткені $d_x < D$.

Бұраманың жаншылу беріктігінің жай-күйі мына түрге ие:

$$\sigma_{cm} = \frac{Q}{A_{cm}} \wedge \sigma_{cmB}$$

мұндағы D_m — жаншылудың шартты ауданы (өске перпендикулярлы жазықтықта бұранда мен сомын бұрамаларының түйіспе аймағын жобалау): $A_{cm} = nd_2hz$, мұндағы (29.1-сур. қараңыз) nd_2 — орташа диаметр бойынша бір орамның ұзындығы; h — бұрама бейінінің жалпы биіктігі; $z = H_T / p$ — биіктігі H_T сомындардағы бұрама орамдарының саны; p — бұрама қадамы (бұрама бейінінің жұмыс биіктігі стандартқа сай H_j арқылы белгіленеді).

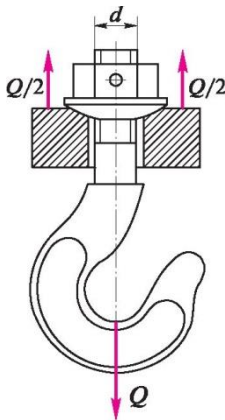


Рис. 29.15

кесілген бөлігінің беріктік шарты мынадай түрге ие:

Тартып қысылмаған бұрандарды есептеу. Тартып қысылмаған бұрамалы қосылымның типтік мысалы – жүк көтергіш механизмнің ілмегін бекіту (29.15-сур.).

Q жүгінің ауырлық күші әсерінен ілмек сырығы созылуға жұмыс істейді, ал қиықтан әлсіреген қима қауіпті болады. Бұрамасы бар сырықтың статикалық беріктігі (көлемді кернеулер күйін тексеретін) бұрамасыз тегіс сырыққа қарағанда шамамен 10% жоғары. Сондықтан бұрамалы сырықты есептеу $d_p = d - 0,9p$, есептеу диаметріне байланысты, мұндағы p – номиналды диаметрі бар бұрама қадамы (шамамен $d_p \ll d_1$) деп санауға болады). Созылуға сырықтың

$$= Q_{CTP} / A_p$$

мұндағы, A_p – есептеу $\pi d_p^2 / 4$. Бұраманың есептеу диаметрі

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_p]}}$$

ауданы

Есептеу диаметрінің табылған мәніне сүйене отырып, стандартты бекіткіш бұрама таңдалады.

Тартып қысылған бұрандарды есептеу. Тартып қысылған бұранды қосылыстар мысалы – төсемі бар люк қақпағын бекіту, ол үшін оның тығыздығын қамтамасыз ету үшін Q тығыздық күшін туғызу қажет (29.16-сур.). Бұранның сырығы Q күші арқылы созылады және бұрамада M_p моментімен бұралады.

Созылу кернеуі $\sigma_p = Q / (\pi d_p^2 / 4)$, бұралудың максималды кернеуі $\tau_k = M_p / W_p$, мұндағы $W_p = 0,2 d_p^3$ – бұранның кима бұралуының кедергі моменті; $M_p = 0,5 Q d_2 \operatorname{tg}(y + \phi')$. Осы формулалармен алмастыра отырып, бұрыштың биіктігінің ϕ -тің орташа мәндері, үйкеліс бұрышын ϕ' азайту үшін метрикалық бекіту бұрамаларымен күштің энергия теориясын қолданамыз.

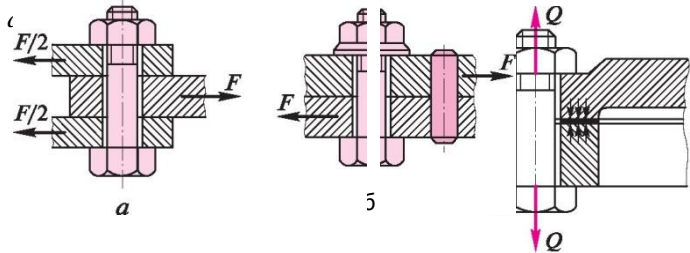
$$a_{ЭКВ} = V_{CTP} + \tau_k \sim 1,3 a_p$$

бұдан беріктік шартына сәйкес $a_{ЭКВ} - [a_p]$, запишем

$$a_{ЭКВ} = \frac{1,3Q}{4} = [a_p] \frac{\pi d_p^2}{4}$$

мұндағы $Q_{расч} = 1,3Q$, $a [a_p]$ – рұқсат етілген созылу керілісі.

Осылайша, кернеу мен бұралу бойынша жұмыс істейтін бұранда шартты түрде тек өстік күштің беріктік беріктігіне есептеледі, ол 1,3 есе артты. Содан кейін



$$a_{расч} = 1,3 a_p$$

Рис. 29.16

Көлденең күшпен жүктелген бұранды қосылыстарды есептеу. Мұндай байланыстардың екі нұсқасы бар, олар бір-бірінен түбегейлі ерекшеленеді. Бірінші нұсқада (29.17-сур.), бұранда бос орынға орналастырылып, созылуға жұмыс істейді. 29.17-сур.

Q үйкеліс күшін туғызады, F сыртқы күштерді, бір бұранға келетін, яғни F

$= ifQ$, мұндағы i — үйкеліс жазықтығының саны (29.17-сур., $a i = 2$); f — ілініс коэффициенті. Кепілдік үшін, соңғы формула бойынша есептелген ең төменгі күшейту күші оны $K = 1.3 \dots 1.5$ аралық қорының коэффициентіне көбейту арқылы көбейтіледі, содан кейін

$$Q = \frac{KF}{i f}$$

Бұранның есептеу күші $Q_p = 1,3 Q$, ал бұранның есептеу диаметрі

$$d_p > \frac{4Q_p}{l[\sigma] p}$$

Қарастырылатын байланыс нұсқасында бес есе күшейту күші сыртқы күштен асуы мүмкін, сондықтан бұрандардың диаметрлері үлкен болады. Бұған жол бермеу үшін кілттерді, түйреуіштерді (29.17, б-сур.) және т.б. орнату арқылы жиі мұндай байланыстар түсіріледі және т.т.

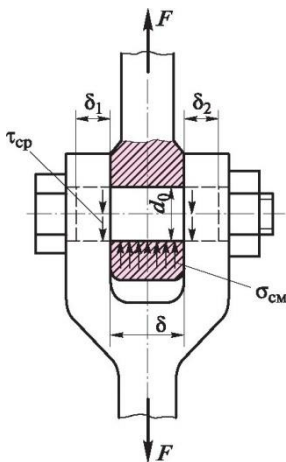


Рис. 29.18

Екінші нұсқада (29.18-сурет), ең жоғары дәлдіктің бұрандасы қосылған бөліктердің саңылаусыз бос орындарына орналастырылған және ол кесуге және ұсақтауға арналған.

Бұранның беріктік шарты мына түрге ие:

$$\sigma_{cp} \frac{4F}{n d l_2} \leq [\sigma_{cp}]$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{4F}{n [\sigma_{cp}] l_2}}$$

мұндағы i — қырку жазықтығының саны (29.18-сур. сызбасы үшін $i = 2$); d_0 — тегістеудің шартты ауданы, егер $5 > (5_1 + 5_2)$, онда есептеуге ең аз мөлшер алынады (бөлшектердің материалы бірдей болғанда). Әдетте, шиеленіс күшінің жағдайынан бастап, бұран сырығының диаметрі анықталады, содан кейін тегістеу сынағы орындалады.

Көлденең күшпен жүктелген бұрандалы біріккен конструкцияның екінші нұсқасында болтын шыбықтың диаметрі бірінші нұсқада (жүк түсіретін бөліктерсіз) екі-үш есе аз болады.

Рұқсат етілген кернеулер. Әдетте бұрандар, бұрандалар және бұрмасұқпалар пластикалық материалдардан дайындалады, сондықтан статикалық жүктеме үшін рұқсат етілетін кернеулер материалдың беріктігінің беріктігіне қарай айқындалады, яғни: созылу үшін есептелген кезде $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$; ығысу үшін есептеу кезінде $[\tau_{cp}] = 0,4\sigma_T$; ұсақтау үшін есептеу кезінде $[\sigma_{cm}] = 0,8\sigma_T$.

Рұқсат етілген қауіпсіздік коэффициентінің мәндері жүктің (статикалық немесе динамикалық) сипатына, қосылыс сапасына (бақыланбайтын немесе

бақыланбаған қатайтуға), бекіту элементтерінің материалына (көміртекті немесе легирленген болат) және олардың номиналды диаметріне байланысты.

Шамамен көміртекті болаттардан жасалған бекіткіштердің статикалық жүктемесі: бос қосылымдар үшін $[s] = 1,5 \dots 2$ (жалпы инженерлік), $[s] = 3 \dots 4$ (жүк көтергіш жабдықтар үшін); тығыздалған түйістер үшін $[s] = 1.3 \dots 2$ (бақыланатын қатпармен), $[c] = 2,5 \dots 3$ (диаметрі 16 мм-ден асатын бекіткіштердің бақыланбайтын қатайтылуы үшін).

Номиналды диаметрі 16 мм-ден кем емес бекіткіш элементтері үшін қауіпсіздік факторының жоғарғы шегі екі-үш есе көбейеді, себебі конструкцияның арқасында сырықтарды сындыру мүмкін болады.

Легирленген болаттан жасалған (қатқак буындар үшін пайдаланылатын) бекітілген қауіпсіздік факторларының шамалары көміртекті болаттардан гөрі шамамен 25% артық.

Ауыспалы жүктеме кезінде рұқсат етілген қауіпсіздік факторларының мәндері $[s] = 2.5 \dots 4$ ішінде ұсынылады, және бекіту бөлшегі материалдың төзімділігі шекті кернеу ретінде қабылданады.

Айнымалы жүктеме кезінде кесуге арналған есептеулерде рұқсат етілген кернеулердің мәндері $[t_{cp}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_t$ шегінде қабылданады (легирленген болаттар үшін аз мәндер).

29.3. КІЛТЕКТІ ҚОСЫЛЫСТАР

Кілтекті дегеніміз – кілтектерді қолдану арқылы өнімнің құраушы бөліктерінің ажырама қосылыстары. Кілтекті қосылыстардың бөлшектері 29.19-суретте көрсетілген, онда кілтек 1 білік ойығына салынады 2 және білікке кигізілетін бөлшектер күпшекке 3 бөліктің орналастырылған (тегердің, тісті дөңгелектердің және т.т.). Кілтекті қосылыстар қозғалмайтын және қозғалмалы бола алады және әдетте күпшек пен біліктің айналдыру моментінің берілісі кезінде салыстырмалы айналымын болдыртпас үшін қызмет етеді. Кілтекті қосылыстарды машина жасаудың барлық салаларында кеңінен қолданады.

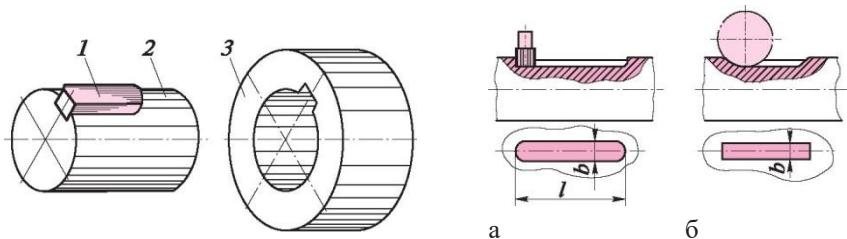
Кілтекті қосылыстардың *артықшылықтары:* құрылмасының қарапайымдылығы мен сенімділігі, қосылыстың жиналуы мен бөлшектенуінің жеңілдігі, құнының төмендігі. Кілтекті қосылыстардың негізгі кемшілігі – олардың қырлы бөліктерінің қисық сызықтары мен осы ойықтардың аймағындағы кернеулердің елеулі концентрациясы салдарынан түйісетін бөлшектердің жүктемесінің азаюы.

Біліктердегі және өстердегі кілтекті ойықтарды әдетте саусақты жонғыштар немесе тегерікті жонғыштар арқылы арқылы алады (29, 20, а, б-сур.). Бірінші жағдайда кернеу концентрациясының тиімді коэффициенті тегерікті жонғыштардың бірқалыпты пайда болуына және біліктің көлденең қимасының кемінде күрт өзгеруіне байланысты екінші жағдайға қарағанда, шамамен 20% артық екенін атап өту керек. Әдетте күшпектегі кілтектердің ойықтары кілтекті тарта жонылады немесе кескішпен тесіледі.

Кілтектердің көптеген түрлерінің пішіні мен өлшемдері стандартталған және оларды пайдаланылуы біріктірілетін бөлшектердің жұмыс жағдайларына және қондыру беттерінің диаметріне байланысты. Кілтекті қосылыстар кернеулі және кернеусіз болып бөлінеді.

Кернеулі деп алдын ала (яғни жүктемені қолданар алдында) туындаған серпімділік ішкі күштері тұрақты түрде күшейтетін түйінді байланыс деп аталады. Бұл қосылыстар стандартты сыналармен (29.21 сурет) және өздігінен құлыптауды қамтамасыз ететін 1: 100 көлбеуімен тангенстік (29.22-сурет) жасалған.

Сыналы кілтектер б түймесінің енінен кеңірек енеді, нәтижесінде айтарлықтай сәулеленудің аралық күштері мен екі жаққа да өстік жүктемені анықтауға мүмкіндік береді. Стандартқа сәйкес, шиыршық сымдар төрт конструкциядан тұруы мүмкін: басымен, бассыз және бір немесе екі ұшымен дөңгелектеніп ұштарсыз. Байланыстары кілт тәрізді кілттер динамикалық жүктемелерге байланысты төмен жылдамдықты берілімдерде қолданылады.



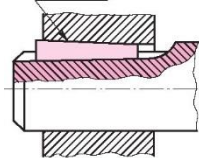
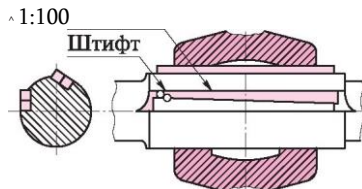
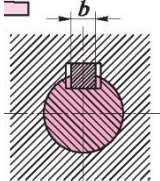


Рис. 29.21

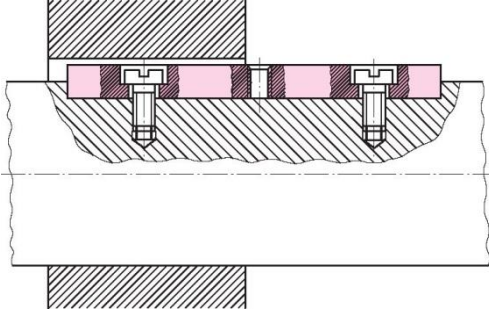


29.22 сур.

Жанама (қалыпты немесе күшейтілген) кернеулермен түйісетін жерлерде кернеу радиалды емес, жанама бағытта құрылады, әр кілт жинақталғаннан кейін сұққышқа немесе басқа жолмен орнатылуы тиіс екі бір бағытты сыналардан жасалады. Жанама кілтектер ауыр машина жасауда пайдаланылады, ал күшейтілген кілтектер жоғары, соққы жүктемелерде және айналу бағытында жиі өзгереді. Әдетте жанама кілтектер 120 немесе 180° бұрышпен жұптастырылады және оларды кері бағытта бағыттайды, себебі әр кілт айналдырғыш моментін тек бір жаққа жібереді (29.22-суретті қараңыз).

Керілген кілтекті қосылыстар жоғары жүктеме сыйымдылығына ие, жоғары дәлдікті талап етпейді, бірақ, ереже бойынша, байланыстырылған бөліктерді деформациялайды, бөліктердің сәйкессіздігі мен тепе-теңсіздігіне, сондай-ақ қысқа тұйықталу күшшектері кезінде олардың өстерінің қиғаштануына әкеледі. Бұл жағдайлар заманауи машиналарда шиеленісті қосылыстардың қолданылу аймағын күрт шектейді.

Кернеуленбеген кілтекті қосылыстар стандартты және призмалық және қималы немесе арнайы кілтектермен жүзеге асырылады. Білікке бекітетін туралы стандартты призмалық бағыттаушы кілтеппен жылжымалы байланыс 29.23, а-суретте көрсетілген (ортасындағы бұрамалы тесік бұрандамен білік ойығынан кілтекті алу үшін). 29.23, б-суретте арнайы жылжымалы кілтектермен жылжымалы кілтекті қосылысты көрсетеді.



Исполнение А

а

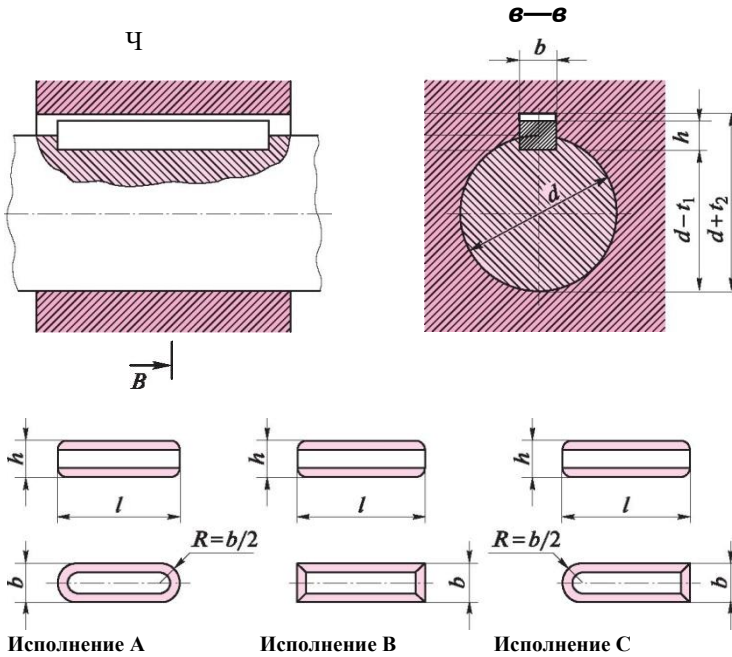
4 -- ϕ

а

б

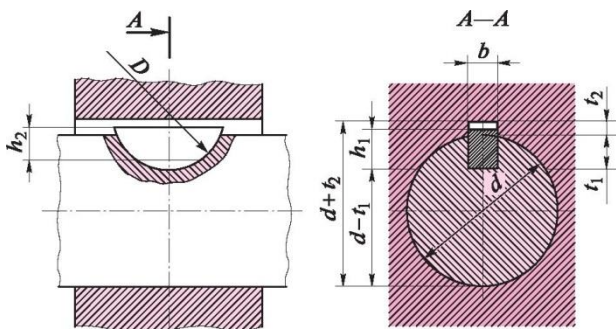
29.23 сур. Исполнение А – А өнімділігі

Призмалық кілтекпен қозғалыссыз байланыс 29.24 сур.



Призмалық кілтектердің қозғалмайтын қосылысы 29.24-суретте көрсетілген. Призмалық кілтектер мен ойықтардың өлшемдері, шақтамалары және қондырылуы ГОСТ 23360-78 ережеленген. Призмалық кілтектер ұшының пішініне сәйкес үш өнімділігі болуы мүмкін (29.24-суретті қараңыз). Призмалық кілтектер

айналдырғыш моменттің берілісін қамтамасыз етеді, бірақ оестік жүктемелерді қабылдай алмайды. Жоғары призмалық кілтектер жүктеменің көлемін ұлғайтады және білікке қарағанда шойыннан және басқа да беріктігі төменірек материалдардан жасалған күпшектер үшін қолданылады. Қабылданған базасына байланысты өңдеу және өлшеу жұмыс сызбасында t_1 (артықшылықты) білігінің немесе $d + t_2$ төлкенің $d-t_1$ үшін бір өлшемі көрсетілуі керек.

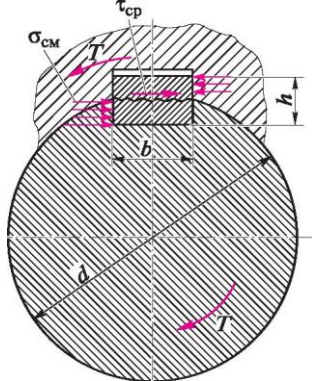


т\

29.25 сур.

Қима кілтегінің қосылысы 29.25-суретінде көрсетілген. Бөлінген кілтектердің өлшемдері мен ойықтарының өлшемдері ГОСТ 24071-97 сәйкес белгіленеді, стандартта екі нұсқаның кілтектері қарастырылған: биіктігі h_1 (жазықсыз) және биіктігі h (жазықтықта). Қимада бекітілген қосылыстар – бұл технологиялық, монтаждау жұмыстары үшін қолайлы, бірақ терең қимылдаған білік ойығы айтарлықтай әлсіретеді, сондықтан бұл қосылыстар кішкене айналдырғыш моменті үшін немесе өтерге бекітілген бөлшектер үшін қолданылады. Қабылданған өңдеу және өлшеу негізіне қарай, жұмыс сызбасында валдың t_1 (артықшылықты нұсқасы) немесе $d + t_2$ қозғалысы үшін $d-t_1$ өлшемі, мұнда d білігінің диаметрі көрсетілуі тиіс.

Кернеленбеген кілтекті қосылыстарды есептеу. Кернеулі емес түйінді буындардың орындалуының негізгі критерийлері - бұл бұрылыстың беріктік күші және кілтек беріктігінің күші. Ширату және қопсыту үшін есептеулер тиісті кернеулердің секциялар бойынша біркелкі таратылуына негізделеді. Кілтті кесуге арналған дизайн формуласы (29.26-сурет), мұндағы, T – айналмалы момент; d – біліктің диаметрі; A_{sp} – кілтек қиығының ауданы жылжымалы аймағы (ықтимал кесу жазықтығы толқынды сызықпен 29.26-сур.көрсетілген).



29.26 сур.

1 см

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{dA_{cp}} \leq [\tau_{cp}],$$

Кілтектің түйінді байланысының формуласы мындай формаға ие

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{dA_{cm}} \leq [\sigma_{cm}],$$

Мұнда $A_{cm} = (h - t_1)l_p$; $(h - t_1)$ — дірілдің биіктігі; l_p — есептеу кілтегінің ұзындығы ($l_p = l - b$)

С пернелері үшін А, $l_p = l$ есептеу кілтектері үшін, $l_p = l - b / 2$ С өнімділігін қараңыз. 29.24); Бөлінген кілтектер үшін келесі белгілер қабылданады: D - кілтектер диаметрі; d – білік диаметрі (29.25 суретті қараңыз), $l_p = l$.

Стандартты призмалық және қималанған кілтектердің өлшемдері біліктің диаметріне байланысты анықталады, осылайша, түйісудің кілтегінің беріктігі салдарынан, сондықтан мұндай қосылыстардың негізгісі ұсақтауға арналған тексеруді есептеу болып табылады және шиеленісті есептеу тек стандартты емес кілтектерге және әсіресе, критикалық құрылымдарға қажет. Призма кілтегінің ұзындығын анықтау қажет болса, онда ол сондай-ақ бөртпе есептеу үшін анықталады. Әдетте призматикалық кілтек ұзындығы бөліктің білігіне бекітілген тордың ұзындығынан 3 ... 10 мм кем болуы тиіс.

Кілтек материалдары және рұқсат етілген кернеулер.

Қолданыстағы стандарттарға сәйкес, кілтектер уақытша үзілу күші кемінде 590 МПа болаттан жасалуы тиіс. Сондай-ақ қималанған және призмалық кілтектерге арналған тазартылған орта көміртекті болаттар стандартты түрде реттеледі. Араланған болат арнайы кілтектер үшін қолданылады.

Бекітілген түйін қосылыстары үшін ұсақтау үшін қолайлы кернеулер шиеленіс күшіне байланысты қабылданады: қауіпсіздік маржа коэффициенті $[x] = 1.9 \dots 2.3$ тұрақты өзгермейтін жүктемемен; $[x] = 2.9 \dots 3.5$ ауыспалы емес кері жүктемемен; реверсивті жүктеме бар, $[x]$

30% -ға өсті. Шойын торымен $[stsm] = 70 \dots 100$ МПа. Қозғалыстағы кілтектің қосылыстары үшін қорқытуды болдырмау және тозуды шектеу үшін ұсақтауға рұқсат етілген

кернеулер 3-тен 4 есеге дейін азаяды.

Кілтектерге кесілген кернеулер $[\tau_{pp}] = 60 \dots 100$ МПа (динамикалық жүктемелер үшін кіші мәндер қабылданады) шегінде қабылданады.

Мысал 29.1. Дөңгелекті білікке диаметрі $d = 55$ мм, білікке $T = 600$ N • m беріліс қорабына жіберу үшін призманың кілтегін таңдаңыз Дөңгелектің ұзындығы 70 мм. Жүктеу тұрақты болып табылады.

Шешім. Берілген білік диаметрі бар призмалық кілтектерге сәйкес біз өлшемдері бар кілтегін аламыз: $b = 16$ мм, $h = 10$ мм, $t_1 = 6$ мм (А нұсқасы). Стандартты сериядан хабтын ұзындығын ескере отырып, кілтектің ұзындығын таңдаңыз $l = 63$ мм; дизайны ұзындығы $l_p = l - b = 63 - 16 = 47$ мм құрайды.

Кілттің материалын болжау кезінде $st = 350$ шығу нүктесі бар болат 45, рұқсат етілген қауіпсіздік коэффициенті $[s] = 2.5$ (тұрақты кері жүктеме), рұқсат етілген кернеуді анықтаңыз.

$$K_M] = = v^0 = 140 \text{ МПа.} \\ [s] \ 2,5$$

Қосылысты тексереміз: $2T$

$$\frac{2 \cdot 600}{d(h-t_1)l_p} = \frac{55 \cdot 10^{-3}(10-6) \cdot 10^{-3} \cdot 47 \cdot 10^{-3}}{116 \cdot 10^6 \text{ Па}} = 116 \text{ МПа} < [s\sigma_{cm}] = 140 \text{ МПа.}$$

Кілтекті қосылыстың беріктігі қамтамсыз етілген, егер

$$\tau_{cp} \ll 25 \text{ МПа} < [\tau_{cp}] = 60 \text{ МПа.}$$

29.4.

Оймакілтекті қосылыс

Оймакілтекті қосылыс дегеніміз – ойықтар (оймакілтектер) мен шығыңқыны пайдалану туралы өнімнің құрамдас бөліктерінің ажырамалы қосылысы. Оймакілтекті қосылыстар қозғалмалы және қозғалмайтын болады. Оймакілтекті қосылыстың бөлшектері (білік пен төлке) 29.27-суретте көрсетілген. Оймакілтекті қосылысты кілтектері білікпен біртұтас көпкілтекті ретінде елестетуге болады. Оймакілтекті қосылыстар кілтектермен салыстырғанда айтарлықтай **артықшылықтарға** ие, атап айтқанда: қосылыстағы бөлшектерінің саны аз, білік пен күпшектің

жұмыс беттерінің түйіспе ауданы есебінен жүктеме қабілеті айтарлықтай үлкен, білік пен тордың материалында стресс шоғырлануын азайту, білік пен күпшек материалында кернеу концентрациясы аз, біріктірілетін бөлшектерінің центрлеуі өте жақсы және өстік қозғалыс кезіндегі бағыты нақты, динамикалық және керіқайтарымдылық жүктемелерінің сенімділігі жоғары.

Бұл артықшылықтар автомобиль, трактор, станоктар және басқа да өнеркәсіп салаларында оймакілтекті қосылыстардың кеңінен таралуын қамтамасыз етеді.

Оймакілтекті қосылыстардың *кемшіліктері* – жоғары еңбек сыйымдылығы және олардың өндірілу құны.

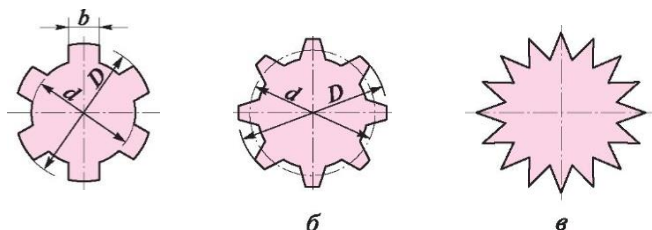
Біліктердегі оймакілтектер көбінесе диск тәрізді кескішпен (бөлу әдісімен) немесе сплайн тегістеу машинасындағы құрт тәрізді кескіш құралмен жонғылаумен орындалады (іске қосу әдісімен); әрлеу жұмыстары тегістеу машиналарында орындалады. Бөліктердің тораптарындағы саңылаудың тесіктері әдетте брокерлік машиналарға арналған саңылауларға арналған.

Оймакілтекті қосылыстардың негізгі түрлері 29.28-суретінде көрсетілген: тікбүйірлі (а), эвольвентті (б), үшбұрышты (в). Оймакілтекті қосылыстардың алғашқы екі түрі стандартталған.

Ең жиі кездесетіні теңбүйірлі оймакілтекті қосылыстардың өлшемдері мен шақтамалары ГОСТ 1139-80 арқылы ережеленген. Бұл қосылыстар, мысалы, металл кескіш станоктар беріліс қораптарында біліктерге тісті дөңгелектерді қозғалмалы және қозғалмайтын қондырма үшін беруде қолданылады. Стандарт теңбүйірлі оймакілтекті қосылыстардың бір-бірінен ерекшеленетін және тиісінше, жүктеме қабілетімен ерекшеленетін үш сериясын: жеңіл, орта (екеуінің де 6-дан 10-ға дейін тістер саны бар) және ауыр (10-нан 20-ға дейінгі тістер санымен) қарастырады. Теңбүйірлі оймакілтекті қосылыстарды бүйір жақтарын тістер саны центрлеумен (29.29-сур.) (а), ішкі диаметрі бойынша (в) орындайды. Тістерінің бүйір жақтары бойынша центрлеу тістер арасындағы жүктемені (мысалы, айқартопса біліктерде) біркелкі бөлуді қамтамасыз етеді, сыртқы және ішкі диаметрлері бойынша білік пен күпшенің жоғары өсестігін қамтамасыз етеді. Центрлеу әдісінің қосылыс бөлшектерін дайындау технологиясына тікелей қатысы бар, оның үстіне сыртқы диаметрі бойынша центрлеу күпшектің ішкі бетінің қаттылығының жоғары болмағанда қолданылатын

технологиялы ($H < 350$ HB). Бұл жағдайда оймакілтекті саңылау тартажонғышпен өңдейді, ал біліктің қондыру бетін ажарлайды.

Күпшек пен біліктің қондыру бетінің қаттылығы жоғары болған кезде ішкі диаметр бойынша центрлеу ұсынылады. Бұл жағдайда термөңдеуден кейін күпшек пен біліктің қондырма беттері ажарланады және сәйкесінше ішкі ажарлау және оймакілтек станоктарында бедерлейді.



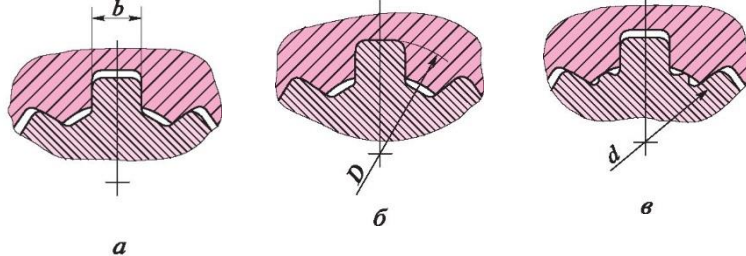


Рис. 29.29
29.29-сур.

Өлшемдері, шақтамалары және өлшенетін мәндері стандартпен белгіленген 30° бейін бұрышымен **оймакілтекті эвольвентті** қосылыстар Неғұрлым жетілділген, бірақ әлі күнге дейін аз таралған. **Эвольвентті оймакілтекті** қосылыстар тікбүйірлілермен салыстырғанда аса технологиялы, өйткені оймакілтекті біліктерді профильмен кілтекті біліктер сияқты жонғышпен тіксызықты етіп кесуге болады, ал кілтекті күпшектерді үлкен өлшемді етіп тістескіш станоктарды тісқашауышпен теседі. Оған қоса, эвольвентті оймакілтекті қосылыстар үлкен жүктеме қабілетіне ие, өйткені олардың тістері қалындайды (екі ретке дейін) тістер негізінде дөңгелену есебінен кернеу концентрациясы аз.

Эвольвентті қосылыстадың негізгі стандартты параметрлері (29.28, б-сур.): номиналды диаметрі D , профиль бұрышы $a = 30^\circ$, модуль m , бөлу шеңберінің диаметрі $d = mz$, мұнда z - тістер саны. Стандарт номиналды диаметрі 4-тен 500 мм-ге дейін, модульдер 0,5-тен 10 мм-ге дейін және тістердің саны 6-дан 82-ге дейін жетеді.

Эвольвентті тістері бар қосылыстармен тістерінің бүйірлі беттері бойынша центрлеу орындалады; ішкі диаметрі бойынша центрлеуді қолдануға рұқсат беріледі. Тістерінің бүйірлі беттері бойынша центрлеу кезінде білік пен төлке тең болады, яғни $h = H = m$, ал бейіннің жұмыс биіктігі (саңылау мен қиықжиекті есепке алғанда) шамамен 0,8г. тең.

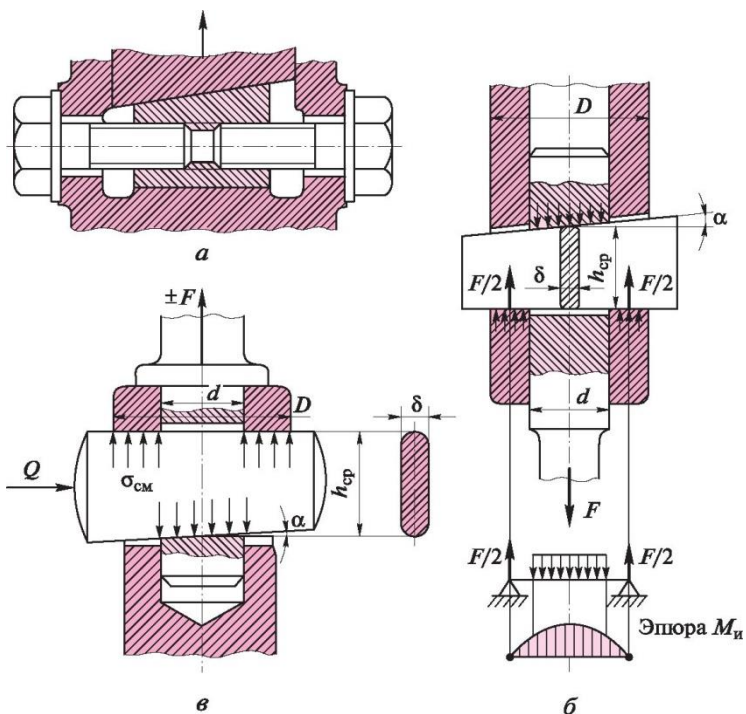
Үшбұрышты оймакілтекті қосылыстар стандартталмаған және қозғалмайтын ретінде жұқа қабырғалы күпшек, біліктердің бос кезінде, бөлшектердің габаритті өлшемдерінің қысылу кезінде және салыстырмалы кішкентай айналдырғыш моменттер кезінде қолданылады. Қосылыстардың центрлеуі тістердің бүйірлі беттері бойымен орындалады. Үшбұрышты оймакілтекті қосылыстар цилиндрлік және конустық болады.

Сыналы дегеніміз – өнімнің құрамдас бөліктерінің сына пішініне ие бөлшектерін қолданатын ажырамалы қосылысы. Сыналы қосылыстар керекті бөлшекті реттеу және орнату үшін **орнату** (29.30, а-сур.), және бөлшектердің берік бекіту үшін **күштік** (29.30, б, в-сур.), деп бөледі.

Сыналы қосылыстарды, мысалы, илемдік орнақтар мойынтіректерінің жағдайын реттеу үшін, бу машиналарында немесе сорғыларда соташықты сырғақпен қосу үшін, тарта жонғышты патронмен қосу үшін қолданады; сондай-ақ бұрын қарастырылған сыналы қосылыстар мен жанама кілтектерді сыналы қосылыстар қатарына жатқызуға болады.

Сыналы кілтектердің **артықшылығы:** құрылмасының қарапайымдылығы мен сенімділігі, құру мен қабылдауға көп күш салуы, қосылыстарды жылдам жинау мен бөлшектеуі. **Кемшіліктері:** сыналар астындағы ойықтарының біріктірілген бөлшектердің қимасының айтарлықтай әлсіреуі, осы ойықтардың технологиялық емес сипаты және кернеулердің шоғырлануы, бұл заманауи конструкцияларда сына түйісулерін қолдану аймағын едәуір азайтады.

Күштік сыналы қосылыстар **кернеулі емес** болады, онда F сыртқы күшін қолдануға дейін кернеу болмайды (29.30, б-сур.).



29.30-сур. Эпора

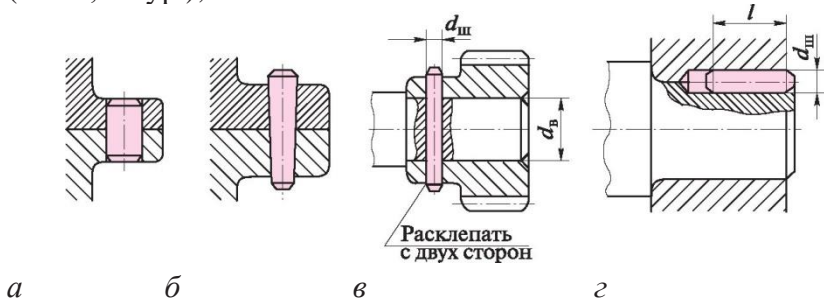
және кернеулі, онда Q күшінің алдын ала жүктелуі жүзеге асырылады (29.30, в-сур.), сырықта үйемек көмегімен керме жүзеге асырылады. Кернеулі емес қосылыстар тұрақты бір жақты жүктемелерде, кернеуленген жүктемелерде қолданылады. Қосылыстардың өзiтежелуiн қамтамасыз ету үшін сына бұрышы екі еселенген үйкеліс бұрышынан аз болуы қажет, яғни $a < 2\phi$.

Сыналы қосылыстардың жұмысқа қабілеттілігінің критерийі беріктік болып табылады. Сыналы қосылыстарда сырықтар әлсіреген қимаға сәйкес есептеледі және сырықтың артқы бөлігі кесілген, сынаның түйіспе бетінің өзегі бар, ал төлке жаншылуға және иіліс үшін сынада болады; сынаның иілісін есептеу схемасы 29.30, б-сур. көрсетілген.

Кернеулі сыналы қосылысты кернеулі емес сияқты, формула бойынша, бірақ есептеу жүктемесі бойынша есептейді: $F_p = 1,25F$.

Сұққыш дегеніміз – сұққышты қолдану арқылы өнімнің құрамдас бөлігінің қосылысы. Сұққыш қосылыстар

бөлшектерді өзара жағдайда орнықтыру үшін (29.31, а, б-сур.), айналдырғыш моменттерді салыстырмалы шағын берілістерде (29.31, в-сур.);

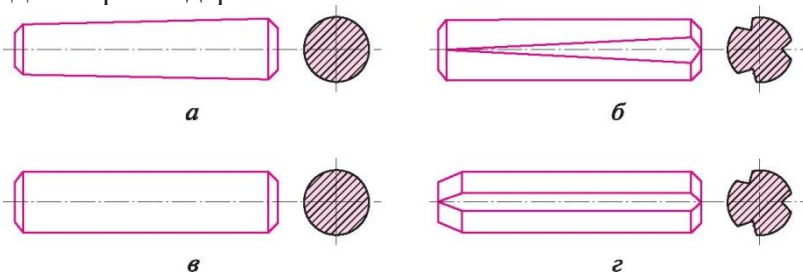


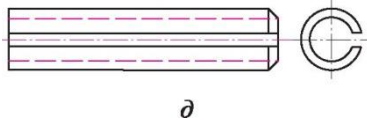
29.31-сур. Расклепать с двух сторон – екі жағынан тойтармалау

білік ұшына бөлшектерді бекіту үшін қосылыс қолданылады, мұнда сұққыш дөңгелек кілт ролін атқарады (29.31, г-сур.). кеңі таралған мысал ретінде екі сұққыш арасындағы корпусстың өзара жағдайы мен редуктор қақпағын тойтармалауды келтіруге болады, бұл осы бөлшектерді механикалық өндеуде және редукторларды жинау үшін қажет.

Сұққыш қосылыстардың *артықшылығы*: олардың қарапайымдылығы, технологиялылығы және құнының төмендігі. Сұққыш қосылыстардың *кемшілігі*: кейбір сұққыш қосылыстардың кернеудің осы концентрациясымен байланысты саңылаумен білік қимасының әлсіреуі.

Сұққыштардың құрылмасы мен өлшемдері көптеген стандарттармен ережеленген. Стандартты сұққыштардың негізгі типтері 29.32-сур. көрсетілген: конустық тегіс (а), конустық бедерленген (б), цилиндрлік тегіс (в), цилиндрлік бедерленген (г), серіппелі (д). Оған қоса, цилиндрлік сұққыштар стандартталған.





конустық бедермен бедерленген, ішкі бұрамалы цилиндрлік және конустық сұққыштар (сұққыштағы бұрама олардың бекітілуі үшін не оларды бөлшектеу кезінде саңылаудан алып тастау үшін қызмет етеді); сондай-ақ конустық ажыратушы сұққыштар, цилиндрлік шыныққан сұққыштар және цилиндрлік тойтрамалы сұққыштар (бұл сұққыштардың бунағы және қалпақшалары бар және оларды шеге немесе бұранда орнына қолданады) стандартталған.

Тегіс конустық және цилиндрлік сұққыштар көбінесе қосылатын бөлшектерді орнату өзара жағдайда тойтару үшін қолданады; бұл бөлшектерде сұққыш астында саңылауды бұрғылайды және бірлесітіріп айналдырады.

Цилиндрлік сұққыштарды саңылауға керіп қояды, қозғалатын қосылыс ұшына сұққыштарды тойтрамалайды. Конустық сұққыштарды өзітежелуді қамтамасыз тетін 1:50 конустығымен дайындайды, олар көп реттік жинау мен бөлшектеуді рұқсат етеді, сондықтан жиі қолданылады.

Бекіткіш торлар орнату кезінде тесіктерді енгізуді талап етпейтіндіктен, ілмектің қабырғаларымен бітеліп жабысып, ілінудің айтарлықтай нашарлаусыз көп жинауға және бөлшектеуге мүмкіндік береді.

Серіппелі болат таспасынан серіппелі сұққыштар шынықтырылады, сығылған. Олардың жоғары сәйкес келуіне байланысты, оларды дірілдеуге және соққы жүктемесі кезінде сенімді ұстауға, көп рет бөлшектеуге және жинауға рұқсат етілген, саңылаулы өңделген тесіктерге орнатуға болады.

Сұққыштарды әдетте көміртекті немесе серіппелі болаттардан дайындайды, пластмассалық бөлшектерді қосу үшін пластмамма сұққыштарын қолданады.

Бекіткіш сұққыш қосылыстардың жұмысқа қабілеттілігінің критерийі беріктік болып табылады.

Сұққыш қосылыстарында (29.31, в-сур. қараңыз) сұққыш диаметрін $d_{ш}$ екі көлденең қима бойынша қиық есебінен анықтауға болады; 29.31, г-сур. көрсетілген, диаметр $d_{ш}$ және дөңгелек сұққыштың l ұзындығы диаметрлік қимасы бойынша қиық есебінен анықталады (өлшемдерінің бірі беріледі, мысалы, $d_{ш} = 0,25d_H$, мұндағы d_E — білік диаметрі), ал содан соң қосылыстың жаншылуын тексереді, жаншылудың шартты ауданы дөңгелек кілтектің диаметралды қимасының жарты ауданына тең.

Қималанған сұққыштар тегіс сұққыштар сияқты есептеледі, бірақ әлсіздену коэффициентімен 1,3 ... 1,5 тең.

30-тарау

МЕХАНИКАЛЫҚ БЕРІЛІСТЕР ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Өнімділікті арттыру мен адамның физикалық және ақыл-ой еңбегін жеңілдету үшін **машиналар** – энергияны, материалдарды немесе ақпаратты түрлендіру үшін қозғалысты орындайтын механикалық құрылғылар жасалады.

Кез келген машина бір немесе бірнеше *тетіктерден* – қозғалысты түрлендіруге қызмет ететін денелер жүйесінен тұрады.

Машиналардың жұмысы міндетті түрде органдарының қандай да бір қозғалыстарымен жүреді, бұл машиналарды **құрылыстан** – көпірлерден, ғимараттардан және т.т. ерекшелендіретін негізгі айырмашылық болып табылады. Өлшеу, өндірісті бақылау, машиналарды басқару, технологиялық үдерістерді реттеу, басқа да функцияларды есепке алуды **аспаптар** деп атайды. Аспаптар сондай-ақ механизмдерден тұрады.

Жұмыс машиналарын жүргізу үшін оларға машина қозғалтқыштарынан механикалық энергия беріледі. Көптеген жағдайларда жұмыс машиналарының қозғалтқыштары мен атқарушы органдары тікелей байланысты емес, механикалық, гидравликалық, пневматикалық және электрлік болып табылатын **беріліс** деп аталатын механизм арқылы жүзеге асырылады. Алдағы уақытта біз тек механикалық берілістермен айналысамыз.

Техникада айналмалы қозғалыс аса кең таралған, сол себепті берілістер осы қозғалысты қалыптастыру үшін кеңінен қолданылады. **Айналмалы қозғалыс жылдамдығының түрленуі айналдырушы моменттің өзгеруімен қатар жүреді.** Қозғалтқыштан оның тұтынушыларына энергияны айналу жиілігінің төмендеуіне байланысты айналдырушы моментті ұлғайту арқылы беруге арналған механизм **күштік беріліс** немесе **трансмиссия** деп аталады.

Берілістің классификациясы және негізгі сипаттамалары. Берілістің жалпы түрінде қозғалысты беру әдісімен жіктеуге болады: **үйкелумен беріліс** (үйкелісті, белдікті); **іліністі беріліс** (тісті, бұрамдық, тізбекті, бұранда-сомын); буындарды

қосу тәсілі бойынша: *тікелей байланыста болатын берілістер* (үйкелісті, тісті, бұрамдықты, бұранда-сомын); *ікемді байланысты берілістер* (белдікті, тізбекті).

Машина-қозғалтқыштан қозғалыс алатын буын берілісі *жетекші буын*, ал қозғалыс берілетін буын берілісі *жетектегі буын* деп аталады, одан басқа, берілістерде аралық буындар болады.

30.1-сур. ікемді байланыс берілісі (а) және тікелей байланыста болатын беріліс (б) схемалық түрде бейнеленген, бұл көрсеткіш 1 индексімен жетекші буынға, ал 2 индексімен жетектегі буынға жататын параметрлер көрсетілген.

Бейнеленген берілістердің біріншісінде жетекші және жетектегі буындардың айналу бағыты сәйкес келсе, ал екіншісінде қарама-қарсы өзгеретініне назар аударуымыз керек.

Берілістің негізгі сипаттамалары: беріліс саны, берілу қуаттылығы және ПӘК.

Беріліс қатынасы – бұл жетекші буынның бұрыштық жылдамдығының жетектегі буынның бұрыштық жылдамдығына қатынасы. Беріліс қатынасы үлкен, аз немесе тең бола алады.

Беріліс саны дегеніміз – үлкен бұрыштық жылдамдықтың кішісіне арақатынасы. *Беріліс саны бірден кем болмауы керек*. Көрсеткілерді біріктіру үшін барлық берілістердің беріліс қатынастары мен беріліс сандарын *и* арқылы, қажет болған жағдайда, беріліс буындарының индекстеріне сәйкес келетін қос индексімен белгілейміз. Сонымен, беріліс қатынасы

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

П2

Беріліс сандары, яғни *и > 1* машина бөлшектерінің беріктігін есептеу формулаларына әрқашан кіретінін атап айту керек.

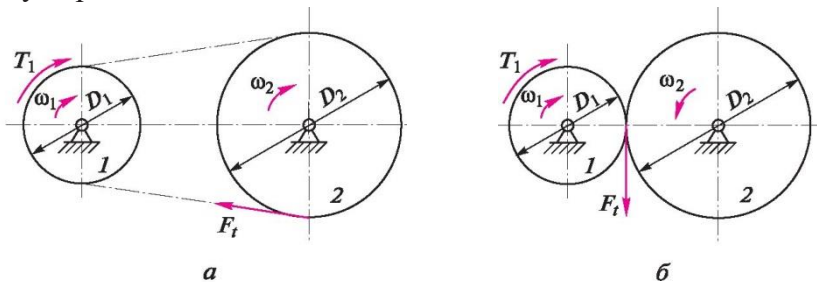


Рис. 30.1

Рис.30.1 – 30.1-сур.

Жетектегі буынның бұрыштық жылдамдығының берілісі жетекші буынның бұрыштық жылдамдығынан аз болса – *төмендету* немесе *бәсеңдеткі*, керісінше болғанда, *күшейту* деп аталады.

Механикалық берілістер *бірсаатылы* және *көпсаатылы* болады. *Беріліс қатынасы дәйекті түрде бірқатар біріктірілген берілістердің олардың беріліс қатынасының өніміне тең*. Мысалы, екісаатылы бәсеңдеткі үшін

$$^14 — W34.$$

Берілістер не *тұрақты*, не *ауыспалы* беріліс қатынастарымен орындалады, оның үстіне беріліс қатынасының өзгерісі саатылы немесе сатылы емес бола алады. Беріліс қатынастың саатылы реттелуі, мысалы, металкескіш станоктар, автомобильдер, тракторлар қорабының жылдамдығымен, жүзеге асырылады. Беріліс қатынасының бірқалыпты өзгеру механизмі саатылы емес беріліс немесе *құбылтқыш* деп аталады.

30.1-сур. 1 жетекші буынына икемді байланыс арқылы T_1 айналдырушы моменті қолданылатын немесе 2 жетектегі буынына тікелей F айналмалы күші берілетін екі беріліс көрсетілген. Айналдырушы момент пен айналмалы күш кез келген буынға тәуелділікпен байланысты, осыдан айналма күші:

$$T = FD$$

$$F = \frac{2T}{D}$$

Ньютонның үшінші заңына сәйкес, жетекші және жетектегі буындардың айналма күштері тең (бірақ қарама-қарсы бағытталған), демек *жетекші және жетектегі біліктердегі айналдырушы моменттер әртүрлі және сәйкес келетін буындарының диаметрлеріне пропорционалды*.

P қуаттылығы айналмалы қозғалыс кезінде $P = Tro$ екені теориялық механикадан белгілі.

P_2 қуаттылығының жетектегі білік берілісінің жетекші білікке P_1 қуатына қатынасы *пайдалы әрекеттің механикалық коэффициенті* (ПӘК) деп аталады және белігленеді:

$$\Pi - \frac{PL}{PI}$$

Механикалық ПӘК берілістегі механикалық шығындарды, әртүрлі берілістер үшін ПӘК 0,25-тен 0,98-ге дейін шегінде сипаттайды.

Көпсатылы берілістерде (сатылардың ілгерілемелі қосылыстарында) жалпы ПӘК әр сатының жеке алғандағы ПӘК өнімі ретінде анықталады

$$\Pi = \Pi_1 \Pi_2 - \Pi_n.$$

Кейде берілістің ПӘК осы берілістің жеке элементтерінің ПӘК өнімі ретінде анықтайды. Мысалы, жалпы ПӘК бірсатылы тісті бәсеңдеткісі үшін

$$\Pi = \Pi_3^{\wedge 6 \wedge}$$

мұндағы, Π_3 , Π_n , Π_p - сәйкесінше дөңгелек ілінісінде, мойынтіректің бір жұбында, бәсеңдеткі корпусында майды араластыру және шашу энергия шығындарын сипаттайтын коэффициенттер.

$$\text{Сол себепті } P_2 = \alpha P_b \text{ онда } T_2 \omega_2 = \alpha T_1 \omega_1, \text{ бұдан} \\ = \pi^T 1^{-1} = \mathbf{n}^T U.$$

ω_2

Егер беріліс шығыны онша үлкен болмаса, онда оларды елемеуге болады және қабылданады:

$$T_2 = T_1 u.$$

Берілістің жұмысқа қабілеттілігінің жойылуы мүмкін болатын шекті күй *жүктеме қабілеті* деп аталады. Жүктеме қабілетінің қоры ұғымы беріктік қоры деп түсіндіріледі.

$$6 = \pi^T 1^{-1} = \mathbf{n}^T U.$$

ω_2

Егер беріліс шығыны онша үлкен болмаса, онда оларды елемеуге болады және қабылданады:

$$T_2 = T_1 u.$$

Берілістің жұмысқа қабілеттілігінің жойылуы мүмкін болатын шекті күй *жүктеме қабілеті* деп аталады. Жүктеме қабілетінің қоры ұғымы беріктік қоры деп түсіндіріледі.

31 - тарау

ҮЙКЕЛІСТІ БЕРІЛІСТЕР

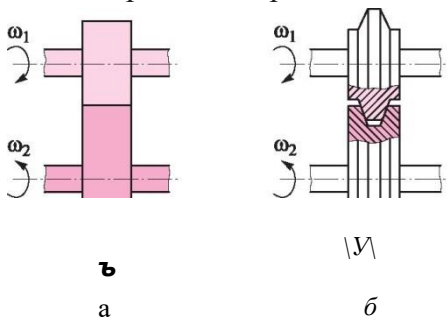
31.1. ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Үйкелісті беріліс дегеніміз – біліктерге орнатылған біліктердің арасында пайда болатын және бір-біріне дискілер, цилиндрлер немесе конустармен бекітілген үйкеліс күштердің көмегімен айналмалы қозғалысты бір біліктен екіншісіне беру үшін қызмет ететін механизм.

Үйкелісті берілістерді бірнеше белгілері бойынша жіктеуге болады:

білік өстерінің орналасуы бойынша (параллель өстерімен, қиылысу өстерімен және өстестік); **денелердің теңселу формасы** бойынша (тегіс цилиндрлік ауақтарымен, 31.1, а-сур.; сыналы тоғын ауақтарымен, 31.1, б-сур., конустық ауақтармен, торус, сфералық және т.б.); **жұмыс шарты** бойынша (ашық – құрғақтай жұмыс істейтін және жабық – майлы ваннада жұмыс істейтін); **реттеу мүмкіндігі** бойынша беріліс саны (шартты тұрақты беріліс саны, беріліс санының сатысыз реттеуімен – үйкелісті құбылтқыштары бар).

Үйкелісті берілістердің **артықшылықтары**: құрылманың қарапайымдылығы, жатықтығы және жұмыстың дыбыссыздығы, кездейсоқ жүктеме кезінде апатсыз жағдайдың болу мүмкіндігі, машина жүрісінде берілу санының бірқалыпты өзгеру мүмкіндігі. Үйкелісті берілістердің негізгі **кемшілігі** — білік тіректеріне айтарлықтай радиалды жүктеме болып



31.1-сур.

табылады, ол айналдыру шегінен 35 есеге асып түседі. Бұдан басқа, үйкеліс берілістері жүктемені өзгерткен кезде қатаң тұрақты берілу санын қамтамасыз етпейді және салыстырмалы түрде ПӘК төмен.

Үйкелісті берілістер ұсталы-баспақты жабдықтарда (үйкелісті баспақтар, үйкелісті тоқпақтар), металкескіш станоктарда, тасымалдаушы машиналарда (мысалы, үйкелісті жетегі бар жүкшығырлар), аспаптарда және т.б. қолданыс табады. Машинажасауда ең көп қолданысқа ие үйкелісті құбылтқыштар болып табылады. Үйкелісті берілістер принципі илемді орнақтардағы технологиялық үдерістің негізі, рельстік және рельстік емес дөңгелекті көліктердің жұмысының негізі болып табылады, алайда бұл мәселелер арнаулы пәндер бойынша оқу пәні болып табылады.

Сырғанау түрлері. Бұрын бекітілгендей, аунақтардың бір-біріне түйісетін аймағындағы үйкеліс күшінің есебінен айналмалы момент берілісі кезінде олардың жұмыс беттерінің салыстырмалы сырғанақтауы сөзсіз пайда болады әрі жетекші аунақтың жұмыс беті алда болады, ал жетектегі аунақтың жұмыс беті артта қалады. Бұл сырғанақтаудың дәрежесі берілетін айналмалы күштен аунақ материалдарының серпімді қасиеттеріне байланысты, сондықтан кез келген пішіндегі аунақтармен үйкелісті берілісінің жұмысымен жүретін серпімді сырғанау деп аталады.

Шамадан тыс жүктеме болған жағдайда, аунақтардың түйісетін аймағында үйкеліс күші айналмалы күштен аз болғанда, жетектегі аунақ тоқтайды, жетекші аунақ оның бойымен сырғанайды және жетектегі аунақтың жергілікті тозуына алып келетін тығылып қалу басталады. Сырғанау тозудың, ПӘК төмендеуінің себептері және үйкелісті берілістердің берілу санының тұрақсыздығы болып табылады.

Үйкелісті берілістер денелер теңселу материалдарының тозу төзімділігі мен жұмыс беттерінің беріктігіне ие болуы тиіс, сырғанау үйкелісінің үлкен коэффициенті, серпімділіктің жоғары (серпімді сырғанауды азайту үшін) модулі болуы мүмкін. Максимальды жүктеме қабілеті қуатталған болаттан жасалған ШХ15 түріндегі май ваннасында және құрғақтай жұмыс істей алатын аунақтарға ие. Күш берілістерінде сонымен қатар шойын аунақтар және текстолит пен болат немесе шойын аунақтар терме үйлесімі қолданылады. Бұдан басқа, аунақтарды немесе олардың қаптауын дайындауда (үйкеліс коэффициентін арттыру үшін) тері, резеңке, резеңкеленген мата, ағаш, талшық және басқа материалдар пайдаланылады. Металды емес материалдардан жасалған аунақтар құрғақтай жұмыс істейді. Теңселу денелерінің әртүрлі материалдары кезінде берілістің тығылып қалу жағдайында қажама мен қысқалшаны болдыртпас үшін

жетекші аунақты аз берік материалдан жасайды.

ЦИЛИНДРЛІК ҮЙКЕЛІСТІ БЕРІЛІС

Берілістің кинематикасы. 31.1, а және 31.2-сур. цилиндрлік үйкелісті берілістердің тегіс аунақтармен сызбасы берілген. Нәтижесінде серпімді сырғанаудың үйкелісті берілісінің жұмысы кезінде жетектегі аунақ жетекші аунақтан артта қалады және берілу санының дәл мәні формула бойынша анықталатыны сөзсіз:

$$u = \frac{D_1}{D_2} \omega_1 - \omega_2 (1 - \epsilon)$$

мұндағы ϵ — сырғанау коэффициенті (металды аунақтар үшін $\epsilon = 0,01 \dots 0,03$, үлкен мәндері құрғақтай жұмыс істейтін берілістерге жатады; текстолитті аунақтар үшін ϵ және 0,1).

Серпімді сырғанаудың болуы және оның жүктеме тербелісіне кейбір тәуелділігі мен берілістің жұмыс жағдайлары үйкелісті берілістің берілу санын **шартты тұрақты** деп атауға мәжбүрлейді. Қуатты үйкелісті берілістердің тәжірибелік есептеулері үшін u берілу санының және D_2/D_1 жуық мәні пайдаланылады.

Күш берілістері аунағының бір жұбы үшін $u < 7$, аспаптар берілістері үшін $u < 25$.

Берілістегі күштік арақатынастар (31.2-сур.). Айналмалы моменттің бір біліктен екіншісіне берілісі үшін үйкеліс күшінің есебінен жетектегі аунаққа айналмалы күш қолдану қажет, бір-

$$F_t = \frac{2T}{D}$$

біріне Q күшімен қысылған аунақтар арасында пайда болатын **тыныштықтың ең үлкен үйкеліс күшінен аз** болуы тиіс. Осылайша, үйкелісті берілістің жұмыс күйі келесідей жазылады:

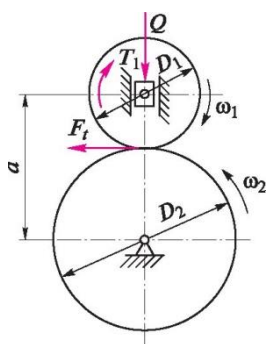


Рис. 31.2

$$kF_t = F_{Tp} = fQ,$$

мұндағы k — ілінісу қоры коэффициенті ($k = 1,3 \dots 1,4$); f — үйкеліс коэффициенті (майлы ваннада жұмыс істейтін болат немесе шойын аунақшалар үшін $f = 0,04 \dots 0,05$; $f = 0,15 \dots$ құрғақтығында жұмыс істейтін 0,20; бір металды емес аунақша берілістер үшін $f = 0,2 \dots 0,3$)

Жоғарыда келтірілген формулалардан **аунақтардың қысылу күшін**

анықтаймыз:

$$,, \quad f f D \quad k F_t 2 k T I Q = \sim r =$$

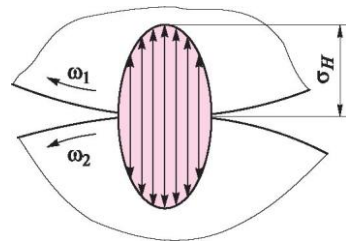
Осы формуладан аунақтардың қысылу күші k/f айналу күшінен 35 есеге үлкен екені көрініп тұр, $\kappa = 1,4$, $f = 0,04$ беретіні $k/f = 1,4/0,04 = = 35$ рет. Аунақтарды қысудың үлкен күштері білік тіректеріне айтарлықтай радиалды жүктемелерді тудырады және аунақтардың жұмыс беттеріне үлкен түйіспе кернеулерінің пайда болуына себеп болады, бұл қуатты үйкеліс берілістерін үлкен мөлшерде көрсетеді және олардың жүктемесі салыстырмалы түрде төмен.

Қысу күштерін бірнеше есеге қысқарту үшін теориялық механикада қарастырылған сыналы сырғақтағы үйкеліске ұқсас сыналы тоғынды аунақтарды қолданады. (31.1, б-сур. қараңыз). Алайда, осындай аунақтарда олардың қызмет мерзімін едәуір қысқартатын әжептәуір геометриялық сырғанау пайда болады.

Үйкеліс берілістер әрекетінің пайдалы коэффициенті негізінен аунақтардың салыстырмалы сырғанауының нәтижесінде және білік тіреуіштеріндегі шығындармен анықталады. Эксперименттік түрде анықталғандай, жабық берілістер үшін ПӘК $\eta = 0,92 \dots 0,98$, ашық берілістер үшін $\eta = 0,8 \dots 0,92$.

Ашық күш берілісінің аунақтарының айналмалы жылдамдығы 10 м / с -ден артық болмауы тиіс, жабық берілістер үшін – 20 м / с

Берілістің есептелуі. *Үйкелісті берілістердің критерийі тербелу денелері жұмыс беттерінің тозтөзімділігі болып табылады.* Жұмыс барысында тербелу денелері бетінде аунақтардың жұмыс беттерінде қажу тоздыруын тудыратын циклмен өзгертін түйіспе кернеулер пайда болады (31.3-сур.). Гук заңына (металдар мен текстолит) бағынатын материалдардан жасалған аунақтар үшін ең үлкен түйіспе кернеулер материалдың қарсыласуынан белгілі a_H Герц формуласымен есептеледі:



Q
31.3-сур.

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q E_{np}}{2\pi(1 - \nu^2) \rho_{np}}},$$

мұндағы $q = Q/b$ — түйіспе
сызығының бірлік ұзындығына
номиналды жүктеме,

b — аунақтар ені; $\sigma_{II} E_{пр} =$
 $E_1 + E_2$ ρ

12_

аунақтар материалдары серпімділігінің төмендетілген модулі;
 $r_{пр} = \frac{1}{2} \sqrt{D^2 + D^2}$

аунақтар қисықтығының төмендетілген радиуысы; v —
 аунақтар материалының Пуассон коэффициенті. $v = 0,3$ кезінде

$$a_H = 0,418 \sqrt{R_{пр}}$$

31.3. **ҮЙКЕЛІСТІ ҚҰБЫЛТҚЫШТАР**

Құбылтқыш немесе **сатылы емес беріліс** дегеніміз беріліс қатынасының бірқалыпты өзгерісіне арналған механизм.

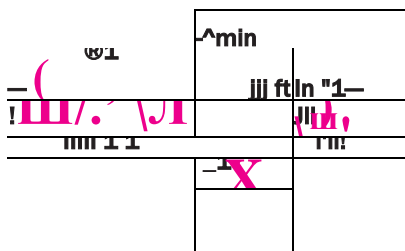
Машинажасауда үйкелісті құбылтқыштар қуаты аз шамадан онға дейін тіпті жүздеген киловатқа дейін тербелетін күш жетектерінде пайдаланылады. Құбылтқыштар бір және екі сатылы болады.

Кез келген құбылтқыштың негізгі кинематикалық сипаттамасы азына бөлінген максималды беріліс қатынасына тең **Д реттеу диапазоны** болып табылады:

$$D = \frac{m_i}{u_n}$$

Бірсатылы құбылтқыштар үшін басым мәндер $D = 3 \dots 6$. Реттеу диапазонының артуымен құбылтқыштың ПӘК төмендейді.

31.4-сур. өстері өзара перпендикуляр болатын **мандайша құбылтқыштың** сызбасы салынған, ал жетек білігі жылдамдығының өзгеруі аунақшаның өстік ауысуына байланысты болады. Мандайша құбылтқыш жетекшінің бір жақты айналымымен жетектегі біліктің кері айналуына мүмкіндік береді. Мандайша берілісте не аунақша не қапталмен жұмыс істейтін диск жетекші буын бола алады.



Мандайша құбылтқыштың беріліс саны $i = \omega_1 / \omega_2 = x / \Gamma$, реттеу диапазоны $D = u_{max} / u_{min}$

$$= \frac{R_{max}}{R_{min}}$$

Қарқынды тозу мен ПӘК төмендеуіне әкелетін геометриялық сырғанауды азайту үшін, аунақшаның

жұмыс бетін дөңес етіп жасайды, бірақ бұл кезде түйіспе аймағы азаяды, демек түйіспе кернеулер артады.

31.5-сур. параллель өстері бар екі конустық құбылтқыш сызбасы берілген. Беріліс қатынасының өзгерісі 1 және 2 конустық аунақтарының жұмыс беттерінің арасында қысылған 3 аралық цилиндрлік аунақтың бұранда механизмі арқылы ауыстыру есебінен болады.

$U_{\max} = D_{\max} / D_{\min}$, а $U_{\min} = D_{\min} / D_{\max}$ болғандықтан, реттеу диапазоны $D = U_{\max} / U_{\min} = D_j^x / D^{nin}$ болады.

Құрғақтай және май ваннасында жұмыс істей алатын торо құбылтқыштар – ең жетілгендердің бірі. 31.6-сур. өсестік торо құбылтқышының сызбасы (В.А. Светозаровтың құрылмасы) салынған. Құбылтқыш екі өсесті аунақтардан тұрады, олардың тороидальды жұмыс беті және екі аралық аунақшалары бар, өстерінің енісі бір мезгілде өзгере алады, осының есебінен беріліс қатынасы өзгереді. Тороидальдық құбылтқыштарды реттеу диапазоны

$$D = R_{\max} / R_{\min} = 3 \dots 6,25.$$

Торо құбылтқыштары төменгі геометриялық сырғанаумен және 0,95 дейінгі жоғары ПӘК ерекшеленеді. Торо құбылтқыштары 1,5-тен 20 кВт-қа дейінгі қуаттылықтар үшін нормаландырылған.

Сипатталғаннан басқа, үйкеліс құбылтқыштарының басқа да көптеген құрылмалары бар, мысалы, шар тәріздес, көпдіскілі, жылжымалы конустарымен және т.б.

Құбылтқыштардың үйкеліс жұбының есебі тұрақты беріліс қатынасымен үйкелісті берілістерді есептеуге ұқсас орындалады.

32-тарау

БЕЛДІКТІ БЕРІЛІСТЕР

32.1. ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

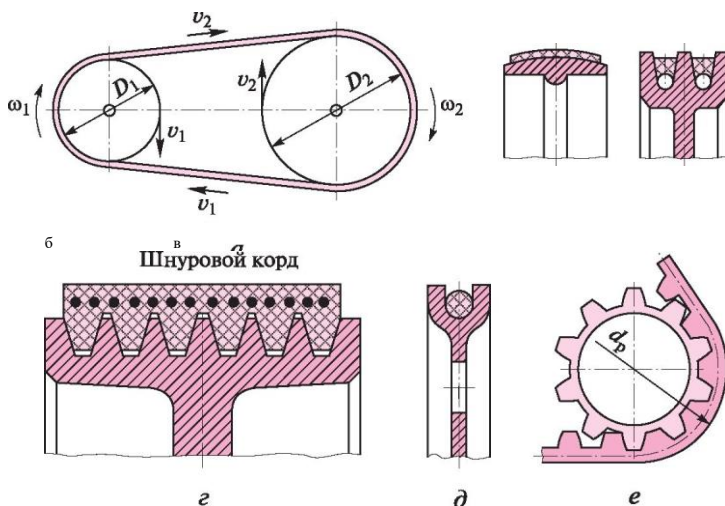
v

Белдікті беріліс дегеніміз – біліктерге бекітілген және тегерді қамтитын жетек белдіктің шексіз икемді байланысы бар тегер көмегімен айналмалы қозғалысты қалыптастыру үшін қызмет ететін механизм (32.1, а-сур.).

Белдікті берілістер машинажасаудың барлық салаларында қолданылады және механикалық берілістердің көне түрлерінің бірі болып табылады.

Көп жағдайларда белдікті берілістер *төмендету* ретінде орындалады.

Белдікті берілістердің *артықшылықтары*: құрылымы мен қолданылуының қарапайымдылығы; жетекті белдіктің айтарлықтай икемділігіне байланысты жұмыстың бірқалыптылығы мен шусыздығы; алыс қашықтыққа (15 м



және одан көп) алынатын біліктердің айналу берілісінің мүмкіндігі; құнының төмендігі.

Кемшіліктері: жетекті белдіктердің шыдаммерзімділігі төмен; салыстырмалы үлкен габаритті өлшемдері; біліктері мен олардың тіреуіштерінің жоғары жүктелуі; белдік берілістердің көптігі беріліс санының тұрақсыздығы.

Жоғарыда көрсетілген артықшылықтар мен кемшіліктер

күрделі берілістердің жоғары жүрісті сатысында белдікті берілістің пайдалануын қолайлы етеді; ең бастысы – электр қозғалтқышының білігіне жетекші тегерді орнату. Қазіргі заманғы белдікті берілістер күштерінің қуаты 50 кВт асуы сирек болады, себебі үлкен қуатта олар өте үлкен.

Беріліс белдігін қима бейініне байланысты келесідей жіктеуге болады (32.1-сур.): *б* – жазықбелдікті; *в* — сынабелдікті; *г* — жартылайсынабелдікті; *д* — дөңгелекбелдікті; *е* — тістібелдікті; алдыңғы төртеуі – *үйкеліс берілісі*, соңғысы – *ілініс берілісі* болып табылады.

Қазіргі заманғы машинажасауда ең көп қолданысқа сынабелдікті берілістер ие, жартылайсыналы және тісті белдіктер, сонымен бірге синтетикалық материалдардан жасалған беріктігі мен шыдаммерзімділігі жоғары жазық белдіктер қолданысы артып келеді. Дөңгелекбелдікті берілістерді аз қуатта қолданады, мысалы, аспаптарда, үстел станоктарында, үй тұрмысындағы машиналарда және т.б.

Белдікті берілістердің кинематикасы. Барлық берілістердің *и* беріліс қатынасы, оның ішінде белдікті де формуламен анықталады:

$$\frac{L_{ю}, n_{и}}{Ю 2 n}$$

мұндағы $ю_1, n_1$ және $ю_2, n_2$ — жетекші және жетектегі тегерлердің сәйкесінше бұрыштық жылдамдығы мен айналдыру жиілігі жылдамдығы.

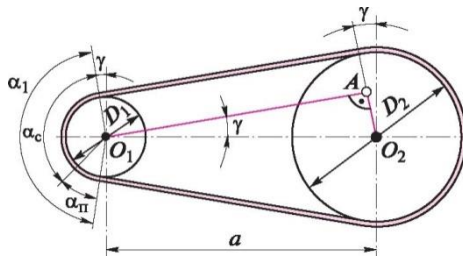
Жетекші тегерге келетін белдік тармағы *жетекшіі*, ал қашатыны *жетектегі* деп аталады (32.1, а-сур.). Жетекші және

$$v_1 \quad a_1 D_1 = n D_1 n_1 \quad \text{—} \quad \text{ю}_2 D_2 = n D_2 n_2 \\ = 60'$$

жетектегі тегерлердің айналмалы жылдамдықтары формулалармен анықталады:

мұндағы D_1, D_2 — осы тегерлердің диаметрі.

Белдікпен жанасатын тегер тоғынының доғасы *қапсырым доғасы*, ал оған сәйкес келетін орталық бұрыш *қапсырым бұрышы* деп аталады және *a* арқылы белгіленеді (32.2-сур.). Әлбетте қуаттың берілісі кезінде белдікті берілістің көмегімен жетекші тармақ үлкен керіліске ие болады.



32.2-сур.

Жетекші тегердің тоғынымен бірге белдікті ауыстыру кезінде қапсырым доғасында белдіктің әрбір элементі керілістің үлкен аймағынан кіші аймағына ауысады, нәтижесінде белдік элементтері қысқарады және біршама тегерден артында қалады. Жетектегі тегерде, керісінше, белдік тегерді басып озады. Нәтижесінде белдіктің жетекші тармағының v_1 жылдамдығы және жетекші тегердің айналу жылдамдығы белдіктің жетектегі тармағының v_2 жылдамдығынан және жетектегі тегердің айналу жылдамдығынан артық болып шығады, яғни $v_1 > v_2$.

Жетекші тегердің иілісі кезіндегі белдіктің жылдамдығын жоғалту құбылысы **үйкеліс берілісінің жұмысы кезінде серпімді сырғанаудың** нәтижесі болып табылады. Үйкелісті берілістерді зерттеу кезінде біз серпімді сырғанауды кездестіргенбіз.

Эксперименттік зерттеулер көрсеткендей, серпімді сырғанау қапсырымның барлық доғасы бойымен пайда болмайды, сол себепті $a = a_n + a_c$ мұндағы a_n – салыстырмалы тыныштық доғасына сәйкес келетін бұрыш, ал a_c – серпімді сырғанау доғасына сәйкес келетін бұрыш (32.2-сур.) . Жіберілген жүктеменің өсуімен тыныштық доғасының мәні азаяды.

Қапсырымның бүкіл доғасының бойымен сырғанау жүргенде және қуат берілісі тоқтағанда, серпімді сырғанауды берілістің тығылып қалуымен шатыстыруға болмайды.

Белдіктің серпімді сырғанауы және жылдамдықтың салыстырмалы шығыны $e = (v_1 - v_2)/v_1$, бұдан $v_2 = v_1(1 - e)$. $e = (v_1 - v_2) / v_1$ **сырғанау коэффициенті** арқылы сипатталады, мұндағы $v_2 = v_1(1 - e)$.

Сырғанау коэффициенті өлшемсіз сан болуы ($e = 0,01 \dots 0,02$) немесе пайызбен берілуі мүмкін.

Осылайша, үйкеліспен белдікті берілістің беріліс қатынасы

тең

$$u = \frac{2v_1 D_1}{2v_2 D_2 D_1(1-e)}$$

Сырғанау коэффициенті берілетін жүктемеге байланысты болады, сондықтан үйкеліспен белдікті берілістің беріліс қатынасы қатаң тұрақты мән болып табылмайды. Шамамен қабылдауға болады

$$u = \frac{A}{A'}$$

Серпімді сырғанау болмаған жағдайда, тісті-белдікті берілістер формула бойынша есептелген беріліс қатынасының тұрақтылығын қамтамасыз етеді:

$$u = \frac{z_1}{z_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{A}{A'}$$

мұндағы z_1, z_2 — жетекші және жетектегі тегерлер тістерінің саны.

Белдікті берілістер геометриясы. 32.2-сур. шексіз белдегі бар ашық белдікті берілістің сызбасы көрсетіледі. Осындай берілістің L_p белдігінің есептелу ұзындығы a өсаралық арақашықтығы мен тегердің D_1 және D_2 диаметрлеріне байланысты формула бойынша анықталады

$$L_p = \frac{2a}{\cos \alpha} \left[\frac{n(D_1 + D_2)}{2} + (A - D_1)^2 \right] + 4a \cdot$$

Шексіз белдіктердің есептелген ұзындығы (сыналы, көпсыналы, жоғары жылдамдықты жазық, тісті) ең жақын стандартты мәнге дейін дөңгелектенеді, содан соң соңғы өсаралық арақашықтықты формула бойынша анықтайды

$$a = 0,25 \sqrt{(L - w) + J(L - w)^2 - 8yJ}$$

мұндағы

$$w = \frac{n(D_1 + D_2)}{2}; y = \frac{(D_2 - D_1)^2}{4}$$

Ашық берілістерге арналған кішкентай тегергіде a қапсырым бұрышы тең

$$a = i80^\circ - 2y = i80^\circ - \frac{D - D_1}{2} = a_n$$

$$= 180^\circ - D - Di - 57^\circ - a$$

Белдік тармақтарының арасындағы бұрыш

$$2y = 180^\circ - a.$$

Ашық белдік берілістердің құрылымы кезінде кіші тегердегі қапсырым бұрышы беріліс санының ұлғаюымен және өсаралық қашықтықтың азаюымен азаяды, сондықтан есептеу тәжірибесіне a , a , және u мәндері үшін шектеулер қойылады.

Жазықбелдікті берілістер үшін:

$$[a] > 150^\circ, a > 2(D_1 + D_2), u < 5;$$

Сынабелдікті берілістер үшін:

$$[a] > 90^\circ, a > 0,55d + d_2 + h$$

(h — белдік қимасының биіктігі; әрекет етуші стандарттарға сәйкес жазықбелдікті берілістер тегерлерінің диаметрлері D арқылы белгіленеді, ал басқа белдікті берілістер үшін — d), $u < 10$.

Бұдан басқа, қапсырым бұрышының шамасына көлденең және еңкіш ашық берілістердің белдіктің саңылауына әсер ететінін ескеру керек. Сол себепті *жетектегі тармақ жетекшіден жоғары орналасуы керек*, өйткені біріншісінің керілісі төмен болуына байланысты саңылауы көп болады және тегерлердегі қапсырым бұрышы артады, бұл берілістің жұмысына жағымды әсер етеді.

Белдіктердегі күштер мен кернеулер. $F = 2T / D$ айналдыру күшінің берілісі үшін белдіктердің F_0 уақытша керілісі есебінен белдік пен тегер арасында F үйкеліс күші құрылады (32.3-сур.). T айналмалы моментінің берілісі кезінде белдіктің тепе-теңдігі жағдайынан теңдеу жазуға болады:

$$(32.1)$$

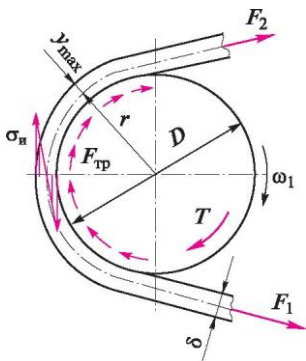
$$F = F_{\text{тр}} = F_1 - F_2,$$

мұндағы F_b F_2 — жетекші және жетектегі тармақтардың керілісі.

Тығылып қалу шекарасында беріліс жұмысы кезінде жетекші және жетектегі тармақтар керілісінің арақатынасы цилиндр арқылы (центртепкіш күштерді есепке алмағанда) ауысқан созылмайтын жіп үшін алынған Л. Эйлер теңдеуі бойынша анықталады:

$$F_1 = F_2 e^{fa},$$

мұндағы e — натурал логарифмі негіздемесі; f — үйкеліс коэффициенті; a — қапсырым бұрышы. Бұл формуладан белдікті берілістің жүктелу қабілеті f және a артуымен өсетіні көрініп тұр.



32.3-сур.

Белдіктің геометриялық ұзындығы жүктемеге байланысты болмағандықтан, жүктелген және жүктелмеген берілістердегі тармақтардың жалпы кернеуінің теңдігін жазуға болады:

$$F_1 + F_2 = 2F_0, \quad (32.2)$$

теңдіктерінен (32.1) және (32.2) шығатыны:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Тегерге белдіктің қалыпты қысымының күштерін азайтатын белдік берілісінің жүктемелік қабілеті центртепкіш күштердің әсерінен төмендейді, демек бір мезгілде тармақтар керілісін арттыра отырып, үйкелістің максималды күшін төмендетеді.

Белдіктегі F_0 уақытша керілісінен σ_{T0} уақытша кернеуі $\sigma_{T0} = F_0 / A$ тең, мұндағы A — белдіктің көлденең қимасының аумағы.

F_t айналмалы күшінің белдіктің көлденең қимасының ауданына арақатынасы пайдалы кернеу деп аталады және k арқылы белгіленеді:

Жұмыс жүктемесінен белдік тармақтарындағы кернеулер

$$\sigma_{T1} = \sigma_{T0} \frac{k}{2}; \quad \sigma_{T2} = \sigma_{T0} - \frac{k}{2}.$$

және σ_{T2} тең

Центртепкіш күштердің әсерінен белдіктегі кернеу жұқа айналмалы сақинадағы кернеулерге арналған материалдың кедергісінен белгілі формула бойынша анықталады, атап айтқанда: $a_v = \rho v^2$, мұндағы ρ — белдік материалының тығыздығы; v - тегердің айналмалы жылдамдығы. Берілістің жұмысқа қабілеттілігіне центртепкіш күштердің әсері жоғары жылдамдық кезінде байқалады ($v > 25$ м/с).

Жоғарыда көрсетілген кернеулерден басқа, тегерлердің иілу кезінде белдікте σ_{H} иіліс кернеулері пайда болады (32.3-сур. қараңыз). Гук заңы белдіктің материалы үшін жарамды екенін болжай отырып, материалдар кедергісінен белгілі заңдылықты

$$\sigma_{H} = E\varepsilon = \frac{E\delta_{\max}}{r - D/2 + 5/2} \sim D \blacksquare$$

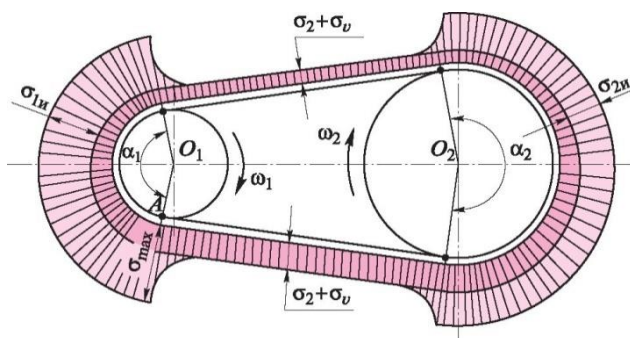
жаза аламыз:

Белдіктің қалыңдығы 5 тегердің D диаметрімен салыстырғанда аз болғандықтан, бөлімде $5/2$ мәнін елемейміз.

Мұнда E — белдік материалының серпімділік модулі; ε — белдіктің салыстырмалы ұзаруы; r — белдіктің бейтарап қабатының қисықтық радиусы; u_{\max} — бейтарап өстен ең алыс жойылған талшыққа дейінгі қашықтық. Иіліс кернеулерінің эпюрасы 32.4-сур. көрсетілген.

Соңғы формуладан көрініп тұрғандай, иіліс кернеулерінің мәнін анықтайтын негізгі факторы — бұл белдіктің қалыңдығының тегердің диаметріне қатынасы. Әдетте иіліс кернеулері тегердің диаметріне пропорционалды, сондықтан

олар шағын тегер белдігінің иілген кезінде үлкен мәнге ие болады.



32.4-сур.

Белдіктегі максималды кернеулер $\sigma_{\max} = \sigma_{t1} + \sigma_{tn} + \sigma_{t1i}$ тең; олар жетекші тегерге белдіктің іске қосылған орнында туындайды (32.4-сур. А нүктесін қараңыз, онда беріліс жұмысы кезінде белдіктегі кернеу эпюрасы көрсетілген).

Белдікті берілістерде энергия шығыны белбеудің серпімді сырғанауға байланысты оның иілісі кезінде белдіктегі ішкі үйкелуден, біліктерде ауаның кедергісі және білік тіреуіштеріндегі үйкеліспен байланысты. Белдік берілістерінің ПӘК бағдарлау шамалары $\eta = 0,87 \dots 0,98$, ал V-сынабелдікті берілістің ПӘК жазықбелдікті берілістерге қарағанда аз.

Белдікті берілістердің жұмысқа қабілеттілігі критерийлері. Үйкелісті берілістердің жұмысқа қабілеттілігінің негізгі критерийлері белдіктің тартқышты қабілеті мен шыдаммерзімділігі болып табылады. Тісті-белдікті берілістердің жұмысқа қабілеттілігі критерийлері белдіктің беріктігі мен оның шыдаммерзімділігі болып табылады.

Белдікті берілістің **тартқышты қабілеті** – оның берілген жүктемені ішінара немесе толық жылжудан беру қабілеті.

Үйкелісті белдікті берілістерді есептеудің негізгі әдісі белдіктердің жеткілікті шыдаммерзімділігіне байланысты жоғары ПӘК қамтамасыз ететін берілісті тартқышты қабілеті бойынша есептеу болып табылады.

Белдікті берілістердің тартқышты қабілеті берілістің жүктелу дәрежесіне байланысты ПӘК η қисықтарымен (%) біріктірілген салыстырмалы сырғанаудың тәжірибелік қисықтарымен ϵ (%) сипатталады (32.5-сур.). Соңғысы абсцисс өсі бойынша құрастырылған ϕ **тартқыш коэффициентімен** сипатталады және тең

$$F - F_2 \quad F_t$$

$$\Phi F + F_2 = 2F_0$$

бұдан айналмалы күш

$$F_t = 2F_0\phi. \quad (32.3)$$

32.5-сур. ϕ тартқыш коэффициентінің кейбір ϕ қатерлі мәнінің артуы кезінде ϕ -ға пропорционалды белдіктің серпімді сырғанауы байқалып тұр, π берілісінің ПӘК ең жоғары мәнге дейін артады. ϕ_0 -тен $\phi_{\text{тах}}$ -ке дейін тартқыш коэффициентін көбейту кезінде берілістің жұмысы тұрақсыз болады, ішінара жылжу пайда болады, ал берілістің ПӘК күрт төмендейді. $\phi_0 = \phi_{\text{тах}}$ болған кезде толық жылжу мен қуат берілісі тоқтатылады.

Осылайша, белдіктің ұтымды қолданылу шегі лимиті ϕ_0 тартқыш коэффициентінің мәнімен сипатталады. Ішінара жылжу аймағы қысқамерзімді жүктемелерді ауыстыру берілісінің қабілетін сипаттайды. Тартқыш коэффициентінің оңтайлы мәндері саналады: $\phi_0 = 0,4 \dots 0,6$ жазықбелдікті берілістер үшін (белдік материалына байланысты) және сынбелдікті берілістер үшін $\phi_0 = 0,6 \dots 0,75$.

Теңдіктің екі бөлігін А белдігі көлденең қимасының аумағына бөліп (32.3), $\phi = \phi_0$ кезінде k_0 берілген пайдалы кернеуін аламыз:

мұндағы σ_{t0} — уақытша кернеу.

Кернеудің уақытша деп аталуы ол белдік сынағының белгілі бір шартына сәйкес келуінен, атап айтқанда: 1) жетекші

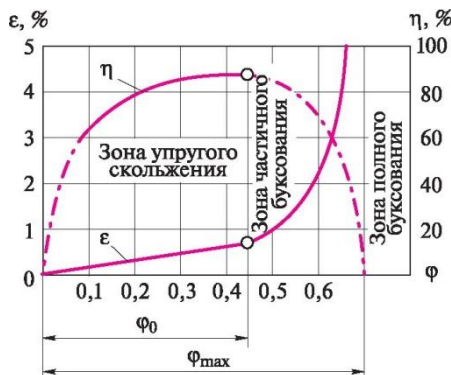
$$k_0 = \frac{2y_0 F_0}{A} = 2\phi_0 \sigma_{t0},$$

тегердегі қапсырым бұрышы $\alpha_x = 180^\circ$; 2) белдік жылдамдығы $v = 10$ м/с;

3) беріліс ашық көлденең; 4) жүктеме бірқалыпты, тыныш.

Нәтижесінде пайдалы шиеленіс белдіктерді үйкеліс арқылы есептеуге негізделеді.

32.5-сур.



Белдіктің **шыдаммерзімділігі** деп оның шекті күйінің басталуына дейін өзінің жұмысқа қабілеттілігін сақтау қасиетін айтады. Белдіктің шыдаммерзімділік саны көбінесе сағат бойынша өлшенетін **техникалық ресурспен** бағаланады.

Қалыпты пайдалану жағдайында белдіктің шыдаммерзімділігі негізінен кернеудің ең жоғары кернеуінің шамасына және кернеудің өзгеру циклдерінің жиілігіне, басқаша айтқанда, бірлік уақытына арналған белдік иілісі санына байланысты оның қажу кедергісімен анықталады. N кернеуінің өзгеру циклдерінің жиілігі секундына келетін белдіктер жүгіріс саны арқылы көрсету ыңғайлы, белгіленуі:

$$\Pi=L,$$

мұндағы v — белдік жылдамдығы; L — белдік ұзындығы. Сонда

$$N = 3600n_z m L_h,$$

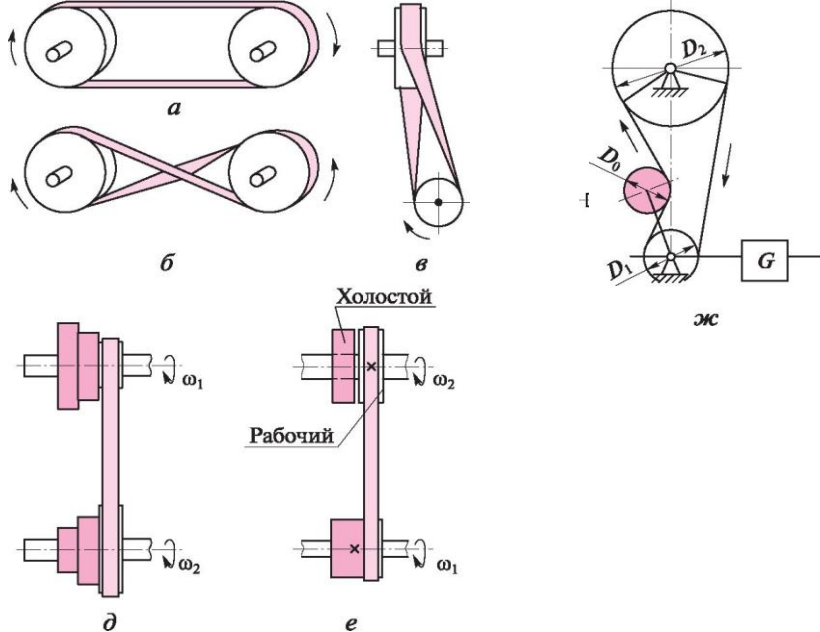
мұндағы z_m — берілістегі тегерлер саны; L_h — белдік ресурсы (ГОСТ бойынша «Жетектегі сыналы нормал қималардың белдіктері», белдіктердің ресурсы T арқылы белгіленеді).

Кішірек тартқыштың диаметрі белдіктің шыдаммерзімділігіне кіші тегер диаметрінің айтарлықтай әсер ететінін ескеру керек, сондықтан тегерлердің рұқсат етілген диаметрлерінің ең азы белгіленеді. Тегердің диаметрі азайған кезде иіліс кернеулері артады және ішкі үйкелістің себебінен белдіктің температурасы күрт өседі.

Шарт бойынша секундына белдіктің жүгіру санын шектей отыра, жетектегі белдіктердің шыдаммерзімділігін шамамен қамтамасыз етуге болады:

$$\Pi = L < [\Pi],$$

мұндағы v — белдік жылдамдығы; L — белдік ұзындығы; $[\Pi]$ — белдік жүгірісінің рұқсат етілген саны; жазықбелдіктер үшін $[\Pi] < 5 \text{ с}^{-1}$, сыналылар үшін $[\Pi] < 15 \text{ с}^{-1}$, көпсыналылар үшін $[\Pi] < 30 \text{ с}^{-1}$, жазық синтетикалық белдіктер үшін $[\Pi] < 50 \text{ с}^{-1}$.



32.6-сур.

ЖАЗЫҚ БЕЛДІКТІ БЕРІЛІСТЕР

Жазық белдікті берілістердің ең үлгілік сызбалары 32.6-сур. берілген: **а** – **ашық** (біліктер өстері параллельді, тегерлер бірдей бағытта айналады); **б** – **айқышты** (біліктер өстері параллельді, тегерлер қарама-қарсы бағыттарда айналады); **в** – **жартылай айқышты** (біліктер өстері айқасады); **г** – **бұрыштық** (бағыттаушы аунақшаларымен, біліктер өстері қиылысады немесе айқасады); **д** – **сатылы тегерлерімен** (реттелетін беріліс); **е** – **бос тегері бар** (жетекшінің үздіксіз айналуы кезінде жетектегі біліктің қосылу мен тоқтатылуы үшін қолданылады); **ж** – керілетін аунақшаларымен (кіші аунақшалары өсаралық қашықтықта және <10 үлкен беріліс саны кезінде пайдаланылады, керілген аунақша және тегердің қапсырым бұрышын арттырады және белдіктің тұрақты керілуін автоматты түрде қамтамасыз етеді).

Ашық жазық белдікті берілістер жиі таралған. Өзгелермен салыстырғанда, олар белдіктің жоғары жүктелу қабілетіне, ПӘК және шыдаммерзімділігіне ие.

Жазықбелдікті берілістерге ПӘК $q = 0.93 \dots 0.98$. Ашық берілістің беріліс саны және <5 ; керілу аунақшасымен және <10 .

Жазық белдікті берілістердің үлкен өсаралық қашықтықта орналасқаны дұрыс; сонымен қатар олар салыстырмалы түрде

арзан, олардың белдіктерінің икемділігі үлкен және шыдаммерзімділігі жоғары, тегерлер құрылмасы бойынша қарапайым. Жазық белдікті берілістер өте жоғары белдік жылдамдықтарында (100 м / с дейін) қолданылады.

Жетек белдіктер материалына қойылатын жалпы талаптар келесілерден тұрады: қажу кедергісінің жеткілікті дәрежесі, статикалық беріктігі және тозуға төзімділігі, үйкелістің жоғары коэффициенті, икемділігі (созылу иен иілудегі аз қатаңдық), сондай-ақ құнының төмендігі және тапшы еместігі.

Жазық белдіктер былғары, жүн, мақта, резеңке маталы және синтетикалық болуы мүмкін.

32.3.

СЫНАБЕЛДІКТІ БЕРІЛІСТЕР

Әдетте **сыналыбелдікті беріліс** деп бір немесе бірнеше белдіктермен ашық берілісті айтады. Белдіктің жұмыс беттері оның бүйірлі жақтары.

Жазық белдіктерімен салыстырғанда сыналыбелдікті берілістердің тартқыш қабілеті жоғары болады, аз өсаралық қашықтыққа ие, кішкентай тегердің кіші қапсырым бұрышын және үлкен беріліс санын береді ($\mu < 10$). Алайда стандартты сына белдіктер оның ұзындығы бойымен белдік енінің шарасыз айырмашылығына байланысты және жетек жүйенің бұралу тербелісінің мүмкіндігі мен белдіктің бір жүгірісіне беріліс қатынасының тұрақсыздығының салдарынан 30 м/с астам жылдамдыққа жол бермейді. Сыналыбелдікті берілістер 400 кВт-қа дейінгі жеке жетектерде кеңінен қолданылады. Сыналыбелдікті берілістердің ПӘК $\Pi = 0,87 \dots 0,97$.

Көпсыналы белдікті берілістерде сыналы белдіктеріне тән кемшіліктердің көбі жоқ, бірақ соңғысының артықшылығын сақтайды. Көпсыналы белдікті берілістер резеңке-мата жазық белдігінің икемділігімен салыстырылатын икемділікке ие, сондықтан олар бірқалыпты жұмыс істейді, кішкене тегер берілісінің ең аз диаметрінің азын алуға болады, беріліс санын $\mu < 15$ -ке, ал белдіктің жылдамдығын 50 м/с-ге дейін ұлғайтуға болады. Беріліс үлкен демпфирлеу қабілетіне ие.

Сыналы және көпсыналы белдіктер. Сыналы жетек белдіктері $\phi_0 = 40^\circ$ сына бұрышы бар трапециалды қиманың резеңкелік-маталық материалдарынан жасалған. Трапецияның неғұрлым кең негізінің W ені оның T биіктігіне қатынасынан сыналы белдіктер қалыпты қималар (W/T және 1,6, 32.7-сур.);

тар (W/T және 1,2); кең (W/T және 2,5 және одан көп, сыналы белдіктер вариаторлары үшін қолданылады) табылады.

Қазіргі станоктардың өнеркәсіптік мен уақытта жетектері, қондырғылар стационарлық

ауылшаруашылық машиналары үшін жоспарланған нормал

қиманың сыналы белдіктері стандартталған. Мұндай белдіктерді бақылаудың негізгі өлшемдері мен әдістері ГОСТ 1284.1-89 бойынша реттеледі; 32.7-сур. қималардың белгіленулері көрсетілген. ЕО қимасының белдіктері тек жұмыс істеп тұрған машиналар мен қондырғылар үшін қолданылады. Стандартты белдіктер екі түрде: -30 до +60 °С ауа температурасында жұмыс істейтін қалыпты және тропикалық климат үшін және -60 до +40 °С жұмыс істейтін суық және қатты суық климат үшін дайындалады. Сыналы белдіктер (32.8, а, б-сур.) резеңке немесе резеңке-мата жасалған созылу қабатынан 1, химиялық талшықтардың материалдарына негізделген тасымалдаушы қабаттан 2 (сыммата немесе сымбау), резеңке сығылу қабатынан 3 және резеңкеленген матадан жасалған орамнан 4 тұрады. 32.8-сур. сыммата, сымбау құрылмасы белдігінің қимасы көрсетілген. Сымбау белдіктері жоғары жылдамдықты берілістерде икемдірек және шыдаммерзімді. Нормал қималарының белдігі үшін рұқсат етілген жылдамдық $v < 30$ м/с. А, В және С белдіктерінің қимасы икемділікті арттыру үшін кесу немесе құю арқылы алынған ішкі бетіндегі тістермен (ойықтармен) жасалуы мүмкін (32.8, в-сур.).

Жоғарыда аталған жетек сыналы белдіктерден басқа сыналы желдеткіш белдіктер (автомобиль, тракторлар мен

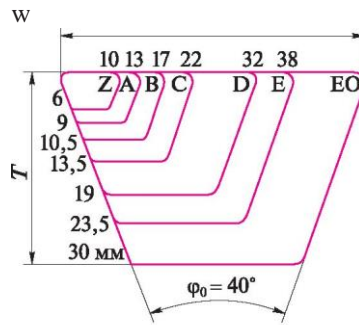
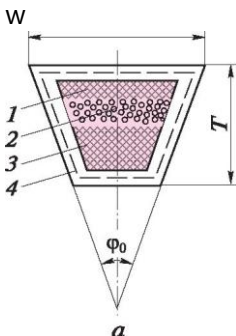
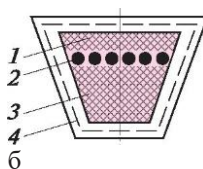


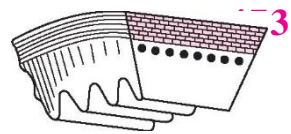
Рис. 32.7



32.8-сур. а



б



комбайндар қозғалтқыштары үшін) және сыналы жетек
белдіктер (ауылшаруашылық машиналары үшін)
стандартталған.

Егер иілісті белдіктің екі бағытта жұмысы істеуі қажет болғанда, алты қырлы (екі сыналы) белдіктер қолданылады.

Нормал қималар белдіктеріне қарағанда, 1,5-2 есе артық қуат беретін **тар сыналы белдіктер** өте перспективті. Тар белдіктер кіші тегердің шағын диаметріне мүмкіндік береді және 50 м/с жылдамдығына дейін жұмыс істейді, берілістері аса жинақы шығады. Осы белдіктің төрт қимасы жеті нормал қиманы ауыстырады.

Тар белдіктер беріктігі жоғары синтетикалық сымнан тұратын тасымалдаушы қабаттың ені бойымен жүктемені жақсы бөлу есебінен жоғары тартқыш қабілетке ие. Тар белдіктерді пайдалану белдік берілістерінің материал сыйымдылығын айтарлықтай төмендетеді.

Бірнеше белдіктері бар сыналы белдікті берілістерде ұзындықтарының әртүрлілігі мен серпімді қасиеттерінің біркелкі еместігіне байланысты белдіктер арасындағы жүктеме әркелкі бөлінетінін атап өткен жөн. Сондықтан берілісте 8-12 белдіктен артық пайдалануға болмайды.

Көпсыналы белдіктер (32.1, г-сур.) – сыналы бунағы бар тегерлерде жұмыс істейтін төменгі жағында қабырғасы бар шексіз жазық белдіктер. Белдіктің бүкіл ені бойынша беріктігі жоғары синтетикалық сым бау салынған; осындай белдіктің ені бірдей беріліс күші бар нормал қиманың белдіктері жиынтығының енінен 1,5-2 есе аз. К, Л және М арқылы белгіленетін, 2-ден 50-ге дейін қабырғалары санымен, 400-ден 4000 мм-ге дейін белдік ұзындығымен және $\phi_0 = 40^\circ$ сына бұрышымен сымбау көпсыналы белдіктердің үш қимасын дайындайды.

Жазық белдіктерімен салыстырғанда сыналы белдікті берілістер **белдік пен тегер арасындағы f** үйкеліс коэффициентімен берілген шартты жоғары ілініс есебінен айтарлықтай тартқыш қабілетке ие. Сыналы сырғақ үйкелісі теориясының теориялық механикасында қарастырылатынан белгілі:

$$f' = f / \sin \alpha,$$

мұндағы **f** — жазықтықтағы үйкеліс коэффициенті (**f** = 0,3 шойын бойынша резеңкеленген мата үшін); **a** — тегер бунағының бейін бұрышы.

a = $\phi_0 = 40^\circ$ қабылдай отырып, алатынымыз:

$$f = f / \sin 20^\circ * 3f$$

Таким образом, при прочих равных условиях клиновые ремни способны передавать в три раза большую окружную силу, чем плоские. Осылайша, басқа да тең жағдайларда сыналы белдіктер жазыққа қарағанда, үш есе көп айналдыру күшін беруге қабілетті.

Сыналы белдікті берілістер тегерінің есептелген диаметрлері стандартты қатардан (мм) таңдалады: 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500 және т.т.

32.9-сур.

Әрі қарай белдіктің **v** айналмалы жылдамдығы формула бойынша анықталады:

$$v_i = \pi d_1 n_1 60'$$

мұндағы d_b n_l — шағын тегердің есептеу диаметрі мен айналу жиілігі.

Әрі қарайғы есептеу барысында берілістің барлық геометриялық параметрлері табылған.

а **өсаралық қашықтығы** алдын ала шарт бойынша анықталады

$$0,55(d_1 + d_2) + h < a < 2(d_1 + d_2),$$

мұндағы **h** — белдік қимасының биіктігі. Өсаралық қашықтықтың ұлғаюымен белдіктердің шыдаммерзімділігі артатынын есте ұстаған жөн.

L_p белдігінің есептелген ұзындығы 32.1-тараушасында келтірілген формула бойынша есептеледі және қатардан ең жақын стандартты ұзындығына дейін дөңгелектенеді (қима үшін) (мм): 800; 900; 1 000; 1 120; 1 250; 1 400; 1 600; 1 800; 2 000; 2 120; 2 240 және т.т., 6 300-ге дейін.

Содан соң 32.1-тараушасында келтірілген формула бойынша қабылданған стандартты құрылма белдіктің ұзындығына байланысты түпкілікті **a** өсаралық қашықтық анықталады.

Шағын тегердегі **a₁ қапсырым бұрышы** 32.1-тараушасында келтірілген формула бойынша есептеледі.

Бір белдік арқылы берілген **P_p қуаты** формула бойынша есептеледі:

$$P_p = P_0 C_q C_L$$

C_P мұндағы **P₀** — бір белдік арқылы берілген номиналды қуат (ГОСТ 1284.3—96 кестесі бойынша анықталады).

C_a — қапсырым бұрышының коэффициенті:

a°	180	160	140	120	90
C _a	1,0	0,95	0,89	0,82	0,68

C_L - стандартта көрсетілген **L_p** бастапқы ұзындығына белдіктің **L** қабылданған ұзындығы қатынасына байланысты белдік ұзындығының коэффициенті:

L/L _p	0,3	0,5	0,8	1,0	1,6	2,4
------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

C_L 0,79 0,86 0,95 1,0 1,1 1,2

(C_L мәнінің толық кестесі стандартта берілген); C_p — динамизм коэффициенті және жұмыс режимі (C_p мәнінің кестесі стандартта берілген).

Сыналы белдікті берілістің одан әрі есептелуі z белдік санын формула бойынша анықтауға мүмкіндік береді:

P

мұндағы P — жетекші біліктегі берілетін қуат; C_z — коэффициент z^2 кезінде жиынтықтағы белдік санын ескере отырып, енгізіледі:

z	2 — 3	4 — 6	Более 6
C_z	0,95	0,90	0,85

Во избежание значительной неравномерности распределения нагрузки между ремнями не рекомендуется в одной передаче использовать более 8 ремней нормального сечения и 12 узких ремней; число ремней мелких сечений не следует брать больше 6. Белдіктер арасында біркелкі жүктеменің таралуын болдырмас үшін бір берілісте нормал қиманың 8-ден артық белдігін және 12 тар белдікті пайдалануға болмайды; ұсақ қималар белдігінің саны 6-дан аспағаны дұрыс.

Сыналы белдікті берілістің білігіне жүктеме:

$$R = 2Fz \sin \alpha$$

мұндағы F_0 — бір белдік тармағының керілісі; α — шағын тегердің қапсырым бұрышы.

Бір белдік тармағы керілісінің F_0 шамасы формула бойынша есептеледі:

$$F_0 = \frac{0,85 P C_z}{z v C a} + \frac{C}{v^2}$$

мұндағы v — белдіктің айналмалы жылдамдығы; C — центртепкіш күштердің әсерін ескеретін коэффициент:

Белдік	... Z	A	B	C	D	E	E
$C, Н \cdot с^2/м^2$0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9	1,

Тар және көпсыналы белдіктері бар берілістер ұқсас әдістеме бойынша есептеледі. Бір тар белдікпен және 10

қабырғасы бар көпсыналы белдікпен тасымалданатын қуаттылық кестелері машина бөлшектерін курстық жобалау бойынша оқу құралдарында бар.

Көпсыналы белдіктерді есептеу кезінде z қабырғалар саны формуламен анықталады:

$$z = \frac{10P}{p} - p,$$

мұндағы P — жетекші білікте берілетін қуаттылық; P_p — 10 қабырғасы бар белдікпен берілетін қуаттылық.

Нормал қиманың сыналы 2[»] белдіктерінің шыдаммерзімділігін есептеу стандартпен белгіленеді. Белдіктердің $L_{\text{нсп}}$ орташа ресурсын пайдалануда орташа жұмыс режимі үшін 2 000 сағ. белгіленеді. Жұмыстың жеңіл, ауыр және өте ауыр режимдері үшін есептелген ресурс формула бойынша есептеледі: $L_{\text{нсп}} K_1 K_2$,

мұндағы K — жеңіл режим үшін — 2,5; ауыр режим үшін — 0,5; өте ауыр режим үшін — 0,25 тең жұмыс режимі коэффициенті; K_2 — климаты суық және қатты суық аудандар үшін — 0,75; басқа аудандар үшін — 1,0 тең пайдаланудың климаттық жағдайларын ескеретін коэффициент.

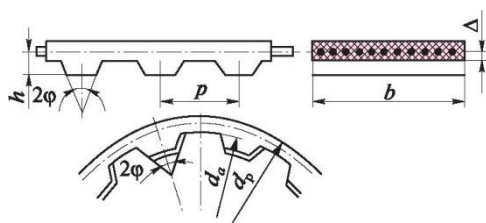
Үздіксіз кесу процесіне (жону, бұрғылау, ажарлау) арналған станоктардың жұмыс режимі жеңіл; жонғылау, тісті жонғылау станоктарының жұмыс режимі үшін орташа; сүргілеу, қашау, тісқашау және ағаш өңдейтін станоктары ауыр режимде жұмыс істейді; өте ауыр жұмыс режимі көтергіштер, экскаваторлар, тоқпақтар, ұсақтағыштар, ағаш кескіш жақтаулар және т.б. үшін деп есептеледі.

32.4. ТІСТІ-БЕЛДІКТІ БЕРІЛІСТЕР

Тісті-белдікті берілістер – машина жетектеріне арналған өте перспективті берілістің түрі.

Бұл берілістерде (32.10-сур.) ішкі бетіндегі трапециалды пішіндегі тістері бар шексіз жазық белдігі тісті шегері бар ілініске кіреді. Икемді байланыспен берілісті оның басқа түрлерімен салыстырғанда тісті-белдікті берілістердің бірқатар артықшылығы бар: сырғанаудың болмауы, жалпы өлшемдерінің шағындығы, біліктерге және олардың тіректеріне шағын жүктемелер (айналмалы күштен сәл асып немесе тең), белдіктің шамалы кермелеуі және жоғары ПӘК (0,94 ... 0,98).

32.10-сур.



Тісті-белдікті берілістер белдік жылдамдықтарында 50 м/с дейін, беріліс сандарында $n < 12$ және 100 кВт-қа дейінгі және одан да көп қуаттарда қолданылады. Тісті белдікті берілістер әдетте электр қозғалтқыштарынан машиналардың шығыс біліктеріне, мысалы, металкесікш станоктарға арналған жетектердегі берілісті төмендетеді.

Тісті белдіктердің резеңке немесе пластмассалық негізде орналасқан металды сымарқан, шыны талшық немесе полиамидті сым түрінде тасымалдаушы қабаты бар. Тозу төзімділігін арттыру үшін, тістер синтетикалық талшық матамен жабылған.

Беріліс жұмысында **p** айналмалы қадамының өзгермейтіндігін қатаң және берік көтергіш қаңқасының болуы қамтамасыз етеді (32.10-сур. қараңыз). Тісті-белдікті берілістердің тегерлерінің d_2 есептеу диаметрі тісті белдіктің тегерлерге кигізілген тасымалдаушы қабатының орнына сәйкес келеді.

Тісті белдіктің басты құрылма параметрі – t модулі:

$$m = p/p,$$

мұндағы **p** — айналу қадамы; t (мм) модулінің мәндері стандартталған— 2; 3; 4; 5; 7; 10.

32.5. тегерлер мен КЕРУ ҚҰРЫЛҒЫЛАРЫ

Тегерлер. Белдікті беріліс тегерінің негізгі құрылымдық элементтері: тасымалдаушы белдік; білікке орнатылған күпшек; күшпекті тоғынмен біріктіретін диск немесе шабақ.

Белдікті беріліс тегерлеріне арналған материалдар шойын, болат, жеңіл қорытпалар, пластмасса және ағаш болуы мүмкін.

Шойын тегерлер кеңінен таралған; олар сұр шойыннан құйылған құйма арқылы жасалады және 30 м/с дейін айналмалы жылдамдықта қолданылады; түрлендірілген шойын тегерлері үшін бұл жылдамдық жоғары болуы мүмкін (45 м/с дейін).

Болат шегерлер құйылған, дәнекерленген немесе жонылған болады. Болат құюды 45 м/с дейін айналмалы жылдамдықта пайдалануға болады; дәнекерленген тегерлер 60 м/с дейінгі жылдамдыққа жол береді.

Алюминий қорытпасынан жасалған тегерлер металл тегерлер арасында ең аз массаға ие және 100 м/с жылдамдықта қолданыла алады, себебі бұл қорытпалардың төмен

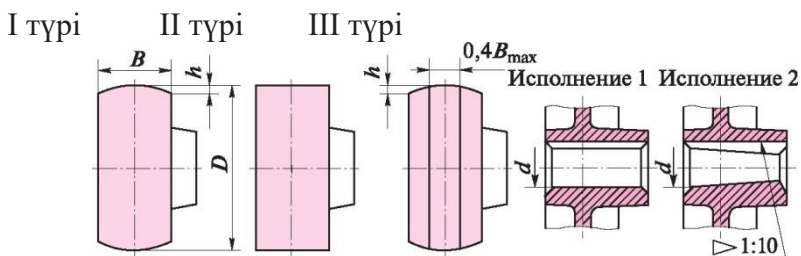
тығыздылығы центртепкіш жүктемені айтарлықтай төмендетеді.

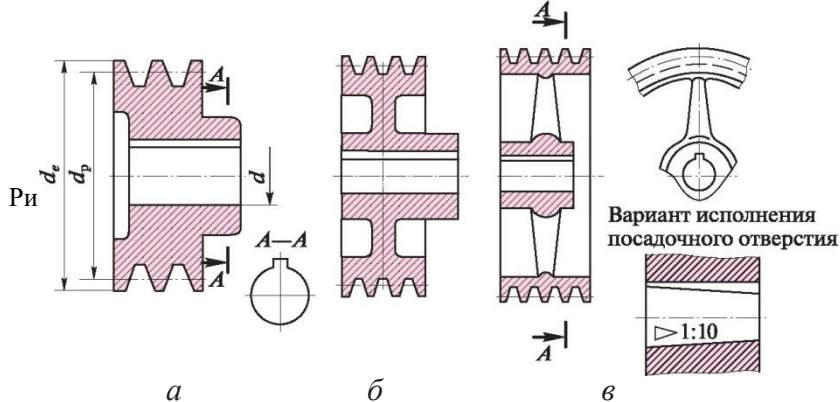
Металл емес тегерлер аз массаға, белдіктің тегерге үйкелісінің жоғары коэффициентіне ие, бірақ олардың жылу өткізгіштік және тозу төзімділігі металл тегерлерге қарағанда төмен.

5 м/с-ден астам айналмалы жылдамдықта жұмыс істейтін тегерлер статикалық теңдестіруге жатады.

Жазық белді берілістердің тегерлеріне арналған негізгі өлшемдері, құрылмалық ерекшеліктері мен техникалық шарттары цилиндрлік және конустық – қондыру саңылауы бар екі өнімділікпен тегерлердің үш түрін белгілейтін стандарттармен реттелген (32.11-сур.). Тегерлер жиегі тегіс жұмыс бетіне ие. 40 м/с асатын айналмалы жылдамдықта жұмыс істейтін тегер тоғыны бетінде белдік астынан ауаның шығуын қамтамасыз ететін белдік сақина бунақтары белдік пен тегер арасындағы іліністі нашарлататын ауа сынасының қалыптасуына жол бермес үшін жонылған болуы тиіс. Тегіс белдіктерді тегерлерден жылжып кетпес үшін олардың біреуін (әдетте жетектегін) шеңбер доғасы өстік қимада анықталған (I түрі) немесе ортасында цилиндрлік бетімен және конустық шеттерінің бойымен (III түрі) дөңес етіп жасалады, тоғыны h дөңестігінің көрсеткі шамасы тегер диаметрінің ұлғаюымен артады. Жиегінде үймектері мен 1:5 қондыру саңылауы бар тегерлерді шығаруға рұқсат етіледі. Серпімді сырғанау нәтижесінде белдіктің тозуын төмндету үшін, тегер жиектері бетінің кедір-бұдырлығы Ra 2,5 мкм-нен аспауы тиіс. Тегер жиегінің B ені стандартты қатардан (мм) белдіктің b еніне байланысты ГОСТ кестелеріне сәйкес қабылданады: 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100 және т.т. 250 дейін (ашық берілістер үшін $B = 1,1b + 10$ мм).

Сыналы белдікті берілістерге арналған тегерлердің негізгі өлшемдері және осы тегерлерге қойылатын техникалық талаптар стандартталған. Стандарт тегерлер құрылмаларының үш түрін белгілейді (32.12-сур.): a – есептеу диаметрі 100 мм-ге дейін монолитті; b – есептеу диаметрі 80-нен 400 мм-ге дейінгі дискілі; c – шабақтары бар және есептеу диаметрі 180-нен 1000 мм-ге дейін. Тегерлерді цилиндрлік немесе конустық қондыру саңылауымен жасауға болады.



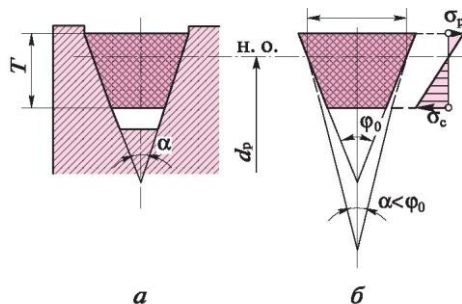


Сыналы белдіктер үшін бунақтар бейінінің a бұрышы тегерлердің есептелген диаметрі d_p –ге байланысты және $a = 34 \dots 40^\circ$ шегінде өзгереді (32.13, a -сур.). Бұл тегердің мықтап бұрылған кезінде белдіктің иілетініне байланысты; иіліс кернеулерінің эпюрасы және бейтарап өстің (б.ө.) орналасуы 32.13, b -сур. көрсетілген.

Созылған талшықтар аймағында белдікің көлденең өлшемдері азайып, сығылған талшықтар аймағында көбейеді, нәтижесінде тегердің бүгілу кезінде белдіктің сына бұрышы төмендейді және өзінің бастапқы $\phi_0 = 40^\circ \pm 1^\circ$ мәнінен аз болады. Тегердің диаметрі неғұрлым аз болса, иіліс кернеуі соғұрлым үлкен болады және белдік сына бұрышы өзгереді.

Белдіктің бүйірлік беттерінің тегер бунағының бүйірлік беттеріне толығымен жанасуын қамтамасыз ету үшін $a < \phi_0$ жағдайлары сақталады.

W



32.13

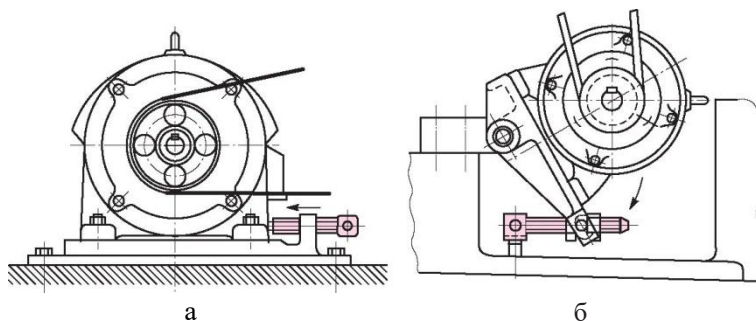
Керу құрылғылары. Үйкеліс арқылы белдікті берілістің міндетті шарты белдіктің алдын ала керілуі болып табылады, ол жұмыс кезінде сақталуы тиіс. Белдіктің ұзындығы бойымен номиналды мәннен ауытқуды, оны ұзарту кезінде, сондай-ақ жаңа белдіктерді еркін орнату және берілістерде олардың алдын ала керілуін жасау үшін, өсаралық қашықтықты реттеу және керу құрылғыларын орнату қарастырылған.

Керу құрылғылары келесідей жіктелуі мүмкін: белдіктің керілісі бұрандалармен реттелетін *мерзімді әрекет* құрылғылары; салмақ күші немесе серпімді элементтің күші салдарынан кернеу тұрақты болып қалатын *тұрақты әрекеттер* құрылғылары; жүктемеге байланысты белдік кернеуін реттеуді қамтамасыз ететін автоматты құрылғылар.

Мерзімді әрекеттің керу құрылғылары 32.14-сур. көрсетілген: *а* – өсаралық қашықтықты реттеу электрқозғалтқышты жылжымалар бойымен бұрандамен жылжыту арқылы жүзеге асырылады; *б* – бұрандамен реттелетін теңселетін платформаға орнатылған электрқозғалтқышын жылжыту арқылы жүзеге асырылады.

Егер құрылымда реттеу бұрандасы жойылса (32.14, б-сур.), онда электр қозғалтқышы салмағының есебінен тұрақты әрекет етудің керу құрылғысы алынады.

32.6, *жс*-сур. кернеу аунақшасы бар ашық белдікті берілістің схемасы көрсетілген. Бұл берілісте белдіктің кернеуі сақталады және тербелетін иіңтірек бойымен қозғалатын *G* жүгі арқылы реттеледі, оның екінші жағында керілген аунақша орнатылған. Кернеу аунақшалары негізінен керікімылды емес берілістің үлкен саны мен аз өсаралық қашықтығында жазық белді берілістерде қолданылады (осындай берілісте кернеу



аунақшасыз шағын тегердің қапсырым бұрышы $\alpha_1 < 150^\circ$).

Керілген аунақшаны пайдалану шағын тегердің қапсырым бұрышын және тиісінше, берілістің тартқыш қабілетін арттырады, бірақ белдіктің шыдаммерзімділігі төмендейді, өйткені ол екі бағытта иіледі; бұдан басқа, белдік ұшындағы қосылыстарға қойылатын талаптар едәуір артады да, беріліс құны өседі. керілу аунақшасының D_0 диаметрі $D_0 = (0,8 \dots 1,0)D_1$ тең деп қабылданады, мұндағы D_1 — шағын тегердің диаметрі; керілу аунақшасы шағын тегерге жақын белдіктің жетектегі тармағына орнатылады.

Шағын тегердің қапсырым бұрышын азайтуға мүмкіндік беретін сыналы белдікті берілістерде кернеу аунақшалары тек өсаралық қашықтықты реттеу мүмкін болмаған жағдайда ғана қолданылады; аунақшаны белдіктің ішкі жағында орналастыру ұсынылады, әйтпесе белдік екі бағытта иіліп, алты қырлы (екі еселенген сыналы) қиманы қолдану қажет болады.

33-тарау

33.1.

ТІСТІ БЕРІЛІСТЕР ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Тісті берілістер – үш бөлікті тетік, екі қозғалмалы тісті буын құрайтын жылжымайтын буыны, айналмалы немесе ілгерілемелі қозғалыс жасайтын жұпты тістерден тұрады. Тісті берілістерде дөңгелек, сектор немесе рейка болуы мүмкін. Тісті берілістер түрлендіру, айналмалы тігіс немесе үдемелі айналмалы қозғалыс үшін қызмет етеді.

«Тісті берілістерге», «Цилиндрлік тісті берілістерге», «Конусты тісті берілістерге» қатысты қолдануға арналған барлық нұсқаулар және қажетті терминдер, анықтамалар белгілер мен жіктелулер осы тарауда берілген.

Тісті ілініс жоғары кинематикалық жұпты білдіреді. Өйткені тістері өзара желілер немесе белгілі нүктелері бойынша бір-бірімен жанасады, әрі Тісті айналым тергіштік дөңгелегі бар жұп деп те аталады. Цилиндрлік тісті дөңгелектің секторы тісті рейкасы бар шексіз үлкен диаметрлі болып келеді.

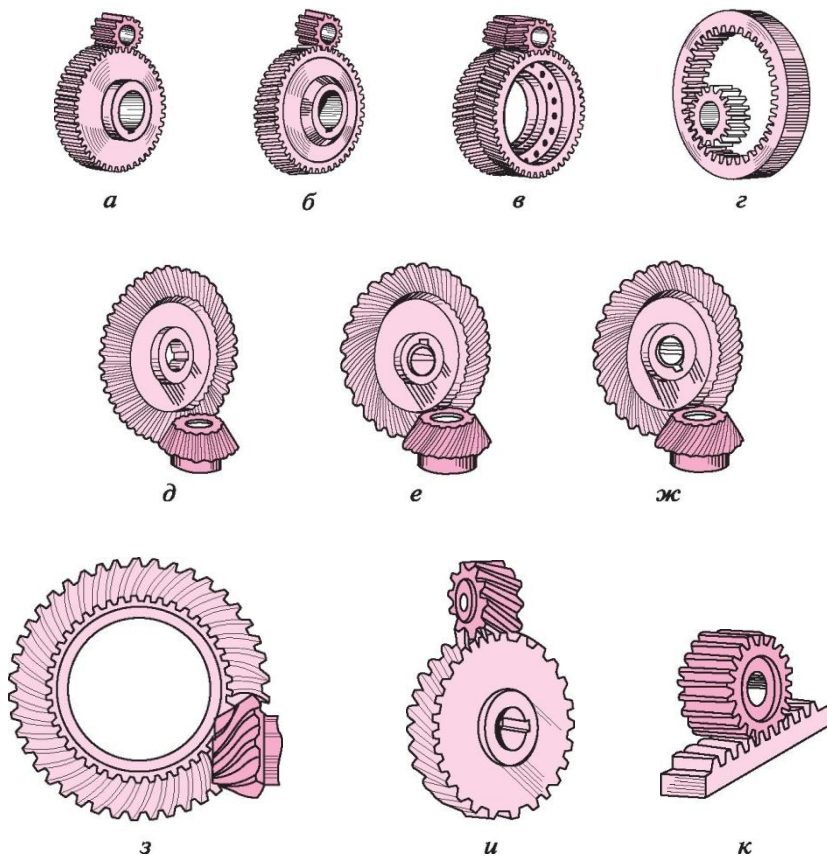
Тісті берілістерді көптеген белгілері бойынша төмендегідей жіктеуге болады, атап айтқанда: біліктердің осьтерінің орналасуы бойынша (параллель, бір-бірімен қиылысатын, буындасатын білікті және ортақ білікті); жұмыс жасау шарттары бойынша (жабық күйде жұмыс істейтін майлы ваннада және ашық күйде жұмыс істеу немесе бірнеше қайталап майлау); сатылардың саны бойынша (бір сатылы, көп сатылы); өзара дөңгелектердің орналасуы бойынша (сыртқы және ішкі ілініс); өзгерту біліктердің айналу жиілігі бойынша (төмендету, арттыру); тіс түсетін нәрсенің беті немесе нысаны бойынша (цилиндрлік, конустық); дөңгелектердің айналма жасаудағы жылдамдығы бойынша (жай жүретін жылдамдығы 3 м/с, орташа жүретін жылдамдығы 15 м/с дейін, тез жүретін жылдамдығы 15 м/с жоғары); тістерге қатысты құраушы дөңгелектердің орналасуы бойынша (тік тісті, қисық тісті,

былғарыға арналған, қисық сызықты тісті); профильді тістің нысаны бойынша (эвольвентті, айналмалы, циклоидалық).

Жоғарыда аталғандардан басқа тісті берілістердің икемді дөңгелек болып келетін **толқынды** деп аталатын түрі бар

Тісті берілістердің негізгі түрлері (33.1 сурет) қатар сызықты өспен: а – цилиндрлік тік тісті, б – цилиндрлік қисық тісті, в – шевронды, г — с ішкі іліністі; **қиысатын өстермен:** д — конустық тік тісті, е — конустық тангенциалдық тісті, ж — конустық қисық тісті; будандастырылған өстермен: з — гипоидтік, и — винтовтік; к — арасы ашық тік тісті (гипоидтік және бұрандамалы беру санатына жататын гиперболитті хабарлар, әрі қарай түсінікті).

Тісті берістің 90° -тағы өсінің астында орналасқан бөлшекті **ортогоналды** деп аталады.



33.1-сур.

Тісті берілістер – ең алдымен бірдей сипаттамалы басқа түрлермен салыстырғанда өте ыңғайлы, айтарлықтай ықшам. Мұндай тісті берістер ыңғайлылығымен қоса биік КПД-ға ие (бір басқышы 0,99-ға дейін). Салыстырмалы түрде аз жүктемеде білектердің санын құрып, тұрақтылығын сақтайды. Кең диапазонды қуатты (ондаған мың киловатт) күш, ұзақ мерзімді сенімділігін сақтайды. Аймақтық жылдамдығы (150 м/с) және берілістің саны (бірнеше жүздеген).

Тістің кемшіліктері: дәлме-дәл ауыстыратын затты дайындаудың күрделілігі, шу және тербелістің пайда болу мүмкіндігінен туатын кедергілер, дәлдік дайындаудың жеткіліксіздігі және құрастыру мүмкін еместігі, алдыңғы білікті сатысыз реттеудің айналуының жиілігі.

Тісті берілістердің ең көп тараған типтеріне: механикалық берілістер және машина жасаудың барлық салаларында кеңінен қолданылатын, атап айтқанда, білдек жасау, автомобиль немесе трактор құрастыру және түрлі аспаптар жасауда, сағаттық өнеркәсіп және т. б түрлері жатады. Мұндай кең таралған тісті берілістер қажетті үлкен ғылыми-зерттеу жұмыстарда құрастыру немесе дайындау технологиясы тісті дөңгелектерді және барлық стандарттау мәселелері бойынша кеңінен қолданылады.

Қазіргі уақытта стандартты терминдер қатарына анықтамалар, белгілеулер, тісті дөңгелектердің элементтері және іліністер мен негізгі параметрлері ауысымдар, геометриялық есептеулер, берілістегі беріктігі тексерілген цилиндрлік эвольвентті есептеулер, тістерді кесуге арналған құралдар және тағы басқалар бөлшектер жатады.

Кез келген тісті берілісте пайдаланылатын негізгі кинематикалық жүйе — стандарт бойынша берілістің саны айқындалатын, санына қатысты тісті дөңгелектердің мөлшері мен тістегергіш тістерін саны және таңбалаушылардың саны. Демек,

$$u = *1.$$

Қарым-қатынасы берудің анықтамасы – сол сияқты басқа да механикалық берілістерге ортақ болып табылады.

$$u = \text{Ю}_1$$

Тісті айналымдар кезінде энергияның жоғалуына берілістің түріне байланысты. Оны дайындаудағы дәлдік, майлау және құраладың үйкелісі мен іліністерінен болатын шығындар, тіректер де біліктерді және (жабық берілістер) майдың шашырауы сияқты басқа да шығындардың қосылуы әсер етеді. Жоғалған механикалық қуаттың ауысуы кей жағдайда қажетті жылудың мөлшерін анықтап береді.

Іліністердің шығындары бір жұптан мойын тіректердің өз шығындары және коэффициентіне байланысты сипатталады. Іліністердің шығыны айналым немесе араласу кезінде майдың шашырау коэффициентімен де айқындалады. Жалпы КПД бір сатылы зымыранның жабық айналымы

$$\Pi = \Pi_3 \Pi^{\wedge} \Pi_m.$$

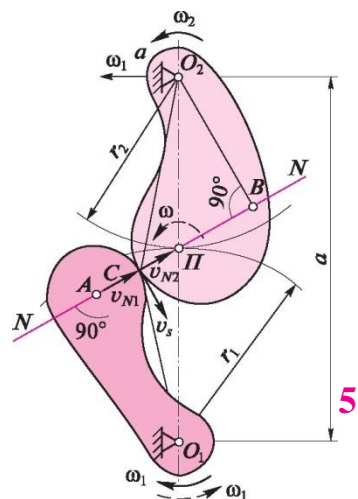
Шамамен $\Pi_3 = 0,96 \dots 0,98$ (айналымның жабылуы), $\Pi_3 = 0,95 \dots 0,96$ (айналымның ашылуы), $\Pi_{\Pi} = 0,99 \dots 0,995$ (мойынтіректің домалағы), $\Pi_{\Pi} = 0,96 \dots 0,98$ (мойынтіректі жылжыту), $\Pi_m = 0,98 \dots 0,99$.

Қатты заттың бетінде өзара іс-қимыл жасайтын доңғалақ тістерімен іліністерді қамтамасыз ететін, берілген берілістің қатынасын сүйемелдеуші деп атайды. Қозғалыстың кинематикалық жұппен тісті дөңгеліктер арқылы іске асатын беріліс процесі тісті іліністер аталады.

33.2. ТІСТІ ІЛІНІСТЕР ТЕОРИЯСЫНЫҢ НЕГІЗДЕРІ

Үздіксіз байланысты қамтамасыз ету үшін екі денені тұрақты өткізу қатынасымен олардың ұштасқан беті сызба қисықтары бойынша жанасып, негізгі ілінудің заңы бойынша жүзеге асуы тиіс. Ол мынадай сипатта тұжырымдалады: жалпы ілесетін қалыпты немесе бейіні өткізілген нүктеге аралық қашықтық бөлігінің кері пропорционалдық бөліктің бұрыштық жылдамдықтарына жанасуы керек.

Дәлелдеулерді тұжырымдау үшін теоремаларды қарастырайық. Бір-біріне ілінген екі дененің айналымы тұрақты бұрышы ю₁ жылдамдық пен ю₂ айналасында



қозғалмайтын осьтердің O_1 және O_2 -ге назар аударамыз (сур. 33.2).

Бір дене басқа денеге күш беру үшін олардың контакт болуы тиіс және C нүстесінде күштің қысымының жалпы қалыпты NN нүктесінде сай болуы тиіс. Екі күштің тоғысқан сызығы Π нүктесі арқылы екі денеге таралады. Перпендикулярлары орталықтан O_1L және O_2B нүктесінен NN нормалына түсіреміз. Π нүктесі арқылы r_1 и r_2 радиустарының бұрышынан жүргізіп, екі доға шеңберді C нүктесінің айналмалы қозғалысының векторындағы 33.2. суретте көрсетілген.

қолданылған заң бойынша екі перпендикулярлы радиус арқылы айналым нүктесіне қиысады және айнала қоршайды. Төмендегі модульде көрсетілген:

$$= \text{Ю } 1 * \mathbf{001} \text{ C, } V_c \text{ } 2 = \text{Ю } 2 * \mathbf{002} \text{ C.}$$

Ойша жылдамдық векторларын С бірге контактіні екі бағытқа бөлеміз. Олар: қалыпты (тура) және пішініне қарай жанама. Қалыпты түрге жататындар стандартқа сәйкес белгіленіп, $vN1$ және $vN2$ деп аталады. Қалыпты байланыс жылдамдығы (сур. 33.2 см көрсетілген). Жанама түді құрайтындар $vT1$ және $vT2$ ретінде белгіледі. Жанама байланыс жылдамдығы (сур. 33.2 олар көрсетілді).

Әлбетте, бұл үшін үздіксіз байланыс екі қатар сызық қажет олай болмаған жағдайда, бірінші денеге екінші дене енгізілуі керек немесе артта қалуы қажет.

$$vN1 = vN2$$

Әлбетте сондай-ақ, абсолюттік жылдамдығы vA және vB нүктелері А және В нүктелерінің нормасы бойынша NN қалпына сай және жылдамдығы арнайы қалыпты байланыс жылдамдығына тең болуы тиіс. Тең болмаған жағдайда бір-бірімен жанасатын денелердің көлемі өзгереді.

$$vA = vN1 = vN2 = vB$$

АОП үш бұрышына және $B0_2\Pi$ - ге назар аударып отырып, $v_A = \underline{\text{Ю}}_1 * A0_1 = v_B = \underline{\text{Ю}}_2 * B0_2$ есебінен төмендегі формула пайда болады:

$$\text{Ю}_1 r_1 = \text{Ю}_2 r_2, \text{ осыдан}$$

$$\text{Ю} = \frac{r_2}{r_1} \text{ (немесе).}$$

$$\underline{\text{Ю}}_2 r_2 = \underline{\text{Ю}}_1 r_1$$

$$\text{және } = \underline{\text{Ю}}_1 / \underline{\text{Ю}}_2 = \text{const}$$

нүкте Π , байланыстырушы полюс деп аталады, орталықтар желісінде тұрақты позицияны сақтап, интерактивті қашықтықты r_2 / r_1 қатынасында бөлуге тиіс. Теорема дәлелденді.

Негізгі байланыстырушы заң және тістің берілу коэффициентінің уақыты, өзгеруі тиіс жағдайлары $\Phi = \text{const}$ жалпы сипатта болады. Ал байланыстырушысы полюс та қозғалатын күйде болады, дегенмен, олар орталық сызық

бойынша қозғалады және бұл қозғалысты жүзеге асыратын механизмдері айналмалы емес механизмдерге ие болып табылады.

Полюс арқылы өтетін r_1 және r_2 радиустарының шеңбері бастапқы деп аталады; Осы шеңберлерде орналасқан нүктелердің айналмалы жылдамдығы өзара бірдей және тең

$$v = r_1 \omega_1 = \omega_2 r_2.$$

Дененің салыстырмалы қозғалысын қарастыру үшін механизмдер мен машиналар теориясының (тоқтату әдісі) қолданылатын қозғалыстардың қалпына келтіру әдісін қолданамыз, яғни барлық жүйенің бастапқы өсіне қарсы бағытта O_1 бұрыштық жылдамдықпен ω_0 өсіне айналуы керек (33.2-суретті қараңыз). Содан кейін бірінші корпус тоқтайды, екіншісі бір мезгілде O_1 және O_2 осьтерінің айналасында айналудан тұратын күрделі жазықтықты параллель қозғалысты орындайды, ал оның бірінші қозғалмайтын денесіне қатысты қозғалысы теориялық механикадан белгілі жылдамдықты жылдамдық орталығының әдісімен өңделеді.

Алдыңғы торияларда радиация r_1 және r_2 бастапқы шеңберлерінде орналасқан нүктелердің шеткі жылдамдықтарының бірдей екенін анықталған болатын. Демек, егер бірінші шеңбер тоқтаса, екіншісі сырғып кетпестен бірін-бірі айналдырады, ал P нүктесі екінші корпусстың жылдамдық жылдамдық орталығына айналады .

Кездейсоқ бұрыштық жылдамдықты анықтау үшін O_2 өсін теңдік түрінде жазыңыз

$$U_{q2} = \omega_i \cdot r_2 = \omega_2 r_2.$$

Өйткені $a = r_1 + r_2$, а $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, то

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{r_2}{r_1}$$

Осылайша, бірінші денені тоқтатқаннан кейін, дене екінші жарты шарда айналмалы жылдамдықпен жүреді $\omega = \omega_1 + \omega_2$. Демек, екінші корпусстың контактісі C нүктесінен бірінші корпусстың бетіне (33.2 суретті қараңыз)

$$= \omega_{PC} = (\omega_1 + \omega_2) PC,$$

жылдамдықпен сырғып өтеді.

Жылжымалы жылдамдық нәтижесі полюстен байланысты нүктелерінің қашықтығына тікелей тепе-тең пропорционалды. Байланыс нүктелерінің сырғануы үйкеліспен бірге жүреді.

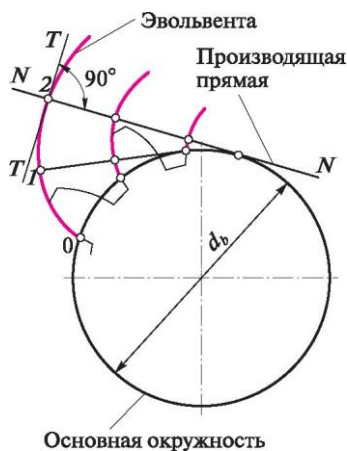
Дене полюсте айналған кезде, сырғыма жылдамдығы нөлге тең болады және байланыс нүктесінен кейін полюсті кесіп өтетіндіктен, үйкеліс күші көлбеу жылдамдық векторы бағытына ауысады.

Түрлі қисықтар негізгі байланыстырушы заңның талаптарына бағынады, бірақ XVIII ғасырдың ортасында өнертапқыштардың ұсынылған ең үлкен теоремасы осы күнге дейін қолданысқа ие. Мысалы: Л. Эйлердің машина жасау, 1954 жылы М.Л. Новиков ұсынған дөңгелек тетіктер, аспаптар жасауда - циклоидті және басқа да тетіктерді бүгінгі таңда да қолданылады.

Эвольвентті тарту негіздері. Шоғырлану немесе айналдыру бұрышы жалпақ қисық деп аталады. Ол тік сызықтың кез келген NN нүктесімен сипатталады және дене бекітілген шеңбер бойымен сырғымай қайта орныны оралуға болады (33.3-сурет).

NN сызығын генерациялау сызығы деп атайды және дене d_b диаметрінің шеңбері оның үстіндегіге түзу сызық айналатындықтын негізгі шеңбер болып табылады. Бастапқы шеңбер бойы мен генерациялайтын сызықтың айналуы өзгермейді. Сондықтан олардың тәуелділікте орындайтын жылдамдықтың нормасы жылдамдық орталығы және тартылыс қисықтық орталығы болып табылатын нүктеге байланысты. Демек, нүктенің жүріп өтетін ұстанымындағы генераторлық сызық қалыпты болады, басқаша айтқанда қалыпты тарту іргелі шеңберге тән құбылыс.

Эвольвентті құрастырылған жолдан бастап, бұл қисық негізгі шеңберде болмауы керек. Егер біз генераторлық сызықты кері бағыттауы болсақ, онда біз тартылыс



33.3-сур.

филиалын аламыз (суретте 33.3-суретте түсті жолдар оң жақтан көрсетілген). Дөңгелектің әр тісі тартылыстары оң және сол жақ бөліктері болып бөлінеді; Негізгі шеңбердің ішіндегі тістің пішіні тісті бергіштің профилімен анықталады.

Негізгі шеңбердің диаметрі d_b ұлғайған сайын, тартылыстың қисықтық радиусы да арта түседі. Демек, $d_b \wedge d_a$ шегіне тікелей тартылатындықтан профильді тістердің орналасуы қатар түзу сызықты болуы керек.

Бұрыштық жылдамдықпен және w_2 мен O_2 осьтерінің маңында айналдыруға болатын жұптық тістерге арналған тартқыш жұмысының кестесін 33.4-суреттен қараңыз.

Келісім бағанының мақсаты негізгі байланыс теоремасына сәйкес анықталады. Байланыс нүктесіндегі тіс профилінің қарапайым NN қалыпты және стандарттарға сәйкес диаметрлері db_1 және db_2 арқылы белгіленетін негізгі шеңберлердің жұмысы 1 және 2 айналымға қатысты жүргізіледі. Негізгі шеңберлердің диаметрі тұрақты болғандықтан, қарапайым қалыптағы NN және P полюсі де тұрақты орын алады, сондықтан тістің байланыс нүктесі ортақ қалыптың бойымен қозғалады. Мұндай айналымды байланыс желісі деп атайды.

&2 di dbi

Осылайша, тартылыс ығысуларының арақатынасы тек негізгі шеңберлердің диаметрлеріне байланысты болады. Демек, бастапқы қашықтықтың өзгеруі тартылыс механизмінің **кинематикалық-эвольвентті** дәлдігіне әсер етпейді. Бұл механизмнің негізгі әрі, маңызды артықшылығы.

Диаметрі d_1 және d_2 диапазонының ара қашықтығы аралығындағы өзгерген жағдайда полюсте бір-біріне жанасу тоқтатылып, жаңадан басқа топтар пайда болады. Олар **II** полюсі арқылы бір-бірімен жанаспай, сырғымай рычаг арқылы өтеді. Диаметр d_1 және d_2 шеңберлер қысқа қашықтыққа арналмағандықтан оны **ұзақ қашықтықты шеңбер** деп атайды.

Егер бір орталықтан екінші орталыққа дейінгі тарату қашықтығы бөлгіш шеңберлердің жартысына тең болса, бастапқы және ұзын шеңберлер бір-біріне сай болады. Демек, алғашқы айналымда кинематикалық және бір дөңгелек тұжырымдамасы болмайды. Тісті дөңгеменің негізгі параметрлері үлкен шеңбермен анықталады.

Дөңгелектің тістері тістердің ұштары мен шұңқырлардың айналасында орналасқан. Тістердің шындары шеңберлерінің арасында орналасқан **NN** сызық сызығының **V_1V_2** бөлімі (33.4 суретті қараңыз) белсенді байланыс желісін көрсетеді.

Екі дөңгелектің тістерімен өзара әрекеттесетін тіс профилінің бір бөлігі тістің белсенді профилі деп аталады (33.4 суретте белсенді профильдер көрсетілген).

Трансмиссиялық дөңгелектің тістің шығу орнынан бекітілген жерге дейін бұрылу бұрышы деп аталады және ϕ_y белгіленеді (қисық тісті беріктікте ϕ_y бұрышы беткі қабаттасқан бұрышында тұрады (33.4-суретті қараңыз) және ϕ_a бұрышы осьтік төңкеру бұрышы болып саналады).

T бұрыштық қадамы орталық деп аталады. (33.6-суретті қараңыз), $2\pi/z$ немесе $360^\circ / z$ (мұндағы z - дөңгелектің тістерінің саны) бұрыштық қадам деп аталады.

Дөңгелектің бұрыштық қадамға сәйкес келетін бұрышының қатынасы трансмиссиялық қабаттастық коэффициенті деп аталады.

Келісімнің сабақтастығын қамтамасыз ету үшін

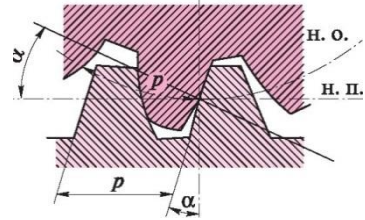
$$e_y = \phi_y / t.$$

формуланы орындау қажет. Теорема орындалмаған жағдайда келесі жұп байланғанға дейін тістің жұмысы өзгереді немес өшіріледі.

$$\phi_y > t \text{ немесе } e_y > 1,$$

Демек, егер $e < 2$ болса, бір жұп тістің екпінді кезеңі бір жұптық кезеңнен немесе екі жұптық іліністерден тұрады. Жұмыс жасаудың үлес күшінің коэффициенті неғұрлым көп болса, бір жұптың қысқыштығының жұмысы төмендейді және полустегі сілтеме әрдайым бір жұп болады.

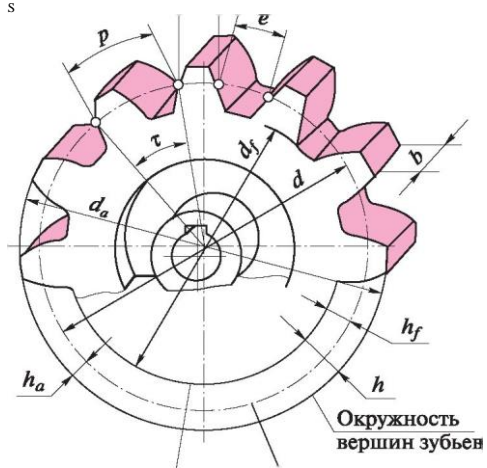
33.5-суретте тармақты рельспен жабдықталған тісті және доңғалақтардың берілісі көрсетілген, онда (33-сурет) бастапқы шеңбер (Н. О.), бастапқы дөңгелегі жоқ роликтердің рельстерде сырғанауы көрсетілген. Рейкадағы тіс профилінің бұрышы мен аға белгілеу бұрышы бір-бірімен тең.



33.3. ЦИЛИНДРЛІК ТІК ТІСТІ БЕРІЛІСТЕР

33.6-суретте тармақ түзу барысындағы тістердің цилиндрлік дөңгелектері көрсетілген. Барлық тістері түгел көпірдің бір бөлігі тәжі деп аталады; білікке орнатылған дөңгелектің бөлігі күшпек (ступица) деп аталады. D диаметрлі бөлуші шеңбер тісті екі бөлікке бөледі: тістің биіктігі h_a және биіктігі h_f . Биік тістің аяғы және тіс басына дейінгі ұзындықтың өлшемі. Тістің биіктігі $h = h_a + h_f$. Бөлу шеңберінің доғаны бойында өлшенген жақын тістің бірдей профильдері арасындағы қашықтық тістердің шеткі қадамдық қашықтығы деп аталады.

33.6-сур.



Айналым /
ойысы

Модульдер, мм			
1-қатар	2-қатар	1-қатар	2-қатар
1	1,125	4	4,5
1,25	1,275	5	5,5
1,5	1,75	6	7
2	2,25	8	9
2,5	2,75	10	11
3	3,5	12	14

Ескертпе. Модульдерді тағайындау кезінде 1-ші жол 2-ші орынға тең болуы керек

Тістің шегі тістердің айналмалы қалыңдығынан және айналым ойысының енінен тұрады. Тістің айналмалы қалыңдығына сәйкес келетін аккордтың ұзындығы аккорд бойындағы қалыңдық деп аталады және s арқылы белгіленеді. Шеңберлі қадамнан неше есе аз болатын сызықтық сан тістердің айналмалы бөлгіш модулі деп аталады, m миллиметрмен өлшенеді (бұдан әрі «айналдыра бөлінетін» деген сөздер төменде келтірілген):

$$m = p/p.$$

Тісті модуль тісті доңғалақтың негізгі параметрі болып табылады. Мұндағы жұп дөңгелектер үшін модуль бірдей болуы керек. Цилиндрлік және жонуға арналған тістердің модульдері стандартталған. 1-ден 14 мм-ге дейінгі модульдер мәндері кестеде көрсетілген.

33.1. Тісті берілістердің барлық негізгі параметрлері модулі арқылы көрсетіледі

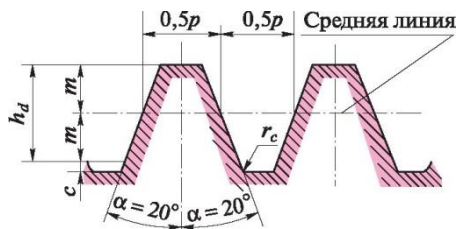
Тістердің қадамы = pt ;

Шеңбердің айналым диаметрі $d = tz$.

Шеңберінің ұзындығы өзара тең болғандықтан $nd = pz$, а $p = pt$, то $d = pz/p = mz$, мұндағы z — дөңгелек тістерінің саны. Соңғы формула модульдегі доңғалақ тістің диаметрін миллиметрмен анықтауға болады.

Цилиндрлік тісті доңғалақтардың стандартты контурына сәйкес (33.7-сурет), тіс басының биіктігі $ha = m$, тіс аяғының

биіктігі $hf = m + c = 1.25$ тең. Мұндағы $c = 0.25t$ - радиалды кесінді; тереңдікке жақындаған кезде $hd = 2t$ бастапқы контурдың профилі. Тістің негізіндегі қисықтық радиусы $r_c = 0,25$ тең.



33.7-сур.

Цилиндрлік дөңгелектердің тістерінің биіктігі $h = h_a + hf = 2,25$ тең, диаметрі тістің ұшы $= d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2)$, ойыстардың диаметрі $df = d - 2hf = mz - 2 \cdot 1,2m = m(z - 2,5)$.

Доңғалақтың тістерінің ұштары арасындағы қашықтық тәждің ені деп аталады. Цилиндрлік жұп тісті дөңгелек тістерінің контактісі осіне параллель сызық бойымен теориялық түрде жүреді. Демек, контакт сызығының ұзындығы тәждің еніне тең. Трансмиссиясы барысында тістің жұптық контакті сызығының бүкіл ұзындығымен бірден қосылады (ол тістердің әсерімен бірге жүреді), содан кейін бұл сызық осіне параллель қалған тіс биіктігінің бойымен қозғалады.

Цилиндрлік тісті берілістің сыртқы және ішкі тісті берілуімен орталыққа дейінгі ара қашықтығын интерактивті қашықтық деп атайды. (ішкі байланыстың белгісі «-»). Егер орталық қашықтықтан бөлгіш қашықтық ерекшеленетін болса, a_w тең.

Тік тісті берілістер тек тұлға бетін жабады. Соңғы қабаттасқан e_a коэффициенті соңғы бұрыштың бұрыштық m -ға, яғни $e_a = f_a / m$ -ға қатынасына тең. Тікелей беріліс үшін, $e_a > 1.2$ ұсынылады.

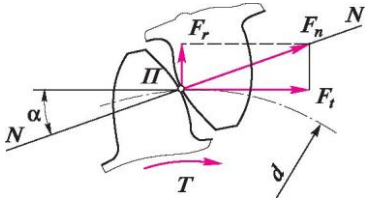
Цилиндрлік тісті доңғалақтар мен тісті берілістерге арналған рұқсат етілетін стандарттар сандармен көрсетілген

(он бірінші дәреже - ең жоғары) дәлдікпен белгіленеді. Әр дәлдік дәрежесі үшін кинематикалық дәлдік нормалары, жұмыс тегістігі және дөңгелектер мен тістердің тістерін байланыстыру белгіленеді.

Тісті доңғалақтарды дайындау процесіндегі қателіктер тістің қалыңдығы мен профиліне, күреңді радиалды соққысына, өстерлік қашықтықты тартылған беріліспен және өлшеу дөңгелегімен тербелумен және тағы сол сияқты негіздерге. Мұның бәрі басқарылатын дөңгелектің айналу бұрыштарында кинематикалық қателікті тудырады. Бұл шара дөңгелектің доғасы бойынша өлшенеді.

Тісті берілу үрдісіндегі қателіктер қатарына тегісте, қалыңдығы мен тістің профилінде, тәждің радиалды қапталуында бақыланатын және өлшеу дөңгелектерінің үйкеліссіз қосылуы мен қашықтықты тербелу және т.б жатады.

Рис. 33.8



Осының бәрі дөңгелектің доғасының бойында өлшенген сызықтық мәнмен көрсетілген, басқарылатын дөңгелектің айналу бұрыштарындағы кинематикалық қатені жасайды. Кинематикалық қате басқарылатын дөңгелектің

нақты және есептелген бұрылу бұрышы арасындағы айырмашылық ретінде анықталады. Кинематикалық дәлдік нормалары кинематикалық қателіктер мен оның компоненттері үшін толық рульдік революцияға рұқсат береді. Тегістік нормалары дөңгелектің және оның компоненттерінің кинематикалық қателігі циклдік (бір революция үшін бірнеше рет қайталанатын) жүйесіне рұқсат береді. Байланыстың нормалары беріліс тістерінің жалпы байланыс алаңының өлшемдерімен анықталады (тіс өлшемдерінің пайызы ретінде) және осы контактқа әсер ететін параметрлердің жұмысы тістердің бүйірлік тазалығын орнатады.

Машина жасау өнеркәсібінде жалпы мақсаттағы тісті доңғалақтар 6-9 дәрежелі дәлдікпен дайындалады. Дәлдіктің 6 доңғалақтары дәрежелі цилиндрлік тегіс дөңгелектері айналмалы жылдамдықта 15 м / с дейін қолданылады; 7-ші дәреже - 10 м / с дейін; 8-ші деңгей - 6 м / с дейін; 9 - 2 м / с дейін өлшенеді.

Тік тісті цилиндрлік тісті берілістің қимылында әрекет ететін күштерді қарастырайық (33.8сурет). Осы суретте көрсетілген II полюсіндегі жұп тістері бар кезде, сырғанай (үйкеліс), бір-біріне жұп болады және дөңгелектердің күштік әрекеттестігі F_n қысым сызығымен (қалыптағы NN) бойында қалыпты қысымды беруді білдіреді.

Біз бұл радиалды күштерді F_t және F_r деп аталатын өзара екі перпендикуляр қасиетке ие компоненттерге бөліп аламыз. Сонда:

$$F_t = F_n \cos a; F_r = F_n \sin a,$$

мұндағы a — ілініс бұрышы.

Егер берілген айналма жүргізілген сәтте T және диаметрі және доғаның диаметрі d белгілі болса, айналым:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} a$$

(мұндағы $a = 20^\circ$, то F_r и $0,36F_t$).

Күш қозғалыстағы дөңгелегімен айналууды тудырады және көлденең жазықтықта дөңгелектің білігін және F_r күшін тік білікке бұрады.

ЦИЛИНДРЛІК ШОҒЫРЛАНҒАН ЖӘНЕ ҚИСЫҚ ТІСТІ БЕРІЛІСТЕР

Қисық тісті дөңгелектер тістің теориялық ұзын сызықтың бөліну сызығына тұрақты сызығының бөлігі болып табылады. Онда (теориялық бөліну сызығы цилиндрлік бетін бөлу үшін тістің бүйір бетінің қиылысу сызығымен қиясады). Қисық тіс сызығында дененің оң және сол жақ бағыты болуы мүмкін. Тістің тегістеу бұрышы ρ арқылы (33.9-сурет) белгіленеді. Параллель осьтері бар спиральдық беріліс доңғалақтардың қозғалыстағы және басқарылатын дөңгелектерінің қарсы бағытына ие цилиндрлік тісті беріліс қатарына жатады. Өйткені мұндай механизмдердің бастапқы беттерін цилиндрлердің бүйір беті құрайды. Өстері қиылысқан вертикалды дөңгелектерге беру екі дөңгелектің тістерінің бағытына ұқсас және гиперблоидтік берілістер санатына жататын қисық тісті беріліс (33.1-суретті қараңыз) деп аталады. Демек, мұндай тісті берілістердің бастапқы беттеріне революцияның бір парағы бар гиперблоид айналымы орналасқан. Бұл дөңгелектерді бөлу беттері цилиндрлік сипатқа ие.

Қисық тісті доңғалақтарда байланыс сызықтары тіс сызығына тікелей қатысты (33.9-суретті қараңыз). Демек, қисық тістілердің тік бұрыштық тістерден айырмашылығы бірден және бүкіл ұзындықта емес. Олар бірте-бірте тегістеуді қамтамасыз етеді және беріліс проіесінде динамикалық жүктемелер мен шуды айтарлықтай азайтады. Осылайша, қисық тісті механизмдермен салыстырғанда қисық тісті дөңгелектердің перифериялық жылдамдығын айтарлықтай арттырады. Мысалы, спиральды дөңгелектер 6 дәрежелі дәлдік 30 м / с дейінгі айналмалы жылдамдықта қолданылады; 7-ші дәрежелі дәлдікпен - 15 м / с дейін; 8-ші дәрежелі - 10 м / с дейін; 9 - 4 м / с дейін қолданылады. Спиральдық дөңгелектің үстіңгі қабатының қапталуы бұрыш пен осьтің

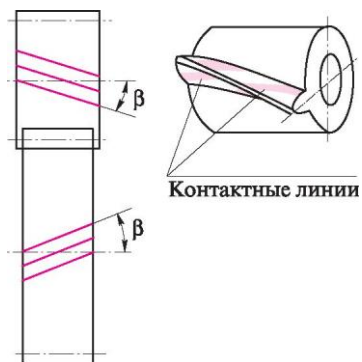


Рис. 33.9

үстіңгі қабырғасын кұрайды. Демек, қисық тісті берілістің қабаттасқан коэффициенті соңғы E_a коэффициенттерінің жиынтығына және үстіңгі қабаттағы осьтік e_f тең:

$$^a + > ^2,$$

сондықтан, қисық тісті берілісте жұптық берілістің кезеңі болмайды.

Қисық тісті дөңгелектер бірдей тісті дөңгелектермен бірге бір әдіспен өңделеді. Сондықтан дөңгелектердің қалыпты параметрлері тістің қалыпты бөлігінде белгіленеді (33.10, а сурет).

Қалыпты модуль $t_n = r_n/p$, мұнда r_n – бөлуші бет бойымен өлшенген қалыпты қадам. Қисық тісті дөңгелектердегің қалыпты модульге қосымша, шеткі модульі $t_t = p/p$, мұнда p - соңғы бөліктегі дөңгелек доғаның бойымен өлшенген шеткергі қадам, $t_x = r_x/p$, -осьтік модульі, мұнда r_x - осьтік қадам, бөлгіш цилиндрді қалыптастыру.

Сондай-ақ $p_t = r_n/\cos p$, то $t_t = m_n/\cos p$.

Қисық берілістердегі тістердің өлшемдері қалыпты модульмен анықталады, яғни,

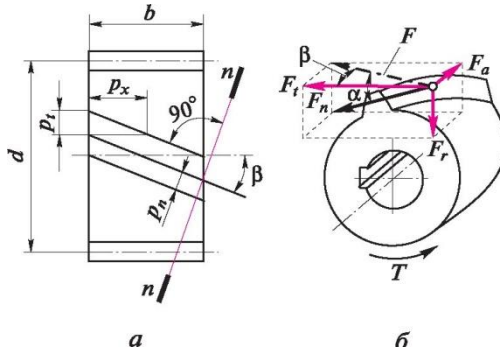
$$h = h_a + h_f = m_n + 1,25m_n = 2,25m_n,$$

ұзын айналымның диаметрі,

$$d = m_f z = \frac{m_n z}{\cos p'}$$

Қисық тісті дөңгелектердің өлшемдері және интераксиалды беріліс қашықтығы келесі формулалармен анықталады: тістің ұштарының диаметрі

ойыс диаметрі



$$d_a = d + 2h_a = d + 2m_n; \quad d_f = d - 2h_f = d -$$

$2,5m_n;$

орталық қашықтық

$$a = m_t \quad \frac{Z_1 + Z_2}{2} = m_n \cos \beta$$

Қисық тісті берілістердің өстік сырғанаудағы коэффициенті мұнда b - тәждің ені; p_x - осьтік қадам.

Егер v_p бүтін сан болса, онда байланыс желілерінің жалпы ұзындығы әрқашан тұрақты болып қалады. Бұл беріліс кезінде жұмыс істеу үшін қолайлы. Себебі келісім кезінде тістегі жүктеме тұрақты болып қалады және шу мен динамикалық жүктемелер азаяды.

Бұл жағдайда байланыс желілерінің жалпы ұзындығы

$$b_a + e \cos \beta$$

Қисық тісті дөңгелектердің іліністеріндегі қалыпты қысым F_n күші өзара перпендикулярлық үш компонентке бөлінуі

мүмкін (сурет 33.10, б): айналмалы күш F_t , F_r радиалды күші және F осьтік күші, тең. Мұндағы T - берістің кезеңі; a - келісу бұрышы.

Өстік күшті болуы қисық тісті механизмдердің маңызды кемшілігі болып табылады. Қисық тісті беріліс кезінде үлкен осьтік күштердің азайту үшін, тіс сызығының тегістеу бұрышы $\rho = 8 \dots 20^\circ$ шектеледі. Дегенмен, тістің беріктігі, берілістің біркелкі жұмыс істеуі мен оның жүктемесінің сыйымдылығының ρ артуына қызмет етеді.

Заманауи қисық тісті берілістерде дөңгелектер басымдылыққа ие.

Қисық тісті берілістердің бұрандамалы берілістен айырмашылығы (33.1 және 33-суреттер) тістер арасында сызықты емес, бірақ тістердің арасындағы байланыс пайда болады, бұл байланыс кернеулерін едәуір арттырады және беріліс жүктемесінің қабілетін азайтады. Сонымен қатар, қисық тіс салыстырмалы түрде бұрандалы тістітен сырғанауы доңғалақ пешінде болып келеді. Бұл оның тиімділігін едәуір төмендетеді, ұстап қалу үрдісін тудырады. Бұл жағдай тістің тез тозуына әкеледі. Осы кемшіліктерді ескере отырып, қисық берілістерді электрлік күштерге арналған беріліс ретінде пайдалануға болмайды.

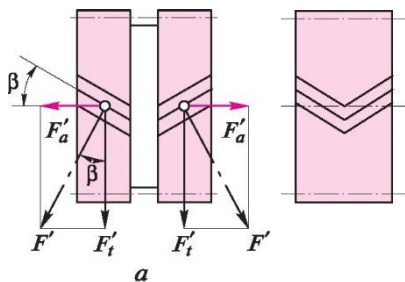


Рис. 33.11

шеvron деп аталады (Сурет 33.1, с).

Бір бағытта айналатын тәждің бір бөлігі тістері бар жартылай шеврон деп аталады. Технологиялық тұрғыдан алғанда шеврон дөңгелектерінің екі түрн шығарылады (сурет 33.11): (а) дөңгелектің ортасында және (б) жол таңдамайтын. Шевронның дөңгелектерінде қарсы бағытта жүретін $F'a$ өстік күшіне ие. Дөңгелектің ішіндегі өзара теңестірулер, біліктер мен білік тіректері тасымалданбайды. Осылайша, дөңгелектерге арналған тістерді бұру бұрышы $\rho = 25 \dots 40^\circ$ шегінде қабылданады, соның нәтижесінде тістердің беріктігі, берілудің біркелкі жұмысы және оның жүктемесінің көлемі артады. Шеврон дөңгелектері қуатты әрі жоғары жылдамдықты жабық құрылғыларда қолданылады.

Шевронның дөңгелектерінің кемшілігі өндірістің жоғары қарқындылығы мен құнында. Шевронның қисық тісті механизмдердің геометриялық, кинематикалық және беріктік есептеулері бір-бірімен ұқсас.

Балама дөңгелектер. Қисық тісті дөңгелектің тістері оның қалыпты бөлігіндегі пішіні мен өлшемі және тіс ұзындығымен

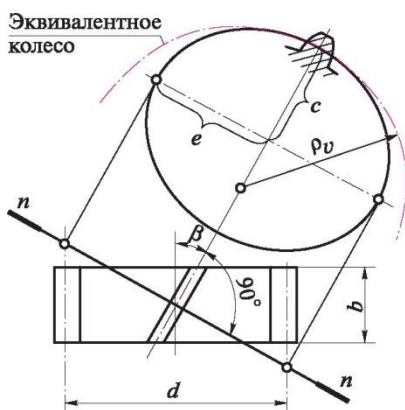


Рис. 33.12

Қисық берілістің алғышарты – қалыпты модульдердің теңдігі.

Қозғалыстағы басқарылатын дөңгелектердің тіс сызығының бұрыштары басқаша болуы мүмкін, осьтерді кесу бұрышы 90° -қа тең бола бермейді.

Цилиндрлік тісті дөңгелетің ені екі жағында яғни оң және сол жақ тістері бар бөлімдерден тұрады және

шеvron деп аталады. Тік және қисық тістердің беріктігін есептеу әдісін біріктіру үшін балама дөңгелектің тұжырымдамасы енгізіледі. Балама тісті дөңгелектегі тістің мөлшері – тістің нысанының қалыпты бөліктегі қисық тісті берілудің мөлшері мен формасына сәйкес келеді. 33.12 суретте жазықтықпен қиылысқан

көлбеу дөңгелегі көрсетілген; Бұл дөңгелектің цилиндрлік бетінің қалыпты көлденең жартылай қимасының формуласы $e = d / (2 \cos P)$ және $c = d / 2$, мұндағы d - бөлгіш шеңбердің диаметрі. Талдау геометриясынан белгілі болғандай, эллипстің ең үлкен қисық радиусы

$$= e^2 = \frac{d}{2 \cos^2 P}$$

Бұл қисықтық радиусы балама дөңгелектің бөлгіш

$$\frac{d}{\cos^2 P} \cdot \frac{z}{\cos^3 P}$$

цилиндрінің радиусы, ал оның диаметрі ретінде мына формула қабылданады:

Балама сепкіштердің тістерін санын анықтау үшін (қысқаша айтқанда, тістердің санына тең) $d_v = m_n z_v$ формуласын $d = m_n z / \cos$ өрнегіне ауыстырамыз:

Бұрыштың p ұлғайтуымен қоса балама дөңгелектің d_v және z_v параметрлері артады, бұл қисық тісті дөңгелектермен салыстырғанда қисық тісті берілістердің жүктемесінің көлемін ұлғайтудың бір себебі болып табылады. Бұл тұжырым дөңгелектердің жүктемесі аз жабдықтармен қамтамасыз етеді.

33.5. МАТЕРИАЛДАР, КОНСТРУКЦИЯЛАР, ЦИЛИНДРЛІК ДӨНГЕЛЕКТЕР МЕН ТІСТЕРДІҢ ҚҰРЫЛУ ӘДІСТЕРІ

Машина жасауда болат, шойын және пластмассадағы тістерді өндіруге арналған материалдар қолданылады. Машинаға арналған тісті дөңгелектері жасауға арналған құрал-саймандар қатарына жез, алюминийден жасалған қорытпалар және т.б. заттар жатады. Материалды таңдау, оның жұмыс істеу шарттары, дөңгелектердің жалпы өлшемдері және тіпті өндіріс түрлері (бірыңғай, сериялық немесе массалық) технологиялық пайымдаулармен анықталады.

Машина жасаудағы жалпы заманауи үрдісі құрылыстың материалды тұтынуды азайту және машинаның қуатын, жылдамдығын, беріктігін арттыруға ұмтылу болып табылады. Бұл талаптардың негізі жалпы өлшемдерді азайту және қуат берілістерінің жүктемелік қасиетін арттыру қажеттілігіне

әкеледі. Демек, тісті дөңгелектерді өндіруге арналған негізгі материалдар тістердің үлкен көлемдік беріктігін қамтамасыз ететін термиялық өңделген көміртекті және легирленген болаттар. Дөңгелектің құрамында бұл заттардың болуы, оның белсенді беттерінің жоғары қаттылығы мен төзімділігіне әсер етеді.

Екінші топқа жататын дөңгелектер әртүрлі термиялық және химиялық-термиялық өңдеуге (карбюрлеу, сорғылық немесе жер үсті сөндіру, азот, жоспарлау, нитроармобирлеу) жататын қоспалардан жасалған және жоғары жылдамдықты қамтамасыз ететін жүктемелерді орындайтын тісті берілістер үшін қолданылады.

Тістердің белсенді жұмыс жасаудағы қаттылығына байланысты болат дөңгелектер екі топқа бөлінеді, олар: тістері жақсы бекітілген $H < 350\text{ NV}$ қатты тісті дөңгелектер, екінші қатты тісті $H > 350\text{ NV}$ дөңгелектері. Дегенмен, олардың тістері нашар жұмыс жасайды және екі дөңгелекті белсенділігінің кереметтігі кезінде $H > \text{HRC}$ жұмыс істемейді.

Бұл қондырғылар механикалық өңдеу технологиясында, сондай-ақ үлкен жүктемені орындайтын қабілеттілігімен ерекшеленеді.

Орташа және жоғары көміртекті болаттан жасалынған дөңгелектерге арналған бірінші топтық дискілері барынша қалыпқа келтірілген немесе жақсартылған күйде өндіріледі. Олардың тісті түпкілікті кесілуі термиялық өңдеуден өтеді. Дөңгелектерді қайта өңдеу операцияларынан өтпейді. Бірінші топтағы дөңгелектердің технологиялық артықшылықтары төмен және орташа топқа жататын өнімдерге жүктелген тісті берілістерден сапалы. Демек, үлкен өлшемді дөңгелектер тісті, бірыңғай немесе шағын көлемде кеңінен қолдануды қамтамасыз етеді.

Екінші топтың дөңгелектерінің тістері жылу арқылы өңдеуден бұрын алынып тасталады. Ондағы тістердің жанасуы сақиналы тісті дөңгелектің дәлдігін төмендетеді. Тістердің пішінін түзету үшін қымбат әрлеу жұмыстары қажет (тегістеу, жүгіру, тістерді тегістеу және т.б.). Сондықтан жоғары қаттылықты тістерге ие дөңгелектерге масштабты және жаппай өндіруде қолданылады. Екінші топтың дөңгелектерінің массасы біріншіден 3-тен 4 есе аз.

3 м/с жылдамдықпен жұмыс істейтін төмен жылдамдықты дөңгелекті дайындау үшін, негізінен ашық тісті берілістерді қолданатын сұр, модифицирленген және жоғары беріктікке

арналған шойын құймалар пайдаланылады. Шойын құймаларды жақсы құю материалдық қалдықтарды аз шығаруға, өңдеу барысында үнемдеудің сапасын арттырады.

Тесіктердің металл емес материалдардан жасалған дөңгелектер жүктемесінің салмағы болатқа қарағанда әлдеқайда төмен. Демек, олар аз жүктемелі тісті дөңгелектерде қолданылады. Олардың өлшемдері қатал шарттарға бағынбайды. Дегенмен, дөңгелектің бұл түрі шу мен дірілдің немесе химиялық қоспалардың төмендеуін талап етеді. Металл емес материалдардан жасалынған тістер металды құрылғылармен бірге жиі қолданылады. Металл емес дөңгелектерді өндіру үшін, текстолит, ламинатталған пластмасса, капрон, нейлон және химиялық заттардың басқада түрлерді өндіру үшін қолданылады.

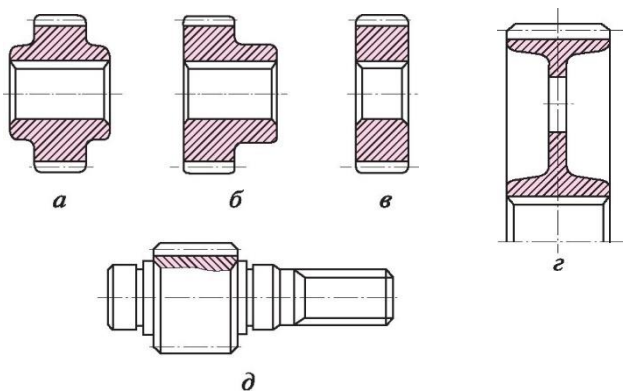
Материалдарды таңдап, термиялық өңдеуді тағайындаған кезде дөңгелектің тістеріне яғни тістің (тісті берілу коэффициенті) жұмыс қасиеттерін ескеру қажет. Сондықтан, болат дөңгелектер бірінші топқа жатқызылып, беріктікті теңестіру және жұмысқа қабілеттілігін арттыру үшін тісті дөңгелектердің белсенді беттерінің қаттылығы дөңгелектен гөрі үлкенірек болады: $H_{1cr} - H_{2cr} \wedge ^{20}$.

Бірінші топтағы тісті дөңгелектерді дайындау үшін болаттың бір түрін пайдалану ұсынылады. Дөңгелектерді термиялық өңдеу қаттылықтың сапасын қамтамасыз етеді.

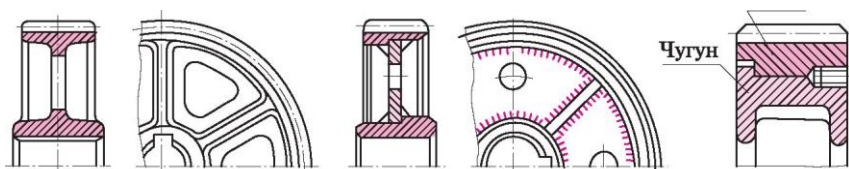
Жұмыс істемейтін тістері бар дөңгелектер үшін, тісті дөңгелектер мен дөңгелектің қаттылығын өзгерту қажет емес.

Цилиндрлік дөңгелектердің дизайны олардың материалына, мөлшеріне және өндіріс әдісіне байланысты.

Диаметрі 150 мм дейінгі болат дөңгелектер (33.13 сурет) штангалардан немесе жұқа пішіндерден жасалады және екі жақты (а) қатты дискілер түрінде, бір жақты (б) баспалдақты немесе баспалдақсыз (в) жасалады. Диаметрі 500 мм дейін болатын болат дөңгелектер жиі соғылысқа арналып, мөрмен жасалады. Мұндай дөңгелектерде саңылаулар мен сақиналар болады (сурет 33.13, г). Біліктің диаметрі тісті доңғалақтардың диаметрінен екі есе аз.



(33.13, г сурет).



33.14 сурет.

a

б

в

Трансмиссиялық жәшіктер бір бөлік металдан жасалған бірнеше механизм қолданылады. Ол тісті беріліс қорабы деп аталады. Диаметрі 500 мм-ден асатын дөңгелектер әдетте құю арқылы шығарылады. Штангаға немесе торға крест тәрізді тоқылған инелер (сурет 33.14, а) түйреп, сопақ, Т-толқын және басқа бөліктер қосып бекітеді. Өндірісте үлкен диаметрлі дөңгелектер дәнекерленген құрылымдармен жасалады (Сурет 33.14, б). Жоғары сапалы болатты пайдалану үшін үлкен диаметрлі дөңгелектер көбінесе шойын цилиндрінде болат қаңылтырлар орнатылып, жиі жиектеледі (33.14, с сурет); Сондай-ақ, шеттер мен орталықты тіркейтін болттармен біріктірілген конструкциялар қолданылады.

Металдарды пайдалану технологиясынан белгілі болғандай, болаттар әртүрлі сападағы берікке ие. Болаттың бұл қасиеті олардың химиялық құрамына ғана емес, термиялық өңделуіне және қатар бөлшектердің көлеміне байланысты. Термиялық өңдеуден кейінгі қажетті механикалық сипаттамаларды алу үшін, болаттың әрбір сыныбы өңдеуге берілетін резервтерді есепке ала отырып, тісті берілістердің рұқсат етілген ең үлкен диаметрі және дөңгелек қималарының қалыңдығы есепке алынады.

Мысалы, 40Х болат қаттылық 235 ... 262 НВ дейін жақсартылған. Болат қалыңдығының диаметрі 200 мм дейін, ал дөңгелектердің қалыңдығы 125 мм-ге дейін жетеді. Қаттылығы жоғары болған кезде бұл параметрлер 125 және 80 мм дейін төмендейді (егжей-тегжейлі нұсқаулықтар бойынша анықтамаларды қараңыз). Болат шойындарының мөлшеріне қарамастан, келесі өңдеуден өтеді.

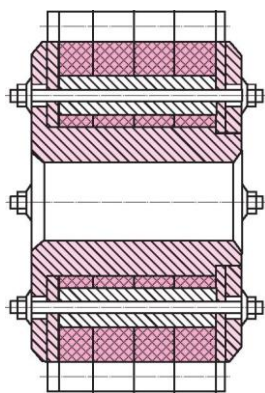


Рис. 33.15

Металл емес тісті доңғалақтар бір бөлікті немесе композитті күйінде шығарылады. 33.15 сурет композициялық сызбаны көрсетеді. Текстураның жапсырылған табақтарынан дөңгелегі, металл жейдеге салынған және дискілермен бірге болтталады.

Капроннан және нейлоннан жасалған тісті дөңгелектер қысымды құю арқылы жасалады; осы материалдардың тәжі болат орталығымен жиі құйылады немесе ортаға кедергі

келтіріліп, бұрандалармен бекітіледі.

Тістерді қалыптастыру әдістері екі негізгі топқа бөлінеді: илектеу және кесу (сонымен қатар, кейде олар құйылған тістермен доңғалақтар шығарады).

Болат дөңгелектердің тістерін айналдыру дөңгелектердің пластикалық деформациясы арқылы жылжымалы құралдармен жүзеге асырылады. 1 мм-ге дейінгі модульмен тістерді илеу суық күйде жүзеге асырылады; Үлкенірек модульді тәжді жоғары жиілікті токтармен жылытылады.

Тісті прокаты жаппай өндірісте пайдаланылады және оны өндіру жоғары технологиялық әдіс болып табылады. Ол микросхеманы минималды металл қалдықтарымен қамтамасыз етеді және тістердің беріктігін арттырады, себебі дайындалатын металл талшықтары кесілмейді, тек өнімге сай икемделеді.

Тістерді кесу көшіру әдісімен және сыну әдісімен жүзеге асырылады.

Көшіру тәсілі - бұл тісті дөңгелектің қуысы құралмен кесілген бөлшегі. Кесу бөлігінің профилі дәл немесе шамамен қуысының контурына сәйкес келеді.

Суретте. 33.16 модульдік кескішпен цилиндрлік дөңгелектің тістерін өңдеуді көрсетілген: диск (а) және соны (б). Бір ойысты кескеннен кейін өнім түпнұсқалық күйге қайта түседі. Ол бұрыштық қадамның мөлшерімен айналады және процесс қайталанатын.

Дөңгелектің тістерінің санының өзгеруімен қатар, пішіннің пішіні де өзгереді, содан кейін әр модуль мен тістердің санын реттеу үшін өзіңіздің жеке кескішіңіз болуы керек. Негізі бұл іс жүзінде мүмкін емес. Демек, бір модульдің кескіші белгілі бір тіс санының (мысалы, 24-тен 36-ға дейінгі тістермен дөңгелегі 30-дан диірмен өңделген) қуыстарды кесіп тастайды, сондықтан тістер әрдайым нақты профильге ие болмайды. Тісті тегістеу - қарапайым, бірақ жеткілікті дәрежеде өте тиімді емес әдіс. Дегенмен, бұл әдіс осы уақытқа дейін өндірісте қолданылады.

Көшіру әдісіне дөңгелектердің тістерін тарту, суық немесе ыстық күйге келтіру, сондай-ақ басу және инъекционды



Рис. 33.16

қалыптау жолдары жатқызуға болады.

Іске қосу әдісі (иілту) тіс қалыптастырудың өте дәл, жоғары сапалы, әмбебап және кең таралған әдісі болып табылады. Бұрын талқыланған тістерді өңдеу процесі арқылы іске қосылған әдіске жатқызуға болады.

Тістерді өңдеуге арналған машиналарда тісті кесу процесі дөңгелектердің біреуі немесе рейктің біреуін кесу элементтерімен қамтамасыз етілгенде және өндіріс дөңгелегі деп аталатын кескіш құралға айналдырылған кезде жұп дөңгелектерді немесе рельсті дөңгелектеу процесіне ұқсас болып келеді. Өндіруші дөңгелектің тісті берілуімен механикалық беріліс қорабын механикалық байланыс деп аталады.

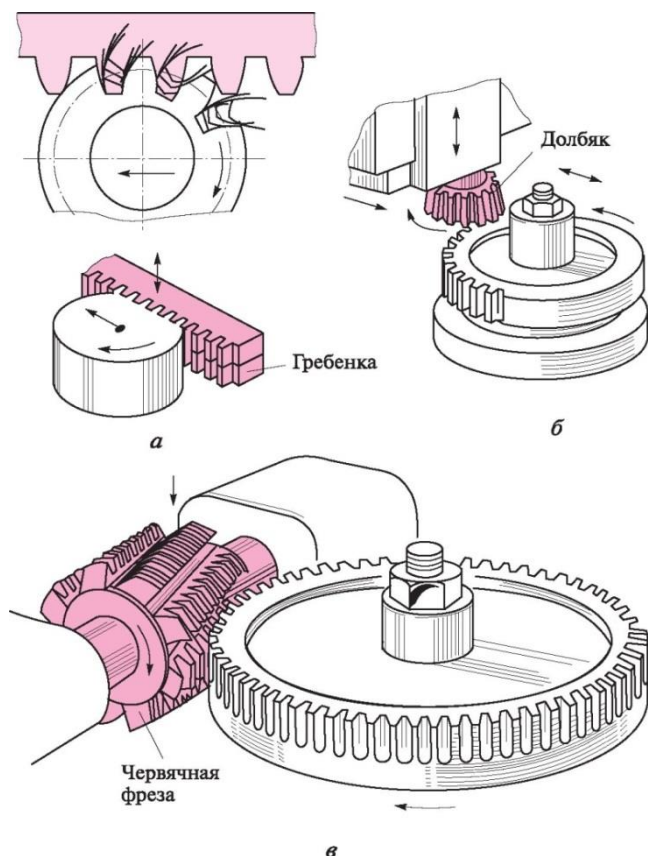
33.17 суретте машиналарды тігудің негізгі түрлерін және құрал мен дайындаманың сәйкес қозғалысын көрсетілген: а - тісті доңғалақ машинада аспаптық тірекпен (тісті доңғалақпен) кесілген тістер; б - тісті беріліс машинада тісті бергішпен тістерді кесу; в - тістерді тісті доңғалақ машинада құрт тәрізді кескіш құралмен кесу (құрт модульдік диірмен құралдың тіреуінің өстік профиліне ие).

Тісті берістің құралы бастапқы контурлар стандарты негізінде құрастырылады. Оның біреуі 1 мм-ден астам модульдермен цилиндрлік тартылыс тетіктер үшін (33.7 сурет) пайдаланылады. Құрал модульдің дөңгелектеріндегі тістердің артық санын кесіп тастайды. Бұл дөңгелекті іске қосу әдісінің өте маңызды артықшылығы болып табылады. Тісті доңғалақты тұтынуға ұсынудың алдында арнайы станоктардың көмегімен сыртқы және ішкі тістермен өңдейді. Тісті доңғалақтарға арналған тегістеуші кескіш станоктары ортаңғы жолмен (кескіш құралдың шығуы үшін) тік тістерді, қисық және дөңгелектерді кеседі; шевронның доңғалақшалары докбьякты немесе тарақпен арнайы косозубты кесіп ала алмайды. Тістерді кесудің ең өнімді тәсілі - құрт кескішпен жонғылау. Әдетте, тісті дөңгелектерді кесу машиналары жартылай автоматтандырылған машиналар деп аталады.

Егер өте таза және таза тіс беттерін алу қажет болса, аяқтау операциялары қолданылады. Оның қатарына: қырыну, іске қосу (төменгі қаттылық тістеріне арналған) немесе тегістеу, бекіту (қатты тістерге арналған) әдістері жатады.

Есептегіш дөңгелектер. Конструкциялардың материалды тұтынуды азайтудың және ең төменгі жалпы өлшемдерді алудың қажеттілігі тістерді барынша азайтуға мүмкіндік

береді.



33.17-сурет. Машинаны қайта жасау тістердің саны тістердің араласуы құбылысына алып келеді. Кедергі нәтижесі механикалық дөңгелектің тістің түбіндегі (кесу тістерінде) номиналды бетінің бір бөлігін кесуге немесе тістің жоғарғы бөлігіндегі номиналды беткі бөлігін кесуге әкеледі (тістерді кесу, ішкі тістері бар дөңгелектерге тән).

33.18-суретте дөңгелек тістерінің санына байланысты тіс пішінінің өзгеруін көрсетілген.

Тістердің санының азаюы мен олардың қалыңдығы негізге қарай төмендейді, шынында тіс әлсірейді және тартылыс профилінің қисықтары артады. Бұл тістердің беріктігін төмендетуге әкеледі.

Тістердің саны z_{\min} -ден аз болған кезде, машинаның жұмыс істеу барысында кедергі құбылыстар орын алады және тістер сынады. Машина торындағы тістің кесілуіне жол бермеу үшін аспаптың жолағы x_m шамасымен ауыстырылады, мұнда x - ауыстыру коэффициенті; m - тістердің модулі (33,18, б сурет).

Рельсті доңғалақ өсінен ауыстыру оң, ал өске - теріс деп саналады. Суретте тістердің кесілуі тоқтатылған кезде, яғни көлденең сызықтың үстіңгі жағындағы АВ сызығы (тістің белсенді профилінің қалыптасуы кезінде рельстің көлеңкеленген дөңгелектенген бөлігі) қатыспаған кезде, нүкте В-ден ауысатын кезде. Құралдың тістерінің өлшемдері стандартталған болғандықтан, басқа шарттар бірдей орындалады. Тозудың көрсеткіші доңғалақтың тістерінің саны бойынша анықталады.

Анықтайық z_{\min} .

. 33.18, б суреттен байқағанымыз, демек

$d - d_b \cos$	$m - x_m$
a	
$d - d \cos^7 a$	ің
_____	салыстыр
T	малы
айналымы	геометри
кезінде	ялық
беріліс	сырғуына
қорабыны	тең.
ң күші	Мұндағы
қалыпты	$f -$
қысым F_n	слиптің
(33,19,	коэффици
с сурет)	енті.
және $f \wedge$	Бұрын
$f F_n$	бекітілг
үйкеліс	ендей,
күші	жылжымал
тістерді	ы
ң	жылдамды
белсенді	қ
беттерін	

Сонымен, $\mathbf{d} = \mathbf{mz}$, то

$$\mathbf{mz} - \mathbf{mz} \cos^2 a = 2(\mathbf{m} - \mathbf{xm}).$$

Тепе-теңдікті \mathbf{m} -ға қысқартқанда шығатын формула

$$z(1 - \cos^2 a) = 2(1 -$$

x) немесе $1 - \cos^2 a = \sin^2 a,$

$$z \sin^2 a = 2(1 - x).$$

$Z = z_{\min}$ болған кезде, егістікте ешқандай кедергі болмайды. Щеткаларды ауыстырудың қажеті жоқ, яғни $x = 0$, сондықтан тістерді тарақпен кесу кезінде

$$z_{\min} \sin^2 \alpha = \sin^2 20^\circ$$

Тісті тегістеуішпен кесуге болмайды. Тістердің ең аз саны ретінде тоңазытқыштың тістері мен машина торындағы беріліс тістерінің саны жатады. Байланыс $13 < z_{\min} < 17$ ауқымынан тұрады.

Тістелген дөңгелектерді кесуді оларды жою үшін емес, тістердің формасын жақсарту және олардың беріктігін арттыру үшін қолданылады.

Егер сіз оң жаққа ауыстыруды қиып алсаңыз (33.18, b суретін қараңыз), онда тіс басының биіктігі артады (биіктігі өлшенеді), тиісінше, пышақтың биіктігі бірдей мөлшерде азаяды. Датчиктің диаметрі де өсіп, теріс екілікке тең болады, кері айналымда бәрі тиісінше кері болады.

$$d_a = mz + 2(t + xt);$$

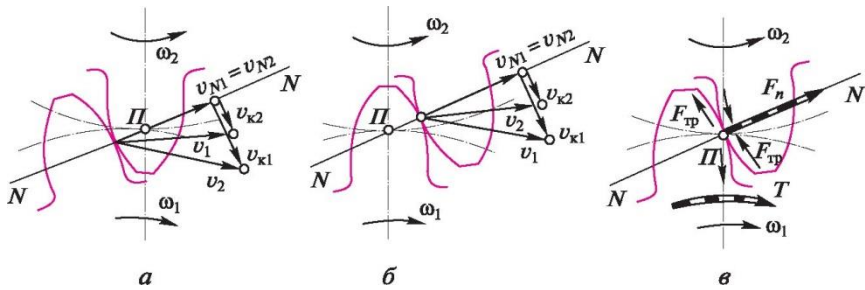
Егер тісті беріліс оң жақта және бірдей теріс доңғалақ (алгебралық соманың ауытқуы сомасы нөлге тең) болса, онда бастардың биіктіктері мен тістердің аяқтарын қоспағанда, қашықтық, бұрыш және басқа да трансмиссия параметрлері өзгеріссіз қалады. Егер ығысудың алгебралық сомасы нөлге тең болмаса, бастардың биіктіктері мен тістің аяғы арасындағы қарым-қатынас өзгермейді. Ал, ара қашықтықты және қашықтықты реттеу бұрышы да өзгереді.

Дөңгелектер бірдей стандартты тісті доңғалақ кескіш құралмен және жылжымалы дөңгелектермен бірдей машиналарда бір-бірімен орнын ауыстырады.

Қорытындылай келе жалпы цилиндрлік механизмдерде (атап айтқанда, редукторларда) кіші доңғалақ тістерінің саны $z = 20 \dots 25$ тең болуы керек екенін ескереміз.

33.6.

**ТІСТІ ДӨҢГЕЛЕКТЕРДІҢ ЖҰМЫСҚА
ЖАРАМДЫҒЫЛЫН АНЫҚТАЙТЫН КРИТЕРИЙЛЕРІ
МЕН ОРЫНДАЙТЫН ЖҮКТЕМЕСІ**



33.19 сурет

Жарты шармен байланысқан нүктелерінің қашықтығы өзара тікелей пропорционалды; полюстегі сілтемедегі сырғыма жылдамдығы нөлге тең.

Үйкеліс күштердің бағытын анықтау үшін, бір жұп тістерді алдын-ала полярлы және полюстан кейінгі күшті қосып көріңіз (33.19-сурет, а, б). Байланыс нүктелерінің v_1 және v_2 жылдамдық векторларының әрқайсысын өзара екі перпендикулярлы компоненттерге бөлшектейік: v_N - қалыпты жылдамдықты байланыстыру және v - тістердің сырғу бағытындағы жалпы нүктенің жылдамдығы. Содан кейін тіс профилінің байланыс нүктелеріне қарсы сырғанау жылдамдығына тең: полюсті байланыстырушы v_s $v_{s2} - v_{s1}$ (33.19-суретті қараңыз); Полюстің байланыстары $v_s = v_{s1} - v_{s2}$ (33.19-бетті қараңыз, б), және екі жағдайда да тістің v -басы оған қосылған тізбекке қарағанда үлкенірек болады. Сондықтан тіс басының белсенді беті жетекші, ал тістің аяғы артта қалып жатады. Қозғалатын және басқарылатын дөңгелектердің тістері үйкеліс күштерінің бағыты 33.19, с суретінде көрсетілген.

Қалыпты қысымдар мен үйкеліс күштерінің әсерінен дөңгелектің тістері күрделі кернеу жағдайын бастан өткерді, бұл екі фактор оның жұмысына айтарлықтай әсер етеді: байланыс а-ны және IT-ға әсер ететін STF- айнымалылар.

Қайталанатын айнымалы иілу кернеуі тіс негізіндегі созылған талшықтардағы (стресс шоғырлану орны) шаршау шақтарын тудырады, нәтижесінде олардың бұзылуы (33.20, а, б) пайда болады.

Қайталанатын айнымалы байланыс кернеулері мен үйкеліс күштері тістердің белсенді беттерінің тозуына әкеледі. Бұрын бекітілгендей, озық беттерде тозуға төзімділік тежелгеннен қарағанда жоғары, сондықтан тіс бастарының жүктемесі әлдеқайда жоғары сипатқа ие.

Бұл материалдардың бөлшектерін тістердің аяқтарын белсенді бетіке (сур. 33.20, с) түсіруді және баспалауды көрсетеді; Тістердің белсенділігіндегі беттерінің шаршағыш тозуы жабық берілістердің жұмысына тән.

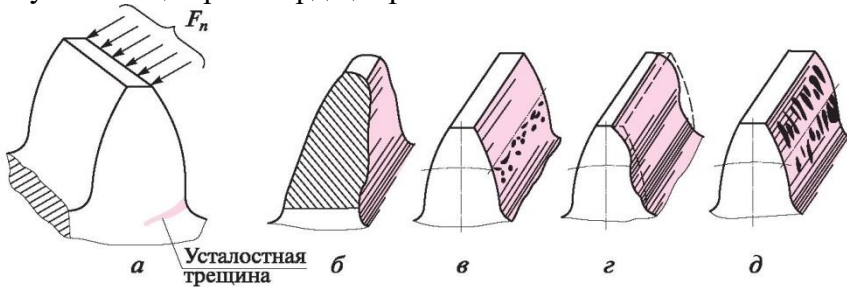


Рис. 33.20

Ашық қозғалтқыштарда нашар (ластанған) майлаудың әсерінен, шаршағыштарында тозаңның белсенді беттері абразивті тозуыға алып келеді (33.20, сур.).

Ауыр салмақты және жоғары жылдамдықты тісті берілістер де, тіс контакт аймағын да жоғары температурада көтере алмайды. Бұл мұнай пленкасының жарылуына және металл контактілердің қалыптасуына ықпал етеді. Нәтижесінде тістердің кептелуі (33.20, е), тісті доңғалақтардың салыстырмалы қозғалысы арқылы тоқтатылуы мүмкін.

Осылайша, тістердің тиімділігі өлшемі тістердің белсенді беттерінің тозуға төзімділігін жоғалтуына әсер етеді. Осы арқылы машиналардың иілгіш беріктігінің сапасы анықталады.

Дизайн жүктемесі. Сыртқы берілістегі металл цилиндрлік тартылыс тетіктерінің беріктігі бойынша есептеулер 1 мм және одан жоғары модулімен ГОСТ 21354-87 бойынша реттеледі. Сонымен қатар, келесі әріптік таңбалар қолданылады: К - есептеу факторына байланысты жекелеген факторлардың әсерін ескеретін коэффициенттер; Байланыстағы беріктікті есептеу үшін Z - арнайы коэффициенттер; Y - иілу есептеу үшін нақты коэффициенттер; S - қауіпсіздік факторы; H -

байланыс күшін есептеу кезінде ескерілген мәндер; F - есептеу кезінде есептелген мәндер үшін пайдаланылады.

Дизайн жүктемесі үшін есептелген формулаларды алу үшін, формуламен анықталған конструкцияның шамадан тыс күші орындалады

$$w_t$$

мұндағы F_t — айналымның күші; K_p — коэффициент, ол тістің ұзындығы бойынша жүктің біркелкі бөлінбеуін ескереді; K_v — жүктің динамизмін ескеретін коэффициент; b — дөңгелек жиегінің ені.

33.20, а суретте қалыпты қысым F_n күші, тістің ұзындығы бойынша біркелкі таратылады. Алайда, іс жүзінде, мұндай жүктемені бөлу тіпті дәл дайындалған таратылымдар үшін де жұмыс жасамауы мүмкін.

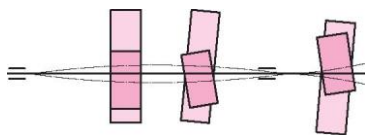
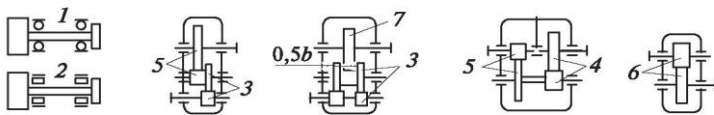


Рис. 33.21

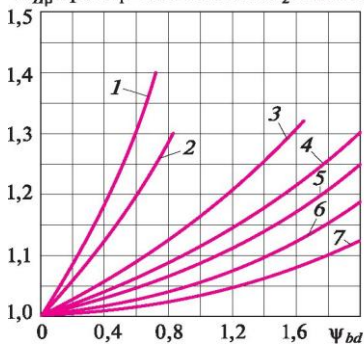
Тістің ұзындығы бойынша жүктеменің біркелкі бөлінуі келесі негізгі себептердің салдарынан туындайды: параллелизм және корпустың бөлшектерін дайындау кезінде дәлме-дәлдіктің салдарынан білік осінің сәйкессіздігі; тісті берілістер мен біліктерді жасау барысында өндірісіндегі қателіктер; жүктеме астында біліктер деформациясы (иілу және бұралу). 33.21- суретте, кестеде жүктемелердің біліктерінің иілуіне байланысты қиғаш тетіктер көрсетілген. Дөңгелектердің білік тіректеріне қатысты симметриялық орналасуы арқасында ешқандай қиғаштық болмайды және аралас тасымалдау үшін интераксальды қашықтықта кейбір өзгерістер маңызды емес; Асимметриялық немесе конструкторды (ең қолайсыз) орналастыру кезінде, тістердің контактілерінің дұрыстығын бұзатын дөңгелектер шешіледі. Серпімді деформациялар нәтижесінде тістердің бүкіл ұзындығы бойынша контактілер сақталады, бірақ бірлік ұзындығы бойынша жүктемесі біркелкі бөлінбейді және бұл бұзылыс тәждің енімен артып, соңғысымен шектеледі. Қозғалыс тетіктеріне ($H < 350 NV$) біркелкі емес жүктеме уақыт бойынша азаяды.

Әрбір қисық сызық біліктерге қатысты дөңгелектер белгілі бір орынға сәйкес келеді; қисықтардың цифрлары диаграммаларда көрсетілген трансляцияларға сәйкес келеді; дөңгелектерде және роликті мойын тіректерде әрекет ететін біліктердегі дөңгелектерді жинау жағдайлары үшін 1 және 2 қисық сызықтары пайдаланылады. Графиктер ауыспалы жүктемемен және перифериялық жылдамдықпен < 15 м / сек-қа тең. Тәжірибе режимінде кең таралған тұрақты жүктеме кезінде, $H < 350 NV$ доңғалақтарының біреуінің қаттылығы және жылдамдығы < 15 м / с, тістердің толық іске асуы болған жағдайда $U = 1$ қабылданады.

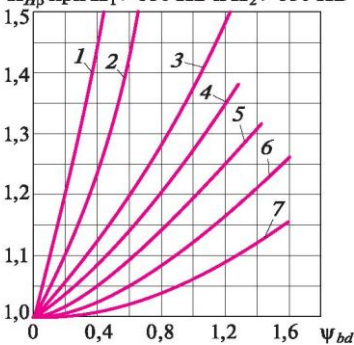
K_v жүктемесінің динамикалық коэффициенті дәлме-дәлдіктен туындаған динамикалық жүктемелерді ескереді. Трансмиссиялық бөліктерді дайындау, қателіктер, тістің деформациясы, лездік беру коэффициентінің нақты мәндерінің сәйкессіздігіне әкеліп соғады. K_v шамасы дөңгелектің дәлдік



K_{FB} при $H_1 \leq 350$ НВ или $H_2 \leq 350$ НВ

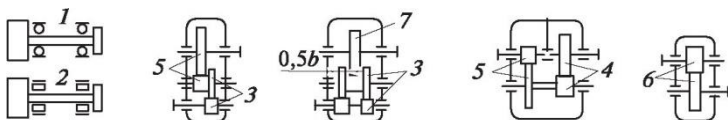


K_{FB} при $H_1 > 350$ НВ и $H_2 > 350$ НВ

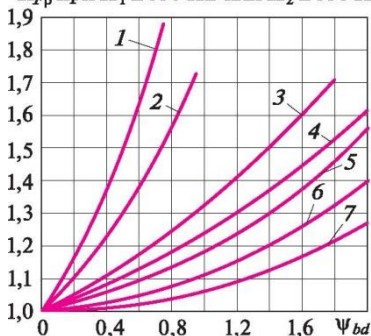


33.22 сурет

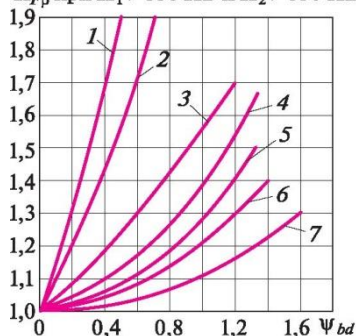
дәрежесіне, тісті беріліс тетігіне, тістердің белсенді беттерінің қаттылығына және дөңгелектердің перифериялық жылдамдығына байланысты. 10 м / с дейінгі айналмалы жылдамдықта жұмыс істейтін цилиндрлік механизмдер үшін K_{Hv} және K_{Fv} мәндері 33.2 және 33.3 кестеде келтірілген. Нумераторда құндылықтар қисық қызылшалар үшін және қисық гирляндарға арналған номиналда үшін беріледі; желілік а - дөңгелек тістерінің қаттылығы бар құрылғылар үшін: $H_2 < 350$ НВ пайдаланылады; сызығы b - тістердің қаттылығы және H_1 және $H_2 > 350$ НВ дөңгелектері бар механизмдер үшін. Шеңбер жылдамдықта > 10 м / с, стандарттағы формулалар K_{Hv} және K_{Fv} анықтау үшін пайдаланылады.



K_{FB} при $H_1 \leq 350$ НВ или $H_2 \leq 350$ НВ



K_{FB} при $H_1 > 350$ НВ и $H_2 > 350$ НВ



Дәлдікті анықтау дәрежесі	НВ тістерінің қаттылыс сапасы		К _{НВ} айналым жылдамдығының, м/с-қа есептегендегі коэффициенті					
			1	2	4	6	8	10
7	a	< 350	1,04/1,01	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	б	> 350	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
8	a	< 350	1,04/1,01	1,08/1,03	1,16/1,02	1,23/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
	б	> 350	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
9	a	< 350	1,05/1,01	1,01/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
	б	> 350	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05

33.3 кесте

Дәлдікті анықтау дәрежесі	НВ тістерінің қаттылыс сапасы		К _Я айналым жылдамдығының, м/с-қа есептегендегі коэффициенті					
			1	2	4	6	8	10
7	a	< 350	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,62/1,22	1,80/1,27
	б	> 350	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	a	< 350	1,01/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	б	> 350	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	a	< 350	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,72/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	б	> 350	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

33.7. ЦИЛИНДРДІК БЕРІЛІСТІҢ БЕРІКТІГІН ЕСЕПТЕУ

Бұл тармақта ұсынылған эвольвентті тісті берілістің есебі мен белгілерінің методикасы негізінен стандартқа сәйкес келеді, бірақ есептеулердің нәтижесіне айтарлықтай әсер етпейтін және оқыту үдерісінің тұрғысынан қажет еткендей ықшамдалған тұстары да бар.

Түйіспелік қажу кезіндегі тістердің жұмысын есептеу. Цилиндрлік тісті дөңгелектің екі тісінің арасындағы контакт екі цилиндрдің айналасындағы контакт ретінде қарастырылады, сондықтан сызықты контакт болып табылады. Ең үлкен байланыс кернеулері (33.24-сурет) полюстегі тістердің жанасуы кезінде пайда болады (бір жұпты іліністің аумағында).

Сызықты контакт үшін ең жоғарғы байланыс кернеулері бізге 31 тараудан белгілі Герцтің формуласы арқылы анықталады, яғни мұнда болат дөңгелектер үшін Пуассон коэффициенті $\nu = 0,3$ болып, мынадай көрініске ие болады:

$$\sigma_{\text{тн}} = 0,418 \sqrt{E_{\text{пр}}}$$

мұндағы q — контакт желілерінің бірлік ұзындығына қалыпты жүк (контакт желілерінің тіктісті берілісінің ұзындығы үшін тәждің жұмыс еніне тең); $E_{\text{пр}}$ — дөңгелек материалдарын икемділікке келтіретін модель; $r_{\text{пр}}$ — қисық тістерді радиуска келтіреді.

Эвольвенттің өзіндік

қасиеттеріне сәйкес оның қисықтық орталықтары негізгі

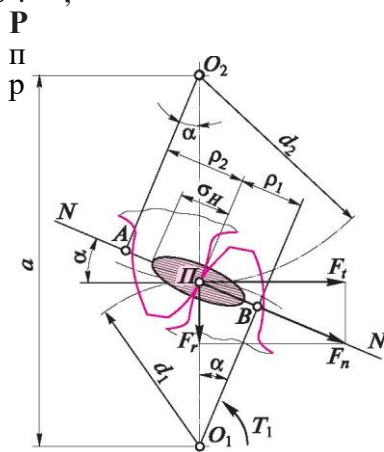


Рис. 33.24

шеңберде жатады (33.3 және 33.4 суреттер), яғни, тістің жұптары

(33.24 суреттер) қисық тістердің қиылысқан радиусы мынаған тең

$$e_a \sin 2\alpha$$

трансферлік геометрия, материал қасиеті және дөңбекті жабу. Нәтижесінде жүк сыйымдылығына қарай $\sigma_{th} < [\sigma_{th}]$ болат цилиндр дөңгелектердің белсенді тістерінің түйіспелік қажуына арналған тексеріс есебі үшін формула пайда болады

Пайда болған нәтижені $1/\rho$ және $q\Gamma$ Герцтің формуласына сала отырып және $\sin \alpha \cos \alpha$ формуласын $0,5 \sin 2\alpha$ алмастырсақ, нәтижесінде

$$w_{Ht} = \frac{F_t^{KH}}{F_t^{KH} \rho^{KHv}}$$

$$\sigma_{th} = 0,418 \cdot \cos^2 \rho$$

$$\sin \alpha$$

$$\cos^2 \rho$$

НИЯ $F_n =$

$Z = 0,418$ белгісін енгіземіз

Сөйтіп $d_2 = d_1 u$, мұндағы u — беріліс саны, нәтижесінде:

$$\frac{111 \cdot 2 \cos^2 p \cdot 2 \cos^2 p}{P_{np} P_1 P_2 d_1 \sin a \cdot d_1 u \sin a^b} = \frac{\cos^2 p}{d_1 u \sin a}$$

Қалыпты жүкқжүктің әркелкілігі мен динамикалығын ескере отырып, қисық тісті дөңгелектің түйіспелік сызығының ұзындық бірлігі

мынаған тең қисымның күші F_{tt} / γ е, $\cos a$

$$q = \frac{W H t}{4 \cos^2 p E_{np}} = \frac{e_a b}{\cos b} = a$$

), $a \cos a \cos p$ түйіспелік сызықтың жиынтық ұзындығы E_{np}

$$w_H(u + 1)$$

$$\sigma_H = Z \cdot d_1 u < \sigma_{HL}$$

$$p_1 = 0,5 d_1$$

, то окончательно имеем

$$p_2 = 0,5 d_2$$

$$F^k_H p^k_{Hv} = 2 \tau^k_H p^k_{Hv}$$

$$p_1 = 0,5 d_1 \sin a;$$

$$p_2 = 0,5 d_2 \sin a.$$

Если колеса косо зубые, то радиусы кривизны зубьев определяются по размерам эквивалентных колес, следовательно,

$$\sin a$$

мұндағы $[\sigma_H]$ — рұқсат тетілген түйіспе кернеу; Z и $462 \cdot 10^3$ Па^{1/2} тік тісті берілістер үшін; Z және $376 \cdot 10^3$ Па^{1/2} қиғаш тісті және шырша тісті берілістер үшін.

$$\text{Себебі } w_{H=Z} = \frac{b}{H} = Z \frac{4w_{H=Z} \cos^2 \frac{2\pi(u+1)}{3} + K_{HP}^K K_{HV}^{-1} \cdot h}{6a d_1 u \sin 2a} \cdot K_{HP}^K K_{HV}^{-1} \cdot h$$

Жобалық есептің формуласын анықтау үшін белгісіз мөлшердің санын азайту керек, сол кезде что венц енінің

$$\text{Өйткені } w_{H=Z} = \frac{CT_{H=Z}}{d_1} \frac{2T_1(u+1)}{V_{bd}^{[CT]j^2 u^2}} \cdot K_{HP}^K K_{HV}^{-1} \cdot h$$

коэффициенті шамаласады диаметрге $v_{bd} = b_2 / d_1$. Сонда шығады:

Түйіспе кернеуін $\sigma_{H=Z}$ теңестірген кезде $[CT_{H=Z}]$ жіберіп, $T_1 = T_2 / u$, ескере отырып, **жобалық есептің** формуласын шығарамыз:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H v}{V_{bd}^{[CT]j^2 u^2}}}, \quad \text{где}$$

$$K_d = p Z^2 K_{HV}$$

Жобалық есептеу кезінде өсаралық қашықтықты анықтауға болады, дөңгелектің өсаралық қашықтығы бойынша енінің коэффициенті енгізіледі $v_{ba} = b/a$, және $d_1 = 2a/(u+1)$ ескеріледі. Сәйкесінше

$$a = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{2^{\tau K_H} p}{V_{bd}^{[CT]j^2 u^2}}}$$

түрлендірген кезде төмендегі формула шығады:
Мұнда

$$K_a = \sqrt[3]{0,5 Z^2 K_{HV}}$$

Тіктісті берілісті алдын ала есептеу үшін қабылдайды:

$$K_{HP} \text{ и } 1,3, \quad K_d = 7\,700 \text{ Па}^{1/3}, \quad K_a = 4\,950 \text{ Па}^{1/3}$$

Қисық тісті және шевронды дөңгелектердің жүктемелік мүмкіндігі тік тісті дөңгелекке қарағанда жоғары, сондықтар оларға келесі коэффициент бірліктері ұсынылады:

$$K_{HP} \text{ и } 1,2, \quad K_d = 6\,750 \text{ Па}^{1/3}, \quad K_a = 4\,300 \text{ Па}^{1/3}$$

v_{bd} мәні 33.4 кестесінен алынады, содан кейін v_{ba} төмендегі

$$V_{bd} = \frac{2V_{bd} u}{u+1}$$

формула арқылы анықталад

Дөңгелектің қозғалысына байланысты орналасуы	Жұмыс тістерінің қаттылығы	
	$H_2 < 350$ НВ или H_1 и $H_2 < 350$ НВ	H_1 и $H_2 > 350$ НВ
	V_{bd}	
Симметриялық	0,8 ... 1,4	0,4 ... 1,0
Симметриялық емес	0,6 ... 1,2	0,3 ... 0,5
Консольды	0,3 ... 0,4	0,2 ... 0,25

Тұрақты жүктеме және қатты конструкцияның тіректері мен біліктерінің үлкен маңызы бар.

Эмпирикалық арақатынастан өсаралық қашықтықты **a** тапқаннан кейін модульды анықтап және оның мәнін стандартқа дейін келтіреді. Дөңгелек пен тістегершік тістерінің жоғары жұмыс қабатының қаттылығы H_1 и $H_2 < 350$ НВ қабылдайды $t = (0,01 \dots 0,02)a$, тістегершік тістерінің қаттылығы кезінде $H_1 > 45$ НРС және дөңгелек $H_2 < 350$ НВ қабылдайды $t = (0,0125 \dots 0,025)a$, тістегершік мен дөңгелектің қаттылығы кезінде H_1 и $H_2 > 45$ НРС қабылдайды $t = (0,016 \dots 0,0315)a$.

Тістердің бірдей түйіспелік және иілдіру беріктігін қамтамасыз ету үшін берілген өсаралық қашықтықта шамалап модуль шығаруға болады, бұл формулада $K_{та}$ — көмекші коэффициент (тік тісті біріліс үшін $K_{та} = 1,4$; қисық тісті үшін $e_p < 1$ $K_{та} = 1,1$; қисық тісті үшін > 1 және шевронды беріліс үшін $K_{та} = 0,85$); Y_{F1} — тістегершік тісінің коэффициенті, ол 33.7 кесте арқылы анықталады; $[σ_{тj}]$ — тістегершік үшін рұқсат етілетін иіліс қысымы.

Негізгі параметрлер (өсаралық қашықтыққа, номиналды беріліс саны, дөңгелек енінің коэффициенті $t_{ба}$) бәсеңдеткіштер үшін цилиндрлік беріліс ГОСТ 2185—66 нөмерімен регламенттелді (33.5 и 33.6 кестелер).

Стандартты мәні $u_{ба}$: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Тісті дөңгелектің берілісін құрастыру кезінде осьтің жылжу мүмкіндігін пайдалана отырып, дөңгелек тәжінің еніне қарағанда тістегершік тәжінің енін бірнеше миллиметрге

үлкейтеді.

Иіліс кезінде тістердің жұмысын есептеу. Тістердің иілуі беріктігі тұрғысынан оның ілініске кірген және шыққан тұсы қауіпті болып саналады, ал қалыпты қысымның күші тістің жоғары бөлігінде болады. (33.25 сурет). Иілуді есептеу кезінде тіс бір ұшымен қатты қысылған

Консольдық арқалық ретінде қарастырылады. Сонымен қатар, біз бүкіл жүктемені F_n тек бір тіспен ғана қабылдаймыз және үйкеліс күштерін ескермейміз, ал бұл әдеттегі қалыпта бағытталған күшті F_n контактілі тістердің профиліне қарай қарастыруға мүмкіндік береді. Өйткені тістің жоғары бөлігі ілініске өсаралық сызықпен тартылмағандықтан, тістің симметриялық өсіне перпендикуляр қысым сызығын құрайтын бұрышы ілініс бұрышынан біршама үлкен болады, бірақ бұл айырмашылықты ескермей және a' және a деп есептейміз.

Өсаралық қашықтық, м											
1-атар	қ	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200
2-атар	қатар										
1-атар	қа		250		315		400		500		630
2-атар		225		280		355		450		560	И т. д. до 2 500

Ескерту. 33.5 және 33.6 кестелерінде 1қатарды 2 қатарға ыңғайлап қолдану керек.

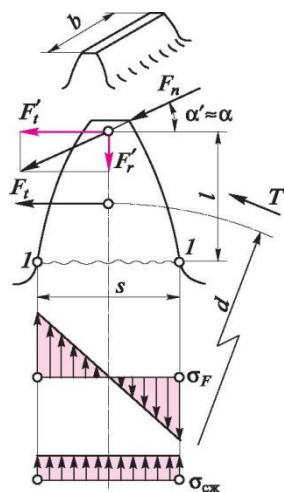


Рис. 33.25

Біз F_n күшінтістің симметрия осіне ауыстырамыз және оны екі перпендикулярлық $F /$ және P_T' компоненттеріне бөлеміз, олардың біреуі тістерді бүктейді, екіншісі - қысады. 33.25 суретте иілу (бүктеу) және қысу қозғалыстарының диаграммалары көрсетілген.

Практикадан белгілі, бұл шаршау сызаттар (33.20, а суретті қараңыз) созылған талшықтар аймағында тістің негізінде пайда болады. Бұлай болу себебі тістің негізі иіліс қысымы мен қысым концентрацияланған ең үлкен кернеуі болып табылады; соңғы теориялық есептеулерде K_T қысым концентрациясының коэффициентін енгізу ескерілетін болады.

Тістің созылған жағында (шаршау сызаттар пайда болатын) қысу қысымын назардан тыс қалдырамыз, бұл ретте суммарлық қысым иілу мен қысу қысымдары арасындағы айырмашылыққа тең болады, демек, иілу қысымдарына арналған есептеу тек қауіпсіздік факторының біршама артуына алып келеді.

Соққы берілісінің тістерінің 1 - 1 қауіпті бөлігінде (33.25 сурет) иілу кернеулері CTF келесі формула бойынша есептеледі:

$$f = \frac{M_d}{W bs^2} = 6FH$$

$F = 2T / d$ шеңберлік күшін F күшімен ауыстырамыз (мұндай алмастыру қауіпсіздік факторын жоғарылатудан сақтайды, өйткені ($F_t > F /$) және біз есептеген кезде K_T қысым концентрациясының теориялық коэффициентін, K_{Fe} біркелкі емес жүктеме коэффициентін және динамикалық жүктеме K_{Fv} коэффициентін енгіземіз, сонда тістің иілу кезіндегі беріктік күйі мынадай көрініске ие болады:

$$af = F K_f K_{fv} b f^1 < [a_F],$$

где $[a_F]$ — рұқсат етілген иілу кернеуі.

S пен мөлшерін өздері тиесілі тістің модулі арқылы суреттейміз: $l = rpn$, $s = X m$, тоғда $l/s^2 = p(X^2 m)$. Бұны алдыңғы анықталған формулаға салып және $Y_F = 6K_T c D^2$, $w_{Pt} = F_t K_{Fp} K_{Fv} / b$ алмастырсақ, тік тісті дөңгелектерді тексерудің формуласын аламыз

m

мұндағы Y_F — тіс формасының коэффициенті, ол тіс саны мен 33.7 кестесінен таңдалып алынған санға тәуелді; параметрі $w_{Pt} = 2T_1 K_{Fp} K_{Fv} / (d_1 b)$.

Қисық тісті дөңгелектің тісі тік тісті дөңгелектің тісіне карағанда ұзынырақ, сондықтан есептеу формуласына Y_p коэффициенті енгізіледі, ол тіс сызығының көлбеуін ескереді, сөйтіп

$$Y_p = 1 - \frac{1}{140} \cdot \dots$$

z_1, z_v	17	20	25	30	40	50	60	Және басқа
Y_f	4,26	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,60

Немесе нақтырақ көрсетсек,

$$Y > 1 - \frac{1}{140} \cdot \dots$$

мұндағы P — көлбеу бұрышы; e_p — өсті қалпына келтіру коэффициенті. Қисық тісті дөңгелекті тексеру формуласы

$$OF = \frac{Y_F Y_e W_F}{m_n} < [OF],$$

тіс формасының коэффициенті Y_F 33.7 кестесінен тіс санының эквивалентіне z_v байланысты тандалып алынады; m_n — қалыпты модуль.

Тістердің төмен және орташа қаттылығы бар жабық берілістерді есептеудің негізгі түрі тістердің белсенді беттерінің контактілі шаршағышын есептеу болып табылады және иілу кезінде тістердің шаршағышын есептеу тексеру ретінде пайдаланылады.

Ашық берілістердің параметрлері, сондай-ақ беті белсенді қатты жабық беріліс параметрлері ($H > 50$ HRC, олардың жүктемесінің қуаттылығы иілгіш беріктігі бойынша шектеледі) иілу үшін тістерді есептеуден анықталады, және негізгі конструкция параметрі қалыпты модуль болып

$$m_n = \frac{T_2 K_F Y_f m}{u z_1 v_{bd} \sigma_F I^l}$$

табылады. Конструкторлық иілуді есептеу формуласы тік тісті үшін $K_m = 1,4$; қисық тісті (мұнда $e_p < 1$) және шевронды беріліс үшін

$K_m = 1,12$, қисық тісті (мұнда $e_p < 1$) беріліс үшін $K_m = 1,25$ (есептеу тістегершік үшін) тең болып табылады.

Қозғалатын және басқарылатын дөңгелектердің ұзақтығын қамтамасыз ету үшін беріліс берік материалдан жасалады, бірақ тістің ұзаққа созылуы оның формасына да байланысты. Осылайша, иілу кезінде тістердің беріктігін салыстырмалы бағалау жүргізуші мен басқарылатын дөңгелектерге қатысты $[O_F]/Y_F$ бойынша жүргізілуі мүмкін, ал тексеру есептеулері бұл ара қатынасы аз болатын дөңгелекке әкеледі.

Иілу кезіндегі конструкция есептеуінде тісті тістегершік саны z_i (ашық беріліс үшін $z_i = 17 \dots 22$) және дөңгелек енінің коэффициенті ΨI_M (ашық беріліс үшін $\Psi_{bd} = (10 \dots 12)/z_1$) беріледі; K_{Fe} коэффициенті 33.23 суретіндегі графика арқылы анықталады.

33.8.

РҰҚСАТ ЕТІЛГЕН ҚЫСЫМДЫ ТЕКСЕРУ

Рұқсат етілген байланыс қысымы. Рұқсат етілген байланыс қысымы төмендегі формула арқылы есептеледі

$$[\sigma_H] = \sigma_{TN} \lim b^{Z_N/S_H}$$

мұнда $\sigma_{TN} \lim b$ - сынақ базасына сәйкес келетін контакт беріктігінің шегі (яғни, әлсіздік сынақтарындағы циклдердің ең көп саны); Z_N - ұзақтықтың коэффициенті; S_H - ең төменгі қауіпсіздік факторы.

Байланыстың төзімділігін шектеу шегі $\sigma_{TN} \lim b$ термиялық өңдеу мен тістердің белсенді беттерінің кермектігіне байланысты және 33.8 кестесінен анықталады.

Тұрақтылық коэффициенті Z_N өзгерістегі қысым N_k циклдарының белгіленген саны N_{HL} сынақ базасынан $N_H \lim$ төмен болған жағдайда қысқа мерзімді өтпелі кезеңдер үшін рұқсат етілген кернеулерді арттыру мүмкіндігін ескереді; бұл коэффициент мына формула арқылы анықталады

$$Z_N = \sqrt[6]{N_H \lim I_{N_k}^{-1} - Z_N \max}$$

Сынақ базасы тістердің беріктігіне тәуелді және 33.9-кестесі арқылы анықталады. Циклдердің көрсетілген саны төмендегі формула арқылы анықталады

$$N_k = 60nL_h,$$

Кесте 33.8

Термиялық және химия-термиялық өңдеу әдісі	Тіс беттерінің орташа қалыңдығы	Болат	σ_{Hlim}^0 b_{MFla}	σ_{Hlim}^A b_{MFla}
Өңдеу, қалпына келтіру не месе жақсарту	H - 350 HB	45, 50, 40X, 45X	$2H_{HB} + 70$	$1,75H_{HB}$
Көлемі мен бетінің қатаюы	38 ... 50 HRC	40X, 35XM, 35XГСА, 40XH	$\frac{1,7H_{HRC} + 200}{200}$	500 . 700
Көміртектендіру және нитраттар	56 HRC аса	20X, 12XH3 A, 18XГТ	$\frac{2,5H_{HRC}}{200}$	700 . 950
Азоттандыру	350 ... 750 HV	40X, 38XMЮ A	1 050	2 580 ... 770

HB қаттылығы	200	250	300	350	400	450	500	550	600
$N_H u_m$, млн цикл	10	17	25	37	50	64	80	100	120

мұндағы n — рұқсат етілген қысым анықталатын дөңгелектің айналу жылдамдығы; L_h — берілген төзімділік (ресурс) сағатпен есептегендегі. Төзімділік коэффициентінің шекті мәндері: $Z_{N_{max}} = 1,8$ беткі қабатының тісері үшін; $Z_{N_{max}} = 2,6$ біртекті материал құрылымы бар тістер үшін (қалпына келтіру, жақсарту, массаның қатаюы).

Ұзақ уақыт бойы жұмыс жасайтын беріліс үшін $N_k > N_{Hlim}$ кезінде $Z_N = \frac{20N_k}{N_{Hlim}} > 0,75$ мәніне көшеді.

Біртекті материал құрылымы бар механизмдер үшін қауіпсіздік коэффициенті $S_H = 1,1$; беткі тістері берік механизмдер үшін $S_H = 1,2$; ауыр салдарларға байланысты болса, коэффициенттердің мәндері сәйкесінше $S_H = 1,25$ и $S_H = 1,35$ дейін ұлғайтуға болады.

Тік тісті берілістің түйіспелік қажуын есептеу дөңгелектің көмегімен жүргізіледі, ол үшін рұқсат етілген қысым аз болуы

керек; қысық тісті және шевронды берілістерді есептеу шартты рұқсат етілген қысымға сәйкес жүзеге асырылады

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) - 1,23[\sigma_{H2}].$$

Конусты дөңгелек үшін $[\sigma_H] - 1,15[\sigma_{H2}]$.

Иілу кезіндегі қажудың рұқсат етілген қысымы. Иілу кезіндегі рұқсат етілген қысым есебі мына формула бойынша жүзеге асады

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{Flim}}{b^Y A X N^S F}$$

мұндағы σ_{Flim} — иілу кезіндегі тістердің төзімділік шегі, сынақ базасына сәйкес келетін және 33.8 кестесінен алынған (жоғары тістің қаттылығындағы мәндер); Y_A — кері қайтару коэффициенті; Y_N — қуаттылық коэффициенті; S_F — беріктік запасының минималды коэффициенті.

Реверсивті коэффициент $Y_A=1$ біржақты жүктеме кезінде; Y_A және 0,7 реверсивті беріліс үшін.

Қуаттылық коэффициенті $Z_n = N_m N > 1 - Y_N \max$, барлық болаттар үшін сынақ базасы $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$ цикл; алдын ала белгіленген циклдер саны $N_k = 60nL_h$. Біртекті материал құрылымы бар дөңгелектер үшін $q = 6$, $Y_{Nmax} = 4$; тістің беткі қабатының қатаюы кезінде $q = 9$, $Y = 2,5$

N_{max}

Ұзақ уақыт бойы жұмыс жасайтын беріліс үшін $N_k > N_{Flim}$ болған жағдайда $Y_n = 1$ болады.

$S_{Flim} = 1,4 \dots 1,7$ в зависимости от марки стали и термообработки (см. таблицы стандарта).

Төзімділік коэффициенті материал құрамының тұрақсыздығын, оның қаттылығын, бұзылу ықтималдығы мен берілістің жауапкершілігін ескереді; $S_{Flim} = 1,4 \dots 1,7$ болат маркасы мен термиялық өңдеуге байланысты (стандарт кестесін қара).

Тексеріс есептеулерінен кейін рұқсат етілген қысым (шамадан артық беріліс) 5 % аспауы тиіс, ал жүктің кемдігі 10 % аспағаны дұрыс.

33.9. КОНУСТЫҚ ТІСТІ БЕРІЛІС

Конусты тісті берілістер осьтерді қиылысу (сурет 33.1, д, е, ж) және тоғысу (сурет 33.1, з — **гипоидты беріліс**) үшін қолданылады. Ось аралық бұрыш E түрлі мәндерден өзгеше болуы мүмкін ($10^\circ < E < 170^\circ$), бірақ ең көп тарағаны $E = 90^\circ$ бұрышты ортогоналды конустық беріліс.

Конустық тісті берілістер цилиндрлік тістерге қарағанда үлкен массаға және сыртаумақтық өлшемге ие және құрылымы күрделі, сонымен қатар тісті дөңгелектің осьтік орналасуын нақты фиксациясын талап еткендіктен монтаждауда да күрделі.

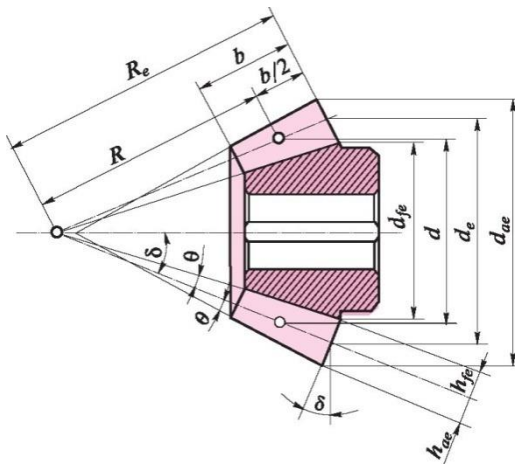
Ең жиі кездесетіні — тіке және қисық сызықты тістері бар конустық берілістер; соңғысы тангенциал тісті берілісті біртіндеп ығыстырып шығарады. (сурет 33.1, д, е, ж). Қисық сызықты конустық тісті дөңгелекте дөңгелекті, эвольвентті, циклоидті тістер желісі болуы мүмкін; ең көп тарағаны дөңгелек тісті механизмдер.

Қисық тісті конустық берілістер тіке тісті механизмдермен салыстырғанда үлкен жүктемелік сыйымдылыққа ие және тегіс жұмыс жасайды, демек сәйкесінше олардың жұмысында шу мен динамикалық жүктеме аз. Конустық және гипоидтық беріліс шектеулері нақтылықтың он екі нормалары анықталған стандартқа сай реттеледі.

Конустық тіке тісті (жанама) механизмнің айналмалы жылдамдығы мынадай мәндерге ие: бдәрежелі дәлдікпен — 12 (20) м/с дейін, 7 дәрежелі — 8 (10) м/с дейін, 8 дәрежелі — 4

(7) м/с дейін, 9 –дан бастап — 1,5 (3) м/с дейін.

Конустық тіке тісті берілістің геометриялық есебі ГОСТ 19624—74 бойынша реттеледі. 33.26 суретте тіке тісті цилиндрлі дөңгелектің басты негізгі геометриялық параметрлері көрсетілген: R_e , R — конустың ішкі және ортақғы ара қашықтығы; b — тісті венцтің ені;



33.26-сур.

d , d_e — орта және сыртқы бөлу диаметрлері; d_{ae} , d_{fe} — тістер мен ойықтардың сыртқы диаметрлері; 5 — бөлу конусының бұрышы; k_{ae} , h_{fe} — бөлгіш басының сыртқы ұзындығы мен тістердің аяғы; $9_a = 9_f = 9$ — бөлгіш басының бұрышы мен тістердің аяғы.

Тістің бастары мен аяқтарының бұрыштары бірдей етіп жасалған, өйткені құрастырылатын конустың бір дөңгелегінің жоғары тістері екінші дөңгелекпен параллельно болуы керек, нәтижесінде тіке тістің ұзындығы бойынша радиалды саңылаутұрақты болады (сол үшін 33.26 суретте конустардың биіктігі сәйкес келмейді).

Жоғарыда көрсетілген параметрлер арқылы дөңгелектер мен берілістердің қалған өлшемдері анықталады, санамалап айтсақ:

Жоғары тістер конусының бұрышы

$$5_a = 5 + 9;$$

Ойысты конустың бұрышы

$$5_f = 5 - 9;$$

Берілістің өсаралық бұрышы (сурет 33.27)

$$E = 5_1 + 5_2.$$

Конустық дөңгелектің биіктігі, тістердің қалыңдығы және тістің ұзындығы бойынша аймақтық қадамы әр түрлі болады, сол себепті екі айналма модельге бөледі:

t — орташа аймақтық бөлгіш модель, мұнда $d = m_z z$ — дөңгелек тістерінің саны;

t_e — сыртқы аймақтық бөлгіш модель, мұнда $d_e = m_e z$.

Сыртқы және орташа модельдер сәйкес келетін конустық қашықтыққа пропорционал, сол себепті

$$\frac{m_e}{m} = \frac{z}{z_e}$$

Сызбаларда өлшеуге ыңғайлы болу үшін дөңгелектер мен тістердің сыртқы өлшемдері беріледі, ал m_e моделін *өндірістік* деп атайды, ол арқылы стандарттық мәнге дейін ықшамдауға (бірақ міндетті емес) болады.

Қисық сызықты және тангенциалды тісті берілісте қалыпты сыртқы және орташа модельдер m_n және m_n болады.

Тіке тісті және тангенциалды, сонымен қатар айналмалы тісті конустық дөңгелектердің кескінделуі стандартқа сәйкес жүргізіледі. Тіке тісті конустық дөңгелектер үшін бастапқы контур цилиндрдік дөңгелектің сыртқы контурына барабар (33.7 суретті қара), радиалды саңылауды қоспағандас $c = 0,2t_e$; тіс бастарының сыртқы биіктігі $h_{ae} = m_e$, аяқтарының сыртқы биіктігі $h_{fe} = 1,2t_e$, ал тістің сыртқы биіктігі $h_a = 2,2t_e$.

Тіс биіктігінің сыртқы диаметрі мынаған тең

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos 5 = m_e(z + 2 \cos 5).$$

Әрине, егер $E = 90^\circ$

$$R = \frac{\pi}{2} e_1 + \frac{d}{2} e_2 = \frac{Z}{m} I + \frac{z}{2} R_e$$

сонымен қатар

$$R_e = d e(2 \sin 5), R = R_e - 2.$$

Ортогоналды берілістің бөлгіш конус бұрышы жетекші дөңгелктің тіссанына мен беріліссанына қарамастан тезанықталады:

$$\operatorname{tg} 5_1 = \frac{d_1}{d_2 z_2 u} = \frac{1}{u} \text{ или } u = \operatorname{ctg} 5_1 = \operatorname{tg} 5_2.$$

Тісті венктің енін b стандарт бойынша алуға кеңес беріледі

$$b < 0,3 R_e \text{ или } b < 10 t_e;$$

есептелген мән бүтін санға айналады, ал стандартты редуكتورларды ГОСТ 12289—76 бойынша жобалау кезінде b стандарты бойынша қабылданады.

Венц енінен басқа ν стандарты редукторға арналған ортогоналды конустық беріліс үшін дөңгелектің сыртқы бөлгіш диаметрінің d_{e2} номинал мәні (негізінен редуктордың айқындағыш габариттік өлшемдері) және беріліс санының и номиналды мәні анықталады (i -ден = 1 и дейін = 6,3, кесте 33.5).

Эквивалентті дөңгелектер. Конустық дөңгелектің тістері цилиндрлік тістер сияқты эвольвент бойынша кескінделеді, бірақ конустық беріліс кеңістіктік болып саналады, сондықтан қабатты профилдерінің нүктелері жазықтыққа көнбейтін сфералық бетінде жатады. Сондықтан конустық дөңгелектің тістерін кескіндеу анықталған қателікпен қосымша конустың беткі қабатында орындалады (33.27 сурет), бұл жерде ойша жасаушы бойынша қиып, жазықтық бойынша жазып тастауға болады.

Құрастырушы қосымша конустар құрастырушы бөлгіш конустарға перпендикуляр, сондықтан эквивалентті дөңгелек деп аталатын жорамалдағы тік тісті цилиндрлік дөңгелектің диаметрі төмендегі формула арқылы анықталады

$$d_{e1} \cos \delta_1 = d_{e2} \cos \delta_2$$
 где d_{e1} и d_{e2} — конустың дөңгелектің бөлгіш конустарының бұрыштары

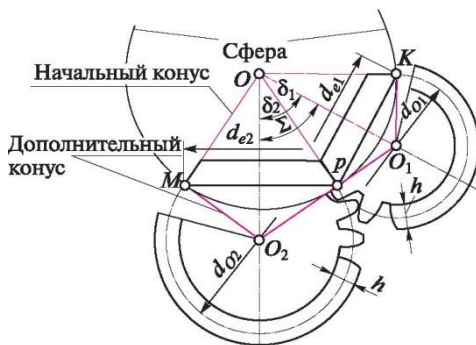
Эквивалентті дөңгелектердің тіс саны тең

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} \quad \bullet \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

мұндағы z_1 и z_2

конустық дөңгелек тістерінің шын мәніндегі саны.

Эквивалентті тіс саны тіс формасының коэффициентін 33.7 кестесі арқылы анықтау барысында қолданылады



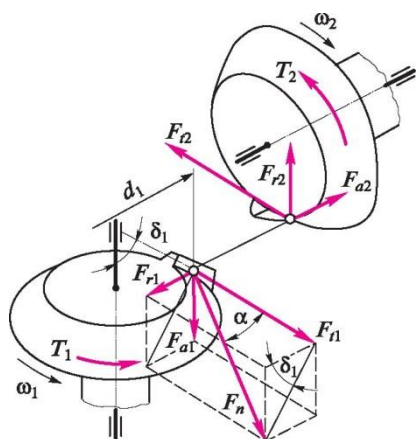


Рис. 33.28

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{t2}$$

Конустық берілістегі кү ш. Конустық берілістің кү шін есептеу барысында қ алыпты қ ысымның ә серлі кү ші F_n тістің ортаңғы кимасына қойылған деп есептеледі, ал үйкеліс күші оны бұрынғыдай елемейді. F күшін өзара перпендикуляр нақты бағыттарға қоямыз (сурет 33.28), нәтижесінде:

дөңгелек пен шестерняның аймақтық күші

тістегершікдағы радиал күш, сан жағынан дөңгелектің ось күшіне тең,

$$F_{r1} = F_{at} \cos S_1 = F_{a2},$$

Тістегершікдағы оськүші, дөңгелектің радиалдық күшіне тең,

$$F_{a1} = F_{it} \sin S_1 = F_{r1}.$$

Конустық берілістің үйкеліс төзімділігін есептеу.

Конустық және цилиндрлік берілістің төзімділігін есептеуге арналған жұмыс қарқыны мен методика белгілері бірдей. Сондықтан конустық берілістің тістерін есептеу эксперименттік түрде анықталатын 0,85-ке тең конустық берілістердің жүктеме сыйымдылығының төмендеу коэффициентін ескере отырып эквивалентті цилиндрлік беріліс тістерін есептеу үшін азаяды. Цилиндрлік эквивалентті дөңгелек тістерінің модулі ортаңғы бөлігіндегі t модуліне тең күш есептерінде қабылданады, ал эквивалентті дөңгелектің бөлгіш аймағының диаметрі орташа қосымша конустың

$$u_v = \frac{z_2^2}{z_1^2} \frac{\cos S_1}{\cos S_2} u_t \operatorname{tg} S_2 = u_t^2,$$

диаметріне тең деп қабылданады; тістердің эквивалентті саны алдыңғы формула арқылы анықталады, ал эквивалентті дөңгелектің беріліс саны u_v тең болады

өйткені $E = 90^\circ$ $\cos S_1 = \sin S_2$, $\operatorname{atg} S_2 = u$.

Бұрын алынған формуладағы эквивалентті

$$u_v = u^2 \cdot d_{v1} \cdot \left(\frac{1}{d_{v1}} + \frac{1}{d_{v2}} \right) \cdot \tan^2 \alpha$$

дөңгелектің параметрлерін цилиндрлік дөңгелектің баламалы есебін алу үшін пайдаланып, сонымен қатар жүктеме қуаттылығының 0,85-ке тең азайту коэффициентін енгізу арқылы конустық тік тісті берілістің баламаны тістер есебінің түйіспелік қажуға арналған формуласын шығарамыз: мұндағы $Z = 462 \cdot 10^3 \text{ Па}^{1/2}$ болат дөңгелектер үшін.

Конустық тік тісті берілістің түйіспелік қажуға арналған баламалық есебінің формуласы мынадай:

$$d_1 = K_d \cdot T_2 K_H \sigma_u + 1$$

$$10,85 \cdot u_b \cdot d \cdot [\sigma_n] \cdot u^2$$

бұл жерде болат дөңгелектің алдын ала есептеуіне $K_d = 7 \cdot 700 \text{ Па}^{1/3}$; $K_{HRI} = 1,3$; дөңгелек енінің коэффициентіне орташа тістегершікның диаметрі барабар d_{bd} және $0,166 \cdot V \cdot u^2 + 1$ (ең көп қолданылатыны $WbR = 0,285$).

Конустық берілістің габаритті өлшемдерін анықтайтын негізгі өлшемдер дөңгелектің сыртқы диаметрі болып табылатындықтан, тік тісті берілістің жобалық есебіне арналған формуланы келесі нұсқада пайдалануға болады:

$$d_2 = K_d \cdot T_2 u \cdot 0,85 [\sigma_n]^{2 \cdot K_{Hb}}$$

Мұндағы d_2 — дөңгелектің сыртқы бөлгіш диаметрі ($d_2 = 1,17 d_1$); $K_d = 16 \cdot 500 \text{ Па}^{1/3}$ болат дөңгелектер үшін.

Конустық берілістің иілуге кезіндегі қажуды есептеу. Тістері төменгі және орташа қаттылықтағы жабық конустық берілісті есептеудің негізгі түрі – тістердің белсенді беттерінің үйкеліс қажуының есебі болып табылады, ал тістердің иілу кезіндегі қажу есебі жобалық ретінде пайдаланылады. Беріліс жоғары белсенді тістерінің қаттылығымен ерекшеленеді ($H > 50 \text{ HRC}$, олардың жүктемелік қабілеті иілгіш беріктігімен шектеледі); мұндай берілістердің параметрлері иілуге арналған тістерді анытайды, және басты есептеу параметрі модуль болып табылады.

Ашық тісті берілістің жобалық есебі тістердің иілу кезіндегі қажу есебі болып та саналады.

Тік тісті конустық берілістің жобалық есебіне арналған формула:

$$\frac{Y_F^W F_t}{\sim 0}, \quad [<?F].$$

мұндағы Y_F — тіс формасының коэффициенті, ол тістердің эквивалентті саны z_v арқылы 33.7 кестесінен анықталады; параметрі $w_{Ft} = 2T_1 K_{Fp} K_{Fv} / (d_1 b)$; m — ортаңғы модуль.

Тік тісті конустық беріліс иілуінің жобалық есебіне арналған формула:

$$m_{K_m} \cdot 3 \cdot T_2 K_F e^{Y_F I} \cdot 0,85 w z_i^2 y_{bd} [af 1] \text{ где } K_m = 1,4;$$

біркелкі емес жүктеме коэффициенті $K_F = 33.23$ суретіндегі графика арқылы анықталады; тістегершік тістерінің саны әдетте $z_1 = 18 \dots 30$; $y_{bd} = 0,166 \sqrt{V^2 + 1}$ (есеп тістегершік бойынша есептеледі).

Орташа модульдің анықталған мәніне сүйене отырып 33.1 кестесі арқылы стандарттық мәнге дейін өзгертуге болатын өндірістік модуль m_e анықталады.

Конустық берілісті есептеу үшін рұқсат етілген қысым цилиндрлік беріліс сияқты анықталады.

Жанама және қысық сызықты тістері бар консулдық берілістер шамамен тіке тісті берілістің формуласы сияқты есептеледі, бірақ қалыпты орташа модуль бойынша және осы тістердің үлкен күшін ескере отырып және тістердің төзімділігін ескеретін K_k коэффициентінің мәні енгізіледі.

Эксперименттік мәліметтерге сүйене отырып $K_{HK} = 1,5$ — тістердің үйкеліс қажуын есептеу кезінде; $K_{FK} = 1,0$ — тістердің иілісін есептеу кезінде. K_k коэффициенті 0,85 коэффициентінің орнына жүреді.

Гипоид және спироидтық беріліс.

Тоғыспалық өстері бар тісті берілістер — *гиперболоидты*, өйткені олардың бастапқы конустық беті гиперболоидтық айналымның бір бөлігі болып табылады. Гипоидты беріліс тістегершіксіз әдетте жанама немесе айналмалы тісті дөңгелек болып табылады; спироидтық берілістің конустық бұрамдық тістегершіксында бұрандалы тістер болады.

Гипоидтық және спироидтық берілістің артықшылықтары мынадай: екі дөңгелекке арналған біліктер мен тіректерді екі бағытта жіберуге болады (33.1 суретін қараңыз) ал бұл

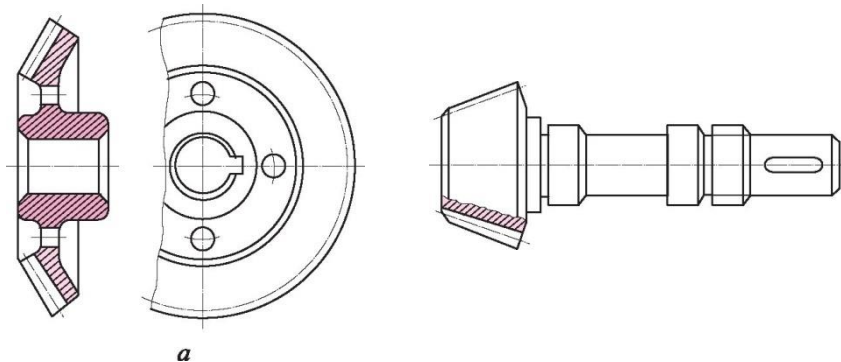
біліктердегі консулдық жүктемені жоққа шығарады; берілістер жоғары жүктемелік сыйымдылығымен және жұмысының тегістігімен сипатталады.

Гиперболоидты беріліске тән кемшілік — дөңгелектердің осьтерін ауыстырғандықтан тістердің белсенді беттерінің жоғары жылжуы болып табылады, демек салыстырмалы түрдегі төмен КПД және қажалуға биімділігі; мұндай берілістерді гипойдты деп аталатын арнайы қажалуға қарсы қоспалары бар маймен майлайды.

Гипойдті берілістер жеңіл машиналарда, тракторларда, тепловоздарда, темір кесетін станоктарда және басқа да машиналарда кеңінен қолданылады. Спироидты берілістер құрастырылуының күрделілігіне және КПД төмендігіне байланысты кең таралмады. **Конустық дөңгелек конструкциясы.** 33.29 суретте көп тараған конустық редуктордағы дөңгелектің конструкциясы (а) және тістегершік білігі (б); қондырмалы дөңгелектің кішкентай диаметрі монолитті конструкция жасайды (33.26 суретті қара). Жоғары сапалы болатты үнемдеу үшін құрсауланған дөңгелек қолданылады, онда шойын немесе болат құймадан жасалған тісті венц дөңгелектің ортасына орнатылады.

Жалқы және кішігірім өндірістерде диаметрі кішкентай дөңгелектерді (150 мм дейін) шыбықтардан, ал үлкен диаметрлі дөңгелектерді шындалған темірлерден дайындайды; жаппай және үлкен өндірісте болат дөңгелектерді әдетте шындалған темірлерден дайындайды. Шойын дөңгелектерді әрдайым құйма арқылы жасайды. Диаметрі үлкен (500 мм жоғары) болат дөңгелектерді құйма немесе дәнекерлеп жасайды.

Конустық дөңгелектердің тістерін дайындау әдістері. Конустық дөңгелектердің тіке және тангенді тістерін кесу тіс сүргілеуші станокта домалату тәсілі арқылы жүзеге асады (сурет 33.30, а). Конустық дөңгелектің тістерін кесу процесін түсіну үшін тегіс дөңгелек тұжырымдамасы



енгізіледі, бұл тістердің тік профілі мен бөлу конусының биік

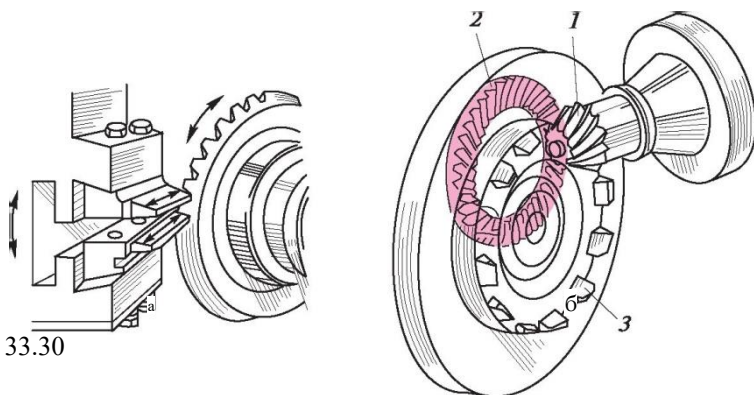


Рис. 33.30

бұрышы $2\alpha = 180^\circ$ тең бейнелі конустық дөңгелекті білдіреді; бейнелі дөңгелектің тісін кесу стандарттың бастапқы контурына сәйкес келеді. Тіс сүргілеуші станоктарда тегіс дөңгелектің қызметін қайтармалы-аймалмалы қозғалыстағы (кесу қозғалысы) тік сызықты жиекті кескіштер атқарады, ал кескіш құралдың басы келісілген қайтармалы-айналмалы қозғалысты қабылдайды. Тіс сүргілеуші станоктың кемшілігі — бос айналымдардың көптігі, сәйкесінше, өнімділігінің төмендігі.

Шеңберлі тістер кескіш басы бар жоғары сапалы арнайы машиналарда бейімдеу әдісімен кесіледі. 33.30 суреттеб конустық тістегершік тістерін 1 кесу көрсетілген; жіңішке сызықтармен жорамалдағы жалпақ дөңгелек бейнеленген 2.

НОВИКОВТЫҢ ІЛНІСІНДЕГІ БЕРІЛІС

Жоғары кинематикалық жұптардың буындары сызықтар мен нүкте арқылы жақындайды, ал ең жоғары байланыс қысымдары Герцтың формуласы арқылы анықталады, және байланыс қысымының мәні байланыс беттерінің қисық радиусына тәуелді — берілген қисық радиус неғұрлым көп болса, жоғары байланыс қысым соғұрлым төмендейді.

33.10.

Берілген қисық радиусы тең

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1},$$

мұндағы r_1 және r_2 — қиылысу нүктесіндегі қисықтық радиусы; «+» белгісі байланыс нүктесінің қарама-қарсы жағында (сыртқы) орналасқан қисықтық орталықтарында, «-» белгісі бір жағында орналасқан қисықтық орталықтарында (ішкі) қабылданады.

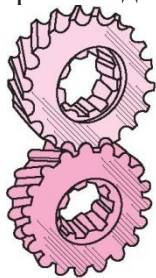
Бұған дейін қарастырылған эвольвентті іліністің жүктемелік сыйымдылығы келтірілген қисықтық тістердің радиусының ($r_{пр}$ формуласында «+» белгісі қойылады) аз мәніне және маңызды байланыс қысымының аздығына байланысты шектеулі. Сондықтан эвольвентті іліністі соңына дейін жеткізу үшін жаңа байланыс түрлерін іздеу қажеттілігі туындайды.

Жоғарыда айтылған ойлар М.Л.Новиков ұсынған жаңа *айналмалы ілінісіне* негіз болды.

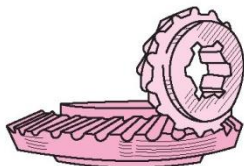
33.31 суретте Новиковтың ілінісімен ұсынылған екі беріліс көрсетілген: a — цилиндрлік, b — конустық. Суреттен көріп отырғандай, бір дөңгелектің тісі (әдетте тістегершікның) *дөңесті*, ал келесісі *-ойысты*, және қалыпты бөліктегі тіс профилдері радиустардың аз ғана айырмашылығы бар шеңбер доғалары арқылы анықталады, бұл қисықтық радиустарына үлкен мән береді ($r_{пр}$ арналған формулада «-» белгісі қойылады) және байланыс қысымдарын едәуір азайтады.

33.32 суретте тістердің айналмалы ілінісінің қалыпты кимасы көрсетілген. Дөңгелек шеңберлермен белгіленген тіс профилдері түйіндеспеген, өйткені олар ілініс теориясының (жалпы норма N Нәрдайым + арқылы өтпейді Π) негізгі талабына сай емес, сондықтан *беріліс коэффициентінің тұрақтылығын қамтамасыз ету үшін Новиковтың берілісі қисық тісті болуы керек.*

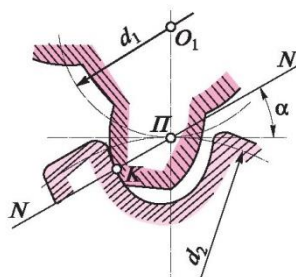
33.32 суретте көрсетілген берілістің ілініс сызығы K нүктесі арқылы өтіп, дөңгелек осьтарына параллель орналасады,



a



b



ал тістердің байланыс нүктесі эвольвентті іліністегідей бір

калыпты NNбойымен емес, осы сызықты бойлай қозғалады. Сол себептіНовиковтың берілісінде *тістердіңбеткі жабындысы, сонымен қатар геометриялық сырғымасы мүлдем жоқ*; жұмыстың жүруі осьтік қабаттасу арқылы қамтамасыз етіледі $e_p > 1,1$. Тістердің көлбеу бұрышы әдетте шектерінен алынадыр $= 10 \dots 24^\circ$.

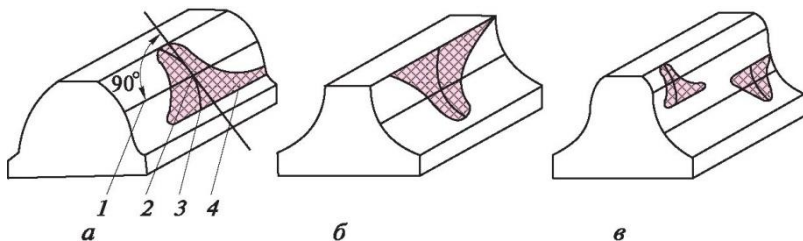
Тістердің *бастапқы* байланыс нүктелері қысқа мерзімді жұмыстың салдарынан маңызды байланыс бөлшегіне айналады, соның нәтижесінде *байланыс қысымдары айтарлықтай төмендейді*.

Новиковтың берілістерін БСІ (бір сызықты ілініс) және ЕСІ (екі сызықты ілініс) деп екіге бөледі; соңғысында екі дөңгелектің де тістерінің профилі де *дөңіс-ойықты*.

Салыстырмалы түрде көп тараған ЕСІ беріліс дөңгелегі мен тістегершікның дөңесті бастары бір мезетте ойықты аяқтармен өзара әрекеттеседі. Әлбетте, басқа қозғалыстары бірдей болған жағдайда БСІ берісіне қарағанда ЕСІ берілісінің жүктемелік қабілеті жоғары.

Екі сызықты ілінісі бар Новиковтың цилиндрлік берілісінің бастапқы контуры мен геометриялық есебі стандартталған; сонымен қатар, бір және екі сызықты ілінісі бар беріліс үшін 1,6-дан 63 мм-ге дейін қалыпты модульдер стандартталған. Новиковтың ЕСІ беріліс геометриясын есептеу стандарты қолдану ауқымын мынадай мәндермен шектейді: тістердің қаттылығы $H < 320$ НВ, модуль $m < 16$ мм, шеңберлі жылдамдық $v < 20$ м/с. Новиковтың ЕСІ беріліс тістерінің белсенді төзімділік жағдайына сәйкес жүктемелік қабілеті эвольвентті ілініске қарағанда екі есе жоғары, ал тістердің иілу төзімділігі едәуір төмен.

33.33 суретте дөңгелек тістердің әртүрлі формадағы ілініс элементтері көрсетілген: *a*— дөңесті тіс (*1*— ілініс сызығының ізі, *2*— байланыстың бастапқы нүктесі, *3*— байланыс сызығы, *4*— байланыс шеңбері); *б*— ойысты тіс; *в*— ойысты-дөңесті тіс.



БСІ беріліс дөңгелектері мен тістегершік тістері әр түрлі құралдармен тіс жоңғылау станоктарында дөңғалату әдісі арқылы кесіледі. Екі дөңгелектің де тістері бір құралмен кесілетіндіктен ЕСІ берілістері технологиялық тұрғыдан дамыған.

Новиков берілістерінің зақымдану түрлері мен жұмыс қабілетінің критерийлері эвольвентті берілістің критерийлерімен бірдей.

Эвольвентті беріліске қарағанда Новиков берілістерінің габаритті өлшемі 25 ... 30 % аз.

Новиков берілісінің басты кемшілігі— осьтер қиғаштығы мен ось аралық қашықтықты өзгертудегі жоғары сезімталдығы, сол себепті оларға арналған дөңгелекті дайындау барысында жоғары дәлдік пен біліктер мен тіректердің қаттылығы талап етіледі.

33.11. ЦИЛИНДРЛІК ЖӘНЕ КОНУСТЫҚ РЕДУКТОРЛАР ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТ

Редуктор дегеніміз қозғалтқыш білігінің бұрыштық жылдамдығын төмендетуге арналған жабық тісті беріліс. Бұрыштық жылдамдықтың азаюы қозғалыстағы біліктің айналу деңгейін жоғарылатады. Редуктор үшін беріліс қатынасы мен беріліс санының мәндері бірдей.

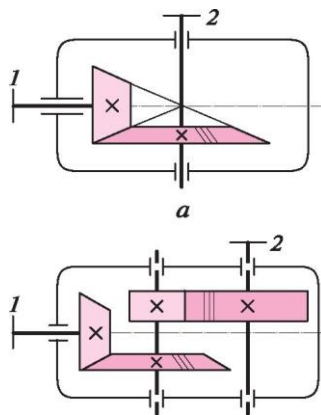
Редуктор схемасындағы белгілер: кіріс білікшесі – жоғары жылдамдықтағы білік, оған білік қозғалтқышы қосылады — 1 саны, ал шығыс білігі — баяу қозғалтқыш білігі — 2 саны.

Редукторлар бір және көп сатылы болады. Көп сатылы редуктордың беріліс коэффициенті жеке сатылардағы беріліс коэффициентінің нәтижесіне тең.

$$i_{\Pi} = i_1 i_2 i_3 \dots i_w.$$

Цилиндрлік дөңгелек түріндегі бір сатылы редуктордың беріліс коэффициенті әдетті $u_{\max} = 8$ аспайды.

Өзара перпендикуляр орналасқан осьтер арасындағы қозғалыс қажет болған жағдайда, бір немесе екі сатылы конустық редукторлар



сурет 33.34

колданылады (сурет 33.34, а).

Мұндай редукторлардағы беріліс коэффициенті тіке тісті конустық дөңгелекте $\eta = 4$ аспайды, ал көлбеу және қисық тістілерде $\eta = 5$ жоғары болмайды (кей жағдайда $\eta = 6$). Үлкен беріліс коэффициенттері конус-цилиндрлік редукторларда пайдаланылады (сурет 33.34, б).

Мысал 33.1. Бір сатылы редуктордың көлбеу берілісінің қосымша тістерімен қосып алғандағы мөлшері мен негізгі параметрлері есептеледі. Жетекші біліктің қуаты $P_1 = 10$ кВт, жетекші біліктің айналу жиілігі $n_1 = 1440$ мин⁻¹, номиналды беріліс коэффициенті $u = 5$. Беріліс реверссіз, жүктеме тұрақты. Беріліс ресурсы $L_h = 1000$ ч.

Шешімі. Тісті дөңгелектерге арналған материал ретінде әр түрлі термо өңдеуге икемді 40Х болатты таңдаймыз, нақтырақ айтсақ: тістегершік жақсарту үшін, орташа қаттылық $H_1 = 325$ НВ; дөңгелектерді жақсарту үшін, орташа қаттылық $H_2 = 270$ НВ.

Тістегершік мен дөңгелек үшін рұқсат етілген байланыс қысымын формула бойынша анықтаймыз

$$[C_{\sigma H}] = s_H \cdot \left(\frac{2H_{HB} + 70}{\sigma_H} \right) \quad (\text{см.})$$

$$\frac{20 / N_H U^m}{\sqrt{N_k I}} = f \frac{31 \cdot 10^6}{86 \cdot 10^6} = 0,95,$$

Мұндағы төзімділік байланысының базалық шегі σ_{Hlim} 33.8 кесте);

ұзақ мерзімділік коэффициенті

өйткені тістегершік үшін сынақ базасы $N_{Hlim} = 31 \cdot 10^6$ цикл

$$Z_N = \frac{N_H \lim = 31 \cdot 10^6}{N_{k2} = 17 \cdot 10^6} = 1,03,$$

(33.9 кесте), ал алдын-ала белгіленген циклдар саны $N_{k1} = 60 n_1 L_h = 60 \cdot 1440 \cdot 1000 = 86 \cdot 10^6$;

дөңгелекті сынақтан өткізу базасы $N_{Hlim} = 20 \cdot 10^6$ цикл (см. табл. 33.9), ал алдын-ала белгіленген циклдар саны

$$N_{k2} = N_{k1} = 86 \cdot 10^6 \ll 17 \cdot 10^6;$$

и 5

Қауіпсіздік коэффициенті $S_H=1,1$ (құрамындағы материалы біртекті дөңгелек). Тістегершік үшін

$$[a_{HJ}] = (2 \cdot 325 + 70) \cdot 0,95/1,1 = 620 \text{ МПа};$$

дөңгелек үшін

$$[CT_{H2}] = (2 \cdot 270 + 70) \cdot 1,03/1,1$$

= 570 МПа.

Шартты рұқсат етілген байланыс қысымы

$$[CT_H] = 0,45([CT_{HJ}] + [CT_{H2}]) = 0,45(620 + 570) = 535 \text{ МПа},$$

$$1,23[a_{H2}] = 1,23 \cdot 570 = 700 \text{ МПа–даназ.}$$

Түйіспелік қажудың есебінен арнайы формулаға сала отырып тістегершіктің бөлгіш диаметрін анықтаймыз

$$d_1 \quad \% \text{ Кшц (u} \\ + I)$$

$$W_{bd} [CT_H]^{2u^2},$$

мұндағы $K_d=6750 \text{ Па}^{1/3}$; $K_{H\sigma} = 1,06$ (33.22 суретті 6 кесте бойынша); $T_1 = P_1/\gamma_{01} = 30P_1/(n \ll j) = 30 \cdot 10 \cdot 10^3/(\pi \cdot 1440) = 66,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $T_2 = T_1 u = 66,2 \cdot 5 = 331 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $W_{bd} = 1,2$ тіректің симметриялық орналасуында, 33.4 суретті қараңыз (және $W_{bd} = 2 \gamma_{bd}/(u+1) = 2 \cdot 1,2/(5+1) = 0,4$, стандартқа сай болады).

$$d_j = \frac{6750}{3} \cdot \frac{331 - 1,06(5+1)}{1,2 \cdot 535^2 \cdot 10^{12} \cdot 5^2} = 0,042 \text{ м} = 42 \text{ мм.}$$

Сонда

Жоба бойынша есептегенде $d_1 = 42 \text{ мм}$, сонда $d_2 = u d_1 = 5 \cdot 42 = 210 \text{ мм}$, ал өсаралық қашықтық $a = (d_1 + d_2)/2 = (42 + 210)/2 = 126 \text{ мм}$.

Жақын стандарттық мәнді қабылдаймыз $a = 125 \text{ мм}$ және иілістің қалыпты модулін анықтаймыз

$$m = (0,01 \dots 0,02)a = (0,01 \dots 0,02)125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм.}$$

Стандарт бойынша қалыпты модульді қабылдаймыз $m_n = 2 \text{ мм}$.

Дөңгелек венц ені тең болады $b = W_{bd} d_1 = 1,2 \cdot 42 = 50,4 \text{ мм}$. Қабылдаймыз $b = 50 \text{ мм}$.

Осьтің қаббату коэффициентін қабылдаймыз $g_p = b \sin p / (n m_n) = 2$, шамамен тістің көлбеу бұрышын анықтаймыз

$$\sin p = 2 n m_n / b = 2 \pi \cdot 2 / 50 = 0,2512; p = 14^\circ 33'$$

Дөңгелек пен тістегершіктің суммарлық санын анықтаймыз

$$z_1 + z_2 = 2 a \cos p / m_n = 2 \cdot 125 \cos 14^\circ 33' / 2 = 120,48.$$

$z_1 + z_2 = 120$ қабылдаймыз, сол кезде дөңгелек пен тістегершік тістерінің саны тең болады $z_1 = 20$, $z_2 = 100$.

Стандарттық өсаралық қашықтық нақты сақталатындықтан, тістердің көлбеу бұрышы олардың жалпы санына байланысты өзгертіледі.

$$\cos p = (z_1 + z_2) m_n / (2a) = 120 \cdot 2 / (2 \cdot 125) = 0,96;$$

$$p = 16^\circ 15,8' = 16,264^\circ.$$

Шестерны мен дөңгелектің басты геометриялық өлшемдерін анықтаймыз:

бөлгіш диаметр

$$d_1 = z_1 m_n / \cos p = 20 \cdot 2 / 0,96 = 41,67 \text{ мм};$$
$$d_2 = z_2 m_n / \cos p = 100 \cdot 2 / 0,96 = 208,33 \text{ мм},$$

өсаралық қашықтық

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = (41,67 + 208,33) / 2 = 125 \text{ мм};$$

тістің биіктік диаметрі

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n = 41,67 + 2 \cdot 2 = 45,67 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_n = 208,33 + 2 \cdot 2 = 212,33 \text{ мм};$$

дөңгелек венцінің ені $b_2 = i_{ba} a = 0,4 \cdot$

$$125 = 50 \text{ мм}; \text{ тістегершік } b_1 = 55 \text{ мм}.$$

Беріліс дөңгелектерінің айналмалы жылдамдығын анықтаймыз

$$v = n d_1 n_1 / 60 = n \cdot 41,67 \cdot 10^{-3} \cdot 1440 / 60 = 3,14 \text{ м/с}.$$

Динамикалық жүктемемен шуды азайту үшін дөңгелек дайындаудәлдігінің 8-дәрежесін таңдаймыз.

Тістердің иілісі кезіндегі шыдамдылығын тексереміз.

Алдымен тістің эквивалентті санын анықтаймыз.

$$z_{v1} = Z1 / \cos^3 P = 20 / 0,96^3 *$$

$$22; z_{v2} = z_2 / \cos^3 P =$$

$$100 / 0,96^3 * 122.$$

33.7-кестесі бойынша тіс формасының коэффициентін табамыз $Y_{F1} = 4,01$ (интерполяция), $Y_{F2} = 3,6$.

Формула бойынша дөңгелек пен тістегершік арналған рұқсат етілетін иіліс қысымын анықтаймыз

$$[\sigma_P] = \sigma_{Flimb}^Y A^Y N^S F,$$

мұндағы иіліс кезіндегі төзімділік шегі $\sigma_{FUmb} = 1,75 H_{H\sigma}$ (33.8-кестені қараңыз); реверсивті жүктеме коэффициенті $Y_A = 1$ (беріліс реверсивті емес); ұзақ жұмыс жасау коэффициенті $Y_N = 1$ (өйткені циклдің алдын ала анықталған саны $N_k > N_{Plimb} = 4 \cdot 10^6$ цикл); беріктік запасының коэффициенті $S_F = 1,7$. Сонда тістегершік үшін $[\sigma_{P1}] = 1,75 \cdot 325 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 334$ МПа; дөңгелек үшін $[\sigma_{P2}] = 1,75 \cdot 270 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 278$ МПа.

Дөңгелектің иілгіш беріктігін салыстырмалы бағалау: тістегершік үшін $[\sigma_{Pi}] / Y_{P1} = 334 / 4,01 = 83$; дөңгелек үшін $[\sigma_{F2}] / Y_{F2} = 278 / 3,6 = 77$.

Жобалық есепті тісі неғұрлым мықты дөңгелек бойынша жүргіземіз. Дөңгелектің иілу қысымын мынадай шарт бойынша тексереміз

$$\sigma_{Tr} = Y_p Y_p W_{pt} / mn < [\sigma_P],$$

мұнда тіс формасының коэффициенті $Y_p = 3,6$; тістің көлбеу коэффициенті $Y_p = 1 - p^\circ / 140 = 1 - 16,264 / 140 = 0,88$; меншікті аймалмалы күші $W_{Ft} = 2 T_1 K_{pp} K_{p1} / \wedge_1 B) = 2 \cdot 66,2 \cdot 1,14 \cdot 1,09 / (41,67 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3}) = 79 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$ (айналмакезі $T = 66,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, біркелкі емес жүктеме коэффициенті $K_F^\wedge = 1,14$,

33.23 суреттен 6 кестені қараңыз $\lambda_{bd} = 1,2$; динамикалық жүктеме коэффициенті $K_{Fv} = 1,09$, интерполяция, 3,14 м/с айналмалы жылдамдықтағы және нақтылықтың 8-сатысын 33.3-кестеден қараңыз; тістегершіктің бөлгіш диаметрі $d_1 = 41,67$ мм; венцені $b = 50$ мм); қалыпты модуль $m_n = 2$ мм. Нәтижесінде

$$a_{F2} = 3,6 \cdot 0,88 \cdot 79 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^{-3}) = 125 \cdot 10^6 \text{ Па} = 125 \text{ МПа} < [cr_{F2}] = 278 \text{ МПа}.$$

Тістердің иіліс беріктігі анықталды.

Тістердің үйкеліске жуық соңғы рет формула бойынша

тексереміз

$$a_n = 376 \cdot 10^3 \lambda^{+1} K_{He} K_{Hv} < [a_n].$$

Мұнда $T = 66,2$ Н · м; $K^{\wedge} = 1,06$ (33.22-суреттегі 6 кесте бойынша); $K_{Fv} = 1,04$ (33.2-кесте бойынша); $b = 50$ мм.

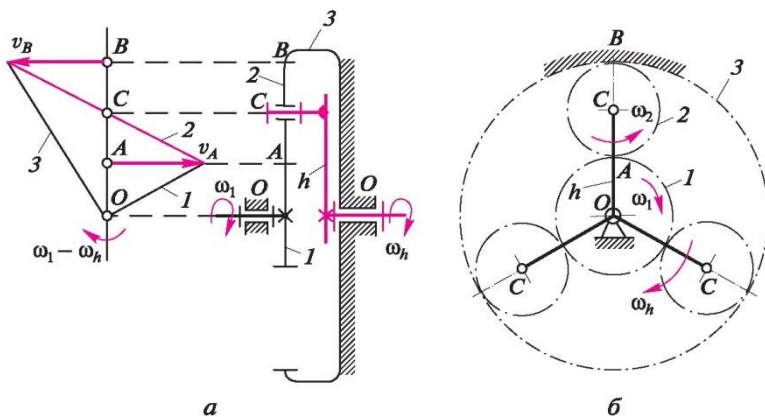
Сол кезде

$$a_n = 376 \cdot 10^3 \cdot 1,06 \cdot 1,04 = 532 \cdot 10^6 \text{ Па} = 532 \text{ МПа} < [a_n] = 535 \text{ МПа}.$$

33.12. ПЛАНЕТАРЛЫҚ БЕРІЛІС

Планетарлық беріліс деп ауыстырылатын геометриялық осьті дөңгелегі бар берілістерді айтады.

33.35, а, б суретте төрт жолақты қарапайым тісті берілістің схемасы суреттелген. Құрылысы: тұрақты геометриялық ось



бар айналмалы **орталық дөңгелек1**; қозғалмалы осьтері бар **сателлит2**; ішкі тістері бар **бекітілген дөңгелек 3**; сателлиттер қондырылған айналмалы **жетектегіш**.

Планетарлық беріліс жұмыс істеп тұрған кезде сателлиттер 2 күрделі (жазық параллельді) қозғалыс жасайтыны анық.

Планетарлық берілісте жетекші ретінде орталық дөңгелек немесе тасымалдаушы болуы мүмкін. Жетекші байланыстағы бұрыштық жылдамдықта басқа барлық бұрыштық жылдамдықтар анықталған дайын мәндерге ие болады, сондықтан қарастырылып отырған *планетарлық беріліс тұрақты беріліс коэффициентіне ие*.

Егер планетарлық берілісті (33.35 сурет) тұрақты дөңгелектен 3 босатып және қосымша ротация берсе, онда қарастырылып отырған механизм беріліс коэффициенті екі байланыстың бұрыштық жылдамдығына тәуелді *дифференциалға* айналады.

Планетарлық берілістер бір және бірнеше сатылы болуы мүмкін. Планетарлық емес тісті берілістермен салыстырғанда планетарлық берілістің *артықшылығы* шағын массасы мен құрылымының габаритті өлшемдерінде, және үлкен беріліс коэффициенттерін алу мүмкіндігінде (1 000 және одан жоғары). Берілістерде бірқалыпты аралық сателлиттерді пайдалану қуатты бірнеше ағынға таратуға және біліктер мен олардың тіректеріндегі радиалды жүктемелерді теңестіруге мүмкіндік береді.

Планетарлық берілістің *кемшіліктері*: құрылымын дайындау мен құрастыруға қойылатын жоғары талап, сондай-ақ көп сатылы берілісте салыстырмалы түрдегі төмен КПД.

Планетарлы тісті механизмдер машина жасау мен аспаптар жасауда кеңінен қолданылады.

Беріліс қатынасы. 33.35 суреттегі беріліс қатынасын анықтау үшін қозғалысты қалпына келтіру әдісін қолданамыз (планетарлық беріліске қолданған кезде оны Виллис тәсілі деп атайды).

Берілістің жетекші механизмі бұрыштық жылдамдықпен айналатын тісті дөңгелек 1 болсын, механизмнің бұрыштық жылдамдығын ω_a деп белгілейміз.

Біз механизмге ω_a бұрыштық жылдамдықтағы тасымалдаушының бұрылыс қозғалысы айналу бағытына қарама-қарсы екендігін ойша хабарлаймыз. Сол кезде тасымалдаушы тоқтайды және планетарлық беріліс бекітілген геометриялық осьтары бар беріліске айналады, ал жетекші

дөңгелек 1 бұрыштық жылдамдықпен ω_1 - ω_a айналады, дөңгелек 3 – бұрыштық жылдамдықпен ω_a қозғалады.

33.35, а суретінде көрсетілгендей, тасымалдаушы тоқтаған кездегі дөңгелектердің тік радиустағы нүктелерінің айналмалы жылдамдықтарын кестеге салдық.

Бұл кестеден көріп отырғанымыздай, барлық дөңгелектердің айналмалы жылдамдықтары тең, яғни, $v_A = v_B$.

1 және 3 нүктелерінің радиустарын белгілесек:

$$v_A = (\omega_1 r_1) r_2 = \omega_a r_3.$$

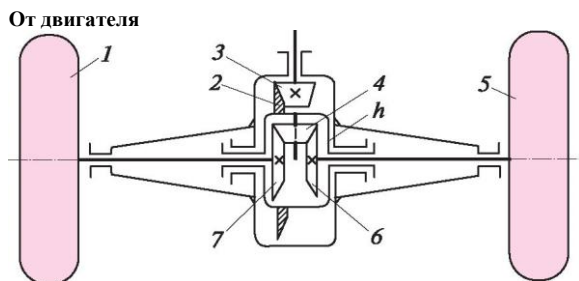
Тісті дөңгелектер радиусының тістер санына пропорционалды екенін ескере отырып, теңдеудің оң жақтарын теңестіру арқылы планетарлық беріліс пен планетарлық қатынасты анықтауға арналған формуланы аламыз (жетекші дөңгелек үшін 1):

$$\omega_3, \omega_1 \quad u = \frac{\omega_1}{\omega_3} = 1 + \frac{z_2}{z_1}$$

мұндағы z_1, z_3 — орталық және тұрақты дөңгелектің тістер саны.

Іс жүзінде көбіне цилиндрлік тісті дөңгелектен тұратын планетарлық берілістер (тұрақты беріліс коэффициенті) қолданылады. Конустық тісті дөңгелектерді көбіне дифференциалды механизмдерде қолдануға болады.

Конустық дифференциал. Бұл механизм автокөліктерде, тракторларда, металл кесетін станоктарда, есептегіш құралдарға кеңінен қолданылады. 33.36 суретте автокөлік дифференциалының схемасы көрсетілген. Ол автокөліктің жетекші жартылай осьтерінде орнатылған және осьте еркін



тұрған сателлитпен 4жалғанған конустық тісті дөңгелектерден **6** және **7** тұрады. Механизм қозғалтқыштың конустық тісті жұбы **3** және **2** арқылы қозғалысқа келеді. Егер автокөлік біркелкі және тегіс жолмен жүрсе және дөңгелектердің тартқыш күштері **1**және **5** бірдей болса, жартылай остің жылдамдығы тасымалдаушының бұрыштық жылдамдығына тең болады. Автокөліктің айналып қозғалған кезде ішкі қисық жолмен қозғанғаннан гөрі, сыртқы қисық бойымен қозғалатын дөңгелек көп жол жүреді.

Егер автокөліктің екі дөңгелегін бір оське бекітсе, дөңгелектің тысы сырғанайды және тез тозады. Егер дифференциал бар болған жағдайда сателлит **4** дөңгелекті **6** және **7**тегістейді және бір мезетте өз осінің айналасында айналады, нәтижесінде жартылай осьтердің бұрышты жылдамдықтарымен автокөліктің жетекші дөңгелектері әр түрлі қалыпқа түседі және жолда дөңгелек тысының сырғуына жол бермейді.

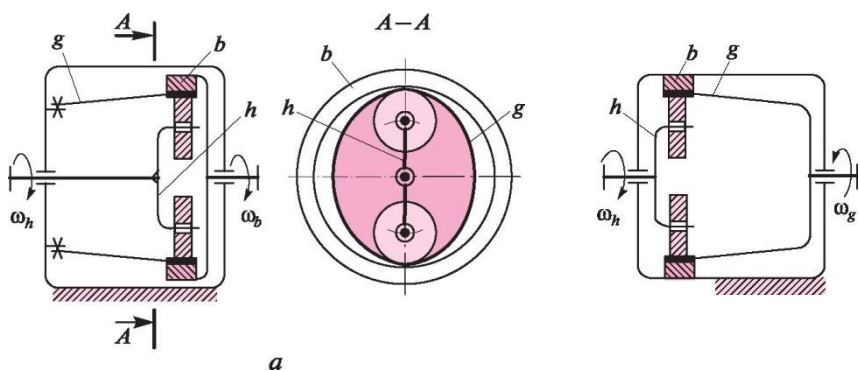
33.13. ТОЛҚЫНДЫ БЕРІЛІСТЕР

Толқынды деп өзара байланысқа түсетін икемді және

қатты буындары бар және икемді буынды деформациялау арқылы қозғалыс мен берілісті қамтамасыз ететін механикалық берілісті атайды. Толқынды берілістер **фрикционды, тісті және бұрамалы** болады.

Қозғалыстың толқынды деформация арқылы берілу принципіналғаш 1947 жылы инженер А.И.Москвитин ұсынған.

33.37 суретте қатты дөңгелектен **b**, икемді дөңгелектен **g** және толқынның ролик генераторынан h тұратын толқынды берілістің фрикционды нұсқадағы екі сызбасы көрсетілген. Мұнда деформацияланбаған икемді дөңгелектің сыртқы диаметрі қатты дөңгелектің диаметрінен әлдеқайда кішкентай; роликті жабатын формасы деформацияланған икемді дөңгелек қатты дөңгелектің роликтеріне тиіп тұратындай етіп жасалған. **асызбасында** бекітілген білікпен қатты дөңгелек; **бсызбасында** — икемді дөңгелекпен бекітілген; екі сызбада да жетекші білік



екі толқынды генератормен қосылған.

Генератор айналған кезде қозғалыс толқындары икемді дөңгелектің айналасына өтіп, оны қатты дөңгелекке қарай қысады және үйкеліс күштерінің арқасында жетекші байланыстың айналуын қамтамасыз етеді.

Егер икемді дөңгелекті жүргізу барасында қатты дөңгелектің бойымен сырғанамаса, онда генератордың бір бұрылысында жетекші қозғалыс қатты және икемді

дөңгелектердің контактілі беттерінің шеңбер айырмашылығына сәйкес келетін бұрышқа бұрылады(алдағы уақытта шеңберлердің ұзындығы ара қатынасын диаметрлердің қатынасымен алмастырамыз). Толқынды берілістің қозғалыстағы және жетекші байланысының айналу бағыты **а** сызбасында (33.37 суретін қара) сәйкес келеді,**б** сызбасында – керісінше.

Тісті толқынды берілістердің икемді дөңгелектерінде сыртқы тістер, ал қатты дөңгелектерде ішкі тістер болады. Қазіргі уақытта мұндай берілістер көп таралған.

Толқынды берілістердің **артықшылығы** – беріліс коэффициенттерінің алу мүмкіндігі, құрылымының шағын массасы мен габаритті өлшемдері, көп жұптасқан тістердің ілінісінің нәтижесінде пайда болған берілістің жоғары кинематикалық дәлдігі. Толқынды тісті берілістер ұзаққа төзімді және қарапайым тісті берілістерге қарағанда шудың деңгейі төмен.

Толқынды тісті берілістердің **кемшігіне** құрамдас бөліктерін дайындау технологиясының күрделілігі мен қиылысатын немесе айқасатын ось құрылымдарының болмауын жатқызамыз.

Толқынды берілістер станоктардың құрылымында, жүк тасымалдаушы көліктерде, химиялық машина жасау барысында, әуе және ракета техникаларында, өнеркәсіптік роботтарда және т.б. қолданылады.

Беріліс қатынасы. Толқынды фрикционды берілістерде беріліс қатынасы қатты және икемді дөңгелек диаметрлерінің әртүрлілігіне тәуелді және жетекші дөңгелектер қатынасына тең. Дөңгелектер диаметрінің қатынасын олардың тіс санының қатынасына алмастыру арқылы, толқынды тісті беріліске **и** арналған беріліс қатынасын табамыз: қатты дөңгелек болған жағдайда

$$u = \hat{h} = \frac{1}{\text{Ю}g^z b^{-z} g},$$

мұндағы Z_b , Z_g — қатты және икемді дөңгелектердің тістер саны.

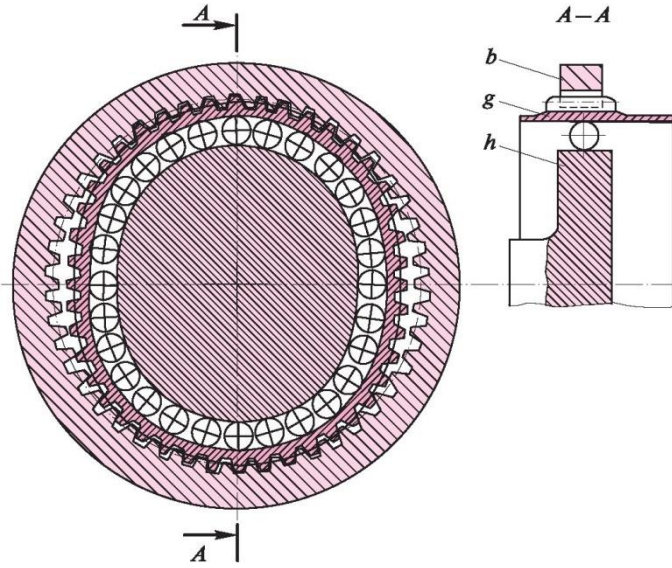
Беріліс қатынасын арттыру үшін дөңгелек тістерінің әртүрлілігі аз болу керек, сонымен қатар тістердің интерференциясын болдырмау үшін икемді дөңгелек генераторы арқылы деформация толықыныңсанына тең немесе еселік саны болуы керек.

Глініс элементтері. Толқынды тісті берілістің жақсы жұмыс жасауы тістердің профиліне, генератор формасына және икемді дөңгелек деформациясының мөлшеріне байланысты.

Икемді дөңгелектің беріктігін зерттеу барысында көргеніміздей, оның тоғынындағы қысым азайып, ойық айналасындағы қуыс кеңейеді.

Ең жиі қолданылатыны икемді дөңгелектегі биіктігі аласа және кең ойпатты эвольвентті профиль тістері болып табылады, сонымен қатар қатты дөңгелектің тістері стандартты құралмен, икемді дөңгелек тістері стандартты құралдан тек тіс басының биіктігімен ерекшеленетін модификацияланған құралмен кесіліп тасталынады. Мұндай профиль біздің елімізде жалпы стандартты толқынды редукторлар үшін қабылданалы. Иілгіш дөңгелектің ең тұрақты деформациясын жұдырықшалы толқын генераторы қамтамасыз етеді h (33.38 сурет). Бұл генераторлардың құрылымы өті қарапайым әрі технологиялық, және өзара ауысымдықты қамтамасыз етеді.

Жұдырықшалы генератор мен икемді дөңгелек g арасындағы үйкелісті азайту үшін жылжымалы элементтер орналасады, мысалы икемді шарикті мойынтіректер (33.39 сурет).



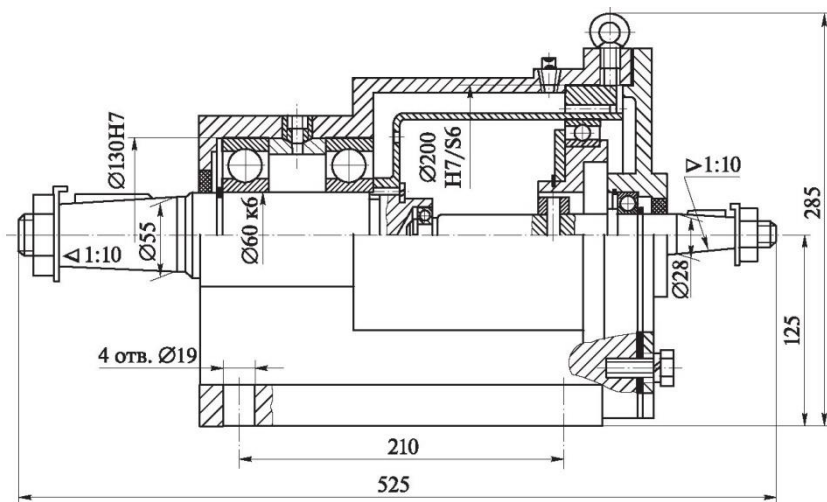


Рис. 33.39

Икемді деп сақинаның радиалды деформациясына жол беретін, олардың қалыңдығымен сәйкес келетін, деформацияланған сақинада айналмалы қозғалысты қамтамасыз етуге мүмкіндік беретін жіңішке сақиналы мойынтіректі атайды. Жалпы мақсаттағы толқынды тісті берілістің жұдырықшалы генераторларына арналған радиалды икемді мойынтіректердің негізгі өлшемдері мен белгілері стандарттармен реттеледі.

33.39 суретте В3-160 стандартты толқынды тісті редуктордың құрылымы көрсетілген.

33.14. ТІСТІ БЕРІЛІСТЕРДІ МАЙЛАУ

Майлауға арналған материалдар негізінен екі негізгі қасиетімен ерекшеленеді: **майлылығымен** немесе жабысқақтығымен – олар біріктірілген беттерде тұрақты жұқа қабыршақтарды қалыптастыра алады; **тұтқырлығымен** немесе ішкі үйкелісімен – олардың қабатты майлардың жылжуына қарсы тұру мүмкіндігі бар.

Тісті берілістерге арналған негізгі майлау құралдары сұйық мұнай және синтетикалық майлар болып саналады.

Берілістерді майлау үйкеліс шығындарын азайтады, сүргілейтін беттердің төзімділігін арттырады, бөлшектерді коррозиядан қорғайды, беріліс кезінде жылу мен шуды азайтады. Негізінен төмен және орташа жылдамдықтағы

редуктор берілістерін майлау майлы ваннада тісті сәл жоғарылату арқылы жүзеге асады. Жоғары жылдамдықтағы берілістерді майлау іліністің айналасын насоспен шашу арқылы жүзеге асады.

Майлы ваннаның көлемі 1 кВт беріліс қуатына шамамен 0,4 ... 0,8 болады. Әдетте тісті берілістерді майлау үшін ауыр, орташа және жеңіл өнеркәсіптік майлар қолданылады; гипoidтық берілістерге жабысқақтық пен антиоксидант қасиеттеріне ие арнайы гипoidты майларды жағады.

34-тарау

34.1.

БҰРАМДЫҚ БЕРІЛІСТЕР

ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Бұрамдық беріліс дегеніміз – бұл айналмалы қозғалысты біліктердің қиылысқан өстерімен түрлендіруге қызмет ететін механизм механизм. Әдетте, бұрамдық беріліс (34.1-сур.) бұрамнан 1 және онымен жанасатын *бұрамдық дөңгелектен 2* тұрады. Өстердің қиылысу бұрышы әдетте 90°-ға тең; ортогоналды емес берілістер сирек кездеседі. Бұрамдық берілістер қозғалысы бұрандалы жұп принципімен жүзеге асатын ілініс берілісіне жатады. Бұрамдық берілісті бұдан бұрын қарастырған бұрандалы тісті беріліспен алуға болады, егер қиғаштісті дөңгелек тістерінің біреуінің санын $z_1 = 1 \dots 4$ дейін азайтса және оларды өске қарай еңкіш бұрышына көбейтсе, осылайша қиғаштісті дөңгелекті бұрандаға (бұрам)

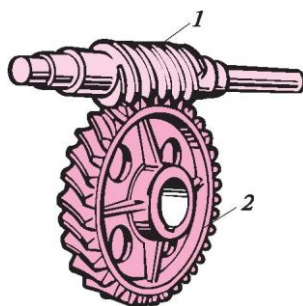
айналдырамыз. Сондықтан бұрамдық берілістерді *тісті-бұрандалы* санатқа жатқызады.

Алда бұрамдық берілістерге қатысты қолданылатын барлық терминдер, анықтамалар мен белгілеулер «Бұрамдық берілістер» және «Тісті берілістер» стандарттарына сәйкес келеді.

Бұрам орамдары мен бұрамдық дөңгелектердің тістері әдетте сызықтар бойымен жанасады, сондықтан жоғары кинематикалық жұпты көрсетеді. Әдетте бұрамдық берілістің жетекші буыны – бұрам, бірақ жетекші буыны бұрамдық дөңгелек болып табылатын механизмдер бар.

Бұрамдық берілістердің *артықшылықтары*: құрылмаларының жинақылығы және бірсатылы берілісте үлкен берілу санын алу мүмкіндігі ($u = 300$ -ге дейін және одан да көп); жоғары кинематикалық дәлдік және жұмыстың бірқалыптылығының жоғарылығы; шу мен діріл белсенділігі қарқындылығының аздығы; өзі тежелуді қамтамасыз ету мүмкіндігі.

Бұрамдық берілістердің *кемшіліктері*: іліністегі маңызды геометриялық сырғанау және осыған байланысты үйкеліс, тозудың жоғарылығы, басып тұруға бейімділік, берілістің қызуы және салыстырмалы КПД ($\eta = 0,5$ -ден $0,95$ -ға дейін) төмендігі; жауапты берілістер үшін қымбат тұратын және тапшы антиүйкелісті түсті металдарды қолдану қажеттілігі



34.1-сур.

Көрсетілген кемшіліктер бұрамдық берілістер қуатын шектейді (әдетте 60 кВт-қа дейін).

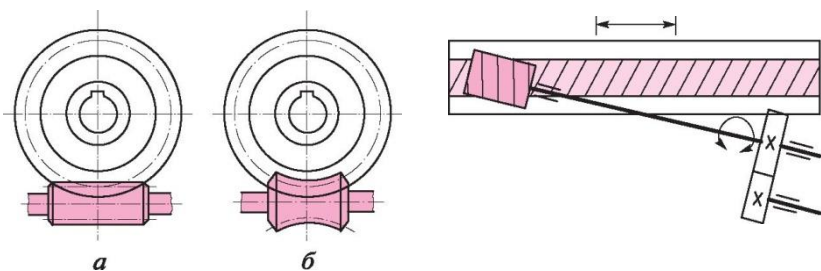
Бұрамдық берілістер кеңінен қолданыс табады, мысалы, металлкескіш станоктарда, көтергіш-көліктік жабдықтарында, көлік құралдарында, сондай-ақ аспап жасауда.

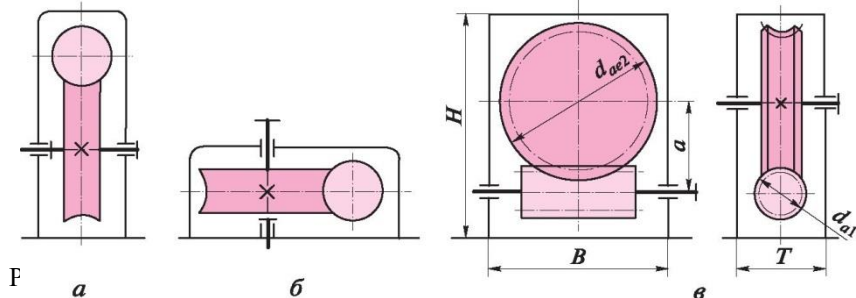
Бұрам орамдарын жонғыш-бұранда кескіш кескірмен немесе бұрама-жонғылау станогында тегерікті жонғышпен кеседі; бұрама мен термоөңдеуді кескен соң орамдардың жұмыс беттерін ажарлайды және жылтыратады, ол берілістің жүктеме қабілетін айтарлықтай дәрежеде арттырады. Бұрамдық дөңгелектердің тістерін тіс жонғыш станоктарында бұрамдық жонғыш дөңгелету әдісімен кеседі; бұл жағдайда кескіш құрал кескіш жиектер және қырмен жабдықталған бұрамға ұқсас (өндірілетін бұрам). Мұндай дайындау

технологиясы бұрам орамдары мен бұрамдық дөңгелек тістерінің арасында сызықтық байланысты қамтамасыз етеді.

34.2-тарауда бұрамдық берілістердің негізгі түрлері сызбалы түрде бейнеленген: *а* — *цилиндрлік бұрамдық беріліс*, бөлу және бастапқы беттері цилиндрлік (мұндай берілістер кеңінен таралған); *б* — *глобоидты беріліс*, бұрамның бөлгіш беті торотәріздес, ал дөңгелектері — цилиндрлік (мұндай берілістер технологиялық емес); *в* — *бұрамдық-төрткілдеш беріліс* (тісті-төрткілдешпен салыстырғанда, мұндай беріліс жұмыстың неғұрлым жатықтығын қамтамасыз етеді және қаттылығын жоғарылатады; бұрам мен төрткілдеш өстері бұрышта орналаса алады немесе параллель болуы мүмкін; берілістер бойлық-сүргілеу, ауыр жонғылау және көлденең кеулей жону станоктарында) қолданылады.

Цилиндрлік бұрамдық берілістер үшін дәлдіктің 12 дәрежесі және дайындау дәлдігінің сәйкес нормалары бекітілген





және берілісті жинақтау. Берілістердің дәлдік дәрежесіне қарамастан, бұрамның орамдары мен дөңгелек тістерінің арасындағы бүйірлік саңылау нормаларын белгілейді.

Глободті берілістер үшін дәлдіктің 6, 7 және 8 үш дәрежесі бекітілген, әрқайсысына бұрам, дөңгелекті дайындау және берілістерді жинақтау дәлдігінің нормаларын белгілейді. Дәлдік дәрежесіне қарамастан, бүйірлі саңылау нормаларын анықтайды.

Күшті бұрамдық берілістер әдетте 6 – 8 дәлдік дәрежесі бойынша дайындалады.

Құрылма бұрамдық берілістерді көбінесе жабық өнімділікте жасайды. 34.3-сур. өте жиі кездесетін бұрамдық редукторлардың схемалары келтірілген: **а** — бұрамның жоғары орналасуымен, **б** — бұрамның бүйірлі орналасуымен,

34.2. **в** — бұрамның төмен орналасуымен.

БҰРАМДЫҚ БЕРІЛІСТЕРДІҢ ГЕОМЕТРИЯСЫ МЕН КИНЕМАТИКАСЫ

Осы және кейінгі тараушаларда негізінен цилиндрлік бұрамдық берілістерге жататын мәселелер қарастырылады, олардың геометриялық есептеуі, глободты берілістердің геометриясын есептеу сияқты стандартталған

Цилиндрлік бұрамдардың келесі түрлері болады (жақшаларда қысқаша стандартты терминдер беріледі): **архимедтік** бұрамдық (**ZA** бұрамы), теориялық қаптал бейіні – архимед шиыршығы; **конвалюталы** бұрам (**ZN** бұрамы), теориялық қаптал бейіні – конвалюта (ұзартылған және қысқартылған эвольвента); **эвольвентті** бұрам (**ZJ** бұрамы), теориялық қаптал бейіні – эвольвента.

Алдағы уақытта, негізінен, аса кең таралған архимедті бұрамдықтары бар берілістер қарастырылады.

Орта қаптал жазықтығымен қимадағы бұрамдық дөңгелектің бұрамдық ілінісі жазық **тісті-төрткілдеш ілініс** сияқты беріле алады, сондықтан бұрамдық берілісті жобалау ілініс төрткілдеш жобалауына айтарлықтай дәрежеде ұқсас.

Архимедті бұрамдар орамдарының бүйірлік беттері **өстік қимада түзу сызықтармен сызылған** және теңбүйірлі трапеция түрінде бұрыштың төбесі 40° тең болып беріледі, яғни орам бейінінің бұрышы $\alpha = 20^\circ$.

Архимедтік бұрамдардың маңызды **кемшілігі** (эвольвенттіктен айырмашылығы) бұрылыс бүйір бетінің ажарлау дөңгелегінің жазық жағымен орамдардың бүйірлік беттерін ажарлаудың мүмкін еместігі болып табылады, өйткені орам қалыпты қимада фасон бейініне ие. Сол себепті негізінен архимедті бұрамдарды ажарландырылмаған орамдардан дайындайды. Конвалютті бұрамдар теориялық түрде нормал қимада орамның түзусызықты бейініне ие. сондықтан оларды конустық шеңбермен бұрандау-ажарлағыш станоктарында ажарлайды. Эвольвентті бұрамдықтар орамдарын арнайы бұрамдық-ажарлағыш станоктарында ажарлайды.

Басқа да тең жағдайларда бұрам орамдары бейінінің пішіні берілістің жүктемелік қабілетіне аз әсер етеді, сондықтан дайындау технологиясы орамдар бейінін таңдағанда шешуші фактор болып табылады.

Барлық бұрандалар секілді, бұрамдар бір немесе көпкірмелі болуы мүмкін және кескірменің оң және сол бағыттарына ие. Оң кескішпен бұрамдар жиі қолданылады.

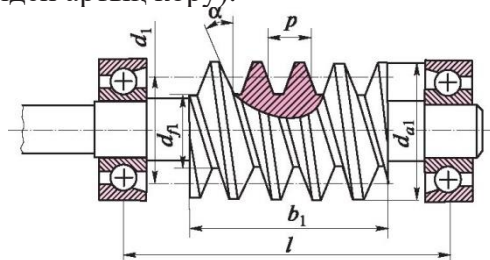
Цилиндрлік бұрамдар орамдары мен бұрамдық жонғыштардың элементтері мен параметрлері «Цилиндрлік бұрамдық берілістер. Бастапқы бұрам және бастапқы өндіруші бұрам» ГОСТ негізінде есептеледі.

Бұрам геометриясы. 34.4-сур. бұрам архимедтері бейнеленген және оның негізгі өлшемдері көрсетілген. Бұрамның (және бұрамдық дөңгелектің) негізгі есептеу параметрлері есептеу **модулі** t — сызықтық өлшемі

бұрамның есептік қадамынан 1 есе аз болып табылады, яғни

$$\tau = \frac{p}{\pi}$$

τ модульдері бұрамның өстік қимасында анықталады және «Цилиндрлік бұрамдық берілістер. Бұрамның модульдері және диаметрінің коэффициенттері» ГОСТ негізінде таңдалады, оның алынуы 34.1-кестесінде берілген (бірінші жолды екіншіден артық көру).



34.4-сур.

Бұрамның диаметрі бөлгіш модуль ретінде қабылданады:

$$d_1 = qm,$$

мұндағы q — бұрам диаметрінің коэффициенті, оның стандарттық өлшемдері 34.2-кестесінде (бірінші жолды екіншіден артық көру керек); кестеде көрсетілгеннен басқа стандарт $q = 7,5$ және $q = 12$ мәндерін қолдануға рұқсат етеді.

Көпкірмелі бұрамдықтар сондай-ақ p_r жүрісімен сипатталады, әрі $p_z = pz_1$, мұндағы z_1 — кіру саны; p — бұраның қадамы.

Әдетте, біркірмелі бұртмдықтардың қадамы мен жүрісі өзара тең.

Орам сызығының бөлгі көтерілу бұрышы γ арқылы белгіленеді және келесідей түрде анықталады:

$$\gamma = \frac{p_z}{nd_1} \frac{nmz_1}{nmq} z_1 \operatorname{tg} \frac{Y}{q}$$

Машина жасауда (мысалы, тісті жонғыш станоктарында) әртүрлікірмелі цилиндрлік бұрамдықтарды қолданады

34.1-кесте

Модульдер, мм											
1-қатар	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10
2-қатар	1,5		—		3,0		3,5		6,0	7,0	12

34.2, а -кесте

Бұрамдық диаметрінің коэффициенті						
1-қатар	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0
2-қатар	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4

эртүрлі жүріске ие орам беттерінің айырмашылығы жоқ, яғни олардың (градустың оннан бір бөлігінде ерекшеленетін) орам сызығының көтерілу бұрыштары әркелкі. Орамдардың хордасы бойынша эртүрлікірмелі бұрамдықтардың қалыңдығы бірдей емес, бұл бұрамдықтың өстік қозғалысы есебінен бұрамдық дөңгелек тістерінің тозуы салдарынан пайда болған саңылауын таңдауға мүмкіндік береді. Эртүрлі кірмелі бұрамдықтар **орташа жүріспен**, яғни орам сызықтарының орташа жүрісімен сипатталады.

Бастапқы бұрамдық стандартына сәйкес, бұрамдық орамының негізгі параметрлері келесідей анықталады: $\alpha = 20^\circ$ — өстік қимадағы орам бейінінің бұрышы; $h_{a1} = m$ — бұрамдық орамы бастиегінің биіктігі; $hf_1 = 1,2m$ — бұрамдық орамы түбірінің биіктігі; $h_1 = h_{a1} + hf_1 = 2,2m$ — бұрамдық орамының биіктігі.

Бұрамның кесілген бөлігінің қалған өлшемдері былай анықталады::

бұрамдық орамы төбесінің диаметрі

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = qm + 2m = m(q + 2);$$

бұрамдық ойығының диаметрі

$$df_1 = d_1 - 2hf_1 = qm - 2 \cdot 1,2m = m(q - 2,4);$$

бұрамдықтың кесілген бөлігінің b_1 ұзындығы:

кіру санында $z_1 = 1$ және $z_1 = 2$

$$b_1 > (11 + 0,06z_2)m;$$

кіру санында $z_1 = 4$

$$b_1 > (12,5 + 0,09z_2)m,$$

мұндағы z_2 — бұрамдық дөңгелек тістерінің (жылтыратылмаған және жонылмаған бұрамдықтар үшін алынған b_1 мөлшерін 25 мм-ге — $t < 10$ мм; 35 ... 40 мм-ге — $t = 10 \dots 16$ мм-ге; 50 мм-ге — $t > 16$ мм) ұлғайту керек.

Үшкірмелі бұрамдықтарды қолдану стандарттарда қарастырылмайды.

Бұрамдық дөңгелектер геометриясы. 34.5-сур. бұрамдықпен іліністегі бұрамдық дөңгелегі бейнеленген және

дөңгелектің негізгі өлшемдері көрсетілген, атап айтқанда:
бұрамдық дөңгелектің бөлгіш шеңберінің диаметрі

$$d_2 = mz_2;$$

орта қимадағы бұрамдық дөңгелек тістері ұштарының
диаметрі

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = mz_2 + 2\tau = m(z_2 + 2);$$

орта қимадағы бұрамдық дөңгелек ойығының диаметрі

$$d_{f2} = d_2 - 2hf_2 = mz_2 - 2 \cdot 1,2m = m(z_2 - 2,4);$$

бұрамдық дөңгелектің ең үлкен диаметрі

$$d_{ae2} < d_{a2} \quad 6m Z1 + 2$$

b_2 бұрамдық дөңгелегі тәжінің ені диаметрінің ұшы мен бұрамдық кіру санына байланысты анықталады: $z_1 < 3 b_2 < 0,75d_{a1}$ кезінде; $z_1 = 4 b_2 < 0,67d_{a1}$ кезінде.

34.5-сур. цилиндрлік қисықтықтi дөңгелек түрінде берілген бұрамдық дөңгелек жіңішке сызықтармен бейнеленген. Берілістің мұндай құрылымы нүктелі контактімен, демек аз жүктемелі қабілетімен сипатталады, сол себепті күші жоқ берілістерде қолданылады.

Дөңгелегінің тістері ойыс пішінге ие бұрамдық берілістер өте кең таралған және $2A, = 60 \dots 110^\circ$ бұрышымен доғасы бойындағы бұрамдықты қамтиды. Бұл жағдайда бұрамдық орамдарының *сызықтық контактісі* мен дөңгелек тістерінің арасында сызықтық контакт қалыптасады, соның салдарынан берілістің жүктеме қабілеті артады.

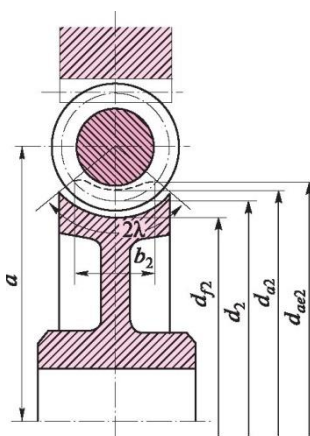
Бұрамдық берілістің өсаралық қашықтығы

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2).$$

Қолданыстағы бұрамдық берілістерде бұрамдық дөңгелек тістері сандарының келесідей мәндерін қабылдау ұсынылады: $z_2 > 22$ — біркiрмелi бұрамдықта; $z_2 > 26$ — көпкiрмелi бұрамдықта.

Бұрадық берілістердің кинематикасы. Дөңгелектің орта қаптал жазықтығымен қимадағы бұрамдық іліністі жазық тісті-төрткілдеш ілініс ретінде қарастыруға болатыны жоғарыда айтылды, оның үстіне бұрамдық орамдарының өстік ауысу v_1 жылдамдығы бөлгіш шеңберінің бұрамдық дөңгелектің шеңбер жылдамдығына тең.

Орам қимасы бұрамдықтың әр айналымы үшін бұранда жүрісінің мөлшеріне өстік бағытта $p_z = pz_1$, онда $v_1 = = pz_1 n_1 = \pi m z_1 n_1$ ығысқандықтан, бұрамдық дөңгелек $v_2 = = n d_2 n_2 = \pi m z_2 n_2$ шеңбер жылдамдығына ие.



$v_1 = v_2$ болғандықтан, $z_1 n_1 = z_2 n_2$ немесе $z_1 a_1 = z_2 a_2$.
 Демек, бұрамдық берілістің беріліс саны

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{a_2}{a_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

Бұрамдық берілістің беріліс саны бұрамдық дөңгелек тістері санының бұрамдық орам санының қатынасына тең. Қолданыстағы берілістерде, атап айтқанда, редукторлардың стандартты берілістерінде беріліс сандары $i = 8 \dots 80$ шегінде қабылданады.

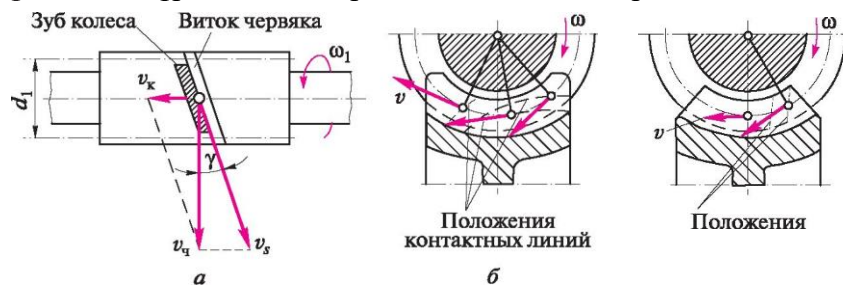
Редукторларға арналған цилиндрлік бұрамдық берілістердің негізгі параметрлері (a өсаралық қашықтықтары, i номиналды беріліс саны, t модулінің үйлесімі, q бұрамдық диаметрінің коэффициенті және z_1 кіру саны) 2144—76* ГОСТ реттеледі. көрсетілген стандарт бір, екі және төрткірмелі бұрамдықтарды әдетте оң бағыттағы орам сызығымен қолдануды қарастырады, стандарт бойынша қарастырылған бұрамдық дөңгелек тістерінің ең аз саны $z_2 = 32$.

Іліністегі сырғанау. 34.6, а-сур. сәйкесінше v_c және v_k арқылы белгіленген бұрамдық пен бұрамдық дөңгелектің шеңбер жылдамдығының векторлары бейнеленген. Егер бұрамдықтың айналуын абсолютті, ал бұрамдық дөңгелектің айналымын жылжымалы қозғалыс деп есептесек, теориялық механикадан белгілі жылдамдықты қосу туралы теоремасына сәйкес 34.6; а-сур. көрсетілген көрсетілген жылдамдық параллелограммын құрастыруға болады, мұндағы v_s — дөңгелек тісі бойынша бұрамдық орамының сырғанама салыстырмалы жылдамдығының векторы және

$$v_c = v_k \cos \gamma$$

мұнда γ — бұрамдық орам сызығының көтерілу бұрышы.

Суреттен көрініп тұрғандай, бұрамдық іліністегі сырғанау жылдамдығы бұрамдықтың шеңбер жылдамдығынан үлкен. Бұрамдық берілістің тісті берілістен негізгі



34.6-сур.

айырмашылығы сырғанау жылдамдығының шеңбер жылдамдығынан әлдеқайда аздығы.

34.6-сур. цилиндрлік беріліс (*б*) пен глобоидті беріліс (*в*) дөңгелек тістері бүйірлі беттерінде жататын байланыс сызықтары көрсетілген, сондай-ақ модулі мен бағыты бойынша бұрамдықтың шеңбер жылдамдығына сырғанау векторларының *v* проекциялары бейнеленген. берілістің жұмысы кезінде байланыс сызықтары бұрамдық орамдары мен дөңгелек тістеріне қатысты ауысады.

Сырғанау жылдамдығының векторына контакт сызықтарының еңкіш бұрышы бұрамдық берілістің жұмысқа қабілеттілігі үшін үлкен маңызға ие, өйткені *үйкеліс сипаты осы бұрышқа байланысты*.

Егер контакт сызықтарының сырғанау жылдамдық векторына еңкіш бұрышы аз болса немесе нөлге тең болса, онда гидродинамикалық майлау үшін қолайсыз жағдай болады, өйткені майлаушы материал қабаты контакт сызықтары бойымен ағып кетеді және майдың сынасы көтерілу күшін жасауға қабілетсіз, үйкелісетін беттер кедергісіне жол бермес үшін бұл жағдайда *жартылай сұйық үйкелісі* болады.

Егер сырғанау жылдамдығы контакт сызығына көлденең бағытталса (34.6, в-сур. қараңыз), онда айтарлықтай көтерілу күші бар май сынасын қалыптастыру үшін қолайлы жағдайлар жасалады және *сұйық үйкеліс* режимі орын алады. Міне, сондықтан глобоид берілістерінің *жүктемелік қабілеті бұрамдық цилиндрлік берілістермен салыстырғанда шамамен 1,5 есе асып түседі*, олардың орамдары сызықтық беттермен (архимедтер, эвольвентті және конвалютті бұрамдықтар) сызылған.

Алайда глобоидті бұрамдық берілістердің дайындау және жинау технологиясы цилиндрлікке қарағанда күрделірек; бұдан басқа, глобоидті берілістер буындарды жинақтау және деформациялау қателіктеріне сезімтал. Глобоидті берілістердің көрсетілген ерекшеліктері олардың технологиялық бұрамдық цилиндрлік берілістерін *бұрамдық орамдарының ойыс бейінімен* қолдануға байланысты қолданылу аймағының тарылуына әкеледі. Мұндай берілістер бұрын қаралған цилиндрлік бұрамдық берілістерден 1,3-тен 1,5 есе жоғары жүктеме қабілетіне ие.

Бұрамдық іліністегі үйкеліс сыналы сырғақтағы үйкеліске ұқсайды, сондықтан ол $f = \operatorname{tg} \varphi'$ үйкелістің берілген коэффициентімен сипатталады, мұндағы φ' – берілген үйкеліс

бұрышы.

Май сына әрекетінің тиімділігі сырғанау жылдамдығының артуымен өседі, сондықтан f және p' сырғанау жылдамдығына байланысты, яғни бұл жылдамдықтың артуымен азаяды.

Мысалы, сырғанау жылдамдығында $v_s = 0,1$ м/с үйкелістің берілген коэффициенті $f = 0,1$, ал $v_s = 10$ м/с, $f = 0,02$.

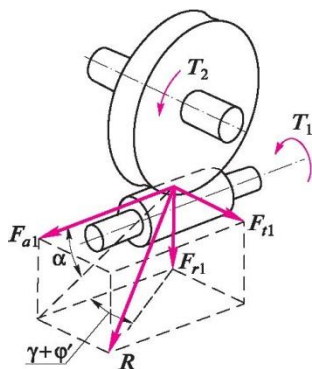
Us, м/с	φ'	Us, м/с	φ'	Us, м/с	φ'
0,01	5° 40' 6° 50'	1,50	2° 20' 2° 50'	4,0	1° 20' 1° 40'
0,10	4° 30' 5° 10'	2,00	2° 00' 2° 30'	7,0	1° 00' 1° 30'
0,50	3° 10' 3° 40'	2,5	1° 40' 2° 20'	10,0	0° 55' 1° 20'
1,00	2° 30' 3° 10'	3,0	1° 30' 2° 00'	15,0	0° 48' 1° 00'

сырғанау жылдамдығынан басқа үйкелістің берілген коэффициентінің мәні бұрамдық пен бұрамдық дөңгелектің материалдарына белсенді беттердің кедір-бұдырларының, майлаудың сапасына байланысты болады. φ' үйкелісінің берілген бұрышының бағдарлы мәндері (болаттың бұрамдық жұптары үшін – қалайы қола) сырғанау жылдамдығына байланысты 34.3-кестесінде келтірілген (жалтыратылған бұрамдықтар үшін төменгі мәндер, қалайы емес қоладан жасалған дөңгелектерге арналған мәндер шамамен 40% -ға артады).

34.3. БҰРАМДЫҚ ІЛНІСТЕГІ КҮШТЕР. ПӘК

Теориялық механикадан белгілі болғандай, тегіс емес беттің жалпы реакциясы үйкеліс бұрышының мөлшеріне қалыптыдан үйкеліс бұрышына ауытқиды. Сондықтан бұрамдық орамы мен тісті бұрамдық дөңгелектің (қалыпты қысым күші мен үйкеліс күшінің векторлық қосындысына тең) Я өзара әрекеттестігі Н бұрышы $\gamma + \phi'$ (34.7-сур.) арқылы бұрамдық дөңгелектің орташа жазықтығынан ауытқиды, мұндағы γ — орам сызығының көтерілу бұрышы, ϕ' — үйкелістің берілген бұрышы.

Я күшін үш өзара перпендикулярлы компонентке шынайы бағыттар бойынша ыдыратамыз, нәтижесінде аламыз:



бұрамдық дөңгелектегі өстік күшке тең бұрамдықта шеңбер күші

$$F_{fl} = -r^1 = F_{a2}; \quad 2T \text{ ,,}$$

бұрамдық дөңгелектегі шеңбер күшіне тең келетін бұрамдықтағы өстік күш,

$$F = T = F.$$

34.7-сур.

бұрамдықтағы және бұрамдық дөңгелектегі радиалды күшін

$$F_i = F \cdot 2 = F_{ai} \operatorname{tg} a.$$

Келтірілген формулаларда T_1 , T_2 — бұрамдық және бұрамдық дөңгелектердің білікке айналмалы моменттері; d_1 , d_2 — бұрамдық және бұрамдық дөңгелектердің бөлгіш цилиндрлерінің диаметрлері; a — өстік қимадағы бұрамдық орамының бейін бұрышы.

Бұрамдық және бұрамдық дөңгелектердің білікке айналмалы моменттері $T_2 = T_{\text{ци}}$ тәуелділігімен байланысты, мұндағы μ — берілістің ПӘК; i — беріліс саны.

Бұрамдық берілістің пайдалы әрекет коэффициентіне байланысты ілінестегі үйкеліс шығынымен, майдың араласуы мен шашырау шығынымен және білік тіректеріндегі шығындармен анықталады, ал бұрамдық берілістерде шығынның соңғы екі түрі ескерілмейді, өйткені олар салыстырмалы түрде кішкентай және 34.3-кестесінде келтірілген ϕ' мәндерін эксперименттік анықтауда тіркелген.

Бұрамдық ілінестегі үйкеліс шығыны бұрандалы жұпта да дәл солай анықталады, сондықтан жетекші бұрамдық кезіндегі бұрамдық берілістің ПӘК формула бойынша анықтайды

$$\mu = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \phi')},$$

мұндағы γ — орам сызығының көтерілу бұрышы; ϕ' — 34.3-кестесімен анықталатын үйкелістің берілген бұрышы.

μ бұрышының ұлғаюымен μ артады, онда бұрамдық берілістің ПӘК бұрамдықтың кірме санының ұлғаюымен жоғарылайды.

Жобалау есептерінде құрылма элементтері және бұрамдық пен бұрамдық дөңгелектердің өлшемдері әлі белгісіз болған кезде, ПӘК келесі мәндерін шамамен қабылдауға болады: $z_1 = 1 \mu = 0,7 \dots 0,75$; $z_1 = 2 \mu = 0,75 \dots 0,82$; $z_1 = 3 \mu = 0,82 \dots 0,87$; $z_1 = 4 \mu = 0,87 \dots 0,92$.

34.4.

БҰРАМДЫҚ БЕРІЛІСТЕРДІ ЕСЕПТЕУ

Бұрамдық берілістердің жұмысқа қабілеттілігінің басты критерийлері белсенді беттің тозу төзімділігі және бұрамдық дөңгелек тістерінің иілу беріктігі болып табылады.

Сырғанаудың үлкен жылдамдығына байланысты бұрамдық

берілістерге **механикалық тозу** тән, әсіресе, **тозу кептелуден және оның қауіпті түрі қажамадан**. Белсенді беттердің жоғары қаттылығы бар болат бұрамдықтар орамдарының тұрақтылығы мен иілу беріктігі және иілу кезіндегі беріктігі, әдетте, бұрамдық берілістің жүктеме қабілетін шектемейді.

Бұрамдық берілістерді есептеуге арналған тісті берілістердің стандартты есептелуінде қолданылатын бастапқы ережелерге ұқсас, ал одан кейінгі формулаларда келтірілген формулаларда болт болат болатындай болады, ал дөңгелек дөңгалақтың тәжі қоладан немесе шойыннан жасалған. Исходные положения для расчета червячных передач аналогичны применяемым при стандартном расчете зубчатых передач, причем в приводимых в дальнейшем формулах червяк полагается стальным, а венец червячного колеса — бронзовым или чугуном.

Түйіспе қажу берілісін есептеу Есептеу негізіне σ_H максималды түйіспе кернеуі мен түйіспе сызықтары ұзындығының бірлігіне нормал жүктемесін анықтау үшін Герц формуласы салынған.

Түйіспе қажу бұрамдық берілісінің **тексерілуін есептеу** формуласы мынадай түрде болады

$$\sigma_H = \frac{170\,000}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{1+z_2/q}{a}\right)^3 KT_2} \leq [\sigma_H],$$

мұндағы z_2 — бұрамдық дөңгелек тістерінің саны; q — бұрамдық диаметрінің коэффициенті; a — өсаралық арақашықтық; T_2 — бұрамдық дөңгелек білігінің айналмалы моменті; $[\sigma_H]$ — рұқсат етілген түйіспе кернеуі; K — жүктеме коэффициенті: тұрақты жүктеме кезінде $K = 1$, ауыспалы жүктеме кезінде $K = 1,1 \dots 1,3$ (жоғары жылдамдықтағы берілістердің үлкен мәндері). Бұрамдық берілістерді есептеу кезінде жүктеме коэффициенті салыстырмалы түрде аз болады, себебі олар бірқалыпты, дыбыссыз жұмыс істейді әрі жақсы өңделеді.

Жобалау есебі кезінде негізгі есептеу параметрі **a** өсаралық арақашықтығы болып табылады. σ_H түйіспе кернеуін рұқсат етілген $[\sigma_H]$ тең етіп, цилиндрлік бұрамдық берілістің **жобалау есебі** үшін мына формуланы аламыз:

$$a = (1+z_2/q) \sqrt[3]{\left(\frac{170\,000}{[\sigma_H]z_2/q}\right)^2 KT_2},$$

шамамен алғанда q және $z_2/4$ қабылдап, 34.2-кестесі бойынша ең жақын стандартты мәнге дейін дөңгелектейді, кинематикалық беріліс есептеуінің нәтижесінде z_2 анықтайды ($Z_{2\min} = 32$ стандартты редукторлары үшін).

Жобалау есебінің соңғы формуласын қарапайым түрде келесідей түрде жазуға болады:

$$a = 6100 \sqrt[3]{\frac{KT_2}{[\sigma_H]^2}},$$

$$480\,000 \text{ КТ}_2 \mathbf{d}_2 \mathbf{d}_x^{\text{[сг]}}$$

ал **тексеру есебінің** формуласын былай жазуға болады:

34.1-кестесі бойынша оны ең жақын стандартты мәнге дейін дөңгелектей отырып, өсаралық қашықтық мәнін **m** есептеу модулінің формуласы бойынша анықтайды

$$m = 2a$$

$q+z$ 2’.

Берілістің негізгі параметрлерін белгілегеннен кейін, бұрамдық пен дөңгелек өлшемдерін анықтайды, сырғанау жылдамдығын есептейді, ПӘК пен бұрамдық дөңгелек білігінің айналмалы моментінің есептік мәнін табады, ал содан кейін есептеу түйіспе кернеуін рұқсат етілгенмен салыстырып, тексеру есебін жүргізеді, ал жетпейтін жүктеме 10%-дан және асқын жүктелу 5%-дан аспауы тиіс.

Иіліс қажуы үшін тісті бұрамдық дөңгелек тістерін есептеу.

Көрсетілген есептеу **тексеру** болып табылады, ал бұрамдық дөңгелек қиғаштісті сияқты қарастырылады, доға пішінді болғандықтан, бұрамдық дөңгелек тістері шамамен 40 %-ға берігірек.

Иіліс қажуы үшін бұрамдық дөңгелек тістерін **тексеру есебінің** формуласы мына түрге ие

$$\text{СТ}_Г = \frac{1,5 \text{КТ}_2 \text{fFi}^{\text{сНеiY}}}{m_i q z_2} < [,,],$$

мұндағы **K** — түйіспе қажуын есептеуде қабылданатын жүктеме коэффициенті сияқты; **Y_{F2}** — тістердің балама саны бойынша 34.4-кестесіне сәйкес алынған тіс формасының коэффициенті; **y** — бұрамдық орам сызығының көтерілу бұрышы; **[СТ_f]** — кернеудің симметриялық циклінде өзгерісі төзімділік шегіне байланысты кері қимылдайтын жұмыстар үшін қабылданған иілістің рұқсат етілген кернеуі, ал кері қимылдамайтын жұмыс үшін төзімділік шегіне байланысты нөлдік циклде болады (рұқсат етілген кернеулерді таңдау бойынша нұсқау одан әрі қарастырылады).

z_{2v} тістерінің баламалы саны қиғаштісті дөңгелектер

сияқты есептеледі, атап айтқанда:

34.4-кесте

z_{2v}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

$$z \frac{2}{\cos^3 y},$$

мұндағы y — бұрамдық орамы сызығының көтерілу бұрышына тең бұрамдық дөңгелек тістері сызығының еңкіш бұрышы.

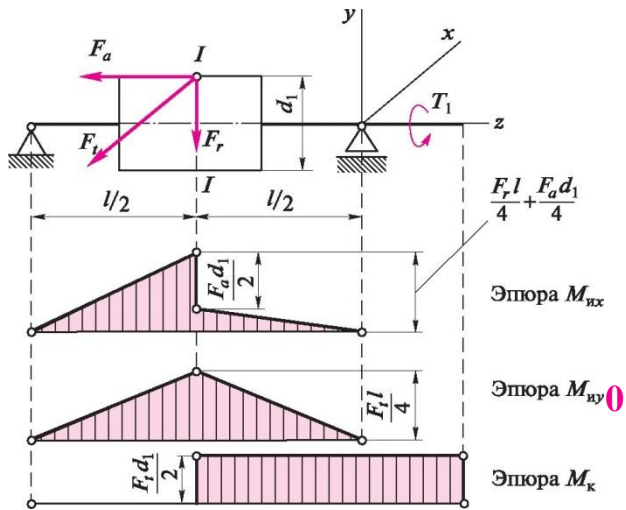
Бұрамдықтың беріктігі мен қаттылығын тексеру. Тексеру есебі кезінде бұрамдық денесі екі тіреуіште жататын және иіліс пен бұралуда жұмыс істейтін дөңгелек қиманың цилиндрлік білеуі ретінде қарастырылады.

34.8-сур. орта қимада F шеңбер күші, F_a өстік күші, F_r , радиалды күші, сондай-ақ T_b айналмалы моменті қолданылатын бұрамдықтың есептеу схемасы салынған. Әлбетте, F_r және F_a күштерін жазықтықта тігінен иеді, ал F_t күші айналмалы момент туғызады және білікті жазықтықта көлденеңінен иеді. иілетін және бұралатын моменттер эпюралары 34.8-сур. көрсетілген. көрсетілген ішкі күш факторларынан басқа бұрамдық қимасында F_a өстік күшіне тең бойлық күш әрекет етеді; бойлық күшке сәйкес келетін созылу және сығылу кернеулері салыстырмалы түрде көп емес, оларды ескермесе де болады.

Иілетін моменттер эпюралар аралығы ортасында қиманың қауіпті және нәтижелік иілетін момент осы қимада тең болатыны көрініп тұр.

Иілістің максималды кернеуі

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{F_r I^y}{4} + \frac{F_a d_1}{4} \right)^2 + \left(\frac{F_t I}{4} \right)^2}$$



34.8-сур.

мұндағы W — иіліске кедергі моменті; df — бұрамдық орамдары ойысының диаметрі.

Бұралудың максималды кернеуі

$$\tau_k = \frac{M_k = T}{W} \cdot 0,2df$$

мұндағы W — бұралуға кедергі моменті.

Мысалы, энергиялық теориясын қолданып, **бұрамдықтың беріктік шартын** келесідей түрде жазуға болады:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{И}}^2 + 3\tau_k^2} = [\sigma_{-1\text{И}}],$$

мұндағы $[\sigma_{-1\text{И}}] = 45 \dots 60 \text{ МПа}$ — болат бұрамдыққа арналған иілістің рұқсат етілген кернеуі (кернеудің симметриялық циклі кезіндегі өзгерісі).

Бұрамдықтың айтарлықтай иілімі іліністе жүктеменің рұқсат етілмеген концентрациясын туғызады, сондықтан максималды иілімдер бұрамдық модулінің үлесінде көрсетілетін рұқсат етілген мәндерді шектейді.

Шамамен ең жоғары иілімді (иілім көрсеткі деп аталатын және f арқылы белгілейтін) кедергі материалында тұрақты қиманың екі тіректі арқалығы үшін шығарылған формула бойынша есептеуге болады, атап айтқанда:

$$f = y \max R I^3 (48\epsilon /),$$

мұндағы $R = -JF^2 + F^2$ — айналмалы және радиалды теңәсерлі күші; I — бұрамдық білігі тіреуіштерінің арасындағы арақашықтық (егер бұрамдық мойынтірек түйісі әлі құрастырылмаса, онда I қабылдайды және « $(0,8 \dots 1,0)d_2$); E — бұрамдық материалының бойлық серпімділігінің модулі; $I = \pi d^4 / 64$ — бұрамдық қима инерциясының өстік моменті.

Бұрамдықтың **қатандық шарты** келесідей түрде жазылады:

$$f - [f] = 0,01m,$$

мұндағы $[f]$ — иілімнің рұқсат етілген көрсеткісі; m — есептеу модулі.

Егер f иілімінің есептеу көрсеткісі рұқсат етілген шамадан асып кетсе, онда q бұрамдығы диаметрінің коэффициентін арттыру керек немесе (егер мүмкін болса) тіреуіш араларында

I арақашықтығын азайту керек.

Бұрамдық берілістердің жылулығын есептеу және майлау. Берілістерде шығындалған механикалық энергия бөлшек пен майдың қыздыруын туғызатын жылулыққа өтеді. ПӘК төмендігіне байланысты бұрамдық берілістер үлкен жылубөлумен жұмыс істейді. Алайда, майдың 95°-ға дейін жоғары температураға қызуы оның тұтқырлығы мен қорғаныш қасиеттерінің күрт төмендеуіне және, тиісінше, берілістің кептелу қаупінің пайда болуына әкеледі. Сол себепті қартердегі майдың температурасы рұқсат етілген шамадан аспауы тиіс [$t_j < 95^\circ \text{C}$].

Берілістің қалыпты жұмыс істеуі үшін **жылулық балансы**, яғни механикалық энергияны жылу энергиясына айналдыру нәтижесінде пайда болатын жылулық мөлшері табиғи немесе жасанды жолдармен берілетін жылу мөлшерінен аспауы керек.

Берілісте бөлінетін Q_1 жылулық саны

$$Q_1 = (1 - \eta)P,$$

мұндағы P — жетекші біліктегі қуат; η — берілістің ПӘК.

Қоршаған ортада табиғи жолмен редуктор қабырғалары арқылы ағызылатын Q_2 жылулық саны

$$Q_2 = AK_T(t_m - t_0)$$

мұндағы A — ауданы (асты есептелмегенде); $K = 8 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ — қабырғалардың жылу беру коэффициенті (бөлмедегі ауаның жақсы циркуляциясы кезіндегі үлкен мәндер); t_m — майдың температурасы; $t_0 = 20^\circ \text{C}$ — қоршаған ортаны есептеу температурасы.

Редуктор корпусын салқындату бетінің A аумағы формула бойынша анықталады (34.3, в және 34.5-сур. қараңыз):

$$A = 2H(V + T) + VT,$$

мұндағы $H = 2a + 0,4d_{ae2}$ — корпус биіктігі; $V = 1,3d_{ae2}$ — корпус ұзындығы; $T = 2d_{a1}$ — корпус ені.

Егер $Q_2 > Q_1$ болса, онда табиғи салқындату жеткілікті, қарсы жағдайда корпус қабырғаларын қабырғалы етіп, салқындатқыш бетті ұлғайту керек (бұл жағдайда есептеуде қабырғалардың бет аумағының 50 % есепке алынады).

Жеткілікті табиғи салқындату кезінде келесі шарттар

$$Q_1 > Q_2$$

сақталады:

Егер табиғи салқындату жеткіліксіз, яғни $t_{cl} > [t_j]$, онда жасанды салқындату қолданылады, онда жылуберу коэффициенті едәуір артады.

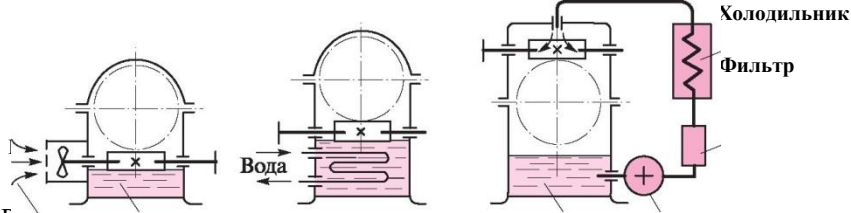


Рис. 34.9

Тісті және төмен қуатты бұрамдық берілістер үшін әдетте табиғи салқындату жеткілікті; ПӘК төмен жоғары қуаттылығы бар бұрамдық берілістер үшін және барлық глобоидті берілістер үшін жасанды салқындату қолданылады.

Жасанды салқындатудың негізгі тәсілдері 34.9-сур. көрсетілген: а – редуктор корпусында орнатылған желдеткіш көмегімен ауаны салқындату; б – редуктор корпусына орнатылған ағынды сумен иректүтік көмегімен сумен салқындату; в — арнайы тоңазытқыштарды қолдану арқылы майдың айналмалы салқындатуы.

34.5. МАТЕРИАЛДАР ЖӘНЕ РҰҚСАТ ЕТІЛГЕН КЕРНЕУЛЕР

Бұдан бұрын белгіленгендей, бұрамдық – бұрамдық дөңгелектің кинематикалық жұбына бұрамдықтың айналу жылдамдығынан асатын үлкен сырғанау жылдамдығы тән, сол себепті механикалық тоздыру, әсіресе, кептелудегі тоздыру және қажу тоздыруы.

Сондықтан **бұрамдық жұбының материалдарын таңдау кезінде жақсы үйкелісбасқы және қажамаға қарсы қасиеттерді қамтамасыз ету қажет.**

Ең жақсы нәтижеге қаттылығы жоғары болат беті қажетті көлемдік беріктігі бар үйкелісбасқы материалмен біріктірілген кезде қол жеткізіледі, мысалы, қоламен.

Аз жауапкершілікті бұрамдық берілістерінде қалыпты жағдайға немесе жақсартуға ұшыраған орташа көміртекті болаттан жасайды (мысалы, 45, 40X маркалары және т.б.) және орамдардың белсенді беттерінің қаттылығы $H < 320 \text{ NV}$ болып табылады.

Егер орташа көміртекті болаттан (мысалы, 45X, 40XH, 35XГСА маркалары және т.б.) жасалған бұрамдық беттік немесе көлемдік шынықтыруға $H > 45 \text{ HRC}$ қаттылығына дейін ұшыраса, берілістің аса жоғары жүктемелік қабілеті алынады. Ең жақсы нәтижеге төменгі көміртекті болаттан (мысалы, 20X, 18HGT, 12HN3A және т.б.) жасалған, одан кейін цементтеу және $H > 56 \text{ HRC}$ қаттылығына дейін орамдарын тегістеу мен жылтыратуға қол жеткізіледі. Азотты

болаттардан жасалған бұрамдықтар (38X2МЮА, 38X2Ю және т.б.) орамдарды тегістеуді қажет етпейді, бірақ тек жылтыратылады. Өте үлкен диаметрлі дөңгелектер берілісі үшін бұрамдықтарды – қоладан, ал бұрамдық дөңгелектерді шойыннан жасаған дұрыс.

Бұрамдықтарды көбінесе білікпен біртұтас және сирек жағдайларда ғана жиналмалы ретінде дайындайды. Түсті металдарды үнемдеу үшін бұрамдық дөңгелектерді көбінесе құрамдас етіп жасайды: шойын немесе болат орталығына қола тәжі орнатылады.

$v_s < 2$ м/с сырғанау жылдамдығында жауапсыз, әлсіз жүктелген және баяу қозғалатын берілістер үшін бұрамдық дөңгелек шойыннан немесе пластмассадан жасалуы мүмкін (текстолит, полиамидтар).

Ең жақсы үйкелісті басқы және қарсы қажама қабілеттерге **қалайы қолалар** ие (мысалы, БрО10Ф1, БрО10Н1Ф және т.б.), алайда олар қымбат және тапшы, сондықтан тек жоғары сырғанау жылдамдығымен ($v_s > 7$ м/с) жауапкершілікті берілістер үшін қолданылады.

Қалайы қоладан жасалған бұрамдық дөңгелектермен жүктеме қабілеті қажу тоздыруымен шектеледі және сырғанау жылдамдығына байланысты емес, сондықтан бұл жылдамдықтың жоғарғы шегі осындай берілістер үшін шектемейді, ал рұқсат етілген түйіспе кернеуі оған байланысты емес.

Жүктелу циклдерінің сынағы негізінде бұрамдық қалайы қолалар мен болат бұрамдықтар үшін рұқсат етілген түйіспе кернеулердің мәні дөңгелектер үшін:

Сонымен қатар бұрамдық дөңгелектерінің тәждері қызмет ету мерзімі айтарлықтай дәрежеде дайындамаларды құю тәсіліне байланысты (құмға, кокильде, центртепкіш), сондықтан рұқсат етілген кернеулер құю әдісіне байланысты, одан басқа бұрамдық орамдарының белсенді бетінің қаттылығына байланысты. 34.5-кестесінде келтірілген.

34.5-кест. қалайы қолалар мен болат бұрамдықтарға арналған $N_{\text{Нlim}} = 10^7$ сынақтар базасы кезіндегі $[c_{\text{H}0}]$ түйіспе кернеулерінің рұқсат етілген мәндері циклдерінің жүктелісі келтірілген. Сынақ базасынан басқа N_K циклдерінің берілген саны үшін $[c_{\text{H}0}]$ түйіспе кернеулерінің рұқсат етілген мәндерін анықтау үшін есептеуге Z^{\wedge} шыдаммерзімділігі коэффициенті енгізіледі, сонда

$$[c_{\text{H}}] = [v_{\text{H}0}] Z_N.$$

Мұндағы $Z_N = 10^7 / N_K$; $N_K = 60nL_h < 25 \cdot 10^7$, мұндағы n — бұрамдық дөңгелектің айналу жиілігі; L_h — берілістің берілген шыдаммерзімділігі, с.

Ең жоғары, бірақ ең нашар (қалайы қоламен салыстырғанда) механикалық сипаттамалы **қалайы емес қолалар** қажамаға қарсы қасиетке ие (мысалы, БрА9Ж4Л, БрА10Ж4Н4Л және т.б.), сондықтан оларды сырғанау жылдамдығы кезінде жауапты берілістер

Материалы және құйма тәсілі	[стдо], МПа, HRC бұрамдық орамдары бетінің қаттылығы кезінде	
	< 45	> 45
БрО10Ф1, құмға	130	160
БрО10Ф1, кокильге	190	225
БрО10Н1Ф1, центрифуга	210	250

$v_s < 7$ м/с сырғанау жылдамдығы кезінде жауапкершілікті беріліс. Тот баспайтын қолалардан жасалған (сонымен қатар шойыннан жасалған) бұрамдық дөңгелектердің жүктелу қабілеті тозу кезінде шектеледі және сырғанау жылдамдығына байланысты. Құйылатын шойыннан немесе тот баспайтын қоладан және болат бұрымдығынан жасалған бұрамдық дөңгелектері үшін $[ст_n]$ рұқсат етілген байланыс кернеулерінің мәндері 34.6-кестесі бойынша жүктеме циклдерінің санына қарамастан таңдалады.

Бұрамдық дөңгелектердің тістеріне арналған рұқсат етілген иіліс кернеулері $[ст_т]$ материалға, құю әдісіне және жүктеме үлгісіне (қайтарылатын, қайтарылмайтын) байланысты анықталады. келтірілген. $34N_{\min} = 10^6$ жүктеу циклдерінің негізінде $[ст_{p0}]$ 34.7- кестесінде мәндері келтірілген. N_K циклдерінің болжамды саны үшін рұқсат етілген иіліс кернеуінің мәнін анықтау үшін $[ст^{st}]$ Y_N кестелік мәні шыдаммерзімділігі коэффициентіне көбейтілуі керек, тең

$$Y_N = 910^6 / N_K < 1;$$

егер $N_K < 10^6$, онда оны $N_{Rim} = 10^6$ сынақ негізінде тең деп қабылдайды; егер $N_K > 25 \cdot 10^7$, онда $N_K = 25 \cdot 10^7$ деп қабылданады.

34.6-кесте

Материалы және құйма тәсілі	[ад], МПа, жүктелгенде	
	реверсивті емес	кері қимылдар реверсивті
БрО10Ф1, құмға	40	29
БрО10Ф1, кокильге	58	42
БрО10Н1Ф1, центртепкіш	65	46
БрА9Ж4Л, құмға	76	64
СЧ10, »	34	21
СЧ15, »	38	24
СЧ18, »	43	27

Рұқсат етілген иіліс кернеуін анықтау кезінде жүктеу тәсілі маңызды мәнге ие екенін байқаймыз.

35-тарау

ТІЗБЕКТІ БЕРІЛІСТЕР

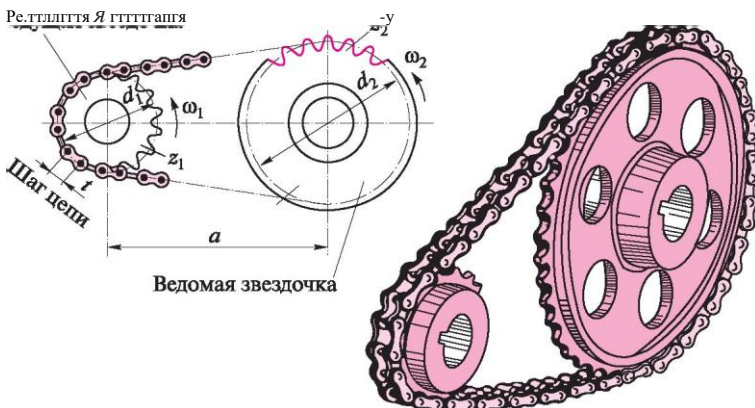
35.1. ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР ЖӘНЕ БЕРІЛІСТІҢ БӨЛШЕКТЕРІ

Тізбекті берілістер – параллель біліктер арасындағы айналмалы қозғалысты екі тісті дөңгелектеріне қатаң бекітілген жұлдызшаға айналдырып, оларға шексіз тізбектерді қою арқылы қызмет ететін механизм (35.1-сур.).

Тізбек — жүктердің орын ауыстыруы үшін (тартқышты тізбек), жүктерді көтеруге және түсіруге (жүк тізбектері), қозғалысты беріліс үшін (жетек тізбектер) пайдаланылатын көпбуынды икемді байланыс. Әрі қарай біз тек тізбекті берілістерде қолданылатын жетекті тізбектерді қарастыратын боламыз.

Тізбекті берілістердің артықшылығы – бұл айналуды қашықтықтан (8 м-ге дейін) біліктерге ауыстырады, сондай-ақ бірнеше тізбекті бір тізбекте жүргізеді; тізбекті беруде ешқандай сырғу болмайды, ал біліктерге радиалды жүктеме белдік жетегіне қарағанда екі есе аз; тізбекті берілістердің тиімділігі жоғары (қолайлы жағдайларда, $\eta = 0,97 \dots 0,99$) айтарлықтай қуатты (бірнеше мың киловаттқа дейін), 35 м/с жылдамдықтағы тізбекті жылдамдыққа және беріліс санын $u = 10$ мүмкіндік бере алады.

35.1-сур.



Тізбекті берілістердің кемшіліктері: тізбектің жылдамдығы мен динамикалық жүктемелердің пульсациясымен жұмыс кезінде дірілдеу және шу артады; үйкеліс және майлау қиындықтарына байланысты топсаның қарқынды тозады, топсаның тозуына байланысты плиталар ұзарады.

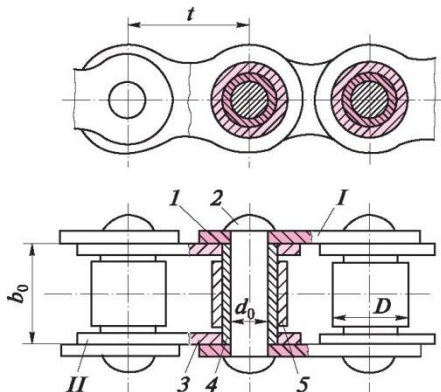
Тізбекті берілістер металкескіш және ағаш өңдеу станоктарында, мұнай, тау-кен өнеркәсібі, көлік, ауыл шаруашылығы машинасын жасау және басқа салаларда кеңінен қолданылады. Тізбекті берілістер үдетуші, баяулатушы берілістерді орындайды, мысалы, велосипедтің артқы дөңгелегіне берілісі үдетуші беріліс ретінде кең таралған. Жауапты тізбекті берілістер жабық, майлы ваннаға қызмет ететін қатаң жағдайда сақталады.

Барлық тізбектердің бастапқы есептеу сипаттамасы – бұл жұлдызшаның бөлгіш дөңгелек шеңберінің бойында өлшенген t тізбектің қадамы.

Тізбекті берілістер аунақшалы, төлкелі, тісті және үлгілемдібунақты болады; тізбектің алғашқы үш түрі стандартталған.

35.2-сур. сыртқы буыннан I (екі сыртқы пластиннен I және сыртқы пластиндер саңылауларына қимылсыз бекітілген білікшелерден 2 жиналған) және ішкі буынның II (екі ішкі пластиннен 3, ішкі пластин саңылауларына қимылсыз бекітілетін төлкелерден 4 және төлкелерге еркін кигізілген аунақшалардан 5 тұратын) бірқатарлы аунақшалы тізбектің екі жұлдызшалы берілістің элементтері көрсетілген.

Жұлдызшалардың тістері бойымен дөңгелей отырып, аунақшалар олардың тозуын азайтады.



35.2-cyp.

460

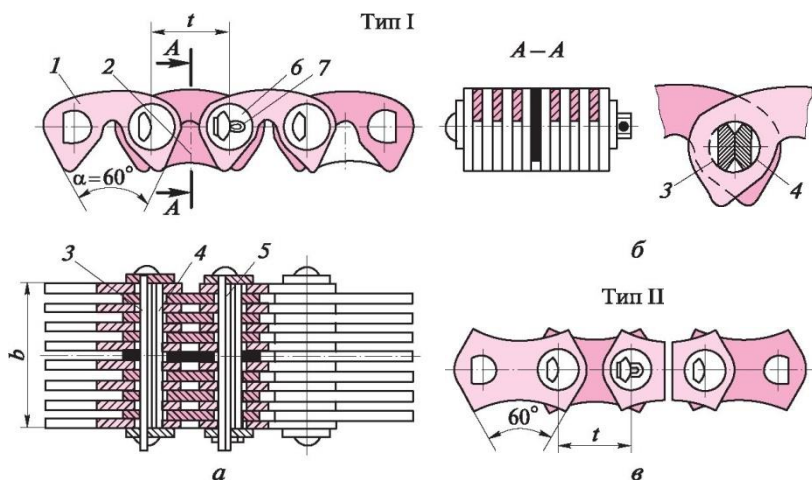


Рис. 35.3

Сыртқы және ішкі буындар жинақта айналмалы және кинематикалық жұп жасайды. Пластиндер денелер кедергісінің тең пішініне ие.

Төлке шынжыр аунақшалыдан ерекшелігі, біріншісінің аунақшасы жоқ, ал білікшелердің диаметрі мен төлкенің ұзындығы біршама үлкен, басқа тең жағдайларда арқасында төлкелі тізбектің топсаларында орташа қысым аз. Төлке тізбектер аунақшалардан арзанырақ, бірақ тозу төзімділігі олардан төмендеу.

Аунақшалы және төлкелі тізбектер бірқатарлы және көпқатарлы бола алады.

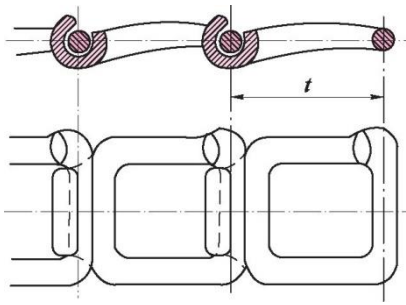
Төлкелі және аунақшалы тізбектер пластиндерін төменгі қаттылыққа, ал болат, білікшелер мен төлкелер цементтелген болаттардан, ал аунақшалар жоғары қаттылыққа дейінгі шыңдау арқылы дайындайды.

Топсалы түйіспелі тісті тізбектер стандарттарға сәйкес шығарылады. 35.3, а-сур. тісті тізбектер буындардың үш проекциясы көрсетілген, олар мыналардан тұрады: I типі (біржақты ілінісімен) жұмыс пластинасынан тұрады 1; жұлдызшадан тізбектің сырғуының алдын алатын бағыттаушы пластинадан 2; ұзартылған призмадан 3; ішкі призмадан 4; біріктіруші призмадан 5; тығырықтардан 6 және сіргеден 7.

35.3, б-сур. топса теңселуі 3-4 көрсетілген. Тізбектің пластиндері тіс тәріздес формаға ие, пластиннің жұмыс қырлары 60° бұрышта орналасқан.

35.3, в-сур. тісті тізбектің II типі (екіжақты ілініспен)

көрсетілген; бұл құрылым үлкен кадамды тізбектер үшін
стандартпен қарастырылған.



Тісті тізбектер аунақшалылармен салыстырғанда, неғұрлым бірқалыпты және жұмыс істейді, жоғары кинематикалық жүктелу

дәлдікті қамтамасыз етеді, үлкен сенімділік пен қабілетке ие.

Бірдей қадаммен тісті тізбектер қуаттылықтың үлкен диапазонында жұмыс енінің өзгiсiне байланысты айтарлықтай мәнде қолданыла алады (35.3-сур. қараңыз).

Мұндай тізбектер жоғары ПӘК ие (0,98 дейін) созылуға бейімі аз, бірақ аунақшалы тізбектерге қарағанда олардың массасы мен құны әлдеқайда үлкен.

Қуаттылығы 35 м/с дейін жететін тісті тізбектерді жоғары жылдамдықпен және жоғары қуаттылықпен қолдануға болады.

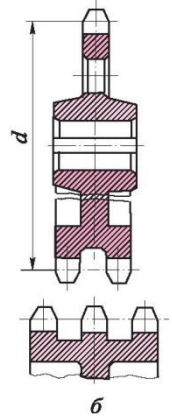
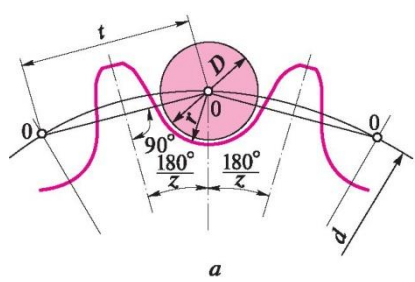
Тісті тізбектердің пластиндері 38 ... 45 HRC қаттылығын сіндіруі және суытылуы қамтамасыз етіле отырып, 50 болаттан, ал призмалар 15 немесе 20 болаттан немесе кейін цементтелетін 52 ... 60 HRC қаттылығына дейін дайындалады.

Үлгілембуынды тізбектер, мысалы, ауылшаруашылық машиналарында берілістің габариттік өлшемдері үшін қатаң талаптар болмаған кезде, төменгі жылдамдықта нашар майлау және қорғау жағдайында қолданылады.

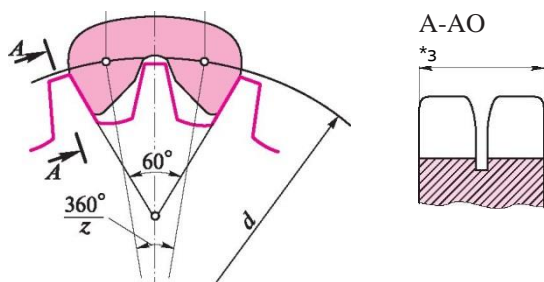
35.4-сур. буындарды еркін тарата алатын *ілкесті тізбек* көрсетілген. Үлгілембуынды тізбектердің буындарын сомдау шойынынан құяды және әрі қарай өңделмейді.

Аунақшалы және төлкелі **жұлдызшалар**, сондай-ақ тісті тізбектер пішінделеді және мемлекеттік стандарттарға сәйкес дайындалады.

35.5-
462



суп.



35.6-сур.

35.5, а-сур. аунақшалы тізбекке арналған жұлдызша тістерінің стандартты профилі көрсетілген, мұндағы d — жұлдызшаның бөлгіш шеңбері диаметрі; t — тізбек қадамы; D — аунақша диаметрі; жұлдызша ойымының $r = 0,5025D + 0,05$ мм. 35.5, б-сур. бір, екі және үш қатарлы тізбектер жұлдызшаларының құрылымы көрсетілген.

35.6-сур. стандартты тіс профилі мен I типтің тісті тізбектері жұлдызшаларының қимасы, тістердің ортасында бағыттауш пластиндер үшін тілік көрсетілген.

Жұлдыздарды өндіруге арналған материалдар шойын (сұр, сомдау, антиүйкелісті, жоғары беріктігі) – көптеген тістері бар және ауылшаруашылық машиналарының тізбектері бар жұлдыздар үшін; цементтелген болат – динамикалық жүктемелермен; шындалған болат – күрт тегістіктер мен соққыларсыз жұмыс істегенде. Бұдан басқа, жұлдызшаларды өндіру үшін пластмасса және композициялық материалдар қолданылады.

Топсаның өстері орналасқан жұлдызшаның бөлу шеңберінің диаметрі тең

$$- t - / Q_{III} j$$

$$z$$

мұндағы t — тізбек қадамы; z — жұлдызша тістерінің саны.

35.2.

БЕРІЛІСТЕРДІҢ ГЕОМЕТРИЯСЫ МЕН КИНЕМАТИКАСЫ

Тізбекті берілістердің беріліс қатынасы:

® 1 Z2

$$\mathbf{u} = \begin{pmatrix} - \\ - \\ - \end{pmatrix},$$

мұндағы $\gamma_1, \gamma_2, z_1, z_2$ — бұрыштық жылдамдықтары мен жетекші және жетектегі жұлдызшалар тістерінің саны.

Өйткені $d_2/d_1 = \sin^{180} / \sin^{180} \Phi_{z_2/z_1}$, **и онда беріліс қатынасын** жұлдызшалардың бөлінбейтін шеңберлері диаметрінің қатынасы ретінде анықталуы мүмкін емес

v

Жоғарыда келтірілген формулалар бойынша есептелген беріліс қатынасы айналымның орташа мәні болып табылады; жұлдызшаны айналу кезінде $360^\circ/z$ бұрыштық қадамға дейін, беріліс қатынасы тұрақты болып қалмайды.

Жұлдызшаның бір айналымының тізбегі zt жолын өтеді және бір айналымның уақыты $2\pi/\omega$ тең, ал v тізбегінің орташа жылдамдығы тең

$$v = \frac{ZL}{nzt} = \frac{2\pi}{60}$$

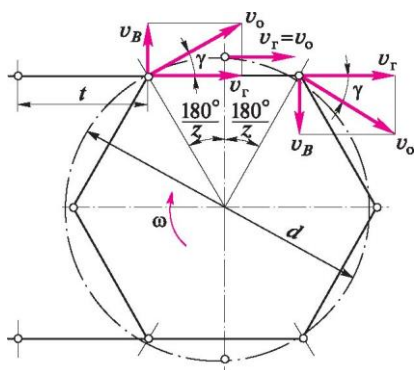
мұндағы t — тізбек қадамы; n — айналу жиілігі; ω — жұлдызшаның бұрыштық жылдамдығы.

Тізбекті берілістің сызбасынан көрініп тұрғандай, (35.7-сур.) тізбектің жылдамдығы жұлдызшаның v_a айналмалы жылдамдығының көлденең c_r компонентімен анықталады және

$$v_r = v_a \cos \gamma; v_b = v_a \sin \gamma.$$

Бұрыштық қадамның жартысы бойынша жұлдызшаның бұрылу кезінде, яғни $180^\circ/z$, жұлдызша тістерінің ойысында орналасқан тізбектің топсасы жоғарғы жағында болады, айналдыру жылдамдығының векторы $c_r = v_0$, а $v_E = 0$ көлденең орналасады; жұлдызшаның одан әрі айналуымен көлденең компонент c_r азаяды, тік компонент v_E артады, бірақ бағытты өзгертеді

Осылайша, жұлдызшаны бұрыштық қадамға айналдыру уақытына арналған тізбек жылдамдығы $v_0 \cos$ до v_a мәнінен өседі, содан кейін бастапқы мәнге дейін азаяды, бұл жетектегі жұлдызшаның бұрыштық жылдамдығы мен беріліс қатынастарының тиісті өзгерістеріне әкеп соғады.



35.7-сур.

Мұндайда v_E тік компоненті $\pm v_o \sin$ шегінде өзгереді

Z жұлдызшаның ойымдарына тізбекті топсалардың соқтығысуына, тізбекті көлденең тербелістерге және бүкіл беріліс үшін динамикалық жүктемелерге әкеледі.

Тік $v_B = \pm v_0 \sin$
жылдамдық болып табылады.

, 180°
компоненті

топса соққысы мен тістің ойымы. Әлбетте, жұлдызшаның тістер санының азаюымен соққылардың жылдамдығы мен күші артады, беріліс қатынасының тербелісі артып, берілістегі динамикалық жүктеме артады. Сонымен қатар, жұлдызшаның тістерінің санын азайту арқылы көршілес буындардың салыстырмалы айналу бұрышы артады, бұл топсалардың тозуына ықпал етеді. Сондықтан кішкентай жұлдызша тістерінің саны рұқсат етілген ең төменгі мәндермен шектеледі, оған қарамастан, жұлдызша тістерінің санын азайту арқылы берілістің габаритті өлшемдері азаяды.

Аунақшалы және төлкелі тізбектердегі шағын жұлдызша тістерінің ең аз саны беріліс саны мен эмпирикалық формулаға байланысты анықталады

$$z_{1\min} = 29 - 2u;$$

$z_{1\min}$ тісті тізбектері үшін 20 ... 30 % одан жоғары қабылданады.

z_2 « uz_1 үлкен жұлдызша тістерінің саны. Тістердің тақ саны, кем дегенде, жұлдызшаның біреуі және бір-бірінен тізбектік буындардың жұп саны кезінде тістер мен топсалардың тозуы біркелкі бөлінгенін атап өту керек.

Тізбек буындарының саны шамамен мына формуламен анықталады

$$z_2 = 2a + z_1 + z_2 + \sqrt{(z_2 - z_1)^2 + 4n^2 a}$$

Өтпелі буынды қолданбас үшін, тізбектегі буындардың бағаланған саны бірдей санға дейін дөңгелектелуі тиіс.

тізбек ұзындығы $L = z^{\wedge}t$.

Өсаралық қашықтықтың соңғы мәні тең

$$a = 0,25t \quad z_{11} \quad \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_{11} \quad \frac{z_1 + z_2}{2} \quad - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2 \right)}$$

35.3.

ТІЗБЕКТІ БЕРІЛІСТЕРДІҢ ЖҰМЫСҚА

ҚАБІЛЕТТІЛІГІНІҢ КРИТЕРИЙЛЕРІ МЕН ЕСЕПТЕЛУІ

Жетекті тізбектердің жұмысқа қабілеттілігінің негізгі критерийлері олардың топсаларының тозу төзімділігі болып табылады.

Төлкелі және аунақшалы тізбектері бар берілістерді есептеу. Теориялық және эксперименттік зерттеулер көрсеткендей, тізбектің жүктемелік қабілеті топсалардағы қысымға тікелей пропорционалды және шыдаммерзімділігі кері пропорционалды. Сондықтан

ю, рад/с	[p], МПа, при шаге цепи t, мм			
	12,7 ... 15 875	19,05 ... 25 4	31,75 ... 38 1	44,45 ... 50 8
5,2	34,3	34,3	34,3	34,3
21	30,9	29,2	28,1	25,7
42	28,1	25,7	23,7	20,6
63	25,7	22,9	20,6	17,2
84	23,7	20,6	18,1	14,7
105	22,0	18,6	16,3	—
126	20,6	17,2	14,7	—
167	18,1	14,7	—	—

тізбекті берілістердің есептеу негізіне берілістің тексеру есебін жүргізуге болатын шарт салынған: мұндағы p — топсадағы есептелген орташа қысым; $F_t = 2T/d$ — берілетін айналмалы күш; T — айналмалы момент; d — жұлдызшаның бөлгіш айналдыру диаметрі (егер берілістің P қуаттылығы берісе, онда $F_t = P/v$, мұндағы v — тізбек жылдамдығы); $A_{оп} = d_0 b_0$ және $(0,25 \dots 0,28) t_2$ — топсаның тірек бетінің проекция ауданы; d_0 — білікше диаметрі; b_0 — төлке ұзындығы; $[p]$ — орташа жағдайда пайдаланылатын типтік беріліске арналған топсадағы рұқсат етілген орташа қысым, тұрақты жүктеме мен шыдаммерзімділігі кезінде 3 000 ... 5 000 сағ.; K — берілістің есептелген нақты ерекшеліктерін есептеуші пайдалану коэффициенті; t — тізбек қатарының саны.

$[p]$ топсасындағы рұқсат етілген қысым шағын жұлдызшаның γ_1 бұрыштық жылдамдығына байланысты және t тізбек қадамы 35.1-кестесінде берілген.

Пайдалану коэффициенті мұндағы K_1 — жүктеме динамизмінің коэффициенті (тыныштық жүктемеде $K_1 = 1$, при толчках $K_1 = 1,2 \dots 1,5$, қатты соққыда $K_1 = 1,8$); K_2 — өсаралық қашықтықты есептеуші коэффициент ($K_2 = 1$ кезінде $a = (30 \dots 50)t$; $K_2 = 1,25$ кезінде $a < 30t$; $K_2 = 0,9$ кезінде $a > 50t$); K_3 —

майлау тәсілін есепке алушы коэффициент, (үздіксіз майлауда $K_3 = 0,8$, тамшылау түрінде $K_3 = 1$, мерзімді түрде $K_3 = 1,5$); K_4 — жұмыс режимінің коэффициенті p (бірауысымды $K_4 = 1$, двухсменная $K_4 = 1,25$, ұшауысымды $K_4 = 1,45$); K_5 — горизонтқа өсаралық сызықтың еңкіштігін есептеуші коэффициент, (еңкіш бұрышы кезінде 70° аспайтын $K_5 = 1$, еңкіш бұрышы кезінде 70° $K_5 = 1,25$, өйткені тік орналасқан кезінде берілістің тізбек салмағына байланысты топсадағы қысым ұлғаяды); K_6 — берілістің монтаж коэффициенті (жылжымалы тіректер — $K_6 = 1$, керілген жұлдызшалар немесе аунақшалар сығымдалуы болғанда $K_6 = 1,15$, реттелмеген керіліс — $K_6 = 1,25$).

Жобалау есептеуде t тізбек қадамының бағдарлы мәні формула бойынша анықталады:

мұндағы T_1 — z_1 тістер саны бар жетекші жұлдызшадағы айналдыру моменті; t — тізбек қатарының саны.

$$t > 2,8 \sqrt[3]{\frac{KT}{zd p/m}}$$

Топсадағы рұқсат етілген $[p]$ қысымы өз кезегінде тізбектің қадамына байланысты болғандықтан (35.1), соңғысы 35.2-кестесі бойынша кіші жұлдызшаның ұсынылған бұрыштық жылдамдығы бойынша таңдалады.

Берілістегі күштер. Белдіктіден айырмашылығы тізбекті берілісте алдын ала керілу әдетте талап етілмейді, сондықтан F_1 және F_2 күштері тізбектің жетекші және жетектегі тармақтарына әрекет етеді,

$$F_1 = F_t + F_q + F_v; F_2 = F_q + F_v$$

те, мұндағы $F_t = 2T/d$ — айналмалы күш; $F_q = k_q q g a$ — тізбектің жетектегі тармағы ілмегінің керілуі; q — тізбектің бір метрінің салмағы; g —

35.2-кесте

Тістер саны z_1	R_{\max} , рад/с, қадам t, мм							Ескертпе
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	
<i>Төлке және аунақшалы тізбектер үшін</i>								
> 15	180	140	120	80	60	45	35	Максималды рұқсат етілген
	130	110	95	75	55	40	30	Ұсынылатын
<i>Тісті тізбектер үшін</i>								
> 17	340	280	230	170	140	—	—	Максималды рұқсат етілген

еркін құлау үдеуі; \mathbf{a} — өсаралық қашықтық; \mathbf{kf} — тізбек ілмегінің коэффициенті (көлденең берілістер үшін $\mathbf{kf} = 6$, тік берілістер үшін $\mathbf{kf} = 1$, еңкіш бұрышы кезінде $\mathbf{kf} = 3$, өйткені еңкіш бұрышы неғұрлым аз болса, соғұрлым тізбектің ілінуі үлкен); $\mathbf{F}_v = \mathbf{qv}^2$ — центртепкіш күштерден керілу, мұндағы $\mathbf{v} = \text{rozt}/(2n) = \mathbf{nzt}/60$ — тізбек жылдамдығы.

Динамикалық жүктемелер тізбегінің кернеуіне әсері K_1 динамизін енгізу арқылы есептеулерде ескеріледі.

Тізбекті берілістердің орташа тізбектегі жылдамдықтарда (15 м / с дейін), тізбекті білікке R жүктемесі тең

$$R = \mathbf{kF}_t,$$

мұндағы $\mathbf{k} = 1,15$ көлденеңі үшін және $\mathbf{k} = 1,05$ для тік берілістер үшін. Бұл күшті центр сызықтары бойынша бағытталған деп санауға болады.

Жауапты берілістерде статикалық беріктікті формула бойынша тексереді

$$\sigma = \frac{K F_t + F_q + F_v}{F} \leq [\sigma],$$

мұндағы Q — бұзушы жүктеме; $[\sigma]$ — тізбектің статикалық беріктігі қорының рұқсат етілген коэффициенті ($[\sigma] = 10 \dots 20$ төлке және аунақшалы тізбектерге арналған; $[\sigma] = 20 \dots 40$ тісті тізбектер үшін берілген мәндері; тізбектің орташа жылдамдықтары мен қызмет ету мерзіміне арналған мәндер данные; аса ауыр тізбектер үшін жоғары мәндер).

36-тарау

БҰРАНДА-СОМЫН БЕРІЛІСІ

36.1.

ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Бұранда-сомын берілісі дегеніміз – ілгерілемелі қозғалысқа айналмалы қозғалыстың айналуы немесе керісінше түрлендіруге арналған бұрандадан және сомнан тұратын механикалық беріліс.

Бұранда-сомын берілісінің **артықшылықтары:** қарапайымдылығы, жинақы және құрылмасының технологиялылығы, күшінің көптігі, қозғалыстың жоғары дәлдігімен баяу қозғалысты алу мүмкіндігі, жоғары жүктеме қабілеті, тегістік және шусыз жұмыс.

Берілістің **кемшіліктері** – кесу жұбында айтарлықтай үйкеледі, бұл оның тозуын және салыстырмалы түрде төмен тиімділігін туғызады. Жұтылған жұптың жылжымалы жылдамдығы өстік ауыстыру жылдамдығынан 10-нан 40 есеге асады.

Бұранда-сомын берілісі металл кескіш станоктарында (беріліс механизмдері), бұрандалы басқыштарда, жүк көтергіш машиналарда, бұранда тесіктерінде, домкратта, өлшеу құрылғыларында, роботтың жұмыс органдарына және т.б. қолданылады.

Бөлшектердің құрылмасы. Бұранда-сомын берілісі сырғанау берілісі (36.1-сур.) және теңселу берілісі (36.2-сур.) болып бөлінеді

Беріліс бұрандалары үлкен өстік күштерді туғызу үшін пайдаланылатын **жүктік** және нақты қозғалыстарды орындау үшін пайдаланылатын **жүрісті** болып бөлінеді.

Беріліс күшінің кері қимылды жүктемеде бұрандалары трапециалды кесіктерге ие, бұл профиль бұрышының аз болуына байланысты ПӘК арттырады (29-тарауды қараңыз). Аспап механизмінде дәл қозғалыстарды алу үшін кішігірім кадаммен үшбұрышты кесу қолданылады.

Сырғанау бұранда жұбының **сомындары** бүтін (жүк немесе жонылмаған жүрісті бұрандалар үшін)

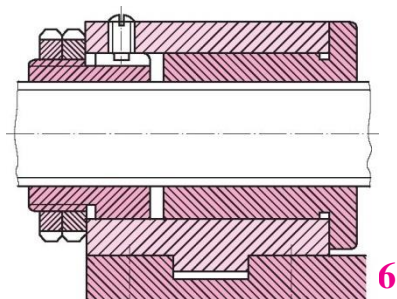
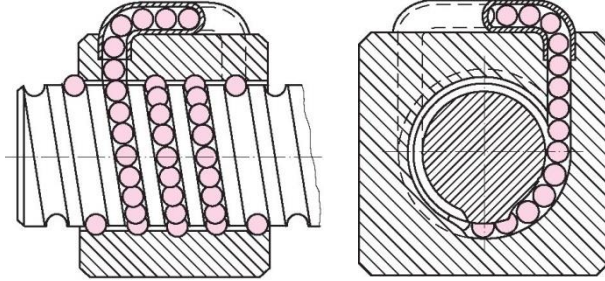


Рис. 36.1



36.2-сур. және құрама (жонылған орын ауыстыру механизмдері үшін) бола алады. 36.1-сур. бұрамадағы саңылауды сомынның жылжымалы бөлігін қимылсызға қатысты ығыстыру есебінен болдырмауға мүмкіндігі бар құрама сомын көрсетілген. Жону-бұрандакескіш стноктары бұрандасының жүрісті бұрандасы диаметрлі жазықтықтағы қосқышқа ие, бұл бұранда мен сомынды мезгіл-мезгіл ажырата алады.

Берілістің тозу төзімділігін қамтамасыз ету және оның ПӘК арттыру үшін, бұранда мен сомын материалдарының антиүйкелісті жұп болуы тиіс. Сондықтан бұрандалар көміртекті немесе легирленген болаттан жасалады, ал сомындар алюминий мен қалайы қоладан, сұр немесе антиүйкелісті шойыннан жасалған; сындық құрылғылардың бұрандалары шынықтырылады, азотталады және үрленеді.

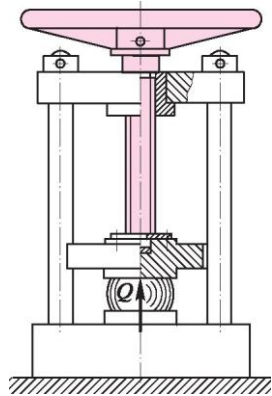


Рис. 36.3

Бұранда және сомынның жұмыс беті пластикалық немесе сұйық жағармаймен жұмыс жағдайына байланысты майланады.

Үйкеліс пен тозуды төмендету үшін жоғары жүктеме қабілеті, төмен үйкеліс шығыны және жоғары кинематикалық дәлдік қажет (36.2-сур. қараңыз). Мұндай бұрандалы жұптарда шарлар тұйықталған арна бойымен сомынның бұрандадағы ойықтың бірінші және соңғы айналымын айналдырады.

36.3-сур. бірнеше ондаған килограммдық қысымның пайда болуына мүмкіндік беретін қолмен бұрандалы баспақ көрсетілген. Бұранда өзін-өзі тежелуді және қуаттың үлкен пайдасын қамтамасыз ету үшін біркүрмелі төмен бұрыштық бұрамасына ие.

36.4-сур. қолмен бұрғылауыш көрсетілген, онда алдыңғы жетекші буыны – сомын 1 – бұрандалы 2 бойымен алға-артқа жылжиды, 3 бұрғылау 4; бұрғылау орнына бұрауыш орналастыруға болады.

36.4-сур.

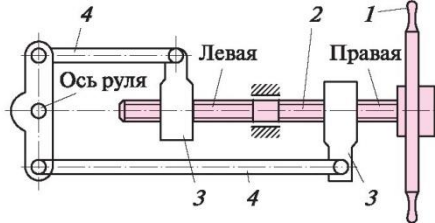


Рис. 36.5

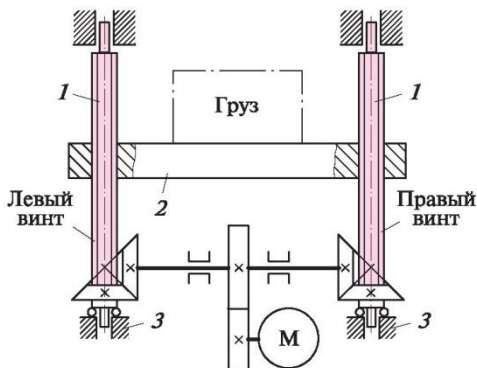


Рис. 36.6

Бұранда бұрамасы үлкен көтерілу бұрышымен көпкірмелі.

36.5-сур. өзен кемесін рульмен басқаратын сызбасы көрсетілген. Қол тасығышты 1 айналдыру кезінде **36.2.** бір ұшында сол бұрандасы бар 2 айналады, ал екіншісінде бұрамаға қарсы; сомындар 3, қарама-қарсы жақтарға ілгерілемелі ауыса отырып, тартқыштың көмегімен 4 рульді бұрады.

36.6-сур. электрлендірілген домкраттың сызбасы көрсетілген. Электрқозғалтқышы айналуы вертикал арқылы оң және сол бұрамалары бар және бұрылыс мойынтіректеріне 3 орнатылатын бұрандаларға ауыстырады. Бұрандалар өздерінің айналған кезінде платформаны көтереді 1 және жүкпен төмен түсіреді 2. Бұрандалардың бір айналымында жүк бұрама жүрісіне тең келетін (жүріс біркірмелі бұрамалар үшін қадамға тең) өстік жылжуын алады. Электрқозғалтқыш білігінің айналу жиілігін және тісті берілістердің санын білу, платформаның жылдамдығын есептеуге оңай.

БЕРІЛІСТЕГІ КҮШТІК АРАҚАТЫНАС

Бұранда-сомын берілісінің бұрамалы жұбының күштік арақатынасы бұрамалы қосылыстары сияқты бірдей формулалармен анықталады (29-тарауды қараңыз).

Бұрама күштеріндегі M_p моменті тең

$$M_p = 0,5Qd_2 \operatorname{tg}(y + \phi'),$$

мұндағы Q — өстік күш; d_2 — бұраманың орташа диаметрі; ϕ

— бұраманың көтерілу бұрышы; ϕ' — үйкелістің өнімділік бұрышы ($\phi' = \arctg f'$; үйкелістің өнімділік коэффициенті $f' = f/\cos a'$, мұндағы f — сырғанау үйкелісінің коэффициенті; a' — бұрама профилі бұрышының жартысы).

Метрикалық бұрама үшін $a' = 30^\circ$, трапециалды үшін $a' = 15^\circ$, мықты үшін $a' = 3^\circ$, үшбұрышты үшін $a' = 0$. Осылайша, бұрамадағы күштер моменті басқа жағдайларда төртбұрышты бұраманың ең азы болады.

Біркірмелі бұрандасы бар сырғанау берілісін есептеу үшін ϕ -қа 0,1-ге дейін, ал f к және b° сәйкес қабылдауға болады.

29-тар. көрсетілгендей, егер $\alpha < \phi'$, онда бұрама, демек бұранда-сомын берілісі өзін-зі тежегіш болады, яғни Q кез келген өстік күші кезінде бұранда мен сомынның салыстырмалы қозғалысы мүмкін емес.

Теориялық механикадан белгілі болғандай, p_r бұрама жұптың ПӘК формула бойынша анықталады:

$$n = \frac{tgL}{tg(\alpha + \phi')} \cdot l_p$$

Бұрама α көтерілу бұрышының азаюы арқылы бұрандалы жұптың ПӘК төмендейді және керісінше.

Бұранда-сомынды берілістердің бұрамадағы шығындарынан басқа тіректерге үйкеліспен байланысты шығындар бар. Осылайша, бұранда-сомын берілісінің жалпы ПӘК n тең:

$$n = \eta_{\text{Пр}} \eta_{\text{Поп}}$$

мұндағы $\eta_{\text{Поп}}$ — тіректердегі шығын коэффициенті (металкескіш станоктардың жүрісті бұрандалары үшін $\eta_{\text{Поп}} = 0,92$, домкраттар мен бұранда баспақтар үшін $\eta_{\text{Поп}} = 0,6$).

Егер сырғанау үйкелісі теңселу үйкелісімен тіреуіш бетіне ауыстырылса, онда тіреуіштегі шығынды ескермеуге болады. Теңселу үйкелісімен бұранда-сомын берілісі үшін үйкеліс f к 0,01 коэффициент шартты түрде қабылдауға болады.

36.3. БҰРАНДА-СОМЫН БЕРІЛІСІН ЕСЕПТЕУ

Бұранда-сомын сырғанау берілісінің жиі істен шығу себебі бұраманың тозуы болып табылады. Оған қоса, бұранда денесінің беріктігі мен тұрақтылығының жеткіліксіздігі салдарынан жарамсыз болып жатады. Сырғанау берілістерінің

жұмысқа қабілеттелігінің негізгі критерийі – бұл бұраманың тозуға төзімділігі.

Бұраманың тозу төзімділігін есептеу. Есептеу Q өстік жүктемесі бұраманың жұмыс орамдары бойымен біркелкі таратылған деген болжамға негізделген. Бұрандалар мен сомындардың тозуға төзімділігі келесідей жазылады:

$$p_n = \frac{Q}{n d_2 h z_n} < [p_n].$$

мұндағы d_2 — бұраманың орташа диаметрі; h — бұрама профилінің жұмыс биіктігі; z_E — сомын бұрамасы орамының саны; p^{\wedge} , $[p]$ — бұрамадағы есептелген және рұқсат етілген орташа қысым (болат-қола жұбы үшін $[p] = 8 \dots 13$ МПа; болат-шойын жұбы үшін $[p] = 5 \dots 9$ МПа; қатты болат немесе антиүйкелісті шойын үшін үлкен мәндер).

Жоғарыда келтірілген формулаға сәйкес, тозу төзімділігіне арналған бұраманы анықтайтын тексеру жүргізіледі.

Сомынның салыстырмалы биіктігіне $\lambda_n = H_r/d_2$ және бұрама профилінің салыстырмалы жұмыс биіктігіне қатысты ұғым енгіземіз $\lambda_h = h/p$, мұндағы H_r — сомын биіктігі; p — бұрама қадамы. Сомын орамының саны $z_B = H_r/p$. Тексеруді есептеу үшін формулада осы өрнектерді алмастырғаннан кейін, тозу төзімділігіне арналған бұрамаларды есептеуге арналған формула аламыз:

$$d_2 > \frac{Q}{H \lambda_h [P_n]}$$

Тұтас сомындар үшін $\lambda_n = 1,2 \dots 2,5$; құрама және ажырама үшін $\lambda_n = 2,5 \dots 3,5$ (кіші диаметрлердің бұрамалары үшін жоғары мәндер). Стандартты трапециалды бұрамалар үшін $\lambda_h = 0,5$; қыңыр үшін $\lambda_h = 0,75$; үшбұрышты үшін $\lambda_h = 0,541$; тікбұрышты бұрама стандартталмаған, өйткені ол үшін $p = 0,25d_2$ қадамын алады.

Алынған орташа бұрама диаметрі ең жақын стандартты мәнмен ауыстырылады, ал қалған стандартты бұрандалы бұранда мен сомын параметрлері орнатылады.

p_n бұрамасының жүрісі кинематикалық есептеулермен $p_n \gg 2\pi v/\alpha$ формуласына сәйкес, бұрандалы немесе сомынның бұрыштық жылдамдығынан, аудару қозғалысының алдын ала белгіленген жылдамдығына байланысты анықталады.

Тозуға төзімділікті есептеуге байланысты параметрлері анықталатын, әдетте, бұранда мен сомынның бұраманы осы деформация үшін тексерілмейтін етіп, керудің беріктігінің артық шегі бар.

Бұранданың беріктігін есептеу. Бұл есептеу тексеру ретінде орындалады. Өйткені Бұранда денесі бір мезгілде сығылуға (немесе созылуға) және бұралуға ұшырағандықтан, энергетикалық теорияға сәйкес бұрандалы беріктігі келесідей жазылады:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{ж}} + \sqrt{\sigma_{\text{тк}}^2 + \sigma_{\text{р}}^2}$$

Мұнда $\sigma_{\text{тк}} = 4Q/(nd_1^2)$, $\sigma_{\text{тк}} = M_{\text{р}}/(0,2d_1^3)$, мұндағы Q — өстік күш; d_1 — бұраманың ішкі диаметрі; $M_{\text{р}}$ — кесудегі күштер моменті.

Шамамен есептелген өстік күші $Q_{\text{с}} = 1,3 Q$ (тартылған бұрандаларды есептеуді қараңыз) күшіне бұрандаларды тексеру есебін орындауға болады шарты бойынша

$$\sigma_{\text{тэкв}} = \frac{\sigma_{\text{расч}}}{nd^2} - K_1$$

$$\sigma_{\text{тсж}} = \frac{4Q}{nd^2} - \phi_{\text{Кж}}$$

Бұранданың тұрақтылығын есептеу. Бұл есептеу сонымен қатар ұзын бұрандалардың сығымдалуын тексеру ретінде орындалады. Тұрақтылық жағдайы түрге ие

Мұнда ϕ — X сырығының материалы мен икемділігіне байланысты бойлық иілістің коэффициенті, (материалдар кедергісін қараңыз). Сырық икемділігі формула бойынша анықталады

i

$$X = \frac{L}{\lambda}$$

мұндағы λ — ұзындығының берілген коэффициенті (екі тіректі бұрандалар үшін $\lambda = 1$; егер тіреуіш сомын болса, онда $\lambda = 2$); L — бұранданың есептелген ұзындығы (екі тіректі бұрандалар үшін — тіреуіштар арасындағы арақашықтық; егер тіреуіш сомын болса, онда сомынның ортасынан бос ұшына дейінгі қашықтық); i — қима инерциясының радиусы (бұранда үшін $i = d_1 / 4$).

Рұқсат етілген кернеу $[\sigma_{\text{сж}}] = \sigma_{\text{т}} / [s]$, мұндағы $[s] = 2 \dots 4$ — рұқсат етілген қауіпсіздік факторы.

Сомынды есептеу. Сомынның биіктігі $H_{\text{т}} = y_{\text{нд}} d_2$; сыртқы D диаметрі оның созылу және бұралу күші жағдайынан

$$\sigma_{\text{тэкв}} = \frac{4Q_{\text{р}}}{n(D^2 - d^2)} - [\sigma_{\text{т}}]$$

анықталады:
где $Q_{\text{ресе}}$ $1,3Q$; d

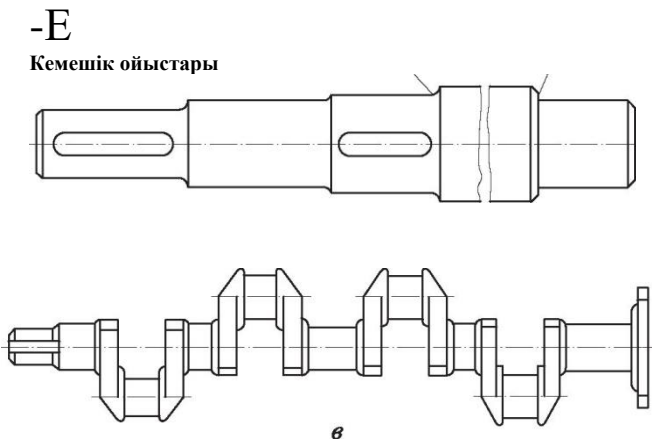
бұраманың сыртқы диаметрі. Бұдан

$$D = \frac{4 - 1,3Q}{\pi[\sigma_p]} + d^2.$$

37-тарау

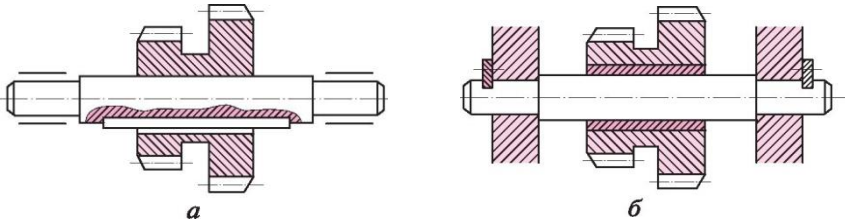
37.1. БІЛІКТЕР ЖӘНЕ ӨСТЕР ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Білік – орталық сызық бойымен айналым жасауға арналған машиналар бөлігі. Машиналардың бір бөлігі айналым сәтінің ортаңғы сызық бойымен берілуіне арналған. Көп жағдайда біліктерге олардың бөліктері (тісті доңғалақтар, шнурлар, шпагаттар және т.б.) жатады. Кейбір біліктер (мысалы, икемді, қардан, торсионды) айналмалы бөлшектерді пайдаланбайды. Тісті бөліктерден басқа, машинаның жұмыс бөліктерін алып жүретін машиналардың біліктері радикалды біліктер деп аталады. Құралдың немесе бұйымның айналмалы қозғалысы бар машиналардың түбірлік білігі шпиндель деп аталады. Жеке жұмыс жасаушы машиналар арқылы механикалық энергияны тарататын білік трансмиссия деп аталады. Кейбір жағдайларда біліктер цилиндрлік немесе конус тәрізді және құрт тәрізді болып жасалады.



Біліктердің геометриялық өсінің пішіні түзу және икемдеу (өстің айнымалы формасымен). Ең қарапайым тікелей біліктер революцияның нысанын құрайды. Суретте. 37.1 тегіс (а) және сатылы (b) тік біліктерді, сондай-ақ, білікшені (c) көрсетеді.

37.1 сурет



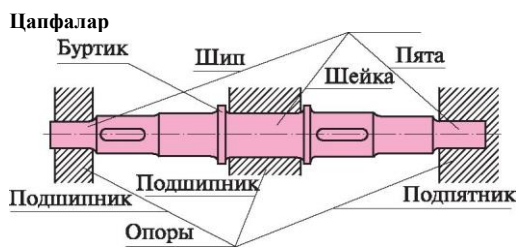
37.2-сурет

Қадамдық біліктер - ең кең таралған түр. Салмақты азайту немесе басқа бөліктерді орналастыру үшін біліктер кейде өс бойымен белгілі арнаға лайықталып жасалады; Үздіксіз жұмыс жасауын білікшелерді бұлшықет деп атаймыз.

Өс – айналмалы бөліктерді ұстап тұруға қызмет ететін машиналар мен механизмдердің бөлігі, бірақ айналым жасауда тиімді жүргізбейді. Өстер айналады 37.2, а суретте бейнеленгендей айналады және 37.2, б суретте көрсетілгендей бекітіледі. Айналатын білік мойынтіректерге орнатылады. Айналып жатқан өстердің үлгісі теміржол жылжымалы құрамының өстерінің қызметін атқара алмайды. Мысал ретінде жетекші емес дөңгелектердің айналмалы өстерін алуға болады.

Операция кезінде біліктер әрдайым айналып, бұралудың, иілу мен бұратылудың деформациясына ұшыраған анықтамалардан, ал өстердің тек иілудің деформацияларынан көрінеді.

Біліктер мен өстердің құрылымдық элементтері (37.3-сурет). Біліктің шеткі бөлігі немесе өстің мойынтірек бөлігі цапфа деп аталады. Соңғы мойынтірек цапфа бөлігі мойын десе, бастапқы өстік жүктемені көтеруге арналған соңғы бөлікті бесінші деп атайды. Өкшелік (подпятник) – өңгелектердің тікенектерін және біліктің мойынтіректерін беріктікпен қамтамасыз етеді. Мойын цапфасы формасына қарай цилиндрлік, конустық, сфералық және тегіс (пятки) болуы мүмкін.



37.3 сурет

476

Бір секциядан екіншісіне өтетін бет, білікке орнатылатын бөлшектерді тоқтату үшін қызмет етеді және иық деп аталады. Кернеулердің шоғырлануын азайту және беріктігі жоғарылату үшін біліктің немесе өстің өзгеру диаметрінің тегіс жерлермен кедергісіз өтуімен сипатталады. Кішігірім секциядан үлкенірек тегіс өту жолын орындайтын арнайы қисық сызықтың беті галтель деп аталады (37.1, b суретті қараңыз). Галтель тұрақты және айнымалы қисықтардан тұрады. Біліктің галтелі бөлшектің артқы жағында орналасады және біліктің төмендетілген формасы деп аталады.

Біліктің ұзындығы бойынша пішіні жүктің бөлінуімен, яғни иілу және айналдыру сәттерінің диаграммалары, құрастыру шарттары және өңдеу әдістемесі арқылы анықталады. Әр түрлі диаметрлі іргелес сатылар арасындағы біліктердің өтпелі бөліктері тегістеу дөңгелегінен шығу үшін көбінесе дөңгелектік ойықпен жасалады.

Машиналар, механизмдер мен аппараттарда айналымдар сәтті жүру үшін біліктердің қону ұштары стандартталған күйде өңделеді.

Біліктер мен біліктердің материалдары. Біліктер мен өстердің дұрыс жұмыс жасауы шикізаттың құрамында қойылатын талаптар орындалуына байналысты. Өнімнің құрамы көміртекті және қорытпаланған болаттан тұрады. Ал, кейбір жағдайларда беріктік қасиеті жоғары шойын да пайдаланылады. Материалды, термиялық және химиялық-термиялық өңдеу біліктер мен тіректердің конструкциясы, өндірістің техникалық шарттары және оны пайдалану шарттары арқылы анықталады.

Көптеген өндірістерде 45 және 40Х жылу өңделген болаттар, сондай-ақ сынған конструкциялар үшін 40НН, 30ХГТ және т.б. болат қолданылады. Бұл болаттардың біліктері HDF жоғары сапалы және сыртқы беті қатты болады.

Жоғары жылдамдықты біліктердің подшипниктері жылжымалы, айналмалы жоғары жылдамдықты біліктер, түйреуіштер ретінде есептеледі. Сондықтан олар көміртектенуін болат 20х, 12Kh2N4A, 18HGT немесе азотты 38X2MЮА және басқа да материалдардан жасалған, жоғары қаттылық талап ететін өнім болып табылады. Хромдық біліктер тозуға ең шыдамсыз болып табылады.

Әдетте, біліктер алған электірлі өңдеуден өтеді, содан кейін қону алаңдарын және цапфалармен бірге тегістеледі. Кейде қону алаңдары мен галтельдердің беті қатаюынан кейін

(шарлармен немесе роликтермен өңдеу) жылтыратылады немесе қатайтады.

37.2. БІЛІКТЕР МЕН ӨСТЕРДІ ЕСЕПТЕУ

Біліктер мен айналмалы өстер жұмыс істеу барысында тұрақты сыртқы жүктемені қоса орындайды. Мысалы, симметриялық циклдің иілу кернеулерін ауыстырады. Соның әсерінен біліктердің және айналмалы өстерде тозу ақаулары ақаулары болуы мүмкін. Өндірісте тісті берілу мен мойынтіректердің шамадан тыс деформациясы қалыпты жұмысқа кедергі келтіруі мүмкін, сондықтан біліктер мен өстердің жұмыс жасауына негізгі кедергі критерийлер – шаршау кедергісі мен қаттылық.

Тәжірибеде көрсеткендей, жоғары жылдамдықты машиналардың біліктерінің бұзылуы әдетте материалдың құралдарының тозғанынан туындайды.

Біліктің соңғы жұмыс істеу күшін үшін оның конструкциясын тіректердің түрі мен орналасуын, сыртқы жүктемелерді қолдану орынн анықтау қажет. Демек, мойынтіректердің таңдау біліктерінің диаметрі белгілі болғанда ғана жүргізілуі мүмкін. Сондықтан біліктерді есептеу екі кезеңде жүзеге асырылады: алдын ала (жоба) және қорытынды (тексеру).

Біліктердің сапасын алдын ала есептеу. Бұл жоба біліктердің күшін есептеу үшін жүзеге асырылады. Иілу кернеулер және басқа есептелмеген факторларды бұралу кернеулерінің мәндері, мысалы, редуционды тетіктердің білікшелері $[mk] = (0,025 \dots 0,03) sv$ – біліктің уақытша қарсылығы есептеледі. Содан кейін біліктің диаметрі беріктік жағдайынан анықталады

мұндағы

$$d \leq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau_k]}}$$

Алынған диаметрдің мәні төрт негізгі стандарттар мен бірқатар қосымша өлшемдерді белгілейтін ГОСТ «Қалыпты желілік өлшемдер»

$$^k \frac{M_k}{0,2d^3} \leq [\tau_k],$$

ережелеріне сәйкес ең жақын жасалады. Соңғы бөлігі тек қана белгілі жағдайларда ғана пайдаланылуы мүмкін. Осылайша, стандартты 16-40 мм аралығындағы Ra40 диапазонынан келесі қалыпты сызықтық өлшемдер келтірілген: 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100.

Өнеркәсіпте диаметрі 35 мм болатын жылжымалы мойынтіректер өндіріледі; 55; 65; 70 мм көрсетілген диапазондағы өлшемдер, бұл біліктерде және өстерде пайдаланылады.

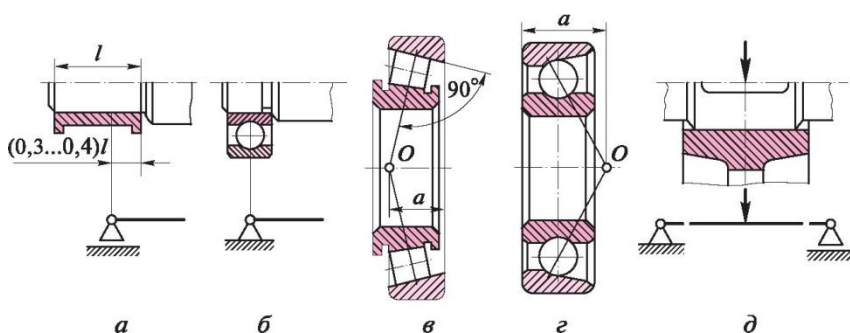
Редукторды құрастырған кезде жетек білігінің шығу тесігінің диаметрі біліктің диаметріне тең болуы мүмкін, оның көмегімен электрқозғалтқыштың білікшелерін біріктіреді.

Біліктің шығу аяғының диаметрін орнатқаннан кейін оның жалпы диаметрі тағайындалады (шығыс соңының диаметрінен негізгі көлем үлкенірек) және сәйкес мойынтіректер таңдалады. Біліктерді өңдеуден өткізудің ыңғайлылығы үшін бөліктердегі шұңқырларының астындағы жағына қону беттерінің диаметрі іргелес учаскелердің диаметрлерімен сәйкес келуі керек. Нәтижесінде білік тепе-теңдік қасиетін сақтайды

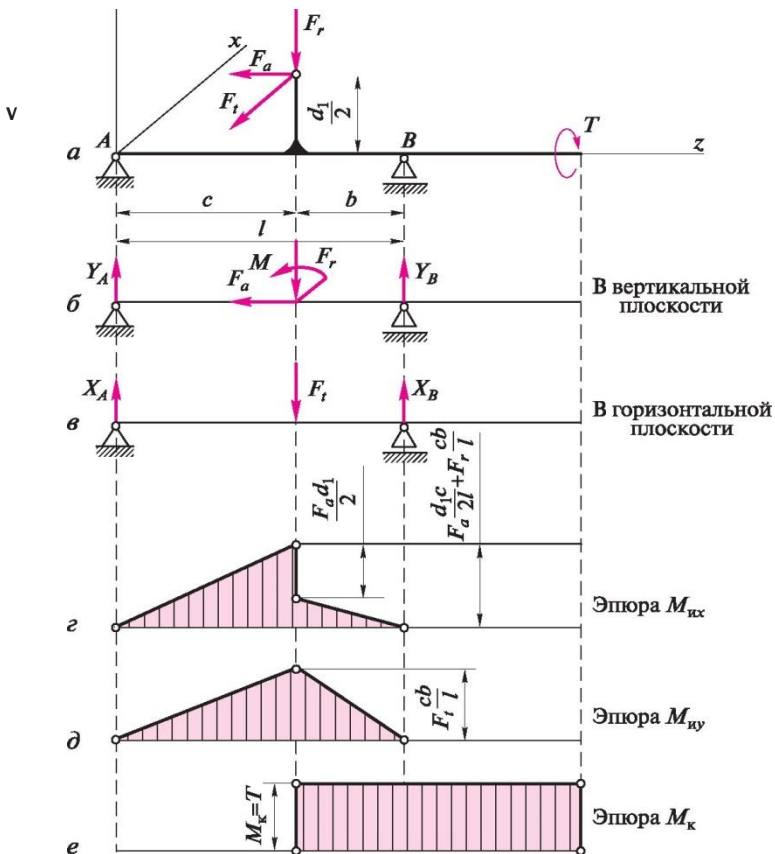
Біліктер мен өстерді есептеудің кестелері (37.4, а-д сурет). Біліктердің жасалу, құрастырылу кестесінде біліктер бірқалыпты тіректерге қатты бекітіліп, олардың біреуі жылжымалы болып саналатын пучкалар ретінде қарастырылады. Оған бекітілген бөлшектерден біліктер мен өстерге жіберілген жүктемелер концентратталған күйде болады және күшпектің ортасында қолданылады (37.4, d суретті қараңыз). Мойынтіректердегі үйінділер мен оларға бекітілген бөлшектердің ауырлығына байланысты мойынтіректердегі үйкеліс күштері назарға алынбайды. Көбінесе, білікке созылатын немесе қысылатын күштер есепке алынбайды.

Есептеу кестесіндегі координат өсі негізгі сыртқы күштердің векторларына бағытталуы керек. Егер сыртқы күштер ұштары арасындағы бұрыш 30° аспаса, онда бұл күштер жобалау схемасында бірыңғай жазықтыққа біріктірілуі мүмкін.

Мойынтіректердің реакциялары және тиісінше, төмендегідей шарттармен бір-бірімен тіркесіп, орналасады (37.4-суретті қараңыз): а - деформациялауға байланысты ішкі ұзындығынан $0,3 \dots 0,4$ қашықтықта мойынтіректерің сырғанауы үшін өстердің, мойынтіректердің ұзындығы бойынша қысым біркелкі бөлінбейді; б - енінің ортасында орналасқан радиалды жылжымалы мойынтіректер; с, д - қалыпты біліктің өсі бойынша оның ортасындағы байланыс аймағына қиылысатын О нүктелеріндегі радиалды-подшипниктікдер мен мойынтіректер байланысы үшін О нүктесінің О нүктесінің қашықтықты анықтайтын өлшемі



37.4 сурет



37,5- сурет. Мойынтіректің бір ұшын оның өлшеміне байланысты белгілі формулаларға салынып, есептеледі).

37.5, а - е суретте қысық беріліс қорабының білікшесінің суреті мен T , айналым сәтінен бастап F , радиалды күш F_r және өстік күш F_a көрсетілген. Сондай-ақ тік және көлденең жазықтықтағы иілу сәттерінің диаграммалары және айналым сәттердің диаграммасы берілген. Біліктің кез-келген бөлігіндегі жалпы иілу сәті формула бойынша көлденең және тік жазықтықтағы иілу сәттерінің геометриялық сызбалары арқылы анықталады

$$m_{и} = 7 M_{иx}^2 + M_{иy}^2$$

Иілу мен бұралу сәттері бір мезгілде қолданылса баламалы айналым мәні ескеріледі. Мысалы, ең үлкен тангенстік кернеулердің гипотезасы

$$v \quad M_{\text{ЭКВ}} = V M_{\text{И}}^2 + M_{\text{К}}^2 .$$

Біліктердің қорытынды есебі машинаның тозуын тексеру және есептеу үшін орындалады (тербелістер үшін есептеулер жасалмайды).

Біліктердің жеңілдетілген тозу күйін тексеру тек қалыпты ғана емес, сондай-ақ симметриялық (қолайсыз) циклдардағы кернеулердің өзгеруіне негізделеді. Есептеудің бұл түрі беріктігінің жұмысын арттыру бағытында бірнеше пайызды көсететінін нақты болмасада, жобасын анықтап береді. Тозуға қарсы тұрудың пішіні төмендегідей күйіге ие

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M}{0,1d^3} \pi^{\text{ЭКТ}} \wedge B-1.] ,$$

Мұнда $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ — сынақ бөлімінің эквиваленттік кернеуі; $M_{\text{ЭКВ}}$ — эквивалентті кезең; d — біріктірілген біліктердің диаметрі; [ст. 1и] — симметриялық кернеудің өзгеру циклына арналған иілу бұрышының кернеуі (37.1-кесте). Тексерілетін бөліктегі білік диаметрі төмендегі формула бойынша анықталады

$$d_{-3} \quad M_{\text{Э}},$$

0,1[а-1и] және білік құрылысы үшін қабылданған диаметрмен салыстырылады.

Егер біліктің бөлігі кілтпен жойылса, есептік біліктің

37.1-кесте

Материал	Уақытша келергі ст _в , МПа	Рұқсат етілген кернеу, МПа	
		К]	[°-1и ¹
Көміртекті болат	400	130	40
	500	170	45
	600	200	55
	700	230	65
Қоспаланған болат	800	270	75
	1 000	330	90

диаметрі 7 ... 10% көбейтілу керек.

Біліктердің жұмысын жобалау және тексеру үшін ұсынылған формулалар мен ұсынымдарды қалыпты иілу кернеулерін есепке ала отырып, есептеу қажет. Себебі, $M_k = 0$. Айналымалы өстер үшін бұрғылаусыз және $[st-1i]$ рұқсат етілген кернеулер таңдалған кестеге сәйкес. 37.1 таңдалады.

Тозған біліктердің есептеуі қалыпты кернеулердің симметриялы түрде өзгертілуіне байланысты, ал басқа кернеулер асимметриялық циклде өзгереді. Бұл есептеу тозу дағы өзгерістерінің табиғатын, бөлшектердің абсолюттік өлшемдерінің әсерін, кернеулердің шоғырлануын, бетінің кедір-бұдырын және қатаюын ескере отырып, болжамды қауіпті учаскелердегі нақты қауіпсіздік коэффициентін

$$\frac{s, st}{s} > [s],$$

анықтаудан тұрады. Тозуға қарсы тұрудың формуласы төмендегідей

мұндағы s қалыпты және керілген кернеулердің қауіпсіздік факторының коэффициенті (оларды есептеу материалдарды қолдау кезінде анықталады); $[s]$ - рұқсат етілген қауіпсіздік факторы; тісті берілістер үшін: $[s] > 1.3$. пайдаланылады.

Көп жағдайда біліктердің сынақ есебін жеңіл анықтауға болады. Белгілі қауіпті учаскеде баламалы кернеуге сәйкес тозу кедергісінің жағдайы белгілі болған жағдайларды анықтау оңай. Тозудың егжей-тегжейлі тексерілуін есептеу қажет емес, егер 1-ші қадам симметриялы тегіс үлгіні төзімділік шегі төмендегідей болса

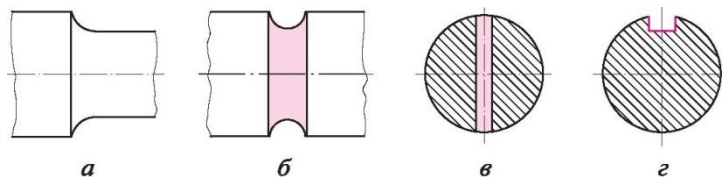
$$K = \frac{K_{+1} - 1}{K_d K F}$$

$$\overset{ст.1и}{K} [s] \quad K_{inL}$$

$K_{,,}$

Жүктеу циклінде K - түрінде анықталған кірістілік шегін төмендету коэффициентін, K - стресс концентрациясының тиімді коэффициентін; K_d - көлденең қиманың абсолюттік өлшемдерінің әсер коэффициентін; KF - бетінің кедір-

бұдырының әсер коэффициентін; K_v - беттік беріктендіру әсерінің коэффициентін білдіреді. Бұл коэффициенттердің мәндері анықтамалық әдебиеттерде және жоғары оқу орындарындағы оқулықтарда берілген.



37.6-сур.

37.6 суретте тармақтар, біліктер мен өстердегі негізгі кернеу концентраторлары көрсетілген: а - галтель, б - шұңқыр, с - көлденең тесік, d - кілттің жолы.

Машинаның тозу еңдейін тексеру үшін қысқа мерзімді жүктемелерді ескермей, (мысалы, іске қосу кезеңінде немесе динамикалық және соққы әсерлері кезінде) тек ұзақ мерзімді жүктемеде орындауын тексереді. Тексеруді қайталау машинаның тез тозып, бұзылуына әсер етпейді.

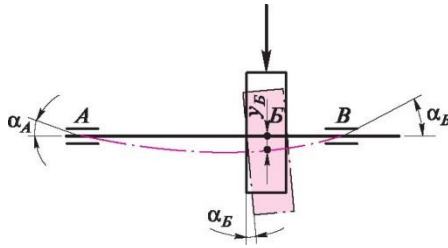
Статикалық беріктікті есептеу. Қалыпты деформациядың тууына жол бермеу үшін қысқа мерзімде жүктемелерді статикалық беріктігін артыру мақсатында жасайды.

σ_{3T}

-'экв тах

мұндағы K - максималды мотор қозғалтқышының жұмысы мен оның номиналды мәнінің қатынасына тең келетін жүктеме коэффициенті (бұл құрылғының іске қосылу сәтіне байланысты K қауіпсіздік құрылғысы болған жағдайда); σ_{3T} - материалдың беріктігі; $[s_j]$ - шығу нүктесінің рұқсат етілген қауіпсіздік факторы. Әдетте $[s_j] = 1,2 \dots 1,8$ Формула түрінде пайдаланылады

Біліктер мен өстердің қаттылық күшін есептеу. Қолданылатын белсенді және реактивті күштердің әсерінен біліктер бүктеледі және бұралады. Йілу біліктерінің деформациясының қисығы у және көлденең қималардың айналу бұрыштарымен сипатталады (37.7-сурет).



37.7-сурет.

Біліктің немесе өсінің максималды шоғырлануы дефлекторлық көрсеткі деп аталады және f арқылы белгіленеді. Біліктің бұралуының деформациясы ϕ бұралу бұрышымен сипатталады.

Білік секциялар ауытқу және айналу нәтижесінде тістің өзара орналасуы өзгереді (37,7сур. қараңыз.)

Мойынтіректерінің бөлшектері саналатын сақина ені бойынша жүктемені біркелкі бөледі. Сырғанау туғызады элементтер мойынтіректерінің майысады. Бұралу білігінің деформациясы жүктемелед тарату барысында бір-бірмен байланысатын ұзын біліліктер құрылады.

Біліктердің деформациясы белбеу мен тізбекті дискілердің жұмысына аз деңгейде әсер етеді. Сондықтан осындай берілістердің біліктері қатаңдыққа тексерілмейді. Қысқак біліктер, мысалы, редуционды біліктер әдетте, қатаңдыққа тексерілмейді. Себебі мұндай біліктердің бұрылыстары мен бұрыштары аз және олардың қаттылығы деңгейі өте төмен.

Біліктердің қатаңдық жағдайы келесідей жазылады:

$$y < [y]; f < [f]; a < [a]; \phi_0 < [\phi\%].$$

Мұндағы $[y]$ - рұқсат етілген дефлектория (гайкалар орнатылған кезде, $[y] < 0.01$ м, т- байланыс модулі); $[F]$ – иілуі мөлшері (жалпы мақсаттағы станок біліктер үшін $[F] < 0,0003 / L$ - аралық ұзындығы); $[A]$ – подшипниктердің бұрылуына рұқсат етілген бұрышының білік бөлімі (жылжымалы подшипниктер үшін $[A] = 0,001$ роликті подшипниктер үшін $[a] < 0,05$ байланысты подшипниктерінің түрі; $[a] = 0.001$ бөліктерге арналған біліктердің өстеріне арналған); $[\phi^\circ]$ - біліктің айналуының рұқсат етілген бұрышы ($[\phi_0] = 0,25 \dots 1^\circ / \text{м}$ және құрылымның талаптары мен жұмыс жағдайларына байланысты).

Осьтердің қатаңдық деңгейі төмендегідей жазылады:

$$f < [f],$$

мұндағы $[f] < 0,002/$, / — тіректер арасындағы қашықтық.

37.1 мысал. Цилиндрлік беріліс қорабының редакторлық білігін қисық тісті берілістермен есептеңіз, оның схемасы 37.5, а суретте көрсетілген. 37,а суретінде ұзын айналымның диаметі берілген $d_1 = 100$ мм, $b = 50$ мм, $c = 90$ мм, радиалды күші $F_r = 960$ N, өстік күші $F_a = 370$ N, білікше $T = 131$ N • м.

Шешім. Бұралуды жобалау есептемесінен бастап, біліктің шығыңқы бөлігінің диаметрі d_B -ны анықтаймыз, 45-ке материал болатын, $\sigma_v = 730$ МПа уақыт қарсылығымен есептейміз. Содан кейін рұқсат етілген бұралу кернеуі және бағалау білігінің диаметрі ($M_k = T$ ескере отырып) тең болады

$$d_B > 3 \sqrt[3]{\frac{M}{0,2[\tau_k]}} = 3 \sqrt[3]{\frac{131}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,032 \text{ м} = 32 \text{ мм.}$$

$$[\tau_k] = (0,025 \dots 0,03) \sigma_{TB} \ll 20 \text{ МПа,}$$

Роликті подшипниктер үшін стандартқа сәйкес диаметрі $d = 35$ мм.

Біліктің бос бөліктерінің диаметрі 40 мм-ге тең болады, ал біліктің диаметрі 45 мм-ге тең.

Содан кейін координат өсін таңдап, тік және көлденең жазықтықтағы иілу сәттерінің диаграммаларын, сюжетін құрып, алдын-ала айнымалы күшін есептеп, тісті берістің орнына (қауіпті бөлім) балама берілістің қорытындысын қоямыз:

$$F_t = \frac{22}{d} = \frac{2131}{0,1} = 21310 \text{ Н;}$$

$$M_{ix} = \frac{F_r c_b + F_a d_c}{0,1 \cdot 0,09} = \frac{960 \cdot 0,09 + 370 \cdot 0,05}{0,14} = 42,7 \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

$$M_{iy} = \frac{F_r c_b}{0,05} = \frac{21310 \cdot 0,09}{0,14} = 84,4 \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{ix}^2 + M_{iy}^2 + M_k^2} = \sqrt{42,7^2 + 84,4^2 + 131^2} = 162 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

37.1 кестеге сай керілістің күшін $[a_{\text{ш}}] = 65$ МПа диаметрін анықтаймыз. Жеңіл тозу деңгейіндегі орындық: Өйткені,

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]}} = 3 \sqrt[3]{\frac{162}{0,1 \cdot 65 \cdot 10^6}} = 0,0292 \text{ м} = 29,2 \text{ мм.}$$

білікке арналған айналмалы жерге келгенде

Білікке арналған айналымдарды ойық кілтегіне отырғызу орныны болады, содан кейін диаметрін 10% -ға арттырып,

нәтижесінде $d_v \ll 32$ мм. Есептелген диаметрін конструкциямен көзқарастармен салыстыра отырып, біліктің тозуын кедергісінің маңызды қосымша бөлекпен қамтамасыз етілгенін көреміз. Тісті білікпен толтырылған берілістер сенімді болады. Бұл мысалға сәйкес білікшелердің құрылысын 38.21.суретті қараңыз.

Біліктер мен айналмалы өстер арнайы денелерге бекітіліп, өстің орналасуын анықтайтын тіректерге орнатылады және айналуы қамтамасыз ететін жүктемені қабылдайды. Оларды машинаның негізінде тасымалдайды. Мойынтіректердің негізгі бөлігінің қатарына мойынтіректер, радиалды-өстік және өстік жүктемелер жатады Соңғы жағдайдағы тірек өкшелік деп аталады, ал мойынтіректі кейде қаттылық деп аталады.

Кейбір көлік құралдарының (мысалы, теміржол вагондары) айналмалы өстік тіректері тігінен жоғары жүктемелілердің қатарына жатады.

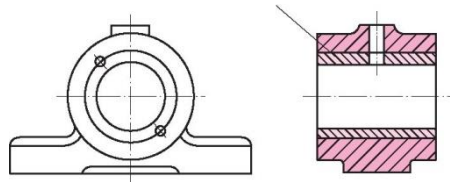
Жұмыс қағидаты бойынша жылжымалы сырғанау қасиетке ие мойынтіректер бар, білік цапасы мойынтіректің бетімен жылжиды және жылжымалы корпустар айналмалы бөліктің беті мен тірек беті арасында орналасады.

Мойынтіректердің сапасы, машиналардың беріктігі мен тиімділігіне көп жағдайда біліктердің сапасына байланысты. Жылжымалы үйкеліс қағидасы бойынша жұмыс істейтін машиналар жылжымалы мойынтіректер деп аталады.

Ең қарапайым сырғанау мойынтіректері машинаның корпусындағы әдетте антифрикциялық материалдың гайка (лайнер) салынатын тесік арқылы жұмыс жасайды.

Жылжымалы мойынтіректердің артықшылығы: радиалды бағытта шағын өлшемдер, соғылмалы және діріл жүктемелерінің орындаудағы жақсы сезімталдығымен, өте жоғары білік жылдамдықтарында және дәлме-дәл машиналарда, сұйық үйкеліс жағдайларында үлкен беріктігімен және суда немесе агрессивті ортада пайдалану кезінде мүмкіндігімен ерекшеленеді.

Жылжымалы мойынтіректердің кемшіліктері: осьтік бағытта үлкен көлемді габариттер, майлаудың айтарлықтай шығыны үлкен және майлау үрдісін жүйелі түрде қадағалау қажеттілігі, лайнерлерге арналған қымбат және жетіспейтін антифрикциялық материалдардың қажеттілігі.



Жоғарыда көрсетілген артықшылықтар мен кемшіліктер сырғанау мойынтіректерінің сипаттамасын көрсетеді. Мұндай мойынтіректер балғамен, поршенді машиналарда, турбиналарда, центрифугада, бұрғылау қондырғыларында, өте үлкен диаметрлі біліктерге, сондай-ақ жұмыс істейтін машиналарға арналған біліктерге арналған. КПД сырғымалы мойынтіректердің тиімділігі $\eta = 0,95 \dots 0,99$.

Мойынтіректер конструкцияларының көптеген түрлері бар, олар екі топқа бөлінеді: бір бөлікті және алынбалы. Бір бөлікті мойынтірек (38.1 сур.) қатаң белгіленген және оған еркін енгізілген мойынтіректің орпусый немесе («өзгермелі» втулка) белгіленуі мүмкін органдан тұрады.

Конструкциясы қарапайым және құны төмен біртұтас мойынтіректердің негізгі артықшылығы төмен жылдамдықты машиналар, құралдарды пайдаланылады. Мойынтірек корпусы білік өсіне қалыпты жазықтық бар ернемектер ретінде құрылған болса фланец деп аталады.

Алынбалы мойынтірек (38.2-сурет) базадан және корпус жамылғысынан, алынбалы лайнерден, майлайтын құрылғыдан және негіздің қақпақпен бекітілген болттармен немесе шпиндельден тұрады. Жұмыс кезінде лайнердің тозуы шатырдың негізіне қысылуымен өтеледі. Алынбалы мойынтіректердің жинаулуы айтарлықтай жеңіл және кранкфасстары бар конструкциялар үшін өте қажет. Бөлінетін мойынтіректер жалпы және әсіресе ауыр машина жасауда кеңінен қолданылады.

Қақпақ пілтесі

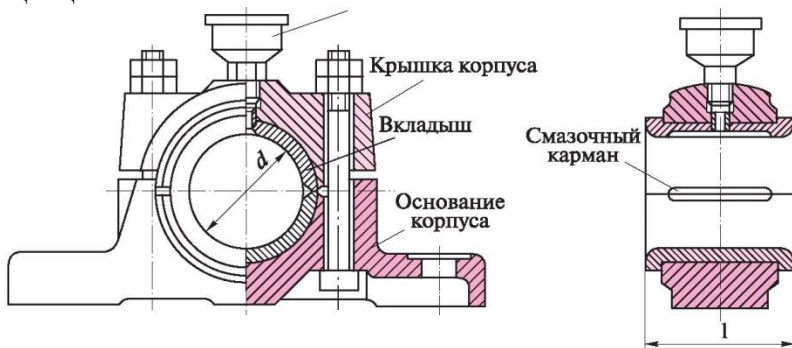


Рис. 38.2

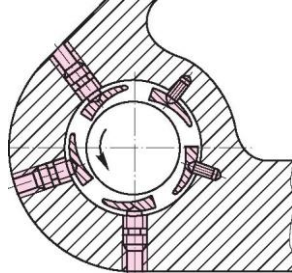
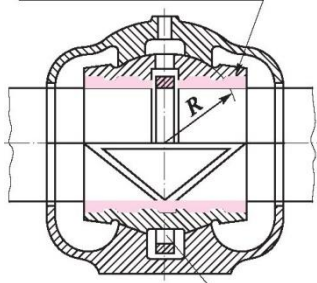


Рис. 38.4

38.3 Майлау сақинасы сурет

38.3 суретте өздігінен қозғалатын сырғымалы мойынтірек көрсетілген, Мұндағы қабықтың біріктірілген беттерін радиусы R радиосының бойымен жасалған. Сфералық бет кірістіруді өздігінен біріктіруге мүмкіндік береді, білікті монтаждау және деформациялайды. Осылайша лайнердің ұзындығы бойынша біркелкі жүктемені бөлуді қамтамасыз етеді.

Сфералық беті лайнердің біліктің монтаждау және деформациясындағы дәлсіздіктерді өтеуге мүмкіндік береді, осылайша лайнердің ұзындығы бойынша біркелкі жүктемені бөлуді қамтамасыз етеді. Бұл мойынтіректер ұзын штыруға арналған. Бұл мойынтіректер ұзын царфтарға арналған.

38.4 суретте тербелгіш сызықты сегменттері мойынтіректер көрсетілген. Мұндай мойынтіректер білікке жақсы бағынады және мойынтіректердің тұрақты жұмысын қамтамасыз етеді, сондықтан олар жоғары жылдамдықтағы біліктер үшін, әсіресе дірілдеу қаупі бар кезде қолданылады.

38.5 суретте өстік жүктемелерді қабылдау үшін арналған жылжымалы мойынтіректер (тартқыш) көрсетілген.

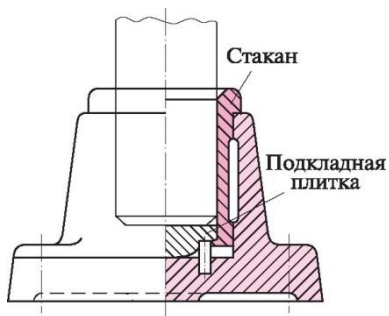


Рис. 38.5

Мойынтіректердің корпусарын әдетте шойыннан жасайды. Біліктің бетіне қарсы үйкеліс жылжымалы төмен коэффициенті болаттан болуы тиіс. Аз коэффициенті болаттан жасалған бет тез тозады және жеткілікті қысымға төзімді келеді. Мойынтіректердің материалдары металл (балбит, қола, антифрикционды шойын, кеукті агломерленген материалдар), металл емес (текстолит, ағаш-ламинат және т.б.), аралас (пластикпен сіңдірілген кеукті

металдар, металл немесе графит толтырғыш пластиктен жасалған, металл сияқты ламинаттар - пластикалық) болып бөлінеді.

Сырғыма мойынтіректер стандартталған (металл, биметалл және синтетикалық материалдардан жасалған) күйде өндіріске жіберіледі.

Стандартизацияланған корпустар екі бөлікке орнатылатын саңылаудың сырғанау мойынтіректері, корпустар мен екі бөліктен тұратын сырғанау мойынтіректерінен тұрады.

38.2. МОЙЫНТІРЕКТЕРДІҢ СЫРҒАНАУ ЖҰМЫСЫН ЕСЕПТЕУ

Мойынтіректерінің жылжымалы сырғанау және абразивті тозуы пульсирленген жүктемелер кезінде мойынтіректерді қызуынан туындайды.

Жылжымалы мойынтіректердің жұмыс орындауының негізгі критерийі үйкеліс жұбының тозуға төзімділігі болып табылады.

Кесетін мойынтіректерді майлау. Үйкелуден өту үшін энергия шығындарын азайту керек. Сонда тозуға төзімділікті қамтамасыз етуге болады. Контакт аймағынан жылуды алып тастаса, тозудан және тоттанудан қорғауға болады. Ол үшін сүргілеу беттерін майлау қолданылады.

Майланатын материалдар қатты (графит, слюда), пластик (литол, қаттыол, консталь), сұйықтық (органикалық және минералды майлар) және газ тәріздес (ауа, газдар) болады. Ең көп таралған сұйық және пластикалық жағармайлар. Майлауға жаңа қасиеттер беру үшін көбінесе басқа да заттар қосылады. Мысалы, төтенше қысым, тозуға қарсы, коррозияға қарсы және басқа қоспалар.

Өнеркәсіптік, мотор, компрессор, трансмиссия, турбина, құрал, сағаттар және тағы да басқа техникаларның түрлеріне арналған арнайы майлары бар.

Жоғары жылдамдықтағы біліктердің сырғанау мойынтіректерін майлау үшін төмен тұтқыр майлар пайдаланылады. Төмен жылдамдықты біліктердің тіреуіштері үшін және соққы жүктемелері үшін тұтқыр майлар немесе пластикалық жағармайлар қолданылады.

Майлауды лайнердің ұзындығы бойынша бөлу және тозу өнімдерін жинау үшін майлау қалталары мен ойықтары бар (38.2 және 38.3 суреттерді қараңыз). Майлаушы гравитация немесе қысым арқылы майлау аймағына жіберіледі. Ол жерде түрлі майлау құрылғыларын қолдануға болады. 38.3 суретте майды ішінара суға батырылған және білікпен айналу арқылы тартылған сақина арқылы мойынтіректі үздіксіз майлауды көрсетеді.

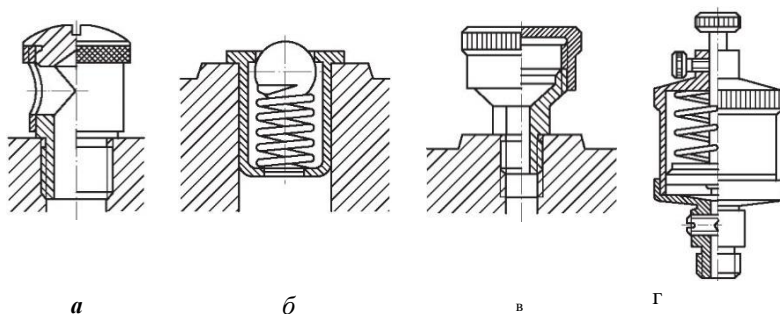
38.6- суретте тармақтарына сәйкес: а - айналмалы қақпағы бар толтырғыштар; б - сұйық немесе пластикалық жағармай майлайтын шприцтермен майлаушы ниппель; с - қалпақшаның бұрылуына байланысты майдың мерзімді жетке майлаушы; d - омыртқа серіппелі әсерімен поршеньмен үздіксіз майлау кезеңіне арналған қақпақпен жабуды қамтамасыз ету көрсетілген.

Герметикалық мөрленген тетіктерде үйкеліс беті сұйық жағармай ваннасына толығымен немесе ішінара орналастырылған қозғалмалы бөліктермен бүркүді немесе майлауды пайдалануға болады.

Жоғарыда аталғандардан басқа, мойынтіректер үшін келесі майлау әдісі қолданылады: тамшы, май тұманы, қаптамалар, тесік, контакт және айналым. Соңында сұйық жағармай майды жағу сорғысынан бірнеше рет айналдыра отырып, үйкеліс беттеріне, сүзгілеуден өткізеді және салқындатады.

Құрылғы жұмыс істеп тұрған кезде, сұйық зат ішінде сұйықтық негізі мен мойынтірек қабығының арасындағы үйкелісі арқылы жағылады. Мойынтіректер кейде жартылай сұйық және шекаралық майлау жағдайында болуы мүмкін.

Сұйықтық - бұл салыстырмалы қозғалысқа келтірілген бөліктердің үйкеліс беттерін жағармаймен толық бөлетін майлаушы. Сұйық майлау кезінде мұнай қабатының қалыңдығы биіктігі мен лайнерінің жұмыс беттерінің профилінің біркелкі емес биіктігінің жалпы биіктігінен асып түседі, сондықтан барлық жүктеме май қабаты арқылы тасымалданады, сондай-ақ үйкеліс пен жұмыс беттерінің тозуы елеулі түрде азаяды. Сұйықтықты сығымдалмағандықтан,



сұйық майлаумен бірге мұнайдың көлемді қасиеті толық көрінеді және майлау қабатының жүктеме қуаты өте жоғары деңгейде болады. Сұйық майлаумен қозғалысқа төзімділік тек майлаушыдағы ішкі үйкеліспен анықталады, бұл оның тұтқырлығына байланысты. Егер сұйық жағатын зат жартылай қолданылса, ол жартылай майланған деп аталады.

Майлаудың арқасында майлаушы шекаралық қабаттар деп аталатын біріктірілген беттерге жұқа пленкаларды қалыптастырылады. Шекара қабатындағы мұнайдың қасиеттері оның көлемдік қасиеттерінен күрт ерекшеленеді. Шекара қабаты жоғары беріктікке ие және ол 3000 МПа немесе одан көп қысымға төтеп бере алады.

Шекара - салыстырмалы қозғалыстағы беттердің арасындағы үйкеліс пен тозу беттердің қасиеттері мен майлау материалдарының қасиеттерімен анықталған бөлік.

Температура көтерілген сайын майдың тұтқырлығы төмендейді, шекара қабыршықтарын бұзу мүмкіндігімен және цапфа мен иіндінің арасындағы таза байланыстың пайда болуы артады. Бұл материалды орнату мен мойынтіректердің белдесуіне алып келуі мүмкін.

Әрине, сырғанайтын мойынтіректерді пайдалану үшін сұйық майлау режимі ең қолайлы әдіс болып табылады.

Алайда сырғанайтын мойынтіректердің көпшілігі жартылай сұйықтық немесе шекаралық майлау шарттарының негізінде жұмыс істейді. Жылжымалы мойынтіректер үнемі сұйық майлаумен жұмыс істейді. Басталу немесе тоқтау кезеңінде басқа уақытта майлау процесін жүзеге асыруға болады.

Жылжымалы мойынтіректерді есептеу. Үйкеліс беттеріне рұқсат етілген орташа қысым $[p]$ бойынша жартылай сұйықтықпен және шекаралық майлаумен жұмыс істейтін мойынтіректерді есептеу (бұл есептеу жанар-жағармайдың жұмыс күшіне кепілдік береді) және өнімнің $[pv]$ жылдамдығымен v , яғни айналмалы жылдамдықтың жылдамдығына әсерін тигізеді (бұл есептеу қалыпты термиялық режимге кепілдік береді және басып алынбайды).

Орташа мойынтіректің қысымының диаметрлі бөлігіне біркелкі бөлінген (38.7-сурет)

$$p = \frac{R}{dV}$$

мұнда

R - мойынтіректегі радиалды жүктеме; d - цапфаның диаметрі; l - цапфаның ұзындығы

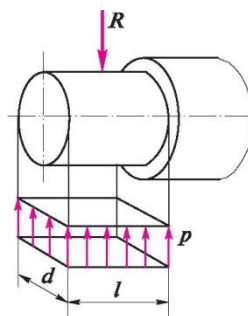


Рис. 38.7

Тексеруді есептеудің формулалары:

$$P \frac{R}{dl} < [P]; \quad pv < [pv].$$

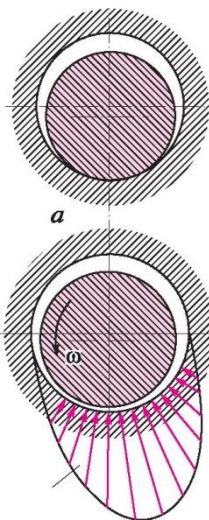
Кесетін мойынтіректерді шамамен есептеп шығару үшін келесі жуықтау шамаларын алуға болады $[p]$, МПа и $[pv]$, МН/(м • с):

Болат үшін	Шойыннан жасалған $[p] \ll 3$	$[pv] \ll 3$
Сондай	Қоладан жасалған $[p] \ll 5$	$[pv] \ll 8$
»	Баббиту жасалған $[p] \ll 8$	$[pv] \ll 20$

Егер тексерудің нәтижелері қанағаттанарлықсыз болса, цапфаның немесе иін жасалатын материалдың өлшемдері өзгереді.

Жобаны есептеу кезінде тіректің салыстырмалы ұзындығы $u = 1 / d$; өзін-өзі құрайтын иіндер $u = 0,4 \dots 1,2$; өздігінен тураланатын иіндер $u = 1.5 \dots 2.5$ (жоғары жылдамдықты біліктер және маңызды жүктемелер үшін аз мәндерден үшін). Ілмектің диаметрі беріктігі мен қаттылығы біліктің есебінен анықталады. Сырғанайтын мойынның ұзындығын анықтау үшін оның ұзындығы есептеледі.

Өкшелік сырғанаулардың жұмыс күші ұқсас техниканы қолдану арқылы есептеледі, бірақ жылуды кетірудің ең нашар жағдайларына байланысты жұмыстың өнімділігі $[p] 20 \dots 30\%$ - ға азайтылады.



Гидростатикалық және гидродинамикалық майлау ұғымы. Гидростатикалық - сұйық жағармай, сыртқы қысым кезінде (мысалы, сорғыдан) үйкеліс беттерінің толық бөлінуі кезіндегі сұйықтықтың арасына кіру нәтижесінде іске асады.

38.8 суретте майлайтын маймен толтырылған жылжымалы мойынтіректі қолдайтын айналмалы білік бейнеленген. Білек пен мойынтіректің арасындағы айырмашылық сына пішіндес екеніне назар аударайық.

Машинаны мұнайдың тұтқырлығының себебінен іске қосқаннан кейін, айналдыра

38.8 сурет

білікпен тартылып, қысқышты пішініне салады. Нәтижесінде майдың қабатында артық қысым пайда болады, бұл біліктің бұрыштық жылдамдығын артады.

Шамадан тыс қысым гидродинамикалық көтергіш күш жасайды. Бұрыштық жылдамдықтың сыни мәніне жеткеннен кейін, білікше цапфасы майда пайда болады және 38.8, в суретте көрсетілгендей айналу бағытында ауысады. Біліктің бұрыштық жылдамдығы, сондай-ақ майдың тұтқырлығы, бөлгіш май қабатының қалыңдығы артады. Тұндыруға радиалды жүктемені арттыру арқылы май қабатының қалыңдығы төмендейді.

Сұйық майлау жағдайында жылжымалы мойынтіректерді есептеу гидродинамикалық теория негізінде жүзеге асырылады, оның негізін қалаушы Ресей ғылымы Н.П. Петров, ол 1884 жылы Ломоносов сыйлығымен марапатталды.

Барлық сұйықтықтар мен газдардың тұтқырлығы бар болғандықтан, су немесе ауа (газ-динамикалық майлаушы) майды жағады.

38.3. МОЙЫНБҰРҒЫЛАРДЫҢ ТЕРБЕЛІСІ

Айналмалы принцип бойынша жұмыс істейтін мойынтіректер жылжымалы мойынтіректер деп аталады. Қазіргі уақытта мұндай мойынтіректер жиі кездеседі. Роликті мойынтіректерді стандартталған және көлемді етіп мамандандырылған зауыттар шығарады. Роликті мойынтіректер сыртқы диаметрі 2 мм-ден 2.8 м-ге дейін және салмағы граммнан бірнеше тоннаға дейін болатын түрлері кең көлемде шығарылады.

Көптеген жағдайларда жылжымалы мойынтіректер (38.9-сурет) бір-бірінен белгілі бір қашықтықта жылжымалы элементтерді ұстайтын шиыршықтардан, жылжымалы шарлардан (шарлармен немесе роликтермен) және сепараторлардан тұрады.

Кейбір жағдайларда радиалды өлшемдерді азайту үшін сақиналардың біреуі немесе екеуі де жоғалып кетуі мүмкін. Мұндай жағдайларда жылжымалы элементтер тікелей біліктің немесе корпустың бойымен жылжиды.

Жылжымалы мойынтіректердің артықшылықтары: төмен үйкеліс

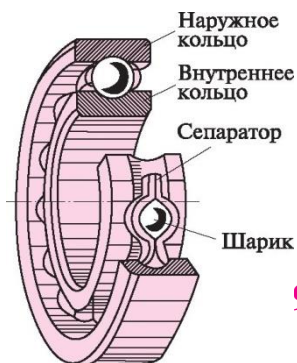


Рис. 38.9

және төмен жылу, төмен майлауды тұтынады, өстік бағыттағы төмен шығындар (жаппай өндіру) және өзара алмасудың жоғары дәрежесі көрсетеді.

Жылжымалы мойнтіректердің кемшіліктері: соққыға және дірілдеуге сезімталдылығы жоғары, радиалды бағытта үлкен көлемді габариттердегі, жоғары жылдамдықты дискілердегі сенімділіктің төмендігін қамтиды.

38.10-суретте әртүрлі жылжымалы құрамдар көрсетілген: а - шар; b, d - цилиндрлік роликтер (ұзындығы диаметрі диаметрі 2,5-тен аспайтын немесе ұзындығы диаметрі 2,5-ке тең), диаметрі 6 мм-ден аспаса, ұзындығы - 3, Диаметрі 10 есе); с - конустық роллер; d - баррель ролигі; е - соққы жүктемесін жақсы қабылдайтын бұралмалы роликтер.

Сақиналар мен жылжымалы элементтер әдетте жоғары мазмұндағы хромды болаттан жасалады. Мысалы, SHX15, SHX20SG, 18HGT және т.б. Сепараторлар жоғары сапалы көміртекті құрылымдық болаттан жасалады. Жоғары жылдамдықты мойнтіректерге арналған массадағы сепараторлар жез, қола және алюминий қорытпаларынан, текстолит, магний шойынынан және т.б. металлдан жасалады.

Роликтің сақиналары мен жылжымалы элементтері 60 ... 65 HRC қаттылығында сөндіріледі.

Жылжымалы мойнтіректерді жіктеу көптеген жолдармен жүзеге асырылуы мүмкін, атап айтқанда:

жылжымалы нысандардың нысаны бойынша (шар, цилиндрлік және конустық роликтер, ине);

жылжымалы құрамдардың қатарына қарай (бір қатарлы, екі қатарлы және көп қатарлы);

қабылданған жүктеме бағыты бойынша (радиалды, радиалды-тартылыс, тартқыш-радиалды, тартылған, аралас); мүмкіндігінше өзін-өзі реттеу;

жалпы өлшемдерде (диаметрлер мен ендердің сериясы); құрылымдық ерекшеліктер бойынша (контакт тығыздағығымен, қорғаныш жуу машинасымен, сыртқы сақинадағы фланецпен және т.б.).

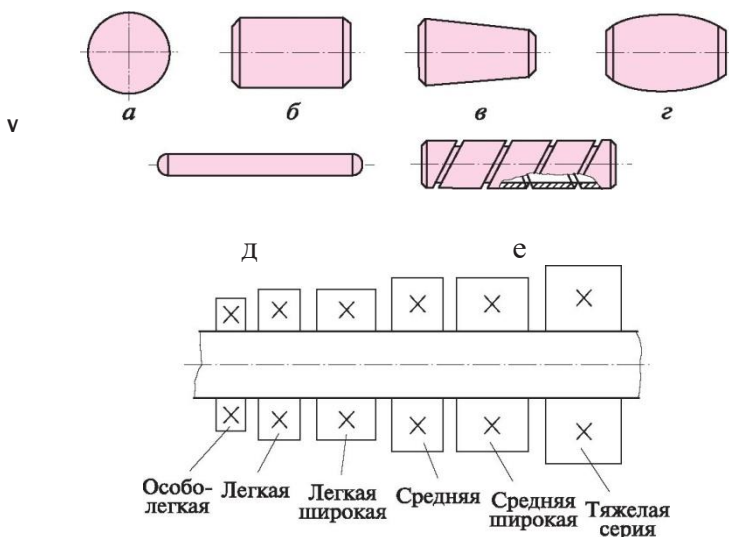
ГОСТ 520-2011 жылжымалы мойнтіректерді мынадай 0; 6; 5; 4 және 2 нақтылық сыныптары белгілейді (дәлдік тәртіпте). Кәдімгі дәлдік класы 0 санымен белгіленеді, ал өте жоғары дәлдік класы 2 арқылы белгіленеді. Жалпы инженерия әдетте дәлдік класының 0 тіректері қолданылады.

38.11 суретте сол ішкі диаметрі үшін бірқатар сериялардың және ендердің мойнтіректерінің салыстырмалы мөлшерін

көрсетеді (мойынтіректер GOST 2.420 - 69 сәйкес жеңілдетілген түрде көрсетіледі). Роликті мойынтіректердің өлшемді серияларын (диаметрі мен енін серияларының комбинациясы) қалыптастыру және белгілеу стандартына негізделген.

38.11 суретте көрсетілгендерге қосымша. Жоғарғы деңгейдегі ультра сериясы бар (еніне байланысты), әсіресе тар және кең. Әр түрлі сериялы мойынтіректер сақиналардың өлшемдерінде, жылжымалы және жүктеу қабілеттілігімен ерекшеленеді.

Роликті мойынтірек сақинаның соңына мойынтіректің ішкі диаметрін, сериясын, түрін, конструкциясын және кейбір жағдайларда мойынтіректің арнайы өндіріс жағдайын сипаттайтын бірқатар қосымша ақпарат, мысалы, дәлдік класы, радиалды тазалау, осьтік жүгіру, үйкеліс кезі, шу және т.б шартты түрде белгілейтін сандар мен әріптер сериясын қолдану арқылы белгіленеді.



38.11 сурет.

Шарикті және роликті мойынтіректерді рәміздер жүйесі ГОСТ 3189-89 бойынша белгіленеді. Тізбектегі сандарды санау тәртібі оңнан солға қарай. Оң жақта алғашқы екі цифра диаметрі 20-дан 495 мм-ге дейінгі диаметрі бар мойынтіректердің ішкі диаметрін көрсетеді және диаметрі 5-ке бөлу арқылы белгіленеді. Ішкі диаметрі 10 мм болатын мойынтіректер 00 деп белгіленген; 12 мм - 01; 15 мм - 02; 17 мм - 03. Таңбаның оң жағындағы үшінші сан, мысалы: 1 - өте жеңіл, 2 - жеңіл, 3 - орташа, 4 - ауыр. Оң жағындағы төртінші сан, тірек түрін анықтайды, мысалы: 0 - радиалды, 2 - цилиндрлік роликті қысқа роликтері бар, 6 - радиалды бағыттаушы ролик, 7 - конустық ролик және т.б. Оң жақтағы бесінші және алтыншы сандар мойынтіректердің конструктивті әртүрлілігін білдіреді. Оң жақтағы жетінші сан, мысалы, тар, қалыпты, кең және т.б. бірқатар ендерді көрсетеді. Елеулі сандардың сол жағына белгі қоюда нөлдерді пайдалануға болмайды.

Мәселен, жылжымалы мойынтіректерді негізгі шартты белгілеу келесі сұлба бойынша сандармен берілген:

(7)	(6 — 5)	(4)	(3)	(2 — 1)
Ені	Құрылымы	Мойынтірект түрі	диаметрле сериясы	ішкі диаметр

Мойынтіректерді тағайындау:

208 - ішкі диаметрі 40 мм (5 x 8) радиалды (0) жарық диапазоны (2);

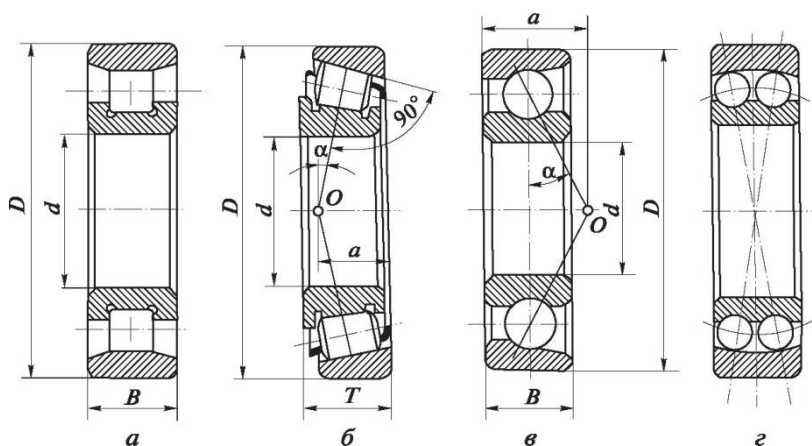
2312 - ішкі диаметрі 60 мм (5x12) орташа сериялы (3) қысқа роликтері бар радиалды цилиндрлік ролик;

2007109 - конустық ролик (7) ішкі диаметрі 45 мм (5x9) болатын арнайы жарық сериясы (1) ені (2). Бір роликтің мойынтіректерінің тиімділігі $n = 0.99 \dots 0.995$.

Айналмалы мойынтіректердің негізгі түрлері. Ең арзан және ең көп тараған машина жасау радиалды жүктің үштен бір бөлігінен аспайтын болса, өстік жүктемені екі бағытта да алуға болатын, радиалды бір қатарлы мойынтіректер (38.9-суретті қараңыз). Бұл мойынтіректер сыртқы сақинасы 10 градусқа дейін ішкі сақинаның бұрыштық ығысуына мүмкіндік береді.

Цилиндрлік роликті қысқа цилиндрлік роликтермен (38.12, а сурет) тек радиалды жүктеуге мүмкіндік береді. Мұндай мойынтіректерді бір қатарлы шарикті мойынтіректермен салыстырғанда жұмыс күші 1,5 еседен астам, ал төзімділік 3,5 есе артық. Мойынтіректер сақиналардың өстік жылжуына мүмкіндік береді, бірақ олардың бұрыштық жылжуына жол бермейді.

Конустық роликті мойынтіректер (38.12, б) радиалды және өстік жүктемені (радиалды-тартқыш мойынтіректі) қабылдайды, жоғары жүктеме сыйымдылығына ие, сақиналардың бұрыштық ауыстырылуына жол бермейді. Егер байланыс бұрышы $\gg 45^\circ$ болса, онда мойынтірік тұрақты-радиалды деп аталады.



38.12-сур.

Роликті шарикті мойнтіректер (38.12, с) конустық роликтің мойнтіректерімен салыстырғанда аздап төмен жүктеме сыйымдылығына ие. Стандартты бұрыштық контактілі шарикті мойнтіректерді $a = 12$ байланыс бұрыштары арқылы алуға болады; $a = 26$ және 36° .

Айта кету керек, арзан шарикті мойнтіректерді пайдалану жұмыс күшін үнемдеуге кепілдік бермейді. Қымбат роликті мойнтіректердің өлшемдерін және салмағын азайтуға мүмкіндік береді және олардың беріктігін айтарлықтай арттырады.

Сфералық шарикті мойнтіректер (38.12, d) сыртқы сақинадағы сфералық жолға ие, соның арқасында сақиналардың бұрыштық ығысуына айтарлықтай ($2 \dots 3^\circ$ дейін) мүмкіндік береді. Бұл мойнтіректер, негізінен радиалды, бірақ шағын осьтік жүктемені қарастырады.

Шарикті мойнтіректерден басқа, баррель роликтері мен сфералық роликті мойнтіректер де өндіріледі

Орнату кезінде өзін-өзі реттеуге мүмкіндік беру үшін, орындардың туралануын ұйымдастыру кезінде радиалды шарды және роликті мойнтіректер сыртқы сақинаның сфералық орындықтарымен дайындап алу қажет.

38.13-суретте бір жақты өстік жүктемені қабылдау үшін арналған шарикті мойнтіректі көрсетеді. Ішкі диаметрі бар дөңгелек сақина, білікке орнатылған және корпустағы бос орын бар, тығыз, ішкі диаметрі d_1 болатын корпусқа салынған және білікпен бос орынға арналған сақина деп аталады.

Соққы мойнтіректері негізгі ұштың сфералық бетіне

байланысты өзін-өзі реттеуге болады. Сорғы мойынтіректері роликті подшипниктер болуы мүмкін. Екі бағытта да осьтік жүктемені қабылдау үшін екі тартқыш мойынтіректер бар.

Тізімнен басқа, бұрандалы роликтері бар инелі мойынтіректер, сақиналы (ішкі немесе сыртқы) сақинамен, контакт тығыздағышымен, қорғаныш шайбалармен және басқа конструктивті сорттары бар радиалды-вертикалы шарикті мойынтіректер бар.

38.14-суретте радиалды және шарикті мойынтіректерден орнатылатын тартқышты көрсетеді. Білікке сәйкес келмеуі үшін, жұмсақ металл немесе линолеум төсеніші еркін тартқыш сақинаның астында орналасады.

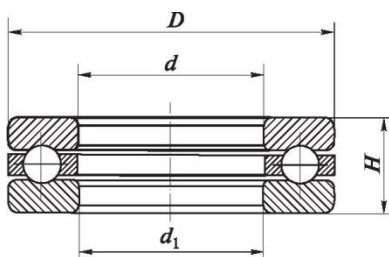


Рис. 38.13

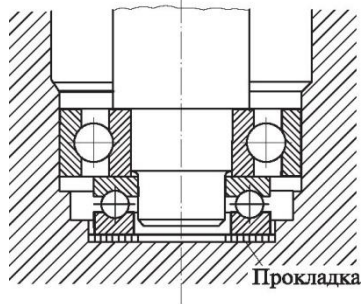


Рис. 38.14

38.4. МОЙЫНТІРЕКТЕРГЕ ЖАБДЫҚТАРДЫ ТАҢДАУ

АРНАЛҒАН

Роликті мойынтіректерді пайдалану кезінде трассалық жолдардың шаршағыш тозуы қайталанған циклдік контактілі жүктеме нәтижесінде пайда болуы мүмкін. Соққы жүктемелері, сондай-ақ айналмалы мойынтіректермен (мысалы, машинаны тасымалдау кезінде) немесе дірілдеу жолдарында үлкен жүктемелермен болатын діріл жүктемелерін орындау үшін пластикалық деформациялар тіс түрінде болуы мүмкін.

Басқа бөлшектердің кіруінен сенімді қорғаныс болмаған кезде, жол, құрылыс және ауылшаруашылық техникасына тән абразивті мойынтірек тез тозады.

Майлау жеткіліксіз болған кезде, шамадан тыс жүктеу кезінде, сондай-ақ алдын алу шаралары дұрыс орнатылмаған кезде, жылжымалы элементтердің беттерінде және мойынтіректегі сақиналарда ұстау және шайқау сияқты ауытқулар болуы мүмкін. Мойынтіректерді пайдаланудағы іркілістердің жалпы себептерінен сепараторларды, сақиналарды және жылжымалы құрамдарды тозып, бұзылуы мүмкін.

Жылжымалы мойынтіректердің жұмыс орындаудағы негізгі критерийлері жұмыс беттерінің тозуға төзімділігі және мойынтіректің беріктігі, сондай-ақ пластикалық деформацияға төзімділік болып табылады.

Жылжымалы мойынтіректердің түрі мен өлшемін таңдау келесі негізгі факторлармен анықталады:

жүктің табиғаты (тұрақты, айнымалы, шок), оның шамасы және бағыты;

білік диаметрі мен айналу жиілігі диаметрі;

сақина немесе айналу органдарының бірінде материалдың шаршауды жою басталғанға дейін миллиондаған

революциялармен немесе мойынтірек жұмыс істеу сағатымен өлшенген (L немесе L_h деп белгіленген);

Жүк көтеру қабілеті, оның статикалық және динамикалық жүктеме қабілеттілігімен анықталады.

Статикалық жүктеме сыйымдылығын және баламалы статикалық жүктемені есептеудің әдістері, динамикалық жүктемені теңестіруге арналған жүктеме қуатын есептеуге арналған әдістер стандарттар бойынша белгіленеді. Статикалық дегеніміз – айналмалы мойынтіректі қолданатын жүктеме.

Айналмалы мойынтіректердің жұмысын бағалаудың қарапайым критерийі - бірдей жағдайларда жұмыс істейтін бірдей мойынтіректердің кемінде 90 пайызының негізгі беріктігі белгілі бір ұзақ уақытқа жетуі немесе одан асуы тиіс. Басқаша айтқанда, беріктікке 95% сенімділік болуы керек. Болашақта өндірісте тек осындай беріктігі жоғары өніммен шығататын боламыз.

Негізгі динамикалық жүктеме сыйымдылығы тұрақты жүктеме деп аталады. Ол жылжымалы элементтің мойынтіректері 1 млн бөлшекті құрайтын базаларда тұрады. Беріктілігі мен негізгі динамикалық жүк көтеру қабілеті, тиісінше, C_r және C_a -мен белгіленген радиалды және өстік болып табылады.

Баламалы динамикалық жүктеме тұрақты жүктеме деп аталады. Оған сәйкес роликті мойынтірек нақты жүктеме жағдайындағындай бірдей берікт болады. Баламалы динамикалық жүктеме, тиісінше P_r және P_a радиалды және өстік болып бөлінеді

Радиалды және радиалды-подшипниктік мойынтіректерді таңдау C_r және P_r -ге негізделген, ал тұрақты және тұрақты радиалды мойындар C_a және P_a -ге негізделген. Жазбаларды жеңілдету үшін біз C және P үшін алшақтықтарды қалдырмаймыз, бұл түсінбеушіліктер тудырмайды.

Статистикалық және динамикалық өткізу қабілеті, сондай-ақ стандартты жылжымалы мойынтіректердің әр түрі үшін сұйық және майлау үшін шектеу жылдамдығы каталогтарда берілген.

$N < 10$ мин-1 білігінің айналу жылдамдығында, қолданыстағы жүктеме статикалық болып есептеледі және өндірісте статикалық жүктеме жағдайына сәйкес таңдалады

$$P_0 < C_0.$$

$N > 10$ мин-1 кезінде жылжымалы мойынтіректерді таңдау шарты бойынша динамикалық жүктеме сыйымдылығына сәйкес жүзеге асырылады

$$C_{тр} < C,$$

мұнда $C_{тр}$ — қажетті динамикалық жүктеме деңгейі, N ; C — динамикалық көтергіш қабілеті, кестелерде көрсетілген

Қажетті динамикалық жүктеме сыйымдылығы келесі формулаларға сәйкес баламалы динамикалық жүктеме P және қажетті ұзақтық (L , миллион революция немесе L_h , h) байланысымен анықталады:

$$C_{тр} = PUL \text{ немесе } C_{тр} = P360nL_h \cdot 10^{-6}; \text{ роликті мойынтіректер үшін}$$

$$C_{тр} = PL^{03} \text{ немесе } C_{тр} = P(60nL_h \cdot 10^{-6})^{03}, \text{ мұндағы } n \text{ — айналу жылдамдығы}.$$

Стандартты жалпы мақсаттағы беріліс қорабы үшін мынадай негізгі тірек ету мерзімі белгіленеді (90% - қорғау):

Егер $A + S_1 < S_2$, білік бірінші тірекке ауысса, S_1 компоненті тоқтатылады, екінші мойынтіректегі өстік жүктеме S_2 -ге тең болады, ал бірінші мойынтіректегі жалпы өстік жүктеме тең болады

$S_2 - A$ сонымен

егер $A + S_1 > S_2$, то $F_{a1} = S_1$, $F_{a2} = A + S_1$;

если $A + S_1 < S_2$, то $F_{a1} = S_2 - A$, $F_{a2} = S_2$.

Естеріңізде болса, радаралды тартқыштың радиалды реакциясы байланыс алаңының ортасында қалыпты білік өсі қиылысу нүктесінде (38.12, b, c суреттерін қараңыз) қолданылатын. О нүктесінің позициясы формулалар бойынша бір қатарлы мойынтіректер үшін есептелген a өлшемімен анықталады:

бұрышты байланыс шарикті мойынтіректер үшін:

$$a = 0,5B + 0,25(d + D) \operatorname{tg} \alpha;$$

конустық роликті подшипниктер үшін

$$a = 0,5T + \frac{(d + D)^e}{6},$$

мұнда a - радиалды реакция қолданылатын жерден мойынтіректің аяғына дейінгі қашықтық; B , d , D , T - өлшемдері; α - контакттың бұрышы және e - каталогта көрсетілген көмекші коэффициент.

Осылайша, радиалды-тартқыш мойынтіректердің радиалды жауаптарын анықтау үшін, біріншіден, мойынтіректерді алдын-ала таңдап алу керек, сосын жинақтың эскиздік қондырғысын жасау керек, содан кейін тіректердің реакциясын, S -ның өстік компоненттерін радиалды жүктемелердің әсерінен, әрбір тірекке әрекет ететін жалпы өстік жүктемелерден анықтау өажет, соңынан төзімділік (техникалық ресурс) үшін жүктелген мойынтіректі есептеуді тексеру керек.

Ұзақ мерзімді L , миллион айналымды динамикалық жүктеме қабілеті C және баламалы динамикалық жүктеме P

$$L = \frac{C}{P}^P$$

эмпирикасына байланысты

мұндағы шарикті подшипниктер үшін $P = 3$, роликті

подшипниктер үшін Р = 10/3.
 Lh, h ұзақтығы келесі түрде есептеледі:

$$L_h = 10^6 L_{60} \cdot$$

 Мұндағы L — айналу жылдамдығы, мин¹.

Есептеулерді жеңілдету үшін динамикалық жүктеме сыйымдылығының S / P жүктемесіне және біліутің айналу жылдамдығының қатынасына қарай, L_h мойынтіректерінің қызмет ету мерзімін анықтайтын кесте арқылы (шар және роликті подшипниктер үшін бөлек) беріледі. Сол кестелерде мойынтіректердің жұмыс істеу мерзімін және есептік баламалы динамикалық жүктемені ескеріле отырып белгілі білік жылдамдығынан қажетті динамикалық жүктеме қуатын оңай анықтайды.

38.5. МОЙЫНТІРЕК ТІЗБЕГІНІҢ КОНСТРУКЦИЯСЫ

Роликті мойынтіректердің тиімділігі негізінен оның конструкциясының ұтымдылығына және оны орнату мен реттеу сапасына байланысты.

Жүктеме векторына қатысты айналмалы сақинаның тозуы бойымен жылжытылуын болдырмау білікке немесе корпусқа арнайы кедергілер орнатылады. Басқа мойынтірлеу сақинасы өте аз жүктемеге арналып бір-біріне отырғызу арқылы жалғасады. Сақинаны өстік жылжыту мүмкіндігі үшін және монтаждау кезінде біліктердің температуралық деформациясы үшін қажетті температурада өндейді.

38.16 суретте біліктерде және корпуста жылжымалы мойынтіректерді орнату схемасы көрсетілген. Салыстырмалы ұзын біліктер үшін (ұзындығы сегіз есе үлкен диаметрден асады), a және b сызбалары қолданылады. Бұл схемаларда сол жақ тіреу корпуста бекітіледі және бекітілу деп аталады, ал екінші мойынтірек өстік корпустың қозғалысы үшін пайдаланылады (температураның ұзаруы мен біліктердің қысылуын өтеу үшін) және мұндай тіреу өзгермелі деп аталады.

Бекітілген Жүзбелі тірек

III

а

Враспор



	Врастяжку	
JHL +		г +
ІfCI П1		чи

Өстік күшпен салынған ұзын біліктер үшін бекітетін тірекке (бір-біріне сол жақ беті бар) екі радиалды-тартқыш мойынтіректер орнатылып, қалқымалы тірекке (схема b) радиалды мойынтірек орналастырылады.

Салыстырмалы түрде қысқа біліктермен, ең қарапайым және кең қолданылатын мойынтіректерді орнату (в кестесі) қолданылады.

Шарикті температураның созылуына жол бермеу үшін, мойынтірек қақпағы мен сыртқы сақиналардың арасында кішкене қашықтық (0,1 ... 0,2 мм) қалды. Бұл тазалау мойынтірек қақпағының астындағы тығыздағыштардың қалыңдығын өзгерту арқылы бақыланады. Осы схемаға сәйкес мойынтіректерді орнатқанда білік пен корпус арасындағы температура айырмасы 20 ° С-тан аспауы керек.

Шарикті қысқышы оның температурасының ұзаруына байланысты қысқышы бар мойынтіректермен орнату мүмкін емес (схема d); олар салыстырмалы түрде қысқа біліктер үшін қолданылады. Кестенің кемшілігі - ішкі мойынтіректерді білікке орнатылған интерференциямен жылжыту арқылы мойынтіректерді реттеудің қолайсыздығы.

Үйкеліс, жылуды жою, коррозиядан қорғау, жұмыс кезінде шуды, шығынды азайту үшін жылжымалы мойынтіректерді майлау пайдаланылады. Ол үшін сұйық және пластикалық жағармайлар қолданылады.

Роликті подшипниктер мойынтіректерге қарағанда майлауды талап етеді.

Майлауды таңдағанда, төмендегі факторларды ескеру керек: мойынтірек өлшемдері мен айналу жиілігі, жүктің құны, жұмыс температурасының және қоршаған орта жағдайы. Шеңбер жылдамдықта 4 ... 5 м / с дейін жұмыс істейтін мойынтіректер үшін сұйық және пластикалық жағармай материалдарды қолдануға болады, жоғары жылдамдықта сұйық жағатын зат ұсынылады. Мойынтіректегі жүктеме, майдың тұтқырлығы немесе пластикалық жағармайдың консистенциясы жоғарырақ болуы керек, себебі май шекара қабатының күшінің артуына әсер етеді. Жұмыс температурасының артуымен майлаудың тұтқырлығы мен консистенциясы төмендейді. Ластанған ортада пластикалық жағармайлар ұсынылады.

Жабысқақ құрылғыларды майлау ағып кетуді болдырмау және мойынтіректерді шаңнан, кірден және ылғалдан сырттан кіргізуден қорғау үшін пайдаланылады. Іс-әрекет қағидасына

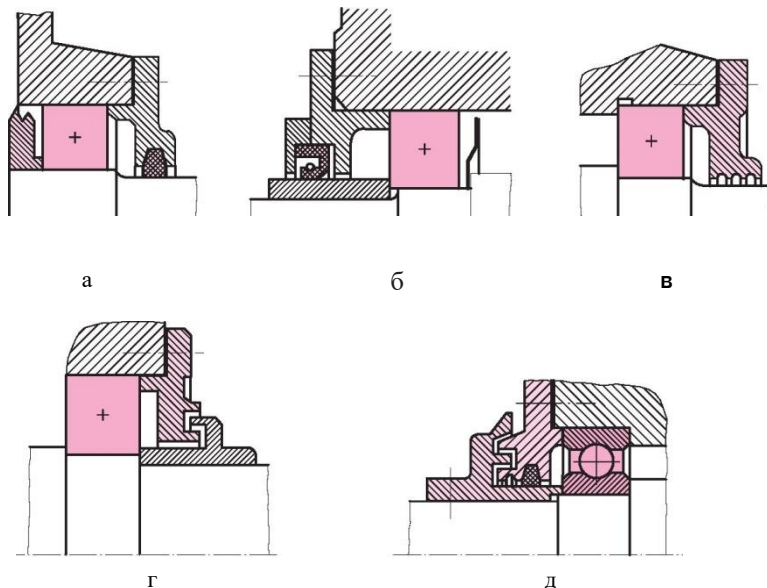
сәйкес бұл құрылғылар контактқа, қимаға, лабиринтке, центрифугаға және біріктірілгенге бөлінеді.

Байланыс тығыздағыштары стандартталады және кеңінен қолданылады. 38.17 суретте тумба тәрізді пішіндегі ойыққа орналастырылған тіктөртбұрышты көлденең қиманың сақинасы бар мөрмен көрсетілген. Бұл тығыздау негізін пластикалық жағармаймен және 5 м / с дейінгі айналдыра айналмалы жылдамдықпен ұсынылады. Бір жағынан шамадан тыс қысымды, ортаны ластауды және 90 ° С жоғары температурада жоғары сыни құрылымдарда қолдануға болмайды.

38.17, b уретте қысқыш серіппелі резеңке манжеттер түріндегі контакт тығыздығын көрсетеді; Манжа металл жақтаумен нығайтылып, жылдамдықты 20 м / с жылдамдыққа жеткізеді. Манжалар кез-келген майлауыш үшін қолданылады.

38.17, c суретте пластмасса маймен толтырылған арнайы ойықтары бар контактті емес саңылау тығыздауышын көрсетеді. Шеңбердің айналмалы жылдамдығы 5 м / с дейін қолданылады. Білек білігінің жылдамдығы (5 м / с-тан жоғары жылдамдықта), ойықтарды спиральға айналдыруға болады, бұл жағдайда олар мұнай айдайтын ойықтардың рөлін атқарады.

38.17, d суретте кез-келген майлауышқа және білік айналу жылдамдығына сәйкес келетін контактсыз лабиринтті тығыздағышты көрсетеді. Лабиринттегі алшақтық пластикалық жағармаймен толтырылады.



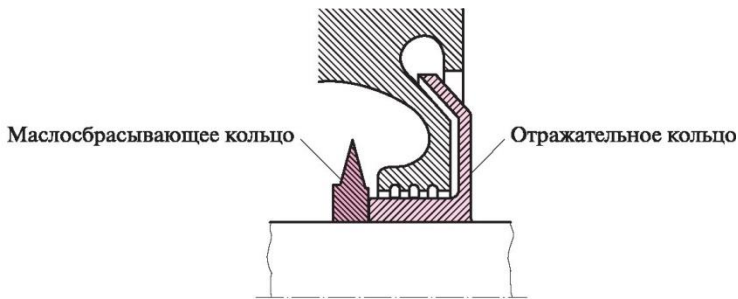


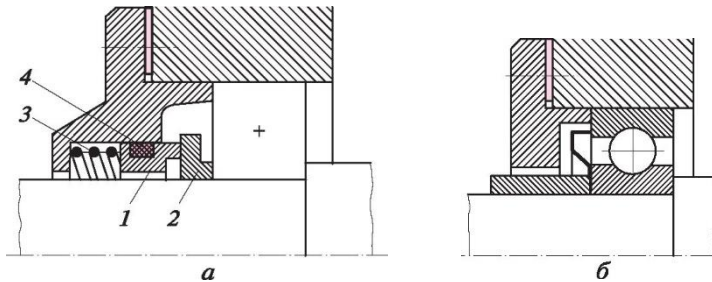
Рис. 38.18

Орталық жүгірмелі тығыздағыштарды сұйық майлау құралдарымен майлайды. Біліктердің айналмалы жылдамдықтарында 7 м / с -ден астам. Олар мұнай тастайтын және шағылысатын сақиналарды қамтиды (38,18-сурет).

Күрделі құрылымдарда және ауыр жұмыс жағдайында аралас тығыздағыштар пайдаланылады (38.17-сурет, d).

38.19 суретте заманауи жоғары тиімді механикалық тығыздағыштар көрсетілген: а - антифрикционды материалдың сақинасы 3 серіппелі болат сақинаға 2 және резеңке сақинаның 4 статикалық мөрін орындау; б - серпімді болат шайбамен тығыздау.

38.20 суретте дөңгелек шарикті мойынтіректерге салынған цилиндрлік қисық беріліс білікшесінің конструкциясын көрсетеді, оның сол жақ өзгермелі тіреуі болады. Мойынтіректерді майлауда пластикалық жағармай пайдаланылады. Май сақтау үшін арнайы сақиналармен тығыздалған ойық қолданылады.



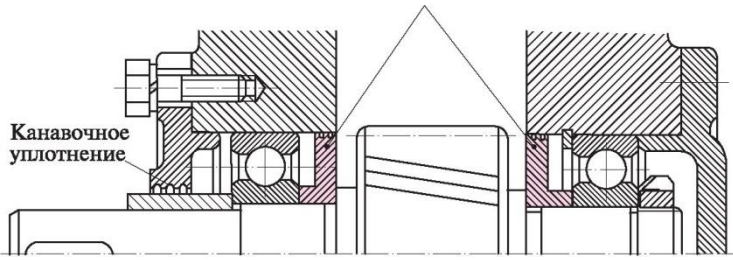
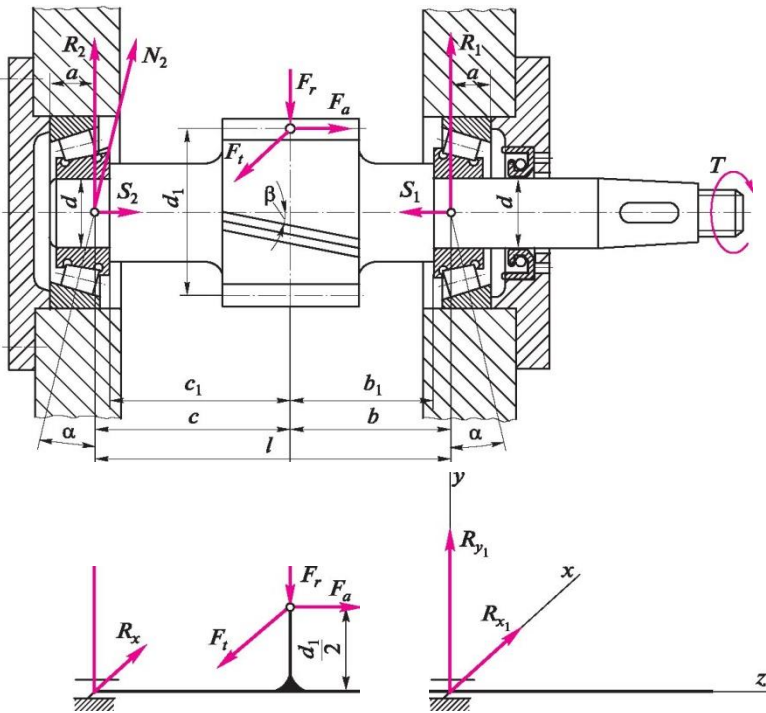


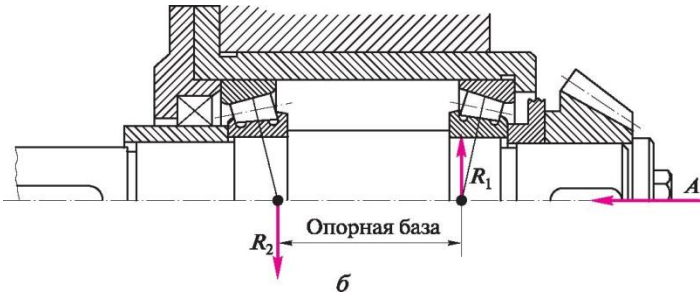
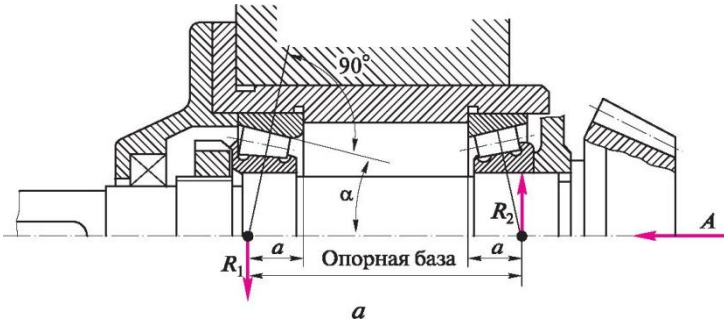
Рис. 38.20

38.21-суретте радиалды тартқыш роликті мойынтірекке орнатылған цилиндрлік спиральді білігін көрсетеді. Мойынтіректерді майлау үшін шашқышына пайдаланады. Мөрленуі резеңке күшейтілген манжеттер қолданылады.

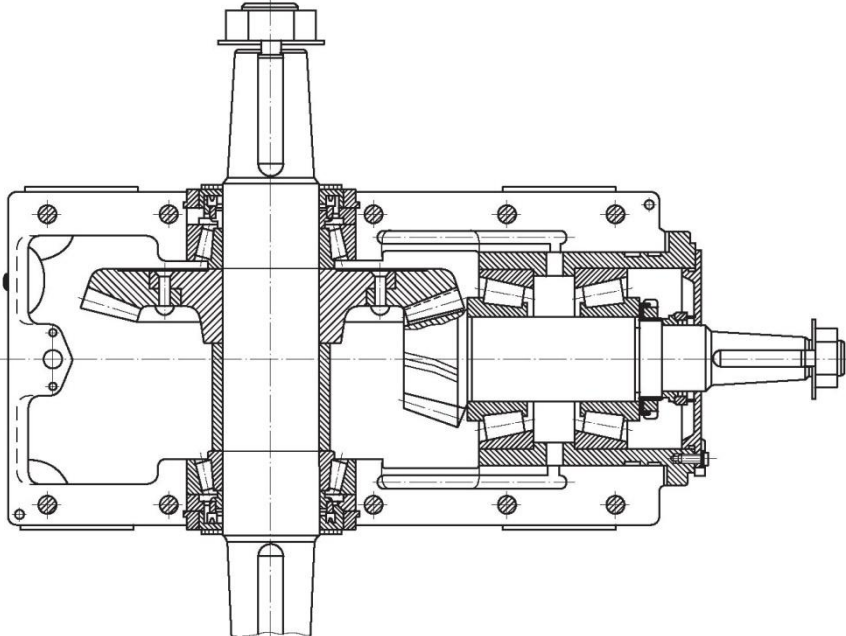
38.22 суретте бұрыштық шарикті мойынтіректерге бекітілген конустық трансмиссияның білікшесі екі жолмен ұсынылады: ішкі аузларының кең аяғымен (а) және керісінше (b).

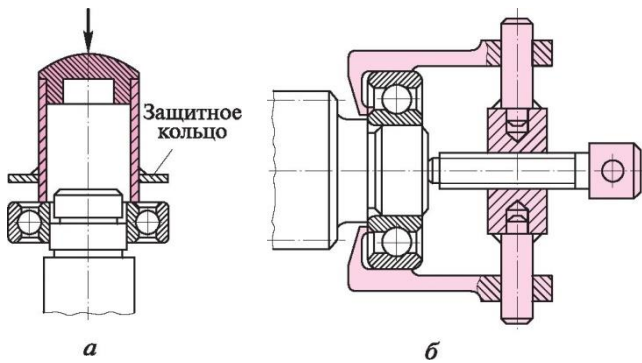


v



38.22- сурет





38.24-сурет

Алғашқы тәсілде білік тіреу базасы үлкен, мойынтіректердің жауаптары мен мойынтіректердегі жүктеме азайғандығын көрсетеді. Тіректердің бұлай орналасуы өте қолайлы.

38.23 суретте конустық беріліс қорабын көрсетеді, онда пиний білігі бірінші әдіспен мойынтіректерге орнатылады, ал екіншісіне берікке механизм орнатылады.

Айналмалы элементтің мойынтіректерін орнату және бөлшектеу кезінде қозғалатын элементтер арқылы күштерді тасымалдауға жол берілмейді, сондықтан тиісті құралдарды қолдану қажет.

38.24 суретте көрсетеді: а - монтаж тіреуіші, б - түсіру құралы.

38.1 мысал. Спиральді беріліс қорабының білікке арналған білікке арналған ролик мойынтіректерін таңдаңыз (38.21-суретті қараңыз).

Ескерту: пиннионның айналу жылдамдығы $n = 1\,450$ мин-1;

$$F_t = 2\,620 \text{ Н}, F_r = 960 \text{ Н}, F_a = 370 \text{ Н};$$

$$d = 35 \text{ мм}, d_1 = 100 \text{ мм}, b_1 = 45 \text{ мм}, c_1 = 85 \text{ мм},$$

жұмыс температурасы 60°C , орташа жүктемені орындау, қажетті тіреу мерзімі 25000 сағ.

Шешім. Редукционды роликті мойынтіректердің жоғары жылдамдықты білігіне алдын-ала біз 7307 конустық бір қатарлы орта сериясын $d = 35$ мм, $D = 80$ мм, $T = 23$ мм, $e = 0,32$ ($\alpha = 12^\circ$) етіп алдық. Радикалды реакцияның қолданылу нүктесінен тіректің соңынан дейінгі қашықтық (38.12, б сур):

$$a = 0,5T + (d + D)e/6 = 0,5 \cdot 23 + (35 + 80)0,32/6 \ll 18 \text{ мм}.$$

Әрі қарай, мойынтіректердің радиалды реакцияларын қолдану нүктелерін анықтайтын c және b өлшемдерін табамыз

(38.21-суретті қараңыз):

$$c = c_1 + T - a = 85 + 23 - 18 = 90 \text{ мм};$$

$$b = b_1 + T - a = 45 + 23 - 18 = 50 \text{ мм}.$$

Тіректердің реакциясын табамыз (2 индексі осьтік жүктемені алатын $A = F_a = 370 \text{ N}$) мойынтіректерді білдіреді: zOx жазықтықта

$$R_{x1} = F_f/l = 2\,620 \cdot 90/140 = 1\,680 \text{ H};$$

$$R_{x2} = F_b/l = 2\,620 \cdot 50/140 = 940 \text{ H};$$

Жазықта zOy

$$R_{y2} = (F_b + F_a d_1/2)l = (960 \cdot 50 + 370 \cdot 100/2)/140 = 475 \text{ H};$$

$$R_{y1} = F_r - R_{y2} = 960 - 475 = 485 \text{ H}.$$

Шешуі:

$$R_j = F_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1\,680^2 + 485^2} = 1\,750 \text{ H};$$

$$R_2 = F_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{940^2 + 475^2} = 1\,050 \text{ H}.$$

38.21-суретте толық радиалды реакциялар сызбаның жазықтықымен шартты түрі біріктіріледі. Реакцияларының S_1 және S_2 өстік компоненттерін есептейміз. Себебі $e = 0.32$ (бұл мән каталогта болады)

Себебі

$$S_1 = 0,83eF_{r1} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1\,750 = 462 \text{ H};$$

$$S_2 = 0,83eF_{r2} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1\,055 = 278 \text{ H}.$$

Негізгі мойынтіректерінің F_{a1} және F_{a2} осьтік жүктемесін ескеру керек $A + S_1 > S_2$:

$$F_{a1} = S_1 = 462 \text{ H};$$

$$F_{a2} = A + S_1 = 370 + 462 = 832 \text{ H}.$$

P_1 және P_2 баламалы динамикалық жүктемелерін анықтаңыз:

Оң жақ тірегі үшін

$$F_{a1}/F_{r2} = 462/1\,055 = 0,438 < e = 0,32, \text{ сондықтан } X = 1, Y = 0;$$

Сол жақ тірегі үшін

$$F_{a2}/F_{r2} = 832/1\,055 = 0,789 > e = 0,32,$$

сондықтан $X_2 = 0,4$; $Y_2 = 1,88$ (каталог бойынша).
 $K_6 = 1,5$, $K_T = 1$ негізге аламыз:

$$P_1 = (X_1 F_{r1} + Y_1 F_{a1}) K_6 K_x = 1\,750 \cdot 1,5 = 2\,625 \text{ H};$$

$$P_2 = (X_2 F_{r2} + Y_2 F_{a2}) K_6 K_x = (0,4 \cdot 1\,055 + 1,88 \cdot 832) 1,5 = 2\,980 \text{ H}.$$

Қажетті динамикалық жүктеме жүктелген (сол жақта)
мойынтіректер үшін анықталады:

$$C_{mp} = P_2(60nL_h \cdot 10^{-6})^{0.3} = 2\,980(60 \cdot 1\,450 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 10^{-6})^{0.3} \ll 30\,000 \text{ Н.}$$

Қажетті динамикалық жүктемені каталогтың деректерімен салыстыра отырып, біз бұл білікке динамикалық жүктеме сыйымдылығы бар 7207 сериялы роликті роликті мойынтіректерді алуға болады

$C = 35\,200 \text{ Н}$ (мойынтіректен үшін 7307 $C = 54\,000 \text{ Н}$).

7207 мойынтіректерінің габариттік өлшемдері мен байланыс бұрышы 7307 дейінгі алдын-ала тиісті өлшемдерден ерекшеленеді, атап айтқанда:

$d = 35 \text{ мм}$, $D = 72 \text{ мм}$, $T = 18 \text{ мм}$, $e = 0,37$ ($\alpha = 14^\circ$).

39-тарау

39.1. МЕХАНИКАЛЫҚ МУФТАЛАР МУФТАЛАРДЫҢ МАҚСАТЫ МЕН ЖІКТЕЛУІ

Жетекті муфталар (әдетте жай муфталармен) – дегеніміз машиналар мен механизмдердегі біліктердің кинематикалық және қуат байланысы үшін қызмет ететін құрылғылар. Муфталар бір біліктен екіншісіне айналмалы моментін **оның шамасы мен бағытын өзгертпей** ауыстырады, сондай-ақ қозғалтқышты тоқтатпай біліктерді ажырататын геометриялық өстердің деформациясының және жинақтаудың дәлсіздігін өтемдейді, машинаны апатты жағдайларда бұзылудан сақтандырады, кейбір жағдайларда итермелер мен дірілдерді жұтады, айналу жиілігін шектейді және т.б.

39.1-суретте біліктерді жинақтау кезінде мүмкін болатын қателіктер көрсетілген (біліктердің өстік сәйкессіздігі): а — радиалды ығысу D ; б — өстік ығысу X ; в — бұрыштық ығысу 5 . көрсетілген қателіктер бір мезгілде бола алады.

Машина жетектерінің муфталары бірнеше белгілері бойынша жіктеледі. Муфталар әрекет ету принципі бойынша **төрт класқа** бөлінеді:

1 — **ағытылмайтын** (машиналардың жұмысында біліктердің ағытылуына жол бермейтін);

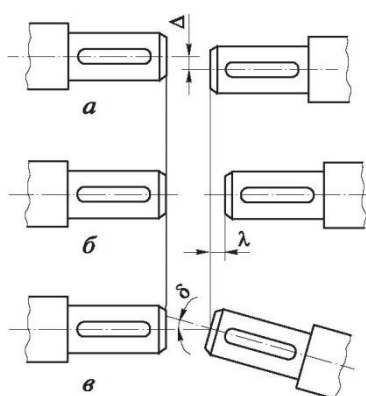


Рис. 39.1

2 — **басқарылатын** (муфтаны басқаруға мүмкіндік беретін);
 3 — **өзін-өзі басқару** (алдын ала орнатылған жұмыс режимінде өзгерістер нәтижесінде автоматты түрде іске қосылады);
 4 — **басқа** (алғашқы үш класқа кірмеген барлық муфталар).
 Муфта кластары (төртіншіден басқасы) **топтарға** (механикалық, гидродинамикалық, электромагнитті), **топшаларға** (қатты өтемдейтін, серпімді, сақтандырғыш, басып озатын және басқалар) **түрлері** (үйкелісті, бұзылатын элементтерімен және басқалар) және **құрылымдық өнімділік** (жұдырықшалы, шарик, тісті, ернемекті, төлкелі-саусақты және басқалары). болып бөлінеді.

Жалпы жағдайда муфта жетекші және жетектегі жартылай муфталардан және біріктірілетін элементтерден тұрады. Механикалық муфталарда біріктірілетін элементтер ретінде қатты денелер (қатаң немесе серпімді) қолданылады. Гидродинамикалық муфталарда біріктірілетін элементтер қызметін электромагнитті — электромагнитті өрісте сұйықтық атқарады.

Болашақта біз ең қарапайым механикалық муфталарды тек кең таралған механикалық муфталарды қарастырамыз, олардың көпшілігі стандартталған.

39.2. МУФТАЛАРДЫ ҚҰРУ ЖӘНЕ ЕСЕПТЕУ

Ағытылмайтын қатаң және өтемдеуші муфталар. Осы муфталардың ішінде ең қарапайым, ең арзан және аз габаритті – жетекші және басқарылатын бөліктер арасында салыстырмалы ауыстыруды рұқсат етпейтін және динамикалық жүктемені азайтпайтын **қатаң** топшаға жататын **төлке** муфталар (39.2-сурет). Бұл муфталардың кемшілігі біліктердің қатаң өстестігі және олардың біреуін жинақтау және бөлектеу кезінде ығыстыру қажеттілігі болып табылады.

ГОСТ 24246—96 төлке муфталарды төрт өнімділікте дайындауды қарастырады. (39.2-сур. қараңыз): 1 — саңылау мен сұққышы бар цилиндрлік қондырмамен; 2 —

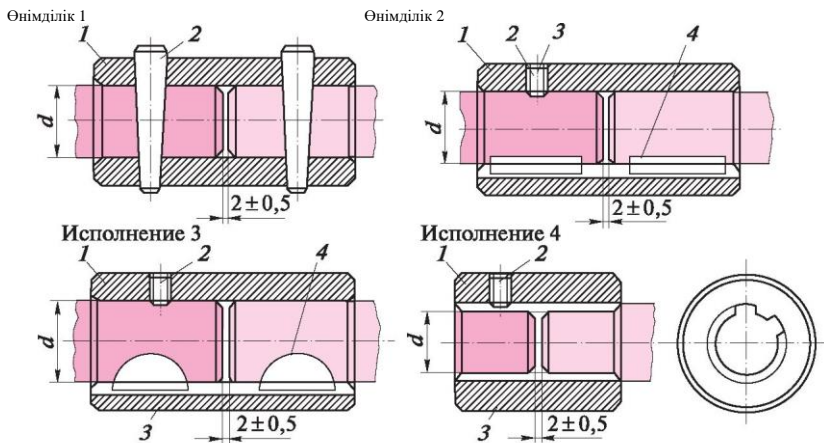


Рис. 39.2

призматикалық кілтектермен;-

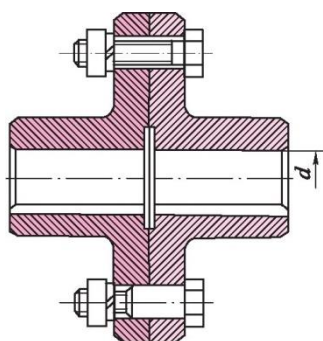


Рис. 39.3

3 — сегментті кілтектермен; 4 — саңылауы бар оймакілтекті қондырмамен.

1 төлкесі 1, 2 және 3 өнімділік муфттары 3 серіппе сақинасымен тоқтатқыланатын өстік бағытта 2 орнату бұрандасымен ығысудан сақталады. 1-ден 12 500 Н • м-ға дейінгі номиналды айналдыру моментінің диапазоны біліктің қондырма ұшынының d диаметрінде 6-дан 105 мм-ге дейін. Муфтalar айналу жиілігі бойынша

шектеулерге ие емес. Төлке материалы — болат 45.

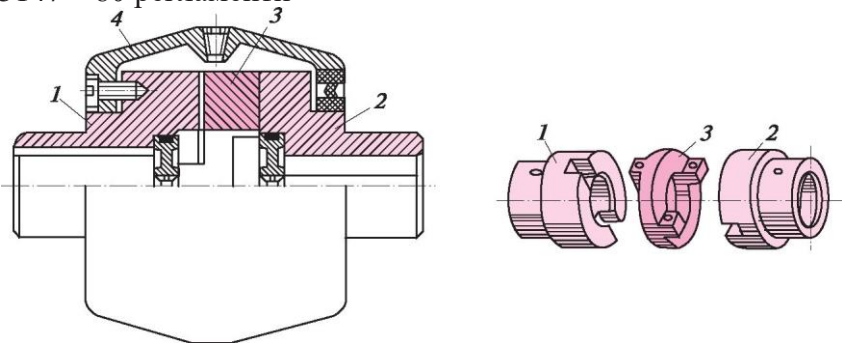
39.3-суретте өстестік біліктерді қосу үшін пайдаланылатын қатты **ернемекті** муфтalar көрсетілген. Бұл муфтalar болат және шойыннан жасалады. Айналдыру моменттерінің диапазоны 8-ден 40 000 Н • м-ге дейін. Біліктер диаметрінің диапазоны 12-ден 250 мм-ге дейін. Біліктердің қондырма саңылаулары цилиндрлік немесе конустық бола алады.

39.4-суретте 16-дан 16 000 Н • м-ге дейін номиналды айналдыру моменттерінде диаметрі 16-дан 150 мм-ге дейін біліктерді қосу үшін қолданылатын **тегерікті жұдырықшалы** муфтalar бейнеленген.

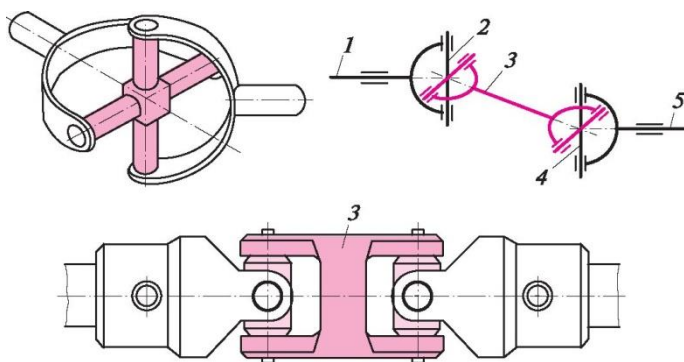
Муфта $0^\circ 30'$ дейін біліктердің геометриялық өстерінің бұрыштық ығысуы мен 0,6-ден 3,6 мм-ге дейін (білік диаметріне байланысты) радикалды айналуын шақтайды, сондықтан ол муфтalarдың **өтемдеуші** топшасына жатады.

Біліктердің қондырма саңылаулары цилиндрлік немесе конустық бола алады. Тегерікті жұдырықшалы муфтalar 3 тегерігі мен 4 қаптамасы қорытылатын 1 және 2 жартылай муфтalarынан тұрады. Әдетте жартылай муфтalar мен тегерікті көміртекті немесе қоспаланған (хромды) болаттардан дайындайды.

Бір-біріне 45° -қа дейінгі бұрышта орнатылған біліктерді қосу үшін **топсалы** муфтalarды қолданады (39.5-сур.). ГОСТ 5147—80 регламенти-



39.4-сур.



39.5-сур.

а также предусматривает изготовление двух типов шарнирных муфт.: ГОСТ 5147—8 жалпы мақсаттағы 11,23-тен 1 120 Н • м-ге дейінгі номиналды айналдыру моментінің берілісі үшін аз габаритті топсалы муфталардың негізгі параметрлерін, құрылымы мен өлшемін реттейді, сондай-ақ топсалы муфталардың 3 аралық қосарландырылған ашамен жалғыз және қосарланған (39.5-сур. қараңыз) екі түрінің дайындалуын қарастырады. Бұл муфталар автомобиль жасауда (айқартпоса берілісі) кеңінен қолданылады.

Топсалы муфталар түзілімдерді жинақтау дәлсіздігін, көліктік машиналардағы жақтау мен рессорлар деформациясын өтемдейді, сол себепті оларды муфталардың өтемді топшасына жатқызуға болады. Қосарланған топсалы муфталардың жалғыз, схемалық және құрылымдық кескінінің кеңістіктік бейнеленуі 39.5-сур. берілген. Жетекші білік 1 айқастырмамен қосылған 2 ашамен аяқталады; айқастырманың екінші шоқтығы жалғыз муфтаның жетектегі білігінің ашасымен 3 немесе егер муфта қос іліністі болса қосақталған ашамен қосылған.

Жетекші біліктің біркелкі айналуымен жалғыз муфтада жетектегі білік **әркелкі** айналады. Егер муфта қосарланған болса, ал 1 жетекші білігі мен 5 жетектегі білігі параллель болса (немесе жұпталған ашамен тең бұрыштар жасайды), онда **жетекші біліктің біркелкі айналуы кезінде жетектегі білік те біркелкі айналады**. Топсалы муфталардың бөлшектері 20Х және 40Х болаттарынан дайындалады.

Ағытылмайтын серпімді муфталар. Серпімді

муфталардың екі маңызды қасиеті бар, атап айтқанда: динамикалық жүктемені төмендететін **демпферлеу қабілетімен** және **біліктердің өстік сәйкессіздігін өтемдейтін қабілетімен**. 39.6-сур. 2,5-тен 400 Н • м-ге дейінгі номиналды айналдыру моментінің берілісі кезінде өстесті цилиндрлік біліктерді қосу және динамикалық жүктемелерді азайту үшін қолданылатын **жұлдызшалы серпімді** муфта бейнеленген; біліктердің диаметрі 6-дан 48 мм-ге дейін.

39.6-сур.

Муфталар білік диаметріне байланысты шақталады: айналдыру жиілігі $5\ 500\ \text{мин}^{-1}$ дейін, білік өстерінің радиалды ығысуы $0,4\ \text{мм}$ дейін, бұрыштық ығысу $1^\circ\ 30'$ дейін.

Муфта 35 болаттан, 2 резеңке жұлдызшадан (төрт немесе алты шығыңқысымен) дайындалатын екі жартылай муфтадан тұрады.

39.7-сур. **торотәріздес қабықшалы серпімді муфтасы** көрсетілген.

Муфта өстік біліктер мен $20\text{-дан}\ 40\ 000\ \text{Н} \cdot \text{м}$ -ге дейінгі номиналды айналдыру моментінің берілісін біріктіру, динамикалық жүктемелерді азайту және диаметрлері $14\text{-тен}\ 240\ \text{мм}$ -ге дейінгі біліктердің ығысу өтемі үшін арналған. Муфта білік диаметріне байланысты айналдыру жиілігіне $3\ 000\ \text{мин}^{-1}$ дейін, өстік ығысуға $11\ \text{мм}$ -ге дейін, бұрыштық ығысуға $1^\circ\ 30'$ дейін мүмкіндік береді.

Муфта екі жартылай муфтадан 1, жартылай муфтаға сақинамен және бұрандамен қысылған резеңке торотүріндегі қабықшадан 2 тұрады. Біліктерге арналған қондырма

саңылаулары цилиндрлік немесе конустық бола алады. Бұл муфта қысқа мерзімді асқын жүктелуді 2-3 рет береді, ол қолдануда қарапайым және сенімді, танымал серпімді муфталардың ішінде ең жақсысы болып табылады.

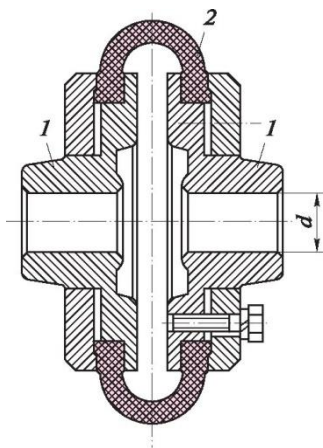


Рис. 39.7

айналдыру жиілігіне $8\ 800\ \text{мин}^{-1}$ дейін, білік өстерінің радиалды ығысуына $0,6\ \text{мм}$ -ге дейін, бұрыштық ығысуға $1^\circ\ 30'$ дейін мүмкіндік береді.

Муфта екі шойыннан жасалған жартылай муфтадан саңылауында сақиналары кигізілген болат саусақтар бекітілген 1 және резеңке гофриленген төлкелерден 2 тұрады.

39.8-сур. **серпімді-төлкелі-саусақты** муфтаньң суреті

салынған. Муфта өстік біліктерді біріктіру, $6,34\text{-тен}\ 16\ 000\ \text{Н} \cdot \text{м}$ -ге дейін номиналды айналдыру моментінің берілісі және динамикалық жүктемелерді азайту үшін қолданылады; білік диаметрлері $9\text{-дан}\ 160\ \text{мм}$ -ге дейін.

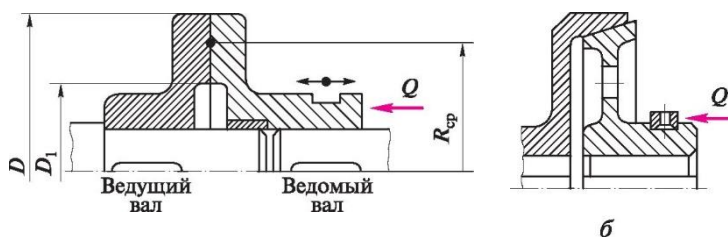
Білік диаметріне байланысты муфта

Жартылай муфталардың муфтаның қорыту жұмысы мен біліктердің электр окшаулауын қамтамасыз ететін металдық контактісі болмайды. Біліктердің қондырмалық саңылаулары цилиндрлік немесе конустық бола алады.

Басқарылатын муфталар. Бұл кластың механикалық муфталары **үйлесімді** (жетекші және жетектегі бөліктердің бұрыштық жылдамдықтары тең немесе тең дерлік кезде ғана ажыратып қосуға мүмкіндігін беретін) және **үйлесімді емес** (жетекші және жетектегі бөліктердің түрлі бұрыштық жылдамдықтарында ажыратып қосуды жасауға мүмкіндік беретін) болады. Үйлесімді емес муфталарда айналдыру моменті үйкеліс күші есебінен беріледі, сондықтан мұндай муфталарды **үйкелісті** деп атайды. Олар жүктеме әсерінен жетекші және жетектегі біліктердің жатық ілігуіне мүмкіндік береді.

39.9, а-сур. үйкеліс бетінің бір жұбы бар ең қарапайым **тегерікті үйкелісті** муфта көрсетілген. Сол жақ жартылай муфта жетекші білікке қозғалыссыз, ал жетектегі білікте орналасқан жартылай муфта өстік бағытта жылжымалы бекітілген (жылжымалы жартылай муфта жетекші білікте де орналаса алады).

Үйкелісті муфталардың біліктердің өстік дәлелсіздіктерін бере алмайтынын байқау керек. Жартылай муфталардың центрлігі не олардың бір білікте орналасуымен не арнайы центрлейтін сақиналар көмегімен жүзеге асады.



(39.9, а-сур. қараңыз). Біліктерді жылжымалы жартылай муфталарға басқару механизмінің көмегімен қосу үшін Q өстік күші қолданылады.

Үйкелісті муфталарды қосу кезінде жылу бөлумен ілесе жүретін үйкелетін беттердің сырғанақтауы сөзсіз. Сол себепті муфталарда қолданылатын үйкелісті материалдардың тозу төзімділігі мен жылу төзімділігі болуы тиіс. Муфтадағы іліністің беріктігі үйкеліс коэффициентіне және оның жылдамдығы, қысымы мен температурасының өзгеру тұрақтылығына байланысты.

Үйкелісті муфтаның жұмысқа қабілеттілік шарты былай жазылады: Условие работоспособности (яғни тығылып қалуы болмайды):

$$M_p > KT,$$

мұндағы $M_{тр}$ — жартылай муфталардағы үйкеліс; $K = 1,25 \dots 1,5$ — ілініс қорының коэффициенті; T — муфтамен берілген айналдыру моменті (**КТ** өнімі есептеу айналдыру моменті деп аталады). Үйкеліс моменті

$$M_{тр} = fQR_p,$$

мұндағы f — сырғанау үйкелісінің коэффициенті; Q — өстік күш; $Y_{cp} = (D + D_1)/4$ — тегерік жұмыс бетінің орта радиусы.

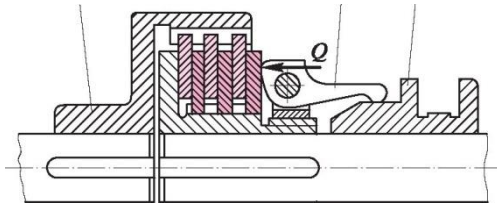
Муфтаны қосу үшін қажет өстік күш,

>

$$f(D + A)$$

39.9, б-сур. показана **конустық үйкелісті** муфтаның схемасы көрсетілген.

Q қысылу өстік күшінің азаюы және берілетін айналдыру моментінің көбеюі үшін үйкеліс бетінің бірнеше жұбы бар **көп тегерікті үйкелісті муфталар** кеңінен қолданылады. (39.10-сур.). Бұл муфтада тегеріктің екі тобы бар: 1 жартылай муфтамен оймакілтек немесе тістері арқылы қосылған *сыртқы* және осы тәсілмен басқа жартылай муфтамен қосылған *ішкі*. Шеткі оң тегерікке басқару механизмінен бұру **3** және **2** тербелетін иінтірегі арқылы Q қысылу күші әрекет.



Автомобильдерде салыстырмалы жақсы ажыратылатын үйкелістің екі бетімен (муфта бір тегеріктен және екі жартылай муфтадан тұрады) тегерікті үйкелісті муфталар кеңінен қолданылады; тракторларда көп тегерікті муфталар кеңінен қолданысқа ие.

Өздігінен әрекет ететін муфталар. Бұл класқа сақтандырғыш, озба және центртепкіш муфталар жатады.

39.11-сур. стандартты жалпы мақсаттағы **жұдырықшалы сақтандырғыш** муфта көрсетілген; одан басқа, **шарикті және үйкелісті көп тегерікті** муфталар стандартталған. Бұл муфталар кез келген кеңістіктік жағдайында 4-тен 400 Н м-ге дейінгі айналдыру моментінің берілісі кезінде жетекті сақтандыруға арналған; біліктің диаметрлері 8-ден 48 мм-ге дейін, рұқсат етілген айналым жиілігі $1\ 600\ \text{мин}^{-1}$ дейін және білік диаметріне байланысты болады.

Кездейсоқ ажыратуды болдырмас үшін сақтандырғыш муфталарын есептеуден асып кететін моменті **шекті айналдыру моменті 25 %**, яғни $T_{\text{тр}} = 1,257r$ бойынша есептейді. Шекті айналдыру моментінің артықшылығы кезінде жартылай муфта ажыратылады. Муфталарды реттеу тоқтатқы тығырығы бар сомынмен жүзеге асырылады.

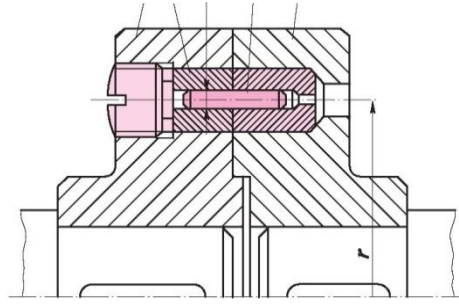
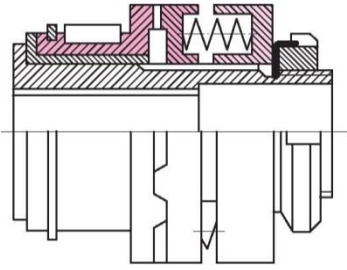
39.12-сур. **зақымдалған элементпен** сақтандырғыш тегерікті муфтаның суреті салынған (қиылма сұққышпен).

Бұл муфтада асқын жүктелуде сұққыш 1 және 2 жартылай муфталарда орнатылған болат шыныққан төлкенің жиектерімен 3 кесіледі. Машина жұмыстарын қалпына келтіру үшін тығынды бұрап алады және зақымдалған сұққышты жаңадан ауыстырады. Кейде муфтада екі қиылма сұққыш қойылады. Сұққышты қиятын F күшін формула бойынша анықтаймыз:

$$F = \frac{T_{\text{тр}}}{r}$$

r

мұндағы $T_{\text{тр}}$ — шекті айналдыру моменті; r — білік өсінен сұққыш өсіне дейінгі арақашықтық. Сұққыштың диаметрі $D_{\text{ш}}$ оны кесіндіге есептеуінен анықталады.



39.13-сур. айналмалы моментін тек бір бағытта беретін **озба муфтаның** жұмыс схемасы көрсетілген (бұл жағдайда сағат тіліне қарай). Муфта құрсамадан 1, жұлдызшадан 2, аунақшалардан немесе шариктерден 3 және аунақшаны тұрақты кедергіде құрсамамен ұстап тұратын әлсіз серіппелі итергіден 4 тұрады.

Жұлдызшаны сағат тілімен айналдыру кезінде үйкеліс күштерінің әсерінен аунақшалар ойықтың тарылу жағына қарай тартылады және сыналаланады, нәтижесінде жұлдызшаның құрсамамен қатты қосылысы қалыптасады. Жұлдызшаны сағат тіліне қарсы айналдыру кезінде (немесе егер құрсама сағат тілімен, жұлдызшаға қарағанда, үлкен жылдамдықта айнала бастаса) жетектің кинематикалық тізбегі автоматты ажырату болады.

Үйкелісті озба муфталар үнсіз болады және жоғары айналу жиілігінде жұмыс істей алады. Олар автомобильдерде, мотоциклдерде, велосипедтерде, станоктарда және т.б. қолданылады. Велосипедте озба муфта дөңгелекке жолда қозғалыссыз басқыда еркін дөңгелеуге және дөңгелекке айналдыру басқыда айналмалы моментін беруге мүмкіндік береді, сондықтан оны **еркін жүріс муфтасы** деп атайды.

Центртепкіш муфталар автоматты қосылыс және белгілі бір айналу жиілігінің нәтижесінде біліктерді ажырату үшін қолданылады. Олардағы күштің көзі – центртепкіш күштер.

Тәжірибеде аралас муфталар жиі қолданылады, мысалы, серпімді муфталардың сақтандырғыш немесе басқаратын үйлесімі.

Муфталарды есептеу. Стандартты және нормаланған муфталар тәжірибеде Т жағдайына байланысты біріктірілген біліктердің диаметрі мен айналмалы моменттің есептеуі каталогтарға сәйкес таңдалады

$$T_p = KT < T_H,$$

мұндағы K — жұмыс режимін және құрылма жауапкершілігін ескеретін **жүктеме коэффициенті**; T — ең ұзақ әрекет етуші айналмалы моменті; T_H — каталогте көрсетілген номиналды айналмалы момент.

Электр қозғалтқышынан жетек үшін қабылдауға болады: тыныш жүктемелер кезінде $K = 1,0 \dots 1,5$; айнымалы жүктемеде $K = 1,5 \dots 2$; соққы және кері қимыл жүктемесінде $K = 2,5 \dots 3$ және тағы басқалар. Үйкелісті муфталар үшін асқын жүктелу коэффициентінің орнына $k = 1,25 \dots 1,5$ ілініс

қоры коэффициенті енгізіледі.

Мысал 39.1. Егер берілетін айналмалы момент $T = 90 \text{ Н} \cdot \text{м}$, сұққыштар саны – біреу, оның материалы – болат 45 беріктік шегімен ығысу кезінде $\tau_b = 390 \text{ МПа}$ болса, сақтандырғыш муфтаның кесінді сұққышының $d_{ш}$ диаметрін анықтаймыз (39.13-сур.). Білік өсінен сұққыш өсіне дейінгі арақашықтық $r = 30 \text{ мм}$. Муфта ауыспалы жүктемеде жұмыс істейді.

Шешуі. $K = 2$ (ауыспалы жүктеме) асқын жүктелу коэффициентін қабылдап, шекті айналмалы моментті анықтаймыз:

$$T_{mp} = 1,25KT = 1,25 \cdot 2 \cdot 90$$

$$F = \frac{T_{mp}}{r} = \frac{225}{0,03} = 7500 \text{ Н.}$$

= 225 Н • м. Әрі қарай сұққышты кесетін F

күшін анықтаймыз:

Кесілген сұққыштың есебінен оның диаметрін

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4F}{\pi\tau_b}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7500}{\pi \cdot 390 \cdot 10^6}} = 0,00494 \text{ м} = 4,94 \text{ мм.}$$

анықтаймыз:

Диаметрі 5 мм сұққышты қолданамыз.

Әдебиеттер тізімі

1. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / под ред. И. Н. Жестковой. — 8-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 2001. — Т. 1. — 920 с. ; Т. 2. — 912 с. ; Т. 3. — 864 с.
2. **Артоболовский И. И.** Теория механизмов и машин / И. И. Артоболовский. — М. : Наука, 1988. — 640 с.
3. **Бать М. И.** Теоретическая механика в примерах и задачах : учеб. пособие : в 2 ч. / М. И. Бать, Г. Д. Джанелидзе, А. С. Кельзон. — М. : Наука, 1984. — Ч. 1. — 512 с. ; Ч. 2. — 644 с.
4. **Беляев Н. М.** Сопrotивление материалов / Н. М. Беляев. — М. : Наука, 1976. — 608 с.

5. **Бутенин Н. В.** Курс теоретической механики : учебник : в 2 ч. / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин. — М. : Наука, 1979. — Ч. 1. — 272 с. ; ч. 2. — 544 с.
6. **Вольмир А. С.** Сопротивление материалов / А. С. Вольмир, Ю. П. Григорьев, А. И. Станкевич. — М. : Дрофа, 2007. — 592 с.
7. **Гернет М. М.** Курс теоретической механики / М. М. Гернет. — М. : Высш. шк., 1973. — 482 с.
8. **Гузенков П. П.** Детали машин / П. П. Гузенков. — М. : Высш. шк., 1986. — 352 с.
9. **Гулиа Н. В.** Детали машин : учебник / Н. В. Гулиа, В. Г. Клоков, С. А. Юрков. — М. : Лань, 2010. — 415 с.
10. **Дарков А. В.** Сопротивление материалов : учебник / А. В. Дарков, Г. С. Шпиро. — М. : Высш. шк., 1975. — 654 с.
11. **Дунаев П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1985. — 416 с.
12. **Куклин Н. Г.** Детали машин : учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. — М. : Высш. шк., 2008. — 408 с.
13. **Мещерский И. В.** Сборник задач по теоретической механике / И. В. Мещерский. — М. : Наука, 1998. — 448 с.
14. **Никитин Н. Н.** Курс теоретической механики / Н. Н. Никитин. — М. : Высш. шк., 1990. — 607 с.
15. **Степин П. А.** Сопротивление материалов / П. А. Степин. — М. : Высш. шк., 1988. — 366 с.
16. **Тарг С. М.** Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг. — М. : Высш. шк., 2010. — 416 с.
17. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. — М. : Изд-во МГТУ, 2005. — 592 с.
18. **Эрдеди А. А.** Детали машин : учебник / А. А. Эрдеди, Н. А. Эрдеди. — 5-е изд., стер. — М. : Издательский центр «Академия», 2012. — 288 с.
19. **Эрдеди А. А.** Теоретическая механика. Сопротивление материалов : учеб. пособие / А. А. Эрдеди, Н. А. Эрдеди. — 13-е изд., стер. — М. : Издательский центр «Академия», 2012. — 320 с.

Алғы сөз

БІРІНШІ БӨЛІМ. ТЕОРИЯЛЫҚ МЕХАНИКА

БІРІНШІ БӨЛІМ. СТАТИКА

1-тарау. Статиканың негізгі ережелері мен аксиомалары.....

1.1. Статиканың негізгі ережелері мен аксиомалары.....

Статиканың негізгі ұғымдары

1.2. Статиканың негізгі аксиомалары

1.3. Үш параллельді емес күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдігі туралы теорема

1.4. байланыстар және байланыс реакциялары. Еркіндік принципі

1.5. Үлестірілген жүктемелер

1.6. қатаю принципі

2-тарау. Ұқсас күштердің жазық жүйесі

2.1. Тепе-теңдіктің теәсерлілігі мен геометриялық жағдайын анықтаудың геометриялық тәсілі

2.2. Координат өсіне күштің түсірімі және тепе-теңдіктің аналитикалық шарттары

3-тарау. Параллель күштердің жазық жүйесі мен күштер моменті

3.1. Бір жаққа бағытталған екі параллель күштің тіркесімі

3.2. Екі әрқелкі антипараллельді күштерді қосу

3.3. Нүктеге қатысты күштер моменті

4-тарау. Жұп күштердің жазық жүйесі

4.1. Жұп күштер мен жұп моменті

4.2. Жұп күштердің негізгі қасиеттері

4.3. Баламалы жұптар

4.4. Тіреуіштер мен арқалық тіреуіш реакциялары

5-тарау. Еркін орналасқан күштердің жазық жүйесі

5.1. Күшті параллельді ауыстыру туралы лемма

5.2. Берілген орталыққа еркін орналастырылған күштердің жазық жүйесін келтіру

5.3. Бас вектор мен басты моменттің қасиеттері

5.4. Еркін орналасқан күштердің жазық жүйесін келтірудің түрлі жағдайлары

5.5. Еркін орналасқан күштердің жазық жүйесі тепе-теңдігінің аналитикалық жағдайлары

6-тарау. Үйкеліс

6.1. Үйкеліс туралы ұғым

6.2. Сырғанау үйкелісі

6.3. Еңкіш жазықтықтағы үйкеліс

6.4. Теңселу үйкелісі

6.5. Аударуға тұрақтылық

7-тарау. Күштердің кеңістік жүйесі

7.1. Ұқсас күштер жүйесі және күштің координат естеріне түсірімдері

7.2. Координаттың үш өсі бойынша күшті жіктеу және ұқсас күштер жүйесінің тепе-теңдік жағдайлары

7.3. Өстерге қатысты күштер моменті

7.4. Еркін орналастырылған күштердің кеңістік жүйесі тепе-теңдігінің аналитикалық жағдайлары

7.5. Өске қатысты теңәсерлі момент туралы теорема (вариньон теоремасы)

8-тарау. Ауырлық орталығы

8.1. Параллель күштердің орталығы

8.2. Ауырлық центрінің орналасуын анықтау

8.3. Ауырлық центрін табудың үш әдісін қарастырайық: симметрия әдісі, бөлектеу әдісі және теріс массалық әдіс

8.4. Кейбір фигуралардың ауырлық центрінің жағдайы

9-тарау. Нүкте кинематикасы

9.1. Кинематиканың негізгі ұғымдары және салыстырмалылық теориясынан кейбір деректер

9.2. Механизмдер мен машиналар теориясының кейбір анықтамалары

9.3. Нүктелер қозғалысын беру тәсілдері

9.4. Нүкте жылдамдығы

9.5. Түзусызықтық қозғалыста нүктенің үдеуі

9.6. Қисықсызықты қозғалыста нүктенің үдеуі

9.7. Қисық сызықтың қисықтығы туралы түсінік

9.8. Жанама және нормал үдеу проекциясы туралы теорема

9.9. Үдеуге байланысты қозғалыс нүктелерінің түрлері

9.10. Жылдамдық проекциялары мен

координаттық өстер үдеуі туралы теоремалар

10-тарау. Қатты дененің қарапайым қозғалысы

10.1. Ілгерілемелі қозғалыс

10.2. Қозғалмайтын өс айналасында айналу

10.3. Айналымалы қозғалыстың түрлі жағдайлары

10.4. Кинематика формулаларын ілгерілемелі және айналымалы қозғалыстар үшін салыстыру

10.5. Айналымалы қозғалысты түрлендіру

11-тарау. Нүктенің кешенді қозғалысы

11.1. Нүктенің күрделі қозғалысы туралы түсінік

11.2. Жылдамдықты қосу туралы теорема

12-тарау. Қатты дененің жазық параллельді қозғалысы

12.1. Жазықпараллельді қозғалыс туралы түсінік

12.2. Лездік жылдамдық орталығы әдісі

12.3. Лездік жылдамдық орталығы әдісінің қасиеттері

12.4. Жазықпараллельді қозғалысты ілгерілемелі және айналымалыға ыдырату

13-тарау. Материалдық нүкте динамикасының негіздері

13.1. Динамика аксиомалары

13.2. Күш әрекетінің тәуелсіздік принципі

Материалдық нүкте қозғалысының дифференциалды теңдеуі

13.3. Горизонт бұрышына тасталған материалдық нүктенің қозғалысы

14-тарау. Кинетостатика негіздері

14.1. Кинетостатика әдісі

14.2. Қисықсызықты қозғалыстағы инерция күші

15-тарау. Жұмыс және қуат

15.1. Жолдың түзусызықты бөлікшесіндегі тұрақты күштің жұмысы

15.2. Жолдың қисықсызықты бөлікшесіндегі ауыспалы күштің жұмысы

15.3. Салмақ күшінің жұмысы туралы теорема

15.4. Айналмалы денеге қолданылған тұрақты күштің жұмысы

15.5. Қуат

15.6. Пайдалы әрекет коэффициенті

16-тарау. Материалдық нүкте динамикасының энергетикалық теоремалары

16.1. Қозғалыс санының өзгерісі туралы теорема

16.2. Кинетикалық энергияның өзгерісі туралы теорема

16.3. Механикалық энергияның сақталу заңы

17-тарау. Материалдық нүктелер жүйесі динамикасының негіздері

17.1. Қатты дененің ілгерілемелі қозғалысының теңдеуі

17.2. Қатты дененің айналмалы қозғалысының теңдеуі

17.3. Қатты дененің кинетикалық энергиясы

17.4. Қатты дененің ілгерілемелі және айналмалы қозғалысының динамика формулаларын салыстыру

17.5. Айналмалы денелер теңгергіштігі туралы түсінік

17.6. Механизмдер туралы кейбір деректер

18-тарау. Материалдар кедергісі

18.1. Материалдар кедергісінің теориялық негіздері

18.2. Негізгі болжамдар мен жорамалдар

18.3. Жүктеме және негізгі деформациялардың түрлері

18.4. Қима әдісі. Кернеу

19-тарау. Созылу мен сығылу

19.1. Кернеулер және созылу мен сығылудың бойлық деформациясы

19.2. Созылу мен сығылу кезіндегі гук заңы

19.3. Созылу мен сығылудың көлденең деформациясы

19.4.

19.5. Созылу деформациясындағы потенциалдық энергия

19.6. Созылу мен сығылуда беріктікті есептеу

19.7. Өз салмағымен созылу

19.8. Статикалық анықталмаған міндеттер

19.9. Жаншылу. Түйіспе кернеу

20-тарау. Ығысу

20.1. Ығысу кернеуі

20.2. Ығысудың беріктігін есептеу

20.3.

20.4. Жанама кернеудің жұптастыру заңы

20.5. Созылудың еңкіш қима кернеуі. Басты кернеулер

21-тарау. Жазық қиманың геометриялық сипаттамасы

21.1. Ауданның статикалық моменті

21.2. Инерцияның полярлық моменті

21.3. Инерцияның өстік моменті

21.4. Өстерді параллель ауыстыру инерция моменті

21.5. Инерцияның негізгі өстері мен негізгі моменттері

22-тарау. Бұралу

22.1. Дөңгелек цилиндрдің бұралуы туралы түсінік

22.2. Бұралудың кернеулері мен деформациялары

22.3. Бұралу беріктігі мен қатандығын есептеу

22.4. Бұралу деформациясының потенциалдық энергиясы

22.5. Цилиндрлік бұранда серіппесін есептеу

23-тарау. Иіліс

23.1. Түзу білеудің таза иілісі туралы түсінік

23.2. Иіліс моменті және көлденең күш

23.3. Дифференциалдық иіліс тәуелділіктері

23.4. Көлденең күштер мен иіліс моменттерінің эпюрасы

23.5. Таза иілістегі нормал кернеулер

23.6. Иілістегі беріктікті есептеу

23.7. Иілістегі жанама кернеулер

23.8. Арқалықтың серпімді сызығы

23.9.

24-тарау. Негізгі деформациялардың терме үйлесі

24.1. Иіліс және созылу немесе сығылу

24.2. Беріктік гипотезасы

24.3. Иіліс және бұралу

25-тарау. Беріктік пен қатандық

25.1. Динамикалық жүктемелерде

Материалдардың қажуға қарсылығы

25.2. Факторлардың төзімділік шегіне ықпалы

25.3. Қажу кедергісінің есептеулері

25.4. Инерциялық және соққы жүктемелер кезіндегі материалдар кедергісі

26-тарау. Бойлық иіліс

26.1. Жалпы мәліметтер

- 26.2. Эйлер мен ясинский формулалары
- 26.3. Түзусызықты сырықтарды тұрақтылық үшін есептеу

Машина бөлшектері мен түзілімі

27-тарау. Машина бөлшектерін жобалаудың негізгі принциптері

27.1. Машиналарды жобалау туралы жалпы мәліметтер

27.2. Машина бөлшектерінің өзара алмастырылуы

27.3. Конструкция технологиялылығы және машина бөлшектерінің үнемділігі

27.4. Жұмысқа қабілеттілік критерийлері және машина бөлшектерінің тозуы

27.5. Конструкциялық машинажасау материалдары туралы қысқаша мәліметтер

28-тарау. Тойтармалы қосылыстар

28.1. Бөлшектердің ажыратылмайтын қосылыстары

28.2. Пісірме қосылыстар

28.3. Желімді және дәнекерленген қосылыстар

29-тарау. Бөлшектердің ажырамалы қосылыстары

29.1. Бұрама қосылыстар туралы жалпы мәліметтер

29.2. Бекіткіш бұрама қосылыстарды есептеу

29.3. Кілтекті қосылыстар

29.4. Оймакілтекті қосылыс

30-тарау. Механикалық беріліс туралы жалпы мәліметтер

31-тарау. Үйкелісті берілістер

31.1. Жалпы мәліметтер

31.2. Цилиндрлік үйкелісті беріліс

31.3. Үйкелісті құбылтқыштар

32-тарау. Белдікті берілістер

32.1. Жалпы мәліметтер

32.2. Жазық белдікті берілістер

32.3. Сынабелдікті берілістер

32.4. Тісті-белдікті берілістер

32.5. Тегерлер мен керу құрылғылары

33-тарау. Тісті берілістер

33.1. Жалпы мәліметтер

33.2. Тісті іліністер теориясының негіздері

33.3. Цилиндрлік тік тісті берілістер

33.4. Цилиндрлік шоғырланған және қисық тісті берілістер

33.5. Материалдар, конструкциялар, цилиндрлік дөңгелектер мен тістердің құрылу әдістері

33.6. Тісті дөңгелектердің жұмысқа жарамдығын анықтайтын критерийлері мен орындайтын жүктемесі

33.7. Цилиндрдік берілістің беріктігін есептеу

33.8. Рұқсат етілген қысымды тексеру

33.9. Конустық тісті беріліс

33.10. Новиковтың ілінісіндегі беріліс

33.11. Цилиндрлік және конустық редукторлар туралы жалпы мәлімет

33.12. Планетарлық беріліс

33.13. Толқынды берілістер

33.14. Тісті берілістерді майлау

34-тарау. Бұрамдық берілістер

34.1. Жалпы мәліметтер

34.2. Бұрамдық берілістердің геометриясы мен кинематикасы

34.3. Бұрамдық іліністегі күштер. Пәк

34.4. Бұрамдық берілістерді есептеу

34.5. Материалдар және рұқсат етілген кернеулер

35-тарау. Тізбекті берілістер

35.1. Жалпы мәліметтер және берілістің бөлшектері

35.2. Берілістердің геометриясы мен кинематикасы

35.3. Тізбекті берілістердің жұмысқа қабілеттілігінің критерийлері мен есептелуі

36-тарау. Бұранда-сомын берілісі

36.1. Жалпы мәліметтер

36.2. Берілістегі күштік арақатынас

36.3. Бұранда-сомын берілісін есептеу

37-тарау. Біліктер және өстер

37.1. Жалпы мәліметтер

37.2. Біліктер мен өстерді есептеу

38-тарау. Біліктер мен өстер тіреуіштері

38.1. Мойынтіректің сырғанауы

38.2. Мойынтіректердің сырғанау жұмысын есептеу

38.3. Мойынбұрғылардың тербелісі

38.4. Мойынтіректерге арналған жабдықтарды таңдау

38.5. Мойынтірек тізбегінің конструкциясы

39-тарау. Механикалық муфталар

39.1. Муфталардың мақсаты мен жіктелуі

39.2. Муфталарды құру және есептеу

Әдебиеттер тізімі

Оқулық басылымы

Эрдеди Алексей Алексеевич,
Эрдеди Наталия Алексеевна

Техникалық механика

Оқулық

3-басылым, стереотипті

Редакторы **М. С. Кубай \Р.Абилхамитқызы**

Техникалық редакторы **Н. И. Горбачева **

Компьютерге енгізу: **Д. В. Федотов **

Корректоры **С. Ю. Свиридова**

Басыл. № 103116576.

Басуға 25.02.2016 ж. қол қойылды.

Пішімі 60 x 90/16.

«Ньютон» гарнитурасы. Офсеттік қағаз

№ 1. Печать офсетная. Шартты баспа табағы 33,0.

Таралымы 1 000 дана.

Тапсырыс №

«Академия» ООО баспа орталығы.

www.academia-moscow.ru 129085, Москва,

Мир даңғылы, 101В, стр. 1.

Тел./факс: (495) 648-0507, 616-00-29.

Санитарлық-эпидемиологиялық қорытынды

25.05.2015.

№ РОСС RU. АЕ51. Н 16679

Идел-Прессте

басылған.

