

Л.И.ВЕРЕИНА, М.М.КРАСНОВ

# ТЕХНИКАЛЫҚ МЕХАНИКА

## ОҚУЛЫҚ

*«Федералды білім беруді дамыту институты»  
Федералды мемлекеттік дербес мекемесі  
«Мехатроника және мобильді робототехника (салалар бойынша)»,  
«Өнеркәсіптік жабдықты монтаждау, техникалық қызмет көрсету  
және жөндеу (салалар бойынша)», «Технологиялық процестер мен  
өндірістерді автоматтандыру құралдарымен жабдықтау (салалар  
бойынша)», «Автомобиль қозғалтқыштарына, жүйелері мен  
агрегаттарына техникалық қызмет көрсету және жөндеу», «Ауыл  
шаруашылығы техникасы мен жабдығын пайдалану және жөндеу»  
мамандықтары бойынша кәсіптік орта білім беру бағдарламаларын  
іске асыратын білім беру ұйымдарының білім беру процесінде  
пайдалануға арналған оқулық ретінде ұсынады*

*Рецензияның тіркеу нөмірі 208,  
2017 ж. 20 маусым, «ФБДИ» ФМДМ*



Мәскеу

«Академия» баспа орталығы

2017

ӘОЖ 624.04(075.32)

КБЖ 30.12я723

В313

Бұл кітап Қазақстан Республикасының Білім және ғылым министрлігі және «Кәсіпқор» холдингі» КЕАК 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, занды мекенжайы: Астана қ., Иманов көш., 19, «Алма-Ата» БО, 809С, телефоны: 8 (7172) 78 79 29, эл. поштасы: info@deg.kz

Рецензиялаушылар:

«ЭНИМС» ААҚ бас директорының орынбасары,  
техн.ғыл.докторы, проф. *Б. И. Чернаков*;

К.Э. Цялковский ат. ММТУ аға оқытушысы  
*Б. И. Архангельский*;

«Мәскеу политехникалық колледжі» КОБ МБМ  
жоғары санаттағы білікті оқытушысы,

КОБ құрметті қызметкері, директордың оқу-тәрбие жұмысы жөніндегі орынбасары  
*Е. Ю. Нетужилкина*

**Вереина Л.И.**

В313 Техникалық механика: кәсіптік орта білім беру мекемелерінің студенттеріне арналған оқулық / Л. И. Вереина, М.М. Краснов. — М.: «Академия» баспа орталығы, 2017. — 352 б.

ISBN 978-601-333-294-9 (каз.)

ISBN 978-5-4468-5740-1 (рус.)

Оқулық техникалық мамандықтар бойынша Федералды мемлекеттік кәсіптік орта білім стандарттарының талаптарына сәйкес дайындалды. Оқу басылымы «Техникалық механика» жалпы кәсіптік пәнін оқу кезінде ТОП-50 тізіміндегі мамандықтар бойынша кәсіптік орта білім бағдарламаларын іске асыру үшін толықтай пайдаланылуы мүмкін.

Теориялық механика, машина материалдарының, бөлшектері мен механизмдерінің кедергісі негіздері баяндалған; есеп-қисап мысалдары берілген. Материалдардың механикалық қасиеттерін және машиналар мен механизмдердің конструкцияларын дамыту үрдістерін өзгертудің негізгі тәсілдері туралы мәліметтер келтірілген.

Кәсіптік орта білім беру мекемелерінің студенттеріне арналған.

ӘОЖ 624.04(075.32)

КБЖ 30.12я723

© Вереина Л.И., Краснов М.М., 2017

© «Академия» білім беру-баспа орталығы, 2017

© Ресімдеу. «Академия» баспа орталығы, 2017

ISBN 978-601-333-294-9 (каз.)

ISBN 978-5-4468-5740-1 (рус.)

Сіздің қолыңыздағы кітапты «Академия» баспа орталығы Федералды мемлекеттік білім беру стандартына (ФМБС) сәйкес еңбек нарығында аса сұранысқа ие, жаңа және перспективалы 50 кәсіп және кәсіптік орта білім мамандықтары бойынша кадрлар даярлаудың кешенді жобасын іске асыру шеңберінде дайындады.

Жоба міндеттерінің бірі кәсіби стандарттарды, заманауи әдістемелер мен технологияларды есепке ала отырып кәсіптік білімнің мазмұнын жаңарту болып табылады. ФМБС әзірлеу кезінде «Жас кәсіпқойлар» (WorldSkills және WorldSkills Russia) чемпионаттарын қоса алғанда, халықаралық кәсіби шеберлік конкурстарының талаптары да есепке алынды.

«Академия» баспа орталығы Ресей Федерациясында КОБ үшін оқу материалдарын шығару бойынша көшбасшы болып табылады. Жиырма жылдан астам уақыттан бері біздің басылымдар студенттерге жұмыс кәсіптері мен мамандықтары бойынша білімдер, дағдылар мен шеберліктер алып шығуға көмектесіп келеді. Заман ағымына ілесіп отырып, баспа орталығы баспа өнімдерін ғана емес, сондай-ақ электронды оқулықтарды, электронды оқу-әдістемелік кешендері мен виртуалды практикумдарды ұсынады.

Оқытудағы соңғы әдістемелер мен үрдістерді есепке ала отырып ақпарат берудің интерактивті түрі — «Академия» баспа орталығының ресей нарығындағы басты ерекшелігі және визит карточкасы.

Біз бұл оқулық студенттерге пайдалы болады, оқытушылардың міндетін жеңілдетеді, сондай-ақ өздері таңдаған салада өсіп-дамуға, жаңа кәсіби шындықтарға жетуге тырысатын мамандарға көмектеседі деп сенеміз.

## Пайдаланылатын негізгі белгілер

F - күш

M - сәт

f - сырғудың үйкеліс коэффициенті

k - шайқалудың үйкеліс коэффициенті

m - масса

v - желілік жылдамдық

a - желілік жеделдету

$\omega$  - бұрыштық жылдамдық

$\varepsilon$  - бұрыштық жеделдету

U - ығысу

A - жұмыс

N - қуат

$\eta$  - пайдалы әсер коэффициенті

J - инерция сәті

-

$\vec{S}$  - күш импульсі

L - қозғалыс санының сәті

T - кинетикалық энергия

$\sigma$  - қалыпты кернеу

$\tau$  - қатысты кернеу

S - көлденең кима ауданы

E - бірінші текті серпінділік модулі

$\mu$  - Пуассон коэффициенті

G - екінші текті серпінділік модулі (қозғалған кездегі серпінділік модулі)

$W_p$  - кедергінің полярлық сәті

$S_s$  - x осіне қатысты статикалық сәт

n - қор коэффициенті

R - цикл ассиметриясы коэффициенті

$\lambda$  - өзектің иілімділігі

HRC - Роквелл бойынша қаттылықтың белгіленуі (С шкаласы)

HB - Бринелль бойынша қаттылықтың белгіленуі

HV - Виккерс бойынша қаттылықтың белгіленуі

t - тізбек қадамы

P - ойма қадамы

i - тарату қатынасы

u - тарату саны

z - тістер саны

$\delta\%$  - үлгі ажыраған кезде салыстырмалы ұзартылу

Механика — көне ғылымдардың бірі. Ол адамзаттың қоршаған орта туралы білімін жинақтауына қарай, көптеген практика сұрауларына дер кезінде жауап бере отырып дамыған. Ежелгі Мысырда пирамидаларды салу кезінде тетіктерді, қиғаш жазықтықтарды, блоктарды пайдаланған. Эмпириялық білімдер механика заңдарын ашуға көмектесті. Ежелде ғылымды салалар бойынша бөлу болмаған, сондықтан механика, философия, жаратылыстану сияқты табиғат және қоғам туралы ілімнің құрамдас бөлігі болып табылды. Тек б.з. дейінгі IV ғасырда ғана жеке ғылымдар жалпы жаратылыстанудан бөліне бастады.

Ғылым ретінде механиканың негізін салған Архимед (шамамен б.з. дейінгі 287 — 212 жж.) деп саналады; ол тетікке салынған күштің тепе-теңдігі, денелердің ауырлық ортасын анықтау туралы міндеттердің нақты шешімін алған.

Өркендеу дәуірінде (XIV—XVI ғғ.) механиканың дамуына атақты итальяндық суретші, ғалым әрі инженер Леонардо да Винчи (1452—1519) ірі үлес қосқан. Ол сырғудың үйкелісін, құлап бара жатқан дененің қозғалысын зерттеді, алғаш рет күш сәті деген ұғымды енгізді.

Николай Коперниктің (1473—1543) ұлы жаңалығының арқасында жаратылыстану ғылымында ірі төңкеріс болды: Птолемейдің геоцентрикалық жүйесінің орнына гелиоцентрикалық әлем жүйесі келді. Коперник ілімінің негізінде И. Кеплер (1571 —1630) ғаламшарлар қозғалысының үш заңын тұжырымдады, кейіннен олар Ньютонның әлемдік тартылыс күшін ашуына әкеп соқты. Динамика негіздерін зерттеу итальяндық Галилео Галилейдің (1564—1642) және ағылшын Исаак Ньютонның (1643—1727) еңбектерінен бастау алады.

XVIII ғ. жалпы классикалық механика принциптері тұжырымдалды. Осы уақыт аралығына қатты дене механикасы, гидромеханика және аспан механикасы саласындағы зерттеулер жатады.

Ресейде 1725 ж. I Петрдің бастамасымен Ресей ғылым академиясы құрылды. Механиканың дамуына академик М.В. Ломоносовтың (1711 — 1765), сондай-ақ Ресей ғылым академиясында 30 жылдан астам еңбек еткен атақты математик, астроном әрі физик, шыққан тегі швейцар, Леонард Эйлердің (1707—1783) еңбектері үлкен ықпал етті. Оның математика, гидромеханика және аспан механикасы саласындағы көптеген еңбектерінің арасында қатты және серпінді дене механикасы бойынша зерттеулерді атап өткен жөн. Эйлер енді ғана жанданып келе жатқан пәндердің —материалдар кедергісі және серпінділік теориясының негізін салды.

XVIII және XIX ғғ. механика саласындағы аса ірі шетелдік ғалымдар Иоганн Бернулли, Даниил Бернулли, Д'Аламбер, Ж.Лагранж болып

табылады. Француз ғалымдары Варинь- он және Пуансоның еңбектерінде динамикамен қатар статика да одан әрі дами бастады.

Механиканың одан әрі дамуында XIX және XX ғғ. отандық ғалымдардың: М.В.Остроградскийдің, П.Л.Чебышевтің, С.В.Ковалевскийдің, А.М.Ляпуновтың, И.В.Мещерскийдің, К.Э.Циолковскийдің, А.Н.Крыловтың, Н.Е.Жуковский и басқаларының жұмыстарының маңызы зор.

Машина жасаудың қазіргі кезде дамуы арнайы міндеттерді шешуді талап етеді. Құрылыстар элементтерінің және машиналар бөлшектерінің мықтылығы мен өзгергіштігі — материалдардың кедергісі туралы ғылым қарқынды дамуда. Зерттеу мәні абсолюттік қатты дененің оған салынған күштің әсерімен қозғалысы болып табылатын теориялық механикаға қарағанда, материалдар кедергісінде деформацияланатын денелердің қасиеттері аса маңызды болып табылатын міндеттер қарастырылады. Сонымен бірге негізгі ережелерді жалпылау нәтижесінде материалдар кедергісі механика бөлімі ретінде қарастырылуы мүмкін, оны деформацияланатын денелер механикасы деп атауға болады.

«Машиналардың бөлшектері» атты курста теориялық механика және материалдардың кедергісі базасында машиналардың жекелеген элементтері мен қарапайым қосылыстарын құрастыру есептері мен принциптерінің ерекшеліктерін зерттейді.

Стандартқа сай «Техникалық механика» өзіне «Теориялық механика», «Материалдардың кедергісі», «Машиналардың бөлшектері мен механизмдері» деген тарауларды қамтиды.

«Теориялық механика» деген 1-тарауда статика, кинематика, динамика негіздері баяндалған және есептерді шешу мысалдары келтірілген.

«Материалдар кедергісінің негіздері» деген 2-тарауда конструкциялар элементтерін есептеудің жалпы принциптері беріледі; қырлы бөренені керіп (қысып), кесіп және умаждап, көлденең бүгіп есептеу мысалдары келтіріледі. Осы тарауда ширыққан күйінің түрлері, мықтылық гипотезалары, бұрау және бүгудің бірлескен әрекеті қарастырылады. Шаршаңқы мықтылық, динамикалық жүктемелер және шыдамдылық шегі туралы ұғымдар беріледі; өзекті осьтік қысу кезіндегі тұрақтылық қарастырылады. Өзекті жүйелердің статикалық белгісіздігін ашу мысалдары келтіріледі.

«Машиналардың бөлшектері мен механизмдері» деген 3-тарауда машиналар бөлшектерінің негізгі қосылыстары, берілістер мен механизмдер қарастырылады; қандай да бір берілістерді пайдалану жөніндегі нұсқаулықтар беріледі; есептеулер мысалдары келтіріледі.

«Материалдардың механикалық қасиеттерінің өзгеруі» деген 4-тарауда студенттердің «Материалтану» курсына алған білімдерін тереңдетуге және кеңейтуге мүмкіндік туғызатын материал берілген.

Әрбір тараудың соңында бақылау сұрақтары келтірілген. Олар студенттерге берілген материалды талдауға және өз білімдерін тексеруге

мүмкіндік береді.

Бұл оқулықта жалпы техникалық мәліметтер мейлінше аз баяндалған, оларды меңгере отырып, жас техник өндірісте өзін сенімді ұстап, шығармашылық еңбекте немесе одан әрі оқуы кезінде өз бетінше шешімдер қабылдай алады.

## ТЕОРИЯЛЫҚ МЕХАНИКА

### 1.1. СТАТИКАНЫҢ НЕГІЗГІ ҰҒЫМДАРЫ ЖӘНЕ АКСИОМАЛАРЫ

**Теориялық механика** — бұл денелердің механикалық қозғалысын зерттейтін және осы қозғалыстың жалпы заңдарын белгілейтін ғылым. Теориялық механика статика, кинематика және динамика деп бөлінеді.

**Статика** — бұл теориялық механика бөлімі, онда материалдық нүктелерге әсер ететін күш тепе-теңдігін келтіру заңдары мен шарттары зерттеледі. Табиғатта кездесетін материалдық денелер қандай да бір шамада салынған күштің әсерімен деформациялану, яғни оларды түзетін бөлшектерінің өзара орналасуының өзгеруі салдарынан пішінін өзгерту қабілетіне ие. Алайда көптеген қатты денелерде (металдардан, ағаштан дайындалған) қалыпты жағдайларда бұл деформациялар елеусіз ғана. Оларды есепке алу тиісті конструкциялардың мықтылығы мәселесін қарастыру кезінде ғана практикалық мәнге ие болады, бұл «Материалдардың кедергісі» пәнін зерттеу мәні болып табылады. Жалпы тепе-теңдік шарттарын қарастырған кезде көптеген қатты денелердің бірінші жақындасуда деформациялануын елемеуге болады. Осыған байланысты механикаға «абсолютті қатты дене» деген ұғым енгізіледі.

**Абсолютті қатты дене** деп оның кез келген екі нүктесі арасындағы қашықтық әрдайым өзгеріссіз қалатын денені атайды. 1.1-суретте қашықтығы  $AB = \text{const}$  құрайтын дене көрсетілген.

Статикада біз барлық денелерді абсолютті қатты денелер ретінде қарастырамыз, бұдан әрі оларды қысқа болу үшін қатты денелер немесе жай ғана денелер деп атаймыз.

Статикадағы енді бір негізгі ұғым күш ұғымы болып табылады. **Күш** деп бір денелердің екіншілеріне механикалық әсерін білдіретін векторлық шаманы атайды. Механикалық әсер дегеніміз не?



**Механикалық әсер** деп нәтижесінде осы денелердің уақыт өте келе кеңістікте өзара орнының өзгеруі (механикалық қозғалыс) немесе осы денелердің бөлшектерінің өзара орнының өзгеруі (деформациялануы) орын алатын өзара әрекеттесуі аталады. Мысалы, бөлшектерді штамптау кезінде жоғарғы штамп, құлап бара жатып, төменгі штамппен өзара әрекеттесу нәтижесінде тоқтайды. Егер олардың арасына әзірлемені қойса, онда мұндай өзара әрекеттесу нәтижесінде әзірлеменің деформациялануы орын алады.

Сонымен, векторлық шама ретіндегі күш  $F$  модулі  $F$ ,  $A$  қосымшасының нүктесі және бағыты (күштің әсер ету сызығы) болады (1.2-сурет). Күш векторы  $F$  координат осіне проекциясы былайша айқындалады:

$O_x$  осіне

$$F_x = F \cos \alpha;$$

$O_y$  осіне

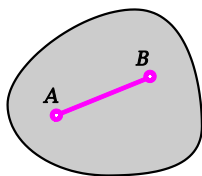
$$F_y = F \cos \beta.$$

Вектор модулі  $F$ , яғни күштің мәні Пифагор теоремасы бойынша айқындалады:

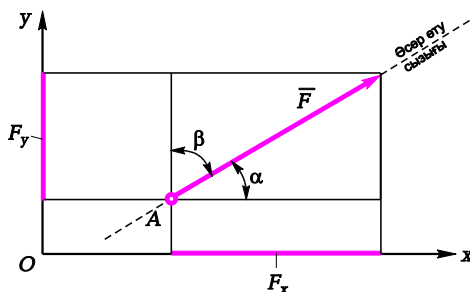
$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}.$$

Келесі анықтамаларды енгіземіз.

**Материалдық нүкте** деп оның мөлшерлерін осы дененің барлық массасын ойша нүктеге шоғырландыра отырып елемуге болатын абсолютті қатты дене аталады. Мысалы, ғаламшарды айнала спутниктің қозғалысын материалды нүктенің қозғалысы ретінде қарастыруға болады, себебі спутниктің мөлшерлері ғаламшар мөлшерлерімен салыстырғанда азғантай ғана.



1.1-сурет



1.2-сурет.

**Күштер жүйесі** деп осы денеге әсер ететін бірнеше күштер жиынтығы аталады.

Егер бір ғана қатты денеге әсер ете отырып, олар бірдей механикалық әсер шығарса, екі жүйе **балама** жүйелер деп аталады.

Денеге басқа материалдық денелер тарапынан әсер ететін күштер **сыртқы күштер** деп аталады. Бұл дененің бөліктеріне осы дененің басқа бөліктері тарапынан әсер ететін күштер **ішкі күштер** деп аталады.

Осы күштер жүйесінің еркін дене тыныштықта болса, онда мұндай күштер жүйесі **бірқалыпты**, немесе **нөлге балама жүйе** деп аталады.

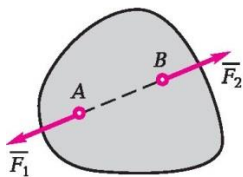
Егер күштер жүйесі бір күшке балама болса, онда бұл жүйе **бірдей әсер етуші** күштер жүйесі деп аталады.

Қандай да бір нүктеде денеге салынған күш **шоғырланған** күш деп аталады. Дене бетінің белгілі бір бөлігіне әсер ететін күшті **бөлінген** деп атайды.

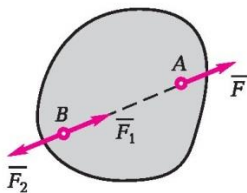
Статиканың барлық теоремалары мен теңдеулері математикалық дәлелдеулерсіз қабылданатын және аксиомалар деп аталатын бірнеше бастапқы ережелерге негізделеді. Статика аксиомалары адамзаттың жинақтаған білімдер нәтижесін білдіреді және объективті процестерді көрсетеді. Бұл аксиомалардың әділдігі көптеген тәжірибелермен және бақылаулармен расталады.

**1-аксиома.** Еркін абсолютті қатты денеге әсер ететін екі күш ( $F_1$  және  $F_2$ ) олар модуль бойынша тең болған кезде және бір сызықты бойлай қарама-қарсы жақтарға бағытталған кезде ғана тепе-теңдікте болады (1.3-сурет).

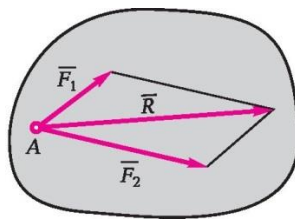
**2-аксиома.** Егер оған теңдестірілген күштер жүйесін қосса немесе одан алып тастаса, бұл күштер жүйесінің абсолютті қатты денеге әсері өзгермейді.



1.3-сурет



1.4-сурет



1.5-сурет

1 және 2 аксиомалардың **салдары**: абсолютті қатты денеге әсер ететін күш салу нүктесін оның әсер ету сызығын бойлай дененің кез келген басқа нүктесіне ауыстыруға болады. А нүктесінде қатты денеге қарай күш  $F$  салынды деп болжамдап көрейік (1.4-сурет). В нүктесінде модулі бойынша күшке  $F$  тең және оның әсер ету сызығы бойынша қарама-қарсы жақтарға бағытталған екі күш  $F_1$  және  $F_2$  саламыз. 2-аксиома бойынша  $F$  және  $F_2$  күштерінің теңестірілген жүйесін алып тастаймыз. Нәтижесінде денеге енді  $F$  күшіне тең, бірақ В нүктесінде салынған  $F_1$  күші әсер етеді.

**3-аксиома.** Денеге бір нүктеде салынған екі күш осы күштерге жан-жағынан салынған параллелограмм диагоналі болып табылатын бірдей әсер ететін күшке ие болады.  $R$  векторы (1.5-сурет)  $F_1$  және  $F_2$  векторларының геометриялық сомасын білдіреді:

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2.$$

3-аксиомаға сүйенсек, бір нүктеде салынған екі күштің бірдей әсер етушісі олардың геометриялық сомасына тең және дәл сол нүктеде салынған.

**4-аксиома.** Екі материалдық дене бір-біріне шамасы бойынша тең және қарама-қарсы бағытталған күштермен әсер етеді. Мұндай күштер жүйесі бірқалыпты болып табылмайды, себебі күштер әртүрлі денелерге салынған.

**5-аксиома.** Егер деформацияланатын дене осы күштер жүйесінің әсерімен тепе-теңдікте болса, онда егер дене абсолютті қатты болса тепе-теңдік бұзылмайды.

Бұл аксиома қатаю аксиомасы деп аталады. 5-аксиомаға сүйенсек, бұл шарт абсолютті қатты дене үшін де, деформацияланатын дене үшін де қажетті бола тұра, соңғысы үшін жеткілікті болып табылмайды. Бұл оқулықтың 2-тарауында деформацияланатын денелер тепе-теңдігінің жеткіліктігі қарастырылады.

## 1.2.

### БАЙЛАНЫСТАР ЖӘНЕ ОЛАРДЫҢ ӘСЕРЛЕРІ

Кеңістікте кел келген орын ауыстыра алатын дене **еркін** деп аталады. Еркін дененің мысалдары әуеде ұшатын ұшақ немесе снаряд бола алады. Әртүрлі құрылыстар мен конструкцияларда біз әдетте орнын ауыстыруына шектеулер қойылған денелермен кездесеміз. Мұндай денелер **еркін емес денелер** деп аталады. Қатты дененің қозғалыс еркіндігін шектейтін дене оған қатысты **байланыс** болып табылады. Егер денеге салынған күштер оны қандай да бір бағытта жылжытуға талпынса, ал байланыс мұндай орын ауыстыруға кедергі келтірсе, онда дене байланысқа **байланысқа**

**қысым жасау күшімен** әсер ететін болады. 4-аксиома бойынша байланыс денеге дәл сондай күшпен, бірақ қарама-қарсы бағытталған күшпен әсер етеді. Бұл байланыс қандай да бір орын ауыстыруға кедергі келтіре отырып, денеге әсер ететін күш байланыстың **әсер ету күші** деп аталады.

Баяндалғанға сүйенсек, қатты дененің байланыстан **босатылу принципі** немесе **байланыс аксиомасы**: небір бос емес денені (1.6-сурет, а) егер денеге салынған байланысты ойша алып тастап, олардың орнына осы байланыстардың әсерлерін салса еркін дене ретінде қарастыруға болады (1.6-сурет, б).

Денеге әсер ететін күштерді берілген, немесе белсенді күштерге және байланыстар әсеріне немесе пассивті күштерге бөлеміз.

**Белсенді күштер** әрбір күштің модулі мен бағыты алдын ала белгілі және сол денеге салынған басқа күштердің әсеріне тәуелді болмайтындығымен сипатталады. Белсенді күштердің мысалдары адамның бұлшықет күші, ауырлық күші, сығылған серіппенің күші бола алады.

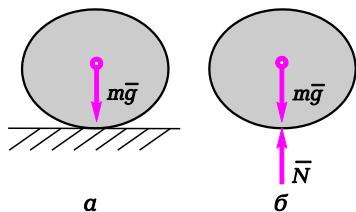
Тыныш тұрған денеге байланыстың әсері бұл дене белсенді күштердің әсерінен байланысқа қысым көрсететін жағдайда ғана туындайды, сондықтан олар **пассивті күштер** деп аталады. Байланыс аксиомасы бойынша байланыс әсері дененің орын ауыстыруына жол бермейтін қарама-қарсы жаққа бағытталған. Демек, егер байланыс қай бағытта қатты дененің орын ауыстыруына кедергі келтіретіні белгілі болса, онда байланыс әсерінің бағыты да белгілі.

Өте жиі кездесетін байланыс типтерін қарастырайық.

1. **Тегіс бет немесе жазықтық.** Тегіс деп алғашқы жақындағанда үйкелісді елемеуге болатын бетті атаймыз. Тегіс бет түріндегі байланыс денеге бір ғана бағытта – осы бетке перпендикуляр қозғалуына жол бермейді. Сондықтан тегіс бет әсері  $N$  осы бетке нормаль бойынша бағытталған және жанасу нүктесінде денеге қоса тіркелген (1.6-сурет, б).

1.6, б суретте дене байланыстан босатылған күйінде бейнеленген. Бұдан әрі еркін емес дененің тепе-теңдігін қарастыру кезінде байланыс әсерін оның суретін қайта салмай, 1.7-суретте көрсетілгендей бейнелейміз. Бұл суретте байланыстар тегіс дөңесті (1.7-сурет, а) және ойысты (1.7-сурет, в) беттер түрінде, ал 1.7-суретте, б және 1.8, б, в — тегіс жазық бет түрінде көрсетілген.

2. **Тегіс тірек.** Тегіс тірек түрінде жүзеге асырылған байланыс денеге

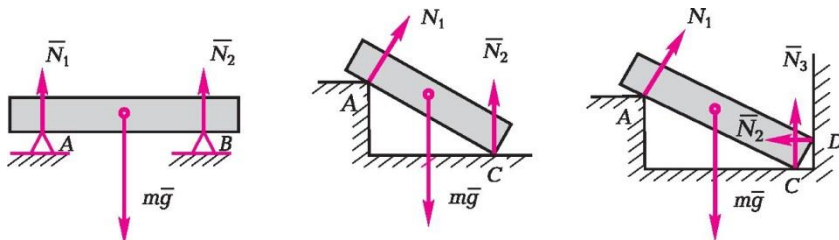


тірек нүктесіндегі дене бетіне перпендикуляр бағытта орын ауыстыруына жол бермейді (1.8-сурет). Тегіс тіректің әсері нормаль бойынша сүйенетін бетке бағытталғаны және  $A$ ,  $B$ ,  $C$  және  $D$  жанасу нүктелерінде денеге берілгені көрініп тұр.

3. **Жип.** Илімді жіп түрінде жүзеге асырылатын байланыс (1.9-сурет) денеге

1.6-сурет

$A$  қосылған салмақ нүктесінен ажырауға мүмкіндік бермейді, сондықтан  $T$  байланыс әсері әрдайым жіпті бойлай

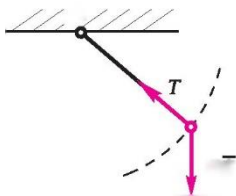


1.8-сурет

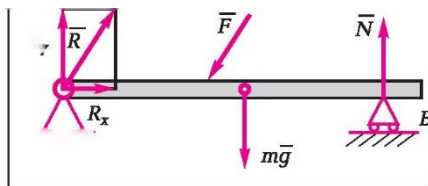
оны бекіту нүктесіне бағытталған.

4. **Цилиндрлі топса.** 1.10-суретте біліктің қозғалмайтын тірегі бейнеленген, оның осі сызба жазықтығына перпендикуляр  $A$  топсасы арқылы өтеді. Цилиндрлі  $A$  топсасы біліктің айналуына жол береді, бірақ оның  $xOy$  жазықтығында орын ауыстыруына кедергі келтіреді, сондықтан цилиндрлі  $R$  топсасының әсері ықтимал айналу осіне перпендикуляр жазықтықта орналасқан және оның бағытын  $Ox$  және  $Oy$  осіндегі екі өзара перпендикуляр проекциясын айқындайды.

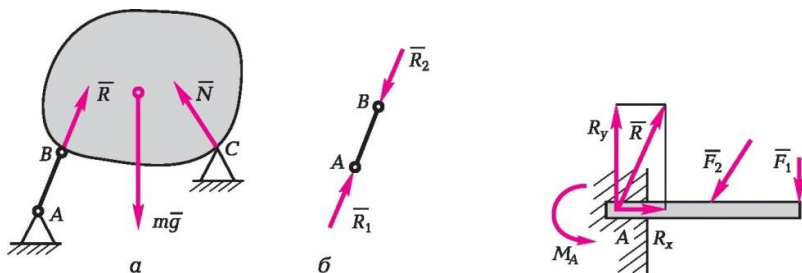
5. **Салмақсыз өзек.** Денеге топсамен бекітілген (1.11-сурет, а) қатты салмақсыз (оның массасын елемейді) өзек  $A$  және  $B$  топсаларында салынған екі күштің ғана әсерін сезінеді (1.11-сурет, б). Тегіс конструкция сияқты,  $AB$  өзегі тепе-теңдікте болады. Егер өзек екі күштің әсерінен тепе-теңдікте болса, онда статиканың 1-аксиомасына сәйкес бұл күштер модуль бойынша тең, алайда бір әсер сызығы бойынша қарама-қарсы бағытталуы тиіс, яғни  $R_1 = -R_2$ , ал олардың модульдері  $R_1 = R_2 = R$ . Жіпке қарағанда өзек не



1.9-сурет



1.10-сурет



1.11-сурет

қысылуды (1.11-сурет, б), не созылуды сезініп, денеге екі бағытта әсер етуі мүмкін.

6. **Қатты бітеу.** Бітеу (1.12-сурет)  $Ox$  және  $Oy$  осьтерін бойлай кез келген ығысу мүмкіндігін, сондай-ақ  $xOy$  жазықтығында бұрылуды жоққа шығарады, сондықтан мұндай байланысты  $R$  реакциясымен (немесе оның  $R_x$  және  $R_y$  проекцияларымен) және  $M_A$  бітеуіндегі сәтпен алмастырады.

### 1.3. ТЕГІС КҮШТЕР ЖҮЙЕСІ

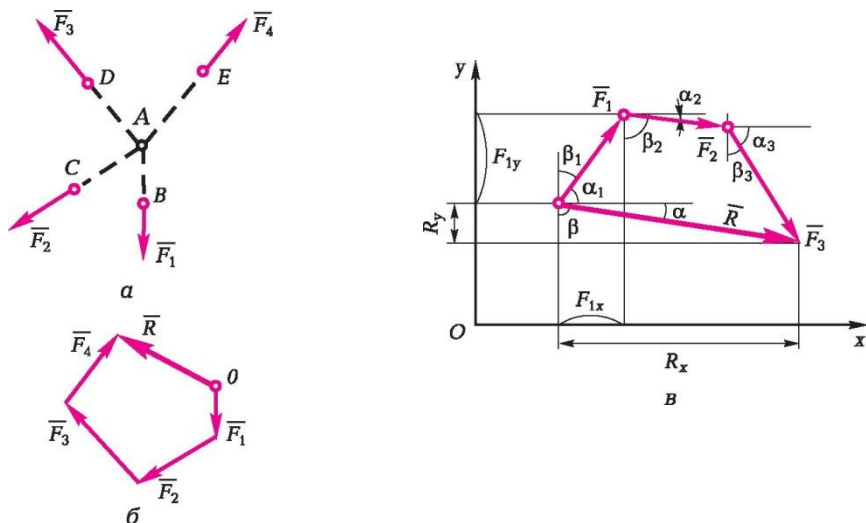
Әсер ету сызықтары бір жазықтықта орналасқан күштер жүйесі *тегіс* күштер жүйесі деп аталады.

Тегіс жүйені өздігінен орналасқан күштер, күш жұптары және бір нүктеде үйлесетін күштер түзуі мүмкін. Үйлесетін күштер жүйесінің тепендігін қарастырайық.

**Үйлесетін күштер** деп әсер ету сызықтары бір нүктеде қиылысатын күштерді атайды (1.13-сурет, а). Үйлесетін күштерді қосудың екі тәсілі бар: геометриялық (1.13-сурет, б) және талдамалық (1.13-сурет, в).

**Үйлесетін күштерді қосудың геометриялық тәсілі.** Туынды нүктеден  $O$  күшке  $F_1$  тең вектор жүргіземіз;  $F_1$  ұшынан  $F_2$  күшіне тең вектор жүргіземіз т.с.с. (1.13-сурет, а, б). Одан кейін,  $F_1$  векторының басын соңғы  $F_4$  ұшымен қоса отырып, барлық күштің бірдей әсер етуші күшін аламыз. Салынған фигура **күштік көпбұрыш** деп аталады.

**Үйлесетін күштерді үйлестірудің талдамалық тәсілі.** Координаттар осінде  $F_1 + F_2 + F_3 = R$  векторлық теңдігін проекциялай отырып (1.13-сурет, в), екі алгебралық теңдік аламыз:



1.12-сурет

$$F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} = R_x;$$

$$F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} = R_y.$$

немесе

$$F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 + F_3 \cos \alpha_3 = R \cos \alpha;$$

$$F_1 \cos \beta_1 + F_2 \cos \beta_2 + F_3 \cos \beta_3 = R \cos \beta.$$

Осы жерден барлық үйлесетін күштердің бірдей әсер етушісінің мәнін

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

және  $R$  векторының бағытын анықтап аламыз.

$$\cos \alpha = \frac{R_x}{R}; \cos \beta = \frac{R_y}{R}.$$

Үйлесетін күштер жүйесінің тепе-теңдік шарты бірдей әсер етуші  $R$  модулінің нөлге теңдігі болып табылады, яғни күштік көпбұрыш жабық болуы тиіс (геометриялық қосу тәсілімен) немесе координат осіне бірдей әсер етуші күш проекциясы нөлге тең болуы тиіс ( $R_x = R_y = 0$ ) (талдамалық тәсіл кезінде). Осы жерден үйлесетін күштердің тегіс жүйесі үшін екі тепе-теңдік теңдеуін аламыз

$$\sum F_{ix} = 0; \sum F_{iy} = 0.$$

Демек,

үйлесетін күштер жүйесінің тепе-теңдігі үшін координат осьтерінің әрқайсысына барлық күштер проекциясының сомасы нөлге тең болуы қажет және жеткілікті.

### 1.1-мысал

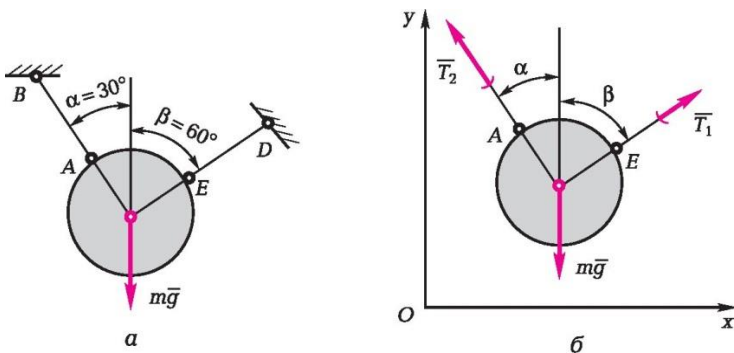
Салмағы 5 Н денені тепе-теңдікте ұстап тұратын жіптің тартылуын анықтау (1.14-сурет, а).

Шешуі.

Статика есептерін шешу кезінде белгілі бір жүйелілікті ұстанған жөн. Бұл мысалда осындай типтегі есептерді шешу тәртібі толығырақ баяндалған.

1. Конструкцияның схемалық сызбасын жасау. Тепе-теңдігін қарастыру қажет объектіні (торап, өзек немесе қатты дене) таңдау қажет, оның үстіне ізделіп жатқан және берілген шамалар онымен байланысты болуы тиіс (салмағы,  $a$  және  $b$  бұрыштары) және ізделіп отырған шамалар (жіптердің тартылуы) салмағы 5 Н денемен байланысты, яғни ол тепе-теңдік объектісі болып табылады.





1.14-сурет

2. Байланыстардан босатылу және қарастырылатын тепе-теңдік объектісіне барлық белсенді және пассив күштерді салу. Есепті шешудің бұл кезеңіне аса мұқият қараған жөн. Статикада зерттелетін тепе-теңдік теңдеулері еркін денелер үшін ғана келтіріледі, сондықтан соңғыларынан босатқан кезде қандай байланыс реакциясын сызбаға қою қажеттігін жақсылап ойланып алған жөн.

Бұл жағдайда  $AB$  және  $ED$  жіптері байланыстар болып табылады. Байланыстардан босатқан кезде оларды сәйкесінше  $T_2$  және  $T_1$  жіптерінің тартылуымен алмастырамыз (1.14-сурет, б).

3. Алынған күштер жүйесін талдау. Дене тегіс үйлесетін күштер әсерімен тепе-теңдікте болады (олардың әсер ету сызықтары шар ортасында қиысады). Мұндай күштер жүйесі үшін екі тепе-теңдік теңдеуін жазып алуға болады. Осы теңдеулердегі белгісіздер саны да екіге тең, демек, есеп статикалық тұрғыдан айқындалады.

4. Тепе-теңдік шарттарын векторлық (графикалық) немесе талдамалық нысанда жазу. Белгісіз шамаларды табу.

Бұл есепте талдамалық шешу әдісін пайдаланамыз. Тегіс үйлесетін күштер жүйесінің тепе-теңдік теңдеулерін жазамыз:

$$\sum_{t=1}^3 F_{tx} = 0; \sum_{t=1}^3 F_{ty} = 0;$$

$$-T_2 \cos 60^\circ + T_1 \cos 30^\circ = 0;$$

$$T_2 \cos 30^\circ + T_1 \cos 60^\circ - mg = 0.$$

Алынған теңдеулер жүйесін шешіп алып, жіптердің тартылуын есептейміз:

$$T_1 = 2,5 \text{ Н}; T_2 = 4,34 \text{ Н}.$$

## Нүктеге қатысты күш сәті

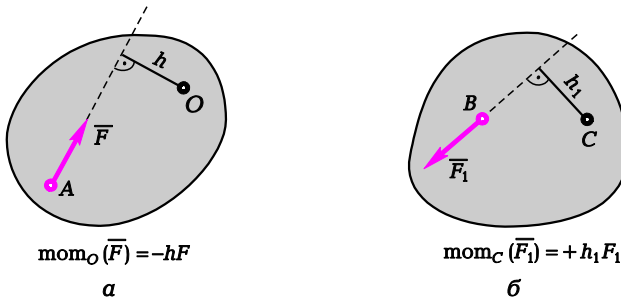
Денеге әсер ететін күш оны оны үдемелі ығыстырып қана қоймайды, сонымен бірге қандай да бір нүктені айналдыра бұра алады.  $A$  нүктесіне салынған  $F$  күші  $O$  нүктесін айнала денені бұруға тырысса да (1.15-сурет). Күшке оның әсер ету сызық бойынша ығысуға болғандықтан, бұл күштің айналу тиімділігі бұл күш қандай нүктеге салынғанына байланысты емес,  $O$  нүктесінен күштің әсер ету сызығына дейінгі  $h$  қашықтығымен айқындалады.

$O$  кейбір ортасына қатысты  $F$  күшінің сәті  $O$  нүктесінен күштің әсер ету сызығына дейінгі қысқа қашықтыққа күш салуға тең және тиісті таңбамен алынған шама. «+» таңбасы денені  $O$  нүктесін айнала сағат тілінің жүрісіне қарсы айналдыруға тырысатын күш сәтіне сәйкес келеді, ал «-» таңбасы — егер күш денені сағат тілінің қозғалысы бағытымен айналдыруға тырысса. Егер күштің әсер ету сызығы нүкте арқылы өтсе, онда осы нүктеге қатысты күш сәті нөлге тең.

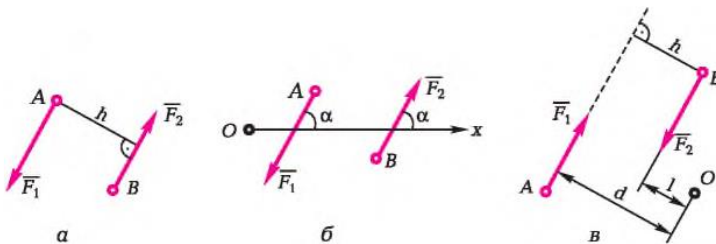
$O$  нүктесінен  $F$  күшінің әсер ету сызығына түсірілген перпендикуляр оның  $O$  ортасына қатысты иығы деп аталады.

Модуль бойынша тең, денеге салынған параллель және қарама-қарсы бағытталған екі күш жүйесі (1.16-сурет, а) **күштер жұбы** деп аталады.

**$h$  жұбының иығы** (1.16-суретті қараңыз, а) деп жұп құратын күштердің әсер етуші сызықтарының арасындағы ең қысқа қашықтық аталады. **Күштер жұбының сәті** «+» немесе «-» таңбасымен алынған күштердің бірінің модулін жұп иығына түзілуі аталады.



1.15-сурет



1.16-сурет

**Күштер жұбының қасиеттері.** 1. Жұп құратын кез келген күштер өсіне проекциялар сомасы нөлге тең (1.16-сурет, б):

$$F_2 \cos \alpha - F_1 \cos \alpha = 0.$$

Демек, күштер жұбын бірдей әсер етушімен алмастыруға болмайды.

**1.2-мысал**

$F_1 = F_2 = F$  ескере отырып,  $F_1$  және  $F_2$  күштер жұбы сәтін есептеп шығару (1.16-сурет, а және в).

Шешуі.

1.16-суретте, а берілген  $F_1$  және  $F_2$  күштер жұбы сәті:

$$\text{mom}(\vec{F}_1, \vec{F}_2) = +F_1 h = +Fh.$$

1.16-суретте, в берілген  $F_1$  және  $F_2$  күштер жұбы сәті:

$$\text{mom}(\vec{F}_1, \vec{F}_2) = -F_1 h = -Fh.$$

2. Жұп орналасқан кез келген жазықтық нүктесіне қатысты жұп түзетін күш сәттерінің сомасы жұп сәтіне тең болады (1.16-суретті қараңыз, в):

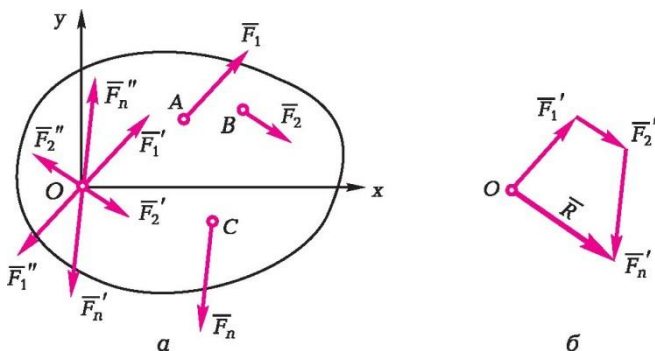
$$\text{mom}_O(\vec{F}_1) = -F_1 d = -Fd;$$

$$\text{mom}_O(\vec{F}_2) = +F_2 l = +Fl;$$

$$\text{mom}_O(\vec{F}_1) + \text{mom}_O(\vec{F}_2) = -Fd + Fl = -(d - l)F = -Fh.$$

### Тегіс күштер жүйесін берілген ортаға келтіру

Қатты денеге  $F_1, F_2, \dots, F_n$  күштер жүйесі әсер етсін (1.17-сурет, а).



1.17-сурет

$O$  нүктесінде теңестірілген екі күш саламыз, олардың бірі мынаған тең әрі параллель болады:  $F_1 = F_1, \dots, F'_n = F_n$ , ал екіншісі — тең, бірақ қарама-қарсы жаққа бағытталады:

$$F_1'' = -F_1, \dots, F_n'' = -F_n.$$

Енді денеге  $F_1, F_2$  үйлесетін күштер жүйесі,  $F_1', F_2', \dots, F_n'$  және  $m_1 = \text{mom}(F_1 F_1''), m_2 = \text{mom}(F_2 F_2''), \dots, m_n = \text{mom}(F_n F_n'')$ , сәттерімен күш жұптары жүйесі әсер етеді. Үйлесетін күштер жүйесін бірдей әсер етушімен алмастырамыз (1.17-сурет, б):  $R = F_1 + F_2 + \dots + F_n'$ , немесе ( $F_1 = F_1$  теңдігінен шығатын және т.б.)  $R = F_1 + F_2 + \dots + F_n$ . Күштер жұбының екінші қасиетіне сәйкес барлық жұп сәттерінің алгебралық сомасын табамыз:

$$M_O = m_1 + m_2 + \dots + m_n.$$

Осы өзгерістердің нәтижесі Пуансо леммесінде тұжырымдалған:

Туынды тегіс күштер жүйесін өздігінен тандалған ортаға салынған барлық күштердің геометриялық сомасына тең бір күшпен және қосылған жұптар сәттерінің алгебралық сомасына тең сәтпен алмастыруға болады.

Келтіру нәтижесінде алынған  $R$  күші *нәтиже беретін күш* (ол берілген күштер жүйесі үшін бірдей әсер етуші болып табылмайды, себебі олардың күшін алмастырмайды), ал  $M_O$  — *нәтиже беретін сәт* деп аталады.

Келесі анықтамалар қабылданды.

1.  $O$  нүктесі *келтіру ортасы* деп аталады.
2. Барлық күштердің геометриялық сомасына тең  $R$  векторы *басты вектор* деп аталады. Оның мәні келтіру ортасын таңдауға тәуелді емес, яғни  $R$  — өзгермейтін шама.
3. Қосылған жұптар сәттерінің алгебралық сомасына тең  $M_O$  сәті *басты сәт* деп аталады; оның мәні келтіру ортасын таңдауға байланысты болады.

## Жеке келтіру жағдайлары

1.  $R = 0, M_O \neq 0$  — күштер жүйесі келтіру ортасына қатысты барлық күш сәттерінің алгебралық сомасына тең сәті бар жұпқа келтіріледі. Бұл жағдайда басты сәт келтіру ортасына байланысты болмайды.

2.  $R = 0, M_O \neq 0$  — жүйе  $O$  нүктесіне салынған бірдей әсер етуші бір күшке келтіріледі; басты вектор бұл жағдайда бірдей әсер етуші болып табылады, себебі ол бір өзі қолданыстағы күштер жиынтығын алмастырады.

3.  $R = 0, M_O \neq 0$  — мұндай күштер жүйесі бұрынғысынан  $d = M_O/R$  қашықтықта орналасқан жаңа келтіру ортасына салынған бірдей әсер етуші бір күшпен алмастырылуы мүмкін.

4.  $R = 0, M_O \neq 0$  — тегіс күштер жүйесі тепе-теңдікте орналасады.

### Тегіс күштер жүйесі тепе-теңдігінің талдамалық шарттары.

Қажетгі және жеткілікті тепе-теңдік шарттары  $R = 0$  және  $M_O = 0$  болып табылады. Координаттар осіне  $R$  векторын проекциялай отырып, мынаны аламыз

$$R_x = 0 \quad \text{және} \quad R_y = 0, \quad \text{өйткені} \quad R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}.$$
$$R_x = \sum_{i=1}^n F_{ix} \quad \text{және} \quad R_y = \sum_{i=1}^n F_{iy},$$

біле тұра, туынды тегіс күштер жүйесінің тепе-теңдік шарттарын аламыз:

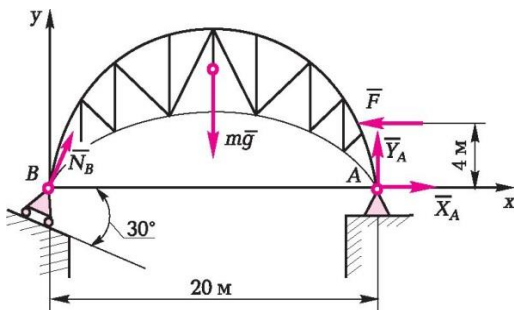
$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad \sum_{i=1}^n \text{mom}_O(\bar{F}_i) = 0.$$

Бұл теңдеулерді жиі **тепе-теңдіктің негізгі теңдеулері** деп атайды. Күштердің орналасуына қарай кейде сәттердің екі теңдеуі және проекциялардың бір теңдеуі түрінде тепе-теңдік шарттарын құру орынды:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad \sum_{i=1}^n \text{mom}_A(\bar{F}_i) = 0; \quad \sum_{i=1}^n \text{mom}_B(\bar{F}_i) = 0.$$

Бұл жағдайда  $Ox$  осі  $AB$  перпендикуляр болмауы тиіс.

Бір түзу сызықта жатпаған  $A, B$  және  $C$  үш нүктесіне қатысты сәттердің үш теңдеуі түріндегі тепе-теңдік теңдеулерін жазып алуға болады:



1.18-сурет

$$\sum_{i=1}^n \text{mom}_A(\bar{F}_i) = 0; \sum_{i=1}^n \text{mom}_B(\bar{F}_i) = 0; \sum_{i=1}^n \text{mom}_O(\bar{F}_i) = 0.$$

### 1.3-мысал

Фермаға салмағы 100 кН күші  $F = 20$  кН жел әсер етті. Тіректер реакциясын анықтау.

Шешуі.

1. Тепе-теңдік объектісі ретінде ферманы таңдаймыз.

2. Байланыстардан босаймыз және олардың әсерін реакциялармен алмастырамыз (1.18-сурет).

3. Алынған күштер жүйесін талдау нәтижесінде ферманың туынды тегіс күштер жүйесінің әсерінен тепе-теңдікте тұрғанын анықтаймыз. Демек, тепе-теңдіктің үш теңдеуі бар.  $N_B$ ,  $X_A$  және  $Y_A$  ізделіп жатқан белгісіз шамалар санын теңдеулер санымен салыстыра отырып, жүйе статикалық тұрғыда айқындалады деген қорытынды жасаймыз.

4. Нақты есеп үшін тепе-теңдік теңдеулерін жазып аламыз:

$$\sum_{i=1}^5 F_{ix} = 0; N_B \cos 60^\circ + X_A - 20 = 0;$$

$$\sum_{i=1}^5 F_{iy} = 0; N_B \cos 30^\circ + Y_A - 100 = 0;$$

$$\sum_{i=1}^5 \text{mom}_B(F_i) = 0; -100 \cdot 10 + Y_A - 20 = 0.$$

5. Алынған теңдеулер жүйесін шеше отырып мынаны айқындаймыз:

$$Y_A = 46 \text{ кН}, N_B = 62,4 \text{ кН}; X_A = -11,2 \text{ кН}.$$

$X_A$  реакциясының теріс мәні оның бағыты суретте қабылданғанға қарама-қарсы дегенді білдіреді.

Бір дененің екіншісінің бетімен жанасу жазықтығында қозғалуы кезінде осы денелердің сырғуына қатысты кедергі күші туындайтыны бұрыннан белгілі. Алғашқы болып үйкеліс құбылысын Леонардо да Винчи зерттеген. Ол байланысты болатын барлық факторларды есепке ала отырып үйкеліс күшін нақты айқындау өте күрделі міндет болып табылады, оның толық теориялық шешімін әлі күнге дейін таба алмай келеді. Сондықтан үйкеліс заңдарын зерделеген кезде тәжірибелер нәтижелеріне сүйенуге тура келеді.

Сонымен, үйкеліс заңдары тәжірибелік жолмен табылған және 1771 ж. оны француз ғалымы Кулон тұжырымдады.

### Үйкеліс заңдары

1.  $F_{mp}$  үйкеліс күші сырғудың салыстырмалы жылдамдығына қарама-қарсы жағына бағытталған (1.19-сурет).

2. Үйкеліс күші үйкелетін беттердің ауданына тәуелді болмайды.

3. Үйкеліс күші модулі қалыпты қысымға пропорционал.

Тыныш күйдегі және қозғалыс кезіндегі үйкеліс күшін ажыратады:

$$F_{mp} \leq f_0 N \text{ — тыныш күйдегі үйкеліс күші;}$$

$$F_{mp} \leq f N \text{ — қозғалыс кезіндегі үйкеліс күші,}$$

мұнда  $N$  — қалыпты қысым күші;  $f_0$  — тыныш күйдің үйкеліс күші;  $f$  — сырғудың үйкеліс коэффициенті. Үйкеліс күшінің ең жоғары мәні  $F_{mp\max} = f_0 N$ .

Тәжірибелерден сырғудың үйкеліс коэффициенті денелердің қозғалыс жылдамдығына байланысты болатыны белгілі.  $f_0$  және  $f$  коэффициенттері үйкелетін беттердің материалы мен физикалық жай-күйіне байланысты болады (1.1-кесте).

### 1.4-мысал

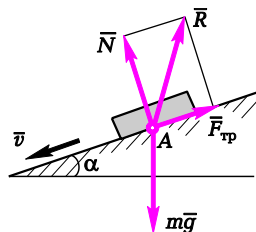
Диаметрі  $d = 0,4$  м (1.20-сурет,  $a$ ) болат білікке  $M_{кр} = 500$  кН·м айналу сәті әсер етеді.

Білікті тоқтату үшін былғарымен керілген тежегіш қалыптарын қандай күшпен қысу керектігін анықтау.

Шешуі.

1. Тепе-теңдік объектісі ретінде білікті таңдаймыз.

2. Байланыстардан босатамыз және оларды реакциялармен алмастырамыз: қалыпты күшпен  $N$  және



1.19-сурет

1.1-кесте. Өртүрлі материалдар үшін тыныш күй мен сырғу коэффициенттерінің мәндері

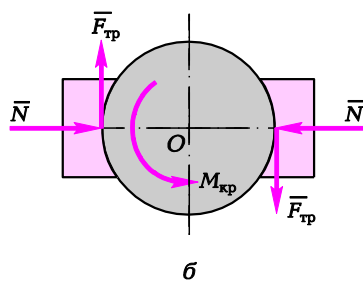
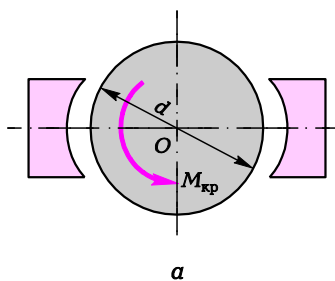
Материал	Үйкеліс коэффициенті	
	тыныш күй $f_0$	сырғу $f$
Тас тасқа	0,6...0,7	—
Бетон жұмыртасқа	0,5...0,6	—
Арқан ағашқа	0,5...0,8	0,5
Ағаш ағашқа	0,4...0,7	0,3
Металл ағашқа	0,4...0,6	0,3...0,5
Бетон құмға	0,3...0,4	—
Тас ағашқа	0,4	—
Былғары металға	0,3...0,4	0,3
Асбест қоршау болатқа (шойынға)	0,25...0,35	—
Қола шойынға	0,16	—
Қола көп май жағылған шойынға	0,12	—
Болат мұзға	0,03	0,015
Болат шойынға, болат болатқа, шойын шойынға	0,12...0,2	0,1

$F_{mp}$  үйкеліс күшімен, олар білікке әрбір қалыптың тарапынан әсер етеді (1.20-сурет, б).

3. Белгісіздер саны тегіс күштер жүйесінің тепе-теңдік теңдеулері санына аспайтындықтан, міндет статикалық тұрғыда айқын деп санаймыз.

4. Тепе-теңдік теңдеулерінің бірін жазып алайық, дәлірек айтқанда:

$$\sum_{i=1}^n \text{mom}_O(F_i) = 0; M_{кр} - F_{тр} d = 0.$$



1.20-сурет



Осыдан  $F_{тр} = M_{кр}/d = 500/0,4 = 1\ 250\ \text{кН}$ .

5.  $N$  ізделіп жатқан күшті  $F_{тр} = f_0 N$  байланысынан айқындаймыз.

1.1-кестеде былғары—металл жұбы үшін тыныш күйдегі үйкеліс коэффициентін  $f_0 = 0,3 \dots 0,4$  қабылдауды ұсынамыз. Осылайша,

$$N = F_{тр} / 0,3 = 1\ 250 / 0,3 = 4\ 166,6\ \text{кН}.$$

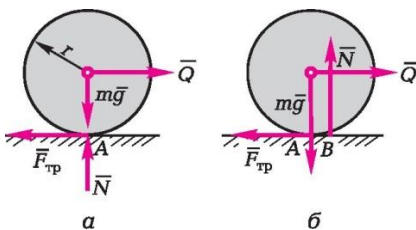
Беттің кедір-бұдырлығына қарай үйкеліс күшінің мәні нөлден ең жоғары мәнге дейін өзгеруі мүмкін, яғни  $0 \leq F_{тр} \leq F_{тр\ \text{max}}$ . Бұл жағдайда  $R$  байланыс реакциясы  $N \leq R \leq R_{\text{max}}$  аралығында өзгереді.

$R$  толық реакциясы нормальдан ауытқуы мүмкін ең көп  $\Phi$  бұрышы **үйкеліс бұрышы** деп аталады:

$$\lg \varphi = F_{тр\ \text{max}} / N = f_0 N / N = f_0.$$

Денеге салынған күштің бағытына қарай  $R_{\text{max}}$  ең жоғары байланыс реакциясының бұл ретте дененің жанасу нүктесіндегі шыңы бар **үйкеліс конусы** деп аталатын конустық бет түріндегі кеңістікте геометриялық орын түзе отырып, әртүрлі бағыты болуы мүмкін. Егер денеге салынған күш үйкеліс конусының ішінен өтсе, онда дене тепе-теңдікте болады.

**Шайқаулы үйкелісі**, немесе екінші текті үйкеліс деп бір дененің екіншісінің үстіне шайқаулы кезінде туындайтын кедергіні атайды. Кедір-бұдыр бетте жатқан  $z$  радиусы және  $mg$  салмағы бар цилиндр катокты қарастырайық.  $F_{тр\ \text{max}}$ :  $Q < F_{тр\ \text{max}}$  қарағанда аз болатын  $Q$  катогының ортасына күш түсірейік (1.21-сурет, а). Бұл ретте туындайтын  $F_{тр}$  үйкеліс күші  $A$  нүктесінің жазықтық бойында сырғуына кедергі келтіреді. Бұл жағдайда  $mg$  және  $N$  күштері бірқалыпты болады, ал  $F_{тр}$  және  $Q$  күштер жұбын түзеді, соның әсерінен каток жазықтық үстімен сырғанауы тиіс.



1.21-сурет

Шындығында, егер  $Q < Q_{пред}$ , каток тыныш күйінде қалады. Бұл

құбылысты түсіндіру үшін пайымдауларға мынадай түзетулер енгізу қажет (1.21-сурет, б):

$$Q_{\text{нред}} r = N \cdot AB = Nk.$$

Осы мәнге кіретін коэффициент ***k*** **шайқалу үйкелісінің коэффициенті** деп аталады; ол сантиметрмен өлшенеді (см). Демек, шайқалу үйкелісі күшінің сәті туындайды

$$M_{\text{тр}} = kN.$$

Шайқалу үйкелісі коэффициентінің мәндері 1.2-кестеде берілген.

## 1.5. КЕҢІСТІКТЕГІ КҮШТЕР ЖҮЙЕСІ

***Кеңістікті*** деп олардың әсер ету сызығы кеңістікте кез келген бағытта қозғалатын күштер жүйесін атаймыз.

***Кейбір ортаға қатысты күш сәтінің векторы*** деп осы ортадан күш түсіру нүктесінің радиус-векторын векторлық шығаруды атайды (1.22-сурет). Анықтамаға сәйкес

$$M_O = r \times F = \text{mom}_O(F).$$

1.22-суреттен көріп отырғандай,  $O$  ортасына қатысты күш сәті векторының модулі осы күшпен бір жазықтықта орналасқан  $O$  нүктесіне қатысты күш сәтіне тең болады:

$$M_O = hF = r F \sin(r, F) = 2 \Delta OAB \text{ ауданы.}$$

Кез келген векторды  $\vec{z}$  координаттар осі бойынша орналастыруға болатыны

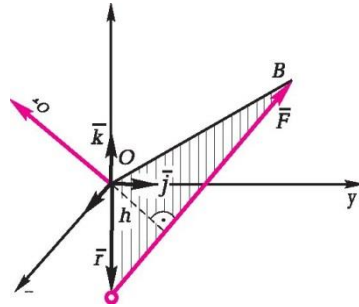
$$\vec{M}_O = M_x \vec{i} + M_y \vec{j} + M_z \vec{k};$$

белгілі: сондай-ақ координаттар осіне күш түсіру нүктесінің радиус-векторын және  $\vec{F}$  күшін орналастыруға болады:

$$\vec{r} = x \vec{i} + y \vec{j} + z \vec{k}; \vec{F} = F_x \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \vec{k};$$

$\vec{r}$  және  $\vec{F}$  әрекетін орындай келе, мынаны аламыз:

$$\vec{M}_O = (yF_z - zF_y) \vec{i} + (zF_x - xF_z) \vec{j} + (xF_y - yF_x) \vec{k}.$$



1.22-сурет

Осылайша, координаттар осіне күш сәті векторының проекциялары мынадай болады:

$$M_x = yF_z - zF_y; M_y = zF_x - xF_z; M_z = xF_y - yF_x.$$

Күш сәті векторының бағыттаушы косинустары оның кеңістіктегі бағытын айқындайды:

$$\cos(\vec{M}_O, \vec{i}) = \frac{M_x}{M_O}; \cos(\vec{M}_O, \vec{j}) = \frac{M_y}{M_O}; \cos(\vec{M}_O, \vec{k}) = \frac{M_z}{M_O}.$$

Оське күш сәті векторының проекциялары сандық жағынан **оське қатысты күш сәтіне тең**:

$$\text{mom}_x(\vec{F}) = M_x = yF_z - zF_y;$$

$$\text{mom}_y(\vec{F}) = M_y = zF_x - xF_z;$$

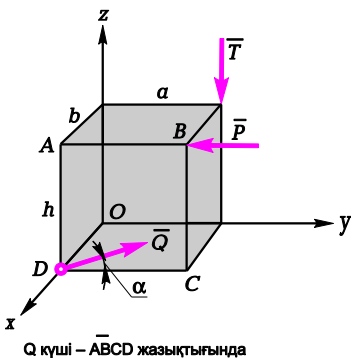
$$\text{mom}_z(\vec{F}) = M_z = xF_y - yF_x;$$

$$M_O = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}.$$

Бастапқы үш теңдеу координаттар осіне қатысты күш сәттерін айқындау үшін талдамалық мән болып табылады.

#### 1.5-мысал

Егер осы күштерді түсіру нүктелері белгілі болса, координаттар осіне қатысты  $Q$ ,  $T$  және  $P$  күштер сәттерін анықтау (1.23-сурет).



1.23-сурет

Шешуі.

1. Координаттар осіне қатысты  $T$  күш сәттерін айқындаймыз:  $\text{mom}_x(T) = -Ta$ ;

$\text{mom}_y(T) = 0$  ( $T$  күші  $O_y$  осін кесіп өтетіндіктен);

$\text{mom}_z(T) = 0$  ( $T$  күші  $O_z$  осіне параллель болғандықтан).

2. Координаттар осіне қатысты  $P$  күштер сәтін анықтаймыз:  $\text{mom}_x(P) = +Ph$ ;

$\text{mom}_y(P) = 0$  ( $P$  күші  $O_y$  осіне параллель болғандықтан);

$\text{mom}_z(P) = -Pb$ .

3. Координаттар осіне қатысты  $Q$  күш сәтін есептеп аламыз:

$\text{mom}_x(Q) = 0$  (күш  $O_x$  осін кесіп

өтетіндіктен);  $\text{mom}_y(Q) = -(Q \sin \alpha)b$ ;

$\text{mom}_z(Q) = +(Q \cos \alpha)b$ .

### Кеңістіктегі күшті берілген ортаға келтіру туралы теорема.

Абсолютті қатты денеге әсер ететін барлық кеңістіктегі күштер жүйесі өздігінен таңдап алынған ортаға түсірілген барлық қолданыстағы күштер сомасына геометриялық тең бір күшпен және келтіру ортасына қатысты барлық күштер сәттерінің геометриялық сомасына тең вектор-сәтпен алмастырылуы мүмкін (1.24-сурет).

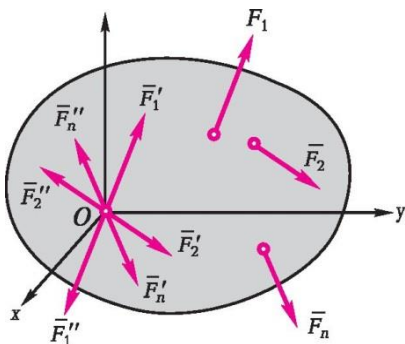
**Дәлелдемесі.** Қатты денеге кеңістікте өздігінен орналасқан күштер жүйесі әсер етсін. Келтіру ортасы ретінде  $O$  туынды нүктесін таңдаймыз. Осы нүктеге  $F' = -F''$ ;  $F_2 = -F_2''$  бірқалыпты күштер жүйесін және т.б. түсіреміз, ал  $F' = F'_1, \dots, F'_n = F_n$ . Үйлесетін күштер жүйесін  $F_1$  бірдей әсер етуші  $R = F'_1 + F'_2 + \dots + F'_n$  ауыстырамыз. Одан кейін  $O$  келтіру ортасына қатысты барлық қалған күштер сәттерін есептеп аламыз.  $O$  ортасына қатысты  $F''_1, F''_2, \dots, F''_n$  нөлге тең, себебі олардың иықтары нөлге тең. Келтіру ортасына қатысты берілген күштердің вектор-сәттері мыналарға тең болады:

$$\overline{\text{mom}}_O(F_1) = \overline{m}_1;$$

$$\overline{\text{mom}}_O(F_2) = \overline{m}_2;$$

.....

$$\overline{\text{mom}}_O(F_n) = \overline{m}_n ..$$



1.24-сурет

Осы векторлардың геометриялық сомасын табайық және басты вектор-сәтті аламыз:

$$\bar{M}_O = \sum_{i=1}^n \overline{\text{mom}_O(\bar{F}_i)} = \sum_{i=1}^n \bar{m}_i.$$

Осылайша, қатты денеге енді бір  $R$  күші және бір  $M_O$  сәті әсер етеді, яғни өздігінен орналасқан кеңістіктегі күштер жүйесі бір нәтиже беретін  $R$  күшіне және бір нәтиже беретін  $M_O$  сәтіне келтірілген. Теорема дәлелденді.

**Басты векторды және басты сәтті айқындау үшін талдамалық мән.** Басты  $R$  векторы және басты  $M_O$  сәті геометриялық жолмен (векторлық көпбұрыштарды салумен) табылды. Кеңістіктегі күштер жүйесі үшін оларды талдамалық тұрғыда анықтау оңайырақ. Келтіру ортасын координаттардың басталатын жері ретінде қабылдаймыз. Сонда координат остеріне векторлық тендіктерді прециялау арқылы мынаны аламыз:

$$R_x = \sum_{i=1}^n F_{ix}; R_y = \sum_{i=1}^n F_{iy}; R_z = \sum_{i=1}^n F_{iz};$$

$$M_x = \sum_{i=1}^n m_{ix}; M_y = \sum_{i=1}^n m_{iy}; M_z = \sum_{i=1}^n m_{iz}.$$

### Жеке келтіру жағдайлары

Кез келген туынды кеңістіктегі күштер жүйесі басты вектормен және басты сәтпен алмастырылуы мүмкін. Ықтимал жиі жағдайларды қарастырайық.

1.  $R = 0; M_O = 0$  — тепе-теңдік жағдайы.  
 2.  $R = 0; M_O \neq 0$  — күштер жүйесі жұпқа келтіріледі (қатты дене айналады).

3.  $R \neq 0; M_O = 0$  — күштер жүйесі келтіру ортасы (О нүктесі) арқылы өтетін бірдей әсер етушіге келтіріледі.

4.  $R \neq 0; M_O \neq 0$  — нәтиже беретін күш және нәтиже беретін күштер жұбы бір жазықтықта жатады, яғни  $R \perp M_O$ . Бұл тегіс күштер жүйесінің жеке жағдайы. Бұған дейін мұндай жағдай келтіру ортасында емес, одан  $M_O/R$  тең қашықтықта тұрған басқа нүктеге түсірілген бірдей әсер етуші күшке ие бола алатыны көрсетілген болатын. Осылайша, кеңістіктегі күштер жүйесі келтіру ортасы арқылы өтпейтін бір бірдей әсер етушімен алмастырылады.

5.  $R \neq 0; M_O \neq 0$  и  $R \perp M_O$  — жүйе динамикалық бұрандаға келтіріледі.

**Кеңістікті күштер жүйесінің талдамалық тепе-теңдік шарттары.**  
 Туынды кеңістікті күштер жүйесінің қажетті және жеткілікті шарттары басты вектордың және басты сәттің нөлге теңдігі болып табылады:

$$R = 0; M_O = 0.$$

$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} = 0$ , болғандықтан,  $R_x$ ,  $R_y$  және  $R_z$  нөлге тең болуы тиіс. Осы іспеттес пайымдау басты сәт векторы үшін де әділ айтылған. Демек, туынды кеңістікті күштер жүйесінің тепе-теңдігі үшін мыналар қажетті және жеткілікті:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad \sum_{i=1}^n F_{iz} = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n \text{mom}_x(\bar{F}_i) = 0; \quad \sum_{i=1}^n \text{mom}_y(\bar{F}_i) = 0; \quad \sum_{i=1}^n \text{mom}_z(\bar{F}_i) = 0;$$

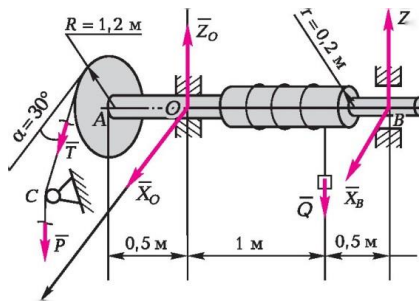
### 1.6-мысал

Адам  $P = 60$  Н арқанға күш түсіре отырып, қанша жүк көтере алатының анықтау (1.25-сурет); сондай-ақ тіректердің реакциясын анықтау.

Шешуі.

1. Тепе-теңдік объектісі ретінде  $AB$  білігін таңдаймыз.

2. Білікті байланыстардан босатамыз және олардың әсерін реакциялармен алмастырамыз.  $O$  және  $B$  тіректері радиалды бағытта ғана қозғалуға кедергі келтіретін цилиндрлі топсалардан тұрады, сондықтан  $A$  және  $B$  нүктелерін  $X_o$ ,  $Z_o$ ,  $X_b$  және  $Z_b$  реакцияларының радиалды бағыттарына саламыз. Арқанды  $C$  шығыршығынан шамалы жоғары жерінен «үземіз» және  $T$  жіп тартылуымен алмастырамыз.



1.25-сурет

3. Енді белсенді және пассив күштердің әсерінен еркін дененің тепе-теңдігін қарастыруға болады. Туынды кеңістікті күштер жүйесінің тепе-теңдігінің алты теңдеуінен бесеуі ғана қалады, себебі  $O_y$  осіне күш проекцияларының сомасы нөлге тепе-тең. Міндет статикалық тұрғыда анықталады, себебі белгісіз шамалар да бесеу:

$X_O, X_B, Q, Z_O$  және  $Z_B$ .

4. Кеңістікті күштер жүйесінің тепе-теңдік теңдеулерін құрамыз:

$$F_x = X_O + X_B + T \cos 30^\circ = 0;$$

$$F_y = 0;$$

$$F_z = -Q + Z_O + Z_B + T \cos 30^\circ = 0;$$

$$M_x = +Z_B * 1,5 - Q * 1 + T \cos 60^\circ * 1,5 = 0; M_y = -Qr + TR = 0;$$

$$M_z = -X_B * 1,5 + T \cos 30^\circ * 0,5 = 0.$$

5. Соңғының алдындағы теңдеуге  $r = 0,2$  м,  $R = 1,2$  м және  $T = 60$  Н қойып, жүктің салмағы  $Q = 360$  Н аламыз.

Соңғы теңдеуден  $X_B$

$$X_B = \frac{60 \cos 30^\circ \cdot 0,5}{1,5} = 17 \text{ Н}.$$

Алынған мәндерді қалған теңдеулерге қойып  $Q = 360$  Н,  $X_B = 17$  Н,  $Z_B, Z_O$  және  $X_O$  табамыз:

$$Z_B = \frac{360 \cdot 1 - 60 \cdot 0,5 \cdot 0,5}{1,5} = 230 \text{ Н};$$

$$Z_O = 360 - 230 + 60 \cdot 0,5 = 160 \text{ Н};$$

$$X_O = -(17 + 60 \cdot 0,85) = -68 \text{ Н}.$$

$X_O$  кері реакция мәні оның суретте көрмесітелген қарама-қарсы жаққа бағытталғанын білдіреді.

### Қатты дененің ауырлық ортасы

Дененің жекелеген бөлшектерінің тартылыс күштері Жер ортасына бағытталған. Қарастырылып отырған денелердің мөлшері Жердің радиусымен салыстырғанда аз болғандықтан, бұл күштерді параллель деп санауға болады. осы параллель күштердің олардың сомасына тең бірдей әсер етушісі күші дененің салмағы, ал осы параллель күштер жүйесінің дене салмағы түсірілген ортасы *дененің ауырлық ортасы* деп аталады. Дененің ауырлық ортасының орнын табу үшін параллель күштер қалай қосылғанын және олардың бірдей әсер етуші күшін түсіру нүктесінің координаттары қалай айқындалатынын зерттеу қажет.

### Параллель күштерді қосу

Денеге  $F_1, F_2, F_3$  және  $F_4$  параллель күштері әсер етті делік (1.26-сурет), оның үстіне  $F_1$  және  $F_2$  бір жағына, ал  $F_3$  және  $F_4$  — қарама-қарсы жаққа әсер етеді.  $F_1$  және  $F_2$  күштері үшін соған қатысты нәтиже беруші сәт нөлге тең болатын келтіру орталығын табайық:

$$\sum_{i=0}^2 \text{mom}_{B_1}(\bar{F}_i) = F_2 \cdot A_2 B_1 - F_1 \cdot A_1 B_1 = 0.$$

осыдан  $A_2 B_1 / A_1 B_1 = F_1 / F_2$ .  $B_1$  нүктесіне түсірілген нәтиже беруші күш модулі  $R_1 = F_1 + F_2$  тең болады.

Осы сияқты  $R_2$  және оның  $B_2$  түсіру нүктесін табамыз.

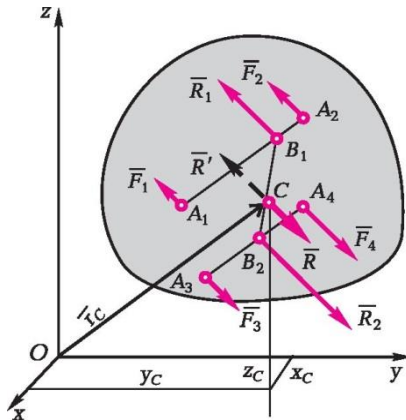
$R_1$  және  $R_2$  күштерін  $C$  келтіру ортасына түсіреміз, оның орны  $B_2 C / B_1 C = R_1 / R_2$  арақатысынан айқындалады.

$R_1$  және  $R_2$  нәтиже беретін күштері олардың геометриялық сомасына тең болады, яғни  $R = R_1 + R_2$ .

$R_1$  және  $R_2$  күш векторлары параллель және қарама-қарсы бағытталғандықтан,  $R$  модулі  $R = R_2 - R_1$  тең болады.

Егер  $R \neq 0$  онда барлық параллель күштердің  $R$  бірдей әсер етушісі түсетін нүктені әрдайым табуға болады. Бұл нүкте *параллель күштер ортасы* деп аталады.





1.26-сурет

Параллель күштер ортасының координаттары. Координаттардың басына қатысты параллель күштер ортасының орны радиус-вектормен немесе оның координаттар осіне проекцияларымен айқындалады, бұл  $x_C$ ,  $y_C$  және  $z_C$  параллель күштер ортасының координаттарымен мәндес.

Бірдей әсер етуші сәті туралы теорема (*Вариньон теоремасы*).  $C$  нүктесіне  $R' = -R$  күшін түсіреміз (1.26-суретті қараңыз). Сонда жүйе тепе-теңдікте болады. Енді  $O$  нүктесіне қатысты барлық күштер сәтін анықтаймыз. Оның нөлге тең екендігі анық, себебі күштер жүйесі тепе-теңдікте болады:

$$\sum_{i=1}^{n+1} \overline{\text{mom}}_O(\overline{F}_i) = \sum_{i=1}^n \overline{\text{mom}}_O(\overline{F}_i) + \overline{\text{mom}}_O(\overline{R}') = 0$$

Алайда  $R' = -R$  болғандықтан,

$$\sum_{i=1}^n \overline{r}_i \times \overline{F}_i - \overline{r}_C \times \overline{R} = 0,$$

немесе

$$\sum_{i=1}^n \overline{r}_i \times \overline{F}_i - \overline{r}_C \times \overline{R}.$$

Теңдіктің оң жағы бірдей әсер етуші сәті үшін мәнді білдіреді, ал сол жақ бөлігі — бұл дәл сол нүктеге қатысты барлық күш сәттерінің

геометриялық сомасы. Осыдан шығатыны,

кез келген ортағы қатысты бірдей әсер етуші сәті дәл сол ортаға қатысты түсірілетін күштердің вектор-сәттерінің геометриялық сомасына тең.

Бұл бірдей әсер етуші сәті туралы теорема Вариньон теоремасы деп аталады.

$$\bar{r}_C \times \bar{R} = \sum_{i=1}^n \bar{r}_i \times \bar{F}_i$$

Векторлық теңдікті координаттар осіне проекциялап, координаттар осіне қатысты бірдей әсер етуші сәттерін анықтауға арналған формуланы аламыз:

$$\text{mom}_x(\bar{R}) = \sum_{i=1}^n \text{mom}_x(\bar{F}_i);$$

$$\text{mom}_y(\bar{R}) = \sum_{i=1}^n \text{mom}_y(\bar{F}_i);$$

$$\text{mom}_z(\bar{R}) = \sum_{i=1}^n \text{mom}_z(\bar{F}_i).$$

Егер бар күштерді  $O_z$  осіне параллель бұрса, параллель күштердің бірдей әсер етуші шамасы өзгермейді. Бұл жағдайда  $O_y$  осіне қатысты бірдей әсер етуші сәті

$$R x_C = \sum_{i=1}^n F_i x_i, \text{ қайдан } x_C = \frac{\sum_{i=1}^n F_i x_i}{r} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i x_i}{\sum_{i=1}^n F_i}.$$

Дәл осы сияқты параллель күштер ортасының басқа да координаттарын есептеп шығарамыз:

$$y_C = \frac{\sum_{i=1}^n F_i y_i}{R} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i y_i}{\sum_{i=1}^n F_i}; \quad z_C = \frac{\sum_{i=1}^n F_i z_i}{R} = \frac{\sum_{i=1}^n F_i z_i}{\sum_{i=1}^n F_i}$$

**Қатты дененің ауырлық ортасының координаттары.** Егер параллель күштер ортасының координаттарын анықтауға арналған формулаларда  $F_{ix}$ ,  $F_{iy}$ ,  $F_{iz}$  және  $R$  орнына  $m_i g_x$ ,  $m_i g_y$ ,  $m_i g_z$  және  $mg$  қойсақ, онда дененің ауырлық ортасы координаттарын анықтау үшін тәуелділіктер аламыз:

$$x_C = \frac{\sum m_i g_x x_i}{mg} = \frac{\sum V_i x_i}{V}; \quad y_C = \frac{\sum m_i g_x y_i}{mg} = \frac{\sum V_i y_i}{V};$$

$$z_C = \frac{\sum m_i g_x z_i}{mg} = \frac{\sum V_i z_i}{V},$$

мұнда  $m_i$ ,  $V_i$  — сәйкесінше қатты дененің әрбір бөлшегінің массасы мен көлемі.  $m$ ,  $V$  — сәйкесінше бір текті дененің толық массасы мен көлемі.

h тұрақты қалыңдығы бар ауданы S жазық фигура үшін  $V_i$  элементарлық көлемдерін элементарлық аудандар  $S_i$  арқылы анықтауға болады:

$$V_i = hS_i.$$

Онда осы фигураның ауырлық ортасының координаттары былайша айқындалады:

$$x_C = \frac{\sum S_i x_i}{S}; \quad y_C = \frac{\sum S_i y_i}{S}; \quad z_C = \frac{\sum S_i z_i}{S}.$$

Кез келген күштік өріс үшін әділ «массалар ортасы» ұғымы да бар. Массалар ортасының координаттарын мына формула бойынша есептеп шығарады:

$$x_C = \frac{\sum m_i x_i}{m}; \quad y_C = \frac{\sum m_i y_i}{m}; \quad z_C = \frac{\sum m_i z_i}{m}.$$

Осылайша, ауырлық ортасы (немесе массалар ортасы) — бұл  $S$  геометриялық нүктесі, ол жекелеген жағдайларда сол дененің шегінен тыс жатуы мүмкін. Мысалы, сақинаның ауырлық ортасы оның симметрия остерінің қиылысында, яғни денеден тыс жатады.

#### 1.7-мысал

1.27-суретте,  $a$  бейнеленген біртекті пластинаның ауырлық ортасының координаттарын табу. Пластинаның қалыңдығы тұрақты.

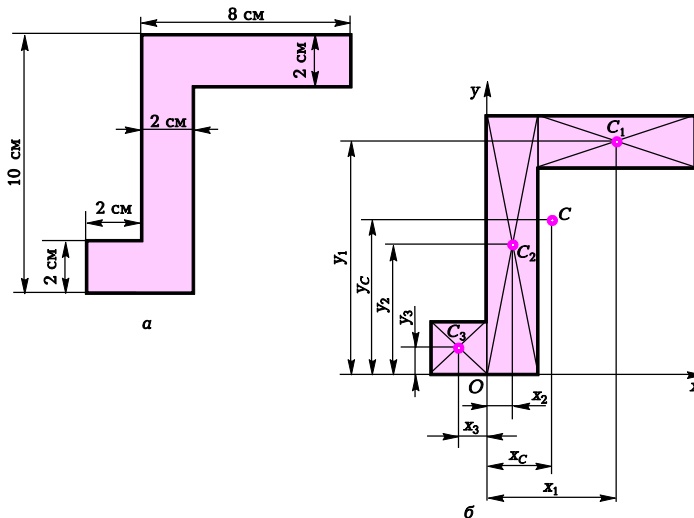
#### Шешуі.

1. Біртекті пластинаның қалыңдығы тұрақты болғандықтан, тегіс фигураның ауырлық ортасының орнын анықтау үшін формулаларды пайдалануға болады.

2. Пластинаны ауырлық ортасының координаттары белгілі үш қарапайым геометриялық фигураға бөлейік (1.27-сурет,  $\theta$ ).

3. Сызбада көрсетілгендей координаттар жүйесін таңдаймыз.

4. 1.3-кестеге есептеулер нәтижесін енгіземіз; әрбір тікбұрышқа кестенің жолы сәйкес келеді.



1.27-сурет

5.  $S_i x_i$ ,  $S_i y_i$  мәндерін қосамыз және нәтижелерін төменгі жолға жазамыз.

6. Пластинаның ауырлық ортасының координаттарын есептеп шығарамыз:

$$x_C = \frac{\sum S_i x_i}{S} = \frac{76}{36} = 2 \frac{1}{9} \text{ см}; y_C = \frac{\sum S_i y_i}{S} = \frac{112}{36} = 5 \frac{8}{9} \text{ см}.$$

7. Есептеп шығарылған координаттар бойынша пластинаның  $C$  ауырлық ортасын құрамыз.

1.3-кесте

Элемент нөмірі	$S_i$ , см	$X_i$ , см	$y_i$ , см	$S_i x_i$ , см <sup>3</sup>	$S_i y_i$ , см <sup>3</sup>
i	12	5	9	60	108
2	20	1	5	20	100
3	4	-1	1	-4	4
S	36	—	—	76	212

## Ауырлық орталарының орнын анықтау тәсілдері

Ауырлық ортасының орны белгілі *фигураларға бөлу тәсілі* денені қарапайым элементтердің түпкілікті санына бөлуге болған кезде қолданылады.

*Толықтыру тәсілі* бөлу тәсілінің жекеше жағдайы болып табылады. Денені ауырлық ортасының орны белгілі, алайда геометриялық фигуралардың кейбіреуі қуыс болатын қарапайым фигураларға бөлген кезде қолданылады.

### 1.8-мысал

Диаметрі 2 см саңылау бұрғылап тесілген диаметрі 12 см біліктің көлденең қимасының ауырлық ортасының орнын табу (1.28-сурет).

Шешуі.

1. Көлденең қиманың ауырлық ортасын табу қажет болғандықтан, жазық фигураның ауырлық ортасын анықтауға арналған формулаларды пайдаланамыз.

2. Көлденең қиманың ауданын бұрғыланған тесіктің ауданымен толықтырамыз (шындығында бұл элемент жоқ болғандықтан, формулада тесік ауданы теріс белгімен алынады):

$$S_2 = -\pi r^2 = -\pi \cdot 1^2 = -\pi \text{ см}^2.$$

3. Координаттар жүйесінің басын R радиусы шеңберінің ортасына, яғни Q нүктесіне орналастырамыз.

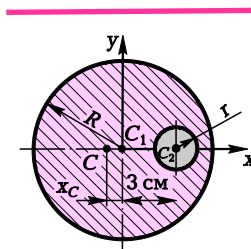
4. 1.4-кестені толтырамыз.

5.  $S_i$  және  $S_i x_i$  қосындылаймыз, содан кейін нәтижелерін төменгі жолға жазамыз.

6. Көлденең қиманың ауырлық ортасының координаттарын есептейміз:

$$x_c = \frac{\sum S_i x_i}{S} = \frac{-3\pi}{35\pi} = -\frac{3}{35} \text{ см},$$

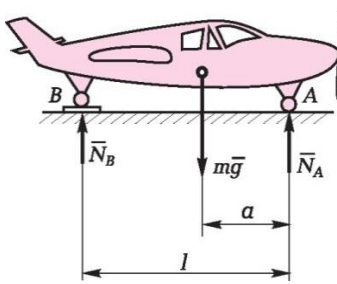
ал  $y_c = 0$ , себебі  $C_x$  осі осы қиманың симметриялы осі болып табылады.



1.28-сурет

### 1.4-кесте

Элемент нөмірі	$S_i$ , см	$X_i$ , см	$Y$ , см	$S_i x_i$ , см <sup>3</sup>	$S_y$ , см <sup>3</sup>
1	$36\pi$	0	0	0	0
2	$-\pi$	3	0	$-3\pi$	0
S	$35\pi$	—	—	$-3\pi$	0



1.29-сурет

7. Есептелген көлденең қима координаттары бойынша оның  $C$  ауырлық ортасын құрамыз.

**Ықпалдастыру тәсілі** ауырлық ортасының орнын анықтау үшін алдыңғы екі тәсілді қолдану мүмкін болмаған жағдайда қолданылады.

**Эксперименталды тәсіл** екі әдіспен – асып қою және салмағын өлшеумен жүзеге асырылады.

**Асып қою әдісі** ауырлық ортасының орны белгілі қарапайым фигураларға бөлуге болмайтын жазық денені жіпке асып қоюды білдіреді. Осы жіпті бойлай дене жазықтығына сызық сызып шығады. Одан кейін осы жазық фигураны басқа нүктеге асып қояды, содан кейін тағы да тік сызық жүргізеді (асып қою сызығын бойлай). Осы екі сызық қиысқан нүктеде ауырлық ортасы болады.

**Салмағын өлшеу әдісі** әдетте ірі бұйымдар: ұшақтар, тікұшақтар және тағы басқа машиналар үшін қолданылады. Егер мысалы, ұшақтың массасы белгілі болса, онда таразыға артқы доңғалақтарын қояды (1.29-сурет) және таразының көрсеткіштері бойынша  $N_B$  реакциясын анықтайды. Одан кейін тепе-теңдік теңдеулерінің бірін жазып алады;  $A$  нүктесіне қатысты сәттер сомасының теңдеуін пайдаланған қолайлы:

$$\sum_{i=1}^3 \text{мом}_A(\vec{F}_i) = 0; \quad mga - N_B l = 0.$$

Осыдан ізделіп жатқан  $a$  шамасын, яғни ұшақтың ауырлық ортасының орнын табады:

$$a = \frac{N_B l}{mg}.$$

**Кинематика** деп осы қозғалысты туғызатын күштермен байланыстан тыс геометриялық көзқарас тұрғысынан кеңістіктегі материалдық денелердің қозғалысы зерттелетін механика бөлімі аталады.

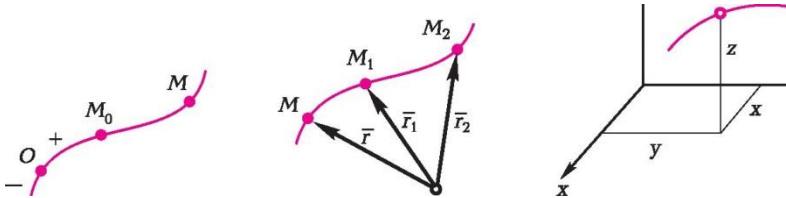
Теориялық механикада қозғалыстың қарапайым түрі — **механикалық қозғалыс** зерделенеді. Механикалық қозғалыс әрдайым қозғалмалы немесе шартты түрде қозғалмайтын таңдап алынған есептеу жүйесіне қатысты қарастырылады. Мысалы, Жерде орналасқан денелердің механикалық қозғалысын қарастырған кезде **координаттар осінің қозғалмайтын жүйесі** ретінде Жермен байланысты осьтер жүйесін таңдайды.

### Материалдық нүкте қозғалысын беру тәсілдері

Нүкте кеңістікте кейбір сызық немесе траектория бойынша қозғалады.

Нүктенің қозғалысы **табиғи тәсілмен** (1.30-сурет, а) берілген, егер мыналар белгілі болса: 1) нүкте траекториясы; 2) доға ұзындығының өзгеруінің уақытқа тәуелділігі:  $OM = S = f(t)$  (бұл тәуелділік **материалдық нүкте қозғалысының теңдеуі** деп аталады); 3) қозғалыстың басталуы; 4) кері есептеуді бастау; 5) есептеубағыты.

Нүктенің кеңістіктегі орны осы  $M$  нүктесіне (1.30-сурет, б) кейбір қозғалмайтын ортадан жүргізілген  $z$  радиус-вектормен айкындалады. Мұндай қозғалысты беру тәсілі **векторлық** деп аталады:



1.30-сурет

$$r = r(t).$$

Бұл жағдайда нүктенің кеңістіктегі орны  $r$  векторлары ұшының геометриялық орнымен, яғни оның радиус-векторының годографымен айқындалуы мүмкін.

Қозғалысты берудің **координатты тәсілі** кезінде (1.30-сурет, в) кеңістіктегі нүктенің координаттары уақыт өте келе қалай өзгеретінін айқындауға болатын тәуелділіктер белгілі болуы тиіс:

$$x = f_1(t); y = f_2(t); z = f_3(t).$$

Бұл теңдеулер **декарттық координаттардағы нүкте қозғалысының теңдеулері** деп аталады, солардың көмегімен әрбір уақыт сәті үшін нүктенің кеңістіктегі орнын анықтауға болады. Егер нүкте **жазықта қозғалса**, онда оның орны екі теңдеумен сипатталады:

$$x = f_1(t); y = f_2(t);$$

егер нүкте **тура сызықпен қозғалса**, онда бір теңдеу де жеткілікті:

$$x = f(t).$$

### 1.9-мысал

Нүктенің жазықтықта қозғалуы теңдеулермен берілген

$$x = 2 + 4t; y = -3 + 8t,$$

мұнда  $x$  және  $y$  сантиметрмен (см), ал  $t$  — секундпен (с) өлшенеді. Қозғалатын нүктенің траекториясын анықтау.

Шешуі.

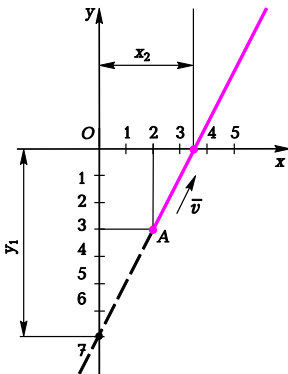
Берілген қозғалыс теңдеулерінен  $t$  уақытын алып тастап, траектория теңдеуін аламыз. Бірінші теңдеуден  $t = (x - 2)/4$ , екіншіден  $t = (y + 3)/8$ .

Осы теңдіктердің оң бөліктерін теңестіріп, мынаны аламыз

$$\frac{x - 2}{4} = \frac{y + 3}{8}, \text{ или } 2x - y = 7.$$

Қозғалыс траекториясы — түзу сызық, оны салайық.  $x = 0$  деп ойлап, траектория сызығының  $O_y$ :  $y_1 = -7$  осімен қиылысу нүктесін табамыз.

$y = 0$  деп ойлап, траекторияның  $O_x$ :  $x_2 = 3,5$  см осімен қиылысу нүктесін табамыз. Осы нүкте арқылы түзу сызық жүргізіп, материалды нүктенің желілік траекториясын аламыз (1.31-сурет).



1.31-

Осы сызықта нүктенің қозғалыс басын табу қажет.

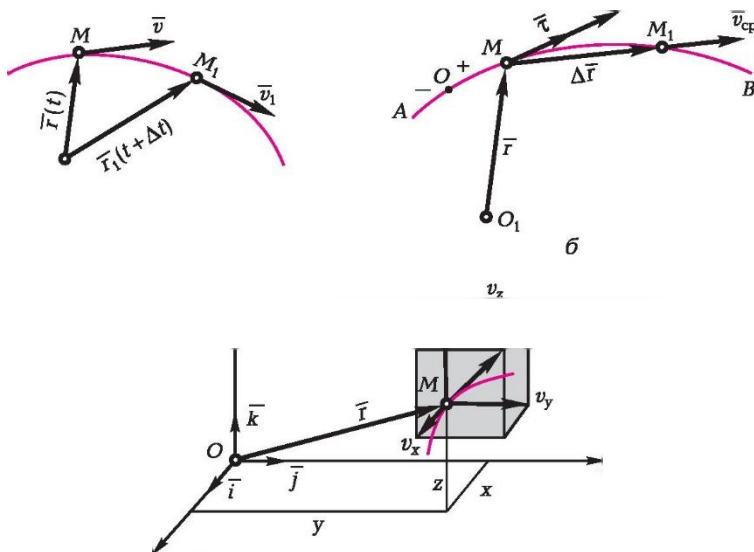


Қозғалыс басталған сәтте, яғни  $t = 0$  болғанда, нүкте координаттары  $x_A = 2 + 4 * 0 = 2$  см және  $y_A = -3 + 8 * 0 = -3$  см.  $A$  нүктесінен материалдық нүкте қандай бағытта қозғалғанын анықтау ғана қалады. Уақыт өте келе  $x$  және  $y$  координаттары өсе түседі. Демек, материалдық нүкте  $A$  нүктесінен қозғала бастап, одан әрі нұсқар бойынша жоғары шексіздікке дейін қозғала береді.

Сонымен, материалдық нүкте қозғалысының траекториясы табылды; ол табиғи жолмен берілген: оның басы —  $A$  нүктесінде, қозғалыс бағыты — нұсқар бойынша.

**Нүктенің жылдамдығы** нүктенің қозғалыс жылдамдығы мен бағытын сипаттайды. Қозғалысты векторлық беру тәсілі кезінде нүктенің орны әр уақыт сайын радиус-вектормен айқындалады  $\vec{r}(t)$ .

$t$  уақыты сәтінде нүкте  $r = r(t)$  радиус-векторымен айқындалатын  $M$  орнын алсын делік (1.32-сурет, а).  $t + \Delta t$  уақыты сәтінде нүкте  $r_1 = r + \Delta r$  радиус-векторымен айқындалатын  $M_1$  орнында болады.  $\Delta r / \Delta t$  қатынасы орташа жылдамдықты вектор болып табылады, ал  $t$  уақыты бойынша  $r$  туынды векторы осы уақыт сәтінде жылдамдық векторы болмақ:



1.32-сурет

$$\bar{v} = \frac{d\bar{r}}{dt}.$$

$v$  — бұл  $r = r(t)$  туынды функциясы болғандықтан,  $v$  жылдамдық векторы әрдайым материалды нүктенің қозғалыс траекториясына қатысты бағытталған.

Егер нүкте қозғалысы табиғи тәсілмен берілсе, онда оның  $AB$  траекториясы, қозғалыстың басталуы,  $S = S(t)$  қозғалыс бағыты мен теңдеуі белгілі. Алынған  $v = dr/dt$  мәніне аралық ауыспалыны  $-S$  доға координатасын енгіземіз:

$$\bar{v} = \frac{d\bar{r}}{dS} \frac{dS}{dt}.$$

$dS$  — скалярлық шама болғандықтан,  $dr/dS$  векторы  $M$  нүктесінің траекториясына қатысты бағытталады; бұл вектор  $\bar{\tau}$  белгіленеді (1.32-сурет, б) және бағыт орны болып табылады, оның модулі бірге тең.  $\bar{\tau}$  орты әрдайым  $S$  өсу жағына бағытталған.

Осылайша, траекторияны табиғи беру тәсілінде жылдамдық векторы

$$\bar{v} = \frac{dS}{dt} \bar{\tau}.$$

$dS/dt$  туындысы жылдамдықтың алгебралық мәнін білдіреді. Егер  $dS/dt > 0$ , онда қарастырылып отырған уақыт сәтінде нүкте  $S$  доға координатының өсу жағына қозғалады және, демек, оның жылдамдық бағыты  $\bar{\tau}$  ортының бағытымен сәйкес келеді. Егер де  $dS/dt < 0$  болса, онда  $S$  функциясы кемиді, және, демек, жылдамдық векторы  $\bar{\tau}$  қарама-қарсы векторы жағына бағытталған.

Қозғалысты координаттық беру тәсілі кезіндегі нүктенің жылдамдығын анықтайық.  $M$  нүктесі қозғалысының теңдеулері берілді делік (1.32-сурет, в):

$$x = f_1(t); y = f_2(t); z = f_3(t).$$

Оның кеңістіктегі орны радиус-вектормен айқындалады

$$\bar{r} = \bar{i}x + \bar{j}y + \bar{k}z.$$

Алдыңғы қорытындылардың негізінде жылдамдық векторын былайша жазуға болады:

$$\bar{v} = \frac{d\bar{r}}{dt} = \frac{d}{dt}(x\bar{i} + y\bar{j} + z\bar{k}) = \bar{i} \frac{dx}{dt} + \bar{j} \frac{dy}{dt} + \bar{k} \frac{dz}{dt}.$$

Демек,  $\vec{v} = \vec{i}v_x + \vec{j}v_y + \vec{k}v_z$ .

$v_x$ ,  $v_y$  және  $v_z$  проекцияларында параллелепипед құрамыз (1.32-сурет, в) және

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}.$$

жылдамдық векторының модулін анықтаймыз

**Нүктені жеделдету** — жылдамдық векторының уақыт өте келе өзгеру жылдамдығын сипаттайтын векторлық шама:  $a = dv/dt = d^2r/dr^2$ . Координаттар осіне жеделдету проекциялары үшін мәнін жазып алайық:  $a_x = dv_x/dt$ ,  $a_y = dv_y/dt$ , 1.33 Сурет.

$a = dv/dt$ . Егер  $a_x$ ,  $a_y$  және  $a_z$  мәндері белгілі болса, онда жеделдету модулін анықтауға болады

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}.$$

Материалдық нүктенің қозғалыс траекториясын табиғи беру тәсілінде оның жеделдету векторын  $\vec{\tau}$  және  $\vec{n}$  координаттарының табиғи осьтері бойынша бөліп қоюға болады (1.33-сурет):

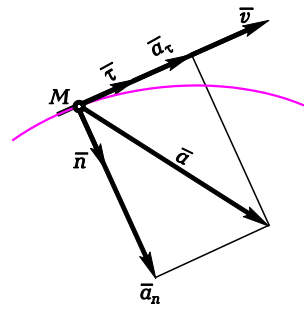
$$\vec{a} = a_\tau \vec{\tau} + a_n \vec{n}.$$

- ортына жеделдету проекциясы **қатысты жеделдету** деп аталады, ол жылдамдық модулін өзгерту жылдамдығын сипаттайды:  $a_t = dv/dt$ . Қатысты жеделдету бірдей емес қисық сызықты қозғалыс кезінде ғана орын алады.

Калыпты жеделдету  $a_n = v^2/\rho$  материалдық нүкте қисық сызықты траекториямен қозғалғанда  $v$  жылдамдық векторының бағытын көрсетеді ( $\rho$  — нүктедегі траектория қисықтық радиусы).

### Материалдық нүкте қозғалысының жекелеген жағдайлары

1.  $a_n = 0$ ;  $a_t = 0$ . Демек, толық жеделдету  $a = 0$ . Нүкте біркелкі түзу сызықпен қозғалады. Бұл жағдайда қозғалыс заңы  $S = S_0 + v_0t$ , мұнда  $S_0$  — бастапқы уақыт сәтінде доға координатасы;  $v_0$  — бастапқы уақыт сәтінде нүктенің қозғалыс жылдамдығы ( $t$  жылдамдық кез келген уақыт сәтінде өзгермейді, себебі қозғалыс жылдамдатылмаған).



1.33-сурет

2.  $a_n \neq 0$ ;  $a_t = 0$  — біркелкі қисық сызықты қозғалыс. Материалдық нүктенің жылдамдық векторы бағыты бойынша ғана өзгереді. Қисық сызықты траектория бойынша қозғалыс заңы бірінші жағдайға ұқсас жазылады:

$$S = S_0 + v_0 t.$$

3.  $a_n = 0$ ;  $a_t \neq 0$  — түзу сызықты біркелкі емес қозғалыс.

4.  $a_n = 0$ ;  $a_t \neq 0$  — қисық сызықты біркелкі емес қозғалыс. Егер үшінші жағдайда  $a_t = a = \text{const}$  және төртінші  $a_t = \text{const}$ , онда материалдық нүкте сәйкесінше біркелкі жеделдетілген (біркелкі баяулатылған) түзу сызықты

$$S = S_0 + v_0 t \pm \frac{at^2}{2},$$

және біркелкі жеделдетілген (біркелкі баяулатылған) қисық сызықты

$$S = S_0 + v_0 t \pm a_\tau \frac{t^2}{2}.$$

қозғалыс жасайды.

#### 1.10-мысал

Поезд  $R = 1$  км радиусымен дөңгелектену бойынша біркелкі баяу қозғалып келеді. Учаскенің басында поезд жылдамдығы  $36$  км/сағ және толық жеделдету  $a_0 = 0,125$  м/с<sup>2</sup>. Егер учаскенің ұзындығы  $560$  м болса, поездың қисық сызықты учаскенің аяғында жылдамдығы мен жеделдетілуін анықтау.

Шешуі.

1. Поезд нүктелерінің бірінің, мысалы оның ауырлық ортасының қозғалысын қарастырамыз.  $M_0$  нүктенің бастапқы орнымен  $O$  доға координатын кері есептеуді бірге орындайық, қозғалыс бағытын оң ретінде қабылдаймыз (1.34-сурет). Бұл жағдайда  $S_0$  шамасы нөлге тең болады.

2. Материалдық нүктенің біркелкі баяулатылған қозғалыс заңын және

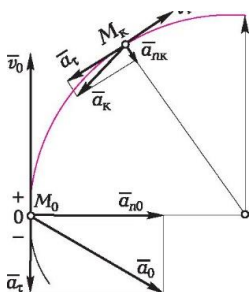
$$S = v_0 t - \frac{a_\tau t^2}{2}$$

осы қозғалыс жылдамдығы анықтауға арналған формуланы жазып аламыз

$$v = v_0 - a_\tau t.$$

3. Учаске басындағы нүктенің қалыпты жеделдетілуін анықтаймыз

$$a_{n0} = \frac{v_0^2}{R} = \frac{100}{1000} = 0,1 \text{ м/с}^2$$



1.34-сурет

( $v = 36$  км/сағ =  $10$  м/с;  $R = 1$  км =  $1000$  м).

4. Нүктенің жол басында толық жеделдетілу модулін біліп алып, оның қатысты құрамдасын анықтаймыз:

1.35-сурет

$$a_0^2 = a_{n0}^2 + a_{\tau}^2; a_{\tau} = \sqrt{a_0^2 - a_{n0}^2} = \sqrt{0,125^2 - 0,1^2} = 0,075 \text{ м/с}^2.$$

5. Қозғалыс формуласына  $a$ , жеделдетудің қатысты құрамдасы үшін мәнді қойып, поезд ұзындығы 560 м жүріп өткен  $t$  уақытын анықтаймыз:

$$560 = 10t - \frac{0,75t^2}{2}.$$

8. Жол соңында толық жеделдетуді анықтаймыз:

$$a_{\kappa} = \sqrt{a_{\text{пк}}^2 + a_{\tau}^2} = \sqrt{0,016^2 + 0,075^2} = 0,0767 \text{ м/с}^2.$$

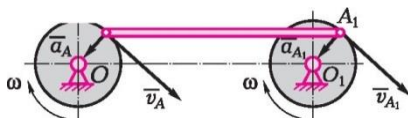
Есептеулерден толық жеделдету қалыпты жеделдетуді азайту есебінен азайғанын, ал қатысты жеделдету өзгеріссіз қалғанын көреміз.

## 1.8.

## ҚАТТЫ ДЕНЕНІҢ ҚАРАПАЙЫМ ҚОЗҒАЛЫСЫ

### Үдемелі қозғалыс

Қатты дененің үдемелі қозғалысы деп денемен байланысты кез келген түзу сызық өзінің бастапқы қалпына параллель күйінде қалатын қозғалыс түрін атайды.



Үдемелі қозғалыс кезінде дененің барлық нүктелері бірдей траекторияларды сипаттайды және әрбір уақыт сәтінде бірдеу (мәні мен бағыты бойынша) жылдамдық пен жеделдетуге ие. Бұл үдемелі қозғалыстың негізгі қасиеті дене қозғалысын оның нүктелерінің бірінен қозғалуын зерттеу мүмкіндігін береді. Үдемелі қозғалыстың мысалы булы машина поршенінің, көлденең-сүргілеу станогындағы кескіш сырғақтың қозғалысы болып табылады. Бұл жағдайларда дене нүктелерінің траекториясы түзу сызықты. Екі доңғалақ спарнигіндегі (1.35-сурет) нүктелер траекториясы шеңберден тұрады; спарниктің өзі AA, үдемелі қозғалады, ал доңғалақтар айналады. Дене үдемелі қозғалған кезде оның нүктелерінің траекториясы аса күрделі болуы мүмкін, мысалы, МиГ-21 жойғышының шассийн түсірген кезде доңғалақтар үдемелі қозғалысқа түседі, оның үстіне доңғалақ нүктелері кеңістік қисық сызығымен қозғалады.

### Козғалмайтын оське қатысты айналмалы қозғалыс

Қатты дененің айналмалы қозғалысы деп дене нүктелері дененің айналу осу деп аталатын қозғалмайтын түзу сызыққа перпендикуляр жазықтықтарда қозғалатын және ортасы осы осьте жататын шеңберлерді сипаттайтын қозғалыс түрін атайды.

Осы қозғалысты жүзеге асыру үшін қатты дененің  $A$  және  $B$  деген екі нүктесін қозғалыссыз бекіту қажет (1.36-сурет, а). Сонда осы нүктелер арқылы өтетін түзу сызық айналу осі болып табылады. Айналу кезінде дененің айналу бұрышы уақытқа қарай өзгереді:  $\varphi = f(t)$ .

Бұл тәуелділік **дененің айналу қозғалысының теңдеуі** деп аталады. Айналу бұрышын (радиандармен)  $N$ :  $\varphi = 2\pi N$ , айналу саны арқылы жиі көрсетеді.

• айналу бұрышының уақыт өте келе жылдам өзгеруін сипаттайтын шама **дененің бұрыштық жылдамдығы** деп аталады және біркелкілігі  $1/s$ . Оның мәні мынадай формула бойынша анықталады:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

Доға  $S = r\varphi$  және, демек,  $\varphi = S/r$  ескерсек, мынаны аламыз

$$\omega = \frac{dS}{r dt} = \frac{v_M}{r}$$

Осы жерден айналатын дене нүктесінің желілік жылдамдығын табамыз  
 $v_M = \omega r$ .

• бұрыштық айналу жылдамдығы  $n$  айналу жиілігімен байланысты,  $\text{мин}^{-1}$ , мынадай тәуелділікте:

$$\omega = (2\pi/60)n = \pi n / 30, 1/\text{с}.$$

Бұл жағдайда дене нүктесінің желілік жылдамдығы айналу жиілігі арқылы да берілуі мүмкін:

$$v = (\pi n / 30)(d / 2).$$

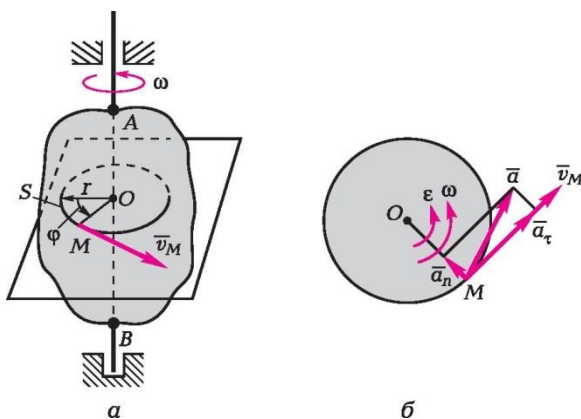
Жылдамдықтың біркелкілігі  $d$  диаметрдің біркелкілігіне байланысты болады. Егер  $d$  миллиметрмен (мм) өлшенсе, онда  $v$  секундқа бөлінген метрмен (м/с) өлшенеді:

$$v = (\pi d n) / (60 \cdot 1000).$$

Техникада көбінесе жылдамдық минутқа бөлінген метрмен (м/мин) беріледі, онда

$$v = (\pi d n) / 1000.$$

Бұрыштық жылдамдықтың уақыт өте келе жылдам өзгеруін сипаттайтын шама **бұрыштық жеделдету** деп аталады және біркелкілігі  $1/\text{с}^2$ :



1.36-сурет

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2}.$$

Егер  $d\omega/dt > 0$  и  $d\varphi/dt > 0$ , және  $dj/dt > 0$ , онда қозғалыс жеделдетілген; егер  $d\omega/dt < 0$ ,  $d\varphi/dt > 0$ , онда қозғалыс баяулаған.

Дененің  $M$  нүктесі  $OM = r$  радиуспен шеңбер арқылы қозғала отырып, айналу қозғалысына қатысады (1.36-сурет, б). Оның траекториясы қисық сызықты болғандықтан, жеделдету

$$\vec{a} = a_t \vec{\tau} + a_n \vec{n}.$$

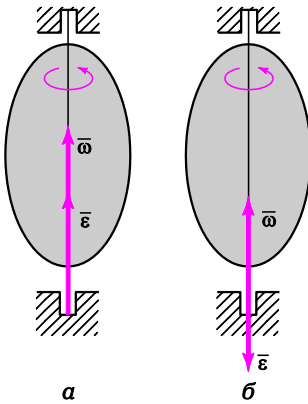
Жеделдетудің қатысты құрамдасы

$$a_t = |dv/dt| = |d\omega r/dt| = r |d\omega/dt| = r\varepsilon; a_t \text{ бағыты } \vec{\varepsilon} \text{ жеделдету бағытын айқындайды (1.36-сурет, б).}$$

Жеделдетудің қалыпты құрамдасы  $a_n = v^2/\rho = (\omega r)^2/r = \omega^2 r$ . Бұл жеделдету әрдайым ортаға бағытталған, сондықтан **ортаға талпынған** деп аталады.

Дененің қозғалмайтын осін айналған нүктенің толық жеделдетілуі

$$a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2}.$$



« $\vec{\omega}$  бұрыштық жылдамдық векторы» және

« $\vec{\varepsilon}$  бұрыштық жылдамдық векторы» деген ұғымдарды енгіземіз.  $\vec{\omega}$  дененің бұрыштық жылдамдық векторын оның айналу осі бойынша дененің бұрылуы көрінетін жерден сағат тілінің қозғалысына қарсы жаққа алып қою шартын қоямыз (1.37-с.)

1.37-сурет



## Дененің айналу қозғалысының жекелеген жағдайлары

1.  $\omega = \text{const}$ .  $\omega = |d\varphi/dt| = \text{const}$  біліп, бұл тәуелділікті қайта жазамыз және теңдеулерді бастапқы  $t_0$  (сәйкесінше  $\varphi_0$ ) сәтіне және туынды  $t$  сәтіне сәйкес келетін шектерде интеграциялаймыз

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} d\varphi = \omega \int_{t_0}^t dt, \quad \text{осыдан } \varphi = \varphi_0 + \omega t.$$

Бұл нәтиже дененің бірқалыпты айнала қозғалысы заңына сәйкес келеді.

2.  $\varepsilon = \text{const}$  — дененің бірдей ауыспалы айнала қозғалысы (бірдей жеделдетілген немесе бірдей баяулатылған). Оның қозғалыс заңының тұжырымдамасы бірдей:

$$\varphi = \varphi_0 + \omega_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2}$$

## Қатты дененің тегіс қозғалысы

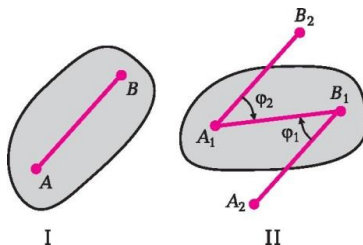
Қатты дененің тегіс, немесе тегіс-параллель қозғалысы деп дененің әрбір нүктесі кейбір қозғалмайтын жазықтыққа параллель жазықтықта қозғалатын түрін атайды.

Тегіс қозғалыс мысалдары шайбаның мұз үстінде қозғалуы, поезд доңғалағының түзу жолды жол учаскесімен жүруі.

Дененің тегіс қозғалысын таңдап алған ортаға қатысты үдемелі және айналмалы деп бөлуге болады. 1.38-суретте денені I күйден II күйге екі тәсілмен ауыстыруға болатыны көрсетілген:

а) денені  $AB$  түзу сызығы бастапқы күйіне параллель орын ауыстыра отырып, кеңістікте  $A_2B_1$  күйін е келетіндей етіп үдемелі ығыстырамыз. Осыдан кейін денені  $B_1$  нүктесін айнала  $\varphi_1$  бұрышына бұрамыз;

б) денені I күйден  $AB$  түзу сызығы оған параллель түзу  $A_1B_2$  жанасатындай етіп үдемелі ығыстырамыз. Осыдан кейін денені  $A_1$  нүктесін айналдыра,  $B$  нүктесі  $B_1$  нүктесіне түскенінше айналдырамыз.  $A_1B_2 \parallel A_2B_1$  болғандықтан, бұрыштар  $\varphi_1 = \varphi_2$ . Демек, II күйге келтіру үшін дене әртүрлі үдемелі қозғалыстар жасай алады (таңдап алынған полюске қарай), ал айналу, бірінші жағдайда да, екіншісінде де бірдей болады.



1.38-сурет

Демек, дененің кез келген тегіс қозғалысын таңдап алынған полюспен бірге дененің үдемелі қозғалысына және полюске қатысты айналу қозғалысына бөлуге болады.

Көбінесе мұндай полюс ретінде дене массасының ортасын таңдайды.

### Жазық фигура нүктелерінің жылдамдығы туралы теорема және оның салдары.

Жазық фигураның кез келген нүктесінің жылдамдығы полюс жылдамдығының геометриялық сомасына және осы нүктенің оның полюске қатысты айналуы кезіндегі желілік жылдамдығына тең.

Полюс ретінде жылдамдығы белгілі және  $v_O$  тең болатын  $O$  нүктесін алайық. Кез келген нүктенің, мысалы осы жазық фигураға тиесілі  $A$  нүктесінің жылдамдығын алайық (1.39-сурет, а).  $O_I$  қозғалмайтын жазықтық нүктесінен  $O$  және  $A$  нүктелеріне  $p_O$  және  $p_A$  радиус-векторларын, ал  $O$  полюсінен —  $r_{OA}$  радиус-векторын  $A$  нүктесіне жүргіземіз.  $p_{OA}$  радиус-векторы жазық фигураның екі нүктесін қосқандықтан, қозғалған кезде ол жазық фигураның бұрыштық жылдамдығымен  $O$  полюсін айналады  $\bar{\omega}$ , оның үстіне осы вектордың модулі тұрақты күйінде қалады, себебі  $A$  нүктесі мен полюс арасындағы қашықтық өзгермейді. Сонымен қатар, 1.39-суреттен көргендей,  $a, \bar{p}_A = \bar{p}_O + \bar{r}_{OA}$ .

Осы жерден  $A$  нүктесінің жылдамдығын анықтайық

$$\bar{v}_A = d\bar{p}_A/dt = d\bar{p}_O/dt + d\bar{r}_{OA}/dt.$$

$p_O$  радиус-векторынан уақыт бойынша туынды полюс жылдамдығы, ал  $p_{OA}$  радиус-векторынан уақыт бойынша — туынды  $O$  полюсін айналған кезде  $A$  нүктесінің желілік жылдамдығы болып табылады, оны  $v_{AO}$  деп белгілейміз.

Осылайша, теорема дәлелденді:

$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{v}_{AO}.$$

$v_{AO}$  жылдамдығын жазық фигураның бұрыштық жылдамдық векторын  $v_{OA}$  радиус-векторына векторлық жүргізу түрінде көрсетуге болады:

$$\bar{v}_{AO} = \bar{\omega} \times \bar{r}_{AO}.$$

$v_{AO}$  жылдамдық векторы дененің айналатын жағына  $OA$  кесіндісіне перпендикуляр бағытталған (1.39-сурет, б); оның модулі  $v_{AO} = \omega_{AO}$ .

**1-салдар.** Жазық фигура нүктелерінің жылдамдықтарын осы нүктелер арқылы өтетін оське проекциялар тең.

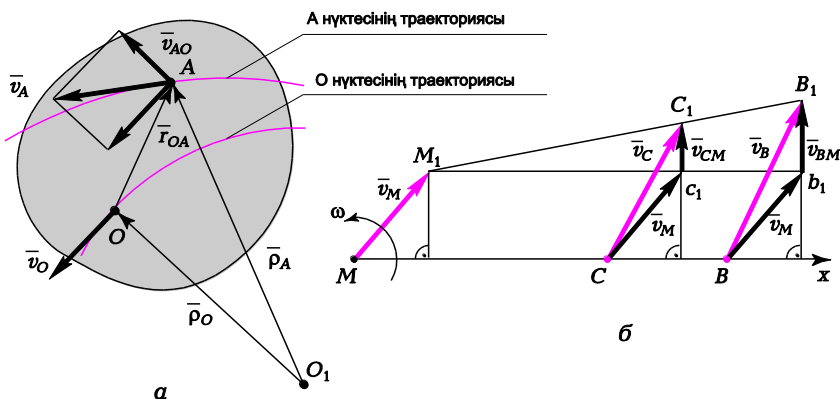
Қазіргі уақыт кезеңінде жазық фигураның  $w$  бұрыштық жылдамдығы

(оның модулі мен бағыты) және осы фигураның  $M$  нүктесінің  $v_M$  жылдамдығы белгілі делік (1.39-сурет, б).  $M$  нүктесін полюс ретінде аламыз және дәлелденген теорема негізінде осы жазық фигураның  $M$  полюсімен бір түзу сызықта жатқан  $B$  және  $C$  нүктелерінің жылдамдықтарын анықтайық:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_M + \vec{v}_{BM} \text{ және } \vec{v}_C = \vec{v}_M + \vec{v}_{CM}.$$

$v_{BM}$  және  $v_{CM}$  жылдамдық векторлары  $MB$  кесіндісіне перпендикуляр және жазық фигураның айналатын жағына бағытталған.  $M$ ,  $C$  және  $B$  нүктелері арқылы  $x$  осін жүргіземіз және оның жылдамдықтарына проекциялаймыз

$$v_{xB} = v_{xM} + v_{xBM} \text{ және } v_{xC} = v_{xM} + v_{xCM}$$



1.39-сурет

$v_{xBM}$  және  $v_{xCM}$   $x$  осіне проекциялары нөлге тең, себебі  $v_{BM}$  және  $v_{CM}$  векторлары осы оське перпендикуляр. Демек,  $v_{xB} = v_{xM} = v_{xC}$ , керегі де осы болатын.

**2-салдар.** Өлшенбейтін кесінді нүктелерінің жылдамдық векторларының ұшы бір түзу сызықта жатыр және оны осы кесіндінің тиісті нүктелерінің арасындағы қашықтықтарға пропорционал бөліктерге бөледі.

1.39-суреттен, б айқын көрінеді

$$b_1 B_1 = v_{BM} = MB \cdot \omega; \quad c_1 C_1 = v_{CM} = MC \cdot \omega, \quad \frac{c_1 C_1}{b_1 B_1} = \frac{MC}{MB}.$$

одан

$MC = M_1 C_1$  және  $MB = M_1 B_1$  параллелограмның қарама-қарсы жақтары ретінде.

Осылайша,

$$\frac{c_1 C_1}{b_1 B_1} = \frac{M_1 c_1}{M_1 b_1}.$$

Бұдан шығатыны,  $M_1 C_1 B_1$  — түзу кесінді.  $M_1 c_1 C_1$  және  $M_1 b_1 B_1$  үшбұрыштарына ұқсайтын:

$$\frac{M_1 C_1}{M_1 B_1} = \frac{M_1 c_1}{M_1 b_1} \text{ немесе } \frac{M_1 C_1}{M_1 B_1} = \frac{MC}{MB} \text{ және } \frac{M_1 C_1}{C_1 B_1} = \frac{MC}{CB},$$

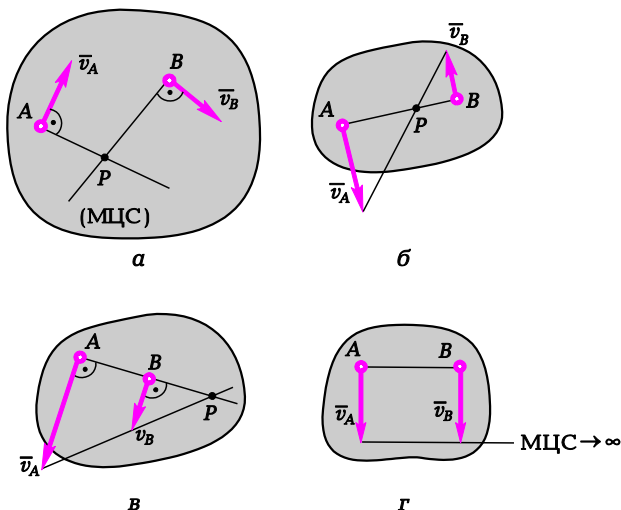
керегі де осы болатын.

**Тез жылдамдықтар ортасы.** Жылдамдығы қазіргі уақыт кезеңінде нөлге тең денемен өзгеріссіз байланысты нүкте *тез жылдамдықтар ортасы* деп аталады. Тез жылдамдықтар ортасы (ТЖО) осы нүктелерден шығарылған дене нүктелерінің жылдамдықтарына перпендикуляр жатыр (1.40-сурет, а). ТЖО анықтаудың әртүрлі жағдайлары ( $P$  әрпімен белгіленген) 1.40 суретінде көрсетілген,  $\bar{b}$  —  $z$ .

**Қозғалыстардың өзгеруі.** Машиналарда бір қозғалыстың екіншісіне өзгеруі жиі орын алады. Мысалы, қосиін-бұлғақты механизмде (1.41-сурет)  $OA$  қосиіні айналу қозғалысын жасайды, ол  $B$  сырғақтың үдемелі ығысуына өзгереді. Практикалық есептерді шешкен кезде осы қозғалыстың немесе жылдамдықтың заңдарын табу қажет.

#### 1.11-мысал

Қосиін-бұлғақты механизмде (1.41-сурет) қосиін бір рет айналғанда сырғақ мм тең жолды жүріп өтеді.  $A$  нүктесі осы уақыт ішінде қандай жолды жүріп өтеді?  $OA$  қосиіні тігінен күйге енгенде  $AB$  буынының ТЖО қай жерде болады?

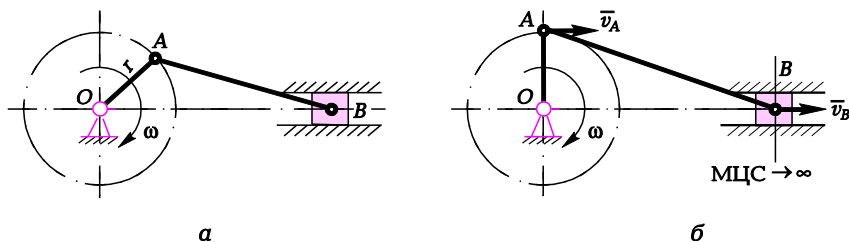


1.40-сурет

Шешуі.

1.  $A, B$  нүктелері қандай траекториялармен жылжитынын және олар тиесілі денелер қандай қозғалыстар жасайтынын қарастырайық.  $A$  нүктесі қозғалыстары әртүрлі екі денеге тиесілі. Бір жағынан,  $A$  нүктесі  $OA$  осінің айналу қозғалысына қатысады, ал екінші жағынан, ол тегіс қозғалыс жасайтын  $AB$  бұлғағына тиесілі.  $B$  нүктесі де екі бөлшекті біріктіреді:  $AB$  бұлғағы мен  $B$  сырғағы.  $B$  нүктесі үдемелі қозғалыс жасайтын, сол кезде оның барлық нүктелері түзу сызықпен қозғалатын сырғаққа тиесілі болғандықтан — бұл көлденең түзу сызық. Осылайша,  $A$  және  $B$  нүктелері жылдамдықтарының бағытын біліп,  $OA$  қосиіні тігінен күйде болған кезде, қосиін-бұлғақты механизм үшін тез жылдамдықтар ортасын табуға болады. 1.41-суреттен, б ТЖО шексіздікте жатқанын көреміз. Демек,  $AB$  буынының барлық нүктелерінің жылдамдығы бірдей.

2. Қосиін бір айналғанда  $A$  нүктесі  $S = 2\pi r$  жолынан өтеді.  $B$  сырғақ бір



1.41-сурет

айналғанда  $4r$  тең жолдан өтеді. Демек, егер  $B$  нүктесінің өтілген жолы белгілі болса қосиін радиусын табуға болады:

$$4r = 400 \text{ мм}; r = 100 \text{ мм}.$$

3. Қосиіннің  $z$  радиусын біліп алып, қосиін бір айналғанда  $A$  нүктесімен өткен жолды анықтауға болады:  $S = 2\pi r = 2\pi \cdot 100 = 628 \text{ мм}$ .

## 1.9.

## НҮКТЕНІҢ КҮРДЕЛІ ҚОЗҒАЛЫСЫ

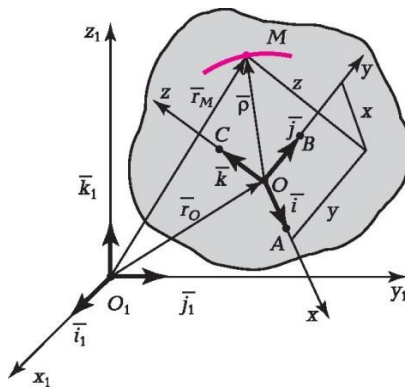
### Нүктенің салыстырмалы, ауыспалы және абсолютті қозғалысы

Нүктенің *күрделі* қозғалысы — бұл нүкте бір мезгілде екі немесе бірнеше қозғалыстарға қатысатын қозғалыс. Мысалы, жолаушы өзен ағысымен жүзіп бара жатқан теплоходтың палубасында жүріп келеді делік. Егер өзен арнасы Жер меридианына бұрышпен өтсе Жер бетіне қатысты жолаушының қозғалыс траекториясы мен оның жылдамдығы қандай болады? Бұл сұраққа нүктенің салыстырмалы, ауыспалы және абсолютті қозғалысы туралы ұғымдарды зерделеген соң ғана жауап беруге болады.

Кеңістікте қозғалатын денені (1.42-сурет) және осы денеге тиесілі емес, оған қатысты кейбір орын ауыстыруды жүзеге асыратын  $M$  нүктесін қарастырайық. Қозғалыстағы дененің  $O$  туынды нүктесі арқылы осы денемен байланысты  $O_x$ ,  $O_y$ ,  $O_z$  осьтерін жүргізейік. Бұл координаттар жүйесі *жылжымалы есептеу жүйесі* деп аталады.

*Жылжымайтын есептеу жүйесі* кейбір шартты түрде жылжымайтын денемен, әдетте Жермен байланысты  $O_1x_1$ ,  $O_1y_1$ ,  $O_1z_1$  осьтерінің жүйесі болады.

$M$  нүктесінің жылжымайтын есептеу жүйесіне қатысты қозғалысы нүктенің *абсолютті* қозғалысы деп аталады. Абсолютті қозғалыстағы нүктенің жылдамдығы мен жеделдетілуі абсолютті жылдамдық және абсолютті жеделдету деп аталады және  $v$  және  $a$  таңбаланады.



1.42-сурет

$M$  нүктесінің жылжымалы есептеу жүйесіне қатысты қозғалысын нүктенің **салыстырмалы** қозғалысы деп атайды, салыстырмалы қозғалыстағы жылдамдық пен жеделдетуді салыстырмалы жылдамдық және салыстырмалы жеделдету деп атайды,  $v_r$  және  $a_r$  таңбалайды.

Охуз жылжымалы есептеу жүйесінің және онымен өзгеріссіз байланысты дененің қозғалысы  $O_1x_1y_1z_1$  жылжымайтын есептеу жүйесіне қатысы бойынша **ауыспалы** қозғалыс болып табылады. Қазіргі кезде ол бойынша қозғалатын  $M$  нүктесімен сәйкес келетін дене жылдамдығы мен жеделдету ауыспалы жылдамдық және жеделдету деп аталады және  $v_e$  және  $a_e$  таңбалаынады.

**Жылдамдықтарды қосу туралы теорема.** Материалды нүкте жылдамдығының векторы

$$\bar{v} = d\bar{r} / dt.$$

$M$  нүктесінің  $r_M$  радиус-векторы келесі тәуелділіктегі координаттардың жылжымалы жүйесін есептеу басының радиус-векторымен байланысты:

$$\bar{r}_M = \bar{r}_O + \bar{\rho},$$

мұнда  $\rho$  — жылжымалы есептеу жүйесіндегі  $M$  нүктесінің радиус-векторы; ол нүктенің оның салыстырмалы қозғалысындағы орнын айқындайды.  $M$  нүктесінің жылдамдық векторын есептеп шығарайық:

$$\bar{v}_M = \frac{d}{dt}(\bar{r}_M) = \frac{d}{dt}(\bar{r}_O + \bar{\rho}), \text{ или } \bar{v}_M = \frac{d}{dt}(\bar{r}_O) + \frac{d}{dt}(\bar{\rho}).$$

Алынған мәнде бірінші қосынды координаттардың жылжымайтын жүйесіне қатысты  $O$  нүктесінің жылдамдығын ( $v_0$ ) білдіреді.  $i, j$  және  $k$  орттары кеңістікте денемен бірге орнын ауыстыратындықтан, онда, демек, олардан уақыт бойынша туынды нөлге тең болмайды. Осы орттар қиылысатын  $O$  нүктесі олар үшін әрдайым қозғалыссыз болатынын байқауға болады. Демек, бұл орттар  $O$  нүктесі арқылы өтетін осьті жылдам айналады.

Туындыны есептеп шығайық ( $\rho$ ):  $\frac{d}{dt}(\bar{\rho})$

$$\frac{d}{dt}(\bar{\rho}) = \frac{d}{dt}(x\bar{i} + y\bar{j} + z\bar{k}) = \bar{i}\frac{dx}{dt} + \bar{j}\frac{dy}{dt} + \bar{k}\frac{dz}{dt} + x\frac{d\bar{i}}{dt} + y\frac{d\bar{j}}{dt} + z\frac{d\bar{k}}{dt}.$$

Алғашқы үш қосындылар  $M$  нүктесінің салыстырмалы жылдамдығын білдіреді

$$\bar{v}_r \frac{dx}{dt} \bar{i} + \frac{dy}{dt} \bar{j} + \frac{dz}{dt} \bar{k} = v_x \bar{i} + v_y \bar{j} + v_z \bar{k}.$$

Бұл жерде  $v_x = \frac{dx}{dt}$ ,  $v_y = \frac{dy}{dt}$  және  $v_z = \frac{dz}{dt}$  салыстырмалы

жылдамдық векторының оське сәйкес келетін координаттарға проекциясы

$$\text{Сонымен, } \bar{v}_M = \bar{v}_O + x\frac{d\bar{i}}{dt} + y\frac{d\bar{j}}{dt} + z\frac{d\bar{k}}{dt} + \bar{v}_r.$$

Туынды нені білдіретінін қарастырайық, мысалы,  $\frac{d\bar{k}}{dt}$  Егер бұған дейін

атап өткендей,  $k$  орт  $O$  нүктесін айнала жедел айналуы ғана жүзеге асырса, онда  $O\Omega$  тез айналу осі болады (1.43-сурет).

Радиус-вектордан туынды осы вектордың ұшының желілік жылдамдығы болатыны белгілі.  $k$  орт — вектор болғандықтан,  $d\bar{k}/dt = \bar{v}_C$ . Демек,

$$x\frac{d\bar{i}}{dt} + y\frac{d\bar{j}}{dt} + z\frac{d\bar{k}}{dt} = x\bar{v}_A + y\bar{v}_B + z\bar{v}_C.$$

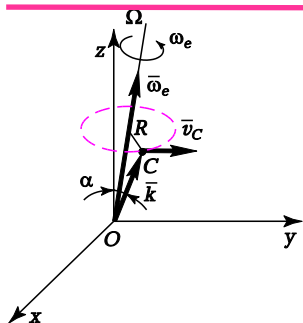
Шеңберге қатысты бағытталған вектор ұшының желілік жылдамдығын есептеп шығарайық,

$$v_C = R\omega = |\bar{k}|\omega \sin \alpha = \omega \sin \alpha. \bar{\omega} \times \bar{k}$$

векторлық туынды модулі де  $\omega \sin \alpha$  теңесетінін және  $\bar{\omega}$ ,  $k$  және  $\bar{v}_C$  векторлары өзара-перпендикуляр болатынын біліп,  $\bar{v}_C = \bar{\omega} \times \bar{k}$ .

жазуға болады. Дәл осылай:

$\bar{v}_B = \bar{\omega} \times \bar{j}$  и  $v_A = \bar{\omega} \times \bar{i}$ . деп жазамыз. Осылайша,



1.43-сурет



$$x \frac{d\bar{i}}{dt} = x\bar{v}_A = x\bar{\omega} \times \bar{i} = \bar{\omega} \times x\bar{i};$$

$$y \frac{d\bar{j}}{dt} = \bar{\omega} \times y\bar{j}; \quad z \frac{d\bar{k}}{dt} = \bar{\omega} \times z\bar{k},$$

Немесе

$$x \frac{d\bar{i}}{dt} + y \frac{d\bar{j}}{dt} + z \frac{d\bar{k}}{dt} = \bar{\omega} \times (x\bar{i} + y\bar{j} + z\bar{k}) = \bar{\omega} \times \bar{\rho}.$$

Нәтижесінде біз мынадай тәуелділікті аламыз:

$$\bar{v}_M = (\bar{v}_r + \bar{\omega} \times \bar{\rho}) + \bar{v}_r.$$

Жақша ішіндегі мән дене нүктесінің жылдамдығын білдіреді, ол қазіргі кезде осы денеге қатысты қозғалатын  $M$  нүктесімен сәйкес келеді (себебі ол осы полюске қатысты айналған кезде  $v_O$  полюс жылдамдығының және  $\bar{\omega} \times \bar{\rho}$  желілік жылдамдық сомасына тең). Нәтижесінде мынадай теңдік алынды

$$\bar{v} = \bar{v}_r + \bar{v}_e.$$

ол жылдамдықтарды қосу туралы теореманы білдіреді:

нүктенің абсолютті жылдамдығы оның ауыспалы және салыстырмалы жылдамдықтарының геометриялық сомасына тең.

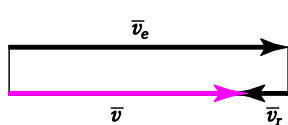
Бұл теореманы кейде *жылдамдықтар параллелограммы ережесі* деп атайды.

Жалпы жағдайда абсолютті жылдамдық модулін мына формула бойынша есептеуге болады

$$v = \sqrt{v_r^2 + v_e^2 + 2v_r v_e \cos(\bar{v}_r, \bar{v}_e)}.$$

### 1.12-мысал

Жолаушы вагонның жанынан 0,5 км/сағ жылдамдықпен поезд қозғалысына қарсы бағытта жүріп келеді. Поезд түзу сызықты жол учаскесінде 60 км/сағ жылдамдықпен қозғалып келеді. Жолаушы құрылысқа қатысты қандай жылдамдықпен қозғалады?



Шешуі.

1. Ауыспалы жылдамдықты анықтайық. Вагон түзу сызықты жолмен келе жатқандықтан, ол үдемелі қозғалады. Демек, барлық нүктелердің жылдамдығы

бірдей, яғни  $v_e = 60$  км/сағ.

1. 44-сурет

жылдамдығын анықтайық. Жылдамдықтарды қосу туралы теореманың негізінде нүкте күрделі қозғалған кезде  $v = v_r + v_e$  (1.44-сурет). Барлық векторлар параллель болғандықтан,  $v = 60 - 0,5 = 59,5$  км/сағ.

Жауап. Жолаушы поезд қозғалысының бағытындағы құрылыстарға қатысты 59,5 км/сағ абсолютті жылдамдықпен қозғалады.

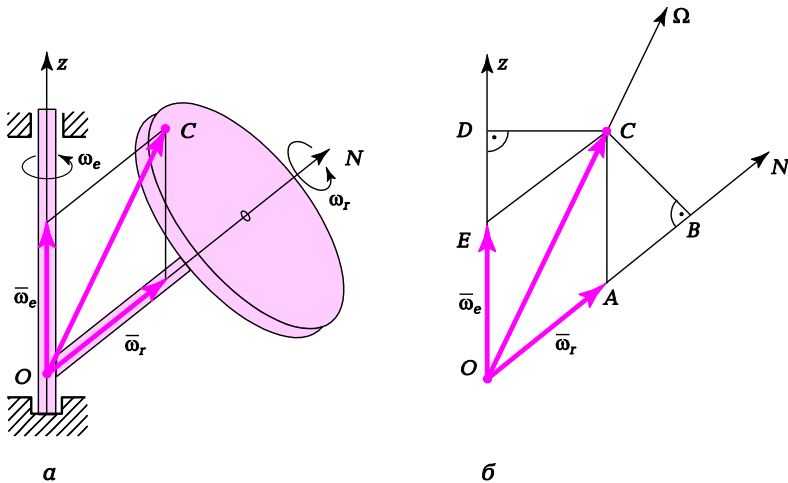
## Қатты дененің қиысатын осьтерді айнала қозғалуын қосу

Бір нүктеде қиысатын осьтерді айнала дененің екі айналу қозғалысының жиынтығын білдіретін қатты дененің күрделі қозғалысын қарастырайық. Мұндай қозғалыстың мысалы 1.45-суретте,  $a$  көрсетілген дискінің қозғалысы болып табылады. Осы дискінің  $ON$  осіне қатысты қозғалысы оның салыстырмалы қозғалысы болып табылады, сондықтан осы айналу қозғалысының бұрыштық жылдамдығын  $\omega_r$  деп белгілейік.  $ON$  осінің өзінің  $Oz$  осін айналуы — бұл ауыспалы қозғалыс, сондықтан бұл бұрыштық жылдамдықты  $\omega_e$  деп белгілейміз. Бұл жағдайда дененің абсолютті қозғалысы қандай болатынын анықтайық.

$\bar{\omega}_e$  и  $\bar{\omega}_r$  векторында параллелограммдар (1.45-сурет,  $b$ ) құрайық. Осы параллелограммның  $OC$  диагоналі  $O\Omega$  осін айналатын дененің нәтиже беретін айналуының бұрыштық жылдамдығы векторын білдіреді.  $O$  нүктесінің жылдамдығы нөлге тең, себебі ол бір мезгілде  $ON$  және  $Oz$  екі тез айналу осінде орналасады.  $C$  нүктесінің жылдамдығын анықтайық. Бұл нүкте күрделі қозғалысқа қатысатын денеге тиесілі болғандықтан, оның жылдамдығы жылдамдықтарды қосу туралы теорема бойынша айқындалады:

$$\bar{v}_C = \bar{v}_r + \bar{v}_e.$$

$C$  нүктесінің желілік жылдамдығын оның  $ON$  осін айнала салыстырмалы айналуын есептеп шығарамыз:



1.45-сурет

$$v_r = BC\omega_r = 2 \text{ шаршы метр } \Delta OAA \text{ ауданы}$$

$v_r$  жылдамдық векторы  $OAC$  жазықтығына перпендикуляр және «өзіне» бағытталған.  $C$  нүктесінің желілік жылдамдық модулі оның ауыспалы қозғалысында

$$v_e = DC\omega_e = 2 \text{ шаршы метр } \Delta OEC \text{ ауданы}$$

Осы жылдамдық векторы «өзінен» шығатын жағындағы  $OEC$  жазықтығына перпендикуляр бағытталған.  $OAC$  және  $OEC$  үшбұрыштарының аудандары құрылымы бойынша тең болғандықтан,  $C$  нүктесінде шамасы бойынша тең және қарама-қарсы бағытталған екі вектор жүргізілген, демек, олардың сомасы нөлге тең.

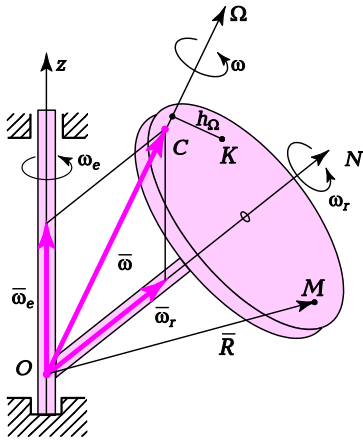
Осылайша,  $O$  және  $C$  екі жылжымайтын нүктесі арқылы өтетін  $O\Omega$ , түзу сызығы дененің тез айналу осі болып табылады. Диск (туынды пішіндегі кез келген басқа дене)  $O\Omega$ , осін айнала тез айналады деп санауға болады. Бұл жағдайда  $M$  кез келген нүктесінің жылдамдығы (1.46-сурет) былайша айқындалуы мүмкін:

$$\bar{v}_M = \bar{\omega} \times \bar{R}.$$

Екінші жағынан, бұл нүкте күрделі қозғалысқа қатысады, сондықтан оның жылдамдығын басқаша жазуға болады

$$\bar{v}_M = \bar{v}_r + \bar{v}_e,$$

мұнда  $\bar{v}_r = \bar{\omega}_r \times \bar{R}$ , а  $\bar{v}_e = \bar{\omega}_e \times \bar{R}$ .



1.46-сурет

келген нүктесінің жылдамдығын (мысалы  $K$  нүктесі үшін) тез айналу осіне қатысты айқындауға болады (1.46-сурет):

Осылайша,  
олардың  $\bar{\omega} \times \bar{R} = \bar{\omega}_r \times \bar{R} + \bar{\omega}_e \times \bar{R}$ ,  
сода

н  $\bar{\omega} \times \bar{R} = (\bar{\omega}_r + \bar{\omega}_e) \times \bar{R}$ . Демек,  
 $\bar{\omega} = \bar{\omega}_r + \bar{\omega}_e$ . Осылайша,

Салыстырмалы және ауыспалы бұрыштық айналу векторларының геометриялық сомасы абсолютті айналу бұрыштық жылдамдығы векторына тең.

Белгіленген арақатысты бұрыштық жылдамдықтар параллелограмм ережесі деп атайды.

Бұрыштық жылдамдықтар параллелограммын құрып, қиысатын осьтерге қатысты екі айналатын қозғалысты қосқан кезде дененің кез

$$v_k = \omega h_{\Omega}.$$

### Қатты дененің параллель осьтерді айналу қозғалуын қосу

Бұл жағдайда салыстырмалы және ауыспалы бұрыштық жылдамдықтар векторлары параллель. Бұл жерде бірнеше нұсқасы болуы мүмкін.

1. *Салыстырмалы және ауыспалы айналу бір жаққа бағытталған.* Жазық фигура I (1.47-сурет, а) II жазықтығына қатысты айналады делік. Өз кезегінде, II жазықтығы жылжымайтын III жазықтығына қатысты айналады, онда I жазық фигураның абсолютті қозғалысы III жазықтығына қатысты құрамдас болады; бұл жағдайда II жазықтығының қозғалысы ауыспалы болып табылады. I және II жазық фигуралар III жазықтығында ұқсас қозғалыстар жасай алады (1.47-сурет, б). Екі қозғалыс та айналатын болғандықтан, III жазықтығымен  $W_e$  және  $Q_r$  айналу осьтерінің қиылысу нүктесінде жылдамдықтар нөлге тең болады:  $P_e$  нүктесінде — ауыспалы, ал  $P_r$  нүктесінде — салыстырмалы. Күрделі қозғалыстағы кез келген нүктенің

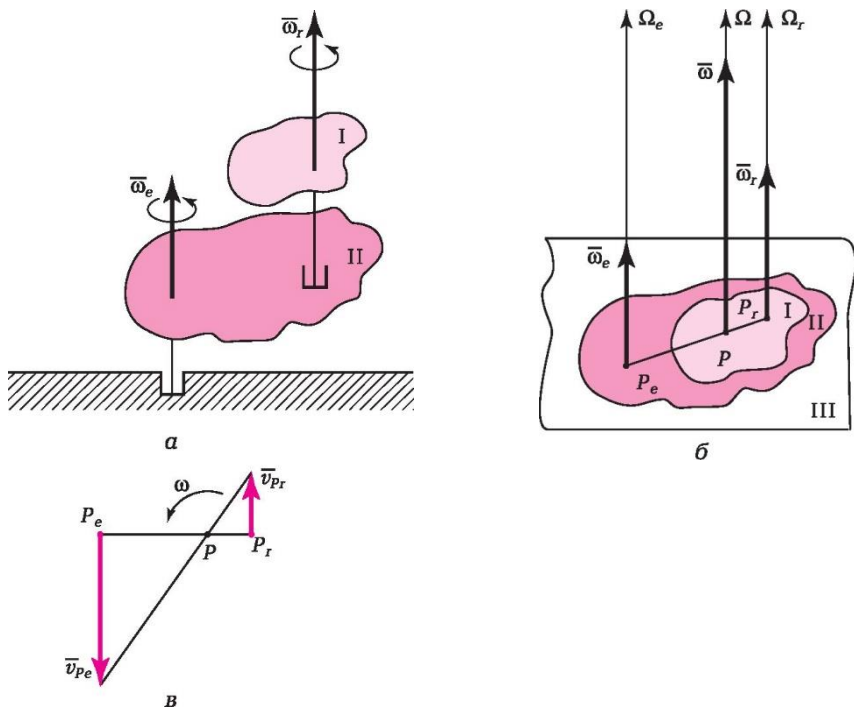
абсолютті жылдамдығы салыстырмалы және ауыспалы жылдамдықтардың геометриялық сомасына тең.  $P_e$  нүктесінің ауыспалы жылдамдығы нөлге тең болғандықтан, оның абсолютті жылдамдығы салыстырмалы жылдамдыққа тең болады:

$$\vec{v}_{Pe} = \vec{v}_r + \vec{v}_e = \vec{v}_r + 0 = \vec{v}_r.$$

Осы жылдамдықтың модулін  $v_{Pe} = P_e P_r \omega$  формуласы бойынша анықтайды. Ол оның айналу радиусына ( $P_e P_r$  кесіндісіне) — «өзіне» перпендикуляр.

Дәл осындай пайымдаулар  $P_r$  нүктесі үшін де әділ, яғни табсолютті жылдамдық  $v_{Pr} = v_T + v_e = 0 + v_e = v_e$ . Осы жылдамдық модулі  $v_{Pr} = P_e P_r \omega$ , ал вектор  $P_e P_r$  кесіндісіне перпендикуляр және ауыспалы айналу жағына, яғни «өзіне» бағытталған.

Сызбаға  $P_e$  және  $P_r$  нүктелерінің абсолютті жылдамдық векторларын түсіреміз, одан кейін  $P$  тез жылдамдықтар ортасын табамыз (1.47-сурет, в). Суреттен көретініміз, I жазық фигурасының қозғалысы бұрыштық жылдамдығымен екі параллель бір бағыттағы айналу қозғалысынан тұрады.



1. 47-сурет

$$\omega = v_{Pr} / PP_r = v_{Pe} / PP_e.$$

Мұндай үшбұрыштарға сүйенсек,  $v_{Pe} / v_{Pr} = PP_e / PP_r$ . Салыстырмалы және ауыспалы қозғалыстардың бұрыштық жылдамдықтары арқылы көрсетілген  $v_{Pr}$  және  $v_{Pe}$  жылдамдықтарының мәнін қойып, мынаны аламыз:

$$\frac{PP_e}{PP_r} = \frac{\omega_r}{\omega_e}.$$

Демек,

$\Omega$  тез айналу осі (1.47-сурет, б) тез жылдамдық ортасы арқылы,  $\Omega_e$  және  $\Omega_r$  осьтеріне параллель Р нүктесі арқылы өтеді, бұл ретте осы осьтердің арасындағы қашықтықты бұрыштық жылдамдықтарға кері пропорционал кесінділерге бөледі.

Абсолютті бұрыштық жылдамдық модулін анықтайық. Ол үшін  $v_{Pr} = P_e P_{r(1)e}$  орнына оның  $v_{Pr} = \omega PP_r$  мәнін қоямыз; нәтижесінде  $\omega PP_r = P_e P_{r(1)e}$  боламыз.

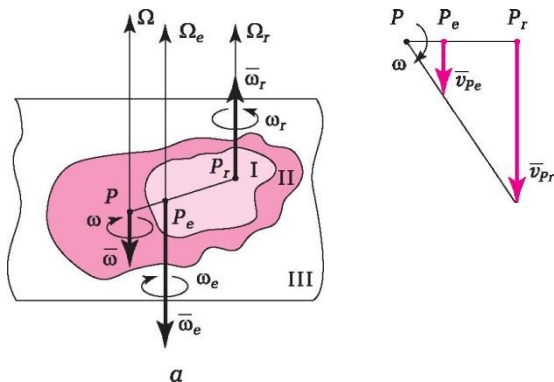
$PP_e + PP_r = P_e P_r$  ескере отырып, осы теңдікті жазып аламыз:  $\omega PP_r = \omega_e (PP_e + PP_r)$  немесе  $\omega PP_r = \omega_e PP_e + \omega PP_r$  біліп,  $\omega_e PP_e = \omega PP_r$  аламыз, одан  $\omega PP_r = \omega_r PP_r + \omega_e PP_r$  жалпы көбейткішіне қысқарған соң мынаны айқындаймыз:

$$\omega = \omega_e + \omega_r.$$

Абсолютті бұрыштық жылдамдық модулі бір бағытта айналу қозғалысын құрайтын бұрыштық жылдамдықтар модульдерінің сомасына тең.

1.47-суреттен, в көрінетіні, жазық фигураның абсолютті айналуы оның құрамдас қозғалысы сияқты сағат тіліне қарсы бағытталған.  $\Omega$  осі бойынша  $\omega$  абсолютті бұрыштық жылдамдық векторын  $\omega_e$  және  $\omega_r$  векторлары бағытталған жаққа бағыттайық (1.47-сурет, б).

**2. Салыстырмалы және ауыспалы айналулар әртүрлі жақтарға бағытталған, ал олардың бұрыштық жылдамдықтарының модульдері тең емес.**  $P_e$  тез жылдамдықтар ортасының абсолютті жылдамдығын анықтайық (1.48-сурет, а):  $v_{Pe} = v_r + v_e = v_r + 0 = v_r$ . Бұл вектор  $v_{Pe}$  модулі бойынша тең  $\omega_r P_e P_r$  және «өзіне» бағытталған. Дәл солай тез жылдамдықтар ортасының абсолютті жылдамдығын анықтаймыз  $P_r$ :  $v_{Pr} = v_r + v_e = 0 + v_e = v_e$ .  $P_r$  нүктесі ауыспалы қозғалыста, егер  $\bar{\omega}_r$  векторының ұшынан қарасақ,  $\Omega_e$  осін айнала сағат тіліне қарсы қозғалады.



1.48-сурет

Демек,  $v_{Pr}$  векторы «өзіне» бағытталған.  $v_{Pr}$  векторының модулі  $v_{Pr} = \omega_e P_e P_r$  тең болады. 1.48-суретте, а  $\bar{\omega}_e > \bar{\omega}_r$ , сондықтан  $v_{Pr} > v_{Pe}$  көрсетілген.

$P_e$  және  $P_r$  нүктелерінен  $v_{Pe}$  және  $v_{Pr}$  жылдамдық векторларын аламыз (1.48-сурет, б) және графикалық тұрғыдан тез жылдамдықтар ортасын, яғни  $P$  нүктесін табамыз. Суреттен, егер  $\Omega$  тез айналу осінің соңынан қарасақ, абсолютті айналу сағат тілімен жүзеге асатынын көреміз.

Мұндай үшбұрыштарға (1.48-сурет, б) сүйенсек,  $v_{Pe}/v_{Pr} = PP_e/PP_r$ . Салыстырмалы және ауыспалы қозғалыстардың бұрыштық жылдамдықтары арқылы берілген  $v_{Pr}$  және  $v_{Pe}$  жылдамдық мәндерін қойып, мынаны аламыз

$$\frac{PP_e}{PP_r} = \frac{\omega_r}{\omega_e}$$

Осылайша,

жазық фигураның тез абсолютті айналу осі ауыспалы және салыстырмалы айналу осьтеріне параллель; ол осы осьтер арқылы өтетін жазықтықта жатыр және осы осьтердің арасындағы қашықтықты сырттай түрде бұрыштық жылдамдықтарға кері пропорционал бөледі.

Абсолютті айналудың бұрыштық жылдамдық модулін анықтау үшін  $v_{Pr} = \omega PP_r$  тәуелділігін пайдаланайық (1.48-сурет, б). Сонымен бірге, бұған дейін белгіленгендей,  $v_{Pr} = P_e P_r \omega_e$ . Оң бөліктерін теңестіріп және  $P_e P_r = PP_r - PP_e$  есепке ала отырып, мынаны аламыз

$$\omega PP_r = \omega_e (PP_r - PP_e), \text{ немесе } \omega PP_r = \omega_e PP_r - \omega_e PP_e.$$

Бұған дейін  $\omega_e PP_e = \omega_r PP_r$  дәлелденді. Осы теңдікті есепке ала отырып  $\omega PP_r = \omega_e PP_r - \omega_r PP_r$  аламыз,  $PP_r$  көбейткішіне азайтқан соң мынаған ие боламыз:

$$\omega = \omega_e - \omega_r$$

яғни

абсолютті бұрыштық жылдамдық модулі түрлі бағыттағы айналу құрамдастарының бұрыштық жылдамдықтарының әртүрлігіне тең. Абсолютті бұрыштық жылдамдық векторы үлкен бұрыштық жылдамдық жағына бағытталған және оны айнала қозғалудың бұрыштық жылдамдығы жоғары ось жағынан орналасқан (1.48-сурет, а).

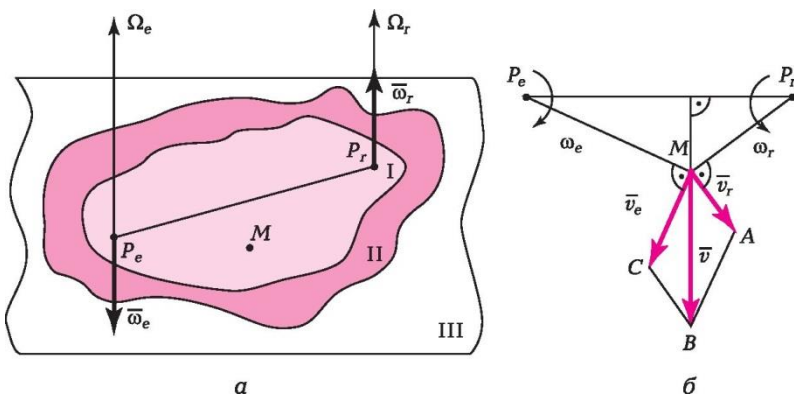
3. *Салыстырмалы және ауыспалы айналу әртүрлі жақтарға бағытталған, олардың бұрыштық жылдамдықтары модулі тең* (1.49-сурет, а). Бұл жағдай үшін I жазық фигураның абсолютті қозғалысын анықтап алайық. Бұрыштық жылдамдықтар модульдері тең болғандықтан,

$$\bar{\omega}_e = -\bar{\omega}_r$$

I фигура  $\Omega_r$  осьті айнала салыстырмалы айналыс, ал II фигура —  $\Omega_e$  осін айнала ауыспалы айналыс жасайды. I фигурасының кез келген нүктесі үшін теңдік орын алғандықтан

$$\bar{v} = \bar{v}_e + \bar{v}_r,$$

$M$  нүктесі үшін бұл теңдік те әділ болады. Оның салыстырмалы жылдамдығын анықтайық.  $v_r$  векторы  $\omega_r$  бұрыштық жылдамдық бағытында  $MP_r$  кесіндісіне перпендикуляр бағытталады (1.49-сурет, б). Оның модулін есептеп алайық



1.49-сурет



$$v_r = \omega_r MP_r, \text{ или } v_r = \omega_e MP_r, \text{ так как } \omega_r = \omega_e.$$

$M$  нүктесінің ауыспалы жылдамдығы  $\omega_e$  ауыспалы бұрыштық жылдамдық жағына  $MP_e$  кесіндісіне перпендикуляр бағытталады.  $v_e$  ауыспалы жылдамдығы модулін есептеп алайық

$$v_e = \omega_e MP_e.$$

$v_r$  және  $v_e$  векторлық жылдамдықтарында параллелограмм құрамыз (1.49-сурет, б).  $MBC$  және  $P_e MP_r$  үшбұрыштары ұқсас, себебі олардың жақтары пропорционал және өзара перпендикуляр. Ұқсас үшбұрыштардан мыналарға ие боламыз

$$\frac{v}{P_e P_r} = \frac{v_e}{MP_e} = \frac{v_r}{MP_r} = \omega_e = \omega_r = \omega.$$

$MC$  және  $CB$  жақтары сәйкесінше  $MP_e$  және  $MP_r$  жақтарына перпендикуляр болғандықтан, осы үшбұрыштардың үшінші жақтары да перпендикул болады, яғни  $v$  векторы  $P_e P_r$  жағына перпендикуляр. Демек, өздігінен таңдап алынған кез келген нүктенің жылдамдық векторы  $P_e P_r$  кесіндісіне перпендикуляр болуы тиіс, ал оның модулі

$$v = \omega P_e P_r.$$

Егер дененің барлық нүктелерінің жылдамдықтары модулі мен бағыты бойынша бірдей болса, мұндай дененің тез жылдамдықтар ортасы шексіздікте жатыр — дене үдемелі қозғалыс жасайды.

Осылайша,

модулі бойынша бірдей, бірақ қарама-қарсы бағытталған бұрыштық жылдамдықтағы екі айналысты қосқан кезде үдемелі қозғалыс нәтиже беретін қозғалыс болып табылады.

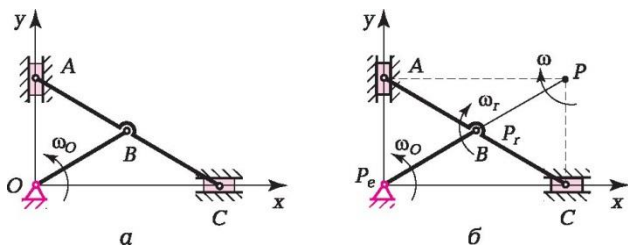
Қарама-қарсы жақтарға бағытталған және модулі бойынша бірдей бұрыштық жылдамдықтары бар екі айналыс жиынтығы **айналыстар жұбы** деп аталады.

### 1.13-мысал

Механизм  $w_0$  бұрыштық жылдамдығымен айналатын  $OB$  қосиінмен қозғалысқа келтіріледі (1.50-сурет, а).  $AC$  буыны  $OB$  қосиініне қатысты қандай жылдамдықпен айналатынын және параллель осьтерге қатысты айналыстарды қосу туралы теореманы пайдалана отырып, тез абсолютті бұрыштық жылдамдықты айқындау.

Шешуі.

1.  $AC$  буынының салыстырмалы бұрыштық жылдамдығын анықтаймыз.



1.50-сурет

$AC$  буыны күрделі қозғалыс жасайды. Оның  $B$  нүктесі бір мезгілде  $OB$  және  $AC$  буынына тиесілі, сондықтан оның салыстырмалы айналу қозғалысындағы жылдамдығы нөлге тең. Демек,  $AC$  буынының оның салыстырмалы айналмалы қозғалысындағы тез жылдамдықтар ортасы; оны 1.50-сурет

$P_r$  деп белгілейміз (1.50-сурет, б). Ауыспалы айналу  $OB$  қосиінінің  $O$  қозғалмайтын нүктесіне қатысты айналуы болып табылады; бұл нүктені  $P_e$  деп белгілейміз. Ауыспалы және салыстырмалы айналыстар осі сызба жазықтығына перпендикуляр, яғни өзара параллель. Демек, параллель осьтерге қатысты айналу қозғалыстарын қосу туралы теореманы қолдануға болады.

$AC$  буынының  $A$  және  $C$  нүктелері (сәйкесінше  $O_x$  және  $O_y$  осьтерін бойлай) жылдамдықтарының бағыттары белгілі болғандықтан, осы буынның ТЖО, яғни  $P$  нүктесін табуға болады (1.50-сурет, б).

$\omega_r = 2\omega_e = 2\omega_O$  арақатысын есептейміз (1.10-кіші бөлімін қараңыз):

$$\frac{\omega_r}{\omega_e} = \frac{PP_e}{PP_r} = \frac{2OB}{OB} = 2.$$

Осыдан айнарудың салыстырмалы бұрыштық жылдамдығы  $\omega_r = 2\omega_e = 2\omega_O$ .

2.  $AC$  буынының тез абсолютті бұрыштық жылдамдығын анықтаймыз.

$P$  нүктесі (абсолютті айналма қозғалысының ТЖО)  $P_eP_r$  кесіндісінде жатыр және оны сырттай бөледі, демек, ауыспалы және салыстырмалы бұрыштық жылдамдықтардың бағыттары қарама-қарсы. Ал  $P$  нүктесі  $P_r$  нүктесіне қарағанда  $P_e$  жақын орналасқандықтан,  $\omega_r > \omega_e$ , және  $AB$  буынның абсолютті бұрыштық жылдамдығы мынаған тең болады

$$\omega = \omega_r - \omega_e = 2\omega_O - \omega_O = \omega_O.$$

Жауап.  $AC$  буынының салыстырмалы бұрыштық жылдамдығы қазіргі кезде  $OB$  қосиінінің бұрыштық жылдамдығына қарағанда екі есе үлкен және қарама-қарсы жаққа бағытталған.

$AC$  буынының абсолютті бұрыштық жылдамдығы қазіргі кезде  $OB$

қосинінінің бұрыштық жылдамдығына тең, алайда басқа жаққа бағытталған.

## 1.11.

### ДИНАМИКА ЗАҢДАРЫ, МАТЕРИАЛДЫҚ НҮКТЕ ҚОЗҒАЛЫСЫ ТЕНДЕУІ. Д'АЛАМБЕР ПРИНЦИПІ

Динамика деп материалдық денелердің оларға түсірілген күштердің әсерінен қозғалысы зерделенетін механика бөлімі аталады. Динамика негізінде Ньютон тұжырымдаған заңдар жатыр.

Бірінші заң — Галилей белгілеген инерция заңы былай дейді:

басқа денелердің әсері бұл күйді өзгертпейінше, материалдық нүкте тыныштық күйін немесе біркелкі түзу сызықты қозғалысын сақтайды.

Екінші заң — динамиканың негізгі заңы — жеделдету  $a$ , масса  $m$ , материалдық нүкте  $M$  және күш  $F$  арасында байланыс орнатады (1.51-сурет, а): материалдық нүктені жеделдету оған түсірілген күшке пропорционал және онымен бірдей бағытқа ие.

Осы заңды Эйлер берген нысанда жазайық:

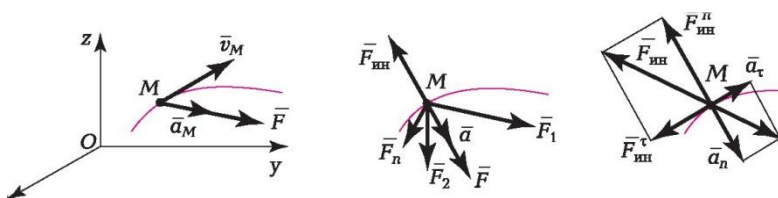
$$m\vec{a} = \vec{F}.$$

Классикалық механикада масса  $m$  тұрақты шама ретінде алу қабылданған. **Масса** материалдық денелердің олардың үдемелі қозғалысында инерттілік шамасы болып табылады. Динамиканың негізгі заңын теңдікке кіретін векторлық шамаларды координаттар осіне проекциялау арқылы скалярлық түрде жазамыз:

$$ma_x = F_x; ma_y = F_y; ma_z = F_z.$$

Үшінші заң былайша тұжырымдалады: кез келген әрекетке бірдей және қарама-қарсы бағытталған қарсы әрекет сәйкес келеді.

Бұл заң екі дененің қандай кинематикалық күйде болғанына қарамастан әрқайсысына түсірілген күштер модуль бойынша тең және қарама-қарсы жаққа бір түзу сызықпен бағытталғанын белгілейді.



1.51-сурет

Төртінші заңды Ньютон механиканың жеке заңы ретінде тұжырымдаған жоқ, бірақ оның күштер параллелограммы ережесін жалпылауын жеке заң деп санауға болады:

бір мезгілде әсер ететін бірнеше күш нүктеге олардың геометриялық сомасына тең бір күш хабарлай алатындай жеделдетуді хабарлайды.

Динамиканың негізгі заңын векторларды не декарттық, не табиғи координаттар осіне проекциялай отырып, склярлық түрде жазуға болады. Бірінші жағдайда **тікбұрышты декарттық координаттар жүйесіндегі материалдық нүкте қозғалысының теңдеуін** аламыз:

$$m\ddot{x} = F_x; m\ddot{y} = F_y; m\ddot{z} = F_z$$

мұнда  $\ddot{x} = a_x; \ddot{y} = a_y; \ddot{z} = a_z$ .

Екінші жағдайда **қозғалыстың табиғи теңдеуін** аламыз:

$$ma_n = F_n; ma_\tau = F_\tau; ma_h = F_h;$$

мұнда  $a_n = v^2/\rho; a_\tau = d^2S/dt^2$ .

Бинормальға жеделдетуді проекциялау әрдайым нөлге тең ( $a_b = 0$ ), сондықтан  $F_b = 0$ .

#### 1.14-мысал

**M** материалдық нүктенің **m** массамен қозғалысының теңдеуі мынадай түрде

$$x = r \cos kt; y = r \sin kt.$$

Материалдық күштер нүктесіне түсірілген бірдей әсер етушіні және оның қозғалыс траекториясын анықтау.

Шешуі.

1. Координаттар осіне жеделдету проекциясын анықтаймыз. Ол үшін алдымен дәл сол осьтерге жылдамдық проекцияларын анықтап аламыз:

$$v_x = \dot{x} = -kr \sin kt; v_y = \dot{y} = kr \cos kt.$$

Осыны ескере отырып  $a_x = \dot{v}_x = -k^2 r \cos kt; a_y = \dot{v}_y = -k^2 r \sin kt$ . аламыз.

2. Бірдей әсер етуші күш проекциясын анықтаймыз.  $F_x = mx = ma_x$  және  $F_y = my = ma_y$  болғандықтан

$$F_x = -mk^2 \cos kt; F_y = -mk^2 \sin kt.$$

3. Бірдей әсер етуші модулін анықтаймыз:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = mk^2 r \sqrt{\cos^2 kt + \sin^2 kt} = mk^2 r.$$

4. Бірдей әсер етуші күштің координаттар осіне қатысты қисаю бұрышы өзгеретіні анық.

$$\cos \alpha = \frac{F_x}{F} = -\cos kt = -\frac{x}{r}; \quad \cos \beta = \frac{F_y}{F} = -\sin kt = -\frac{y}{r}.$$

5. Материалдық нүкте қозғалысының траекториясын анықтаймыз. Ауыспалы  $t$  алып тастау үшін квадратқа саламыз және қозғалыс теңдеуін қосамыз. Нәтижесінде  $r$  радиусымен шеңбер теңдеуін аламыз:  $x^2 + y^2 = r^2$ .

Алынған шешімнен мынадай қорытынды жасауға болады: материалдық нүкте үнемі осы шеңбердің ортасына бағытталған оған түсірілген күштің әсерінен  $r$  радиусымен қозғалады.

### Д'Аламбер принципі

Д'Аламбер принципі деп соның көмегімен динамика теңдеулеріне статика теңдеулерінің түрі берілетін жалпы әдісті атайды. Ол үшін «материалдық нүктенің инерция күші» — нүкте массасының оның жеделдетуіне берілуіне тең және жеделдетуге қарама-қарсы бағытталған күш ұғымы енгізіледі:

$\bar{F}_{\text{ин}} = -m\bar{a}$   $M$  материалдық нүктесі  $F_1, F_2, \dots, F_n$  күштер жүйесінің әсерінен  $a$  жеделдетуімен қозғалады делік (1.51-сурет, б), бұл жағдайда негізгі динамика теңдеуі былайша болмақ:

$$m\bar{a} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \dots + \bar{F}_n.$$

$ma$  мүшесін теңдеудің сол жағынан оң жағына көшірейік. Сонда

$$0 = \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \dots + \bar{F}_n - m\bar{a}.$$

$$-ma = F_{\text{ин}} \text{ болғандықтан}$$

$$\bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \dots + \bar{F}_n + \bar{F}_{\text{ин}} = 0.$$

Алынған арақатынас *Д'Аламбер принципі*н білдіреді және былайша тұжырымдалады:

нүктеге түсірілген барлық күштердің геометриялық сомасы және осы нүктедегі инерция күші нөлге тең.

Д'Аламбер принципі еркін материалдық нүкте үшін де, еркін емес материалдық нүкте үшін де қолданамыз, себебі материалдық нүктені байланыстардан босатып және олардың әсерін пассивті күштермен алмастырып, біз оған жеделдетуді хабарлайтын белсенді және пассив күштердің әсерінен нүктенің қозғалысын қарастырамыз.

Материалдық нүктеге инерциялық күш тек шартты түрде түсірілгенін есте сақтаған жөн. Іс жүзінде инерция күші материалдық нүктеге емес, оған жеделдетуді хабарлайтын денеге түсірілген. Бұл әдіс динамикалық жүктемелер кезінде төзімділігін есептеу кезінде кеңінен қолданысқа ие болды (2-тараудағы 2.18-мысалды қараңыз).

Инерция күшін қатысты  $F_{ин}^τ$  (тангенциалды) және қалыпты  $F_{ин}^n$  (ортаға тартылатын) құрамдастарға бөлуге болады (1.51-сурет, в):

$$F_{ин}^τ = ma^τ; F_{ин}^n = m v^τ / ρ,$$

мұнда  $ρ$  — траекторияның қисықтық радиусы.

$ω$  бұрыштық жылдамдығымен және  $ε$  бұрыштық жеделдетумен айналатын денеге тиесілі нүктенің шеңбер траекториясы ( $r$  шеңбер радиусы) жағдайында инерция күшінің тангенциалды және ортаға тартылатын құрамдастары мынадай

$$F_{ин}^τ = mεr; F_{ин}^n = mω^2 r.$$

## 1.12.

### МЕХАНИКАЛЫҚ ЖҮЙЕНІҢ НҮКТЕЛЕРІНЕ ӘСЕР ЕТЕТІН КҮШТЕР

*Механикалық жүйе* деп ойша бөліп алынған өзара әрекеттесетін материалдық нүктелер жиынтығын атайды. Механикалық жүйені кейде *материалдық жүйе* немесе *материалдық нүктелер жүйесі* деп те атайды. *Еркін* (мысалы, Күн жүйесі) және *еркін емес* материалдық нүктелер бар (олардың қозғалысы байланыстармен шектелген). Еркін емес нүктелер жүйесінің мысалы кез келген механизм немесе машина болуы мүмкін. Еркін емес нүктелер жүйесіне әсер ететін барлық күштерді *берілетін (белсенді) күштер* және *байланыстар реакциясы (пассив күштер)* деп бөледі.

Кез келген механикалық жүйенің нүктелеріне әсер ететін күштің басқа белгісі бойынша *сыртқы* және *ішкі* деп бөлінеді. Сыртқы күштерді  $F^E$ , ал ішкі күштерді  $F^I$  деп шартты түрде бөлейік.

Сыртқы күштер деп осы жүйенің құрамына кірмейтін материалдық нүктелер тарапынан жүйе нүктелеріне әсер ететін күштерді атайды.

Ішкі күштер деп осы механикалық жүйенің материалдық нүктелері арасындағы өзара әрекеттесу күштерін атайды. Ішкі күштердің мысалы механикалық жүйе ретінде қабылданған серпінді дененің бөлшектері арасында әсер ететін серпінділік күштері бола алады.

Бір ғана күш қандай механикалық жүйе қарастырылып отырғанына қарай сыртқы да, ішкі де болуы мүмкін. Мысалы, білік подшипниктерінің реакциясы білікке қатысты сыртқы күштер болып табылады. Егер күллі қондырғыны машинамен бірге қарастырса, осы ішкі күштерге жатқызуға болады.

Осылайша, кез келген күш сыртқы немесе ішкі бола алады, сонымен бірге ол берілетін немесе байланыстар реакциясы болуы мүмкін. Жүйе нүктелерінің қозғалысы сыртқы күштерге де, ішкі күштерге де байланысты болады.

Әсер ету және қарсы әсер ету теңдігі заңы бойынша әрбір ішкі күшке оған модулі бойынша тең және бағыты бойынша қарама-қарсы екінші ішкі күш сәйкес келеді. Осының негізінде мынадай қорытындылар жасауға болады.

1. Жүйенің барлық ішкі күштерінің басты векторы нөлге тең:

$$\vec{R}^J = \sum_{i=1}^k \vec{F}_i^J = 0.$$

Демек, олардың координаттық осьтерге проекцияларының сомасы да нөлге тең:

$$\sum_{i=1}^k F_{ix}^J = 0; \sum_{i=1}^k F_{iy}^J = 0; \sum_{i=1}^k F_{iz}^J = 0.$$

2. Жүйенің барлық ішкі күштерінің басты вектор-сәті кез келген ортаға және координаттық осьтерге қатысты нөлге тең:

$$\vec{M}_O^J = \sum_{i=1}^k \vec{M}_{iO}^J = 0 \quad \text{немесе}$$

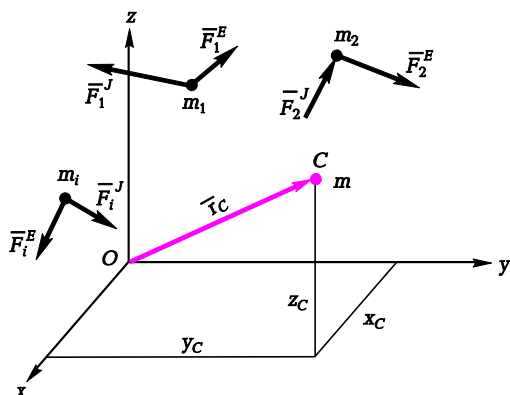
$$\sum_{i=1}^k \text{mom}_x(\vec{F}_i^J) = 0; \sum_{i=1}^k \text{mom}_y(\vec{F}_i^J) = 0; \sum_{i=1}^k \text{mom}_z(\vec{F}_i^J) = 0.$$

Бұл теңдеулер кеңістікте өздігінен түсірілген күштердің тепе-теңдік теңдеуіне ие, алайда оларға жүйенің әртүрлі нүктелеріне түсірілгендіктен және осы нүктелердің бір-біріне қатысты ығысуын туғызуы мүмкін болғандықтан теңестірілмейтін ішкі күштер кіреді.

### 1.13.

### МЕХАНИКАЛЫҚ ЖҮЙЕНІҢ МАССАЛАР ОРТАСЫНЫҢ ҚОЗҒАЛЫСЫ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

Массасы  $m$  механикалық жүйе  $k$  материалдық нүктелерден тұрады деп елестетейік (1.52-сурет). Егер нүктелердің массалары  $m_f$  және олардың координаттары берілсе, мұндай жүйенің массалар ортасының орнын табуға



1.52-сурет

болатыны белгілі (1.6-кіші бөлімін қараңыз):

$$x_C = \frac{\sum_{i=1}^k m_i x_i}{m}; y_C = \frac{\sum_{i=1}^k m_i y_i}{m}; z_C = \frac{\sum_{i=1}^k m_i z_i}{m},$$

немесе  $m x_C = \frac{\sum_{i=1}^k m_i x_i}{m}; m y_C = \frac{\sum_{i=1}^k m_i y_i}{m}; m z_C = \frac{\sum_{i=1}^k m_i z_i}{m}.$

Осы теңдіктерді екі рет дифференциациялау арқылы мынаны аламыз

$$m \ddot{x}_C = \sum_{i=1}^k m_i \ddot{x}_i; m \ddot{y}_C = \sum_{i=1}^k m_i \ddot{y}_i; m \ddot{z}_C = \sum_{i=1}^k m_i \ddot{z}_i.$$

Алынған теңдеулердің оң бөліктері негізгі динамика заңына сәйкес осы материалдық нүктелерге тиісті координаттар осіне проекцияларда сыртқы  $F_i^E$  және ішкі  $F_i^J$  күштер сомасын білдіреді. Демек, соңғы теңдеулерді былайша қайта жазуға болады:

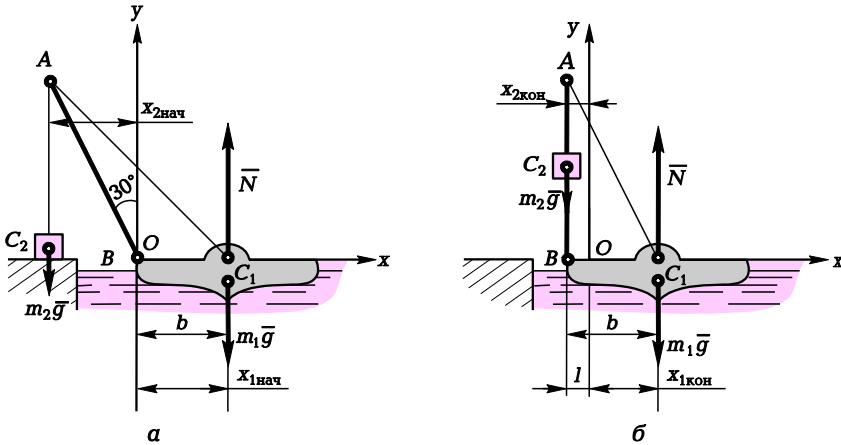
$$m \ddot{x}_C = \sum_{i=1}^k F_{ix}^E + \sum_{i=1}^k F_{ix}^J; m \ddot{y}_C = \sum_{i=1}^k F_{iy}^E + \sum_{i=1}^k F_{iy}^J; m \ddot{z}_C = \sum_{i=1}^k F_{iz}^E + \sum_{i=1}^k F_{iz}^J.$$

Ішкі күштердің басты векторы нөлге тең екенін ( $R^J = 0$ ) ескере отырып, мынаны аламыз:



$$m\ddot{x}_C = \sum_{i=1}^k F_{ix}^E; \quad m\ddot{y}_C = \sum_{i=1}^k F_{iy}^E; \quad m\ddot{z}_C = \sum_{i=1}^k F_{iz}^E.$$

Бұл теңдеулер жүйенің массалар ортасының қозғалысы туралы теореманы білдіреді, ол былайша тұжырымдалады.



1.53-сурет

Механикалық жүйе массаларының ортасы осы жүйеге әсер ететін барлық сыртқы күштер түсірілген жүйе массасына тең массасы бар материалдық нүкте ретінде қозғалады.

Осыдан шығатыны, ішкі күштер механикалық жүйенің массалар ортасының қозғалысына ықпал етпейді.

### 1.15-мысал

Массасы 2 000 кг жүкті көтеретін жүзгіш кранның оның нұсқарын тігінен күйге дейін бұрған кезде орын ауыстыруын анықтау (1.53-сурет). Кранның массасы 20 т. Нұсқар ұзындығы  $AB$  8 м тең. Су кедергісін елемей қажет.

Ш е ш у і .

1. Есептеу жүйесін таңдаймыз (1.53-сурет, а).
2. Бұл механикалық жүйенің материалдық денелеріне әсер ететін барлық сыртқы күштерді қойып шығамыз. Жүзгіш кранға ауырлық күші  $m_1g$  (берілген күш) және  $N$  күші (реакция, яғни пассив күш) әсер етеді; жүкке бір ғана сыртқы күш — оның салмағы  $m_2g$  түсірілген.

3. Механикалық жүйенің массалар ортасы қозғалысының теңдеуін жазайық

$$m\ddot{x}_C = \sum_{i=1}^2 F_{ix}^E; \quad m\ddot{y}_C = \sum_{i=1}^2 F_{iy}^E,$$

немесе

$$m\ddot{x}_C = 0; \quad m\ddot{y}_C = -m_1g - m_2g + N.$$

4. Бірінші теңдеуді зерттейік, себебі бізге керегі көлденең массалар ортасының қозғалысы.  $m\ddot{x}_C = 0$  болғандықтан, осьті бойлай массалар ортасының жылдамдығы  $Ox$   $v_{xc} = \text{const}$ . Бұл дегеніміз массалар ортасының осы бағыттағы жылдамдығы кез келген уақытта өзгеріссіз, яғни  $v_{xc\text{бас}} = Vx_{c\text{соң}}$  әділ дегенді білдіреді.

Бастапқы сәтте жүйе тыныш күйде болды, демек,  $v_{xc\text{бас}} = v_{xc\text{соң}} = 0$ . А себебі  $v_{xc} = dx_c/dt$ , онда  $x_c = \text{const}$ .

Осылайша,  $Ox$  осін бойлай массалар ортасы қозғалысының теңдеуін талдау массалар ортасының бастапқы және соңғы координаттары сәйкес келетінін көрсетті:  $x_{c\text{бас}} = x_{c\text{соң}}$ .

5. Механикалық жүйенің массалар ортасының бастапқы және соңғы күйін анықтауға арналған формулаларды жазамыз:

$$x_{C\text{нач}} = \frac{m_1x_{1\text{нач}} + m_2x_{2\text{нач}}}{m_1 + m_2};$$

$$x_{C\text{кон}} = \frac{m_1x_{1\text{кон}} + m_2x_{2\text{кон}}}{m_1 + m_2}.$$

6. Таңдап алынған есептеу жүйесіне сәйкес жүйенің материалдық денелерінің бастапқы және соңғы координаттарын білдіреміз (1.53-суретті қараңыз,  $a$  және  $b$ ):

$$x_{1\text{нач}} = b; \quad x_{2\text{нач}} = -AB\sin 30^\circ = -8 \cdot \frac{1}{2} = -4 \text{ м};$$

$$x_{1\text{кон}} = b - l; \quad x_{2\text{кон}} = -l.$$

7. Қалқамалы кранның  $l$  ығысуын анықтаймыз  $x_{c\text{бас}} = x_{c\text{соң}}$  теңестіріп, мынаны аламыз  $m_1x_{1\text{нач}} + m_2x_{2\text{нач}} = m_1x_{1\text{кон}} + m_2x_{2\text{кон}}$ , немесе

$$m_1b + m_2(-4) = m_1(b - l) + m_2(-l); \quad m_1b - m_2 \cdot 4 = m_1b - m_1l - m_2l;$$
$$-2000 \cdot 4 = -2000l - 2000l; \quad l = (4 \cdot 2000)/(2000 + 2000) = 0,36 \text{ м}.$$

Жауап  $l=0,36\text{м}$

## 1.14.

## КҮШТІҢ ЖҰМЫСЫ

### Тұрақты күштің жұмысы

Модулі мен бағыты бойынша тұрақты күштің жұмысын есептеп алайық (1.54-сурет, а).  $M$  нүктесі  $M_1$  нүктесіне орын ауыстырады делік.  $F$  күш векторы ығысу векторымен  $a$  бұрышын құрады. Бұл жағдайда жұмысты  $U$  ығысу векторының бағытымен сәйкес келетін құраушы күш қана орындайды:

$$A = FU \cos \alpha = FU \cos(\vec{F}, \vec{U}).$$

Векторлық алгебрадан екі вектордың скалярлық туындауы белгілі

$$\vec{F} \cdot \vec{U} = FU \cos(\vec{F}, \vec{U}).$$

Демек, модулі мен бағыты бойынша тұрақты күштің түзу сызықпен орын ауыстырудағы жұмысы күш векторының оның түсіру нүктесінің орын ауыстыру векторына скалярлық түзілісімен айқындалады:

$$A = \vec{F} \cdot \vec{U}$$

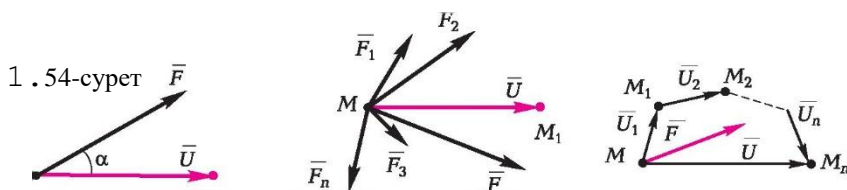
Тұрақты күш жұмысын айқындаудың жекеше жағдайларын қарастырайық.

1.  $F$  күші денеге  $U$  ығысу векторының бағытымен әсер етеді:

$$A = FU.$$

2.  $F$  күші  $U$  ығысу векторына перпендикуляр бағытталған:

$$A = 0.$$



3.  $F$  күші  $U$  ығысу векторына қарама-қарсы жаққа бағытталған:

$$A = -FU.$$

1-теорема. Бірдей әсер етуші күштің кейбір ығысудағы жұмысы сол ығысудағы күшті құрайтын жұмыстардың алгебралық сомасына тең.

$M$  нүктесіне модулі және бағыты бойынша тұрақты  $F_1, F_2, \dots, F_n$  күштері әсер етеді делік (1.54-сурет, б). Бұл күштердің бірдей әсер етушісі  $F = F_1 + F_2 + \dots + F_n$ . Егер нүкте  $U$  ығысуын алса, онда  $F$  күшінің осы ығысудағы жұмысы мынаған тең болады

$$A = \vec{F} \cdot \vec{U} = (\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n) \cdot \vec{U} = \vec{F}_1 \cdot \vec{U} + \vec{F}_2 \cdot \vec{U} + \dots + \vec{F}_n \cdot \vec{U}.$$

Алынған сома  $U$  ығысудағы жекелеген күштердің жұмыс сомасын білдіреді. Осылайша

$$A = A_1 + A_2 + \dots + A_n.$$

2-теорема. Нәтиже беруші ығысудағы күштің жұмысы осы күштің құрамдас ығысулардағы жұмыстарының алгебралық сомасына тең.

$F$  тұрақты күшін түсіру нүктесі жүйелі орын ауыстырулар жиынтығын  $U_1, U_2, \dots, U_n$  алады делік (1.54-сурет, в).  $M$  нүктесінің нәтиже беретін ығысуы

$$U = U_1 + U_2 + \dots + U_n.$$

$F$  күшінің осы ығысудағы жұмысын анықтайық

$$A = \vec{F} \cdot \vec{U} = \vec{F} \cdot (\vec{U}_1 + \vec{U}_2 + \dots + \vec{U}_n) = \vec{F} \cdot \vec{U}_1 + \vec{F} \cdot \vec{U}_2 + \dots + \vec{F} \cdot \vec{U}_n.$$

Алынған сома  $F$  күшінің құрамдастарында жұмыс сомасын білдіреді. Осылайша мынаған ие боламыз:

$$A = A_1 + A_2 + \dots + A_n$$

СИ жүйесінде жұмыстың өлшем бірлігі джоуль болып табылатынын еске саламыз (1 Дж = 1 Н · м).

Ауырлық күшінің жұмысы траектория түріне байланысты болмайды, бастапқы және соңғы ығысу нүктелерінің арасындағы вертикаль бойынша қашықтықпен ғана ( $H$  биіктік айырмасымен) айқындалады: егер нүкте жоғарыда төмен ығысса, онда ауырлық күшінің жұмысы оң:

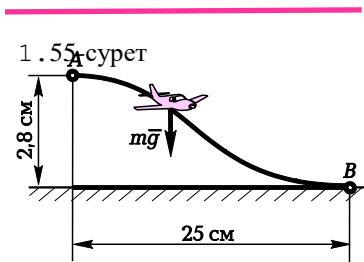
$$A = mgH,$$

егер нүкте төменнен жоғарыға ығысса, онда ауырлық күшінің жұмысы теріс:

$$A = -mgH.$$

Бұдан шығатын маңызды қорытынды:

жабық жолдағы ауырлық күшінің жұмысы нөлгетен.



### 1.16-мысал

Ауа кедергісін елемей, массасы 1 200 кг планер  $A$  нүктесінен  $B$  нүктесіне төмендген кезде ауырлық күшінің жұмысын анықтау (1.55-сурет).

Шешуі.

Материалдық нүкте ретінде қабылдайтын планерге ауырлық күші ғана әсер етеді. Ауырлық күшінің жұмысы оны түсіру нүктесі жоғарыдан төмен ығысқан кезде былайша анықталады:

$$A = mgH = 1200 \cdot 9,8 \cdot 2\,800 = 32\,828\,000 \text{ Н} \cdot \text{м} = 32,82 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

## Қарапайым жұмыс

Бағыты мен модулі бойынша ауыспалы  $F$  күші түсірілген нүкте  $M_1$  нүктесінен  $M_2$  қисық сызықты траектория арқылы орын ауыстырды делік. Траекторияны  $F$  күші тұрақты болып қалады деп есептеуге болатын шектерде  $\Delta S$  қарапайым учаскелеріне бөлейік.  $i$ -ші учаскедегі қарапайым жұмысты есептеп шығарайық:

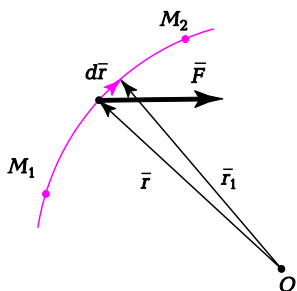
$$\delta A = F_i \Delta S_i \cos \alpha_i,$$

мұнда  $\alpha_i$  —траекторияға қатысты сол нүкте мен  $F_i$  күші арасындағы бұрыш.

Іс жүзінде бұл тәуелділік қарапайым ығысуда тұрақты күші жұмысын анықтау үшін тәуелділік. Оны түсіру нүктесі  $M_1$ -дан  $M_2$  ығысқан кезде күш жұмысы қарапайым жұмыстар сомасынан айқындалады:

$$A = \sum \delta A.$$

$\delta A \neq dA$ , себебі жалпы жағдайда қарапайым жұмыс функция дифференциалы болып табылмайды.



$n$  учаскелер саны шексіз өскен, ал  $\Delta S$  шексіз кеміген жағдайда шектен өтіп, нүктенің  $M_1$ -дан  $M_2$  ығысқан кезде жұмысын айқындауға арналған мәнді аламыз:

$$A_{1,2} = \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \Delta S \rightarrow 0}} \sum_{i=1}^n F_i \Delta S_i \cos \alpha_i.$$

Мұндай шек  $M_1 M_2$  доғасы бойынша бірінші текті қисық сызықты интеграл деп аталады және былай белгіленеді:

$$A_{1,2} = \int_{M_1 M_2} F \cos \alpha ds.$$

### 1.56-сурет

Сонымен бірге қарапайым жұмысты қарапайым ығысуда екі вектордың скалярлық туындауы ( $F$  күшінің векторы және  $dr$  ығысу векторы) ретінде көрсетуге болады (1.56-сурет):

$$\delta A = \bar{F} \cdot dr,$$

бұл осы векторлардың проекциясы арқылы қарапайым жұмысты есептеуге мүмкіндік береді:

$$\delta A = F_x dx + F_y dy + F_z dz.$$

### Соңғы жолдағы күш жұмысы

Материалдық нүктеге бағыты мен модулі бойынша ауыспалы  $F$  бірдей әсер етуші күшпен ауыстырылатын күштер әсер етеді делік. Қарапайым жұмыс олардың  $\delta A = F_x dx + F_y dy + F_z dz$  координаттар осіне проекциялары арқылы көрсетілуі мүмкін болғандықтан, нүктенің  $M_1$ -дан  $M_2$  күйіне соңғы ығысуындағы жұмыс  $M_1 M_2$  доғасын бойлай алынған қисық сызықты интегралмен айқындалады:

$$A_{1,2} = \int_{M_1 M_2} (F_x dx + F_y dy + F_z dz),$$

немесе

$$A_{1,2} = \int_{t_1}^{t_2} (F_x \dot{x} + F_y \dot{y} + F_z \dot{z}) dt.$$

Сонымен, соңғы жолда күш жұмысы үшін алынған тәуелділіктен  $F_x x dt$  — бұл күш құрамдасының жұмысы екені көрінеді, демек,

материалдық нүктеге кейбір ығысуда түсірілген бірдей әсер етуші күштердің жұмысы дәл сол ығысудағы құрамдас күштер жұмысының сомасына тең:

$$A = A_1 + A_2 + \dots + A_n.$$

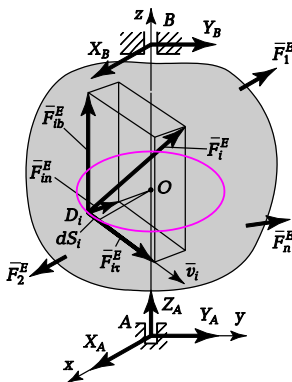
### Айналатын қатты денеге түсірілген күштердің жұмысы

Қатты дене нүктелерінің арасындағы қашықтық өзгеріссіз қалатын механикалық жүйені білдіреді. Қозғалмайтын осьті айнала қозғалатын қатты денеге (1.57-сурет) солаордың әсер етуі нәтижесінде  $A$  және  $B$  тіректерінде байланыстар реакциясы туындайтын (олардың проекциялары суретте көрсетілген)  $F_1^E, F_2^E, \dots, F_n^E$  сыртқы күштер түсірілді делік. Солардың әсер етуі нәтижесінде дене айналатын күштер жұмысын анықтау қажет. Сыртқы күштер мен сәттерден бөлек ішкі күштер мен сәттер де болады, бірақ абсолютті қатты дене үшін ішкі күш факторларының жұмысы нөлге тең. Оның  $dS_i$  түсіру нүктесінің қарапайым ығысуында  $F^E$  жеке күшінің қарапайым жұмысын есептеп шығайық.  $D_i$  нүктесінің траекториясы —  $r_i = D_i O$  радиусы бар шеңбер. Денені қарапайым ығыстырған кезде оны айналдыру бұрышы  $d\varphi$  өсімін, ал  $D_i$  нүктесінің доға координаты —  $dS_i = r_i d\varphi$  өсімін алады.  $F_i^E$  күшін алдын ала  $D_i$  нүктесі траекториясының табиғи осьтері бойынша үш құрамдасқа бөліп, оның қарапайым жұмысын есептеп шығарайық.  $D_i$  нүктесінің жылдамдық векторына перпендикуляр  $F_{in}^E$  және  $F_{ib}^E$  күштердің жұмысы нөлге тең, сондықтан  $F_i^E$  күшінің қарапайым жұмысы оның тангенциалды құрамдасымен ғана айқындалады

$$\delta A_i^E = F_{it}^E dS_i = F_{it}^E r_i d\varphi = M_{iz}^E d\varphi.$$

Қатты денеге түсірілген барлық сыртқы күштердің қарапайым жұмысы:

$$\delta A = \sum \delta A_i^E = \sum M_{iz}^E d\varphi = d\varphi \sum M_{iz}^E,$$



мұнда  $\sum M_z^E = M_z^E$  айналу осіне қатысты сыртқы күштердің басты сәті. Бұл жерде байланыстар реакциясы  $Oz$  осіне қатысты сәттер құрмайтынын, себебі осы осьті кесіп өтетінін атап өткен жөн. Осылайша мынаған ие боламыз

$$\delta A = \sum \delta A_i^E = M_z^E d\varphi,$$

яғни

қозғалмайтын осьті айнала қозғалатын қатты денеге түсірілген күштердің қарапайым жұмысы айналу бұрышын өсіруге айналу осіне қатысты сыртқы күштердің басты сәтінің әсеріне тең.

Егер дене айналған кезде бұрылу бұрышы  $\varphi_1$ -ден  $\varphi_2$  дейін өзгерсе, онда осы соңғы ығысудағы күштер жұмысының сомасы

$$\sum A_i = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_z^E d\varphi.$$

Егер  $Oz$  осіне қатысты сыртқы күштердің басты сәті тұрақты болса, онда

$$\sum A_i = M_z^E \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} d\varphi = M_z^E (\varphi_2 - \varphi_1).$$

Бұл жағдайда соңғы бұрыштық ығысудағы жұмыстар сомасы дененің бұрылу бұрышын түпкілікті өзгертуге айналу осіне қатысты сыртқы күштердің басты сәтінің әсеріне тең.

## 1.15. ҚУАТ

Бір ғана жұмыс әртүрлі уақыт аралығында орындалуы мүмкін. Сондықтан «куат» ұғымын енгізеді; СИ жүйесінде куаттың өлшем бірлігі ватт ( $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с}$ ) болып табылады.

Егер күш бірдей уақыт аралығында бірдей жұмысты орындаса, онда куатты жұмыстың уақытқа қатысы ретінде айқындауға болады. **Нүктенің біркелкі түзу сызықты қозғалысы кезінде**,  $U = vt$  болғанда куатты күш және қозғалыс жылдамдығы арқылы көрсетуге болады:

$$N = Fvcos\alpha.$$

$\Omega$  тұрақты 1.57-сурет  
бұрыштық

жылдамдығы бар **дененің біркелкі айналу қозғалысы** үшін мынадай формуланы қолданған әділ:

$$N = M_{\text{кр}}\omega = M_{\text{кр}} \frac{n}{30},$$

мұнда  $M_{\text{кр}}$  — айналу осіне қатысты айналдыру сәті;  $n$  — айналу жиілігі,  $\frac{1}{\text{мин}}$

Жұмыс *біркелкі емес* жүргізілетін жалпы жағдайды қарастырайық.  $M_1$  кейбір белгіленген нүктесінен ағымдағы  $M$  күйіне дейінгі жұмысты есептеп шығарайық:

$$A = \int_{M_1, M} (F_x dx + F_y dy + F_z dz), \text{ немесе } A = \int_{t_1} (F_x \dot{x} + F_y \dot{y} + F_z \dot{z}) dt.$$

$F$  күшінің  $N$  қуаты жұмысты өзгерту жылдамдығы ретінде айқындалады:

$$N = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta A}{\Delta t} = \frac{dA}{dt},$$

мұнда  $\Delta t$  уақытының функциясы ретінде қарастырылады. Бұл жағдайда  $t$

уақытының функциясы ретінде көрсетілген  $dA = (F_x \dot{x} + F_y \dot{y} + F_z \dot{z}) dt$ ,

жұмысының толық дифференциалы  $dA(t) = \delta A$  қарапайым жұмысқа тең

немесе, бұған дейін айтылғандай,  $dA = \bar{F} \cdot d\bar{r}$ . Онда

$$dA(t) = F_x dx + F_y dy + F_z dz.$$

Осылайша,

$$N = \frac{dA}{dt} = \bar{F} \cdot \frac{d\bar{r}}{dt} = \bar{F} \cdot \bar{v} = \bar{F}_x \dot{x} + \bar{F}_y \dot{y} + \bar{F}_z \dot{z},$$

яғни  $N$  қуаты күш түсіру нүктесінің жылдамдығына  $F$  күшінің скалярлық әсер етуіне тең.

## 1.16.

### ПАЙДАЛЫ ӘСЕР ЕТУ КОЭФФИЦИЕНТИ

Пайдалы жұмыс жүргізу үшін, бұл есептеулер негізінде қажет болатын жұмыстан гөрі біршама көп жұмыс жұмсау қажет, себебі оның бір бөлігі кедергі күштерін (тісті берілістерде және тіректердегі үйкелу күшін, ауаның және материалдық нүкте орналасатын басқа да ортаның кедергісін) жеңуге шығындалады. Қандай да бір қондырғының немесе машинаның жұмыс тиімділігі  $h$  пайдалы әсер ету коэффициентімен бағаланады.



Машинаның *пайдалы әсер ету коэффициентін* (ПӘК) пайдалы жұмыстың толық жұмсалған жұмысқа арақатысы деп атайды:

$$\eta = \frac{A_{\text{полез}}}{A_{\text{полн}}} < 1.$$

## 1.17.

### ҚАТТЫ ДЕНЕНІҢ ИНЕРЦИЯ СӘТТЕРІ

Қатты дененің үдемелі қозғалысы кезінде инерция шамасы болып оның массасы, айналу қозғалысында — инерция сәті болып табылады. Инерция сәтін жазықтыққа, ось пен полюске қатысты қарастыруға болады.

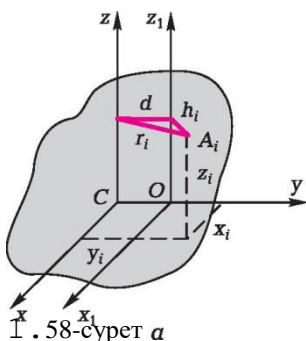
$J$  дененің жазықтыққа, оське немесе полюске қатысты инерция сәті қарапайым дене массаларының олардың сәйкесінше жазықтыққа, оське немесе полюске дейінгі жазықтықтарының квадратына көбейтілген әсер ету сомасы деп аталады (1.58-сурет):

$$J = \int r^2 dm = \sum r_i^2 m_i.$$

Осы анықтамаға сәйкес жазықтыққа қатысты инерция сәтін көрсетеміз

$$J_{yOz} = \sum m_i x_i^2; J_{xOy} = \sum m_i z_i^2; J_{zOx} = \sum m_i y_i^2.$$

координатты осьтерге қатысты



### Параллель осьтерге қатысты инерция сәттері туралы теорема

Кез келген оське қатысты инерция сәті оған параллель және массалар ортасы арқылы өтетін оське және осы осьтер арасындағы қашықтық квадратына дене массасының әсеріне қатысты инерция сәтінің сомасына тең.

Теореманы дәлелдеу үшін  $C$  дене массасы ортасы арқылы өзара перпендикуляр үш

ось жүргіземіз (1.59-сурет, а).  $d$  қашықтығында  $C$  осіне параллель өтетін оське қатысты дененің инерция сәтін табу қажет. Туынды  $A$  нүктесі үшін  $Oz_1$  және  $Cz$  осьтеріне қатысты инерция сәттерін көрсетеміз:

$$J_{iz_1} = m_i h_i^2 \text{ және } J_{izC} = m_i \kappa_i^2 \text{ 1.59-суреттен, б}$$

$$r_i^2 = x_i^2 + y_i^2, \text{ ал } h_i^2 = (y_i - d)^2 + x_i^2 = r_i^2 - 2y_i d + d^2 \text{ көрінеді.}$$

Енді  $Oz_1$  осіне қатысты дененің инерция сәтін анықтаймыз

$$J_{z_1} = \sum m_i r_i^2 - 2 \sum m_i y_i d + \sum m_i d^2,$$

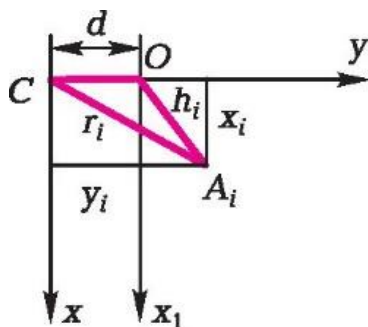
немесе

$$J_{z_1} = J_{zC} - 2d \sum m_i y_i + d^2 \sum m_i.$$

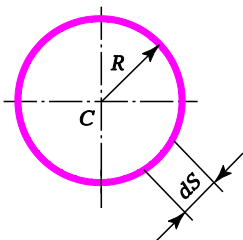
$\sum m_i = m$  (күллі дене массасына) және  $\sum m_i y_i = m y_c$  болғандықтан және,  $y_c = 0$  ескере отырып,

$$J_{z_1} = J_{zC} + m d^2,$$

аламыз, керегі де осы болатын.



1.59-сурет



1.60-сурет

### 1.17-мысал

Егер  $R$  тоғын радиусы, оның  $h$  қалыңдығы мен  $\rho$  тығыздығы белгілі болса, тоғынның ауырлық ортасына қатысты полярлық инерция сәтін есептеу.

Шешуі.

Тоғын деп қалыңдығы аз, массасы шеңбер бойынша біркелкі бөлінген айналу денесі аталса, онда шеңберге (1.60-сурет)  $m_i = \rho h dS$  қарапайым массасын бөліп алып, ауырлық ортасына қатысты тоғынның инерция сәтін есептеу қажет:

$$J_{zC} = \int_0^{2\pi R} \rho h dS R^2 = \rho h R^2 2\pi R = mR^2.$$

Жауап. Тоғынның ауырлық

ортасына қатысты инерция сәті оның радиусының квадратына тоғын массасының әсер етуіне тең.

1.18.

## МАТЕРИАЛДЫҚ НҮКТЕ ЖӘНЕ МЕХАНИКАЛЫҚ ЖҮЙЕ ҚОЗҒАЛЫСЫНЫҢ САНЫН ӨЗГЕРТУ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМАЛАР

### Күш импульсі

Егер күш  $t_2 - t_1$  уақыт аралығы ішінде модулі мен бағыты бойынша тұрақты болса, онда ол материалдық нүктеге импульсті хабарлайды

$$\vec{S} = \vec{F}(t_2 - t_1).$$

Осы вектордың бағыты қолданыстағы күштің бағытымен сәйкес келеді, ал оның модулі мынаған тең:

$$S = F(t_2 - t_1).$$

Күш импульсі материалдық нүктеге қазіргі уақыт аралығында оған әсер ететін денелер тарапынан механикалық қозғалыстың берілуін сипаттайды.

Өз бағыты мен шамасын өзгертетін ауыспалы күш импульсін, яғни  $\vec{F} = \vec{F}(t)$ , былайша анықтайды:

$$\vec{S} = \lim_{\Delta t_k \rightarrow 0} \sum \Delta \vec{S}_k = \lim_{\Delta t_k \rightarrow 0} \sum \vec{F} \Delta t_k \text{ или } \vec{S} = \int_{t_1}^{t_2} \vec{F} dt.$$

Осы вектордың координаттар осіне проекциялары мынаған тең болады

$$S_x = \int_{t_1}^{t_2} F_x dt; \quad S_y = \int_{t_1}^{t_2} F_y dt; \quad S_z = \int_{t_1}^{t_2} F_z dt.$$

Импульс модулі

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2 + S_z^2}, \text{ ал оның бағыты бағыттаушы косинустармен}$$

айқындалады:

$$\cos(\bar{S}, \bar{i}) = S_x/S; \quad \cos(\bar{S}, \bar{j}) = S_y/S; \quad \cos(\bar{S}, \bar{k}) = S_z/S.$$

Егер нүктеге бірнеше күш әсер етсе, онда  $F$  дегенді бірдей әсер етуші күш және оның  $F_x, F_y, F_z$  координаттар осіне проекциясы деп түсінген жөн, ал импульс өз алдына бірдей әсер етуші күш импульсі болып табылады.

### Материалдық нүктенің қозғалыс санының өзгеруі туралы теорема

*Материалдық нүктенің қозғалыс саны* деп жылдамдық бағыты мен модулі бар,  $m$  массасының оның  $v$  қозғалыс жылдамдығына әсеріне тең векторды атайды. Нүктенің қозғалыс саны оның механикалық қозғалыс шамасы болып табылады.

«Қозғалыс саны» ұғымын механикаға Декарт енгізген, ал механика негізін Ньютон қалаған.

Материалдық нүктеге  $F$  күші әсер етті делік. Негізгі динамика теңдеуін жазайық:

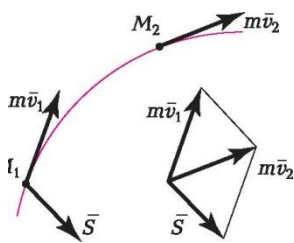
$$m\bar{a} = \bar{F}.$$

Осы теңдікті  $\bar{a} = d\bar{v}/dt$ : орнына қою арқылы былайша өрнектеп жазамыз:

$$\frac{d(m\bar{v})}{dt} = \bar{F}.$$

Алынған тәуелділік материалдық нүктенің дифференциалды нысандағы қозғалыс санының өзгеруі туралы теореманы білдіреді. Бұл теорема былайша тұжырымдалады:

уақыт бойынша вектордан туындаған материалдық нүктенің қозғалыс саны осы нүктеге түсірілген күштердің геометриялық сомасына тең.



1.61-сурет

білдіретіндіктен, мынаны аламыз:

$$m\bar{v}_2 - m\bar{v}_1 = \bar{S}_1 \text{ немесе } m\bar{v}_2 = \bar{S} + m\bar{v}_1,$$

яғни  $m\bar{v}_2$  вектор  $m\bar{v}_1$  және  $\bar{S}$  векторларында құрылған параллелограмм диагоналі болып табылады (1.61-сурет).

Егер материалдық нүктеге бір емес, бірнеше күш әсер етсе, онда  $\bar{S} = \sum \bar{S}_i$  және бұл жағдайда материалдық нүктенің қозғалыс санының өзгеруі былайша жазылады:

$$m\bar{v}_2 - m\bar{v}_1 = \sum \bar{S}_i.$$

Алынған теңдеу материалдық нүктенің түпкілікті нысандағы қозғалыс санының өзгеруі туралы теореманы білдіреді:

біршама уақыт аралығында қозғалыс санының өзгеруі дәл сол уақыт аралығындағы нүктеге түсірілген импульстердің геометриялық сомасына тең.

### Механикалық жүйенің қозғалыс санының өзгеруі туралы теорема

**Механикалық жүйенің қозғалыс саны** деп осы жүйенің барлық материалдық нүктелерінің қозғалыс санының геометриялық сомасына тең вектор аталады. Егер материалдық нүктенің қозғалыс саны  $K_i = m_i v_i$ , онда барлық механикалық жүйенің қозғалыс санының векторы былайша анықталады:

$$\bar{K} = \sum m_i \bar{v}_i.$$

Қозғалыс санының өзгеруі мен материалдық нүктеге әсер ететін күш импульстары арасындағы тәуелділікті анықтайық. Ол үшін теңдіктің екі жағын да ықпалдастырамыз  $d(m\bar{v}) = F dt$ :

$$\int_{\bar{v}_1}^{\bar{v}_2} d(m\bar{v}) = \int_{t_1}^{t_2} \bar{F} dt.$$

Осы теңдіктің оң жағы  $t_1 - t_2$  уақыт бойынша  $\bar{F}$  күшінің  $\bar{S}$  импульсін

Алынған теңдікті өзгертеміз

$$\bar{K} = \sum m_i \bar{v}_i = \sum (m_i d\bar{r}_i/dt) = d(\sum m_i \bar{r}_i)/dt.$$

Себебі  $\sum m_i \bar{r}_i = m\bar{r}_C$ , немесе  $\bar{K} = m d\bar{r}_C/dt$

$$\bar{K} = m\bar{v}_C,$$

яғни механикалық жүйенің қозғалыс санының векторы  $m$  жүйе массасының оның массалар ортасының қозғалыс жылдамдығына әсеріне тең және осы жылдамдық бағытына ие.

$\bar{K} = m\bar{v}_C$  векторын координаттар осіне проекциялап, мынаны аламыз:  
Қозғалыс саны проекцияларынан туындыны табамыз:

$$dK_x/dt = mdv_{Cx}/dt = m\ddot{x}_C;$$

$$dK_y/dt = mdv_{Cy}/dt = m\ddot{y}_C;$$

$$dK_z/dt = mdv_{Cz}/dt = m\ddot{z}_C.$$

Механикалық жүйе массалары орталығының қозғалысы туралы теоремаға сәйкес

$$m\ddot{x}_C = \sum F_{ix}^E; m\ddot{y}_C = \sum F_{iy}^E; m\ddot{z}_C = \sum F_{iz}^E. \text{ Демек,}$$

$$dK_x/dt = \sum F_{ix}^E; dK_y/dt = \sum F_{iy}^E; dK_z/dt = \sum F_{iz}^E.$$

Осылайша, біз дифференциалды нысанда берілген механикалық жүйенің қозғалыс санының өзгеруі туралы теореманы дәлелдедік:

механикалық жүйенің қозғалыс санының кез келген оське проекциясынан уақыт бойынша туынды осы жүйеге әсер ететін сыртқы күштердің басты вектор проекциясына (сол оське) тең.

$\bar{R}^E = \sum \bar{F}_i^E$ , сыртқы күштердің басты векторын белгілей отырып, механикалық жүйенің қозғалыс санының өзгеруі туралы теореманы векторлық түрде жазамыз:

$$\frac{d\bar{K}}{dt} = \bar{R}^E,$$

ол былайша тұжырымдалады:

механикалық жүйенің қозғалыс санының векторынан уақыт бойынша туынды осы жүйеге әсер ететін сыртқы күштердің басты векторына тең.

Осы теоремаға сүйенсек, жүйенің қозғалыс санының өзгеруі сыртқы күштермен ғана туындайды.

Теоремадан шығатын салдар: егер сыртқы күштердің басты векторы әрдайым нөлге тең болса, онда жүйенің қозғалыс саны тұрақты болып қалады:

$$\bar{R}^E = 0, d\bar{K}/dt = 0, \bar{K} = const.$$

Бұл ережені *механикалық жүйенің қозғалыс санын сақтау заңы* деп атайды. Мысалы, Күн жүйесіне сыртқы күштер әсер етпейді, сондықтан Күн жүйесінің массалар ортасы бірқалыпты түзу сызықты қозғалысқа түседі.

Жүйенің қозғалыс санының өзгеруі мен осы күштер жүйесіне әсер ететін импульстар арасындағы тәуелділікті табамыз. Ол үшін жүйенің материалдық нүктелеріне қатысты қозғалыс санын өзгерту туралы теореманы пайдаланамыз. Жүйенің әрбір  $M_i$  нүктесіне сыртқы  $F_i^E$  да, ішкі  $F_i^J$  күштер де әсер етеді; бұл жағдайда материалдық нүктенің қозғалыс санын өзгерту мынаған тең болады

$$d(m_i \bar{v}_i)_2 - (m_i \bar{v}_i)_1 = \bar{S}_i^E + \bar{S}_i^J,$$

мұнда  $S_i^E$  и  $S_i^J$  —  $t_2 - t_1$  уақыт аралығында материалдық нүктеге әсер ететін сәйкесінше сыртқы және ішкі күштердің импульстері.  $k$  тендіктің оң және сол бөліктерін қосындылап,

$$\sum (m_i \bar{v}_i)_2 - \sum (m_i \bar{v}_i)_1 = \sum \bar{S}_i^E + \sum \bar{S}_i^J.$$

аламыз.

Ішкі күштердің басты векторы  $R^J = 0$ , ішкі күштер импульстерінің геометриялық сомасы да нөлге тең, яғни  $\sum \bar{S}_i^J = 0$ . Осыдан

$$\bar{K}_2 - \bar{K}_1 = \sum \bar{S}_i^E.$$

Алынған теңдеу механикалық жүйенің түпкілікті нысанда қозғалыс санының өзгеруі туралы теореманы білдіреді:

біршама уақыт аралығында механикалық жүйенің қозғалыс санының өзгеруі дәл сол уақыт аралығындағы жүйеге түсірілген сыртқы күштер импульстерінің геометриялық сомасына тең.

### 1.18-мысал

Массасы  $m$  және радиусы  $R$  бар, қозғалмайтын оське қатысты  $\omega$  бұрыштық жылдамдығымен айналатын диск қозғалысының санын анықтау (1.62-сурет).

Шешуі.

$C$  нүктесінде диск ТЖО және сонымен бірге оның массалар ортасы бар, сондықтан массалар ортасының жылдамдығы нөлге тең, демек, диск қозғалысының саны да  $\bar{K} = m\bar{v}_c$  нөлге тең болады.

Жауап. Оське қатысты айналатын, оның массалар ортасы арқылы өтетін диск қозғалысының саны нөлге тең.

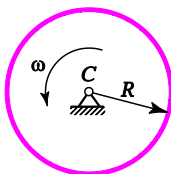
### 1.19-мысал

Жылжымайтын  $O$  осін айнала (1.63-сурет)  $\omega$  бұрыштық жылдамдығымен өзек ( $G_1$  салмағы мен  $l$  ұзындығы бар) біркелкі айналады.

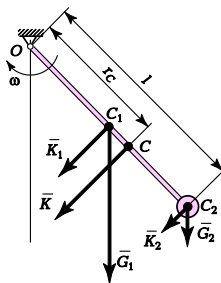
Өзектің ұшында салмағы  $G_2$  шарик бекітілген. Егер  $G_1 = 4G_2 = 4G$  болса, жүйенің қозғалыс санын есептеп шығару.

Шешуі.

Есеп екі нұсқада шешіледі: 1)  $\bar{K} = \sum \bar{K}_i$  тәуелділігін пайдаланумен  
2)  $\bar{K} = m\bar{v}_c$  формуласын пайдаланумен.



1.62-сурет



1.63-сурет



І шешу нұсқасы.

1. Өзектің қозғалыс санын анықтайық

$$\bar{K}_1 = m_1 \bar{v}_{C1}; K_1 = (4G/g)\omega(1/2) = 2(G/g)\omega l.$$

2. Шариктің қозғалыс санын анықтайық.

Шарикті материалдық нүкте ретінде қабылдап, оның қозғалыс санын есептейміз:

$$\bar{K}_2 = m_2 \bar{v}; K_2 = (G/g)v_2 = (G/g)\omega l.$$

3. Барлық жүйенің қозғалыс санын есептейміз

$$\bar{K} = \bar{K}_1 + \bar{K}_2,$$

ал  $K_1$  және  $K_2$  векторлары параллель болғандықтан

$$K = K_1 + K_2 = 2(G/g)\omega l + (G/g)\omega l = 3(G/g)\omega l.$$

І шешу нұсқасы.

1. Жүйенің массалар ортасының орнын анықтаймыз

$$r_C \frac{\sum m_i r_i}{\sum m_i} = \frac{G_1(1/2)}{G_1 + G_2} = \frac{4G(1/2) + Gl}{4G + G} = 0,6l.$$

2. Барлық жүйенің қозғалыс санын есептейміз

$$\bar{K} = m \bar{v}_C; K = \frac{G_1 + G_2}{g} \omega \cdot 0,6l = 3(G/g)\omega l.$$

## 1.19.

### МАТЕРИАЛДЫҚ НҮКТЕНІҢ ҚОЗҒАЛЫС САНЫ СӘТІНІҢ ӨЗГЕРҮІ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

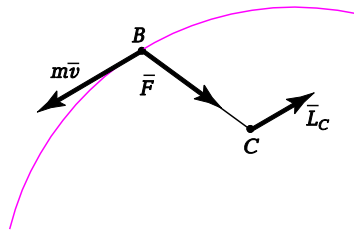
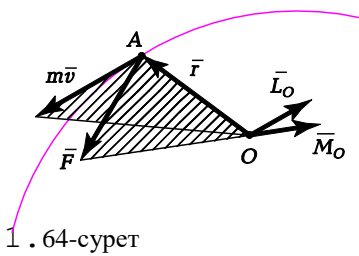
А нүктесінің қозғалысы  $F$  күшінің әсерінен орын алды делік (1.64-сурет, а). Өздігінен таңдап алынған  $O$  ортасын осы нүктемен  $r$

радиус-векторымен қосайық.  $O$  ортасына қатысты  $F$  күшінің сәтін анықтаймыз

$$\bar{M}_O = \bar{r} \times \bar{F}$$

және осы нүктенің сол ортаға қатысты **қозғалыс санының сәтін** есептейміз

$$\bar{L}_O = \bar{r} \times m\bar{v}.$$



1.64-сурет

а

б

$M_O$  және  $L_O$  векторлары арасындағы тәуелділікті анықтаймыз. Ол үшін қозғалыс санының сәтінен уақыт бойынша туындыны табамыз

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \bar{L}_O &= \frac{d}{dt} (\bar{r} \times m\bar{v}) = \frac{d\bar{r}}{dt} \times m\bar{v} + \bar{r} \times \frac{d}{dt} m\bar{v} = \\ &= \bar{v} \times m\bar{v} + \bar{r} \times m\bar{a} = 0 + \bar{r} \times \bar{F} = \bar{M}_O. \end{aligned}$$

Егер материалдық нүктеге бірнеше күш әсер етсе, онда  $M_O$  олардың бірдей әсер етуші сәті ретінде қарастырған жөн.

Осылайша,

$$d\bar{L}_O/dt = \sum \bar{M}_{iO},$$

бұл материалдық нүктенің ортаға қатысты қозғалыс саны сәтінің өзгеруі туралы теореманы білдіреді:

кейбір ортаға қатысты материалдық нүктенің қозғалыс саны сәтінің векторынан уақыт бойынша туынды сол ортаға қатысты нүктеге әсер ететін күштер сәтінің геометриялық сомасына тең.

Соңғы тәуелділікті координаттар осіне проекцияларда жазуға болады:

$$dL_x/dt = \sum M_{ix}; dL_y/dt = \sum M_{iy}; dL_z/dt = \sum M_{iz}.$$

Бұл теңдіктер оське қатысты нүктенің қозғалыс саны сәтінің өзгеруі туралы теореманы білдіреді:

кейбір оське қатысты материалдық нүктенің қозғалыс саны сәтінен уақыт бойынша туынды сол оське қатысты нүктеге әсер ететін күштер сәтінің алгебралық сомасына тең.

Теоремадан шығатын салдар. 1. Егер материалдық нүктеге түсірілген бірдей әсер етуші күштердің әсер ету сызығы әрдайым кейбір орта арқылы өтсе, онда материалдық нүктенің осы ортаға қатысты қозғалыс санының сәті тұрақты болып қалады.

Бұл жағдайда  $F$  күші әрдайым  $B$  нүктесінің радиус-векторы бойынша бағытталған (1.64-сурет, б), демек,  $r$  х  $F$  векторлық әсері нөлге тең, яғни  $C$  нүктесіне қатысты  $F$  күш сәті нөлге тең, демек  $L_c = \text{const}$ .

2. Егер материалдық нүктеге түсірілген бірдей әсер етуші күштің кейбір оське қатысты сәті әрдайым нөлге тең болса, онда материалдық нүктенің осы оське қатысты қозғалыс саны тұрақты болып қалады. Мысалы, егер  $\sum M_{iy} = 0$ , болса, онда, демек,  $dL_y/dt = 0$  и  $L_y = \text{const}$ .

## 1.20. МЕХАНИКАЛЫҚ ЖҮЙЕНІҢ КИНЕТИКАЛЫҚ СӘТІНІҢ ӨЗГЕРУІ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

Механикалық жүйенің аталған ортаға қатысты қозғалыс санының кинетикалық сәті деп жүйенің барлық материалдық нүктелерінің осы ортаға қатысты қозғалыс саны сәттерінің геометриялық сомасына те векторды атайды.

Механикалық жүйенің қозғалыс санының кинетикалық сәтін *механикалық жүйенің қозғалыс санының басты сәті* деп те атайды. Мысалы, кейбір  $B$  ортасына қатысты ол былайша есептеледі:

$$\bar{L}_B = \sum \bar{L}_{iB} = \sum (\bar{r}_i \times m_i \bar{v}_i),$$

мұнда  $r_i$  —  $i$ -нші материалдық нүктенің  $B$  ортасына қатысты радиус-векторы;  $m_i v_i$  — материалдық нүктенің қозғалыс саны.

Жүйенің оське қатысты кинетикалық сәті осы жүйеге кіретін материалдық нүктелердің сол оське қатысты қозғалыс саны сәттерінің алгебралық сомасына тең.

Мысалы,  $Oz$  осіне қатысты

$$L_z = \sum L_{iz}.$$

$k$  материалдық нүктелерінен тұратын механикалық жүйені қарастырайық. Материалдық нүктелер сыртқы  $F_i^E$  және  $F_i^J$  күштердің әсерінен қозғалыста болады. Әрбір материалдық нүкте үшін қозғалыс саны сәтінің өзгеруі туралы теореманың негізінде таңдап алынған жылжымайтын  $O$  ортасына қатысты мынаны жазып аламыз:

$$\frac{d}{dt} \bar{L}_{iO} = \bar{M}_{iO}^E + \bar{M}_{iO}^J.$$

Мұндай теңдеулердің  $k$  аламыз; оларды қосындылаймыз:

$$\sum \frac{d}{dt} \bar{L}_{iO} = \sum \bar{M}_{iO}^E + \sum \bar{M}_{iO}^J$$

Бұған дейін көрсетілгендей (1.12-кіші бөлімін қараңыз), барлық ішкі күштердің кез келген ортаға қатысты басты сәті нөлге тең, яғни  $\sum \bar{M}_{iO}^J = 0$ . Онда

$$\sum \frac{d}{dt} \bar{L}_{iO} = \sum \bar{M}_{iO}^E \quad \text{немесе} \quad \frac{d}{dt} \sum \bar{L}_{iO} = \sum \bar{M}_{iO}^E.$$

Анықтамаға сәйкес,  $\sum \bar{L}_{iO}$  орнына қойып жүйенің кинетикалық сәтін  $\bar{L}_0$  қойғанда, мынаны аламыз

$$\frac{d}{dt} \bar{L}_0 = \sum \bar{M}_{iO}^E = \bar{M}_0^E.$$

Бұл теңдік механикалық жүйенің кинетикалық сәтінің өзгеруі туралы теореманы білдіреді:

кейбір ортаға қатысты механикалық жүйенің кинетикалық сәтінің векторынан уақыт бойынша туынды сол ортаға қатысты осы жүйеге әсер ететін сыртқы күштердің басты сәтіне тең.

Векторлық теңдікке координаттар осіне проекциялардағы үш теңдік сәйкес келеді:

$$dL_x/dt = M_x^E; \quad dL_y/dt = M_y^E; \quad dL_z/dt = M_z^E,$$

мұнда  $L_x, L_y, L_z$  — координаттар осіне қатысты механикалық жүйенің кинетикалық сәттері;  $M_x^E, M_y^E, M_z^E$  — сол осьтерге қатысты жүйеге әсер ететін сыртқы күштердің басты сәттері.

Теоремадан шығатын салдар. 1. Егер сыртқы күштердің кейбір ортаға қатысты басты сәті әрдайым нөлге тең болса, онда механикалық жүйенің осы ортаға қатысты кинетикалық сәті тұрақты болып қалады:

$$d\bar{L}_O/dt=0, \text{ демек, } \bar{L}_O = \text{const.}$$

Бұл ереже *механикалық жүйенің ортаға қатысты кинетикалық сәтін сақтау заңы* деп аталады.

2. Егер кейбір оське қатысты сыртқы күштердің басты сәті әрдайым нөлге тең болса, онда механикалық жүйенің осы оське қатысты кинетикалық сәті тұрақты болып қалады.

Мысалы,  $M_z = 0$ , онда  $dL_z/dt = 0$  және, демек,  $L_z = \text{const.}$

## 1.21.

### МАТЕРИАЛДЫҚ НҮКТЕНІҢ КИНЕТИКАЛЫҚ ЭНЕРГИЯСЫНЫҢ ӨЗГЕРУІ ТУРАЛЫ ТЕОРЕМА

Массасы  $m$ ,  $v$  жылдамдығымен қозғалатын материалдық нүктенің кинетикалық энергиясы осы нүкте массасының оның қозғалыс жылдамдығының квадратына әсерінің жартысына тең екені физика курсынан белгілі:

$$T = mv^2/2.$$

$M$  материалдық нүктесінің оған түсірілген  $F_1, F_2, \dots, F_n$  күштер жүйесінің әсерінен қозғалуын қарастырайық (1.65-сурет). Есептеудің оң бағытын таңдап, негізгі динамика теңдеуін жазамыз

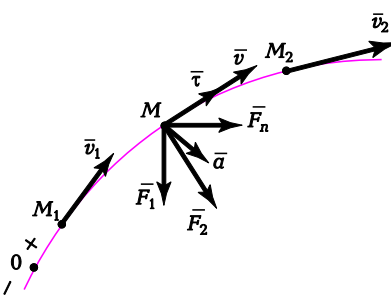
$$m\bar{a} = \bar{F}.$$

Бұл жерде  $F$  күші  $F_1, F_2, \dots, F_n$  күштер жүйесінің бірдей әсер етуші қосылысы болып табылады. Осы векторлық теңдікті  $\tau$  осіне проекциялаймыз:

$$ma_\tau = F_\tau$$

(нүкте қозғалысының траекториясын берудің табиғи тәсілі туралы 1.7 және 1.11-кіші бөлімдерінен қараңыз).

$$\begin{aligned} a_\tau &= \frac{dv}{dt} = \\ &= \frac{dv}{dS} \frac{dS}{dt} = \frac{dv}{dS} v, \end{aligned}$$



1.65-сурет

ескере отырып,  $\vec{\tau}$ : ортын бойлай қозғалыс теңдеуіне жеделдетуге қатысты алынған мән:

$$mv dv/dS = F_{\vec{\tau}} \text{ или } mv dv = F_{\vec{\tau}} dS,$$

$$\text{немесе } d(mv^2/2) = F dS \cos(\vec{F}, \vec{\tau}).$$

Алынған теңдіктің сол бөлігі нүктенің кинетикалық энергиясы дифференциалын, ал оң бөлігі —  $dS$  ығысуына бірдей әсер етуші **қарапайым жұмысты** білдіреді (жұмысты бірдей әсер етушінің қатысты құрамдасы ғана жасайды):

$$d(mv^2/2) = \delta A.$$

$F_{\vec{\tau}} = \sum F_{\tau i}$ , ал барлық күштерде түсіру нүктесін ығыстыру бірдей болғандықтан,  $\delta A = \sum \delta A_i$ , демек, кинетикалық энергия дифференциалын басқаша жазуға болады:

$$d(mv^2/2) = \sum \delta A_i,$$

яғни нүктенің кинетикалық энергия дифференциалы нүктеге түсірілген күштердің қарапайым жұмыстары сомасына тең.

Нүкте  $M_1$  күйінен  $M_2$  ығысқан кезде нүктенің жылдамдығы  $v_1$  дан  $v_2$  дейін өзгереді; бұл жағдайда кинетикалық энергия да өзгереді

$$m \int_{v_1}^{v_2} v dv = \sum_{M_1}^{M_2} \int F_i dS \cos(\vec{F}_i, \vec{\tau}),$$

осыдан

$$mv_2^2/2 - mv_1^2/2 = \sum \delta A_i.$$

Алынған теңдеу материалдық нүктенің кинетикалық энергиясының өзгеруі туралы теореманы білдіреді:

материалдық нүктенің кинетикалық энергиясының өзгеруі оның кейбір ығысуында осы нүктеге сол ығысуда әсер ететін барлық күштердің алгебралық сомасына тең.

Егер күштер жұмысының сомасы оң болса, онда  $v_2 > v_1$ , яғни кинетикалық энергия арта түседі. Егер де жұмыстар сомасы теріс болса, онда кинетикалық энергия кемиді.

## 1.22.

### ҚАТТЫ ДЕНЕНІҢ ҮДЕМЕЛІ ҚОЗҒАЛЫСЫНЫҢ ДИФФЕРЕНЦИАЛ ТЕНДЕУЛЕРІ

Қатты дененің үдемелі қозғалысы кезінде оның барлық нүктелері оның массалар ортасы сияқты дәл солай қозғалады, сондықтан массалар ортасы қозғалысының дифференциал теңдеулері қатты дененің үдемелі қозғалысын сипаттайды:

$$m \ddot{x}_C = \sum_{i=1}^k F_{ix}^E; m \ddot{y}_C = \sum_{i=1}^k F_{iy}^E; m \ddot{z}_C = \sum_{i=1}^k F_{iz}^E$$

Бұл жерде  $m$  — қатты дененің массасы;  $\ddot{x}_C, \ddot{y}_C, \ddot{z}_C$  — дене массалары ортасын жеделдетудің координаттар осіне проекциясы;  $F_{ix}^E, F_{iy}^E, F_{iz}^E$  — қатты денеге түсірілген сыртқы күштердің тиісті координаттар осіне проекциялары.

## 1.23.

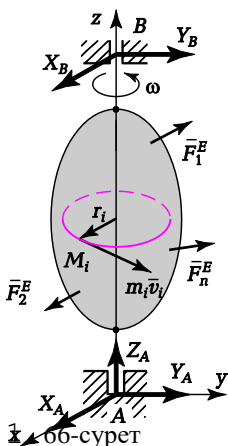
### ҚАТТЫ ДЕНЕНІҢ ҚОЗҒАЛМАЙТЫН ОСЫТІ АЙНАЛА ҚОЗҒАЛЫСЫНЫҢ ДИФФЕРЕНЦИАЛ ТЕНДЕУІ

Қатты дене қозғалмайтын осы ті айнала  $F_I^E$  сыртқы күштерінің әсерімен (1.66-сурет)  $\omega$  бұрыштық жылдамдықпен  $\omega$  айналады. Оның  $Az$  осіне қатысты кинетикалық сәті осы оське қатысты материалдық нүктелердің қозғалыс саны сәттерінің сомасына тең, яғни

$$L_z = \sum m_i v_i r_i = \sum m_i \omega r_i^2 = \sum m_i \omega r_i^2 = \omega \sum m_i r_i^2 = \omega J_z.$$

Осылайша, біз қозғалмайтын оське қатысты айналатын қатты дененің кинетикалық сәті сол оське қатысты дененің инерция сәтінің дененің бұрыштық жылдамдығына әсеріне теңдігін алдық:

$$L_z = J_z \omega.$$





Осыке қатысты кинетикалық сәттің өзгеруі туралы теоремаға сәйкес  $A_z$  осіне қатысты кинетикалық сәттен уақыт бойынша туындыны жазамыз

$$dL_z/dt = \sum M_{Iz}^E \text{ или } d(J_z \omega)/dt = \sum M_{Iz}^E, \text{ осыдан}$$

$$J_z d\omega/dt = \sum M_{Iz}^E \text{ или } J_z \varepsilon = \sum M_{Iz}^E.$$

$\varepsilon$  бұрыштық жеделдету  $\varphi$  денесінің бұрылу бұрышынан екінші туындыны білдіретінін ескере отырып, алынған тәуелділікті былайша жазуға болады:

$$J_z \ddot{\varphi} = \sum M_{Iz}^E.$$

Нәтижесінде біз қозғалмайтын оське қатысты қатты дененің айналу қозғалысының дифференциал теңдеуін алдық. Оның бірінші бөлігі — бұл сыртқы *берілген*  $F_I^E$  күштердің басты сәті, ал  $A_z$  осіне қатысты байланыстар реакциясының сәті нөлге тең болатынын ескерген жөн, себебі реакциялар  $A_z$  осін кесіп өтеді:

$$J_z \ddot{\varphi} = M_z^E.$$

Егер сыртқы күштердің айналу осіне қатысты басты сәті нөлге тең болса, *жүйенің кинетикалық сәті тұрақты болып қалады*:

$$J_z \omega = \text{const.}$$

Бұл жағдайда, егер жүйенің инерция сәті өзгеріссіз болса, жүйе тұрақты бұрыштық жылдамдықпен айналатын болады. Егер де инерция сәті өзгерсе, онда бұрыштық жылдамдық да өзгереді:

$$J_{z1} \omega_1 = J_{z2} \omega_2.$$

## БАҚЫЛАУ СҰРАҚТАРЫ

---

1. Абсолютті қатты дене дегеніміз не?
2. Қандай күштер жүйесін балама деп атайды?
3. Қатты денені байланыстардан босату принципінің мәні неде?
4. Белсенді күштердің пассив күштерден айырмашылығы неде?

5. Жазық және кеңістіктегі күштер жүйесі дегеніміз не?
6. Қосылған күштер кеңістікте өздігінен орналасқан күштен айырмашылығы неде?
7. Нүктеге қатысты күш сәті қалай анықталады?
8. Туынды кеңістікті күштер жүйесінің тепе-теңдігінің негізгі теңдеулерін жазыңыз.
9. Басты күштер векторы деген не және ол неге тең? Басты күштер векторы келтіру ортасын таңдауға байланысты ма?
10. Қатты дененің ауырлық ортасын анықтау тәсілдерін атап беріңіз.
11. Қисық сызықты траекториямен біркелкі қозғалған кезде материалдық нүкте жеделдетіле ме?
12. Үдемелі қозғалатын дененің нүктелерінде қисық сызықты траекториялары болуы мүмкін бе?
13. Жазық фигураның тез жылдамдықтар ортасы дегеніміз не?
14. Егер жолаушы ұшақ салонында ұшу бағытына қарай жүріп келе жатса, оның Жерге қатысты жылдамдығы ұшақ жылдамдығына қарағанда көп бола ма, әлде аз бола ма?
15. Бұрыштық жылдамдықтары бірдей, ал бағыттары әртүрлі екі айналу қозғалысын қосқан кезде дене қандай қозғалысқа түседі?
16. Негізгі динамика заңын жазыңыз.
17. Ауырлық күшінің жұмысы неге тең? Ол күш түсіру нүктесінің траектория түріне байланысты бола ма?
18. Пайдалы әсер ету коэффициентінің анықтамасын беріңіз. Бұл ұғым не үшін енгізілген?
19. Жүк көлігінің ауырлық ортасын қалай анықтауға болады?
20.  $w$  бұрыштық жылдамдықпен сырғусыз түзу мсызықты рельспен сырғып келе жатқан салмағы  $G$  және радиусы  $R$  доңғалақ қозғалысының санын анықтаңыз.
21. Материалдық нүктенің қозғалыс санының векторы қалай орналасқанда оның оське қатысты сәті нөлге тең болады?
22. Қандай жағдайларда механикалық жүйенің кинетикалық сәті ортаға қатысты тұрақты болып қалады?
23. Конькимен айналып жатқан мәнерлеп сырғанаушы тоқтау үшін неліктен қолдарын жан-жағына жаяды?

## 2 Тарау

### МАТЕРИАЛДАРДЫҢ КЕДЕРГІ НЕГІЗДЕРІ

#### 2.1.

#### НЕГІЗГІ ҰҒЫМДАР

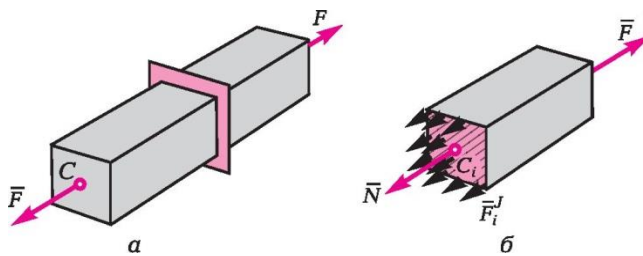
Бұл тарауда сыртқы күштердің әсерінен өз пішіні мен мөлшерін өзгертетін, яғни деформацияланатын денелерді қарастырамыз.

Егер дене жүктемені, яғни сыртқы күштерді жойғаннан кейін өз мөлшері мен пішінін қалпына келтірсе, деформациялар *серпінді* болуы мүмкін. Егер де жүктемені алып тастаған соң дене бұрынғы пішінін қалпына келтірмесе, онда бұл ретте туындайтын деформациялар *қалдық* деп аталады. Біз оларды барлық бағыттар бойынша қасиеттері бірдей бір текті изотропты денелерді ғана зерделейміз.

Материалдар кедергісінде денелерді былайша сыныптайды:

- тілімше — ұзындығы мен ені қалыңдығынан анағұрлым үлкен дене;
- қабықша — тілімшеге қарағанда қисыз сызықты беттермен шектелген;
- кесек — көлденең қима мөлшері оның ұзындығымен салыстырғанда аз дене. Егер кесектің жекелеген көлденең қималарының ауырлық ортасын біріктіретін сызық түзу болса, онда мұндай кесекті тік кесек деп атайды;
- өзек — тарту немесе қысуға жұмыс істейтін кесек;
- арқалық — күштер бұрышпен түсірілген кесек. Бұл жағдайда кесек мұндай күштердің әсерімен қысуға (тартуға) ғана емес, сондай-ақ бұгуге де жұмыс істейді, яғни бүгіледі.

Кесекке қандай күштер түсірілгеніне қарай ол түрліше деформацияланады. Ширыққан күйін анықтау үшін, *қима әдісін* қолданады. Қима әдісі ішкі күштерді анықтауға көмектеседі және денені



2.1-сурет

ойша екі бөлікке жазықтықпен тіледі (2.1-сурет, а) және тілінген бөліктерінің бірінің тепе-теңдігін қарастырады. Ішкі күштер біркелкі бөлінген, олардың бірдей әсер етуші күштері  $N$  тең деп есептейді (2.1-сурет, б). Кесектің тілінген бөлігіне әсер ететін күштердің тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$\sum_i^B \vec{F}_i + \sum_i^J \vec{F}_i \quad \text{немесе } F-N=0$$

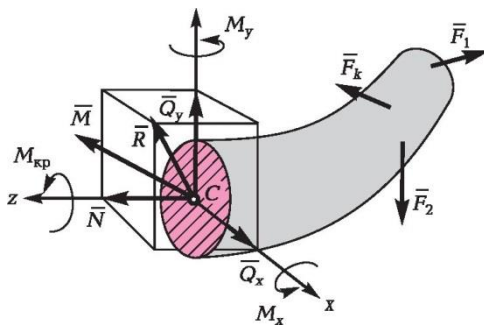
осыдан

$$N = F.$$

Ішкі күштерді көлденең қима бойынша бөлу қарқындылығын сипаттайтын  $\sigma$  шамасы *кернеу* деп аталады:

$$\sigma = N / S,$$

мұнда  $S$  — көлденең қима ауданы. Кернеу Халықаралық бірліктер жүйесіне сәйкес паскальмен (Па, немесе  $\text{Н}/\text{м}^2$ ) өлшенеді, іс жүзінде көбінесе мегапаскаль (МПа, немесе  $\text{Н}/\text{мм}^2$ ) қолданылады.



2.2-сурет

Қарастырылған мысалда ішкі күштер нормаль бойынша көлденең қимаға бағытталған, сондықтан кернеу *қалыпты* деп аталады.

Денені жүктеудің жалпы жағдайында (2.2-сурет) барлық ішкі күштерді  $R'$  басты векторына және  $M'$  басты сәтіне келтіруге болады.

Координаттар жүйесін  $z$  осі нормаль бойынша қимаға бағытталатындай етіп таңдаймыз, ал  $x$  және  $y$  осьтерін оның жазықтығына орналастырамыз. Ішкі күштердің басты векторы мен басты сәтін, сондай-ақ кесілген оң бөлігіне, координатты осьтерге әсер ететін сыртқы күштерді проекциялап және олардың сомасын нөлге теңестіріп, ішкі күштік факторларды анықтайтын алты теңдеу аламыз. Ішкі күштердің нормаль бойынша  $N$  қимаға құрамдауышы — қалыпты күш;  $Q_x$  және  $Q_y$  күштері  $Q$  көлденең күшінің құрамдасы болып табылады.  $z$  осіне қатысты сәтті айналдыру сәті ( $M_{кр}$ ) деп, ал  $M_x$  және  $M_y$  сәттерін —  $x$  және  $y$  осьтеріне қатысты бүгілетін сәттер деп атайды. Берілген сыртқы күштерде барлық алты күштік факторлар кесектің кесілген бөлігі үшін құрылған алты тепе-теңдік теңдеуінен айқындалуы мүмкін. Егер көлденең қимада тек ішкі қалыпты  $N$ , күші туындаса, ал басқа ішкі күштік факторлар нөлге айналса, онда  $N$  күшінің бағытына байланысты соқылу немесе сығылу орын алады. Егер көлденең қимада  $M_{кр}$  сәті ғана туындаса, онда бұл қимадағы кесек тек ширатуға ғана жұмыс істейді. Сыртқы күштер кесекке көлденең қимада бүгілетін сәт  $M_x$  (немесе  $M_y$ ) қана туындайтындай түсірілген жағдайда  $yz$  (немесе  $xz$ ) жазықтығында таза бүгілу орын алады. Егер көлденең қимада бүгілу сәтімен бірге, мысалы  $M_x$ ,  $Q_y$  көлденең күш те туындаса, мұндай жүктеу жағдайы көлденең бүгілу ( $yz$  жазықтығында) деп аталады. Көлденең қимада әртүрлі күштік факторлар әсер ететін басқа да жағдайлар орын алуы ықтимал; бұл ретте кесек күрделі ширыққан күйге ұшырайды. Қимада қалыпты кернеуден бөлек осы қиманың жазықтығында  $\tau$  қатысты кернеуі туындауы мүмкін.

## 2.2.

## СОЗЫЛУ ЖӘНЕ СЫҒЫЛУ

Жүктеудің созылу деген түрі кесектің (өзектің) көлденең қималарында қалыпты күштер ғана туындайтын, ал басқа барлық ішкі күштік факторлар (көлденең күштер, айналатын сәт және бүгілетін сәттер) нөлге тең болатын жүктеуді атайды.

Сығылу созылудан  $N$  күш белгісімен ғана ерекшеленеді: созылу кезінде  $N$  қалыпты күш қимадан (2.1-сурет), ал сығылу кезінде — қимаға бағытталады. Сондықтан ішкі күштерді талдау кезінде созылу және сығылу мәселелеріне бірыңғай тәсіл қолдану сақталады. Сығылу бүгілумен ұласатын ұзын жұқа өзектер бұларға жатпайды (2.12-кіші бөлімі).

### Гук заңы

Қатты денелердің жай-күйін көптеген бақылаулар белгілі бір шектердегі ығысулардың басым көпшілік жағдайында қолданыстағы күшке пропорционал. Алғаш рет 1676 ж. Р.Гук «күш қандай болса, деформация сондай» деген заңды тұжырымдады.

Қазіргі түсіндіруде Гук заңы *кернеу мен деформация арасындағы желілік тәуелділікті* айқындайды:

$$\delta = E\varepsilon.$$

Бұл жерде  $E$  пропорциялылық коэффициентіне *бірінші текті серпінділік модулі*,  $\varepsilon$  — біртекті өзек үшін өзекті былайша айқындауға болатын деформация бар:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}.$$

$\varepsilon$  шамасын кейді оны түсірілген күштің әсерінен ұзарту  $\Delta l$  құрайтын  $l$  ұзындығы бар өзекті *салыстырмалы ұзарту* деп атайды.

Бірінші текті серпінділік модулі материалдың физикалық константасы болып табылады; ол тәжірибе жүзінде айқындалады. Аса жиі кездесетін материалдар үшін оның мәндері 2.1-кестеде келтірілген.

2.1-кесте. Материалдардың механикалық сипаттамалары [11]

Материал	Кернеу, Н/мм <sup>2</sup>				$E, 10^5$	$\delta\%$	$\mu$
	$\sigma_{т.р}$	$\sigma_{т.с}$	$\sigma_{в.р}$	$\sigma_{в.с}$	Н/мм	$l = 5d$	
Төмен көміртекті болат	250	250	390	—	2,0	42	0,25...0,35
Болат 30 шынықпаған	330	330	530	—	2,0	28	

Материал	Кернеу, Н/мм <sup>2</sup>				E, 10 <sup>5</sup> Н/мм	$\delta\%$ $l = 5d$	$\mu$
	$\sigma_{т.с}$	$\sigma_{т.с}$	$\sigma_{в.р}$	$\sigma_{в.с}$			
Болат 30 шыныққан	1030	90	1 100	—	2,0	11	0,25...0,35
Болат 45 шынықпаған	370	370	620	—	2,0	24	
Болат 45 шыныққан	1040	970	1080	—	2,0	13	
Болат У8 шынықпаған	250	430	630	—	2,0	25	
Болат У8 шыныққан	700	700	1 100	—	2,0	16	
Болат 30ХГС шыныққан	1400	1400	1620	—	2,0	10	
Болат 40ХНВ шыныққан	1 720	2100	2 050	—	2,0	10	
Сұр шойын СЧ25	140	310	250	940	0,7	0,6	
Техникалық титан	520	520	600	—	1,1	23	—
Күйдірілген мыс	55	55	220	—	1,1	46	0,34
Шыбықты мыс	250	250	320	—	1,1	15	
Жез	330	330	450	—	1,2	17	—
Қола	110	110	136	—	1,2	7,5	—
Алюминий	50	50	84	—	0,7	3	0,26.0,36
Дураломин	340	340	540	—	0,75	13	—
Текстолит	75	115	127	168	0,03	1,5	—

## Өзекті ұзарту

Егер Гук заңына кернеудің орнына  $\sigma = N/S$ , ал деформацияның орнына  $\varepsilon = \Delta l/l$ , қойсақ, онда  $l$  ұзындығында ішкі қалыпты күш тұрақты және көлденең қимасы өзгермейтін өзекті ұзартуды анықтауға арналған мәнді аламыз:

$$\Delta l = \frac{Nl}{ES}$$

Көптеген практикалық міндеттерді шешу кезінде о кернеуіне негізделген ұзартумен қатар температуралық әсермен байланысты ұзартуды да есепке алу қажеттілігі туындайды.

Бұл жағдайда деформацияны күштік және температуралық деформация сомасы ретінде қарастырады:

$$\varepsilon = \sigma / E + \alpha t,$$

мұнда  $\alpha$  — материалды температуралық кеңейту коэффициенті. Ұштары жүктелген және біркелкі қыздырылған біртекті өзек үшін:

$$\Delta l = \frac{Nl}{ES} + \alpha l t.$$

## Эпюр құру

Өзектің оның осін бойлай қалыпты күшін, кернеуі мен ығысуларын өзгерту графигі сәйкесінше қалыпты күштердің, кернеулер мен ығысулардың *эпюрасы* деп аталады. Эпюрлар әртүрлі зерттелетін шамаларды өзгерту заңдары туралы көрнекті түсінік береді. Эпюрлерді құруды нақты мысалда қарастырайық.

### 2.1-мысал

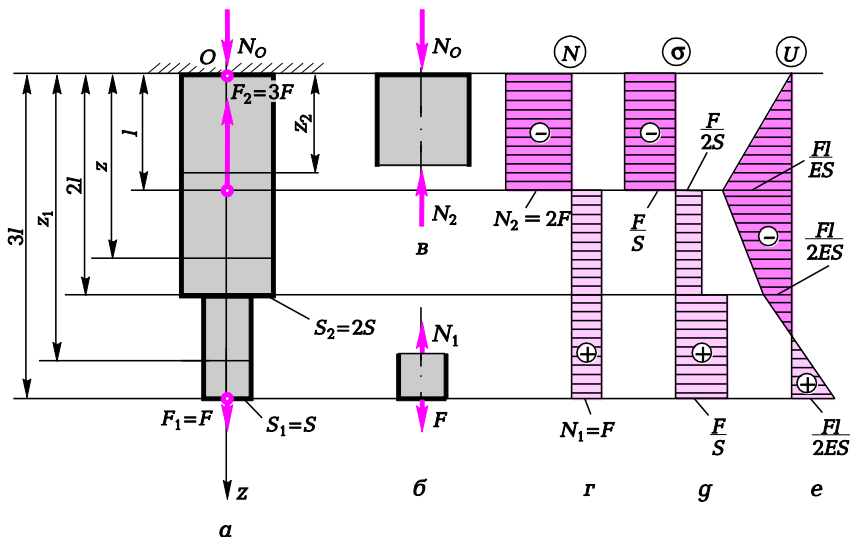
2.3-суретте,  $a$ , бейнеленген кесек үшін ішкі күштер, кернеулер мен кесек ұзындығы бойынша ығысулар эпюрын құру.

Шешуі.

1. Қозғалмайтын қимада (О нүктесі) есептеуді бастауды таңдап аламыз;  $z$  осінің оң бағытын кесек осі бойынша, яғни төмен бағыттаймыз.
2. Бір тепе-теңдік теңдеуін құрып, реакцияны анықтаймыз:

$$\sum F_{iz} = 0; N_O - 3F + F = 0.$$





2.3-сурет

Осыдан  $N_o = 2F$ .

3. Ішкі күштер  $N$  эпюрасын құрамыз. Ол үшін  $z_1$  қашықтығында кесекті тілеміз және төменгі бөлігінің тепе-теңдігін қарастырамыз (2.3-сурет, б):

$$\sum F_{iz} = 0; -N_1 + F = 0.$$

Осыдан  $N_1 = F$ , бұл  $l \leq z_1 \leq 3l$  үшін әділ. Осы шектерде кесекте созылу туындайды, себебі  $N_1$  қимадан бағытталған.

Енді кесектің екінші учаскесін таңдаймыз  $0 \leq z_1 \leq l$  және жоғары бөлігінің тепе-теңдігін қарастырамыз (2.3-сурет, в):

$$\sum F_{iz} = 0; N_o - N_2 = 0; 2F - N_2 = 0.$$

Осыдан  $N_2 = 2F$ .  $N_2$  қимаға бағытталғандықтан, кесек  $N_o$  және  $N_2$  күштерінің әсерінен сығылады. Барлық ішкі қалыпты күштерді анықтаған соң, қалыпты күштер эпюрасын құруға көшеміз (2.3-сурет, г). Оң жаққа қалып күштердің оң мәндерін, сол жаққа – сол мәндерін қоямыз.

$N$  құрылған эпюрасын талдай келе, ішкі күштердің көлденең қима мөлшеріне байланысты еместігін, тек түсірілген күштерге байланысты болатынын байқаймыз. Сондықтан кесекті оның ұзындығына түсірілген шоғырланған күштер санына қарай учаскелерге бөледі. Бұл жағдайда екі учаске болады.

$N$  эпюрасын құрудың дұрыстығын тексерген кезде сыртқы күштер түсірілген қималардағы ішкі күштер эпюрасында түсірілген сыртқы күшке тең ауытқулар болуы тиіс екеніне назар аударған жөн.

$\sigma$  кернеу эпюрін құрамыз. Кесекті учаскелерге бөлген жөн.  $\sigma = N/S$

болғандықтан, эпюрдегі қатысушылар көлденең қима неше рет өзгерсе сонша болмақ; бұл ретте көлденең қиманың тұрақты ауданы кезінде  $N$  эпюрдегі қалыпты күш өзгеріссіз қалуына назар аударған жөн. Осыны есепке ала отырып о эпюрінде үш түрлі мән болады (2.3-сурет, д):

$$\sigma_1 = N_1/S_1 = F/S; \sigma_2 = N_1/S_2 = F/(2S); \sigma_3 = -N_2/S_2 = -2F/(2S) = -F/S.$$

4.  $U$  ығысу эпюрасын құрамыз. Қозғалмайтын қимадан, яғни  $O$  қимасынан бастаған жөн. Қозғалмайтын қимадан  $z_2$  қашықтықта орналасқан қиманың ығысуын айқындаймыз:

$$\frac{\sigma}{E} z_2.$$

Егер  $0 \leq z_2 \leq l$ , онда  $z_2$  үшін  $U$  ығысу

$$U_1 = \frac{-F}{ES} l.$$

$l \leq z \leq 2l$  үшін

$$U_2 = U_1 + \frac{\sigma}{E} z,$$

$$\text{немесе } U_2 = U_1 + \frac{F}{2ES} (z - l); z = 2l \quad U_2 = \frac{F}{2ES} l.$$

$2l \leq z_1 \leq 3l$  үшін

$$U_3 = U_2 + \frac{F}{2ES} (z_1 - 2l); z_1 = 3l \quad U_3 = \frac{F}{2ES} l.$$

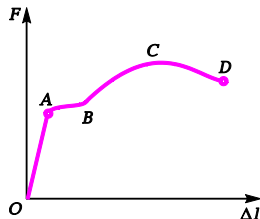
Есептелген ығысуларды  $U$  эпюріне алып қойған жөн (2.3-сурет, е).

### Созу диаграммасы

Созылу диаграммасының ерекшеліктерін төмен көміртекті болаттан алынған үлгіні сынақтан өткізу мысалында аса көрнекті етіп көрсетуге болады (2.4-сурет). Диаграмма  $F-\Delta l$  координаттарында сызылған. Қисық сызықта төрт аймақты бөліп қарауға болады.

$OA$  аймағы *серпінділік аймағы* атауына ие. Бұл жерде үлгіні ұзарту Гук заңына бағынады

және  $\Delta l = \frac{Fl}{ES}$ . 2.4-суретте бұл учаске аса көрнекілігі үшін масштабтан ауытқып көрсетілген.  $OA$  учаскесіндегі ұзарту өте аз, және  $OA$  түзу сызығы масштабта сызылған күйінде, сызық енінің



2.4-сурет

шегінде ординаттар осімен сәйкес келер еді.

Гук заңы әділ болатын күштің мәні үлгінің мөлшеріне және материалдың физикалық қасиеттеріне байланысты болады, сондықтан созылу диаграммасын одан әрі қарау кезінде оны  $\sigma - \epsilon$  координаттарына қайта орналастырады.

*AB* аймағы **жалпы ағылу аймағы**, ал *AB* учаскесі — **ағылу алаңы** деп аталады. Бұл жерде жүктемені айқын ұлғайтусыз үлгінің ұзындығын елеулі өзгерту орын алады. Барлық металдарда бірдей ағылу алаңы жоқ. Мысалы, алюминийде, күйдірілген мыста, қосындыланған болатта ағылу алаңы анықталмайды.

*BC* аймағы **беку аймағы** деп аталады. Бұл жерде үлгіні ұзарту жүктеменің ұлғаюына ұласады. Беку сатысында үлгіде болашақ ажырау орны байқалады және **мойнақ** деп аталатын — үлгінің жергілікті тарылуы түзіледі. Үлгінің одан әрі созылуы кезінде мойын тез ілгерілейді. *C* нүктесінен бастап, үлгіні ұзарту күшті азайтумен орын алады, бірақ мойынның көлденең қимасындағы орташа кернеу ұлғаяды. Үлгіні ұзарту бұл жағдайда жергілікті сипатқа ие, сондықтан *CD* учаскесі **жергілікті ағылу аймағы** деп аталады. *D* нүктесі үлгінің ажырауына сәйкес келеді.

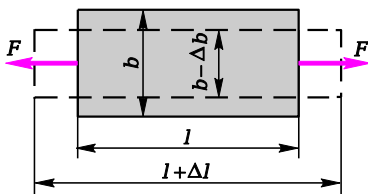
### Салыстырмалы көлденең деформация

Тік кесекті созу (сығу) кезінде  $\epsilon$  ұзына бойлық деформациядан басқа кесектің көлденең мөлшерлерін өзгерту орын алады (2.5-сурет). Кесектің ені созылған кезде  $\Delta b$  қысқарады. Егер  $\Delta b$  бастапқы еніне жатқызсақ, онда  $\epsilon_1$  салыстырмалы көлденең деформацияны анықтауға арналған мәнді аламыз:

$$\epsilon_1 = \Delta b / b.$$

Салыстырмалы көлденең деформацияның салыстырмалы бойлық деформацияға арақатысы **Пуассон коэффициенті** деп аталады және  $\mu$  белгіленеді:

$$\mu = \epsilon_1 / \epsilon.$$



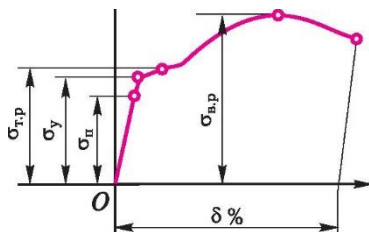
2.5-сурет

Пуассон коэффициенті, *E* серпінділік модулі сияқты материалдың физикалық қасиеттерін сипаттайды; металдар үшін оның мәні 0, 25-0,35 аралығында өзгермелі болады.  $\mu$  коэффициентінің кейбір мәндері 2.1-кестеде берілген.

Материалдардың механикалық қасиеттерін тәжірибелік жолмен, үлгілерді созылуға сынау арқылы белгілейді. Одан кейін созу диаграммасын  $\sigma - \varepsilon$  координаттарына қайта орналастырады. 2.6-суреттен көрінгендей, онда  $F - \Delta l$  координаттарындағы сияқты түрге ие (2.4-сурет), алайда бұл қисық сызық үлгінің қасиеттерін емес, материалдың қасиеттерін сипаттайтын болады. Осы диаграммада тән нүктелерді белгілеп қоямыз.

Гук заңы әділ болатын кернеудің аса жоғары мәні  $\sigma_{II}$  пропорционалдық шегі деп аталады.

Материалдың серпінді қасиеттері серпінділік шегі деп аталатын кернеу мәндеріне дейін сақталады.  $\sigma_y$  серпінділік шегі деген материал қалдық деформацияларды алмайтын кернеудің ең жоғары мәні деп түсініледі.



2.6-сурет

Іс жүзінде пропорционалдық шегі мен серпінділік шегін өлшеу қиынға соғады, сондықтан  $\sigma_{\text{п}}$  және  $\sigma_{\text{у}}$  мәндері материалдардың қасиеттері бойынша анықтамалық деректерге енгізілмейді.

Ағылу шегі аса белгіленген сипаттама болып табылады. **Ағылу шегінің астарынан** деформацияның өсуі жүктемені белгілі ұлғайтусыз орын алатын кернеу мәні түсініледі. Диаграммада айқын көрінген ағылу алаңы болмайтын жағдайларда ағылу шегін шартты түрде қалдық деформация 0,2 % құрайтын кернеу мәні қабылданады. Бұл жағдайда **шартты ағылу шегін**  $\sigma_{\text{а2}}$  белгілейді.

Егер сығылу кезінде ағылу шегінен созу кезінде ағылу шегін ажырату қажет болса, онда белгілеуге «р» немесе «с» қосымша индексі ( $\sigma_{\text{т.р}}$  және  $\sigma_{\text{т.с}}$ ) енгізіледі.

Ағылу шегін тәжірибелік жолмен анықтау оңай, сондықтан ол материалдың негізгі механикалық сипаттамаларының бірі болып табылады.

Үлгі шыдай алатын ең жоғары күштің оның бастапқы көлденең қимасының ауданына арақатысы **төзімділік шегі**, немесе **ажырауға уақытша кедергі** —  $\sigma_{\text{в.р}}$  (сығылуға —  $\sigma_{\text{в.с}}$ ) деп аталады.

$\sigma_{\text{в.р}}$  үлгі бұзылатын кернеу мәні болып табылмайтынын байқаған жөн. Үлгі бұзылатын іс жүзіндегі кернеу жоғары болады, себебі көлденең қиманың ауданы сол кезде мойын түзілуі салдарынан бастапқы ауданнан аз болады (диаграммада көрсетілген кернеу үлгінің көлденең қимасының бастапқы ауданы үшін есептеледі).  $\sigma_{\text{в.р}}$  мәні материалдардың мықтылық қасиеттерінің салыстырмалы сипаттамасы болып табылады және есептеулер кезінде жиі пайдаланылады.

Созылуға сынақтар жүргізген кезде материалдың тағы бір сипаттамасын —  $\delta\%$  ажырау кезіндегі аталмыш салыстырмалы ұзартуды анықтайды.

**Ажырау кезінде салыстырмалы ұзарту** үлгінің белгілі бір стандартты ұзындығында ажырау кезінде туындайтын орташа қалдық деформация мәнін білдіреді. Үлгінің стандартты ұзындығы ретінде не  $l_0 = 10d$ , не  $l_0 = 5d$  қабылдайды, мұнда  $d$  — үлгінің диаметрі.

Кейбір аса жиі кездесетін материалдардың механикалық сипаттамаларының мәндері 2.1-кестеде берілген.

Конструкция элементтерінің мөлшерін материалды ең аз жұмсаған кезде олардың мықтылығын қамтамасыз ету үшін іріктеп алған жөн. Конструкцияны талдау негізінде  $\sigma_{\text{наиб}}$  жоғары кернеуі туындайтын нүктені анықтайды. Табылған кернеу мәнін осы материал мен конструкция үшін жол берілген кернеу мәнімен салғастырады.

Конструкцияны жобалау сатысында  $n$  қор коэффициенті беріледі. Ол есептелетін конструкцияның нақты жұмыс жағдайларынан тағайындалады. Техниканың әрбір саласында өз дәстүрлері, өз талаптары мен есептеу ерекшеліктері қалыптасқан. Мысалы, ұзақ пайдалану мерзіміне есептелген құрылыс ғимараттарын жобалау кезінде қорларды аса үлкен мөлшерде қабылдайды ( $n_b = 2...5$ ). «в» индексі қорды  $\sigma_b$  мықтылық шегінен есептейтінін көрсетеді. Авиациялық техникада конструкцияға массасы бойынша қатаң шектеулер қойылады, сондықтан қор коэффициенттері мықтылық шегі бойынша анықталады, бірақ  $n_e = 1,3,2,0$  құрайды.

Қор коэффициентінің мәні материалдың қасиетіне де байланысты болады. Пластикалық материал жағдайында қор коэффициенті ағылу шегінен алынады ( $n_t = 1,5,2,0$ ), ал сынғыш материалдар үшін қор мықтылық шегінен есептеледі және  $n_e = 2,5... 4,0$  қабылданады.

Қор коэффициентін белгілеп, осы конструкция элементі үшін жол берілген кернеуді есептейді.  $\sigma_{\text{наиб}} \leq [\sigma]$  жобаланатын элемент мөлшерін анықтайды.

#### 2.2-мысал

2.3-суретте,  $a$  келтірілген схема бойынша жүктелген кесектің көлденең қимасының диаметрін анықтау (материал — шынықпаған болат 30). Күш  $F = 1\ 000$  Н.

Шешуі.

1. Алдымен  $N$  және  $\sigma$  эпюрлерін құру қажет. Эпюрлерді құру әдістемесі мен жүйелілігі 2.1-мысалында берілген.

2. Қор коэффициентін анықтайық. Материал иілімді болғандықтан, қор коэффициентін  $n_p = 1,5$  қабылдаймыз.

3. Жол берілген кернеуді есептеп аламыз. 2.1-кестеден 30 болат үшін  $\sigma_{т.р} = \sigma_{т.с} = 330 \text{ Н/мм}^2$  деп жазамыз. Осыдан кейін созу және сығу кезінде жол берілген кернеуді анықтауға болады:

$$[\sigma]_p = [\sigma]_c = \frac{330}{1,5} = 220 \text{ Н/мм}^2. \quad [$$

Кернеу эюрорін талдап болғасын (2.3-сурет, д), екі учаскеде  $\sigma_{наиб} = F/S$  бірдей кернеу туындайды деген қорытынды жасаймыз. Бұл материал созылу мен сығылуға бірдей жұмыс істейтіндіктен, осы екі учаскенің кез келгенінен  $\sigma_{наиб} \leq [\sigma]$ ; шартын жазып алуға болады:

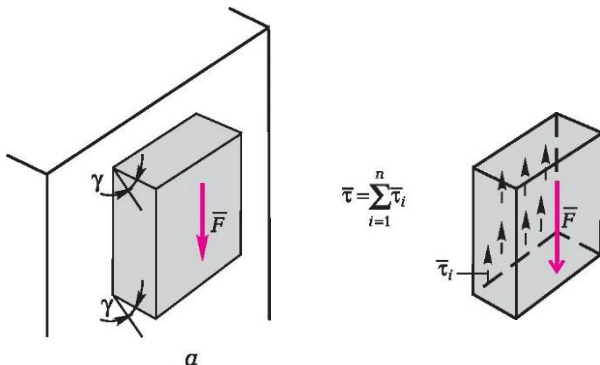
$$\frac{1000}{S} = 220 \text{ Н / мм.}$$

4. Алынған теңдеуден дөңгелек кесектің диаметрін анықтаймыз:  $S = 4,55 \text{ мм}^2$ .  $S = \pi r^2$  біліп,  $r_1 = 1,2 \text{ мм}$ ;  $d_1 = 2,4 \text{ мм}$  анықтаймыз.  $S_2 = 2S$ , диаметр  $d_2 = 3,4 \text{ мм}$  болатын учаскеде.

## 2.5. КЕСУ ЖӘНЕ УМАЖДАУ

### Ығысу (кесу) кезіндегі кернеу және деформация

2.1-кіші бөлімінде көлденең қимада  $\sigma$  қалыпты кернеулер де,  $\tau$  қатысты кернеулер де туындауы мүмкін екендігі атап өтілді. Егер бір ұшымен қабырғаға мықтап бітелген қысқа кесекке (2.7-сурет, а), кесек осьтеріне перпендикуляр  $F$  күшін түсірсек, онда көлденең қималарда  $Q$  ішкі көлденең күш қима жазықтығында туындайды, демек, қатысты кернеу де



2.7-сурет

$\tau = Q/S$ . туындайды.

Кесектің параллель қималары бір-біріне қатысты ығысады (2.7-сурет, б) жоғары шегі көлденең  $\gamma$  бұрышын түзеді.  $\tau$ . қатысты кернеуі  $\gamma$  бұрыштық деформациясына тура пропорционал екені анықталды:

$$\tau = G\gamma,$$

мұнда  $G$  — жылжу кезіндегі серпінділік модулі.

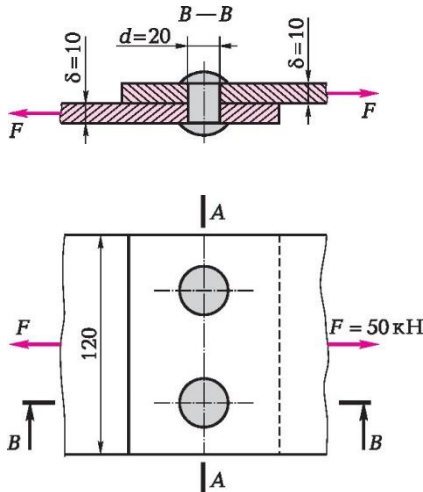
Бұл тәуелділікті жылжытуға арналған Гук заңы білдіреді. Егер болат жолағын немесе қағазды қайшымен кессе немесе, мысалы, тойтарылған қосылысқа осы қосылыс есептелген күштен көбірек күш түсірілген жағдайда. 2.8-суретте түсірілген  $F$  күштері жылжу деформациясын туғызатыны және олардың әсерінен тойтарманың келісуі мүмкін екендігі көрсетілген. Міне сондықтан жылжуды жиі кесу деп атайды.

Жылжу кезіндегі серпінділік модулі I текті  $E$  серпінділік модуліне

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}.$$

байланысты:

Егер  $E$  және  $\mu$  белгілі болса, онда жылжу кезінде серпінділік модулін анықтауға болады. Мысалы, болат 30 үшін  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ ,  $\mu = 0,3$ , демек,



2.8-сурет



$$G = \frac{2 \cdot 10^5}{2(1+0,3)} = 0,77 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2.$$

Жылжу — бұл ширыққан күй екенін еске саламыз. Егер жылжу кезінде туындаған деформациялар серпінділік шегінде болса, онда жүктемені алып тастаған соң бөлшектің мөлшері мен пішіні қалпына келеді. Егер де серпінділік шегі шамадан артық болса, онда пластикалық деформация байқалады және жүктемені алып тастаған соң кесілген орны байқалып қалады. Параллель кернеулерге қол жеткізгенде кесу орын алады.

### 2.3-мысал

Тойтармалар мықтылығын тексеру (2.8-сурет), егер  $|\tau|_{\text{ср}} = 100 \text{ Н/мм}^2$ .  
Ш е ш у і .

1. Берілген күштердің әсерінен тойтарманың көлденең қималарында туындайтын іс жүзіндегі қатысты кернеуді анықтаймыз. Тойтармалар саны  $i = 2$  және олар бір жазықтықта кесілетіндіктен (кесілу жазықтықтарының

саны  $k = 1$ ), онда

$$\tau_{\text{факт}} = \frac{F}{S} = \frac{F}{(ik)\pi d^4 / 4} = \frac{50000}{2 \cdot 1 \cdot \pi \frac{20^2}{4}} = 79,6 \text{ Н / мм}^2.$$

2. Тойтармалардың тексерілетін мықтылығы: тойтарманың көлденең қимасындағы нақты қатысты кернеу кесуге жол берілетін қатысты кернеуден аз немесе оған тең болуы тиіс. Шынында,  $79,6 < 100$ . Демек,  $F = 50 \text{ кН}$  күштің әсерімен тойтармалар кесілмейді.

## Жаншу

Екі денені қысу кезінде байланыстырушы беттердің жаншылу қаупі туындайды. Байланыстырушы беттерде туындайтын кернеулер *жаншылу кернеуі* деп аталады. Жаншылу, мысалы, тойтармалы және болттық қосылыстарда болады. Жаншылу кернеуін мына формула бойынша анықтайды, мұнда  $F$  — байланыстырушы беттер жаншылатын күш;  $F_{\text{см}}$  — у.

$$\sigma_{\text{см}} = F/S_{\text{см}}$$

Егер жаншылатын бет қисық сызықты болса, онда жаншылу ауданы жаншитын күштің әсер ету сызығына перпендикуляр жазықтыққа проекциялау ауданы ретінде есептеледі.

#### 2.4-мысал

Егер  $[\tau]_{\text{ср}} = 100 \text{ Н/мм}^2$ ;  $[\sigma]_{\text{см}} = 240 \text{ Н/мм}^2$ ;  $[\sigma]_{\text{р}} = 140 \text{ Н/мм}^2$  тойтармалы қосылыстың мықтылығын тексеру (2.8-сурет),

Шешуі.

1. Кесуге тойтарманың мықтылығын тексереміз (есептеу әдістемесі 2.3-мысалда берілген).

2. Қосылатын табақтардағы саңылау қабырғаларын жаншылуға тексереміз:

$$\sigma_{\text{факт.см}} = \frac{F}{i\delta_{\text{аист}}d} = \frac{50\,000}{2 \cdot 10 \cdot 20} = 125 \text{ Н/мм}^2.$$

Нақты жаншылу кернеуінің алынған мәні жол берілген мәннен аз, себебі шарт бойынша  $[\sigma]_{\text{см}} = 240 \text{ Н/мм}^2$ . Демек, саңылау қабырғалары жаншылмайды.

3. Табақтардың созылуға мықтылығын мына формула бойынша тексереміз

$$\sigma_{\text{факт.р}} = F/S \leq [\sigma]_{\text{р}}.$$

Күрделі жағдайларда қауіпті қиманы анықтау үшін әдетте  $N$  эпюрлерін, одан кейін  $\sigma$  эпюрлерін құрады. Бұл жағдайда міндет аса қарапайымдау. Қауіпті қима  $A-A$  қимасы болып табылатыны анық. Әрбір табақтың көлденең қимасының ауданы  $S = 10 \cdot (120 - 2 \cdot 20) = 800 \text{ мм}^2$ , ал нақты кернеу

$$\sigma_{\text{факт.р}} = \frac{50000}{800} = 62,5 \text{ Н/мм}^2.$$

бұл жол берілгеннен аз:  $62,5 < 140$ .

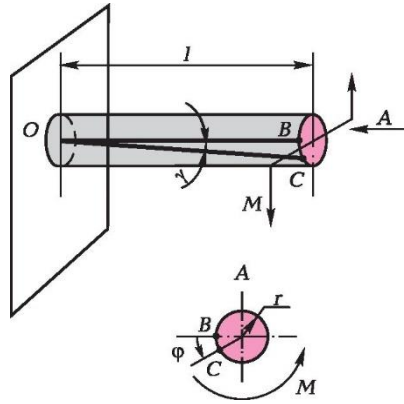
Жауап. Тойтармалы қосылыстың мықтылығы жеткіліті деп санауға болады.

## 2.6.

### ШИРАТУ

**Ширату** дегеніміз көлденең қималарда тек айналу сәті ғана туындайтын жүктеу түрі. Басқа да ішкі күштік факторлар (қалыпты және көлденең күштер, бүгілу сәттері) нөлге тең. Дөңгелек кесектің ширатылуын қарастырайық (2.9-сурет). Қабырғаға мықтап бекітілген дөңгелек кесекке бос жағынан  $M$  айналу сәті түсірілген. Осының нәтижесінде кесек деформацияланады: жапсарлас қималар бір-біріне қатысты бұрылады, түзілетін  $OB$  қисаяды және  $OC$  орнын алады. Ширатуды қарастырған кезде мынадай жорамалдар мен ережелер қабылданады:

- кесек осі деформацияланбайды;
- деформациялауға дейін дазық болған көлденең қималар деформациялаудан кейін де жазық күйінде қалады;



2.9-сурет

- көлденең талшықтар өз ұзындығын өзгертпейді ( $\gamma$  бұрышы аздығы соншалықты, ұзындығының өзгеруін елемеуге болады);
- көлденең қималардың  $r$  радиустары кейбір  $\varphi$  бұрышына бұрылып, деформациялаудан кейін түзу күйінде қалады;
- айналу сәттері үшін мынадай белгілер ережесі бар: егер көлденең қимаға сыртқы нормаль тарапынан қараса және сағат тілінің жүрісіне қарсы бағытталған  $M_{кр}$  ішкі айналу сәтін көрсе, онда сәт оң деп есептеледі.

Кесектің көлденең қимасындағы ширату кезінде **қатысты кернеулер (таза жылжу)** туындайды.

$\varphi$  ширату бұрышы және  $\theta$  салыстырмалы ширату бұрышын келесі тәуелділік байланыстырады:

$$\theta = \varphi/l.$$

$\tau$  қатысты кернеуі ширату кезінде желілік тәуелділік бойынша қимада бөлінеді: ортасында олар нөлге тең, ал көлденең қиманың ең жоғары радиусында – есеп жүргізілетін  $\tau_{max}$  ең жоғары мәніне тең. Қатысты кернеудің мәні ішкі айналу сәтіне және көлденең қиманың геометриялық сипаттамасына байланысты:

$$\tau_{max} = M_{кр}/W_p$$

мұнда  $W_p$  – полярлық кедергі сәті.

Диаметрі  $D$  тұтас көлденең қимасы үшін  $W_p = 0,2D^3$ ; сақиналы қима үшін (қуыс білік)  $W_p = 0,2D^3(1 - d^4/D^4)$ , мұнда  $d$  — ішкі диаметр (саңылау диаметрі);  $D$  — біліктің сыртқы диаметрі. Тұтас көлденең қиманың біліктерін пайдалану немді еместігін көрсетеміз.

### 2.5-мысал

Білік  $M = 10\ 000\ \text{Н} \cdot \text{м}$  сәтін береді. Мынадай жағдайлар үшін біліктің көлденең қимасының мөлшерін іріктеу қажет: а) тұтас дөңгелек қима және б)  $d = (7/8)D$  саңылауымен дөңгелек қима. Металл шығындалуы бойынша екі қиманы салыстыру. Жол берілетін кернеу  $[\tau] = 6\ 000\ \text{Н/см}^2$ .

Шешуі.

1. Екі көлденең қималар үшін қажетті кедергі сәтін анықтаймыз:

$$W_p = \frac{M_{\text{кр}}}{|\tau|} = \frac{10000 \cdot 100}{6000} = 167 \text{ см}^3.$$

2. Тұтас қима білігінің диаметрін анықтаймыз:

$$D^3 = \frac{167}{0,2} = 835 \text{ см}^3; D = 9,42 \text{ см}.$$

3. Қуыс көлденең қима білігінің диаметрін анықтаймыз:

$$D^3 = \frac{167}{0,2[1 - (7/8)^4]} = 2034 \text{ см}^3; D = 12,7 \text{ см}.$$

4. Металл шығындалуын анықтаймыз. Ол үшін тұтас және қуыс біліктердің көлденең қимасының аудандарын есептейміз:  
тұтас білік үшін

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = 69,69 \text{ см}^2;$$

қуыс білік үшін

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) = 29,68 \text{ см}^2.$$

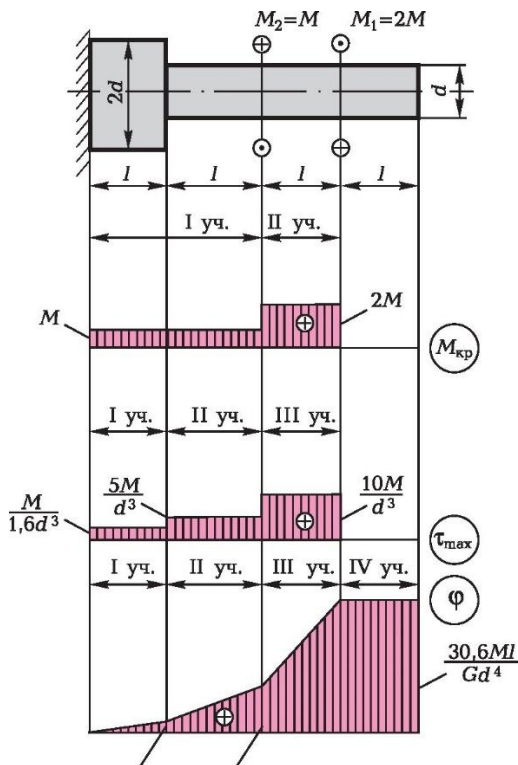
Металл шығындалуы көлденең қима ауданына пропорционал болғандықтан, қуыс қима аса үнемді болып табылады және бұл жағдайда білік салмағын екі мәртеден көп төмендетуге мүмкіндік береді.

## Эпюр құру

Ширату кезінде, созу кезіндегі сияқты ішкі күштік факторлардың (айналу сәттерінің), кернеудің ( $\tau_{\text{max}}$ ) және ығысулардың ( $\phi$  ширату бұрыштарын) эпюрлерін құрады.

$M_{кр}$  эпюрін құру. Кесектің күллі ұзындығын (2.10-сурет) екі учаскеге бөлеміз. Ішкі күштік факторлар эпюрінде сыртқы күштер түсірілген кималарда түсірілген жүктемелерге тең (бұл жағдайда – сыртқы ширату сәттеріне) секірмеліктер болады. Айналу сәттері үшін заң ережелерін есепке ала отырып кима әдісін қолданып  $M_{кр}$  эпюрін құрамыз. 2.10-суретте сыртқы сәттерді бейнелеу үшін шеңберлер түріндегі шартты белгі қолданылған: нүктесі бар шеңбер «өзіне» бағытталған күшті, ал крест бар шеңбер—«өзінен» бағытталған күшті білдіреді.

$\varphi_{max}$  эпюрін құру. Кесектің күллі ұзындығын үш бөлікке бөлеміз; олардың әрқайсысында  $M_{кр}$  және  $W_p$  тұрақты мәнін сақтап қалады. Одан кейін  $\varphi_{max} = M_{кр} / W_p$  формуласына тиісті мәндерді  $M_{кр}$  және  $W_p$  қоямыз:



$$\frac{MI}{GJ, 6d^4} \quad \frac{10.6MI}{Gd^4}$$

2.10-сурет

I учаскеде  $M_{кр} = +M$ ;  $W_p = 0,2(2d)^3 = 1,6d^3$ ;  $\tau_{max} = M/1,6d^3$ ;

II учаскеде  $M_{кр} = +M$ ;  $W_p = 0,2d^3 = 1,6d^3$ ;  $\tau_{max} = 5M/d^3$ ;

III учаскеде  $M_{кр} = +2M$ ;  $W_p = 0,2d^3 = 1,6d^3$ ;  $\tau_{max} = 10M/d^3$ .

Барлық ішкі айналу сәттері оң болғандықтан, барлық қатысты кернеулер де  $\tau_{max}$  эпюрінде оң болады.

$\varphi$  **эпюрін құру**. Ең алдымен тәуелділік орнату қажет, сол бойынша  $\varphi$  ширату бұрыштарын анықтайтын боламыз. Жылжуға арналға Гук заңының негізінде дөңгелек кесектің көлденең қимасындағы ең жоғары қатысты кернеу үшін мәнді жазамыз:

$$\tau_{max} = G\gamma$$

2.9-суреттен ширату кезінде  $OB$  цилиндрін түзуші  $\gamma$  бұрышына бұрылып,  $OC$  күйінде болатыны көрінеді. Бұл ретте  $BC$  доғасы  $\gamma l$  тең; екінші жағынан, дәл сол  $BC$  доғасы  $\varphi r$  тең. Демек,

$$\gamma l = \varphi r,$$

бұдан  $\gamma = \varphi r/l$ .

Табылған  $\gamma$  мәнін Гук заңына қойып, мынаны аламыз

$$\tau = G \frac{\varphi}{l} r.$$

Екінші жағынан,  $\tau = M_{кр}/W_p$ . Демек,

$$\frac{M_{кр}}{W_p} = G \frac{\varphi}{l} r.$$

$$\varphi = \frac{M_{кр} l}{G W_p r}.$$

Осы жерден ширату бұрышын кесіп аламыз

$W_p r$  (немесе  $W_p D/2$ ) шамасын **қима инерциясының полярлық сәті** деп атайды және  $J_p$  деп белгілейді.

Осылайша, кедергі сәті мен диаметрі  $D$  дөңгелек көлденең қима кесегінің инерция сәтінің арасында мынадай тәуелділік болады:

$$W_p = \frac{J_p}{(D/2)}.$$

Инерцияның полярлық сәті: тұтас дөңгелек кесек үшін

$$J_p \cong 0,1D^4;$$

куыс дөңгелек кесек үшін

$$J_p \cong 0,1D^4 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right).$$

Мынадай түрде  $\varphi$  ширату бұрышына арналған мәнді жазамыз

$$\varphi = \frac{M_{кр}}{GJ_p} l.$$

$GJ_p$  әсерін кесектің ширату кезіндегі қаттылығы деп атайды.

Сонымен, кесекті ширату бұрыштарын айқындауға болатын тәуелділік алынды. Осы тәуелділік бойынша ширату бұрышын анықтау  $l$  ұзындығында осы формулаға кіретін барлық шамалар  $M_{кр}$ ,  $J_p$  және  $G$  — тұрақты.

Бұрыштық ығысу эпюрлерін құруға кірісейік. Білікті ұзындығы бойынша төрт учаскеге бөлеміз. Созу кезінде ығысулар эпюрін құрған кездегідей эпюрді қозғалмайтын қимадан, яғни қатты бітеуден бастаймыз. I учаскенің соңында ширату бұрышы

$$\varphi = \frac{M_{крI}}{GJ_{pI}} = \frac{MI}{G \cdot 0,1 \cdot (2d)^4} = \frac{MI}{G \cdot 1,6d^4}.$$

II учаскенің соңында ширату бұрышы

$$\varphi_{II} = \varphi_I + \frac{M_{крII}I}{GJ_{pII}} = \frac{MI}{1,6Gd^4} = \frac{MI}{0,1Gd^4} = \frac{10,6MI}{Gd^4}.$$

III учаскенің соңында ширату бұрышы

$$\varphi_{III} = \varphi_{II} + \frac{M_{крIII}I}{GJ_{pIII}} = \frac{10,6MI}{Gd^4} = \frac{2MI}{0,1Gd^4} = \frac{30,6MI}{Gd^4}.$$

IV учаскеде ширату бұрышы  $\varphi_{III}$  ширату бұрышына тең болады, себебі бұл учаскеде ішкі айналу сәттері болмайды.

Есептелген бұрыштық ығысуларды  $\varphi$  эпюрінде қалдырамыз.

### Кесектің көлденең қималарының геометриялық сипаттамалары

Бүгілумен байланысты есептерді шығару кезінде көлденең қиманың кейбір геометриялық сипаттамаларын білу қажет.

*Статикалық қима сәттері.* Туынды пішіндегі кесектің кейбір көлденең қимасын (2.11-сурет)  $xu$  координаттар жүйесімен байланыстырамыз және екі интегралды қарастырамыз

$$S_x = \int y dS; s_y = \int x dS.$$

Интегралдардың әрқайсысы тиісті оське ( $x$  немесе  $y$ ) дейінгі қашықтыққа қарапайым алаңдардың сомасын білдіреді. Бірінші интеграл  $x$  осіне қатысты, ал екіншісі —  $y$  осіне қатысты *статикалық қима сәті* деп аталады.

Параллель осьтерге қатысты статикалық сәттер қалай өзгеретінін қарастырайық.

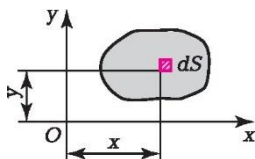
$x_1$  және  $x_2$  осьтері арасындағы қашықтық  $b$  тең, ал  $y$  және  $y_2$  осьтері арасындағы қашықтық  $a$  тең (2.12-сурет).

$S$  қима ауданы және  $x_1$  және  $y_1$  осьтеріне қатысты статикалық сәттер

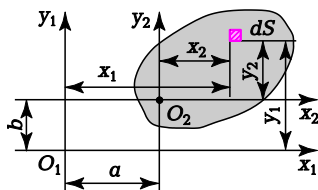
$$s_{x_2} = \int (y_1 - b) dS; s_{y_2} = \int (x_1 - a) dS,$$

берілді делік.  $x_1$  және  $y_1$  осьтеріне қатысты статикалық сәттерді анықтау қажет. Суреттен  $x_2 = x_1 - a$ , ал  $y_2 = y - b$  екені көрінеді. Ізделіп жатқан статикалық сәттер мынаған тең болады

$$\text{немесе } s_{x_2} = s_{x_1} - bS; s_{y_2} = s_{y_1} - aS.$$



2.11-сурет



2.12-сурет



Демек, осьтерді параллель ауыстырған кезде статикалық сәт осьтер арасындағы қашықтыққа  $S$  ауданының әмеріне тең шамаға өзгереді.

$a$  және  $b$  (оның үстіне жалғыз рет)  $s_{x_1} - bS = 0$  және  $s_{y_1} - aS = 0$  болатындай таңдап алуға болады, яғни  $x_2$  және  $y_2$  осьтеріне қатысты статикалық сәттер нөлге айналады. Статикалық сәт нөлге тең болатын ось *орталық* ось деп аталады, ал орталық осьтердің қиысу нүктесі *қиманың ауырлық ортасы* деп аталады. Өздігінен алынған осьтерден орталық осьтерге дейінгі қашықтық тәуелдіктермен анықталады

$$b = y_C = Sx_1/S; a = x_C = sy_1/S.$$

Қиманың ауырлық ортасы арқылы өтетін кез келген оське қатысты статикалық сәт нөлге тең.

Статикалық сәттердің біркелілігі — текше миллиметр ( $\text{мм}^3$ ).

### 2.6-мысал

Үшбұрыштың ауырлық ортасы табанынан қандай қашықтықта орналасқанын табу (2.13-сурет).

Шешуі.

1. Координаттар басын  $O$  туынды нүктесінен табамыз, ал  $x_1$  осін үшбұрыштың табанымен үйлестіреміз.

2. Үшбұрыштың  $x_1$  осіне қатысты статикалық сәтін есептеп аламыз:

$$s_{x_1} = \int_S y_1 dS.$$

Қарапайым алаң  $dS = l dy_1$ . Ұқсас үшбұрыштардан

$$l = B(H - y_1)/H.$$

Осылайша,  $x_1$  осіне қатысты статикалық сәт

$$s_{x_1} = (B/H) \int_0^H (H - y_1)y_1 dS_1 = BH^2/6.$$

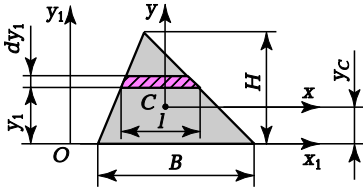
3. Егер үшбұрыштың ауданы  $S = BH/2$  үшбұрыштың ауырлық ортасынан түбіне

$$y_C = s_{x_1}/S = \frac{BH^2/6}{BH/2} = \frac{H}{3}.$$

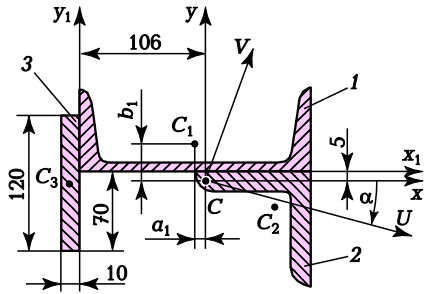
дейінгі қашықтықты анықтаймыз:

### 2.7-мысал

Үш фигурадан құралған жазық қима үшін ауырлық ортасының орнын анықтау (2.4-сурет): швеллер № 20У (МЕМСТ 8240—97), бұрыштық № 10 (МЕМСТ 8509—93) және мөлшері сызбада көрсетілген жолақтар.



2.13-сурет



2.14-сурет

Шешуі.

1. Фигураның нөмірін қоямыз.
2.  $x_1$  және  $y_1$  координаттар осін суретте көрсетілгендей бағыттаймыз.
3. Күрделі құрамдас қимаға кіретін фигуралардың геометриялық сипаттамасын анықтаймыз:

а) швеллер № 20У —1-поз.

МЕМСТ 8240—97 геометриялық сипаттамаларын жазып аламыз:  $S_1 = 23,4 \text{ см}^2$ ;  $x_{1C} = 10 \text{ см}$ ;  $y_{1C} = 2,07 \text{ см}$  (III қосымшаны қараңыз);

б) бұрыштық № 10 —2-поз.

МЕМСТ 8509—93 (I қосымшаны қараңыз) № 10 бірдей сөрелі бұрыштықтың геометриялық сипаттамаларын (100 x 100 x жазып аламыз) және таңдап алынған есептеу жүйесіне қатысты оның ауырлық ортасының координаттарын есептейміз:  $S_2 = 22,8 \text{ см}^2$ ;  $x_{2C} = 10 + (10 - 2,91) = 17,09 \text{ см}$ ;  $y_{2C} = -2,91 \text{ см}$ ;

в) жолақ —3-поз.

Оның геометриялық сипаттамаларын анықтаймыз:  $S_3 = 12 \cdot 1 = 12 \text{ см}^2$ ;  $x_{3C} = -0,5 \text{ см}$ ;  $y_{3C} = -1 \text{ см}$ .

4. 2.2-кестеге есептелген (немесе стандарттардан алынған) аудандарды, ауырлық ортасының координаттарын және  $x_{iS_{i\Delta}} = Y_i a S_i$  осіне қатысты  $\Gamma$ -лық фигураның статикалық сәтін есепке ала отырып, жазық фигуралардың статикалық сәттерін жазамыз.

### 2.2-кесте

Фигура нөмірі	Ауданы $S_i$ , $\text{см}^2$	Ауырлық ортасының координаттары, см		Статикалық сәттер, $\text{см}^3$	
		$x_{iC}$	$y_{iC}$	$x_{i\Delta}$	$y_{i\Delta}$
1	23,4	10	2,07	48,44	234
2	22,8	17,	-2,91	-66,4	389,6
3	12	-0,5	-1	12	-6
S	58,2	—	—	-29,96	617,6

мұндағы  $y_{1C_i}$  —  $i$ -ші фигураның  $x_1 S_i$  қатысты қимасының ауырлық ортасының координатасы — фигураның ауданы;  $y_1 S_{i1} = x_{1a} S$  осіне қатысты  $i$ -ші фигура қимасының статикалық сәті, мұнда  $x_{1C_i}$  —  $i$ -ші фигураның  $y_1$  осіне қатысты қимасының ауырлық ортасының координатасы.

5. Күрделі құрамдас қиманың  $C$  ауырлық ортасының координатасын есептеп аламыз:

$$y_C = \frac{\sum_i S_{iy1}}{\sum S_i} = \frac{\sum S_{ix1}}{\sum S_i} = \frac{-29,96}{58,2} = -0,5 \text{ см.}$$

**Қиманың инерция сәттері.** Үш интегралды қарастырамыз:

$$J_x = \int_S y^2 dS; J_y = \int_S x^2 dS; J_{xy} = \int_S xy dS,$$

мұнда  $x$  және  $y$  арқылы өздігінен алынған координаттар жүйесіндегі  $dS$  қарапайым ауданның ағымдағы координаттары белгіленген (2.11-суретті қараңыз). Алғашқы екі интеграл сәйкесінше  $x$  және  $y$  осьтеріне қатысты қиманың **осьтік инерция сәттері**, ал үшінші интеграл —  $x$ ,  $y$  осьтеріне қатысты қиманың **ортаға тартылатын инерция сәті** деп аталады. Осьтік сәттер әрдайым оң, ал ортаға тартылатын инерция сәті оң да, теріс те болуы мүмкін ( $x$ ,  $y$  осьтеріне қатысты қиманың орналасуына байланысты).

Осьтерді параллель ауыстырған кезде қиманың инерция сәттерінің мәндері қалай өзгертінін қарастырайық.

Статикалық сәттер және  $x_1$  және  $y_1$  осьтеріне қатысты инерция сәттері берілді делік.  $x_2$  және  $y_2$  осьтеріне қатысты инерция сәттерін анықтау талап етіледі (2.12-суретін қараңыз):

$$J_{x_2} = \int_S y_2^2 dS; J_{y_2} = \int_S x_2^2 dS; J_{x_2 y_2} = \int_S x_2 y_2 dS.$$

$x_2 = x_1 - a$  және  $y_2 = y_1 - b$  мәндерін интегралданған функцияға қоялық:

$$J_{x_2} = \int_S (y_1 - b)^2 dS; J_{y_2} = \int_S (x_1 - a)^2 dS; J_{x_2 y_2} = \int_S (x_1 - a)(y_1 - b) dS.$$

Жақшаларды ашқан соң мыналарды аламыз

$$J_{x_2} = J_{x_1} - 2bs_{x_1} + b^2 S; J_{y_2} = J_{y_1} - 2as_{y_1} + a^2 S;$$

$$J_{x_2 y_2} = J_{x_1 y_1} - as_{x_1} + bs_{y_1} + abS.$$

Егер  $x_1$  және  $y_1$  осьтері — орталық болса, онда  $s_{x_1}$  және  $s_{y_1}$  нөлге тең. Бұл жағдайда алынған тәуелділіктер жеңілдетіледі:

$$J_{x_2} = J_{x_1} + b^2 S; J_{y_2} = J_{y_1} + a^2 S; J_{x_2 y_2} = J_{x_1 y_1} + abS.$$

Орталық осьтерден орталық емес осьтерге өткен кезде осьтік инерция сәттері ұлғаяды және  $b^2S$  және  $a^2S$  шамаларын инерция сәттеріне қосу, әйтпесе — шегеру қажет екенін есте сақтаған жөн.

Ортаға тартылатын инерция сәттерін анықтау кезінде  $a$  және  $b$  шамаларының белгілерін есепке алған жөн. Алайда осьтерді параллель ауыстырған кезде  $J_{xy}$  қай жағына өзгеретінін анықтауға болады. Координаттар жүйесінің I және III квадранттарында орналасқан қиманың ауданы ортаға тартылатын оң мән береді, ал II және IV квадранттарда орналасқан — теріс мән береді. Сондықтан осьтерді ауыстырған кезде қандай квадранттарда қима ауданы ұлғаятынын анықтап алған жөн. Мысалы, егер орталық осьтерден ауысқан кезде екінші квадрантта аудан өссе, онда ортаға тартылатын инерция сәті азаяды, демек,  $abS$  орталық ортаға тартылатын сәттен есептеп шығару қажет.

Инерция сәттерінің біркелкілігі — миллиметр төртінші дәрежеде ( $\text{мм}^4$ ).

### 2.8-мысал

Негізіне қатысты және негізіне параллель орталық оське қатысты үшбұрыш инерциясының сәтін табу (2.13-сурет).

Шешуі.

1.  $x_1$  осіне қатысты инерция сәтін есептеп шығарамыз:

$$J_{x1} = \int_S y_1^2 dS = \int_0^H y_1^2 l dy_1.$$

Осы сияқты үшбұрыштан  $l = B(H - y_1)/H$  ие боламыз. Осы мәнді интегралданған функцияға қоямыз

$$J_{x1} = (B/H) \int_0^H (H - y_1) y_1^2 dy_1,$$

осыдан

$$J_{x1} = BH^3/12.$$

2. Орталық оське қатысты инерция сәтін анықтаймыз.

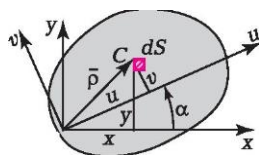
Бұған дейін айтылғандай, орталық инерция сәті басқа параллельдерге қатысты, бірақ орталық осьтерге емес, әрдайым инерция сәтінен аз.

Демек,  $x$  осіне қатысты орталық инерция сәтін табу үшін  $J_{xI}$ -ден  $b^2S$  есептеп шығару қажет. Бұл жағдайда

$$J_x = J_{xI} - (H/3)^2 S$$

немесе

$$J_x = BH^3/36.$$



2.15-сурет

### **Басты осьтер және басты инерция сәттері.**

$J_x$ ,  $J_y$  және  $J_{xy}$  орталық емес  $x$ ,  $y$  осьтеріне қатысты инерция сәттері белгілі болсын. Осы инерция сәттері және арасында  $x$  және  $y$  осьтеріне қатысты  $\alpha$  бұрышына қараған және  $y$  осьтеріне қатысты инерция сәтінің арасындағы тәуелділікті анықтау қажет (2.15-сурет).  $dS$  жазық фигурасының қарапайым ауданының екі координата жүйесінің жалпы басталуына қатмысты орнын  $\rho$  радиус-векторы анықтайды. Оның  $u$ ,  $v$  координат осьтеріне проекциясы оның  $x$ ,  $y$  осьтеріне келесі тәуелділіктері бар проекцияларымен байланысты:

$$v = y \sin \alpha - x \cos \alpha.$$

$$u = y \cos \alpha - x \sin \alpha.$$

$u$  және  $v$  осьтеріне қатысты қима инерциясы сәттеріне арналған мәндерді жазамыз

$$J_u = \int_S v^2 dS; J_v = \int_S u^2 dS; J_{uv} = \int_S uv dS$$

және  $u$  және  $v$  координаттарының орнына бұған дейін алынған тәуелділіктерді қоямыз. Сонда

$$J_u = \int_S (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dS$$

$$J_v = \int_S (y \sin \alpha + x \cos \alpha)^2 dS;$$

$$J_{uv} = \int_S (y \sin \alpha + x \cos \alpha)(y \cos \alpha - x \sin \alpha) dS,$$

осыдан

$$J_u = J_x \cos^2 \alpha - J_{xy} \sin 2\alpha + J_y \sin^2 \alpha$$

$$J_v = J_x \sin^2 \alpha + J_{xy} \sin 2\alpha + J_y \cos^2 \alpha$$

$$J_{uv} = J_{xy} \cos 2\alpha + \frac{J_x - J_y}{2} \sin \alpha.$$

Алғашқы екі теңдікті бөлшектеп қосамыз, соның нәтижесінде мынаған ие боламыз

$$J_u + J_v = J_x + J_y.$$

Осылайша,

өзара перпендикуляр осьтерге қатысты осьтік инерция сәттерінің сомасы а бұрышына тәуелді емес және айналған кезде тұрақты күйінде қалады.

Сонымен қатар, инерцияның осьтік сәттерінің сомасы былайша жазылуы мүмкін:

$$J_x + J_y = \int_S (x^2 + y^2) dS = \int_S \rho^2 dS$$

$\int_S \rho^2 dS$  интегралы өзінше полюске қатысты инерция сәтін, полярлық инерция сәтін білдіреді, демек

$$J_u + J_v = J_p.$$

$J_x = J_y$  дөңгелек қимасы үшін осьтік инерция сәті полярлыққа қарағанда екі есе аз:

$$J_x = J_y = \frac{1}{2} J_p.$$

Осьтер айналған кезде  $J_u$  және  $J_v$  шамаларының әрқайсысы өзгеретінін, бірақ олардың сомасы өзгермей қалатынын тағы да атап өтеміз. Кейбір айналу бұрышында осьтік сәттердің бірі өзінің ең төменгі мәніне жетеді, ал екіншісі — ең жоғары мәніне жетеді деп болжамдаған жөн. Мұндай бұрышты айналу бұрышы бойынша  $J_u$  туындыны алып, оны нөлге теңестіру арқылы табуға болады:

$$\frac{dJ_u}{d\alpha} = 0.$$

Одан а айналу бұрышын анықтауға болатын, онда осьтік инерция сәті  $J_u$  төтенше мәндерді: ең жоғары және ең төменгі қабылдайтын теңдеуді жаздық, осы теңдеуді шешкенде, мынаны аламыз

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2I_{xy}}{J_y - J_x}.$$

Егер осы бұрыштың мәнін осы осьтерге қатысты  $J_{uv}$  ортаға тартатын инерция сәтін анықтау үшін қоятын болсақ, онда ол нөлге айналады.

Оларға қатысты ортаға тартатын инерция сәті нөлге тең, ал осьтік сәттер төтенше мәндерге ие болатын осьтер *басты*, ал басты осьтерге қатысты осьтік инерция сәттері *басты инерция сәттері* деп аталады. Егер басты осьтер орталық болып табылса, онда олар *басты орталық осьтер*, ал инерция сәттері — *басты орталық инерция сәттері* деп аталады.

Егер қиманың симметрия осі болса (мысалы, шеңбер, тікбұрыш), онда бұл ось әрдайым басты болады, себебі ортаға тартылатын инерция сәті оған қатысты нөлге тең (симметрия осінен бір жағына орналасқан қима бөлігінің ортаға тартатын инерция басқа жағында орналасқан, бірақ кері белгісі бар бөлік сәтіне тең).

### 2.9-мысал

Негізі мен негізіне параллель орталық осіне қатысты тікбұрыштың инерция сәтін табу; тікбұрыштың мөлшерлері 2.16-суретте көрсетілген.

Шешуі.

1. Координат осьтерін жүргізейік:  $x$ ,  $y$  қиманың ауырлық ортасы арқылы; негізін бойлай және оған перпендикуляр жағы бойынша  $x_1$ ,  $y_1$ .

2.  $dS = Bdy_1$  қарапайым алаңын бөліп аламыз.

3.  $x_1$  осіне қатысты тікбұрыштың инерция сәтін анықтаймыз:

4.  $x$  осіне қатысты орталық инерция сәтін анықтаймыз.

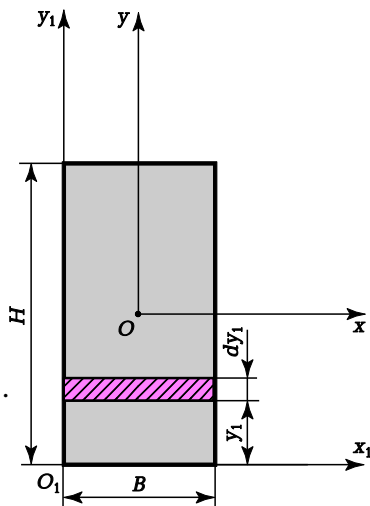
Орталық инерция сәті орталыққа параллель оське қатысты инерция сәттерінен әрдайым аз.

$$\text{Дем } J_{x_1} = \int_S y_1^2 dS = \int_0^H y_1^2 B dy_1 = \frac{BH^3}{3}.$$

$$J_x = J_{x_1} - \left(\frac{H}{2}\right)^2 S = \frac{BH^3}{3} - \frac{BH^3}{4} = \frac{BH^3}{12}.$$

ек:

Басты осьтердің орнын анықтап алып, басты инерция сәттерін анықтауға мүмкіндік беретін тәуелділіктерді анықтау қажет. Ол үшін тригонометриялық түрлендірулер нәтижесінде мыналарды аламыз:



2.16-сурет

$$\begin{aligned}
J_u &= J_x \cos^2 \alpha - J_{xy} \sin 2\alpha + J_y \sin^2 \alpha = \\
&= \frac{J_x + J_y}{2} - \frac{J_y - J_x}{2} \cos 2\alpha - J_{xy} \sin 2\alpha; \\
J_v &= J_x \sin^2 \alpha + J_{xy} \sin 2\alpha + J_y \cos^2 \alpha = \\
&= \frac{J_x + J_y}{2} + \frac{J_y - J_x}{2} \cos 2\alpha + J_{xy} \sin 2\alpha.
\end{aligned}$$

басты инерция сәттерін анықтауға

$$\cos 2\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha}} \text{ и } \sin 2\alpha = \frac{\operatorname{tg} 2\alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha}}$$

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2J_{xy}}{J_y - J_x}$$

сондай-ақ тәуелділігі

арналған формула аламыз:

$$J_{\min}^{\max} = \frac{J_x J_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{J_x + J_y}{2}\right)^2 + J_{xy}^2}$$

«+» таңбасы ең жоғары инерция сәтіне, ал «-» таңбасы — ең төменгі инерция сәтіне сәйкес келеді.

### 2.10-мысал

Швеллерден № 20У (МЕМСТ 8240—97), бірдей сөрелі бұрыштықтан № 10 (100 x 100 x 12) (МЕМСТ 8509—93) және мөлшері 2.14-суретте берілген жолақтан басты орталық инерция сәттерін анықтау.

Шешуі.

1. Қиманы қарапайым фигураларға бөлеміз, олар үшін инерция сәттерін анықтауға немесе стандарттардан алуға болады.

2. Позициялар нөмірін қойып шығамыз.

3. Қиманың ауырлық ортасының орнын анықтаймыз (2.7-мысалды қараңыз).

4. Табылған  $C$  қимасының ауырлық ортасы арқылы  $x$ ,  $y$  орталық осьтерін жүргіземіз.

5. Меншікті орталық осьтерге қатысты жекелеген фигуралардың инерция сәттерін есептеп аламыз:

а) швеллер № 20У (1-поз.) — стандарттан оның инерция сәттерін жазып аламыз:  $J_{xCl} = 113 \text{ см}^4$ ,  $J_{yCl} = 1\,520 \text{ см}^4$ . Швеллердің ортаға тартатын инерция сәті нөлге тең болады, себебі оның бір симметрия осі бар. деректерді 2.3-кестеге жазамыз.

Сонымен қатар, осы кестеге  $a$ ,  $b$  және есептеулерді жеңілдететін басқа да өлшемдерді жазамыз (2.3-кестені қараңыз);



2.3-кесте

Фигураның нөмірі	$J_x, \text{см}^4$	$J_y, \text{см}^4$	$J_{xy}, \text{см}^4$	$b, \text{см}$	$a, \text{см}$	$b^2, \text{см}^2$
1	113	1 520	0	2,57	0,6	6,6
2	209	209	- 1 22	-2,41	6,49	5,8
3	144	1	0	- 0,5	- 11,1	0,25
$\Sigma$	466	1 730	—122	—	—	—

2.3-кестенің жалғасы

Фигураның нөмірі	$a^2, \text{см}^2$	$ab, \text{см}^2$	$b^2S, \text{см}^3$	$a^2S, \text{см}^3$	$abS, \text{см}^4$
1	0,36	-1,54	154,44	8,42	-36
2	42,1	-15,64	132,2	959,8	- 256,6
3	123,2	5,55	3	1478,4	66,6
$\Sigma$	—	—	289,6	1446,6	-326

б) бұрыштық № 10 (поз. 2) — стандарттан  $J_{xC2} = J_{yC2} = 209 \text{ см}^4$  көшіріп жазамыз. Бірдей сөрелі бұрыштық үшін ортаға тартатын инерция сәтін былайша анықтап аламыз. Біріншіден, ортаға тартатын сәт белгісін белгілеу қажет. Егер орталық осьтерді  $C_2$  арқылы жүргізсек, онда бұрыштық қимасы ауданының үлкен бөлігі екінші және төртінші квадраттарда орналасқаны, демек, ортаға тартатын сәт теріс екені анық болады. Бұдан әрі формуланы пайдаланамыз (бұл бұрыштық үшін  $J_{xC2} = J_{yC2}$  ескере отырып)

$$J_U = \frac{J_x + J_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{J_x - J_y}{2}\right)^2} + J_{xy}^2 - J_x + J_{xy}.$$

Осыдан

$$J_{xy} = J_U - J_x.$$

Бұл нөмірдегі бұрыштық үшін ең жоғары басты осьтік инерция сәті  $J_U = 331 \text{ см}^4$  (МЕМСТ 8509—93 қараңыз).

Осылайша,

$$J_{xy} = 331 - 209 = 122 \text{ см}^4.$$

2.3-кестеге «—» таңбасымен меншікті орталық осьтерге қатысты ортаға тартатын бұрыштық сәтінің мәнін жазамыз;

в) жолақ —3-поз.

$C_3$  арқылы өтетін орталық  $x$  осіне қатысты осьтік инерция сәтін анықтаймыз:

$$J_{xC3} = \frac{BH^3}{12} = \frac{1 \cdot 12^3}{12} = 144 \text{ см}^4;$$

$$J_{yC3} = \frac{BH^3}{12} = \frac{12 \cdot 1^3}{12} = 1 \text{ см}^4.$$

Жолақтың ортаға тартатын инерция сәті нөлге тең, себебі оның симметрия осі бар.

6. 2.3-кестенің барлық бағандарын толтырамыз.

7. Олар басты болуы үшін  $C$  ортасы арқылы өтетін  $x$  және  $y$  қимасының орталық осьтерін бұру қажет бұрышты анықтаймыз:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2J_{xy}}{J_y - J_x} = \frac{2\sum (J_{xyCi} + a_i b_i S_i)}{\sum (J_{yCi} + a_i^2 S_i) - \sum (J_{xCi} + b_i^2 S_i)};$$

$$\sum (J_{xyCi} + a_i b_i S_i) = -122 - 326 = -448 \text{ см}^4;$$

$$\sum (J_{yCi} + a_i^2 S_i) = 1730 + 2446,6 = 4176,6 \text{ см}^4;$$

$$\sum (J_{xCi} + b_i^2 S_i) = 466 + 289,6 = 755,6 \text{ см}^4.$$

Осылайша,

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2 \cdot (-488)}{4176,6 - 755,6} = -0,262.$$

Демек  $\alpha = 7^\circ 20'$ ,

«-» таңбасы  $x$ ,  $y$  осьтерін сағат тілімен бұру керектігін білдіреді.

8. Басты орталық инерция сәттерін есептеп шығарамыз

$$J_u = J_x \cos^2 \alpha - J_{xy} \sin 2\alpha + J_y \sin^2 \alpha =$$

$$= 755,6 \cos^2 7^\circ 20' - 448 \sin 14^\circ 40' + 4176,6 \sin^2 7^\circ 20' = 697,7 \text{ см}^4;$$

$$J_v = J_x \sin^2 \alpha + J_{xy} \sin 2\alpha + J_y \cos^2 \alpha =$$

$$= 755,6 \sin^2 7^\circ 20' - 448 \sin 14^\circ 40' + 4176,6 \cos^2 7^\circ 20' = 4234,5 \text{ см}^4;$$

Бұған дейін атап өтілгендей, инерция сәттерінің сомасы осьтер айналған кезде өзгермеуі тиіс, яғни

$$J_u + J_v = J_x + J_y,$$

немесе  $697,7 + 4234,5 = 755,6 + 4176,6$ .

Тексеру есептеу дұрыс орындалғанын көрсетті.

## Тура көлденең бұғу

Бүгілу дегеніміз кесектің көлденең қимасында бүгілетін сәттер туындайтын жүктеме түрі (2.1-кіші бөлімін қараңыз). Егер бүгілу сәті жалғыз күштік фактор болып табылса, ал көлденең және қалыпты күштер болмаса, онда бүгілу *таза* бүгілу деп аталады. Көптеген жағдайларда кесектің көлденең қималарында бүгілетін сәттермен бірге көлденең күштер туындайды. Бұл жағдайда бүгілуді *көлденең* бүгілу деп атайды. Негізінен бүгілуге жұмыс істейтін кесек арқалық деп аталады.

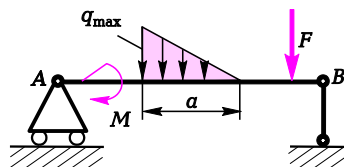
Арқалыққа *жинақталған* күштер мен сәттер, сондай-ақ ұзындығы бойынша *бөлінгендер* әсер етеді. Мысалы, 2.17-суретте  $F$  — жинақталған күш,  $M$  — жинақталған сәт;  $a$  учаскесінде нөлден  $q_{\max}$  дейін бөлінген жүктеме түсірілген.

Ішкі күштік факторларды талдауды сыртқы күштердің толық жүйесін анықтаудан бастайды. Бүгілетін сәттер мен көлденең күштердің кейбір тән мысалдарын қарастырайық және оларды анықтау ережелерін белгілейік.

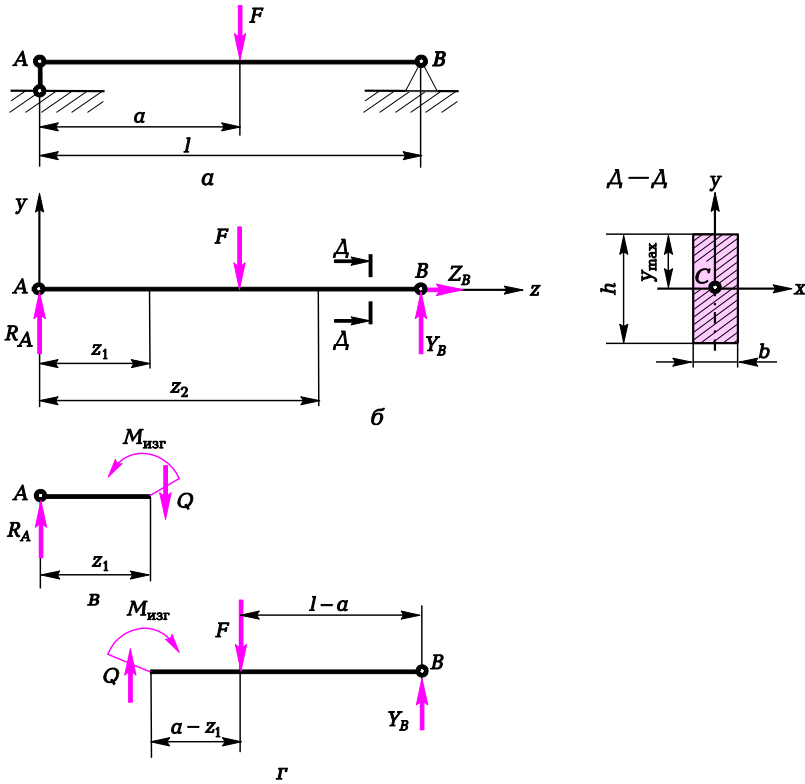
2.18-суретте,  $a$   $F$  күші жүктелген қарапайым екі тіректі арқалық көрсетілген. Арқалықты байланыстардан босатамыз және олардың әсерін реакциялармен алмастырамыз.  $A$  тірегі салмақсыз өзектен тұрады, сондықтан  $R_A$  реакциясы оны бойлай өтеді.  $B$  топсасында реакцияны екі құрамдасқа бөлеміз. Координаттар жүйесін таңдау, сөзсіз, ерікті түрде болғанына қарамастан, материалдардың кедергісі ретінде  $z$  осін кесекті бойлай бағыттау қабылданған;  $x$  және  $y$  осьтері осы оське перпендикуляр жазықтықта жатуы тиіс, оның үстіне  $x$  осінен  $y$  осіне айналу егер  $z$  осінің соңынан қарасак, сағат тіліне қарсы айналуы тиіс (2.18-сурет, б). Есептеуді бастау көлденең қиманың ауырлық ортасына орналастырады. Бұл жағдайда  $x$  және  $y$  осьтері *көлденең қиманың басты орталық осьтері* болады.

Жазық күштер жүйесі үшін тепе-теңдік теңдеулерін құрайық және белгісіз байланыстар реакциясын анықтайық. Белгісіз шама үшеу —  $R_a$ ,  $Y_b$ ,  $Z_b$ . Статика теңдеуі де үшеу, міндет статикалық тұрғыда айқындалатын:

$$\begin{aligned} \sum F_{iy} &= 0; & +R_A - F + Y_B &= 0; \\ \sum F_{iz} &= 0; & +Z_B &= 0; \\ \sum \text{mom}_B(\bar{F}_i) &= 0; & -R_A l + F(l - a) &= 0. \end{aligned}$$



2.17-сурет



2.18-сурет

Осыдан тіректер реакциясын табамыз

$$Z_B = 0;$$

$$R_A = F(l - a)/l;$$

$$Y_B = Fa/l.$$

Енді кесектің көлденең қималарындағы ішкі күштік факторларды анықтауға кірейік. Ол үшін сыртқы күштер мен сәттер түсіру нүктелерінің арасында, қима әдісін қолдана отырып, арқалықты ойша екі бөлікке бөледі (2.18-сурет, б және г) және кесілген бөліктерге түсірілген күштік факторлардың тепе-теңдік тендеулерін құрады. Атап айтқанда, қарастырылып отырған мысалда екі рет қима жасау қажет: сол тіректен  $z_1$  және  $z_2$  қашықтығы. 2.18-суретте, б сол тіректен  $z_1$  қашықтығындағы

кесектің қимасы көрсетілген және ішкі күштік факторлар: бүгілу сәті  $M_{изг}$  және  $Q$  көлденең күші қойылған.

Сол және оң жақтағы көлденең қимадағы ішкі күштік факторлар (2.18-сурет, з) бағыты бойынша міндетті түрде қарама-қарсы болуына назар аударған жөн.

Ішкі күштік факторлар кесілген бөліктеріне түсірілген күштердің тепе-теңдігі теңдеуінен айқындайтыны белгілі. Көлденең күштер мен сәттердің белгілері туралы шарттасқан дұрыс. Көлденең қимада бүгілу сәтінің белгісін айқындаудың бірнеше тәсілдері бар.

1. Иілген кесектің қисықтық белгісі бойынша (2.19-сурет, а). Белгі таңдап алынған координаттар жүйесіне байланысты болатыны айқын. Егер  $u$  осін қарама-қарсы жаққа жолдаса, онда  $M_{изг}$  белгілері қарама-қарсы белгілерге өзгереді.

2. Көбінесе иілетін сәттердің эпюрлерін құру кезінде сәт белгісі таңдап алынған есептеу жүйесіне тәуелді болмайды, ал ордината **сығылған талшықта**, яғни кесектің иілген осінің ойыс жағына қалдырылады (2.19-сурет, б).

3. Егер иілген кесек осін көзге елестету қиын болса, онда кесектің сол жақ кесілген бөлігіне әсер ететін жүктемелер сәттерінің сомасын құрайды.

Егер сол жақ бөлігіне әсер ететін барлық жүктемелердің бірдей әсер ететін сәті сағат тілі бойынша бағытталса, онда бүгілетін сәттің ординатасы эпюрге жоғары алып қойылады (яғни көлденең қимада  $M_{изг}$  иілу сәті сағат тіліне қарсы әсер етсе және, демек, кесек ойыс жағымен иіледі — ордината қысылған талшықта қалдырылады).

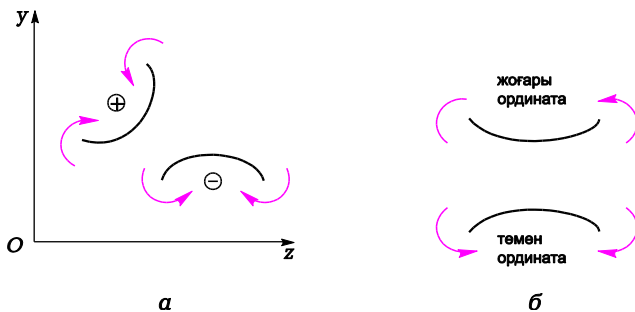
Егер де қимадан сол жағынан әсер ететін сәттер сомасы сағат тіліне қарсы бағытталса, онда эпюрге бүгілетін сәт төменге қалдырылады (2.19-сурет, б).

Қимадан оң жағында жатқан күштер үшін кері тәуелділік орын алады.

Көлденең күштер үшін белгіні анықтау ережесі:

егер қимадан сол жағында жатқан сыртқы күштердің бірдей әсер етушісі жоғары бағытталса, онда қимадағы көлденең күш оң деп саналады, ал егер төмен бағытталса, онда көлденең күш теріс деп саналады.

Координаттар басынан  $z_I$  қашықтықтағы қимада, яғни кесектің қимадан сол жақ бөлігінде (2.18-сурет, в) әсер етсе,  $Q$  көлденең күші оң белгіге ие және эпюрге жоғары қалдырылады. Қимадан оң жақта жатқан күштер үшін

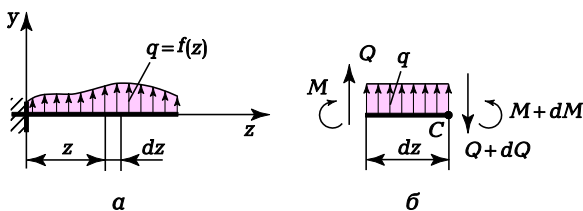


2.19-сурет

Оң жақ кесілген бөлігінің тепе-теңдігін қарастырған кезде кері тәуелділік орын алады. Белгілерді анықтау ережелерін жеңіл меңгеру үшін тепе-теңдікті, әрдайым кесектің сол бөлігінен қарастырған дұрыс.

**Бүгілетін сәт, көлденең күш және бөлінген жүктеме қарқындылығының арасындағы дифференциал тәуелділік.** Көлденең күштердің белгілерін таңдау дұрыстығын бүгілетін сәт пен көлденең күш арасындағы дифференциал тәуелділікті біле отырып тексеруге болады.

Өздігінен бекітілген кесек жалпы жағдайда жүктемемен бөлінген қарқындылықта жүктелсін  $q = f(z)$  және тепе-теңдікте болсын делік (2.20-сурет, а).  $q$  үшін берілген бағыт — оң. Ұзындығы  $dz$  кесек элементін бөліп алайық және кималарға  $M$  және  $M + dM$  бүгілетін сәттерді, сондай-ақ  $Q$  және  $Q + dQ$  көлденең күштерді түсірейік (2.20-сурет, б). Бұл күштік факторлар үшін бағыттар бұған дейін ережеде негізделген белгілерге сәйкес оң қабылданған. Шағын кесінді  $dz$  шегінде  $q$  жүктемесін біркелкі бөлінген деп санауға болады. Тепе-теңдікте орналасқан кесек элементін қарастыратындықтан, жазық күштер жүйесінің тепе-теңдік шартын



2.20-сурет

жасаймыз: барлық күштердің тігінен оське проекциясы сомасын және  $C$  нүктесіне қатысты сәттер сомасын нөлге теңестіреміз:

$$Q + gdz - Q - dQ = 0;$$

$$M + Qdz + gdz(dz/2) - M - dM = 0.$$

Одан жоғары аздық тәртібі шамасын  $gdz(dz/2)$  алып тастап

$$\frac{dQ}{dz} = q; \quad \frac{dM}{dz} = Q.$$

Осылайша,

көлденең күш кесек ұзындығы бойынша бүгілетін сәттен туындыны білдіреді.

Көлденең күштен туынды сыртқы бөлінген жүктеме  $q$  қарқындылығын береді.

Алынған дифференциал тәуелділіктерден бүгілетін сәттер эпюрінің және тура кесек үшін көлденең күштердің сипаты туралы кейбір жалпы қорытындылар жасауға болады.

Егер кесек қарқындылығы  $q = \text{const}$  біркелкі бөлінген жүктемемен жүктелсе,  $Q$  функциясы желілік, ал  $M$  — квадраттық болатыны анық.

Егер кесек шоғырланған күштермен немесе сәттермен жүктелсе, ал олардың түсіру нүктелерінің арасында қарқындылық  $q = 0$  болса, онда  $Q = \text{const}$ , ал  $M$  желілік  $z$  функциясы болып табылады. Шоғырланған күштерді түсіру нүктелерінде  $Q$  эпюрі сыртқы күш шамасына секіруді бастан кешірсе, ал  $M$  эпюрінде тиісті сынық туындайды (туындыға ажырау).

Бүгілетін сәттердің және көлденең күштердің эпюрлерін құру келесі жүйелілікте жүзеге асырылады: 1) тірек реакцияларын анықтайды; 2) кесектің көлденең қималарында барлық ішкі күштік факторларды (олардың мәні мен белгісін) анықтайды; 3) эпюрлер құрады. 2.18-суретте берілген балка үшін эпюрлер құрайық.

1. Тірек реакцияларын айқындайық.

Жазық күштер жүйесінің тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$R_A = F(1 - a)l; \quad Y_B = Fa/l.$$

2. Арқалықтың көлденең қимасындағы ішкі бүгілу сәттерін айқындаймыз. Ол үшін кесілген сол бөліктің тепе-теңдігін қарастырамыз (2.18-сурет, в):

$z_1$  қимасында

$$\sum \text{mom}_B(\bar{F}_i) = 0; \quad -R_A z_1 + M_{\text{изг}} = 0;$$

$$M_{\text{изг}} = R_A z_1 = \frac{F(1-a)}{l} z_1 \quad \text{д\AA} \text{ля } 0 \leq z_1 \leq a;$$

$z_2$  қимасында

$$\sum \text{mom}_B(\bar{F}_i) = 0; \quad -R_A z_2 + F(z_2 - a) + M_{\text{изг}} = 0;$$

$$M_{\text{изг}} = R_A z_2 - F(z_2 - a) \quad \text{д\AA} \text{ля } a \leq z_2 \leq l;$$

3. Көлденең күштерді анықтаймыз:  $z_1$  қимасында

$$\sum F_{iy} = 0; R_A - Q = 0.$$

Осыдан  $Q = RA = F(1 - a)/l$ ;

$z_2$  қимасында

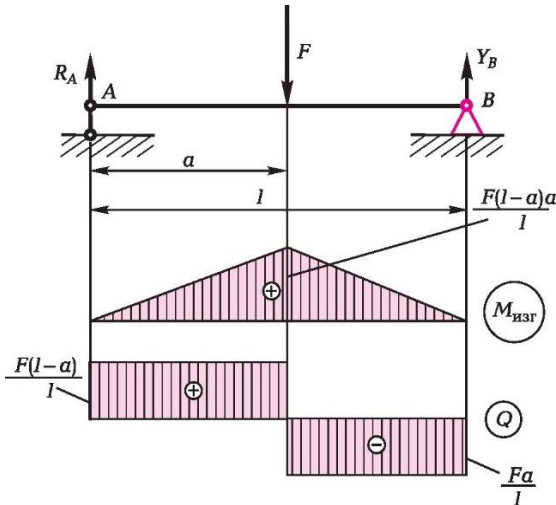
$$\sum F_{iy} = 0; R_A - F + Q = 0.$$

Осыдан  $Q = Fa/l$ .

4. Бүгілетін сәттер эпюрлерін құрамыз.

Эпюра  $M_{изг}$   $0 < z_1 < a$  шегінде желілік тәуелділікке ие.  $z_1 = 0$  береміз, бұл ретте  $M_{изг} = 0$ . Бұл нүктені эпюрге қалдырамыз (2.21-сурет).

Одан әрі  $z_1 = a$   $M_{изг} = F(1 - a)a/l$ .



2.21-сурет

$a < z_2 < l$  шегінде мынаны аламыз:  $z_2 = a$   $M_{изг} = F(l - a)a/l$  болғанда;  $z_2 = l$  болғанда  $M_{изг} = 0$ . Осы ординаталарды (олар қысылған талшықтан салынған) қалдырамыз және сызықтармен қосамыз. Екінші учаскеде ординаталарды есептеуге болатынын атап өткен жөн, себебі B топсалы тіректе сәт туындамауы мүмкін, сондықтан эпюрге  $0$  бірден қалдырған жөн.

5. Көлденең күштер эпюрасын құру.

3-тармақта айқындалғандай, көлденең күштер екі учаскенің әрқайсысында тұрақты, сондықтан белгілерді есепке ала отырып есептелген мәндерді кейінге қалдырамыз. Сыртқы күшті түсіру нүктесінде түсірілген күшке тең өзгеріс болуы тиіс екеніне назар аудару қажет.

Сонымен қатар, белгіленген көлденең күштер белгілерінің дұрыстығын тексеруге болады. Бүгілетін сәттер эпюрінде  $M_{изг}$  сызықтың қисаю бұрышының тангенсі көлденең күш белгісіне көрсетеді. Егер бұрыш үшкір



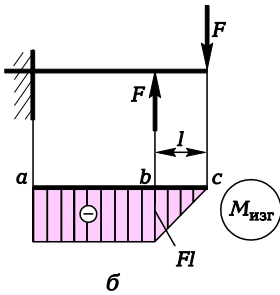
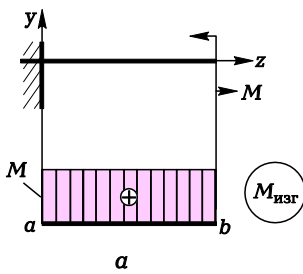
болса, онда тангенс оң (туынды  $dM/dt > 0$ ), демек, көлденең күш те «+» белгісіне ие. Егер  $z$  осі бар сызықтың қисаю бұрышы доғал болса, көлденең күш теріс болады. Салынған  $M_{\text{изг}}$  және  $Q$  эпюрлерін салыстырыңыз (2.21-сурет).

### Тура таза бұғу кезіндегі кесектегі кернеу

Кесектегі таза бүгілу кесектің барлық ұзындығында  $ab$  (2.22-сурет, а) немесе оның бір бөлігінде  $ab$  (2.22-сурет, б) ғана орын алуы мүмкін. Көрсетілгендей, таза бүгілу дегеніміз кесектің көлденең қималарында бүгілу сәттері ғана туындайтын жүктеу түрі, ал  $Q = 0$ , демек, бүгілетін сәт тұрақты болып қалады ( $M_{\text{изг}} = \text{const}$ , 2.22-сурет, а).

Кесекке ортогональды тор кигіземіз, содан кейін  $M$  сәттерін түсіреміз.  $M$  сыртқы сәттерінің әсерінен кесек (2.23-сурет, а) бүгіледі. Біртекті кесек жағдайында қисықтығын өзгерту барлық қатысушылар үшін бірдей болмақ. Біртекті кесектің барлық қималары (яғни жабылған тордың тік сызықтары) деформациялаудан кейін оның осіне жазық және қалыпты күйінде қалды. Кесектің ойыс жағында орналасқан жабылған тордың көлденең сызықтары ұзартылды, ал батыңқы жерінде — қысқарды. Ұзарту жоқ қабат болуы анық; мұндай қабатты *бейтарап* деп атайды.

Кесек шексіз «талшықтардан» тұрады делік және талшықтардың бір-бірін жаншымайтыны туралы гипотезаны қабылдайық.  $u$  қашықтығында тұрған бейтарап қабаттан тартылған талшық деформациясын анықтайық.



Шамасы  $AC = dz$  болса,  $BD$  талшығы  $Adz$  ұзартылуын алады (2.23-сурет, б). Егер оның қисықтық радиусы  $\rho = OC$  болса, бейтарап қабаттан  $y$  қашықтығында тұратын талқыштың желілік деформациясын анықтайық:

$$\varepsilon = \frac{\Delta dz}{dz} = \frac{BD - AC}{AC} = \frac{(\rho + y)d\varphi - \rho d\varphi}{\rho d\varphi} = \frac{y}{\rho}.$$

Осылайша, желілік деформация таза бүгілу кезінде бейтарап қабаттан  $y$  қашықтығына тура пропорционал және қисықтық радиусына кері пропорционал.

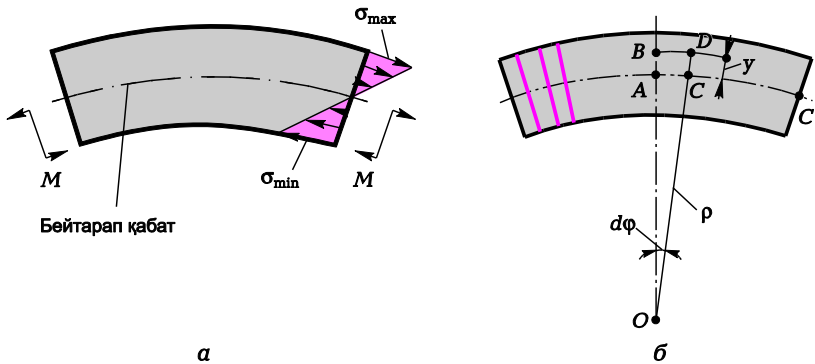
Гук заңы бойынша

$$\sigma = E\varepsilon = E \frac{y}{\rho}.$$

Сонымен көлденең қимада кернеудің таза бүгілуі кезінде желілік заң бойынша өзгереді.  $\sigma = 0$  шартын қанағаттандыратын қимадағы нүктелердің геометриялық орны **бейтарап сызық** деп аталады. Бейтарап сызық бүгілген кесек қисықтығының жазықтығына

2.22-сурет

перпендикуляр, 2.23-суретте, б оның проекциясы  $C'$  нүктесімен белгіленеді. Бүгілу кезіндегі ең жоғары кернеу



2.23-сурет

бейтарап сызықтан аса қашық жатқан көлденең қима нүктелерінде болады:

$$\sigma_{\max} = (E y_{\max}) / \rho \text{ (см. рис. 2.23, а).}$$

Бейтарап сызық қиманың ауырлық ортасы арқылы өтетінін көрсетеміз. Таза бүгілу кезіндегі кесектің көлденең қимасындағы  $N$  қалыпты күш нөлге тең екенін еске саламыз:

$$N = \int_S \sigma dS = \int_S (E/\rho) y dS = 0.$$

Бұл көлденең қима үшін қисықтық радиусы мен серпінділік модулі — тұрақты шама екенін ескере отырып, мыналарға ие боламыз

$$(E/\rho) \int_S y dS = 0,$$

одан

$$\int_S y dS = 0.$$

Бұл интеграл бейтарап сызыққа қатысты қиманың статикалық сәтін білдіреді. Статикалық сәт нөлге тең болғандықтан, бейтарап сызық қиманың ауырлық ортасы арқылы өтеді.

### Кесектің бүгілетін сәті мен қисықтығы арасындағы тәуелділік

Кесек таза бүгілген кезде  $M$  сыртқы сәті  $yz$  жазықтығында әсер еткендіктен, кесек қималарындағы ішкі бүгілу сәттері сәйкесінше  $x$  және  $y$  осьтеріне қатысты мыналарға тең болады:

$$M_x = \int_S (\sigma dS) y = M; M_y = \int_S (\sigma dS) x = 0.$$

$\sigma = (E/\rho)y$ , орнына қойып, мынаны аламыз

$$(E/\rho) \int_S y^2 dS = M; (E/\rho) \int_S yx dS = 0.$$

Екінші мән  $J_{xy} = 0$  түріне келтіріледі. Бұл кесектің қисықтығының өзгеруі  $M$  сыртқы сәттің әсер ету жазықтығында орын алатынын білдіреді, ол қиманың басты осьтерінің бірі арқылы міндетті түрде өтеді. Мұндай бүгілу *тура* деп аталады.

Егер кесек қисықтығын өзгерту бүгілу сәті әсер ететін жазықтықта орын алса және бұл жазықтық қиманың басты осьтері арқылы өтсе, онда мұндай бүгілу *тура* деп аталады. Бірінші мәннен кесек қисықтығының  $M$  бүгілу сәтінен және бүгілетін сәт жазықтығына перпендикуляр басты орталық

оське қатысты  $J_x$  қиманың инерция сәтінен  $1/\rho$  тәуелділігін аламыз:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EJ_x}$$

Бейтарап сызықтан аса алшақ жатқан нүктелерде ең жоғары кернеу туындайды

$$\sigma_{\max} = \frac{My_{\max}}{J_x}$$

$J_x/y_{\max}$  арақатысы *бүгілу кезінде қиманың кедергі сәті* деп аталады және  $W_x$  белгіленеді

$$W_x = J_x/y_{\max}$$

Мысалы, тікбұрышты қима үшін

$$J_x = \frac{bh^3}{12}; W_x = \frac{bh^2}{6}$$

мұнда  $b$  — ені;  $h$  — қима биіктігі;

$$\text{дөңгелек көлденең қима үшін } J_x = \frac{\pi D^3}{64}; W_x = \frac{\pi D^3}{32} \cong 0,1D^3,$$

мұнда  $D$  — қима диаметрі.

Сонымен, тура таза бүгілуде

$$\sigma_{\max} = M_{\text{нзг}}/M_x.$$

*Қисық бүгілу* деп бүгілетін сәт жазықтығы қиманың басты осімен сәйкес келмейтін бүгілу аталады.

**Тура таза бүгілу кезінде төзімділікке есептеу** әдістеме бойынша созылу және ширату кезінде төзімділікке есептеулерге ұқсас. Кесек ұзындығы бойынша қималардағы кернеуді анықтайды және олардың ішінен (кернеу эпюрі бойынша) ең үлкенін таңдайды, содан кейін шарттан

$$\sigma_{\max \text{ наіб}} \leq [\sigma]_{p(c\text{ж})}$$

кесектің көлденең қимасының геометриялық мөлшерін анықтайды.

### 2.11-мысал

Егер жол берілген кернеу  $[\sigma]_p = 160 \text{ Н/мм}$  болса, бүгілу сәті  $M = 60 \text{ кН} \cdot \text{м}$  (2.22-сурет, а) жүктелген дөңгелек кесектің көлденең қимасының диаметрін анықтау

Шешуі

1. Бүгілу сәттерінің эпюрасы белгілі, ал кесектің көлденең қимасы тұрақты болғандықтан, қажетті кедергі сәтін анықтаймыз:

$$W_x = W_y = \frac{M_{\text{взг}}}{[\sigma]_p} = \frac{60\,000\,000}{160} = 375\,000 \text{ см}^3.$$

2. Дөңгелек кесектің диаметрін анықтаймыз:

$$W_x = 0,1D^3; 375\,000 = 0,1D^3; D = 10\sqrt[3]{3750} = 155,4 \text{ мм}.$$

### 2.12-мысал

Арқалық үшін (2.22-сурет, б) швеллер профилінің қимасын іріктеп алу, бұл ретте  $F = 21\,000 \text{ Н}$ ,  $l = 1 \text{ м}$ ,  $\sigma_{\text{т.р}} = 30\,000 \text{ Н/см}^2$  төзімділіктің екі еселенген қорын қамтамасыз ету.

Шешуі

1. Бүгілу сәттерінің эпюрасын құрамыз (2.22-сурет, б). Ең жоғары бүгілу сәті таза бүгілу учаскесінде туындайды және  $Fl$  тең.

2. Швеллердің  $W_x$  қимасының қажетті кедергі сәтін есептеп шығарамыз:

$$|\sigma_{\text{наиб}}| \leq [\sigma]_p = \sigma_{\text{т.р}} / n_T;$$

$$\frac{FL}{W_x} \leq \frac{\sigma_{\text{т.р}}}{n_T} \text{ немесе } \frac{21000 \cdot 100}{W_x} \leq \frac{30000}{2},$$

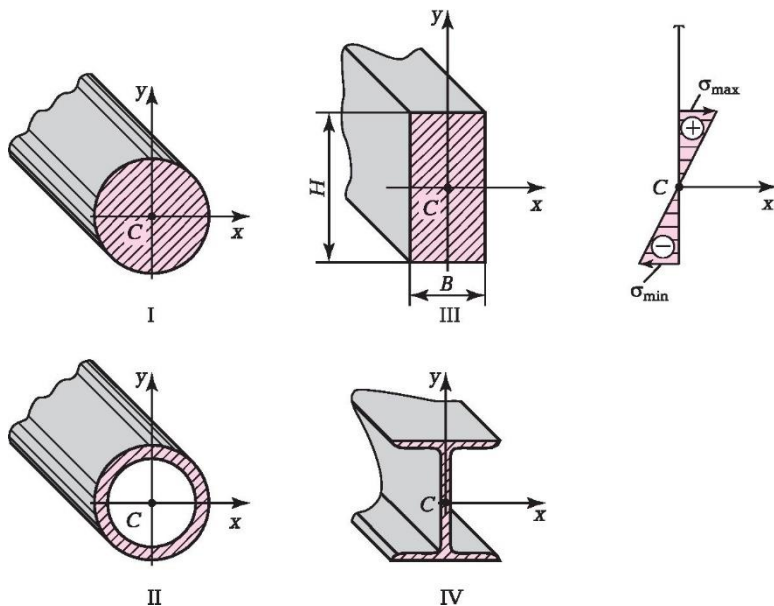
$$W_x \geq \frac{21000 \cdot 100}{15000} = 140 \text{ см}^3$$

содан

3. III қосымшада стандартты профильдер кестесі келтірілген (МЕМСТ 8240—97), сол бойынша швеллер № 20У таңдаймыз, оның  $W_x = 152 \text{ см}^3$ .

## Кесектердің бүгілу кезіндегі көлденең қима пішінінің тиімділігін талдау

2.24-суретте әртүрлі көлденең қимадағы төрт кесек көрсетілген, оларға ұз жазықтығында бірдей сәт әсер етеді. I және II қиманы қарастырамыз.  $\sigma$  эпюріне сүйене отырып, I қиманың ішкі бөлігі жүктелмегенін көреміз. Сондықтан II қимадағы кесек сондай массада, I қимадағы кесекке қарағанда



2.24-сурет

мықты әрі аса қатты болады. III және IV қималарды салыстырған кезде осыған ұқсас жағдай қалыптасады: IV кесек дәл сондай массамен III кесекке қарағанда аса мықты әрі қатты болады. Алайда бүгілген кезде  $xz$  жазықтығында IV кесек барлық бағыттарда бірдей мықтылығы мен қаттылығына ие II кесектен аса алмайды: оның IV кесектің алдындағы артықшылығы осында.

**2.13-мысал**

Егер  $H = 3B$  болса,  $yz$  және  $xz$  жазықтарында  $M$  сәтімен бүгілген кезде III кесектің (2.24-сурет) қисықтығы қалай өзгередінін анықтау.

Шешуі.

1.  $yz$  жазықтықта сәттің әсер етуімен кесек қисықтығын анықтаймыз.

$$\frac{1}{\rho_{yx}} = \frac{M}{EJ_x} = \frac{M}{E(BH^3/12)}$$

2.  $xz$  жазықтықта сәттің әсер етуімен кесек қисықтығын анықтаймыз.

$$\frac{1}{\rho_{yx}} = \frac{M}{EJ_y} = \frac{M}{E(HB^3/12)}$$

3.  $H = 3B$  есепке ала отырып қисықтық арақатыстарын есептеу:

$$\frac{1/\rho_{xz}}{1/\rho_{yz}} = \frac{H^2}{B^2} = 9.$$

Осылайша, біз тікбұрышты қимасы бар кесектің қаттылығы  $yz$  жазықтықта  $xz$  жазықтыққа қарағанда артық екенін растады.

### Тура көлденең бұғу кезіндегі кернеу

Кесектің көлденең қималарында таза бүгілу кезінде қалыпты кернеулер ғана туындайды және оларға сәйкес келетін ішкі күштер қимада бірдей әсер ететін бүгілу сәтін туғызады. Көлденең бүгілген жағдайда кесек қимасында сәт қана емес, сондай-ақ көлденең күш те әсер етеді. Бұл күш қима жазықтығында жатқан бірдей әсер етуші қарапайым бөлінген күштерді білдіреді. Бұл жағдайда кесектің көлденең қимасында қалыпты кернеу ғана емес, қатысты кернеу де туындайды.

$t$  қатысты кернеулердің туындауы  $u$  бұрыштық деформациялардың пайда болуына ұласады. Сондықтан кесекті жүктегенге дейін жабылған ортогональды торда тік сызықтар (демек, қималар да) жүктемеу түсіргеннен кейін түзу сызықты болып қалмайды.  $dS$  қимасының әрбір қарапайым ауданы жылжуға негізделген қосымша бұрыштық ығысуларды алады. Қатысты кернеулер қима бойынша біркелкі бөлінбегендіктен, дәл солай бұрыштық ығысулар да біркелкі бөлінбейді.

$s$  қалыпты кернеулер шамасында көлденең қиманың жазықтығын бұрмалау аса байқалатындай әсер етпейді. Атап айтқанда, егер көлденең күш  $Q$  кесек ұзындығы бойынша өзгермесе, таза бүгілу үшін шығарылған формулалар көлденең бүгілу кезінде де өте нақты нәтижелер береді.

$$\sigma = \frac{My}{J_x} \text{ және } \sigma_{\max} = \frac{M}{WJ_x}$$

Шынында,  $Q = \text{const}$  болғанда барлық қималардың қисаюуы бірдей өтеді, сондықтан екі шектес қима өзара айналған кезде  $BD$  ұзына бойына талқаштың ұзартылуы (2.23-сурет) қиманың жазық күйінде қалған-қалмағанына қарамастан бірдей болады.

Егер көлденең күш кесек осін бойлай өзгерсе, таза бүгілу формулалары  $s$  анықтаған кезде біршама қателік береді. Осы қателіктің шамасы  $H/l$  ( $H$  — көлденең қима мөлшері,  $l$  — кесек ұзындығы, ол  $H$  қарағанда айтарлықтай көп) дерлік;  $H/l$  шамасы өте аз, сондықтан аталған қателік шамалы болады.

Айтылғандар **жазық қималар гипотезасын** қабылдауға негіз береді.

Көлденең бүгілудің екінші ерекшелігі кесектің ұзына бойы қималарында туындайтын қалыпты кернеулердің, яғни талшықтар арасындағы «жаншу» кернеуінің болуы болып табылады. Бұл кернеулер  $Q$  ауыспалы күші кезінде туындайды және шамасы аса көп болмайды. Сондықтан  $\sigma$  және  $\sigma_{\max}$  қалыпты кернеулерін анықтау үшін, сондай-ақ таза бүгілуде  $1/r$  қисықтық үшін шығарылған формулалар көлденең бүгілу үшін де,  $Q$  көлденең күші кесек осін бойлай өзгеретін жағдай үшін де қолданылады.

Арқалықтың көлденең бүгілуі кезінде төзімділігін есептеуде қатысты кернеулер қалыпты кернеу нөлге тең болатын бейтарап қабатта ең жоғары мәніне жететінін есте сақтаған жөн. Тұтас қималар (тікбұрышты және дөңгелек) үшін есептеулер кезінде қатысты кернеулерді елемейді. Кесектің көлденең тікбұрышты қималарында туындайтын барынша қалыпты және қатысты кернеулердің арақатысын келтіруге болады:

$$\tau_{\max} / \sigma_{\max} = H / (4l),$$

мұнда  $H$  — кесектің көлденең қимасының мөлшері;  $l$  — кесек ұзындығы.

Қабырғасы жұқа профильдерді төзімділігін есептеу кезінде көлденең бүгілуде  $\tau_{\max}$  қатысты кернеулерін есепке алған жөн; олардың эпюрлері мен мәндері әртүрлі пішіндегі көлденең қималар үшін жұмыстарда келтіріледі [1, 11].

## 2.8. БҮГІЛУ КЕЗІНДЕГІ ЫҒЫСУЛАРДЫҢ АНЫҚТАМАСЫ

### Арқалықтың бүгілген серпінді сызығының дифференциал теңдеуі

Кесек консоліне  $F$  күші түсірілді делік (2.25-сурет); оның иілген осінің пішінін (немесе серпінді сызығын) сызықтық радиусына арналған мәннің көмегімен анықтауға болады:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_{\text{изг}}}{EJ_x}.$$



зу қозғалмайтын координаттар жүйесінде қисық сызықтың қисықтығы келесі тәуелділіктегі  $y$  туынды функциясымен байланысты екені белгілі:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{y''}{\sqrt{[1+(y')^2]^3}}$$

Біз аса қатаң кесектерді қарастырамыз, сондықтан  $tg\alpha$  тең  $y'$  шамасы үлкен емес. Мысалы,  $\alpha = 5^\circ$ ,  $tg5^\circ = 0,0875$ ,  $(tg5^\circ)^2 = 0,00765$ . Мұндай шама 1-мен салыстырғанда елеместей шамалы. Сондықтан  $1/\rho = y''$  қабылдай аламыз.

$y''$  — кесектің бүгілген осінің қисықтығы,  $y'$  — кесектің серпінді сызығына қатысты еңкею бұрышының тангенсі (бұрыш аз болғандықтан  $y'$  — бұл қима бұрылатын бұрыш деп санауға болады),  $y = f(z)$  — серпінді сызықтың иілуі.

Сонымен,

$$y'' = \frac{M_{изг}}{EJ_x}$$

$M_{изг}$  бүгілетін сәті зу жазықтығына түсірілгенін нақтылап, алынған тәуелділікті қайта жазамыз:

$$y'' = \frac{M_{zy}}{EJ_x}$$

немесе

$$EJ_x y'' = M_{zy}$$

Алынған мән арқалықтың *иілген осінің дифференциал теңдеуін* (арқалықтың серпінді сызығын) білдіреді.

#### 2.14-мысал

2.26-суретте көрсетілген кесек үшін  $B$  нүктесінде бүгілуді және тірек қималарының айналу бұрыштарын анықтау талап етіледі. Қабылдау:  $l = 5$  м,  $q = 800$  Н/м,  $J_x = 166$  см,  $E = 2 \cdot 10^4$  Н/мм<sup>2</sup>,  $AB = 1/2$ .

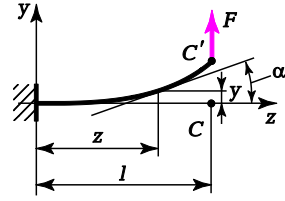
Шешуі.

1. Тіректер реакциясын анықтаймыз

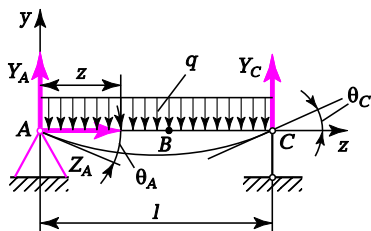
$$\sum \text{mom}_C(\bar{F}_i) = 0; -Y_A l + ql \cdot l/2, \text{ қайдан } Y_2 = ql/2;$$

$$\sum F_{iy} = 0; Y_A + Y_C - ql = 0, \text{ қайдан}$$

$$Y_A = Y_C = ql/2; \sum F_{iz} = 0; Z_A = 0.$$



2.25-сурет



2.26-сурет

2.  $A$  сол тірегінде есептеуді бастауды тандап, координаттар осін жүргіземіз.

3. Сол тіректен  $z$  қашықтықта тұрған кесектің еркін қимасында бүгілу сәтін анықтаймыз.

Кесектің тегіс бойы бір учаскені құрайды. Сол жақ кесілген бөлігінің тепе-теңдігін қарастыра отырып, қиманың ауырлық ортасына қатысты сәттер сомасын жазамыз:

$$M_{\text{нғт}} = Y_A z - qz^2/2, \quad 0 < z < l.$$

4. Арқалықтың серпінді сызығының дифференциал теңдеуін құраймыз.

$$EJ_x y'' = M_{zy}; \quad EJ_x y'' = Y_A z - qz^2/2 = (qI/2)z - qz^2/2.$$

5. Интеграциялап, тірек қималарының айналу бұрышын анықтау үшін тәуелділікті табамыз

$$EJ_x y' = (qI/4)z^2 - qz^3/6 + D_1.$$

$$z=0 \quad y' = \theta_A : EJ_x \theta_A = 0 - 0 + D_1; \quad \theta_A = D_1 / (EJ_x);$$

$$z=l \quad y' = \theta_C : EJ_x \theta_C = qI^3/4 - qI^3/6 + D_1; \quad \theta_C = (qI^3/12 + D_1) / (EJ_x);$$

Бірінші интеграциялаудан кейін  $D_1$  тұрақты интеграциялауы әзірге белгісіз.

6. Тағы да интеграциялап, бүгілулерді анықтау үшін функцияны табамыз:

$$EJ_x y = (1/12)qIz^3 - (1/24)qz^4 + D_1 z + D_2.$$

Алынған тәуелділікке  $D_1$  және  $D_2$  тұрақты интеграциялауды анықтау үшін шекті шарттар қоямыз.

$$z=0 \quad y=0: \quad 0 = 0 - 0 + 0 + D_2, \quad \text{мұнда } D_2 = 0;$$

$$z=l \quad y=0: \quad 0 = (1/12)qI^4 - (1/24)qI^4 + D_1 l, \quad \text{мұнда } D_1 = (1/24)qI^3.$$

6. Бұрыштық ығысуларды және түпкілікті түрде арқалық бүгілулерін анықтау үшін теңдеулерді жазамыз:

7.

$$EJ_x y' = (qI/4)z^2 - qz^3/6 - (1/24)qI^3;$$

$$EJ_x y = (1/12)qIz^3 - (1/24)qz^4 - (1/24)qI^3 z.$$

8.  $B$  нүктесіндегі бүгілуді анықтаймыз  $B$ — $f_B$ .

Бүгілулер теңдеуіне  $B$  нүктесінің координатасын қоямыз ( $z = l/2$ ):

$$f_B = (1/(EJ_x)) \left[ (1/12)ql(1/2)^3 - (1/24)q(1/2)^4 - (1/24)ql^3(1/2) \right],$$

$$f_B = -\frac{5}{384} \frac{ql^4}{EJ_x}.$$

осыдан

Бастапқы деректерді қойып шығамыз:  $l = 5 \text{ м} = 5\,000 \text{ мм}$ ,  $q = 800 \text{ Н/м} = 0,8 \text{ Н/мм}$ ,  $J_x = 166 \text{ см}^4 = 166 \cdot 10^4 \text{ мм}^4$ ,  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ :

$$f_B = -\frac{5}{384} \frac{0,8 \cdot 5\,000^4}{2 \cdot 100\,000 \cdot 166 \cdot 10\,000} = -19,6 \text{ мм}.$$

«-» таңбасы арқалықтың төменге иілгенін білдіреді ( $y$  координаттар осінің оң бағыты— жоғары).

9.  $e_A$  тірек қимасының айналу бұрышын анықтаймыз.

Бұрыштық ығысулар теңдеуіне мыналарды қоямыз  $z = 0$ :

$$\theta_A = (1/(EJ_x))(-1/24)ql^3 = -(1/(EJ_x))(-1/24)ql^3.$$

бастапқы деректерді қойып шығамыз:

$$l = 5000 \text{ мм}, q = 0,8 \text{ Н/м/м}, J_x = 166 \cdot 10^4 \text{ мм}^4, E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2;$$

$$\theta_A = -\frac{1}{24} \frac{0,8 \cdot 5000^3}{2 \cdot 100000 \cdot 166 \cdot 10000} = -0,0125 \text{ рад}.$$

Бұрыш теріс боп шықты, өйткені төртінші квадратта орналасады.

10.  $e_C$  тірек қимасының айналу бұрышын анықтаймыз.

Бұрыштық ығысу теңдеуіне мыналарды қоямыз  $z = l$ :

$$\theta_C = (1/(EJ_x))(ql^3/4 - ql^3/6 - ql^3/24) = (1/(EJ_x))(ql^3/24).$$

$C$  тірегінің үстіндегі қима арқалыққа түсірілген жүктемелердің симметриясы салдарынан  $A$  тірегінің үстіндегі қима сияқты дәл сондай бұрышпен бұрылды; таңбасы — оң, себебі  $z$  осіне қатысты бұрыш сүйір.

## Верещагин тәсілімен ығысуларды анықтау

Арқалықтың кез келген нүктесінің ығысуын анықтау үшін:

1. Шынайы түсірілген күштік факторлардан  $M_{изг}$  эпюрін құру.
2. Арқалықтың көлденең қимасының ығысуын анықтау қажет нүктеге жеке-дара күштік фактор (күшті немесе сәтті) түсіру.
3. Жеке-дара күштік фактордан бүгілетін сәттердің эпюрін құру.
4.  $M_{изг}$  эпюрі ауданының ауырлық орталығымен жеке-дара күштік фактор эпюрінен алынған ординатаға  $M_{изг}$  эпюрінің ауданын көбейту.
5. Алынған әсерді  $EJ$  арқалығының көлденең қимасының қаттылығына бөлу.

**2.15-мысал**

$F$  күшімен жүктелген арқалықтың  $K$  нүктесіне бүгілуді анықтау (2.27-сурет).

Шешуі.

1.  $M_{изг}$  эпюрін құру
2. Жеке-дара күшті  $K$  нүктесіне түсіреміз және осы күштен бүгілетіні сәттер эпюрін құрамыз; бітелуде бүгілетін сәт  $1 \blacksquare l = l$  тең.

3.  $M_{изг}$  эпюрінің ауданын анықтаймыз және  $C$  ауырлық ортасының орнын анықтаймыз:

$$S_{эп} = (1/2)Fl = Fl^2/2; x_C = l/3.$$

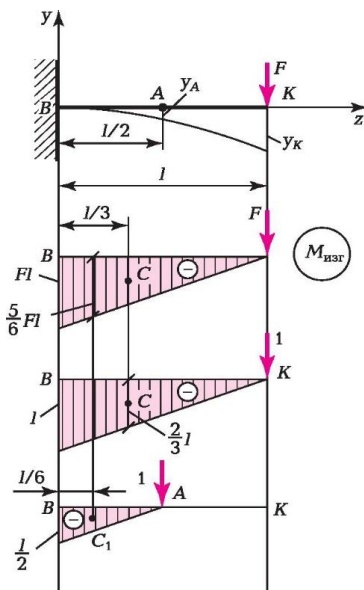
4.  $C$  ауырлық ортасынан алынған жеке-дара күштен бүгілу сәттерінің эпюрінде ординатаны есептеп аламыз:

$$-1 \cdot (2/3)l = -(2/3)l.$$

5.  $K$  нүктесінде бүгілуді анықтаймыз:

$$y_K = (1/(EJ))(Fl^2/2)(-2/3)l = -Fl^3/(3EL).$$

Егер берілген күштер эпюрасы желілік болса, онда көбейту операциясы **коммутативтілік** қасиетіне ие. Бұл жағдайда бірінші эпюра ауданы екінші эпюраның ординатасына немесе екінші эпюраның ауданы біріншінің ординатасына көбейтілетіні маңызды емес.



2.27-сурет

## 2.16-мысал

2.15-мысалда қарастырылған арқалықтың  $A$  нүктесінде бүгілуді анықтау.

Шешуі.

1.  $A$  нүктесінде жеке-дара күш түсіреміз және осы күштен бүгілетін сәттер эпюрасын құрамыз.

2. Жеке-дара күштен бүгілу сәттері эпюрасының ауданын және оның ауырлық орталығының координатасын есептейміз:

$$S_{эп} = 1/2 \cdot 1/2 \cdot 1/2 = l^2/8; z_{C1} = 1/3 \cdot 1/2 = 1/6.$$

3.  $M_{изг}$  эпюрінде  $C$  ауырлық ортасының эпюрінде ординатасын есептеп шығарамыз. Ордината теріс және мынаған тең

$$-F(l - 1/6) = (-5/6)Fl.$$

4. Коммуникативтілік қасиетін пайдаланып,  $A$  нүктесіндегі арқалық бүгілуін анықтаймыз.  $AK$  учаскесінде жеке-дара күштен сәттер эпюрасының ауданы нөлге тең, сондықтан эпюраларды көбейту нәтижесі де нөлге тең. Демек, эпюраларды  $AB$  учаскесінде ғана «көбейтеміз»:

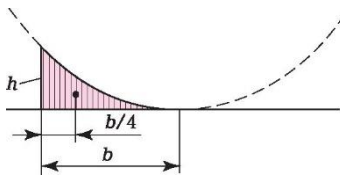
$$y_A = (1/(EJ))(l^2/8)(-5/6)Fl = -\frac{5}{48} \frac{I}{EJ} Fl^3.$$

Осылайша,  $A$  нүктесіндегі бүгілу  $K$  нүктесіндегіге қарағанда үш есе аз.

Коммутативтілік қасиеттерін пайдалану бүгілулердің анықтамасын біршама оңайлатады. Әйтпесе бұған дейін келтірілген мысалда  $M_{изг}$  бүгілетін сәттер эпюрінде трапецияның ауданын анықтауға (себебі  $1/2$ -ден  $1$  дейінгі учаскеде жеке-дара күштен эпюралар болмайды), одан кейін осы трапецияның ауырлық ортасының орнын анықтауға тура келер еді, бұл үшбұрыштың ауырлық ортасының орнын анықтауға қарағанда қиындау.

Практикада кездесетін бүгілетін сәттердің эпюраларын, әдетте, қарапайым фигураларға бөледі: тікбұрыш, үшбұрыш, параболалық үшбұрыш (2.28-сурет), олар үшін ауырлық ортасының ауданы мен орны белгілі. Бөлген кезде учаске шегінде түзу сызықтың ажырауы болмауы тиіс екенін есте сақтаған жөн. Екі эпюраның кез келгенінде сынған жері бар қима учаскенің шекарасы болуы тиіс.

Ширату, созу және жылжыту кезінде эпюралар өте қарапайым болады: олар, әдетте, желілік және әртүрлі үйлесімдіктегі тікбұрыштар мен үшбұрыштардан тұрады. Айырмасы ығысуларды анықтауға арналған формулалар бөлгішіне бүгілу кезіндегідей қаттылық  $EJ$  емес, егер ширату туралы сөз болса  $GJ_p$  қаттылық, не  $ES$  немесе  $GS$  — созу және жылжыту кезінде кіреді.



2.28-сурет

Егер бүгілетін сәттердің эпюрасы қисық сызықпен шектелсе, онда параболаның астындағы ауданы мына формула бойынша анықталады:

$$S = (1/3)hb,$$

ал ауырлық ортасы  $(1/4)b$  тең қашықтықта орналасады (2.28-сурет).

Верещагин тәсілі желілік ығысуларды ғана емес, сондай-ақ бұрыштық ығысуларды анықтау үшін қолданылады. Кесекті ширату кезінде көлденең қиманы айналдыру бұрышын анықтаған кезде бұл қимаға жеке-дара айналу сәтін түсіру қажет; бүгілген кезде арқалықтың көлденең қимасының бұрылысын анықтауда арқалықтың иілген осінің жазықтығында жеке-дара бүгілетін сәтті және оны ығыстыруды анықтау қажет болатын қима нүктесінде түсіру қажет.

## 2.9.

## ШЕКТІ ШИРЫҚҚАН КҮЙЛЕР ТЕОРИЯСЫ

### Нүктедегі ширыққан күй

Күштер жүйесі әсер ететін дене тепе-теңдікте делік, демек, осы дененің әрбір нүктесі де тепе-теңдікте, бірақ ширыққа күйде болады. Қима әдісін қолдана отырып, куб, призма немесе тетраэрд түріндегі қарапайым көлемді кесуге болады. Осы қарапайым көлемдердің аудандарын айналдыра отырып белгілі бір тәуелділікте кернеу де өзгертін болады.

Қарастырылып отырған нүкте арқылы өтетін алаңдардың көпшілігінде туындайтын кернеулер жиынтығы **нүктедегі ширыққан күй** деп аталады.

Нүктеден нүктеге өткен кезде ширыққан күй жтікілкті түрде баяу өзгереді деп санаймыз. Демек, нүктенің айналасынан ширыққан күйді біртекті деп қарастыруға болатын жеткілікті түрде шамалы саланы таңдауға болады (яғни материалдың қасиеттері бөлінген көлемге тәуелді болмайды)..

Нүкте моделі ретінде қарапайым текшені салайық, оның жақтары сәйкесінше  $dx$ ,  $dy$  және  $dz$  тең (2.29-сурет). Ыдырайтын алаңда тундайтын толық кернеу үш құрамдасқа бөлшектенуі мүмкін: нормаль бойынша алаңға және қима жазықтығында екі құрамдасқа.  $\sigma$  Қалыпты кернеуді  $x$ ,  $y$  немесе  $z$  индексті белгілейміз. Қатысты кернеуді екі индексі бар  $\tau$  әрпімен белгілейміз: біріншісі алаңға перпендикуляр оське сәйкес, ал екіншісі — оны бойлай  $\tau$  векторы бағытталған оське сәйкес келеді.

Элементке түсірілген күштер жүйесі тепе-теңдік шарттарын қанағаттандыруы тиіс. Қарапайым текшенің қарама-қарсы қырларында модуль бойынша тең, алайда қарама-қарсы бағытталған күштер туындағандықтан, алғашқы үш тепе-теңдік шарты барабар қанағаттандырылады және  $x$ ,  $y$  және  $z$  осіндегі барлық күштер проекциясының сомалары туындайтын кернеу шамасына қарамастан нөлге тең.  $x$ ,  $y$  және  $z$  остеріне қатысты барлық күш сәттерінің сомалары нөлге айналатындығына сену ғана қалады. Тепе-теңдік теңдеулерін құру кезінде әрбір қалыпты күштің сәті қарама-қарсы жатқан шекке түсірілген күш сәтімен теңестірілетінін байқау оңай. Қатысты күштер сәттерін қарастырайық. Мысалы,  $x$  осі үшін сәттердің нөлге теңдік шарты егер сәт  $\tau_{yz}dx dz$  күш сәтіне тең болған жағдайда байқалады, яғни

$$\tau_{yz} dx dz dy = \tau_{zy} dx dy dz$$

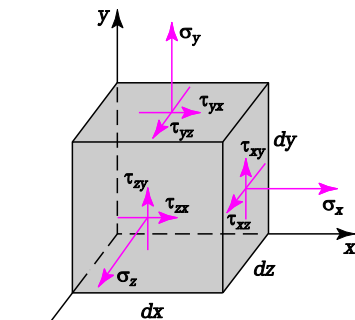
Осы сияқты тағы екі тепе-теңдік теңдеуі жазылуы мүмкін. Онда

$$\tau_{yz} = \tau_{zy}, \tau_{zx} = \tau_{xz}, \tau_{xy} = \tau_{yx}.$$

Алынған тәуелділіктер қатысты кернеулердің жұптылығы заңын білдіреді:

екі өзара перпендикуляр алаңдарда жалпы қабырғаға перпендикуляр қатысты кернеулер құрамдастары тең және екеуі де не қабырғаға, не қабырғадан бағытталған.

Жұптылық заңы түсірілген жүктемелер түрі мен материал қасиеттеріне қарамастан жүктелген дененің барлық нүктелері үшін әділ. Қатысты кернеулердің жұптылық заңынан шығатын салдар бөліп алынған элементтің шетінде (2.29-сурет) ытоғыз емес, алты тәуелсіз кернеулер компоненті бар, себебі қатымсты кернеулер жұп-жұбымен тең.



2.29-сурет

Үш өзара перпендикуляр қимадағы кернеулер нүктенің ширыққан күйін толығымен анықтайды; олар бойынша осы нүкте арқылы өтетін кез келген алаңдағы кернеуді анықтауға болады.

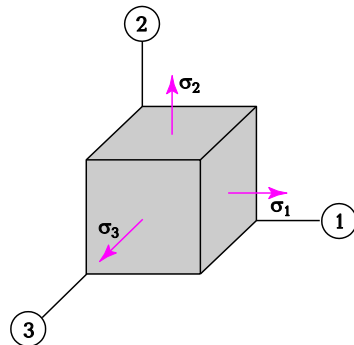
Егер өздігінен қисайған жазықтықтағы қарапайым текшеден тетраэдрді кесіп алса, онда,  $S$  осы еңіс жазықтық алаңын және текшенің кесілген қырларына проекцияларды біле отырып, 1 бағыттаушы консинустарды, осы еңіс жазықтықтың  $m$  және  $n$  нормальдарын анықтауға болады. Одан әрі, қарапайым еңіс алаңға әсер ететін барлық күштерді проекциялау арқылы

$$X = \sigma_x I + \tau_{yx} m + \tau_{zx} n; Y = \tau_{xy} I + \sigma_y m + \tau_{zy} n; Z = \tau_{xz} I + \tau_{yz} m + \sigma_z n,$$

аламыз, мұнда  $X$ ,  $Y$  және  $Z$  — қарапайым еңіс алаңдағы толық кернеу векторының құрамдастары. Осылайша,  $l$ ,  $m$  және  $n$  бағыттаушы кинусустарымен айқындалатын кез келген алаң үшін толық кернеу проекциялары  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$ ,  $\tau_{yx}$ ,  $\tau_{zx}$  және  $\tau_{xy}$  алты бастапқы компонент арқылы беріледі.

### Басты осьтер және басты кернеулер

Координаттар осін айналдыру арқылы  $\tau_{yx}$ ,  $\tau_{zx}$  және  $\tau_{xy}$  қатысты кернеулер нөлге айналуына қол жеткізуге болады. Мұндай осьтер **басты осьтер** деп аталады. Оларға сәйкес келетін өзара перпендикуляр алаңдар **басты алаңдар**, олардағы қалыпты кернеулер — **басты кернеулер** деп аталады. 2.30-суретте оларда  $\tau_{12} = \tau_{21} = 0$ ,  $\tau_{23} = \tau_{32} = 0$ ,  $\tau_{31} = \tau_{13} = 0$  басты алаңдарының көмегімен бөліп алынған қарапайым көлем бейнеленген. Басты кернеулерді олардың мәндерінің кему тәртібімен  $u_1$ ,  $u_2$  және  $u_3$  белгілеу қабылданған. Сонымен,  $u_1$  — ең жоғары,  $u_3$  — ең төменгі, ал  $u_2$  — аралық басты кернеулер.



2.30-сурет



$y_{\max}$  және  $y_{\min}$  басты кернеулер бастапқы кернеу арқылы беріледі:

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}.$$

### Ширыққан күйлердің әртүрлі типтеріне шолу

Егер басты кернеулердің бірі нөлден ерекше болса, онда мұндай ширыққан күй **бір осьті** деп аталады. Мысалдары созылу (сығылу), таза бүгілу кезіндегі ширыққан күйлер болып табылады.

Басты кернеулердің бірі нөлге тең болатын ширыққан күй **екі осьті**, немесе **жазық** деп аталады. Атап айтқанда, таза жылжудың ширыққан күйі өзінше екі осьті ширыққан күйді білдіреді, ол үшін

$$\sigma_1 = -\sigma_3 \quad \text{және} \quad \sigma_2 = 0.$$

Басты кернеулердің бірі нөлге айналмайтын ширыққан күй **үш осьті** деп аталады.

Барлық ширыққан күйлер басты кернеулерді белгісіне байланысты үш класқа бөлу қабылданған. Бірінші класқа барлық үш басты кернеулер оң болатын ширыққан күй жатады; мұндай ширыққан жағдай **үш осьті созылу** деп аталады. Барлық үш созылатын кернеулер тең болған жағдайда ширыққан күй **таза үш осьті созылу** деп аталады. Ол мысалы, сыртынан тез қыздырылатын тұтас шардың орталық бөлігінде туындайды. Осы класқа сондай-ақ екі осьті де (екі осьті тез айналатын жұқа диск созылуы), сондай-ақ бір осьті ширыққан күйлер де (бір текті өзекті бір осьті созылу немесе оның таза бүгілуі) жатады.

Екінші таратылған класты басты кернеулердің бірде-біреуі созылатын болып табылмайтын ширыққан күйлерді құрайды — бұл **үш осьті сығылу**. Таза үш осьті сығылу жан-жақты гидростатикалық қысым кезінде

туындайды. Екі осьті тең сығылу мысалы  $\sigma_1 = \sigma_2$  ұштары еркін біліктің қысымын жүктеген кездегі ширыққан күй болып табылады. Бір осьті сығылу да қарастырылып отырған класқа (бір текті өзектің сығылуы) жатады.

Үшінші класқа аталмыш аралас ширыққан күйлер жатады, оларда басты кернеулердің ең көбі және ең азы әртүрлі белгілерге ие.  $\sigma_2$  кернеу оң да, теріс те болуы мүмкін. Мұндай ширыққан күй, мысалы, қабырғасы қалың цилиндрдің ішкі қысыммен жүктелген кезінде туындайды. Бүгілетін және бір мезгілде ширатылатын кесек үшін екі осьті аралас ширыққан күйдің туындауы тән. Таза жылжу сондай-ақ аралас екі осьті ширыққан күйді білдіреді.

## Шекті ширыққан күйлер теориясы гипотезалары (мықтылық гипотезалары)

Мықтылық теориясының негізгі міндеті — әртүрлі ширыққан күйлерді олардың материалды бұзуы үшін қауіптілігі тұрғысынан өзара салыстыру.

**Шекті ширыққан күй** деп материал қасиеттерінің сапалы өзгеруі — бір механикалық күйден екіншісіне өтуі. Иілімді материал үшін әдетте айқын қалдық деформацияның туындауына сәйкес келетін ширыққан күй, ал сынғыш материал үшін — материалдың бұзылуы орын алатын ширыққан күй саналады.

Шекті ширыққан күйді материал қасиеттерінің сипаттамасы ретінде қарастыруға болады. Ең жоғары кернеулер бойынша төзімділікке конструкцияларды есептеу жүргізілген кезде аса қауіпті нүктедегі ширыққан күй осы материал үшін шекті күймен салғастырылады. Осының негізінде конструкцияның сенімділігі туралы қорытынды салғастырылады.

Бір осьті ширыққан күй жағдайында міндет өте қарапайым шешіледі. Материалды созып сынайды. Созылу диаграммасында осы материалдың шекті кернеуіне сәйкес келетін тән нүктесін таңдап алады. Әдетте шекті кернеу ретінде  $u_{т-р}$  ағылу шегін, не  $u_{в-р}$  төзімділік шегін таңдап алады. Таза жылжу жағдайында да дәл осылай жасауға болады.

Егер осы әдістемеге сүйенсек, онда әрбір ширыққан күйде ( $u_1, u_2, u_3$ ) әрбір материал үшін шекті нүктелердің сандық сипаттамаларымен тиісті сынақ диаграммаларын иелену қажет болар еді. Мәселенің шешудің мұндай тәсілі мүлдем тиімсіз болып табылады: біріншіден, ширыққан жағдайлардың ықтимал типтерінің шексіз санына байланысты; екіншіден, материалдарды сынаққа қою кезінде туындайтын таза техникалық қиындықтармен байланысты.

Айтылғаннан материалды механикалық сынақтан өткізудің шектеулі мөлшерінде күрделі ширыққан күйдің қауіптілік шамасын бағалаудың жалпы әдісін құру қажет.

Төзімділік гипотезаларын одан әрі қарастыру кезінде қажет болатын кейбір ұғымдарды енгіземіз.

«Қор коэффициенті» деген ұғымды жалпылайық. Біршама ширыққан күй берілді делік. Егер осы ширыққан күйдің барлық компоненттерін пропорционал ұлғайтса, яғни оны осылайша өзгертсе, онда ерте ме, кеш пе ширыққан күй шекті күйге айналады. Бұл ширыққан күйдегі қор коэффициенті ширыққан күйдің барлық компоненттерін ол шекті болуы үшін бір мезгілде қанша рет ұлғайтуға болатынын көрсететін күйд деп түсінуге шарттасайық. Бұл анықтамадан жеке жағдай ретінде жай созылу кезінде қор коэффициентінің белгілі анықтамасы шығады.

Егер екі ширыққан жағдайдағы қор коэффициенттері тең болса, онда мұндай ширыққан күйлер **бірдей қауіпті** деп аталады. Бұл әртүрлі ширыққан жағдайларды олардың қауіптілік жағдайларын — қор

коэффициентінің мәні бойынша салғастыру.

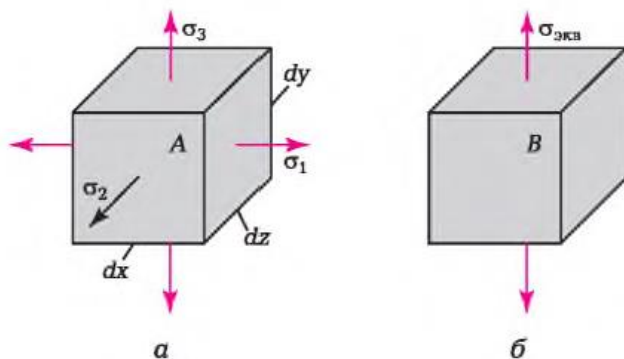
Берілген материал үшін ширыққан күйлерді қор коэффициенті бойынша емес, үлгі-нұсқа ретінде таңдап алынатын қандай да бір ширыққан күйдің сандық сипаттамасы бойынша салыстыру. Мұндай үлгі-нұсқа (балама) үшін бәрінен де  $u_{\text{экв}}$  басты кернеуі бар қарапайым созылуды қабылдаған ыңғайлырақ (2.31-сурет).

$u_{\text{экв}}$  *балама кернеуі* — бұл оның ширыққан күйі берілгенмен бірдей қауіпті болуы үшін созылған үлгіде құру қажет кернеу.

Егер  $u_{\text{экв}}$  шамасы табылса, яғни  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  және  $\sigma_3$  арқылы берілсе, онда күрделі ширыққан күйдің қауіптілік шамасы туралы міндетті шешілді деп санауға болады. Мысалы, созылу кезіндегі қор коэффициенті (2.31-суретте, б В күйі) былайша айқындалады:

$$n_T = u_{\text{тр}} / u_{\text{экв}}$$

Осындай қор коэффициенті шамасын А күрделі ширыққан күйі жағдайы үшін де айқындайды (2.31-сурет, а). Осылайша, күрделі ширыққан күйде ең жоғары кернеу бойынша есептеу туралы міндет қарапайым созылу кезіндегі есептеуге әкеледі, алайда бұл ретте  $u_{\text{экв}}$   $u_1$ ,  $u_2$  және  $u_3$  байланысты болатынын білу қажет. Ол үшін шекті күйлердің кейбір гипотезаларын қарастырайық.



2.31-сурет

**Шекті ширыққан күй критерийлері.** Күрделі ширыққан күйлер кезінде төзімділікке есептеулер жүргізу қажеттілігі туындаған кезде, критерий ретінде  $y_1$  **ең үлкен қалыпты кернеу** шамасын алу және басқа екі басты кернеулерді есепке алмау ұсынылды. Бұл бірінші төзімділік теориясы болды. Практикалық тексеру бұл гипотезаны растаған жоқ.

Бұдан әрі шекті күй критерийі ретінде **ең жоғары желілік деформацияны** пайдалану ұсынылды. Алайда екінші төзімділік теориясында егжей-тегжей тексеру бірқатар елеулі кемшіліктерді анықтады.

Үшінші төзімділік гипотезасы шекті күй критерийі ретінде нүктедегі **ең жоғары қатысты кернеуді** қабылдайды. Бұл критерийді кейде икемділік критерийі деп атайды, себебі пластикалық деформациялар барынша қатысты кернеулер шекті шамаға жеткен кезде басталады.

Ең жоғары қатысты кернеу ең үлкен және ең кіші басты кернеулер алаңдарына бірдей иілген алаңдарда туындайды және мынаған тең:

$$\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2.$$

Онда  $B$  ширыққан күйі үшін (2.31-сурет, б), ондағы  $y_3 = 0$ , ең жоғары қатысты кернеу

$$\tau_{\max} = y_{\text{эқв}}/2.$$

Егер оларда  $\tau_{\max}$  бірдей болса, екі ширыққан күй бірдей қауіпті болады. Теңдіктердің бірінші бөліктерін теңестіре отырып, мынаны аламыз:

$$(\sigma_1 - \sigma_3)/2 = \sigma_{\text{эқв}}/2.$$

Осылайша, біз балама және басты кернеулер арасындағы тәуелділікті таптық:

$$Y_{\text{экв}} = Y_1 - Y_3.$$

Тәжірибелік тексеру иілімді материалдар үшін ең жоғары қатысты кернеулер гипотезасы қанағаттанарлық нәтижелерге әкелетінін көрсетті. Алайда ол созылу және сығылу кезінде әртүрлі механикалық қателіктері бар айқын кемшіліктерді анықтайды. Сонымен қатар, осы төзімділік теориясының кемшілігі  $Y_{\text{экв}}$  есептеген кезде аралық  $y_2$  есепке алмайтындығы болып табылады.

### 2.17-мысал

$F = 31400$  Н созу күші түсірілген валиктің төзімділік қоры коэффициентін және егер валиктің диаметрі  $d = 20$  мм, ал  $\sigma_{\text{т.р.}} = 200$  Н/мм<sup>2</sup> болса, айналу сәтін  $M = 79$  Н · м (2.32-сурет, а) табу.

Шешуі.

1. Валиктің сыртқы жағынан алынған  $A$  нүктесіндегі ширыққан күйді анықтаймыз (2.32-сурет, б).

Қима әдісімен текше түріндегі қарапайым көлемді бөліп аламыз.  $F$  күшінің әсер ету сызығына перпендикуляр шекте  $\sigma_x$  қалыпты кернеуі және  $\tau_{xy}$  қатысты кернеуі әсер етеді.  $Y$  осіне перпендикуляр шектегі қатысты кернеудің жұптылық заңына байланысты  $\tau_{xy}$  қатысты кернеуін қойып шығамыз. Нүктесі бар шек — сыртқы, сондықтан да онда ешқандай кернеулер жоқ. Демек, қатысты кернеу нөлге тең шек басты шектердің бірі болады және енді басты кернеулердің бірі нөлге тең екені белгілі. Екі осьтік (немесе жазық) ширыққан күй бар.

Артқы шектерде қарапайым көлемге түсірілген күштер тепе-теңдігіне байланысты кернеу осыған ұқсас болады.

2.  $x$  және  $y$  осьтеріне перпендикуляр шектердегі кернеулерді есептейміз:

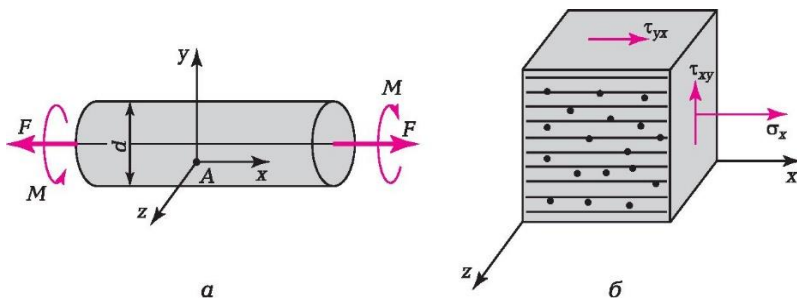
$$\sigma_x = F / S = 31400 / (\pi d^4 / 4) = 100 \text{ Н} / \text{мм}^2;$$

$$\tau_{xy \text{ max}} = \tau_{yx \text{ max}} = M_{\text{кр}} / N_p = 79 \cdot 1000 / (\pi d^3 / 16) = 50 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

Ең жоғары және ең төменгі басты кернеулерді анықтаймыз:

$$\sigma_{\text{вых}} = \frac{\sigma_2 + \sigma_7}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_2 - \sigma_7}{2}\right)^2} + t_\sigma^2 = \frac{100 + 0}{2} + \sqrt{\left(\frac{100 - 0}{2}\right)^2} + 50^2 \text{ м}$$

$$\sigma_{\text{вых}} = \frac{\sigma_2 + \sigma_7}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_2 - \sigma_7}{2}\right)^2} + t_\sigma^2 = \frac{100 + 0}{2} - \sqrt{\left(\frac{100 - 0}{2}\right)^2} + 50^2 \text{ м}$$



2.32-сурет

Демек,  $z$  осіне перпендикуляр алаңда бұған дейін айқындалған кернеу аралық болды.

Сонымен,  $y_1 = 120,7 \text{ Н/мм}^2$ ,  $y_1 = 0$ , ал  $y_3 = -20,7 \text{ Н/мм}^2$ .

4. Балама кернеуді есептеп шығарамыз:

$$y_{\text{экв}} = y_1 - y_3 = 120,7 - (-20,7) = 141,4 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Төзімділік қоры коэффициентін айқындаймыз:

$$n_T = y_{\text{тр}} / y_{\text{экв}} = 200 / 141,4 = 1,41.$$

Төртінші төзімділік теориясында (оны кейде энергетикалық деп атайды) шекті күй критерийімен әлеуетті **формасы өзгерген**  $W_\phi$  **энергиясы** қабылданған:

$$W_\phi = [(1 + \mu)/(6E)][(y_1 - y_2)^2 + (y_1 - y_3)^2 + (y_3 - y_1)^2].$$

Бір осьтік созылу үшін бұл мән мынадай түрде берілген:

$$W_\phi = [(1 + \mu)/(6E)]2y^2,$$

мұнда  $\mu$  — Пуассон коэффициенті

Бірдей қауіптілік шартынан  $y_{\text{экв}}$  анықталады. Ол үшін соңғы екі теңдеудің оң бөліктерін теңестіреміз.

$$[(1 + \mu)/(6E)][(y_1 - y_2)^2 + (y_1 - y_3)^2 + (y_3 - y_1)^2] = [(1 + \mu)/(6E)]2y_{\text{экв}}^2, \text{ осыдан}$$

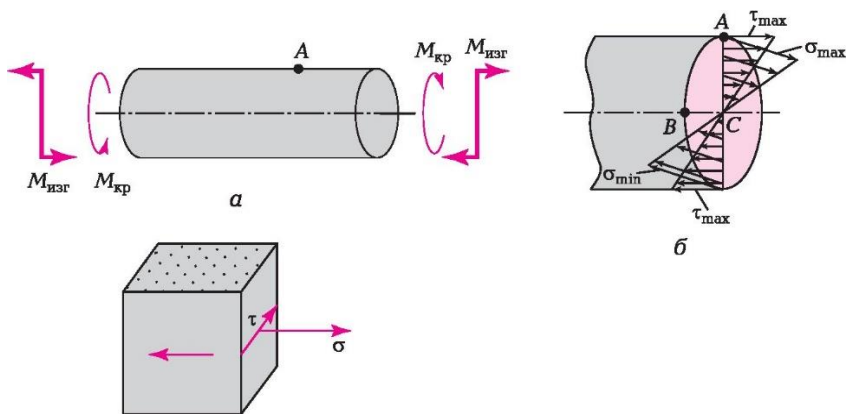
$$\sigma_{\text{иық}} = \sqrt{(1/2)[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

Алынған тәуелділік созылуға және сығылуға бірдей қарсы тұратын иілімді материалдардың шекті жай-күйін бағалауға қолданылады.

### Кесекті бірлескен ширату және бұғу қимылдарына есептеу

Көптеген айналатын біліктер бүгілетін және айналатын сәттердің бірлескен жұмысы кезінде (мысалы, редукторлар біліктері мен жылдамдық қораптары) жұмыс істейді. 2.33-суретте,  $a$  айналатын білік көрсетілген, оған айналатын  $M_{кр}$  және бүгілетін  $M_{изг}$  сәттер түсірілген. Біліктің үстінде орналасқан  $A$  нүктесінің ширыққан күйін қарастырамыз.

$A$  нүктесі арқылы өтетін қимада қалыпты  $y$  ( $M_{изг}$  әсерінен) және қатысты  $\phi$  ( $M_{кр}$  әсерінен) кернеулер туындайды.  $M_{изг}$  сәті тік жазықтыққа түсірілгендіктен,  $A$  нүктесінде ең жоғары қалыпты кернеу туындайды, ал  $B$  нүктесінде — қалыпты кернеу нөлге тең (2.33-сурет, б). ең жоғары қатысты кернеу екі нүктеде де әсер етеді. Демек, аса қауіпті ширыққан күй  $A$  нүктесінде.  $A$  нүктесінің жанынан куб пішіндес элемент (2.33-сурет, в) бөліп аламыз және оның ширыққан күйін қарастырамыз. Нүктесі бар шек — сыртқы, сондықтан онда кернеу жок: қатысты кернеу нөлге тең, демек, бұл шек басты болып табылады; басты кернеулердің бірі нөлге тең — жазық ширыққан күйі бар.



2.33-сурет

Жазық ширыққан күйді есепке ала отырып ширатудан қатысты кернеу және бүгілуден қалыпты кернеу арқылы балама кернеуді білдіреміз.

Үшінші төзімділік теориясы бойынша (ең жоғары қатысты кернеу критерийі) бірлескен ширату және бүгілу әрекеттері кезінде балама кернеу мынаған тең болады:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{изг}}}{W_x}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{\text{кр}}}{W_p}\right)^2}.$$

Егер дөңгелек кесек үшін  $W_p = 2W_x$  болатынын ескерсек, онда балама кернеу былайша айқындалады:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{M_{\text{изг}}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{W_x}.$$

Төртінші төзімділік теориясы бойынша (шекті күй критерийі — форма өзгерту энергиясы) бірлескен ширату және бүгілу әрекеттері кезінде балама кернеу мынаған тең болады:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Төзімділікке есептеу кезінде мына шарт орындалуы қажет:

$$y_{\text{экв}} \leq [\sigma].$$

## 2.10. ШАРШАУҒА ҚАРСЫ ТҮРУ ТУРАЛЫ ҰҒЫМ

Егер сымды немесе жұқа металл табақты бірнеше рет бүтетін болса бұзылу орын алатыны практикадан белгілі. Бұзылудан кейін сынған бетінде әдетте екі айқын көрінген аймақ байқалады: бірінде кристаллдарды ажырату аса қиынға соқса, ал екіншісінде — кристалдар айқын бедерленген. Бұзылу металдың кристалл құрылымын өзгертумен байланысты деген алғашқы әсер туындайды. Өз кезегінде циклдік жүктеулер кезінде бұзылу осымен түсіндірілді. Сипатталған құбылыс **шаршаңқылық** атауын алды, ал бұзылуды **шаршаңқы** деп атай бастады. Одан әрі шаршаңқы бұзылу себептеріне көзқарас өзгерді, бірақ терминнің өзі сақталып қалды.

Осы кезде металл құрылымы циклдік жүктемелер кезінде өзгермейтіні анықталды. Әртүрлі факторлардан (бұл туралы әрі қарай айтылады) туындаған жоғары кернеу аймағында шағын жарылулар түзіледі, олардың



айналасында (кернеуді бірнеше рет өзгерткен кезде) кристаллдар бұзыла бастайды және жарылу материалға терең бойлайды.

Шаршаңқылыққа қарсы тұруды теориялық талдау үлкен қиындықтармен байланысты. Шаршаңқылықты бұзу табиғаты заттың молекулярлық және кристалды құрылымының ерекшеліктеріне негізделген. Сондықтан түзу теория жасау үшін статистикалық өңдеу мен ықтималдық теориясын қолдана отырып, кристалларалық байланыстардың ерекшеліктерін зерделеу қажет.

Тәжірибелер шаршаңқылықты бұзу уақыт бойынша ауыспалы кернеулер кезінде туындайтынын көрсетеді. Кернеулер *цикли* деп тұрақты жүктеу кезінде оларды өзгертудің бір кезеңі ішіндегі жүйелі мәндер жиынтығы аталады. Циклдің ең жоғары және ең төменгі кернеуін  $y_{\max}$  және  $y_{\min}$  белгілейміз. Олардың арақатысы *цикл ассиметриясы коэффициенті* деп аталады:

$$R = y_{\max}/y_{\min}.$$

Егер  $y_{\max} = y_{\min}$ , онда  $R = -1$  және цикл *симметриялы* деп аталады (2.34-сурет, а). Мұндай жүктеуге цикл бүгілетін жүктемемен айналатын барлық біліктер ұшырайды: әрбір  $180^\circ$  айналу бұрышы сайын созылған талшық қысылуды және керісінше бастан кешіреді.

Доңғалақтар тістерінің беті, шарикті подшипниктердің үйкелу жолдары да ауыспалы кернеуге ұшырайды, бірақ олардағы циклді сипаттамасы басқаша болады (2.34-сурет, б):

$$R = y_{\min}/y_{\max} = 0.$$

Мұндай цикл *нөлсізденген* деп аталады.

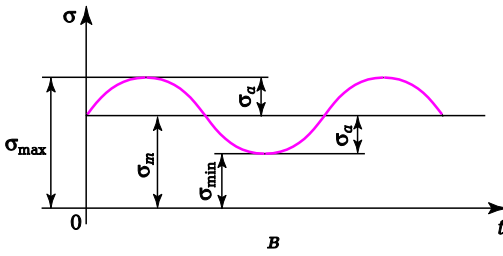
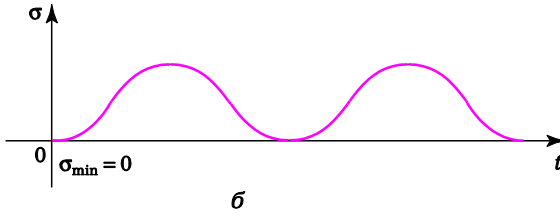
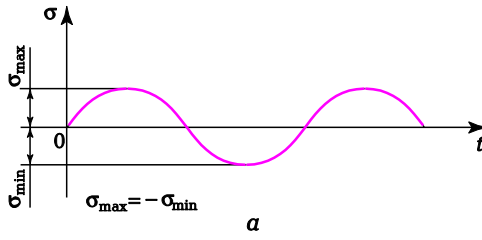
$R$  бірдей сипаттамалары бар циклдер *ұқсас* деп аталады. Кез келген кернеулер циклі екі параметрмен сипатталады:

$$y_m = (y_{\max} + y_{\min})/2 \text{ және } y_a = (y_{\max} - y_{\min})/2,$$

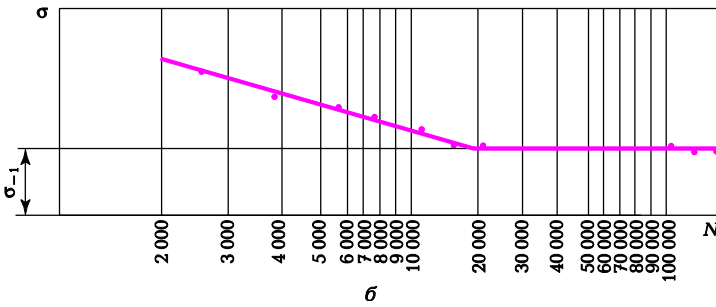
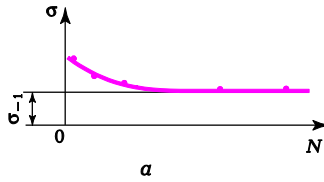
мұнда  $y_m$  — орташа цикл кернеуі;  $y_a$  — амплитуда (2.34-сурет, в).

Ауыспалы кернеулер кезінде жарылулардың түзілуі иілімді деформациялардың жинақталып қалуымен байланысты. Сондықтан шаршаңқылық кедергісі ең жоғары және ең төмен кернеумен ғана айқындалады және осы аралық ішіндегі кернеуді өзгерту заңына байланысты емес.

Жеткілікті үлгілер саны болған кезде, циклдің  $y_{\max}$  шамасына байланысты үлгіге бұзылғанға дейін шыдайтын циклдер санын  $N$  анықтауға болады (2.35-сурет, а).



2.34-сурет



2.35-сурет

$u_{\max}$  азаюымен  $N$  циклдар саны қатты ұлғаятындықтан, абсциссалар осі бойынша  $N$  санына логарифмдер қалдыра отырып, осы қисық сызықты салады (2.35-сурет, б).

Қара металдар үшін кез келген цикл санында материал бұзылмайтын ең жоғары  $u_{\max}$  табуға болады. Мұндай кернеу **төзімділік шегі** деп аталады. Түсті металдар және жоғары қаттылығына дейін шыныққан болаттар үшін мұндай циклдер санын белгілеу мүмкін емес, сондықтан «шектеулі төзімділік шегі» деген ұғым енгізіледі, ол үшін үлгі  $10^8$  циклге дейін төзе алатын кернеу қабылданады.

Болаттар үшін бүгілу кезінде  $u_{-1}=(0,4...0,5)u_{в.р.}$  төзімділік шегін, ал түсті металдар үшін  $u_{-1}=(0,25...0,5)u_{в.р.}$  қабылдауға болады. ширатуға сынақ жүргізген кезде әдеттегі болат үшін төзімділік шегін  $\phi_{-1} = 0,6 u_{-1}$ , сынғыш материалдар (шойын, жоғары қосындыланған болат)  $\phi_{-1} = 0,6 u_{-1}$  қабылдайды.

Циклдік созылу және сығылу жағдайында төзімділік шегі бүгілген кездегі төзімділік шегінен 10.20% төмен. Бұл созылу және сығылу кезінде кернеулер күллі қима бойынша біркелкі таратылуымен түсіндіріледі; пбүгілген кезде ең жоғары кернеулер шеткі талшықтарда түзіледі, ал көлденең қиманың қалған бөлігі аз жүктелген, бұл шаршақңы жарылулардың түзілуін қиындатады.

2.4-кестеде кейбір металдар үшін төзімділік шектерінің мәндері берілген.

2.4-кесте. Төзімділік шектерінің мәні		
Материал	Төзімділік шегі, Н/мм <sup>2</sup>	
	бүгілген кезде $\sigma_{-j}$	ширату кезінде $\tau_{-j}$
Төмен көміртекті болат	160.220	80...120
Болат 30 шыныққан	200.270	110..140
Болат 45 шынықпаған	250.340	150.200
Болат 30ХГС шыныққан	700	400
Сұр шойын	100	80
Алюминий қорытпасы АМц (қызумен өңделген)	49.70	—
Органикалық шыны	20.25	—

## Төзімділік шегіне ықпал ететін факторлар

Шаршаңқылыққа төтеп беруге есептеу кезінде есепке алынуы тиіс негізгі факторлардың бірі *кернеулер концентрациясы* болып табылады. Серпінді дене пішінін өзгерту саласында (бұрыштар, галтелдер, қырнау, шағын саңылаулар), бөлшектердің контактілі аймағында (буаттар, кепілдендірілген кергіш қондырмаларымен қосылған) жергілікті жоғары кернеулер туындайды, олар кернеулерді шоғырландыру коэффициентімен бағаланады. Кернеудің  $\alpha_y$  ( $\alpha_\phi$ ) *концентрациясының теориялық коэффициенті* ең жоғары жергілікті кернеулер  $u_{\max}$  ( $\phi_{\max}$ ) номиналды  $u_{\text{ном}}$  арақатысымен айқындалады:  $\alpha_y = u_{\max} / u_{\text{ном}}$ ;  $\alpha_\phi = \phi_{\max} / \phi_{\text{ном}}$ ; оның мәндері машина жасау жөніндегі анықтамалық әдебиетте кестелер мен графиктер түрінде беріледі. Мысалы, 2.36-суретте концентрацияның теориялық коэффициентінің саңылауы бар жолақтың геометриялық мөлшерлерінің арақатысына тәуелділігі көрсетілген.

Номиналды кернеу материалдардың әлсізденген қимасы бойынша, мысалы, созылу (сығылу) кезіндегі кедергі формулалары бойынша айқындалады

$$\sigma_{\text{ном}} = \frac{N}{S_{\text{бр}} - S_{\text{осл}}},$$

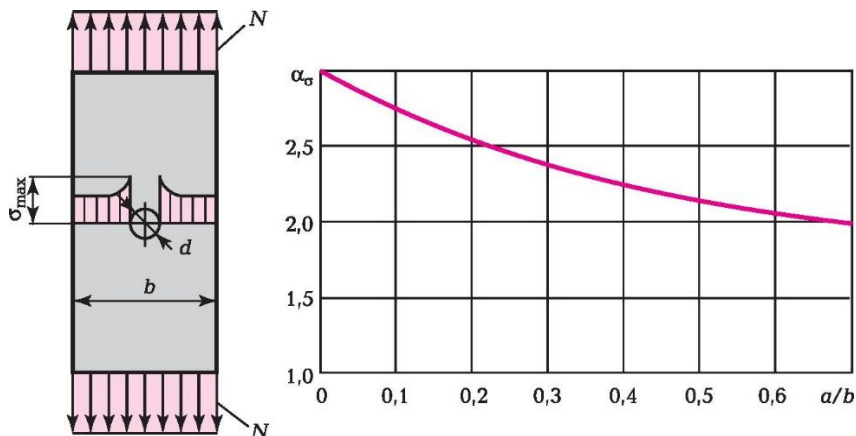
мұнда  $S_{\text{бр}}$  — оның элементтерін әлсіздендіретін ауданды (саңылаулар, тіліктер ауданы) есепке алмай көлденең қиманың «брутто» ауданы. Атап айтқанда, 2.36-суретте көрсетілген қалыңдығы  $d$  «брутто» ауданы  $S_{\text{бр}} = b d$ ,  $S_{\text{осл}} = d d$ .

Кернеулер концентрациясы материалдың қасиеті мен оның жүктелу сипатына қарай шаршаңқылыққа әртүрлі әсер ететіндіктен, «кернеу концентрациясының тиімді коэффициенті»  $K_y$  ( $K_\phi$ ) — кернеуді шоғырландырмай үлгінің төзімділік шегінің дәл сондай кернеулер концентрациясы бар үлгінің төзімділік шегіне қатысы.

Тәжірибелік деректер концентрацияның тиімді коэффициенті мен теориялық коэффициент арасында байланыс орнатуға мүмкіндік берді:

$$K_y = 1 + q(\alpha_y - 1),$$

мұнда  $q$  — материалдың қасиеттеріне байланысты болатын жергілікті кернеулерге сезімталдық коэффициенті. Жоғары қосындыланған болаттар үшін  $q$  бірге жақын. Конструкциялық болаттар үшін  $q = 0,6...0,8$ . Сұр шойын үшін  $q$  нөлге жақын.



2.36-сурет

Бөлшек бетінің жай-күйі шаршаңқылыққа әсер ететін тағы бір фактор болып табылады, бұл  $K_F$  *беттің кедір-бұдырлығына әсер ету коэффициентімен* есепке алынады:

$$K_F = \sigma_1' / \sigma_1,$$

мұнда  $\sigma_1'$  — беттің осы жай-күйімен үлгілердің төзімділік шегі (мысалы, после сүргілеу немесе егеулеуден кейін);  $\sigma_1$  — стандартты өңделген беті бар үлгілердің төзімділік шегі (мұндай ретінде тегістеу қабылданады). Атап айтқанда, алюминий үлгілерін егеулеу  $K_F = 0,8 \dots 0,9$ , магний —  $K_F = 0,7 \dots 0,8$  сәйкес келеді. Титан қорытпасынан алынған бөлшектердің беттері өңдеу сапасына аса сезімтал: титанды егелген үлгілердің төзімділік шегін төмендету тегістелетін үлгілермен салыстырғарда 33 % құрайды.

Ауқымды фактор беттің жай-күй факторымен қатар төзімділік шегіне әсер етеді. Ол  $K_d$  *көлденең қиманың абсолютті мөлшерлерінің әсер ету коэффициентімен* есепке алынады, ол диаметрі  $d$  жұмсақ үлгілердің төзімділік шегінің стандартты мөлшердегі жұмсақ үлгілердің төзімділік шегіне тең:

$$K_d = \sigma_{1d} / \sigma_1$$

Төзімділік шегіне үстіртін нығайту және қасиеттер анизотропиясы да ықпал етеді, олар сәйкесінше  $K_v$  және  $K_A$  коэффициенттерімен есепке алынады.

## Циклдік жүктеу кезіндегі қор коэффициенті және оның анықтамасы

Ассиметриялы циклдер жағдайында үлгілер тобын сынақтан өткізу нәтижесінде таңдалған  $u_m$  мәніне сәйкес келетін  $u_a$  шекті мәнін алады. Бұл  $u_a - u_m$  диаграммасында тағы бір нүкте береді (2.37-сурет, а). Басқа үлгі топтарын сынақтан өткізу нәтижелері бойынша екінші нүктені табады және т.б. Нәтижесінде ассиметриялық цикл кезінде шекті кернеулердің қисық сызығын алады. Ол *шекті амплитудалар диаграммасы* деп аталады. Осы диаграммада симметриялы цикл кезінде үлгілерді сынақтан өткізу нәтижесі  $L$  нүктесімен белгіленген. Сынғыш материалдар үшін  $N$  нүктесі үлгінің төзімділік шегіне сәйкес келеді. Диаграмманың сол бөлігі бұрыштық коэффициенті  $\psi = \text{tg} \beta$  түзу сызықпен аппроксимирленуі мүмкін. Онда диаграмманың сол жақ бөлігі үшін мынаны жазып алуға болады:

$$u_a = u_{-1} - \psi u_m$$

Тәжірибелер көміртекті болаттар үшін  $\psi_y = 0,1 \dots 0,2$ , қосындыланған болаттар үшін  $\psi_y = 0,2 \dots 0,3$ ; сол үлгілерді ширату кезінде сәйкесінше  $\psi_\phi = 0,05 \dots 0,1$  және  $\psi_\phi = 0,1 \dots 0,5$  көрсетіп отыр.

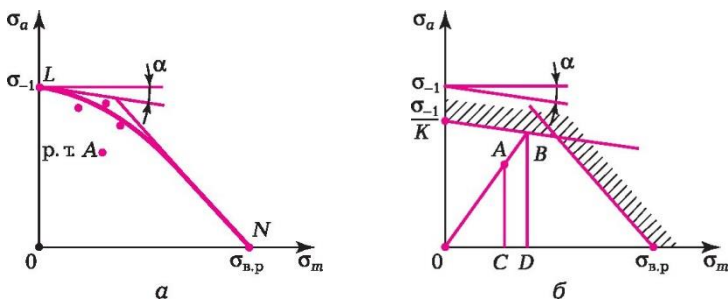
Қисық сызықты схемалау кезінде диаграммада шекті амплитудаларды екі түзу сызықпен алмастырады (2.37-сурет, а); екінші түзу сызық  $N$  нүктесінен абсциссалар осіне  $45^\circ$  бұрышпен өтеді.

2.37-суретте, а үлгі үшін шекі амплитудалар диаграммасы ұсынылған. Ассиметриялы циклде шекті амплитудалар диаграммасын құрып бөлшек үшін циклдік өзгеріп отыратын кернеулер жағдайында жұмыс істейтін бөлшектердің мықтылығына есептеулер жүргізу мүмкіндігін аламыз. Жергілікті кернеулер ықпалын, ауқымды факторды және бетті өңдеу сапасын есепке ала отырып бөлшектер үшін  $u_a$  кернеулердің шекті амплитудалары  $K$  есе азаяды. Демек,  $A$  жұмыс нүктесі (ж.н.) үшін амплитуда

$$\sigma_a = (\sigma_{-1} - \psi \sigma_m) / K,$$

мұнда  $K = K_\sigma / (K_{d\sigma} K_F)$ . МЕМСТ 25.504—82 сәйкес 50%-дық бұзылу ықтималдығы үшін төзімділік шегін төмендету коэффициенті ( $P = 0,5$ ) келесі тәуелділікпен айқындалады:

$$K = \left( \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v K_A}.$$



2.37-сурет

Төзімділік шегін төмендетуге ықпал ететін бұған дейін қарастырылған коэффициенттерден бөлек осы тәуелділікке  $K_A$  анизотропия коэффициенті және  $K_v$  үстіртін нығайтудың әсер ету коэффициенті (үстіртін нығайту туралы 4-тараудан қараңыз) кіреді.

Осылайша, бөлшектің шекті амплитудаларының диаграммасын құру үшін деректер алдық (2.37-сурет, б). Циклдік мықтылық қоры коэффициентін  $0B$  кесіндісінің  $0A$ -ға қатынасын түсінуді шарттасамыз:

$$n_R = 0B/0A.$$

Осы арақатынас бөлшектің жұмыс жағдайларының материалдың шекті күйіне жақындық дәрежесін сипаттайды.

$n_R$  мықтылығы қорын анықтау үшін 2.37-сурет, б кесінділерінің геометриялық арақатыстарын  $BD/OD = AC/OC$  пайдаланамыз, демек,  $\sigma_{aB}/\sigma_{mB} = \sigma_a/\sigma_m$ , одан  $\sigma_{aB} = \sigma_{mB}/\sigma_m$ , одан  $(\sigma_a/\sigma_m)$ . Бірақ  $\sigma_{св} = (1/K) \times (\sigma_{-1} - \psi \sigma_{mB})$ . Оң бөліктерін теңестіре отырып теңдеу аламыз, одан  $\sigma_{mB}$  табамыз:

$$\sigma_{mB} = \frac{\sigma_{-1}}{K\sigma_a + \psi\sigma\sigma_m} \sigma_m, \text{ немесе } \frac{\sigma_{mB}}{\sigma_m} = \frac{\sigma_{-1}}{K\sigma_a + \psi\sigma\sigma_m}.$$

$0D/0C = \sigma_{mB}/\sigma_m$  (2.37-сурет, б)  $0D/0C = 0B/0A$  біліп, циклдік мықтылық қоры коэффициентін анықтауға арналған түпкілікті мәнді аламыз:

$$n_R = \frac{\sigma_{-1}}{K\sigma_a + \psi\sigma\sigma_m}.$$

Егер  $B$  нүктесі оң жақ шектеуші түзу сызығында болса,  $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a < \sigma_{в.р.}$ . Бұл жағдайда конструктор бөлшектердің мөлшерін белгілей отырып,

$n_T = \sigma_T / \sigma_{\max}$  немесе  $n_B = \sigma_{B,P} / \sigma_{\max}$  қажетті қорын қамтамасыз ете отырып, ағылу немесе ажырауға уақытша төтеп беру шегі бойынша әдеттегі шарттарды орындаудан есептеу басталады және содан кейін ғана (егер қажет болса)  $n_R$  есептеп шығарады.

Дәл осылай ширату үшін коэффициентті айқындайды.

## 2.11. ДИНАМИКАЛЫҚ ЖҮКТЕМЕ КЕЗІНДЕГІ ТӨЗІМДІЛІК

Егер конструкция элементтеріне белсенді сыртқы күштер әсер етсе және осы күштердің әсерінен қарастырылып отырған конструкцияның барлық элементтері тепе-теңдікте болса, онда **статикалық** жүктеме орын алады. Егер де дене түсірілген күштердің әсерінен жеделдете орын ауыстырса, онда мұндай жүктеме **динамикалық** деп аталады.

Түсірілген күштердің әсерінен дене тұрақты жылдамдықпен орын ауыстырса, мұндай жүктеу статикалық болады.

Мысалы, жүк тұрақты жылдамдықпен көтеріледі. Жүктің сым арқанға әсер етуі статикалық болады. Егер де сол жүк жеделдете көтерілсе, онда оның сым арқанға әсері динамикалық болады.

Динамикалық жүктеудің тағы бір мысалы: соғу кезінде іргетасқа булы балғаның әсер етуі. Қозғалыс жылдамдығын күрт өзгерткен жағдайда соққы құбылысы орын алады. Мұндай жағдайларда жүктемелердің статикалық әсері кезінде өзін икемді ұстаған материалдардың сынғыштығы байқалуы мүмкін. Сондықтан динамикалық жүктемелердің әсеріне ұшыраған конструкция бөлшектерінің мықтылығын тексеру кезінде осы жүктемелердің олар туғызатын кернеу шамасына ғана емес, сондай-ақ осы материалдардың қасиеттерін өзгертуіне әсерін есепке алуға тура келеді.

Осылайша, конструкция бөлшектерінің жеделдетілген қозғалысы кезінде оларда инерция күштерімен туындаған **қосымша** кернеулер туындайды.

Динамикалық жүктеудің үш жағдайын ажыратуға болады:

- егер қарастырылып отырған элементке түсірілген сыртқы күштердің шамасы мен орналасуы оның деформациялануына байланысты болмаса және егер бұл деформациялар өзектің қозғалыс сипатын өзгертпесе, онда оның нүктелерінің жеделдетілуі қатты дене кинематикасы ережесі бойынша есептеледі; динамикалық әсерлерді есепке алу инерция



күштерімен туындаған қосымша жүктемені анықтауға әкеледі. Бұл көптеген жағдайда (соққыны қоспағанда) орын алады;

- егер конструкцияның қарастырылатын бөлігінің тербелісі туындаса, онда динамикалық жүктемені есепке алу инерция күштерімен туындаған қосымша жүктемені айқындауға әкеледі. Сонымен қатар, аса ширыққан элементтерді шаршаңқылық мықтылығына есептеу жүргізілуі тиіс;
- егер жеделдету мәндері, демек тиісті инерция күштерінің мәндері қарастырылып отырған элементтердің деформациялануына (соққы алған жағдайда) байланысты болса, онда инерция күштерін есептеп шығару кезінде материалдардың кедергі деректерін пайдалану қажет болады.

Аталған жағдайлардың әрқайсысы үшін мықтылықты тексерудің өз ерекшелігі бар.

### 2.18-мысал

Салмағы  $G$  жүк көлденең қима ауданы  $S$  сым арқанмен бірдей жеделдікпен көтеріледі. Егер жүктің жеделдетілуі  $a$  тең болса, сым арқанда туындайтын кернеуді табу. Сым арқан салмағын елемей.

Шешуі.

I тәсіл.

1. Жүкті материалдық нүкте ретінде қарастыра отырып, жүктің қозғалыс теңдеуін жазамыз. Ол үшін жүкті байланыстан босатып, оның әсерін  $T$  тарту күшімен алмастырамыз (2.38-сурет, а):

$$m\bar{a} = \sum F_1.$$

Бұл теңдеуді  $z$  тік осіне проекциялап,

$$ma = -G + T,$$

осыдан

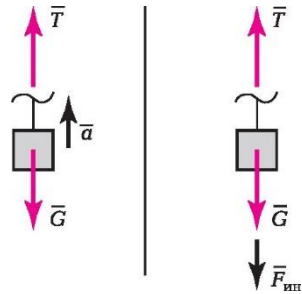
$$T = G + (G/g)a.$$

2. Сым арқанның көлденең қимасында динамикалық кернеуді анықтаймыз:

$$\sigma_{\lambda} = T/S = \frac{G + (G/g)a}{S} = \frac{G}{S} \left( 1 + \frac{a}{g} \right) = \sigma_c \left( 1 + \frac{a}{g} \right).$$

II тәсіл.

1. Жүкке белсенді, пассив және инерциялық күштер түсіреміз (2.38-сурет, б)



2.38-сурет

$F_{ин}$  инерциялық күші  $ma$  тең болуы және  $a$  жеделдеті бағытына қарама-қарсы жаққа бағытталуы тиіс.

2. Д'Аламбер принципі қолдана отырып, түсірілген күштердің тепе-теңдік шартын жазамыз:

$$-G - F_{ин} + T = 0,$$

осыдан  $T = G + F_{ин} = G + (G/g)a$  анықтаймыз.

3. Көлденең қимадағы динамикалық кернеуді анықтаймыз:

$$\sigma_A = T/S = \frac{G + (G/g)a}{S} = \frac{G}{S} \left( 1 + \frac{a}{g} \right) = \sigma_C \left( 1 + \frac{a}{g} \right).$$

Жауабы. Сым арқанның көлденең қимасында туындайтын динамикалық кернеу мынаған тең:

$$\sigma_D = \sigma_C \left( 1 + \frac{a}{g} \right).$$

Алынған нәтижені талдай келе, динамикалық кернеу **динамикалық коэффициент**  $k_d = (1 + a/g)$  көбейтілген статикалық кернеуге тең екенін атап өтеміз

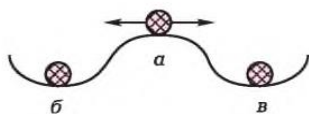
$$y_d = y_c k_d$$

## 2.12. ӨЗЕКТІ ОСЬТІК ЖҮКТЕУ КЕЗІНДЕГІ ТҰРАҚТЫЛЫҚ

**Тұрақтылық** деп жүйенің өзінің бастапқы қалпын оған тепе-теңдіктен біршама ауытқуы хабарланғаннан кейін өз бетінше қалпына келтіру қасиеті аталады. Егер жүйе мұндай қасиетке ие болмаса, онда ол **тұрақсыз** деп аталады (тұрақтылықты жоғалту орын алды деп айтады).

Тұрақтылығын жоғалтқан жүйе өзін түрліше ұстауы мүмкін, бірақ жаңа тепе-теңдік күйіне өту үлкен ығысуларға ұласады. Тұрақсыз тепе-теңдіктің классикалық мысалы дөңесті бетте шариктің тепе-теңдігі болып табылады (2.39-сурет, а). Осы ережеден шамалы ауытқудың өзі шариктің төмен домалауына әкеп соғады (2.39-сурет, б, в). Ойыс бетке түскен шарик тұрақты тепе-теңдік күйінде болады. Егер енді оны бұл күйден шығару үшін, солға немесе оңға қисайтқанда, ол бастапқы күйіне қайтып оралады.

Серпінді денелердің тұрақтылығын жоғалту құбылысын бірқатар мысалдардан байқауға болады. Ең қарапайым жағдай ортаға қысылған өзектің тұрақтылығын жоғалтуы болып табылады (2.40).



2.39-сурет



2.40-сурет

Күштің кейбір мәнінде өзек түзу сызықты пішінін сақтай алмайды және иіледі. Тұрақтылығын жоғалтады.

Сыртқы қысыммен жүктелген қабырғасы жұқа құбыр да тұрақтылығын жоғалтуы мүмкін. Бұл ретте дөңгелек қима эллипс пішініне енеді және құбыр сопайып кетеді.

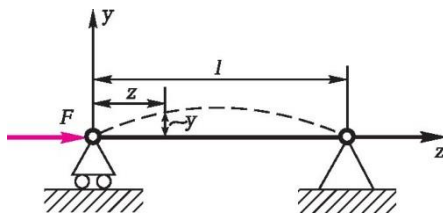
### Эйлер міндеті

Алғаш рет өзектің тұрақтылығы туралы міндетті XVIII ғ. Ортасында Л. Эйлер қойып, шешкен болатын. Сондықтан сығылған өзектің тұрақтылығы туралы сөз қозғалғанда, «өзектің Эйлер бойынша тұрақтылығы» деген сөзді қолданады. Эйлер топсалы тірегі бар ұзыннан сығылған өзек үшін алғашқы сындарлы күштің мәнін анықтап берді (2.41-сурет).

Арқалықтың иілген осін дифференциалды теңдеуін жазып алайық:

$$EJy'' = -M.$$

Бүгілетін сәт  $M = Fu$  (2.41-сурет). Дифференциал теңдеудің оң жағына  $M$  бүгілетін сәттің орнына оның  $Fu$  мәнін қоямыз және барлық мүшелерді сол жағына ауыстырамыз. Нәтижесінде біртекті дифференциал теңдеуін



2.41-сурет

аламыз:

$$y'' + k^2 y = 0,$$

мұнда  $k^2 = F/(EJ)$ .

Осы біртекті теңдеудің шешуін жазып аламыз:  $y = C \sin kz + D \cos kz$ . Шекті шарттардан туынды тұрақтыларды анықтаймыз:  $z = 0$   $y = 0$  болған кезде және  $z = l$   $y = 0$  болған кезде. Бірінші шарттан шығатыны,  $D = 0$ , а ал екіншісінен —  $C \sin kl = 0$ . Бұл теңдеудің екі шешуі бар:  $C = 0$  және  $\sin kl = 0$ .  $C = 0$  болғанда,  $y$  ығысуы теңбе-тең нөлге айналады; бұл жағдай бізді қызықтырмайды. Екінші жағдайды қарастырайық. Егер  $\sin kl = 0$ , онда  $kl = \pi n$ , мұнда  $n = 1, 2, 3, \dots$   $n = 1$   $kl = \pi$  және  $k^2 l^2 = \pi^2$ . Осы теңдікке  $k^2 = F/(EJ)$  қойып, бірінші сындарлы күшті анықтауға арналған мәнді аламыз:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EJ}{l^2}.$$

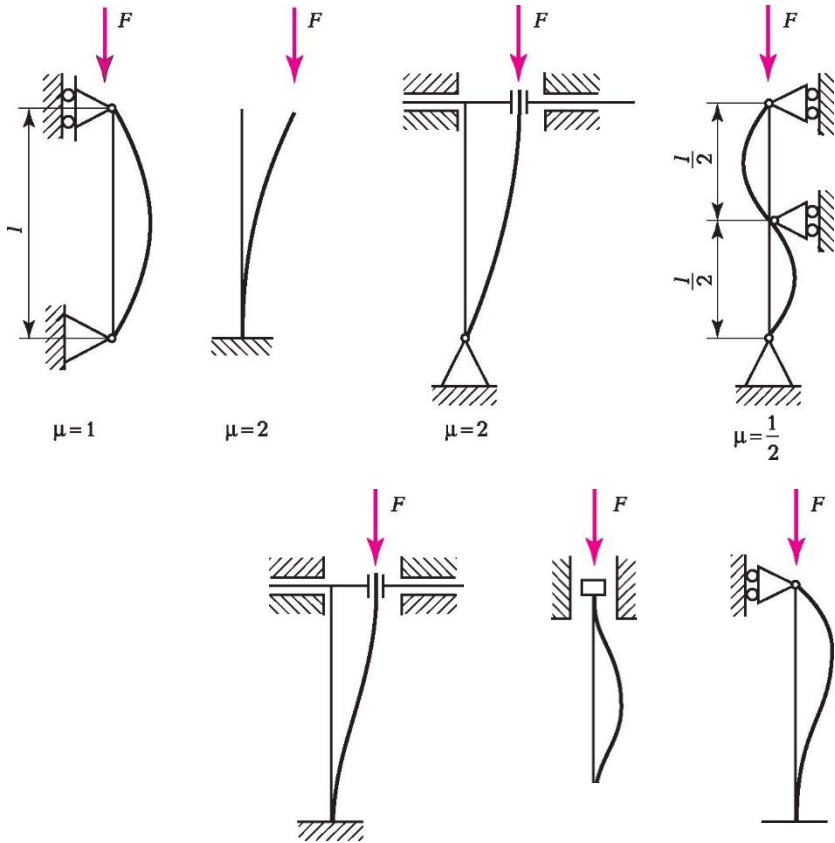
Осылайша,  $F_{\text{кр}}$  сындарлы күші түзу сызықты тепе-теңдік пішінімен бірге тепе-теңдіктің басқа (бүгілетін) пішіні ықтимал болатын ең төменгі қысу күшін білдіреді. Басқаша айтқанда, түзу сызықты тепе-теңдік пішіні тұрақсыз болады.

### Сындарлы күштің өзекті бекіту жағдайларына тәуелділігі

Эйлер формуласы өзектің ұштарынан топсалы тіреу болжамы негізінде алынған. Іс жүзінде өзек ұшында әртүрлі бекітілуі мүмкін: еркін; бітелген; екінші ұшында бітеудің топсалы тіреумен үйлесуі және т.б. Сындарлы күштің өзек ұштарын бекіту тәсіліне тәуелділігін белгілеу қажет. Сындарлы күшті анықтау үшін формулаға **ұзындықты келтіру коэффициенті**  $m$ , соның көмегімен 2.42-суретте көрсетілген өзек ұштарын бекіту жағдайлары үшін  $F_{\text{кр}}$  анықтауға болады:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2}.$$

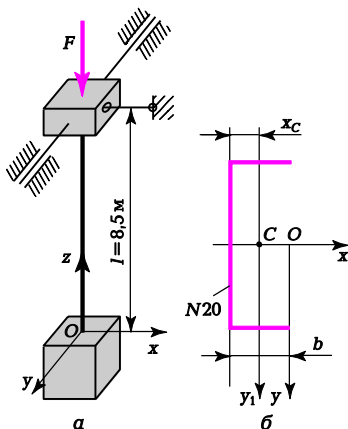
Соңғысынан басқа барлық жағдайда  $m$  мәні бүгілген өзектің серпінді сызығын топсамен бекітілетін синусоидтардың жартылай толқынының ұзындығымен анықталады:  $m$  саны жартылай толқындардың санына кері пропорционал.



2.42-сурет

### 2.19 мысал

Көлденең қимасы сөрелері тікбұрышты қима түзіп дәнекерленген екі швеллерден 20У (ГОСТ 8240—97) құратын колонна үшін сындарлы күшті анықтау 2.43, а. Бағанның төменгі ұшы қатты зақымданған; жоғары бұрышында  $xz$  қатты бекітілген; жоғары ұшында жазықтық ұшында шарнирлік жабылу орын алады (2.42-суреттің соңғы схеманы қараңыз);  $yz$  жазықтығында жоғарғы ұшында айналмай ығысуы мүмкін.



2.43-сурет

Болаттың серпінділік модулі  $E = 2,06 \cdot 10^5$  МПа.

Шешуі.

1.  $x$  және  $y$  осьтеріне қатысты бағанның көлденең қимасының инерция сәттерін анықтаймыз.

а) МЕМСТ 8240-97 стандартынан швеллердің № 20У геометриялық сипаттамасын көшіріп жазу (ІІІ қосымшаны қараңыз)

$$J_x = 1\,520 \text{ см}^4, J_{y1} = 113 \text{ см}^4; \\ S = 23,4 \text{ см}^4, x_c = 2,07 \text{ см}, b = 7,6 \text{ см};$$

б)  $x$  және  $y$  осьтеріне қатысты бағанның көлденең қимасының инерция сәттерін есептеп шығарамыз:

$$J_x = 1\,520 \cdot 2 = 3040 \text{ см}^4; \\ J_x = 2[J_{y1} + S(b - x_c)^2] = 2[113 + 23,4(7,6 - 2,07)^2] = 1\,657,2 \text{ см}^4.$$

2. Сындарлы күшті анықтаймыз:

а)  $xz$  жазықтығында сындарлы күшті есептейміз;  $m$  коэффициентінің мәнін 0,7-ге тең қабылдаймыз (2.42-сурет):

$$F_{кр1} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 * 2,06 * 10^5 * 10^6 * 1657,2 * 10^4}{(0,7 * 8,5)^2} =$$

б)  $yx$  жазықтығында сындарлы күшті есептейміз;  $m$  коэффициентінің мәнін 1-ге тең қабылдаймыз (2.42-сурет):

$$F_{кр2} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 2,06 * 10^2 * 10^3 - 3040 * 10^4}{(1 * 8,5)^2} =$$

Осылайша, баған үшін сындарлы күш  $F_{кр} = 855,5$  кН.

### Өзектің икемділігі

Сындарлы кернеуді табамыз:

$$\sigma_{кр} = \frac{F_{кр}}{S} = \frac{\pi^2 EJ}{S(\mu l)^2}.$$

Формулаға инерция радиусын енгіземіз

$$i^2 = \frac{J_{\min}}{S}.$$

Сонда сындарлы кернеуге арналған мәнді мынадай түрде көшіріп жазамыз

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E i^2}{(\mu l)^2}$$

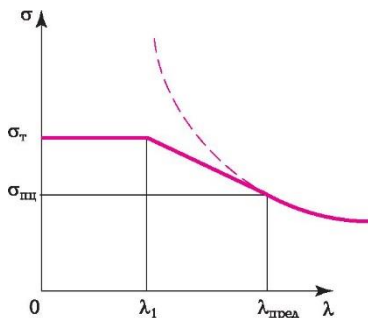
$m_1/1$  шамасын  $l$  арқылы белгілейміз және **өзектің икемділігі** деп аталады. Бұл ретте сындарлы кернеуге арналған мән мынадай түрді қабылдайды:

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}.$$

### Эйлер формуласын қолдану саласы

Формуланы Л. Эйлер арқалықтың иілген осін теңестіруден алды, яғни тұрақтылықты жоғалтқан сәтте кернеу пропорциялық шегінен аспаған кезде (Гук заңы әділ болған кезде). Басқаша айтқанда, Эйлер формуласы  $u_{кр} < u_{ш}$  шартын сақтаған жағдайда ғана қолданылады. Формуланы сындарлы кернеудің орнына  $u_{ш}$  пропорциялылық шегін қоя отырып, шекті икемділік мәнін көрсетуге болады:

$$\lambda_{пред} \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{шг}}}.$$



2.44-сурет

Егер өзекте  $l < l_{\text{пред}}$  болса, онда Эйлер формуласы тиімсіз. Өртүрлі материалдар үшін шекті икемділік мәні әртүрлі болады, себебі оларда пропорционалдық шегінің мәндері әртүрлі. Мысалы, СтЗ маркалы болат үшін  $l_{\text{пред}} = 100$ .

Көптеген тәжірибелік зерттеулерді талдау практика үшін  $l < 10$  икемділігі бар өзектер үшін сындарлы кернеу тұрақты және сығылуға төзімділігі шегіне тең болып қалады деп жеткілікті дәлдікпен айтуға болады. Қалған мәндер үшін  $10 < l < l_{\text{пред}}$  икемді емес салада сындарлы кернеуді жақын анықтамасы үшін әртүрлі тәуелділіктер бар, мысалы Ф.С. Ясинскийдің формуласы

$$\sigma_{\text{кр}} = a - bl,$$

оны  $\sigma_T$  ағылу шегіне дейін (2.44-сурет), яғни мынадай теңсіздік орын алған жағдайлар үшін пайдалануға болады:  $l_1 <$

$l < l_{\text{пред}}$ .

### Сығылған өзектерді тұрақтылыққа есептеу

Конструкциядағы жұмыс кернеулері әрдайым жол берілгендерден аз болуы тиіс. Қысқа өзектерді төзімділікке есептегенде

$$\sigma = \frac{F}{S_{\text{нет}}} \leq [\sigma]_{\text{сж}},$$

мұнда  $[\sigma]_{\text{сж}}$  — жол берілген сығылу кернеуі;  $S_{\text{нет}}$  — мысалы, болт бұралатын тесіктерді, яғни «нетто» ауданын шегергенде, өзектің көлденең қимасын.



Өзектерді тұрақтылыққа есептегенде

$$y_{кр} = F/S_{бр}$$

Бұл жерде көлденең қиманы ауданы — «брутто», яғни босайтындарды шегергенде (болт бұралатын тесік, тойтарма және т.б.), себебі сындарлы кернеу мәніне олар әсер етпейді.  $[y]_y$  тұрақтылығына жол берілетін кернеуді мына формула бойынша есептейміз:

$$[y]_y = \alpha [y]_{сж}$$

мұнда  $\alpha$  жол берілетін кернеулерді азайту коэффициенті аталады және  $\alpha$  икемділігіне байланысты болады (күшті ортадан тыс түсіру мүмкіндігі). Коэффициент мәндері 2.5-кестеде берілген

**2.5-кесте. Өртүрлі материалдар үшін жол берілген сығу кернеуінің  $[σ]_{сж}$   $φ$  коэффициентінің мәні**

1	φ			
	Бол3	Бол5	Шойын	Ағаш
0	1,00	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,98	0,97	0,99
20	0,96	0,95	0,91	0,97
30	0,94	0,92	0,81	0,93
40	0,92	0,89	0,69	0,87
50	0,89	0,86	0,57	0,80
60	0,86	0,82	0,44	0,71
70	0,81	0,76	0,34	0,60
80	0,75	0,70	0,26	0,48
90	0,69	0,62	0,20	0,38
100	0,60	0,51	0,16	0,31
110	0,52	0,43	—	0,25
120	0,45	0,36	—	0,22
130	0,40	0,33	—	0,18
140	0,32	0,29	—	0,16
150	0,29	0,26	—	0,14
160	0,26	0,24	—	0,12
170	0,23	0,21	—	0,11
180	0,21	0,19	—	0,10
190	0,19	0,17	—	0,09
200	—	0,16	—	0,08
		$[σ]_{сж}, МПа$		
	120	150	100	10

**2.20-мысал**

Өзекті топсамен бекіту үшін жол берілген сығу күшін айқындау. Өзектің ұзындығы  $l = 8$  м. көлденең қима — жан-жағының мөлшері 200x150 мм тікбұрыш. Материал — Ст3.

Шешуі.

1. 2.5-кестеден жол берілген кернеуді таңдаймыз. Берілген материал үшін  $[σ]_{сж} = 120$  МПа.
2.  $φ$  коэффициентін бағалаймыз.
- м коэффициентін бірге тең қабылдаймыз (2.42-сурет).
3. Өзектің икемділігін есептеп шығарамыз:

$$\lambda = (\mu l) / i_{\min}; \quad i_{\min} = \sqrt{J_{\min} / S} = \sqrt{\frac{HB^3}{12HB}} = \frac{B}{\sqrt{12}} = \frac{150}{\sqrt{12}} = 44 \text{ мм};$$

$$\lambda = \frac{8000}{44} = 181.$$

4. 2.5-кесте бойынша  $\alpha = 0,21$  табамыз.
5. Жол берілген қысу күшін есептейміз:

$$F/S = \alpha [y]_{\text{сж}}$$

осыдан  $F_{\text{доп}} = (0,21 \cdot 120)(200 \cdot 150) = 756 \text{ 000 Н} = 756 \text{ кН}$ .

### 2.21-мысал

Бір ұшы қысылған, ал екіншісі бос ұшында  $F = 10 \text{ 000 Н}$  сығатын күшпен жүктелген бағанның көлденең қимасының мөлшерін анықтау. Тіректің ұзындығы  $l = 1,2 \text{ м}$ , көлденең қима — қабырғасы қалың құбыр, оның диаметрі  $D = 208$ , мұнда  $8$  — құбырдың қалыңдығы; материал — Ст5.

Шешуі.

1. 2.5 кестесі бойынша жол берілген кернейді таңдаймыз.

Берілген материал үшін  $[y]_{\text{сж}} = 150 \text{ МПа}$ .

2.  $\alpha$  коэффициентін бағалаймыз.

$\alpha$  коэффициентін  $\alpha = 2$  (2.42-сурет).

Бұдан әрі есеп жүйелі жақындатумен шешіледі, себебі өзектің икемділігі белгісіз.

3. Көлденең қима мөлшерін алдын ала таңдау.

Егер өзек қысқа болса, онда көлденең қиманың мөлшері мына арақатыстан айқындалады

$$F/S = [y]_{\text{сж}}, \text{ осыдан } S = 10 \text{ 000}/150 = 66,6 \text{ мм}^2; \quad S = pDd = p \cdot 20d^2; \\ d^2 = 66,6/(p \cdot 20) = 1,06 \text{ мм}^2; \quad d = 1,03 \text{ мм}.$$

Осы жерден алдын ала  $D = 20 \cdot 1,03 = 20,6 \text{ мм}$  қабылдаймыз.

4. Диаметрі  $20,6 \text{ мм}$  жоғары құбыр береміз. Мысалы,  $D = 35 \text{ мм}$ , онда  $d = 1,75 \text{ мм}$ .

5. Икемділікті анықтаймыз

6.

$$\lambda = (\mu l) / i_{\min}; \quad i_{\min} = \sqrt{J_{\min} / S} = \sqrt{\frac{\pi D^3 \delta}{8 \pi D \delta}} = \frac{D}{2,8} = \frac{35}{2,8} = 12,5 \text{ мм}; \quad \lambda = \frac{2 \cdot 1 \text{ 200}}{12,5} = 192.$$

6. 2.5-кесте бойынша  $\alpha = 0,17$  табамыз

7. Жол берілген қысу күшін табамыз:

$$F/S = \alpha [\sigma]_{\text{сж}}, \text{ осыдан } F_{\text{доп}} = (0,17 \cdot 150)(\pi \cdot 35 \cdot 1,75) = 4 \text{ 904 Н}.$$

Жол берілген сығу күші есеп шарты бойынша аз болғандықтан, диаметрді үлкен құбыр аламыз.

8.  $D = 43 \text{ мм}$  береміз, онда  $\delta = 2,15 \text{ мм}$ .

$$9. \quad i_{\min} = \frac{D}{2,8} = \frac{43}{2,8} = 15,36 \text{ мм}; \quad \lambda = \frac{2 \cdot 1200}{15,36} = 156.$$

10. 2.5-кестеде мәндер берілген:  $\lambda = 150$   $\varphi = 0,26$ , ал  $\lambda = 160$   $\varphi = 0,24$ . Интерполярай отырып, біздің жағдайда  $\varphi = 0,25$  аламыз және жол берілген сығу күшін тағы да есептеп шығарамыз

$$F_{\text{доп}} = (0,25 \cdot 150)(\pi \cdot 43 \cdot 2,15) = 10\,886 \text{ Н.}$$

11. Тірекке әсер ететін сығу күші жол берілген күштен аз болғандықтан, құбырдың көлденең қимасының мөлшерін қабылдаймыз:  $D = 43$  мм,  $\delta = 2,15$  мм.

## Тұрақтылық бойынша қор коэффициенті

Ұзыннан қысылған өзекті есептеу үшін сығу кернеуі сындарлы мәннен аспауы тиіс екендігін есте сақтаған жөн

$$y = F/S_{\text{бр}} \leq y = F_{\text{кр}}/S_{\text{бр}}$$

осыдан  $y \leq y_{\text{кр}}/n_y$ , немесе  $\varphi[y]_{\text{сж}} = y_{\text{кр}}/n_y$ . Осылайша, тұрақтылық бойынша қор коэффициенті

$$n_y = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\varphi[\sigma]_{\text{сж}}}.$$

### 2.22-мысал

2.21-мысалдың шарттары үшін егер көміртекті болат модулі  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа, ал  $\sigma_{\text{пц}} = 200$  МПа болса сығылған тіректің тұрақтылығы бойынша қор коэффициентін анықтау

Шешуі.

1.  $\lambda_{\text{пред}}$  анықтаймыз.

Ең алдымен  $y_{\text{кр}}$  қандай формуламен есептеу керектігін анықтау. Ол үшін  $\lambda_{\text{пред}}$  есептеп шығарамыз:

$$\sigma_{\text{пц}} = \frac{\pi^2 E}{\lambda_{\text{пред}}^2}, \quad \text{откуда } \lambda_{\text{пред}} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{\text{пц}}}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{200}} \approx 100.$$

Қарастырылған 2.21-кестеде тіректің икемділігі 156 тең болды, сондықтан Эйлер формуласы қолданылады.

2. Сыздарлы күшті есептейміз:

$$3. \quad F_{кр} = \sigma_{кр} S = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} S = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{156^2} \pi \cdot 43 \cdot 2,15 = 23\,557 \text{ Н.} \quad \text{Тұрақтылық}$$

бойынша қор коэффициентін есептейміз

$$n_y = \frac{F_{кр}}{F_{доп}} = \frac{23577}{10886} = 2,16.$$

### 2.13. **ӨЗЕКТІ ЖҮЙЕЛЕРДІҢ СТАТИКАЛЫҚ ЕҢСЕРІЛМЕУІН АШУ**

**Статикалық белгіленбейтін жүйе** деп орнатылған байланыстар саны осы жүйенің геометриялық өзгермейтіндігін қамтамасыз ету үшін теориялық жағынан қажетті байланыстарға қарағанда көп.

Шынайы конструкцияларда, осы конструкцияға әсер ететін күштердің тепе-теңдік шарттарын орындауға қарамастан, оның жекелеген элементтерінің мықтылығын қамтамасыз ету үшін кейде қосымша байланыстар енгізуге тура келеді.

**Статикалық белгіленбейтін жүйе** статиканың белгісіз (тіректер реакциясы және күштік факторлар) теңдеулер саны мен тәуелсіз теңдеулер саны арасындағы әртүрлілікке сәйкес келеді.

Созылуға (сығылуға) ғана жұмыс істейтін тура кесектерден құрылған механикалық жүйелердің статикалық белгіленбетіндігін ашу әдістемесін баяндаймыз.

Статикалық белгіленбеуді ашу кезінде міндеттерді шешудің келесі тәртібін ұстанады:

1. Оған барлық жүктемелерді қойып шығып, берілген өзекті жүйені сызып шығады (2.45-сурет, а).

2. Байланыстан босатылған қосалқы жүйені сызып шығады.

Қалдырылған байланыстардың орнына типі мен сипатына қарай байланыс реакцияларын қойып шығады (2.45-сурет, б).

3. Қажетті және жеткілікті тепе-теңдік теңдеулерін құрады. Олардың санын саны белгісіз теңдеулермен салғастыра отырып, статикалық белгіленбеу дәрежесін айқындайды. 2.45-суретте, а ұсынылған өзекті жүйеге туынды жазық күштер жүйесі әсер ететіндіктен, тек үш тәуелсіз тепе-теңдіктер теңдеуін, ал белгісіз реакциялардың – төрт теңдеуін құруға болады.

4. Негізгі жүйені, яғни берілгенге ұқсас, бірақ қосымша байланыстардан босатылған жүйені таңдайды. Негізгі жүйе геометриялық өзгермейтін болуы тиіс. бұл мысал үшін негізгі жүйелер 2.45-суретте, в, з, д көрсетілген үш жүйе ғана болуы мүмкін.

5. Балама жүйені, яғни оған берілген және ізделіп жатқан күштер түсірілген негізгі жүйені сызып шығады.

6. Берілген және балама жүйелерде ығысуларды қараудан жүйе қанша рет статикалық белгіленбейтін болса, сонша ығысу теңдеулерін құрады.

7. Ығысу теңдеулерін күш теңдеулеріне өзгертеді.

8. 3 және 7-тармақтарда алынған теңдеулер жүйесін бірлесіп шешеді және белгісіз күштік факторларды айқындайды.

Өзекті жүйелердің статикалық белгіленбеуін ашатын қарапайым мысалдармен ығысулар теңдеулерін құру әдістемені қарастырамыз.

#### 2.23-мысал

Түзу біртекті өзек (2.46-сурет, а) ұштары қатты бекітілген және симметрия осін бойлай ұзыннан күштермен жүктелген, өзектің мөлшері сызбада көрсетілген. Тірек реакцияларын анықтау, ішкі күштер, кернеулер мен өзек биіктігі бойынша ығысулар эпюрасын құру.

#### Шешуі.

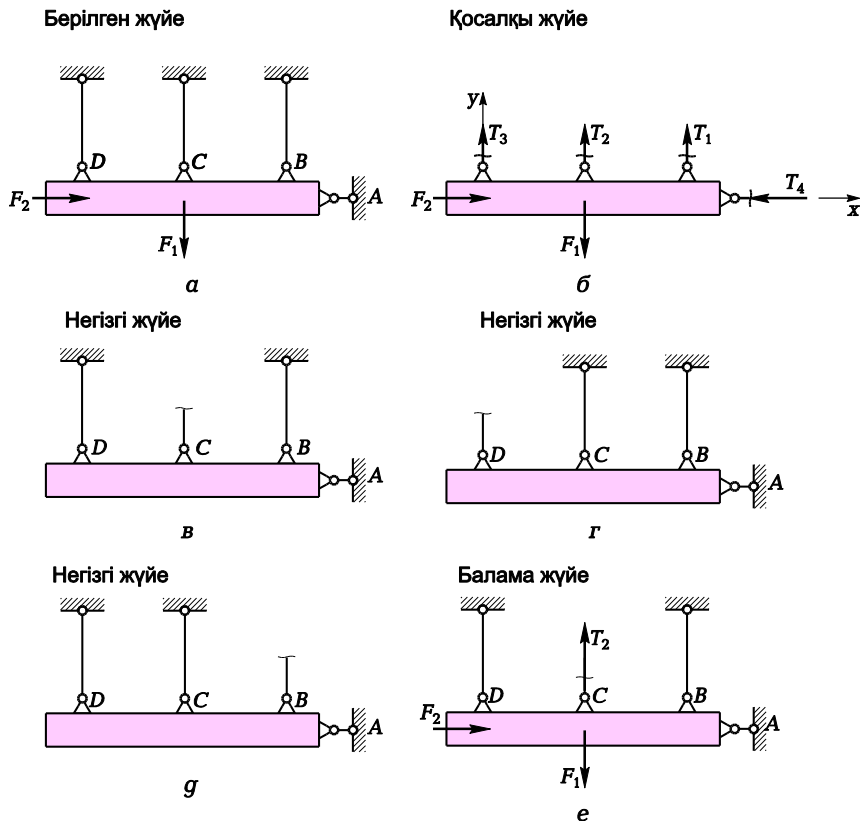
Кесек түсірілген күштердің әсерінен тепе-теңдікте болғандықтан, статиканың бесінші аксиомасы бойынша егер жүйе абсолютті қатты болса, тепе-теңдік бұзылмайды.

Байланыстардан босату принципі қодана отырып, шартты түрде қалдырылған  $A$  және  $B$  тіректерін реакцияларға ауыстырамыз және қосалқы жүйені сызамыз (2.46-сурет, б).

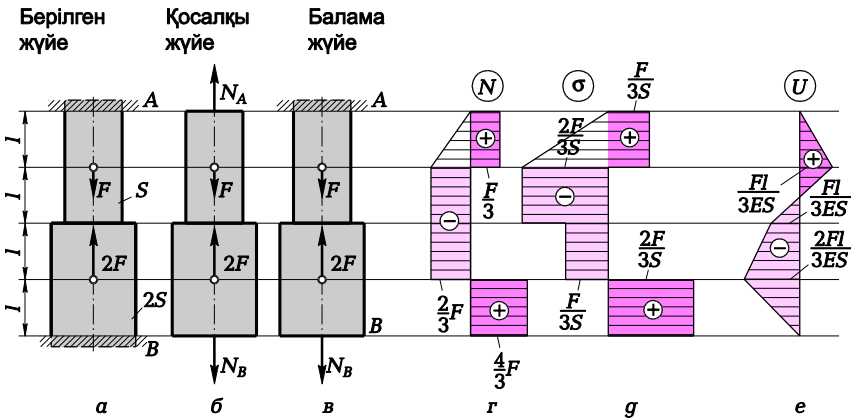
Тепе-теңдік теңдейін құрамыз, барлық күштерді олардың сомасын нөлге теңестіріп, осьті проекциялаймыз:

$$N_A - F + 2F - N_B = 0.$$

Тәуелсіз тепе-теңдік теңдеуі біреу, ал белгісіз реакциялар саны екеу ( $N_A$  и  $N_B$ ) болғандықтан, жүйе бір рет статикалық белгіленбейді. Бұл есепті статика теңдеулерімен шешуге болмайды. Статикалық белгіленбеуді ашу үшін ең алдымен негізгіні таңдаймыз және балама жүйені сызып аламыз



2.45-сурет



2.46-сурет

(2.46-сурет, в), осыдан кейін В ұшы үшін ығысу теңдейін құрамыз,  $F$ ,  $2F$  және  $N_B$  күштерінің әсерінен осы қиманың ығысуы нөлге тең болуы тиіс, себебі салынған байланыстар (қатты бітеулер) тірек қималарының ешқандай ығысуына жол бермейді:

$$U_B(F, 2F, N_B) = 0.$$

Күштің әсер ету тәуелсіздігі принципін қолданамыз, сонда

$$U_B(F, 2F, N_B) = U_B(F) + U_B(2F) + U_B(N_B).$$

$B$  қимасының  $F$  күшінің әсерінен ығысуын анықтаймыз, ол үшін негізгі жүйеге  $F$  күшін ғана түсіреміз (2.47-сурет, а). Бұдан әрі кесек биіктігі бойынша ішкі күштер эпюрасына —  $N$  эпюрасын, одан кейін  $U$  ығысуларын саламыз. Ығысулар эпюрасын құру кезінде өзектің ұзындығын екі учаскеге бөлу қажет. Учаскелер шекарасы болып сыртқы күштерді түсіру нүктелері арқылы өтетін қималар қатысады. Учаскелерді нөмірлеу кесектің қозғалмайтын қимасынан жүргізеді, одан эпюра құру басталады.  $I$  учаскеде кез келген көлденең қиманы ығыстыру мынаға байланысты айқындалады

$$U_1 = \frac{N_1 z_1}{ES_1} = \frac{F z_1}{ES} \text{ бұл } 0 \leq z_1 \leq l \text{ үшін әділ.}$$

$U_1(z_1)$  функциясының желілігіне байланысты оның екі мәнін анықтау жеткілікті және осы нүктелерді  $U$  ығысулар эпюрасындағы нүктелерді белгілеп, оларды түзу сызықпен қосу.  $z_1 = 0$   $U = 0$  болғанда, ал  $z_1 = l$

$$U_1 = \frac{Fl}{ES}.$$

Осылайша,  $I$  учаскеде эпюра құрылды.



II учаскеде кез келген қимадағы ығысу былайша айқандалады:

$$U_{II} = \frac{FI}{ES} + \frac{N_{II}}{ES_{II}}(z_{II} - 1), \quad \text{бұл дұрыс } 1 \leq z_{II} \leq 3I.$$

II учаскеде көлденең қимадағы ішкі күштер нөлге тең болғандықтан

$$U_{II} = \frac{FI}{ES}$$

және өзектің ұзына бойынша тұрақты болады.

Енді негізгі жүйеге  $2F$  күшін түсіреміз (2.47-сурет, б) және  $N$  ішкі күштер эпюрасын құрамыз.  $2F$  күшінің әсерінен өзек сығылады.

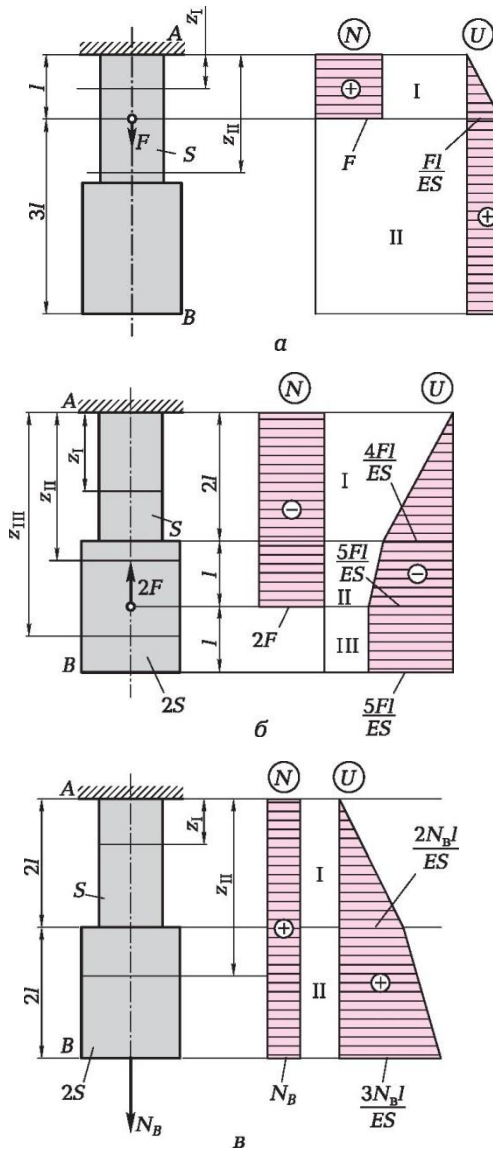
$U$  ығысу эпюрасын құру үшін өзектің ұзындығын үш учаскеге бөлеміз.

I учаскеде

$$U_I = \frac{N_I z_I}{ES_I} \quad \text{алғаш } 0 \leq z_I \leq 2l.$$

$$U_I = \frac{-2F \cdot 2l}{ES} = -\frac{4Fl}{ES}.$$

$z_I = 0$   $U = 0$ , ал  $z_I = 2l$



2.47-сурет

II учаскеде ығысулар мына тәуелділіктен айкындалады

$$U_{II} = -\frac{4Fl}{ES} + \frac{N_{II}}{ES_{II}}(z_{II} - 2l) \text{ АЛҘЯ } 2l \leq z_{II} \leq 3l.$$

Осы учаскенің шекарасында қиманың абсолютті ығысуы ( $z_{II} = 3l$  болғанда)

$$U_{II} = -\frac{4Fl}{ES} + \frac{-2F \cdot l}{E \cdot 2S} = -\frac{5Fl}{ES}.$$

III учаскеде

$$U_{III} = -\frac{5Fl}{ES} + \frac{N_{III}}{ES_{III}}(z_{III} - 3l) \text{ д\AA\AA } 3l \leq z_{III} \leq 4l.$$

III учаскеде қалыпты күш  $N_{III} = 0$  болғандықтан, B қимасының ығысуы

$$U_{III} = -\frac{5Fl}{ES} + 0 = -\frac{5Fl}{ES}.$$

$$U_B(2F) = -\frac{5Fl}{ES}.$$

Демек, ығысу

Сонымен, ішкі күштер және  $N_B$  күшінен ығысулар эпюраларын құрамыз (2.47-сурет, в).

Ығысулар эпюрасын құру кезінде екі учаске болады: I және II.

I учаскеде

$$U_I = \frac{N_I \cdot z_I}{ES_I} \text{ үшін } 0 \leq z_I \leq 2l.$$

$z_I = 0$   $U_I = 0$  болғанда және  $z_I = 2l$  екі нүктеден I учаскеде ығысулар эпюрасын құрамыз.

II учаскеде

$$U_{II} = \frac{+N_B \cdot 2l}{ES} + \frac{N_{II}}{ES} 1(z_{II} - 2l) \text{ үшін } 2l \leq z_{II} \leq 4l.$$

$$z_{II} = 4l \quad U_{II} = \frac{+N_B \cdot 2l}{ES} + \frac{N_{II} \cdot 2l}{E \cdot 2S} = \frac{3N_B l}{ES} \text{ болғанда.}$$

Сонымен,  $N_B$  күшінен B қимасы осы тік ығысуға ие болады

$$U_B(N_B) = +\frac{3N_B l}{ES}.$$

Нәтижесінде біз мынаны аламыз:

$$U_B(F) = \frac{Fl}{ES}, \quad U_B(2F) = -\frac{5Fl}{ES} \text{ и } U_B(N_B) = +\frac{3N_B l}{ES}.$$

$U_B(F, 2F, N_B) = U_B(F) + U_B(2F) + U_B(N_B)$  шартын орындай отырып, B қимасының ығысуының алынған мәндерін қосамыз және олардың сомасын нөлге теңестіреміз, себебі бұл қима ығыса алмайды:

$$\frac{Fl}{ES} - \frac{5Fl}{ES} + \frac{3N_B l}{ES} = 0.$$

$$N_B = +\frac{4}{3}F.$$

Статикалық белгісіздік ашылды, сондықтан 2.47-суретте, *a*, *b*, *c* эпюраларды жүйелі қосу арқылы берілген жүктеу схемасы үшін ішкі күштердің, кернеулер мен ығысулар эпюраларын құруға болады (2.46-сурет, *z*, *d*, *e*).

Ішкі қалыпты күштер эпюрасында ауытқулар түсірілген жинақталған күштердің мәндеріне сәйкес келуі, ал *B* кимасының ығысуы нөлге айналуы тиіс.

#### 2.24-мысал

Болат сатылы кесекті жүктеудің берілген схемасы үшін (2.48, 2.49-сурет, а):

- 1) саңылау жабылатын  $F = F_I$  жүктеменің ең аз мәнін анықтау;
- 2)  $F = F_I$  жүктемесі үшін ішкі күштер, кернеулер мен ығысулар эпюрасын құру;
- 3) Егер  $[y]_p = [o]_{сж} = 160 \text{ Н/мм}^2$ ,  $a = 1 \text{ мм}$ ,  $I = 1,2 \text{ м}$ ,  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$  болса, мықтылыққа тексеру есебін жүргізу.

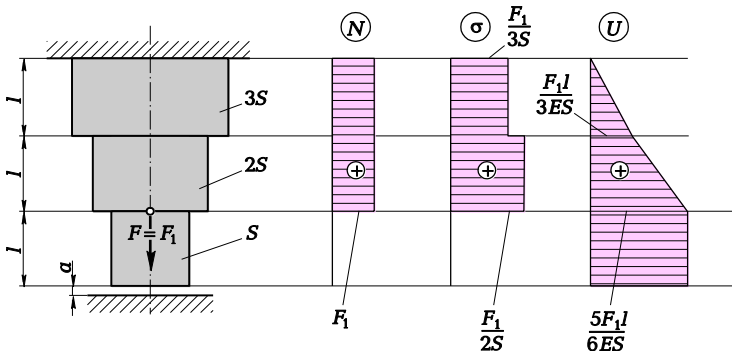
Шешуі.

Жүйе берілген күштен ұзарту саңылаудан аспайынша статикалық анықталатын күйінде қалады:

$$\sum \frac{N_i \Delta l_i}{ES_i} \leq a.$$

$F = F_I$  болғандықтан,  $N$ ,  $y$  және  $U$  эпюраларын жүйелі түрде құрып, сол арқылы бос ұшының осьтік ығысуын айқындаймыз:

$$\frac{5 F_I l}{6 ES} \leq a.$$



2.48-сурет

Күшті әрі қарай ұлғайтқан кезде міндет статикалық белгісіздікке айналады.

$F = 2F_1$  күшін түсіреміз. Осы күштің әсерімен саңылау жабылып (2.49-сурет, б),  $N_A$  және  $N_B$  тірек реакциялары туындайды. Бір тәуелсіз тепе-теңдік тендеуі болғандықтан

$$N_A + 2F_1 - N_B = 0,$$

ал белгісіз шамалар екеу —  $N_A$  және  $N_B$  болғандықтан, міндет бір рет статикалық белгісіз болады.

Кесек шарттарынан статикалық белгісіздікті ашу үшін балама жүйедегі  $B$  қиманың қосымша ығысу тендеуін жасаймыз (2.49-сурет, в):

$$U(2F_1, N_B) = a.$$

Күштердің тәуелсіздігі принципіні қолдана отырып,  $B$  тірек қимасының ығысуын есептеп шығарамыз:

$2F_1$  күшінің әсерінен

$$U_B = + \frac{2F_1 I}{E \cdot 3S} + \frac{2F_1 I}{E \cdot 2S} = + \frac{5}{3} \frac{2F_1 I}{ES};$$

$N_B$  күшінің әсерінен

$$U_B = - \frac{N_B I}{E \cdot 3S} - \frac{N_B I}{E \cdot 2S} - \frac{N_B I}{ES} = - \frac{11}{6} \frac{N_B I}{ES}.$$

Демек,

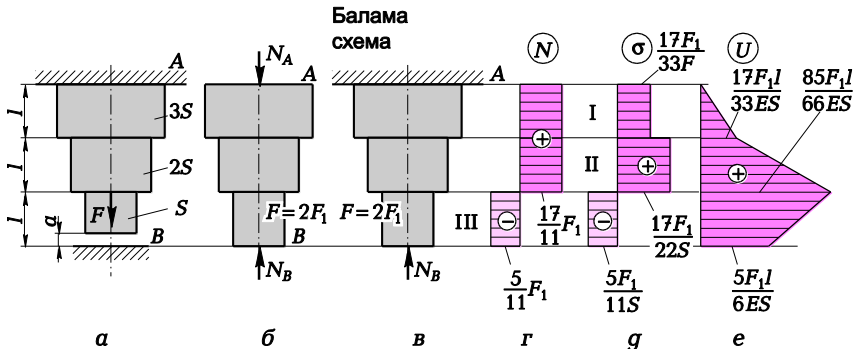
$$U(2F_1, N_B) = + \frac{5F_1 I}{3ES} - \frac{11}{6} \frac{N_B I}{ES} = a.$$

$\frac{6aES}{5I}$  ауыстырып,  $N_B$  тірек реакциясын анықтаймыз.

$N_B$  тірек реакциясы оң белгімен шықты, демек, осы реакцияның бастапқы таңдап алынған бағыты дұрыс болған.

$\frac{6\alpha ES}{5l}$ , тең  $F_1$  күші арқылы  $N_B$  тірек реакциясын білдіреміз.  
Нәтижесінде

$$N_B = \frac{5}{11}F_1.$$



2.49-сурет

Енді балама схемада кесектің төменгі ұшынан бастап, ішкі күштер эпюраларын құруға көшуге болады (2.49-сурет, з).

$y_i = \frac{N_i}{S_i}$  есептеу үшін қалыпты кернеулер құру кезінде кесек биіктігін үш учаскеге (I, II, III) бөлеміз, олардың әрқайсысында көлденең қиманың ішкі күштері мен ауданы тұрақты болып қалады (2.49-сурет, д).

$U$  ығысулар эпюрасын балама схеманың  $A$  қозғалмайтын қимасынан құрамыз; учаскелер саны да үшеу болады. Ығысулар эпюрасын құру (2.49-сурет, е) 2.23-мысалдағы қарастырылған эпюраға ұқсас.

Барлық эпюраларды құрған соң тексеруді жүзеге асырамыз. Ішкі күштер эпюрасында ауытқу түсірілген жинақталған  $2F_1$  тең болуы тиіс:

$$+\frac{17}{11}F_1 - \left(-\frac{5}{11}F_1\right) = 2F_1.$$

Есептеу ішкі күштер эпюрасы дұрыс құрылғанын көрсетті.

$U$  эпюрасында  $B$  төменгі ұшының ығысуы  $a$  саңылауына тең болуы тиіс.  $F_1$  күшінің орнына оның мәнін қойып тексереміз:

$$\frac{5Fl}{6ES} = \frac{56aES}{6SlES} = a.$$

Демек, барлық эпюралар дұрыс құрылған.

Енді тапсырманың үшінші тармағын орындауға көшеміз — мықтылыққа тексеру есебін жүзеге асырамыз.

Қалыпты кернеулер эпюрасын талдай келе (2.49-сурет, д), ең жоғары кернеу кесектің көлденең қималарында II учаскеде туындайды деген қорытындыға келеміз. Демек, мықтылыққа тексеру есебін  $\sigma_{\text{наиб}} = \frac{17F_1}{22S}$  кернеуі бойынша мынадай мықтылық шартынан орындау қажет:

$$y_{\text{наиб}} \leq [y]$$

Бастапқы деректерді пайдала отырып, көлденең қималарда II учаскеде туындайтын ең үлкен кернеуді есептеп шығарамыз:

$$\sigma_{\text{нбо}} = \frac{17 F_i}{22 S} = \frac{17 6aES l}{22 5l S} = \frac{17 6aE}{22 5l} = \frac{17 6 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 10^5}{22 \cdot 5 \cdot 1200} = 154,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Есептің шарты бойынша жол берілетін кернеу  $[y]$  – 160 Н/мм<sup>2</sup> болғандықтан,  $u_{\text{факт}} \leq [y]$  теңсіздігі қанағаттандырылады. Демек, кесек толық жүктемесіз жұмыс істейді.

Толық жүктемеу пайызын былайша есептеуге болады:

$$\frac{160 - 154,3}{160} 100\% = 3,56\%.$$

Осындай типті есептерде статикалық белгісіздікті ашу әдістемесі кез келген  $F$  мәні үшін өзгеріссіз қалады. Бір ұшы қатты бекітілген кесекте бос ұшы мен кейбір жазықтығы арасында шамалы саңылау болған жағдайда статикалық белгісіздікті ашу туралы мәселе (2.49-сурет, а),  $F_i$  барлық жиынтық жүктемелер осы саңылау шамасынан асатын өзектің мұндай созылуын туғызатын жағдайда ғана туындайды. Сондықтан статикалық белгісіздікті ашуға кіріспес бұрын барлық берілген күштердің әсерінен кесектің бос ұшының ығысуын анықтау және саңылау шамасымен салғастыру қажет.

Бұл ескертулерді бірдей дәрежеде басқа өзектің қозғалмайтын шетіне немесе ұшына қатысты бос ұшында шағын саңылауы бар өзекті қыздыру нәтижесінде туындайды.

## БАҚЫЛАУ СУРАҚТАРЫ

---

1. Серпінді деформациялар қалғандарынан несімен ерекшеленеді?
2. Қима әдісі туралы айтып беріңіз.
3. Созу (сығу) кезінде Гук заңын жазыңыз.
4. Салыстырмалы ұзарту дегеніміз не?
5. Созу кезінде төзімділікке есептеу орындау үшін қандай эпюрлер құру қажет?
6. Үлгі мен материалды созу диаграммаларында не ортақ және олардың айырмашылығы неде?
7. Серпінділік шегі дегеніміз не?
8. I текті серпінділік модулінің белгіленуін және Пуассон коэффициентін келтіріңіз.
9. Гук заңы қандай кернеуге дейін әділ?
10. «Жол берілетін кернеу» ұғымы не үшін енгізіледі?
11. Үлгіні ширату кезінде көлденең қимада қандай кернеу туындайды?
12. Ығысу үшін Гук заңын жазыңыз.



13. I текті модуль мен  $G$  модулі арасында қандай тәуелділік бар?
14. Умаждау деген не? Умаждау кезінде кернеу қалай анықталады?
15. Полярлық кедергі сәті дегеніміз не?
16. Кесекті бұғу кезінде көлденең қимада қандай ішкі күштік факторлар туындайды?
17. Таза бұғу көлденең бұғуден немен ерекшеленеді?
18. Басты орталық қима осьтері дегеніміз не және олар басты осьтерден несімен ерекшеленеді?
19. Бүгілу сәттері мен көлденең күштер белгілері қалай айқындалады?
20. Бүгілу кезінде көлденең қимада қандай кернеулер туындайды?
21. Көлденең қимасы бірдей екі кесек жүктемеге ұшырайды, соның нәтижесінде  $R$  ассиметриясының бірдей коэффициенті бар ауыспалы кернеулер туындайды. Бірінші кесек бүгілуге, ал екіншісі — созуға — сығуға жұмыс істейді. Қандай кесекте шаршап бұзылу бұрын басталады?
22. Тұрақтылық деген не?
23. Бір мезгілде бұғу және ширату сәттері әсер ететін кесекті есептеу қандай кернеумен жүргізіледі?
24. Есептеу кезінде қандай құрылыс конструкцияларын екі тіректі арқалық түрінде ұсынуға болады?
25. Төзімділік шегінің мәніне әсер ететін факторларды атаңыз.
26. Жүк сымарқанмен төмен біркелкі жылдамдықта түсіріледі. Сымарқанның көлденең қимасында динамикалық кернеу қандай болады?
27. Егер кернеу көлденең қимада пропорциялылық шегінен асса, көлденең сығылған өзектің сындарлы кернеуі қандай формула бойынша есептеледі?
28. Сығуға жұмыс істейтін өзекті жүйелердің статикалық еңсерілмеушілігін ашу жүйелілігі қандай?
29. Өзекті жүйелердің статикалық еңсерілмеушілігін ашу кезінде негізгі жүйені таңдауда қандай талаптар қойылады?

## МАШИНАЛАРДЫҢ БӨЛШЕКТЕРІ МЕН МЕХАНИЗМДЕРІ

### 3.1.

#### МАШИНАЛАР ЖӘНЕ ОЛАРДЫҢ НЕГІЗГІ ЭЛЕМЕНТТЕРІ

Адам машинаны алуан түрлі жұмыстар жүргізу немесе энергияны түрлендіру үшін ойлап тапты. Қазіргі заманның машиналары адам еңбегінің өнімділігін едәуір арттырады. Мысалы, адам ұзақ уақыт ішінде қуатын 0,1 кВт дейін дамыта алады, ал машиналардың — энергия түрлендіргіштердің қуаты 1 200 МВт дейін жетеді.

«Машина» сөзі латынның *machine* сөзінен шыққан, ол құрылыс дегенді білдіреді және энергияны пайдалы жұмысқа түрлендіруге арналған техникалық құрылғылар үшін пайдаланылады. Қазіргі терминологияда «машина» және «техникалық құрылғы» деген ұғымдар МЕМСТ 23004 — 78\* «Машина жасауда және аспаптар жасауда технологиялық процестерді механикаландыру және автоматтандыр» айқындалған.

**Техникалық құрылғы** деп объектілерді түрлендіру, өндіру, орнын ауыстыру, бақылау немесе оларды басқару үшін арналған машина жасау немесе аспаптар жасау бұйымы аталады. Техникалық құрылғыларға машиналарды, құралдарды, керек-жарақтарды және т.б. жатқызады. Техникалық құрылғылардың әсер ету объектілері материалдар, дайындамалар, бұйымдар, энергия, ақпарат, қазбалар, өсімдіктер және т.б. болуы мүмкін.

Егер техникалық құрылғы адамдардың қатысуымен жұмыс атқарса және олармен басқарылса, онда ол **қолмен басқарылатын** техникалық құрылғы деп аталады, мысалы бұрғыны айналдыратын аспап (қол бұрғысы). Егер де техникалық құрылғы адамдардың бұлшық ет энергиясын және жансыз табиғат энергиясын (мысалы, электр қозғалтқыш, пневмо-немесе гидромотор) жүйелі пайдалану кезінде жұмыс атқарса және оларды адамдар басқарса, онда ол **механикаландырылған** техникалық құрылғы деп аталады; бұған электр бұрғы мысал бола алады.

Автоматты құрылғы адамның тікелей қатысуынсыз жансыз табиғат энергиясын пайдалану арқылы берілген алгоритм бойынша жұмыс істейді және басқарылады.

**Машина** деп энергиялық, ауыстыру, атқарушы және басқарушы құрамдас бөліктерден тұратын және материалдың жай-күйін, энергияны немесе ақпаратты тікелей түрлендіру үшін механикалық қозғалыстарды орындайтын жеке техникалық құрылғы.

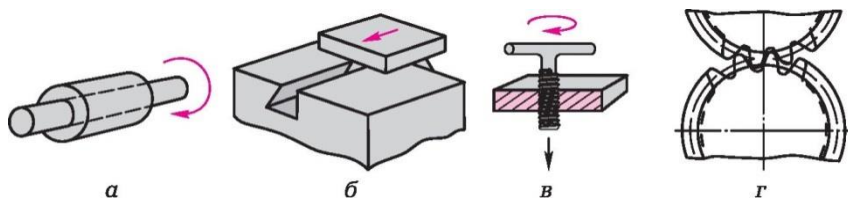
Барлық машиналарды энергетикалық және жұмыс машиналары деп сыныптауға болады. Энергетикалық машиналарға сығымдауыштар, генераторлар, гидротурбиналар және энергия өндіретін т.б. жатады. Жұмыс машиналары технологиялық (металл кесетін білдектер, бақылау-сұрыптау автоматтары, ұсталық-баспақтау жабдығы), көлік (робокар, көтергіш крандар, конвейерлер) және электронды (электронды-есептеуіш машиналар, компьютерлер) болып бөлінеді.

Кез келген машина қозғалтқыш, ауыстыратын және атқарушы механизмдерден тұрады. Мысалы, металл кесетін білдекте қозғалтқыш механизм электромотор, ал автомобильде — іштен жанатын қозғалтқыш болып табылады; жонғыш білдекте атқарушы механизм (оны жұмыс органы деп те атайды) кескіш құралы бар құралкүймешік, ал автомобильде — дөңгелектер болып табылады.

Тетіктерден, біліктерден, тегершіктерден, белдіктерден, тісті дөңгелектерден және т.б. тұратын ауыстыратын механизмдері қозғалтқыштан жұмыс органдарына қозғалысты түрлендіреді және береді. Атап айтқанда, жонғыш білдекте электр қозғалтқыштар құралкүймешікке, яғни атқарушы механизмге қозғалыс белдікті беріліс, жылдамдықтар қорабы, беріс қорабы, қозғалғыш бұранда және бірқатар тісті кинематикалық жұптар арқылы беріледі. Автомобильде ауыстыратын механизмдер функциясын жылдамдықтар қорабы мен кардан білігі орындайды. Осылайша, механизм — бұл машинаны қозғалысқа келтіретін оның ішкі құрылғысы. «Механизм» сөзі латынның *mēchanē* сөзінен шыққан, ол құрал дегенді білдіреді.

Бұдан дәлме-дәл **механизм** деп бір немесе бірнеше денелерді (жетекші) жүйенің қалған денелерінің қажетті қозғалысына ауыстыру және түрлендіру үшін арналған қатты денелер жүйесінен (механизм буындарынан) тұратын техникалық құрылғы аталады.

**Бөлшектер** — бұл машиналар мен механизмдердің құрамдас бөліктері, олардың әрқайсысы құрастыруды қолданбай дайындалған (мысалы, білік, тістегеріш, бұрандама, сірге, сомын, тікұшақ бұрандасы). Күрделі машиналардағы бөлшектер саны ондаған және жүздеген мыңмен есептелуі мүмкін.



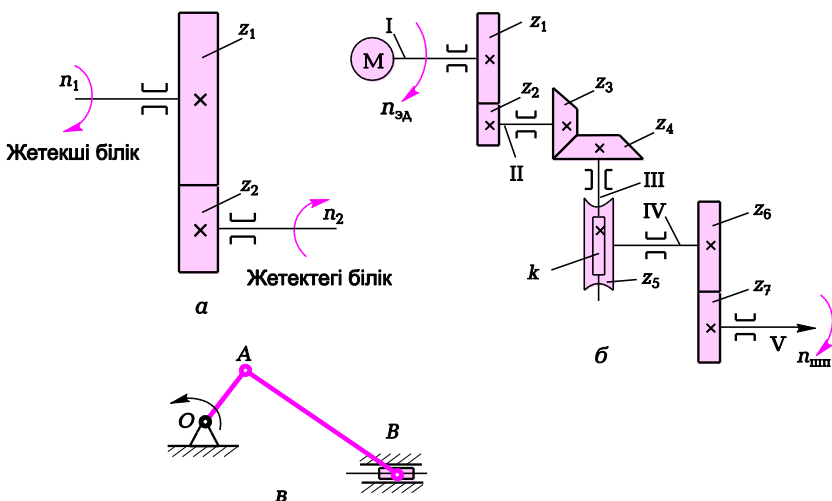
3.1-сурет

Мысалы, автомобильде 15 мыңнан астам бөлшек, илемденген жабдықтың айтоматтандырылған кешендерінде — миллионнан астам бөлшек бар.

Машинада бір мақсатқа біріктірілген конструкциялық окшауланған бірліктерден тұратын бірлесіп жұмыс істейтін бөлшектер жиынтығын бөліп карауға болады; бұл құрастыру бірліктерін **түйіндер** деп атайды. Бір машинаның түйіндерін әртүрлі зауыттарда дайындауы мүмкін. Мұндай түйіндердің мысалдары жалғастырғыштар, редукторлар, электросүмбілер, шарлы мойынтіректер болып табылады.

Машиналардың бөлшектері мен түйіндері:

- жалпы қолданыстағы — машинаның көптеген типтерінде қолданылады; бұл бұрандамалар, түйреуіштер, сомындар, тісті доңғалақтар, сіргелер, сұққыштар, кілтектер, тербеліс мойынтірегі, жалғастырғыштар, тығырықтар, редукторлар;



3.2-сурет

- арнайы қолданыстағы — шектеулі машиналар типінде қолданылады, мысалы турбиналық дөңгелек, металл кесетін білдек сүмбісі, тікұшақ бұрағндасы, микроауысу түйіні.

Екі қозғалмалы-біріктірілген бөлшек **кинематикалық жұпты** құрайды. Төменгі және жоғары кинематикалық жұптарды ажыратады. Төменгі жұптар үстіңгі беттегі элементтермен, жоғарғы жұптар — сызықтар бойынша немесе нүктелерде жанасады.

3.1-суретте сәйкесінше төменгі (3.1-сурет, *a* — айналу; 3.1-сурет, *б* — үдемелі; 3.1-сурет, *в* — бұрандалы) және жоғары (3.1-сурет, *г* — тісті) кинематикалық жұптар берілген.

Кинематикалық жұпты құрайтын денелер **буындар** деп аталады.

Қозғалмалы-біріктірілген кинематикалық жұптар буындарының жиынтығы **кинематикалық тізбек** деп аталады.

3.2-суретте тісті дөңгалақтар (3.2-сурет, *a*) жұбынан, сондай-ақ цилиндрлі, конус тәрізді және бұралаң жұптардан (3.2-сурет, *б*) тұратын кинематикалық тізбектер берілген. Егер кинематикалық тізбекке бір буынды бекітсе, онда ол механизмге айналады (3.2-сурет, *в*).

Машина жасауда әртүрлі кинематикалық жұптарды сызған кезде МЕМСТ 2.770 — 68\* «Схемалардағы шартты графикалық белгілер. Кинематика элементтері» бекітілген шартты белгілер қабылданған (V қосымшасын қараңыз).

## 3.2. МАШИНАЛАР БӨЛШЕКТЕРІНІҢ ЖҰМЫСҚА ҚАБІЛЕТТІЛІГІ МЕН ЕСЕПТЕУДІҢ НЕГІЗГІ КРИТЕРИЙЛЕРІ

Машина жасауда қарастырылатын объектіні **бұйым** деп атайды. Мұндай бұйым жеке бөлшек, кинематикалық жұп, түйін, машина немесе машиналар жүйесі болуы мүмкін. Әрбір бұйым білгілі бір шығу параметрлерімен сипатталады. Мысалы, нормативтік техникалық құжаттарға сәйкес ЧПУ координаттық-жону білдегінің (яғни тұтас машина) 5 мкм жайғастыру дәлдігі болуы тиіс. Егер уақыт өте келе белдекте копусты бөлшектегі тесікті өңдеу кезінде осьаралық қашықтықтың берілген дәлдігіне қол жеткізілмесе, онда білдек машина ретінде жұмыс істеп тұрғанымен, ол өзінің жұмысқа қабілеттілігін жоғалтты дегенді білдіреді. Мұндай қорытынды білдектің шығу параметрі (жайғастыру дәлдігі) нормативті-техникалық құжаттамада (НТҚ) белгіленген шектен шығуымен байланысты.

**Жұмысқа қабілеттілік** — бұл бұйымның НТҚ белгіленген шектерде берілген шығу параметрлері мәндерін сақтай отырып, өз функцияларын орындауға қабілетті жай-күйі.

Машиналардың бөлшектері пайдалану көрсеткіштерін сақтауы және берілген қызмет ету мерзімі ішінде өз функцияларын орындауы, сондай-ақ дайындау және пайдаланудың ең аз құны болуы тиіс.

Бұйымдардың жұмысқа қабілеттілігі белгілі бір критерийлермен сипатталады. Олардың ішінде аса маңыздысы беріктік, дәлдік, қаттылық, дірілге төзімділік, жылу әсерлеріне төзімділік, тозуға төзімділік, сенімділік болып табылады. Олардың ішінде бір немесе бірнешеуі бойынша машиналар бөлшектерінің мөлшерін есептейді және материалдарды таңдайды.

### Беріктік

Машиналар бөлшектерінің беріктігін есептеуді рұқсат берілген кернеулер, беріктік қоры коэффициенттері немесе тоқтаусыз жұмыс істеу ықтималдығы бойынша жүзеге асырады.

Рұқсат берілген кернеулер бойынша есептеулер аса қарапайым әрі ыңғайлы, пайдалану тәжірибесі қомақты жаппай өндіріс машиналары үшін пайдаланылады.

Бөлшектердің, мысалы білдектердің беріктігі олардың бұзылуы салдарынан апатты жөндеулерді болдырмайды. Сондықтан статистикалық жүктелген бөлшектердің рұқсат берілген кернеуін аққыштық шегі (илемді материалдар үшін) бойынша есептейді

$$[\sigma] = \sigma_T/n_T,$$

мұнда  $n_T$  — қор коэффициенті,  $n_T = 1,1... 1,4$ , және берікті шегі бойынша (сынғыш материалдар үшін)

$$[\sigma] = \sigma_B/n_B,$$

мұнда  $n_B$  — қор коэффициенті,  $n_B = 3.4$ .

Айнымалы жүктемеге ұшырайтын бөлшектердің беріктігін шаршау кезіндегі кедергіге әсер ететін факторларды — кернеулер шоғырлануын, бөлшектердің мөлшерін, үстінгі қабаттың жай-күйін есепке ала отырып есептейді (2.10-кіші бөлімін қараңыз).

Олардың бұзылуы әсіресе адамдардың өмірі үшін аса қауіпті конструкциялар (бу қазандықтары, жүк көтергіш машиналар) үшін есептеу әдісі және беріктік қоры коэффициенттерін таңдау мемлекеттік техникалық қадағалау нормаларымен регламенттелген.

## Дәлдік

Машиналар бөлшектерінің дәлдігі бөлшектің жекелеген учаскелерінің пішіні мен мөлшерлерінің дәлдігін, сондай-ақ осы учаскелердің өзара орнының дәлдігін қамтиды.

Өңдеу дәлдігі өңдеу акезінде жіберілген қателіктер мәндерімен, яғни өңделген бөлшек мөлшерінің сызба бойынша берілген мөлшерлерден ауытқуымен сипатталады. Өңдеу қателіктері рұқсат берілген шектерде болуы тиіс.

Сонымен қатар, бұйымды өңдеу кезінде өңдеу әдісі мен кесу режимдеріне тікелей байланысты берілген үстіңгі бет тазалығын алу қажет.

Машинаның дәлдігі ең алдымен оның бөлшектер бетінің дәлдігі мен тазалығына байланысты болады.

Алайда машиналарды жобалау және дайындау кезінде олардың дәлдігін төмендетуі мүмкін басқа факторларды есепке алуы қажет.

Металл кесетін білдекті қарастырайық. Координатты-жонғыш білдекте кесу кезінде туындайтын күштердің әсерінен түйіндер деформацияланып, өзінің салыстырмалы орнын өзгертеді. Осының нәтижесінде эзірлемеге қатысты қозғалыс траекториясы бұрмаланады.

Бұйымды өңдеу дәлдігі бұл ретте төмендейді. Демек, координатты-жонғыш білдектің дәлдігіне (яғни машинаның) дәлдігіне оның түйіндерінің қаттылығы әсер етеді.

Сонымен қатар, осы білдектің бұйым орналасқан үстелді құралға қатысты жылжыту үшін арналған өлшеу және өлшемдік құрылғылардың дәлдігі де өңдеу дәлдігіне үлкен ықпал етеді. Демек, бұл фактор білдектің дәлдігіне әсер ететін болады.

Білдектегі өңдеу дәлсіздігі білдектің түйіндері мен бөлшектерінің температуралық деформациялануы нәтижесінде, сондай-ақ білдектің кинематикалық тізбегінің дәлдігіне әсер ететін тісті доңғалақтар мен жүріс бұрандасы сапасының төмендеуі салдарынан туындауы мүмкін. Әсіресе бұл тісті кескіш, бұрандалы кескіш, тісті және оймалы тегістеу білдектері үшін өзекті.

Тісті кескіш білдектердегі кинематикалық дәлдік бөлгіш тізбектегі бұралаң мен бұралаң доңғалақты дайындау және құрастыру дәлдігіне айтарлықтай байланысты болады.

Басқа машиналарды (автомобильдер, ұшақтар, көтергіш крандар) конструкциялау кезінде жобаланатын машинаның дәлдігін төмендетуі мүмкін нақты факторлар есепке алынуы тиіс.

## Қаттылық

Машиналардағы қаттылық критерийі маңыздылардың бірі болып табылады. Әсіресе оның білдек жасауда маңызы зор. Мысалы, жоғары дәлдікті білдектерді дәл сондай жүктемелер мен қуаттарға арналған басқа машиналарға қарағанда едәуір қомақты етіп жобалауға тура келеді.

Білдектің қаттылығы өңдеу дәлдігіне, дәрілге төзімділігіне және ұзақ қолданылуына әсер етеді.

Түйіннің **қаттылығы** деп жүктеме әсерінен серпінді сығымдалудың пайда болуына оның төтеп беру қабілеті аталады. Ол берілген бағытта түйінге түсірілген  $F$ ,  $N$  күшінің осы түйіннің серпінді сығымдалуына  $\delta$  арақатысы ретінде айқындалуы мүмкін, мм:

$$j = F/d.$$

## Тозуға төзімділік

Екі түйіндес бөлшектің өзара әрекеттесуі кезінде үйкеліс бетінің біртіндеп өзгеруі нәтижесінде тозу орын алады. **Тозу** бөлшектердің мөлшері мен пішінінің біртіндеп кішірею процесін білдіреді. Статистика бойынша машиналардың көптеген бөлшектері тозу салдарынан істен шығады, бұл жағдайда ең аз дегенде мынадай процестер орын алады: пластикалық және серпінді деформациялар, ығысу, шаршаңқы бұзылулар.

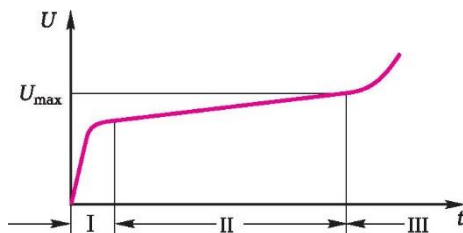
Көптеген бөлшектер үшін абразивті тозу аса тән. Абразивті бөлшектер сырттан майлауға немесе тікелей үйкелестін беттерге түсуі мүмкін; кесу немесе тырналау салдарынан микрожоңқалар бөліну арқылы олар осы беттерді бұзады.

Сонымен қатар, екі беттің салыстырмалы ығысуы кезінде шағын дөңестер айналымы кернеулерге тап болады, соның салдарынан әрі қарай шаршаңқы бұзылу орын алады. Шағын сызаттар пайда болып, материал бөлшектерінің бөлініп кетуіне мүмкіндік туғызады.

Осылайша, екі бет ығысқан кездегі тозу бөлініп кеткен бөлшектер есебінен абразивті тозуға ұласады.

Көптеген жағдайларда тозудың үш сатысын байқауға болады (3.3-сурет): I — іске кірістіру кезеңі; II — анықталған (немесе қалыпты) тозу; III — апаттық тозу.





3.3-сурет

Машиналарды қалыпты пайдалану кезеңі (тозудың II сатысы) тозу уақыты  $t$  мен тозу  $U$ , мкм арасындағы желілік тәуелділікпен сипатталады. Осы сатыдағы тозу жылдамдығы  $\gamma$  тұрақты болып қалады:  $\gamma = U/t$ . Абразивті және шаршаңқы тозу үшін тозу мәнін мынадай тәуелділікте анықтауға болады:

$$U = kp v_{\text{отн}} t,$$

мұнда  $k$  — үйкеліс буы, майлау материалына, микроқыртыстарға және басқа да факторларға тәуелді коэффициент;  $p$  — қысым;  $v_{\text{отн}}$  — салыстырмалы сырғу жылдамдығы.

Уақытты  $t$  алып тастап, мынаны аламыз

$$\gamma = kp v_{\text{отн}}.$$

Нақты жұптар үшін тәжірибелік түрде коэффициент  $k$  анықтауға және әрі қарай көптеген бөлшектердің: білдектердің бағытаушы сырғанауын, ықтырма механизмдерінің, фрикциялық жалғастырғыштар дискілерінің, жүріс бұрандалары мен сырғу сомындарының ұзақ жұмыс істеуін болжамдауға болады.

Тозу машиналардың техникалық жай-күйін әлсін-әлсін тексеру, сондай-ақ жөндеу қажеттілігіне байланысты оларды пайдаланудың күрт қымбаттануын туғызады. Бұл, өз кезегінде, машиналардың бос тұрып қалуымен және өнімділігінің төмендеуімен байланысты.

Тозуға төзімділікті келесі іс-шаралар арттыра алады: үйкелетін беттерді майлау; тозуға төзімді материалдарды қолдану; беттерді ластанудан қорғау; жауапты механизмдерден күштерді шамалы жауапты механизмдерге көшіру (мысалы, жонғыш білдектегі сыртқы бетін жүріс білігі қосулы тұрған кезде қайрайды, ал жүріс бұрандасын сөндіріп тастайды); тозатын беттерді жүктемеден босатады және т.б.

### Жылу әсерлеріне төзімділік

Машинаның жұмысы машиналардың жұмыс процесіне және олардың механизмдеріндегі үйкеліске негізделген жылу бөлуге ұласады. Жұмыс

процесімен байланысты жылу бөлу жылу қозғалтқыштарында, электр машиналарында, құю машиналарында және материалдарды ыстықпен өңдеу машиналарында өте қарқынды.

Жылу әсерінің нәтижесінде машиналардың жұмысқа қабілеттілігіне кері әсерін тигізуі мүмкін температуралық деформациялар туындайды:

- үйкелетін беттердегі майлы қабаттың қорғаныш қабілетін төмендету және, демек, жоғары тозушылық немесе қажалуды туғызу;
- қозғалмалы қосылыстардағы саңылауларды өзгерту;
- машиналардың дәлдігін төмендету (мысалы, металл кесетін білдектерде сүмбінің алдыңғы тірегінің қызуы нәтижесінде оның осі ауытқып, бұл өңдеу дәлдігінің төмендеуіне әкеп соғады).

Машина түйіндерінің температуралық деформацияларын, егер машина бөлшектерінде температуралық өрістер белгілі болса есептеуге болады.

Металл кесетін білдектерді, бақылау-өлшеу машиналарын және басқа да жоғары дәлдікті жабдықты пайдалану кезінде температуралық деформациялармен күресудің келесі әдістерін қолданады:

- жылу бөлетін механизмдерді технологиялық жабдықтан (мысалы, гидростанциялар мен гидрожүйелерден) тыс шығару;
- металл кесетін білдектің кесу аймағында майлау-салқындату сұйықтығын (МСС) пайдалану;
- түйіндерді мәжбүрлі түрде салқындату;
- тұрақты температура ұсталатын термоконтантты цехтар құру;
- жекелеген түйіндерді жасанды жылыту немесе салқындату арқылы температуралық өрісті теңестіру;
- температуралық деформациялардың орнын автоматты түрде толтыру — түзету сызықтарын қолдану, ЧПУ білдектерінде бағдарламаны алдын ала бұрмалауды пайдалану.

### **Дірілге төзімділік**

Дірілге төзімділік дегеніміз конструкциялардың жол берілмейтін ауытқуларсыз берілген диапазонда жұмыс істеу қабілеті.

Машиналардың жылдамдығын арттыруға байланысты ауытқулар аса қауіпті. Егер машина түйіндерінің өз тербесітерінің жиілігі мәжбүрлі тербелістер жиілігімен сәйкес келсе, резонанс туындайды. Бұл жалпы машинаның ең қауіпті күйі, себебі қирату орын алуы мүмкін. Дірілдер де қажет емес. Металл кесетін білдекте, мысалы, дірілдер өңделетін бетті нашарлатады, білдектің жұмыс істеу мерзімін қысқартады, оның технологиялық мүмкіндіктерін шектейді. Машиналарда көбінесе

мәжбүрлі, параметрлік тербелістер мен автотербелістер байқалады.

**Мәжбүрлі тербелістер** әлсін-әлсін өзгеретін сыртқы күштің әсерінен келесі себептер бойынша туындайды:

- айналатын бөлшектердің (мысалы, электр қозғалтқышы роторының) тепе-теңсіздігі;
- тісті доңғалақтар қадамындағы қателіктер (ілініске кіру соққымен ұласады);
- фрезерлеу, қашау, шүйделеу, тарту кезінде үзілісті күштің болуы;
- сыртқы тербеліс көздерінің болуы.

**Параметрлік тербелістер** қандай да бір ауыспалы параметрдің, мысалы көлденең қиманың инерция сәті болған кезде туындайды. Айналатын білікке тұрақты күш әсер етеді деп болжамдайық. Егер біліктің көлденең қимасы — барлық осьтеріне қатысты инерция сәттері бірдей шеңбер болса, онда ешқандай тербеліс туындамайды. Егер де көлденең қимада тікбұрыш бар болса (білікте ішкі қуысы да солай орындалуы мүмкін), онда білік тұрақты күштің әсерінен әртүрлі иілетін болады, себебі тікбұрыштың инерция сәттері өзара перпендикуляр осьтерге қатысты әртүрлі.

**Автотербеліс**, немесе өшпелі өзін-өзі қолдайтын тербелістер қоздырушы күштердің тербеліс процесінің өзінде туындайтындығымен сипатталады. Автотербеліс процесінде жүйенің тербелістері тоқтатылған жағдайда осы тербелістерді қолдайтын ауыспалы күштер жойылады. Бұған үйкелу кезіндегі автотербелістер (білдек үстелдерін, құралкүймешіктерін сырғуды бағыттаушы бойынша жылжыту кезіндегі фрикциялық тербелістер) мысал бола алады. Бұл тербелістердің себебі жылдамдықтардың өзгеруіне байланысты үйкеліс күшінің айнымалылығы болып табылады. Кесу кезіндегі металл кесетін білдектердегі өздігінен қоздырғыш тербелістер автотербелістердің тағы бір мысалы бола алады.

Машина түйіндерінің қаттылығын арттыру автотербелістерді азайтуға мүмкіндік туғызады. Тербелістер көбінесе қозғалыстағы бөлшектердің соқтығысуымен байланысты шуылға ұласады. Мысалы, тісті доңғалақтар тістерінің қадамы мен профиліндегі қателіктер ілініске кіру кезінде соқтығысуға әкеп соғады. Шуылдың жоғары деңгейі персоналдың шаршаңқылығын арттырады және, демек, денсаулыққа зиян. Шуыл деңгейі децибелмен (дБ) өлшенеді, оның шекті мәні санитариялық нормалармен шектеледі.

Шуылмен күресудің негізгі шаралары: өңдеу дәлдігі мен тазалығын арттыру, соққы күшін конструкциялық әдістермен азайту, ішкі үйкелісі жоғары демпферлер мен материалдарды қолдану.

## Сенімділік

Сенімділік проблемасы машина жасаудағы негізгі проблемалардың бірі болып табылады. Бұйымның қасиеті бұйымның тоқтаусыз әрі ұзақ уақыт жұмыс істеуіне негізделген берілген уақыт аралығы ішінде жұмысқа қабілеттілігін сақтау *сенімділік* деп аталады.

Белгілі авиақұрастырушы А.Н.Туполев: «Құрастырушының тақтасынан әрі қарай сенімсіздік байқалған сайын, ол соншалықты қымбатқа түседі» дейтін. Сенімсіз машина тиімді жұмыс істей алмайды, себебі оны жекелеген элементтерінің бүлінуі немесе техникалық сипаттамаларының жол берілген деңгейден төмендеуі салдарынан әрбір тоқтату материалдық шығындарға, ал жекелеген жағдайларда апатты салдарларға әкеп соғады.

Сенімсіздігі жеткіліксіз болғандықтан өнеркәсіпке орасан зор шығындар келеді. Атап айтқанда, күллі пайдалану кезеңі ішінде машиналардың тозуына байланысты оны жөндеуге және техникалық қызмет көрсетуге жұмсалатын шығындар жаңа машинаның құнынан бірнеше есеге асып кетеді: автомобильдер үшін — 6 есе, ұшақтар үшін — 5-ке дейін, бірдектер үшін — 8, радиотехникалық аппаратура үшін — 12 есеге дейін. Таттану салдарынан жыл сайын балкытылатын металдың 10% дейін шығын болады.

Сенімділік машинаны жобалау және есептеу кезінде негізге алынады. Машина дайындау кезінде сенімділік қамтамасыз етіледі; ол дайындалған бөлшектердің сапасына, машина түйіндерін құрастыру сапасына, дайын өнімді бақылау және сынақтан өткізу әдістеріне және технологиялық процестің басқа да көрсеткіштеріне байланысты болады. Машинаны пайдаланған кезде оның сенімділігі іске асырылады.

Тоқтаусыз және ұзақ уақыт жұмыс істеу көрсеткіштері пайдалану кезінде ғана байқалады, машинаны пайдалану жағдайларына, оны жөндеу және техникалық қызмет көрсету жүйесіне байланысты болады.

**Тоқтаусыздық** — бұл бұйымның жұмысқа қабілеттілігін берілген уақыт аралығында үздіксіз сақтап қалу қасиеті. Осы ұғымға техникалық қызмет көрсету, жөндеу, іске қосу кірмейді. Бұйым өзінің бастапқы параметрлерін жол берілген шектерде сақтауға тиіс.

**Ұзаққа төзімділік** — бұйымның жұмысқа қабілеттілігін барлық пайдалану кезеңі ішінде шекті жай-күйіне дейін сақтап қалу қасиеті. Бұл жерде барлық жөндеулер, іске қосулар есепке алынады.

Бұйымның жұмысқа қабілеттілігін толық немесе ішінара жоғалтуы **істен шығу** деп аталады. Өз табиғаты бойынша істен шығулар бөлшек беттерінің немесе бөлшектердің өзінің бүлінуімен байланысты болуы (баялу, тозу, таттану, сыну) не бүлінумен байланысты болмауы мүмкін (мойынтіректердің алдын ала тартылуының әлсіреуі, каналдардың ластануы). Істен шығулар толық немесе ішінара, кенет (сынулар) немесе біртіндеп (тозу, таттану), адам өміріне қауіпті немесе қауіпті емес, жойылатын немесе жойылмайтын болып бөлінеді.

Бұйымның тоқтаусыз және ұзақ уақыт жұмыс істеу көрсеткіштері ықтималдық теориясына сәйкес айқындалады. Берілген уақыт  $t$  (немесе берілген атқарым) ішінде тоқтаусыз жұмыс істеу ықтималдығы  $P(t)$  және істен шығу ықтималдығы  $F(t)$  — өзара қарама-қарсы оқиғалар. Олардың сомасы әрдайым нөлге тең. Тоқтаусыз жұмыс істеу ықтималдығы  $0 \leq P(t) \leq 1$  шегінде болады. Мысалы, уақыт  $t = 100$  сағ аралығында тоқтаусыз жұмыс істеу ықтималдығы  $P(t) = 0,99$  құрайды. Бұны былайша түсінген абзал: бұйымның аталған жұмыс істеу уақыты аралығында істен шығу уақыты 1 %, яғни  $F(t) = 0,01$  құрайды.

Бұйым элементінің ұзақ уақыт жұмыс істеуінің негізгі көрсеткіші істен шығуға дейінгі **қызмет ету мерзімі (атқарымы)**  $t$  болып табылады.

Бұйымның сенімділігін бағалау кезінде экономикалық көрсеткіштер өте маңызды. Машиналардың тоқтаусыз және ұзаққа төзімділігін арттыру қосымша материалдық шығындармен байланысты.

### 3.3.

## МАШИНА ЖАСАУ МАТЕРИАЛДАРЫ

Машина бөлшектері пішіні мен қолданылуына қарай алуан түрлі болып келеді, біреулері жоғары таттануға төзімділікке ие болуы тиіс болса, екіншілері — аса өткізгіш, үшіншілері — ерекше магниттік қасиеттермен сипатталуы тиіс, сондықтаноларды дайындау үшін әртүрлі қасиеттері бар материалдар қажет.

Машина бөлшектерін өндіру үшін қолданатын **конструкциялық** және кескіш материалдар дайындайтын **аспаптық** материалдар деп бөлінеді.

Конструкциялық материалдар ретінде әртүрлі материалдарды (алюминий, темір, мыс, титан), металл қорытпаларын (темір көміртекті — шойын, болат; магнийлі; мыс-мырышты — жез; мыс-қалайы — қола; алюминий қорытпалары және т.б.), бейметалдар (пластмасса, сүрек, текстолиттер, шыны текстолиттері) және композициялық материалдар қолданылады.

**Композициялық материалдар** салыстырмалы түрде жаңа конструкциялық материалдар болып табылады. Оларды алу үшін негізгі материалға композициялық материалдың қасиеттерін айқындайтын толтырғыштар қосады. Кірме компоненттердің мөлшері микрометр үлесінен (ұнтақты толтырмалар үшін) бірнеше миллиметрге дейін (талшықты толтырмаларда) өзгермелі болады.

Ұнтақты металлургия ыстыққа төзімділігімен және тозуға шыдамдылығымен, тұрақты магниттік және басқа қасиеттерімен сипатталатын композициялық материалдар алуға мүмкіндік береді. Ұнтақты металлургия жоғары электр өткізгіштікке және электроэрозиялық тозуға тұрақтылыққа ие мыс — вольфрам, күміс — вольфрам сияқты балқымайтын металдардан жалған қорытпалар алу мүмкіндігін береді; олардан электртүйіспелі материалдар дайындайды.

Пластмасса негізіндегі композициялық материалдар жоғары химиялық және таттануға төзімділігімен сипатталады. Олар қымбат тұратын түсті металдардың ойдағыдай орнын басады.

Резеңке негізіндегі композициялық материалдар металдардан айтарлықтай өзгешеленеді. Олар бүлінусіз едәуір деформацияларға төзімді, тозуға жоғары төтеп берушілікке, газ және су өткізбеушілікке, диэлектрлі қасиеттерге ие.

Композициялық материалдардың арасында талшықты материалдар ерекше орын алады. Талшықты толтырмалар ретінде вольфрамнан, молибденнен, алюминий, бор оксидтері талшығынан, кремний карбидінен, графиттен жасалған сымдарды пайдаланады.

Шыны, керамикалық, ағаш және басқа да бейметалл материалдар өздерінің ерекше физикалық-механикалық және пайдалану қасиеттеріне ие.

Конструкциялық материал типін материалдардың өзін де, олардан жасалатын бөлшектерді де алудың технологиялық процесі есер ететін оның физикалық-механикалық және пайдалану қасиеттеріне қарай таңдайды.

Әртүрлі пішіндегі бөлшектерді кескіш құралдардың көмегімен әзірлемелерден алады. Кескіш құралдар үлкен жүктемелер, жоғары температуралар, үйкелу және тозу жағдайларында жұмыс істейді, сондықтан құралдық материалдардың ерекше пайдалану және физикалық-механикалық қасиеттері болуы тиіс. Құралдың кескіш бөлігінің материалы тартуға, қысуға, ширатуға және бүгуге үлкен қаттылығымен және рұқсат берілген жоғары кернеулермен сипатталуы тиіс. Сонымен қатар, кескіш құрал сынғыш материалдардан дайындалған әзірлемелерді өңдеу кезінде

соққы жүктемесін қабылдап алуы үшін жеткілікті тұтқырлыққа және үзілісті кесу бетіне ие болуы тиіс. Кескіш құрал өз қаттылығын сақтауы, сондай-ақ жоғары температураларда кесу қасиеттерін сақтап қалуы қажет, сондықтан құралдық материалдарда жоғары жылуға төзімділігі болуы тиіс.

Құралдың кескіш бөлігіне тозуға төзімділігі бойынша жоғары талаптар қойылады. Бұл бір ғана құралмен өңделген бөлшектердің мөлшерлерінде мейлінше аз ауытқу болуы қажет. Тозуға төзімділігін арттыру мақсатында құралдың кесу бөлігіне арнайы вольфрам карбидтерінен немесе титан нитридтерінен бір және көп қабатты жабын жағады.

Құралдық материалдар ретінде құралдық болат, қатты қорытпалар, синтетикалық аса қатты және керамикалық құралдық материалдар, абразивті материалдарды пайдаланады.

Құралдық материалдарға мыналар жатады:

- құрамында 1...1,3 % көміртегі бар **көміртекті құралдық болат**; У7, У7А, У8, У8А, У8Г, У8ГА, У9, У9А, У10, У10А, У11, У11А, У12, У12А, У13 және У13А маркаларын пайдаланады. Осы болаттардан слесарлық-монтаждау құралдарын (балғалар, зілбалғалар, тістеуіктер мен өткір тістеуіктер), егеулер, қырнауыштар, қарапайым пішінді калибрлер, қол таңбалаушылары, бұранда кескіш, ара полотно, бұрғылар, аз мөлшерлі үңгілер дайындайды;
- **қосындыланған құралдық болат**; оларды хром, вольфрам, ванадий, кремний және басқа да қосындыларды қосу арқылы құралдық болат негізінде алады. Қосындыланған болат көміртекті болатпен салыстырғанда шыныққан күйінде жоғары тұтқырлыққа, аса жоғары шынықтырушылыққа, шынықтыру кезінде сызаттардың пайда болуына аз бейімділікке ие. Белгісалғыштар, диаметрі 30 мм дейінгі таңбалаушылар (8ХВ, 9ХВ, 11ХВ маркалы); оймалы калибрлер (9ХВГ); тартпалар, ұзын таңбалаушылар, ұзын ұңғылар (ХВГ); бұрандалы қысқыш құрал: доңғалақшалар, бұранда кескіш (Х6ВФ); дөңгелек бұранда кескіштер (ХВСГФ) және т.б. дайындау үшін қолданады;
- **жылдам кесетін болаттың** құрамында 19 % дейін вольфрам бар, сондықтан 62... 65 HRC дейін қаттылығына дейін жылумен өндеуден кейін жылуға төзімділігі 600... 650 °С ие болады. Кескіш құралдарды дайындау үшін Р9, Р18 болатын қолданады — тістер, фрезалар, қашауыштар, бұрғылар; Р6М5 — тістер, фрезалар, үңгілер, тартпалар, тескіштер, түсті қорытпаларды өндеуге арналған бұрандалы кескіш және тісті кескіш құрал; кобальт қосылған жылдам кесетін болат Р9К5 — фрезалар, қашауыштар, көміртекті және қосындыланған болаттан дайындалған эзірлемелерді жартылай таза және таза өндеуге арналған таңбалаушылар, ал жоғары кесу режимдерінде жұмыс

істеу үшін Р9М5К5 болатын қолданады; ыстыққа берік және ыстыққа төзімді, сондай-ақ таттануға төзімді болаттан дайындалған эзірлемелерді өңдеу үшін Р9М4К8 болатын қолданады.

Жылдам кесетін болаттар қымбат тұратындықтан, үнемдеу үшін кескіш құралды құрама немесе дәнекерлеп дайындайды. Артқы ілмегін 45, 50, 40Х конструкциялық болатынан дайындайды. Жылдам кесетін болат тілімшелерін жиі құралдар ұстағыштарына немесе корпустарына дәнекерлейді.

Жылдам кесетін болат жоғары тозуға төзімділікке ие; олардан дайындалған құралдар кесу жылдамдығы 100 м/мин дейін жұмыс істеуі мүмкін;

■ **қатты қорытпаларды** ұнтақты металлургия әдісімен дайындалатын белгілі пішіндер мен мөлшердегі тілімшелер түрінде қолданады. Тілімшелерді алдын ала сығымдайды, одан кейін 1 500... 1 900 °С температурада біріктіреді. Қатты қорытпаларды үш топқа бөледі: вольфрамды (ВК3, ВК3-М, ВК6-М және т.б.), титанвольфрамды (Т30К4, Т15К6 және т.б.) және титантанталвольфрамды (ТТ7К12, ТТ10К8-Б). қатты қорытпадан алынған тілімшелер 86... 92 HRC қаттылығында 800.1 250 °С жоғары тозуға төзімділік пен жылуға төзімділікке ие. Бұл 800 м/мин дейінгі кесу жылдамдығымен өңдеуге мүмкіндік береді. Қатты қорытпа тілімшелерін ұстауыштарға мыс немесе жез дәнекермен бекітеді. Қатты қорытпалардың кемшілігі төмен иілімдігі болып табылады.

ВК тобындағы қатты қорытпаларды сыңғыш металдарды, пластмассалар мен басқа да бейметалл материалдарды өңдеу үшін қолданады. ТК тобындағы қорытпаларды тұтқыр металдар мен қорытпаларды пайдаланады. ТТК тобындағы қорытпалар жоғары тозуға төзімділігімен ерекшеленеді, сондықтан оларды аустенитті класты (өңделуі қиын) болатты өңдеу үшін қолданады;

■ **синтетикалық аса қатты және керамикалық құрылдық материалдар.** Бор нитриді модификациялары негізіндегі алуан түрлі аса қатты материалдар (АҚМ) өте көп: эльбор (композит 01), гексанит-Р (композит 10) және т.б. АҚМ тілімшелердің ерекшелігі олар қатты қорытпаларды, кез келген қаттылықтағы шойындарды өңдей алады, алайда негізінен соққы жүктемесіне шыдамайды.

Құралдық керамикалық материалдарды (ЦМ332, силинит-Р және т.б.) 900 м/мин дейінгі кесу жылдамдығымен шынықпаған болат пен сұр шойындарды дайындалған эзірлемелерді таза және жартылай таза өңдеу үшін пайдаланады, ал «қара» керамиканы (ВОК-60) таптауға көнгіш, беріктігі, ағартылған шойын мен шыныққан болаттан жасалған эзірлемелерді таза және жартылай таза өңдеу үшін қолданады;



■ **абразивті материалдар** — бұл ұсақ түйірлі ұнтақты заттар, оларды абразивті құралдар: тегістеу шеңберін, бастиектер, сегменттер, шарықтар дайындау үшін пайдаланады. Табиғи абразивті материалдарды (зімпара, кварцты құм, корунд) олардың қасиеттері біркелкі болмағандықтан аса ішкітеулі қолданады. Өнеркәсіпте жасанда абразивті материалдарды қолданады: электрокорунд, бор карбиді, хром оксиді, синтетикалық алмаз, борсилокарбид, славутич, эльбор, гексагонит.

Абразивті материалдардың қаттылығы жоғары, тозуға төзімді және жылуға төзімді (1 200... 1 800°C). Абразивті материалдардан дайындалған құралдар әзірлемелерді 15.100 м/с кесу жылдамдығымен өңдеуге мүмкіндік береді; негізінен оларды өңделген беттердің дәлдігі мен кедір-бұдырлығына жоғары талаптар қойылатын кезде соңғы өңдеу үшін қолданады.

Сүртіп тазарту және аяғына дейін жеткізу жұмыстары үшін, мысалы қатты қорытпалардан жасалған құралдарды аяғына дейін жеткізу үшін, сондай-ақ өте қатты материалдардан (лағыл, кварц, корунд) дайындалған әзірлемелерді тегістеу үшін бор карбидінен жасалған ұнтақты пайдаланады. Тегістегіш және жылтыратқыш пасталарын дайындау үшін хром оксидін, вена әктасын, ұсақ кеуекті тасты қолданады.

Борсилокарбидті қатты қорытпалардан, лағыл мен басқа да аса қатты материалдардан дайындалған әзірлемелерді өңдеу үшін қолданады. Эльбор (кубонит) қаттылығы жоғары материалдар мен конструкциялық болаттан дайындалған әзірлемелерді өңдеу үшін қолданады. Славутичтен жасалған құралдар да тозуға төзімділігі бойынша алмаздан кем түспейді және беріктігі бойынша олардан асып түседі.

Өнеркәсіпте табиғи (А) және синтетикалық (АСО, АСР, АСМ және т.б.) алмаздарды қолданады. Алмаз ең қатты материал болып табылады, ол жоғары жылуға төзімді және тозуға төзімді, ол көптеген материалдармен мүлдем жабыспайды. Алмаздың кемшілігі – жоғары сынғыштығы. Алмаз кристалдарын тістер, бұрғыларды жабдықтау үшін қолданады; алмазды аспаптар (шеңберлер, аралар, таспалар, шарықтар) дайындау үшін пайдаланады.

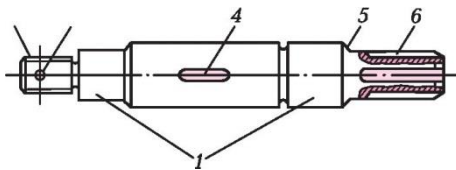
Алмаз құралды алюминий, қола, жез, бейметалл материалдардан дайындалған әзірлемелерді жұқалап қайрау кезінде пайдаланады; қатты металдардан, германийден, кремнийден, жартылай өткізгіш және керамикалық материалдардан, ыстыққа төзімді болаттар мен қорытпалардан дайындалған әзірлемелерді өңдеу үшін қолданады. Өндеуді 20 м/с дейінгі кесу жылдамдығымен жүргізеді. Алмазбен өңделген беттердің кедір-бұдыры аз және мөлшерінен шамалы ауытқиды, себебі алмаздар жоғары мөлшерлік тұрақтылыққа ие.

### 3.4. АЙНАЛМАЛЫ ҚОЗҒАЛЫС БӨЛШЕКТЕРІ

Машиналарда айналмалы қозғалыс бөлшектерінің түрлері көп: тісті доңғалақтар, белдікті беріліс тегершіктері, барабан, тізбекті беріліс жұлдызшалары, сермерлер, білдек сүмбілері, автомобильдер мен гидротурбиналар доңғалақтары. Барлық осы айналмалы бөлшектерді біліктер мен осьтерге орнатады.

**Ось** деп айналмалы бөлшектерді ұстап тұру үшін арналған бөлшекті атайды; осьтер айналу сәтін бермейді. Көбінесе осьтер тік болып дайындалады және екі түрлі болуы мүмкін: айналмайтын және қозғалмалы, яғни оларға орнатылған бөлшектермен бірге айналатын. Есептеу схемаларында осьтерді бүгілетін сәттермен жүктелген арқалықтармен көрсетеді, яғни есептеу кезінде айналу сәті мен үйкеліс күшін есепке алмайды.

**Біліктер**, осьтерге қарағанда, машиналардың айналмалы бөлшектерін ғана ұстап тұрмайды, сондай-ақ айналу сәттерін береді, сондықтан оларды бірлескен ширату және бұғу әрекетіне есептейді. Егер біліктегі айналу сәттерінің мәндері бүгілу сәттері мәндерінен едәуір жоғары болса, онда біліктер жеңіл жүктелген деп есептеледі және оларды бүгілуді елемей, ширатуға есептейді.



3.4-сурет

Геометриялық ось пішініне қарай біліктерді *тура* және *иінді* деп бөледі. Иінді біліктерді машинада кері қайтару-үдемелі қозғалысты айналмалы қозғалысқа және керісінше түрлендіру үшін қолданады. Мұндай біліктер біліктердің функцияларын ғана емес, сондай-ақ қосиінді-бұлғақты механизмдерде қосиіндер функциясын атқарады. Ерекше тобын *иілгіш* біліктер құрайды, олардың геометриялық осінің орны кеңістікте өзгеруі мүмкін.

Көбінесе осьтер мен біліктердің екі тірегі бар, бірақ жекелеген бөліктері жалғастырғыштармен біріктірілетін көптіректі трансмиссиялық біліктер де бар. Жалғастырғыштар туралы толығырақ 3.11-кіші бөлімін қараңыз.

Біліктер мен осьтердің тірек бөліктерін *шетмойындар 1* (3.4-сурет), сонымен бірге аралық цапфаларды *мойын*, ал соңғысын — *тиектер* деп атайды. Шетмойындар тірекке радиал жүктемені береді; тербеліс мойынтірегінің астындағы шетмойын ұзындығы сырғыма мойынтірекке қарағанда аз. Білікті немесе осьті бетіндегі басқа бөлшектермен қосу үшін ойық кілтектер 4, саңылаулар 3 жасайды; бұрандалар 2 мен оймакілтектер 6 кесіп жасайды. Білік қималарының күрт өзгеруі оның шаршауға төзімділігін төмендетеді. Сондықтан бір қимадан екіншісіне өту бірқалыпты, ойықтар 5 түрінде орындалады.

Білік тігінен орналасқан кезде біліктің осьтік күштері өкшелікті қысады. Үлкен гидроагрегаттарда (Волга ГЭС типті) өкшеліктер 34 МН жететін осьтік жүктемені сынайды.

### 3.5. КОРПУСТЫҚ БӨЛШЕКТЕР

Корпустық бөлшектердің қолданылуы әртүрлі. Олар машина механизмдерін орналастыру үшін қажет, негізгі түйіндерді өзара орналастыру үшін олардың тірегі және базасы болып табылады және, соңында, машинаның немесе оның жекелеген түйіндерінің контурын түзеді.

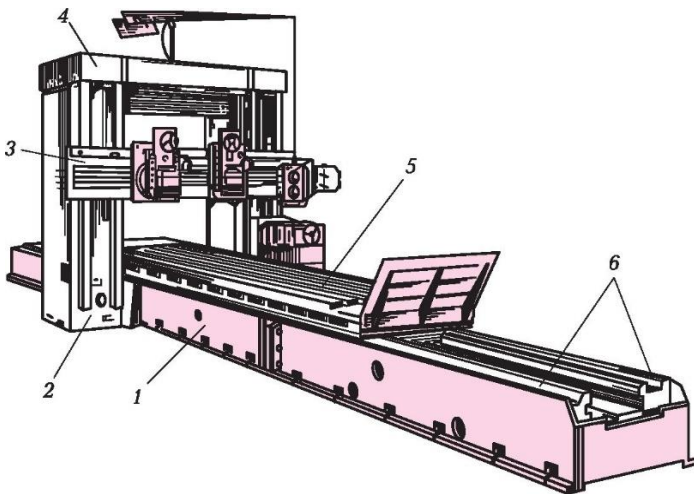
Корпустық бөлшектер айтарлықтай дәрежеде жүктемемен, дірілге төзімділігі, ұзаққа төзімділігімен жұмыс істеу дәлдігінің критерийлері бойынша машиналардың жұмысқа қабілеттілігі мен дәлдігін айқындайды.

Стационар машиналарда корпустық бөлшектер күллі машина массасының 70...85 % құрайды. Сондықтан да корпустық бөлшектер массасын төмендету мәселесі әсіресе ауыр білдектер үшін өзекті болып табылады.

3.5-суретте ауыр екі тіректі көлденең-жонғыш білдек көрсетілген. Тұғыр 1, бағана 2, арқалық 3, бөрене салма 4 және үстел 5 — осының бәрі корпустық бөлшектер. Корпустық бөлшектерге сондай-ақ автомобильдің жылдамдықтар қорабы, тақталар, рамалар, табаны, берілістер қорабының корпусы, іргетас тақталары жатады.

Стационарлық машинаның негізгі бөлшегі **тұғыр** болып табылады. Тұғырға барлық түйіндер бекітіледі, бұл ретте олардың өзара орналасу дәлдігі қамтамасыз етілуі тиіс. Металл кесетін білдекте (3.5-суретті қараңыз) тұғырда бағыттаушылар 6 бар, олар бойынша кескіш құралды немесе әзірлемені көтеріп тұратын түйіндер қозғалады. Тұғыр оның көптеген пайдалану қасиеттерін айқындайтын білдектің аса жауапты бөлшектерінің бірі болып табылады. Тұғыр конструкциясына келесі талаптар қойылады: оның қаттылығы жоғары және дірілге төзімді, дәлдігін ұзақ уақыт сақталуы, технологиялық конструкциясы және массасы аз болуы тиіс, жекелеген түйіндердің өзара ыңғайлы орналасуы, майлау және салқындатқыш сұйықтық үшін резервуарлары, сондай-ақ электр жабдығын салатын қуыстары болуы тиіс.

Корпустық бөлшектер үшін беріктік, қаттылық және ұзаққа төзімділік **жұмысқа қабілеттілік және сенімділік критерийлері** болып табылады.



3.5-сурет

Беріктік үлкен жүктемелерге, ең бастысы соққы және ауыспалы жүктемелерге ұшырайтын корпустық бөлшектер үшін жұмысқа қабілеттіліктің негізгі критерийі болып табылады.

Қаттылық көптеген корпустық бөлшектердің негізгі жұмысқа қабілеттілік критерийі қызметін атқарады. Корпустық бөлшектердегі жоғары иілімді ығысулар механизмдердің дұрыс жұмыс істемеуіне, машинаның жұмыс істеу дәлдігінің төмендеуіне әкеп соғады, тербелістер туындауына ықпал етеді.

Тозу бойынша ұзаққа төзімділігі корпуспен біртұтас етіп (төсемдер мен төлкелерсіз) орындалған жазық немесе цилиндрлі сырғанау беттері бар корпустық бөлшектер үшін үлкен мәнге ие.

### **Корпустық бөлшектердің материалдары**

Корпустық бөлшектер аса қатыты болуы тиіс, сондықтан оларды жоғары иілімділік модулі бар материалдардан (оны корпустық бөлшектер үшін жүзеге асыру қиын болғандықтан ыстықпен өңделмеген шойын мен болаттан) дайындайды.

Көлік машиналарында корпустық бөлшектер, мысалы, қозғалтқыш қартерлері, сондай-ақ стационарлық машиналардың қозғалмалы бөлшектері, мысалы үлкен инерциялық массалармен жүктелетін мікбастарды, көбінесе жоғары үлестік төзімділікке ие жеңіл қорытпалардан жасайды. Көптеген корпустық бөлшектерді шойыннан құяды, бұл күрделі геометриялық пішіндегі бұйым алуға мүмкіндік береді.

Дәнекерлеу конструкциялары масса мен габариттік мөлшерлерді азайтуға мүмкіндік береді, ал бірлі-жарым және шамалы топтамамен шығарылатын өндірісте дәнекерленген корпустық бөлшектер оның үстіне құймалы бөлшектерге қарағанда арзан.

Ауыр машина жасауда дәнекерлеп құйылған конструкцияларды қолданады, себебі олар ірі құймаларды (мысалы, бақылаушы ұзындығы жиырма метрге жететін көлдеген-жонғыш білдектер тұғырын) дайындауды айтарлықтай жеңілдетеді.

Ірі корпустық бөлшектер дайындау үшін соңғы уақытта бетон және темірбетон конструкцияларын қолдана бастады. Бетон дірілді жақсы басады, бұл жалпы машинаның қаттылығын арттырады. Сонымен қатар, шойынмен салыстырғанда бетон температура ауытқуларына шамалы сезімтал. Шойынның иілімдік модуліне қарағанда бетонның иілімдік модулі аз болғанымен, оның қабырғаларының қалыңдығын арттыру арқылы бөлшектің дәл сондай қаттылығына қол жетізуге болады. бұл ретте корпустық бөлшектің массасы берілген шектерде қалады, себебі бетон сұр шойыннан үш есе жеңіл.

Алайда бетонның кемшілігі де бар: қатайғаннан кейін ол ылғалды сіңіреді, бұл көлемінің өзгеруіне әкеп соғады. Сонымен қатар, бетонға майдың тиюі оны зақымдайды, сондықтан бетонды ылғал мен майдың тиюінен қорғау қажет.

Ауыр білдектердің тұғырларын дайындау үшін темірбетонды пайдаланады, ол шойынды қолданған кездегідей осындай қаттылықты қамтамасыз ету кезінде металды 40...60 % үнемдеуге мүмкіндік береді.

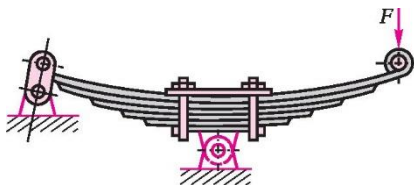
Перспективалы материал жоғары иілімдік модулі бар ( $E = 40 \text{ кН/мм}^2$ ) және бетонға тән кемшіліктерден еркін полимерлік бетон болып табылады.

Үлкен жүктемелер салынбайтын және олардың мөлшерінің тұрақты болуы талап етілмейтін массасы аз корпустық бөлшектерді пластмассадан дайындайды. Мұндай бөлшектерге аспаптардың, тасымалды машиналар мен құралдардың корпустары, қақпақтары, қаптамалар және т.б. жатады.

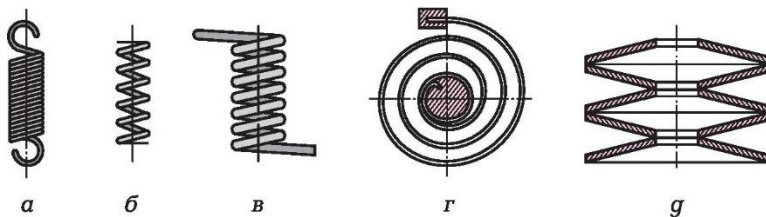
### 3.6. СЕРІПЕЛЕР МЕН РЕССОРЛАР

Серіпелер мен рессорлар — бұл иілімді элементтер. Олардың қолданылу аясы өте кең:

- берілген тұрақты күштерді — бастапқы сығылу немесе тартуды — үйкеліс берілістерінде, фрикциялық жалғастырғыштарда, тежегіштерде, сақтандырғыш құрылғыларды, тербеліс мойынтіректерінде құру;
- саңылаулардың ығысулар дәлдігіне сәер етуін болдырмау үшін механизмдерді күштік тұйықтау;
- серіппені, мысалы сағат механизмдерінде алдын ала ширату негізінде қозғалтқыш функцияларын атқару;
- көлік машиналарында — автомобильдерде, теміржол вагондарында, аспаптарда, машиналардан дірілден оқшаулау тіректеріндегі дірілді оқшаулау;



3.6-сурет



3.7-сурет

- соққы энергиясын, мысалы артиллериялық қаруларда қолданылатын буферлік серіппелердің көмегімен басу. Иілімді элементтердің аркасында үлкен ығысуларда соққы энергиясы басылады және соққы күні азаяды. Алдыңғы үш жағдайға қарағанда, буферлік және дірілді оқшаулау серіппелері машинаның жұмысы үшін зиянды энергияны шоғырландырады;
- серіппе орамдарының иілімді ығысуы арқылы өлшек аспаптарындағы күшті өлшеу.

**Рессорларды** (3.6-сурет) табақша материалдан дайындайды; иілімдігін арттыру үшін оларды әртүрлі ұзындықтағы табақшалардан жинайды бұл оларды бірдей кередергісі бар денелерге көлденең бүгілуге жақындатады. Табақшалар арасындағы үйкеліс тербелістерді демпфирлеуді қамтамасыз етеді. Табақша рессорларды негізінен дірілді оқшаулау (автомобильдердің, теміржол вагондарының иілімді аспалары) және соққыны қабылдау (ұста-баспақ жабдығында) қолданады. Табақшалар арасында тығыз түйісуді және ұзын табақшаларды (олардың сынуы қысқаларға қарағанда аса қауіпті) біршама жүктеуді қамтамасыз ету үшін қысқа табақшаларды үлкен қысықтықпен орындайды. Рессорларды кремний, кремненикельді және хроммарганецті болаттардан дайындайды.

Бүгілуге оңайлатылған есептеу кезінде рессорларды жоспарда үшбұрышты пішіні бар, жолақтарға кесілген және пакетке жинастырылған консоль арқалы ретінде қарастырады. Рұқсат берілетін кернеуді 40...60 МН/см<sup>2</sup> шегінде таңдайды.

**Серіппелер** — аса әмбебап иілімді элементтер; олар бұған дейін атап өтілген барлық алты жағдайда қолданылады. Серіппелер тартуға (3.7-сурет, а), сығуға (3.7-сурет, б), ширатуға (3.7-сурет, в) жұмыс істей алады және көлденең бүгілуді қабылдамайды, бұл жағдайда оларды рессорлармен алмастырады.

Пішіні жағынан серіппелер алуан түрлі: цилиндрлі (3.7-суретті қараңыз, а—в), жазық спиральді (3.7-сурет, г), табақшалы (3.7-сурет, д), фигуралы және т.б.

Серіппелерді дайындау материалдарының жоғары және тұрақты иілімді қасиеттері болуы тиіс. Сондықтан негізгі материалдар жоғары

көміртекті болат 65, 70, марганецті болат 65Г, кремнийлі болат 60С2А, хромванадийлі болат 50ХФА және т.б. болып табылады.

### 3.7. БӨЛШЕКТЕРДІҢ АЖЫРАТЫЛМАЙТЫН ҚОСЫЛЫСЫ

Ажыратылмайтын қосылыстарға түйінді бөлшектеу бекітуді немесе бөлшектердің өзін бұзу кезінде ғана мүмкін болады: бұл дәнекерленген, жапсарланған және желімделген қосылыстар; пластмасса бөлшектерін арматуралау арқылы алынған қозғалмайтын қосылыстар. Бұған тартылысы бар қондырмалар бойынша қозғалмайтын қосылыстарды жатқызуға болады.

#### Дәнекерленген қосылыстар

Дәнекерленген конструкциялар құрылыс ғимараттарында, білдек жасауда (ірі болат тұғырлары) және машина жасаудың басқа да салаларында қолданылады. Жыл өткен сайын дәнекерлеу жаңа қолданыс салаларын кеңейтуде: мұхиттағы пайдалы қазбалар кен орындарын игеру, қуатты атом электр станцияларын және т.б. *Дәнекерлеу* — бұл жылу және механикалық энергияны және жапсардағы заттарды термодинамикалық кері қайтымсыз айналдыру есебінен материалдардың монолиттік қосылысын алу процесі. Дәнекерлеудің келтірілген термодинамикалық анықтамасынан бөлек басқа да анықтамасы болуы ықтимал. Мысалы, технологиялық аспектіде МЕМСТ 2601 — 84\* «Металдарды дәнекерлеу. Негізгі ұғымдардың терминдері мен анықтамалары» стандартына сәйкес дәнекерлеу — бұл дәнекерленетін бөліктерді жергілікті қыздыру немесе пластикалық деформациялануы немесе қайсыбірінің ібрлесіп әсер етуімен олардың арасында атомаралық байланыс орнату арқылы тұтас қосылыстар алу процесі.

МЕМСТ 19521—74 «Металдарды дәнекерлеу. Жіктелуі» стандартына сәйкес дәнекерлеу процестерін жіктеген кезде үш негізгі физикалық белгісін бөліп қарастырады: енгізілетін энергия түрін, қысымның болуын және құралдың — энергия тасығыштың түрін. Бұйымға енгізілетін энергия түріне қарай дәнекерлеу мен пісіруді қоса алғанда, барлық негізгі дәнекерлеу процестері термиялық, термомеханикалық (немесе, дәлірек айтқанда, термобаспақты) және механикалық (дәлірек айтқанда — баспақты-механикалық) деп бөлінеді.

*Термиялық* дәнекерлеу түрлеріне қолмен имектеп дәнекерлеу (балқитын және балқымайтын электродпен), флюспен автоматты имектеп дәнекерлеу, электрқожбен, қорғаныш газдарында имектеп дәнекерлеу, плазмалық, электронды-сәулелік, лазерлік, газбен және қуыс катодпен вакуумда дәнекерлеуді жатқызады. Аса кең таралған түрлері болып табылатын *термомеханикалық* дәнекерлеу әдістеріне түйіспелі (нүктелі, жіктік және жапсарлы), конденсаторлық, диффузиялық және



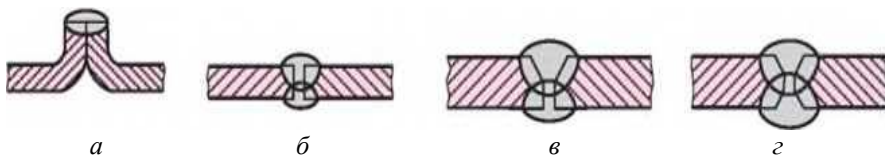
индукциялық-баспақты (жоғары жиілікті) пісіруді жатқызады. *Механикалық* дәнекерлеу әдістері — бұл едәуір көлемді пластикалық деформациямен салқын дәнекерлеу, жарылыспен пісіру, ультрадыбыстық пісіру, үйкеліспен пісіру және магнитті импульстік пісіру жатады.

Дәнекерлеу қосылыстары аса жетілген ажыратылмайтын қосылыстар болып табылады. Дәнекерлеумен ірі мөлшерлі бөлшектер дайындауға болады. Статикалық және соққы жүктемелері кезінде дәнекерлеу қосылыстарының беріктігі тұтастай металдың беріктігіне сәйкес келуі тиіс. Қазіргі кезде барлық конструкциялық металдарды, сондай-ақ түсті қорытпалар мен пластмассаларды дәнекерлеу меңгерілген.

Дәнекерлеу сапасы дәнекерленетін беттерді дайындау тазалығы пен пішініне, дәнекерлеушінің біліктілігіне және жұмыстарды жүргізу жағдайларына байланысты болады. Дәнекерлеу жіктерінің беріктігі балқытылған металл мен дәнекерленетін бөлшектер металының өзара енуіне байланысты: пісірілетін бөлшек металының шала дәнекерленуі немесе күйіп кетуі мүмкін. Екі ақаулық та жіктің беріктігін төмендетуге әкеп соғады.

Дәнекерлеу қосылыстарын қолдану механикалық қосылыстармен салыстырғанда олардың артықшылықтарымен кеңейтіледі: конструкцияның азайтылған массасы; дәнекерлеу процесін автоматтандыру ыңғайлылығы және қалың профильдерді біріктіру мүмкіндігі. Дәнекерленген болат конструкциялары кейде 50 % құйылған шойыннан жеңіл, ал құйылған болаттан — 30 % дейін жеңіл. Сонымен қатар, прокаттан жасалған дәнекерлеу конструкцияларының құны болат құйманың немесе шындалған темір құнынан екі есе төмен.

Дәнекерлеу кемшіліктері дәнекерлеу жігін бақылаудың қиындығы; дәнекерлеушінің біліктілігіне байланысты болатын жік сапасының тұрақсыздығы — бұл кемшілік автоматты дәнекерлеуді қолдану арқылы жойылады; дәнекерлеу жігі кернеуді қатты шоғырландырғыш болып табылады. Дәнекерлеу қосылыстарының кемшіліктеріне әр текті металдарды дәнекерлеу қиындығын, кейде мүмкінсіздігін, көп мөлшерде жылу бөлінуін және соның салдарынан дәнекерлеу конструкциясының шалыстануын туғызатын едәуір ішкі кернеулер туындауын, дірілді және динамикалық жүктемелер кезінде қосылыстың жеткіліксіз беріктігін жатқызуға болады.



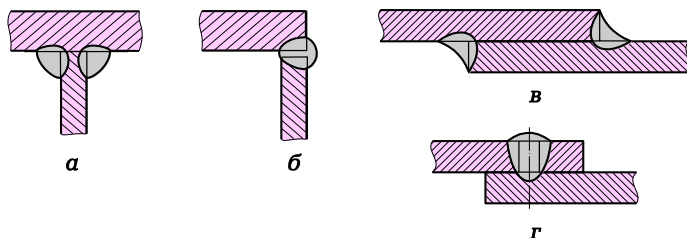
3.8-сурет

Дәнекерлеу қосылыстарын жобалау кезінде жік пен біріктірілетін элементтердің бірдей беріктігі шартын орындау қажет.

Біріктірілетін элементтердің өзара орналасуына қарай дәнекерлеу қосылыстарын мыналарға бөлуге болады:

- түйістіре пісірілген қосылыстар (3.8-сурет); мұндай қосылыстардың жіктерін де жіктік қосылыс деп атайды;
- таврлық қосылыстар — біріктірілетін элементтер бірі екіншісіне перпендикуляр, бұл ретте бір элемент бүйіржағымен екіншісінің бүйір бетіне дәнекерленеді (3.9-сурет, *a*). Сөре мен қабырға арасындағы бұрыш тік болуы, ал кейде  $90^\circ$  ерекшеленуі мүмкін. Бөлшектер қалыңдығын үйлестіру әртүрлі болуы мүмкін. Мұндай қосылыстардың жіктерін бұрыштық деп атайды;
- бұрыштық қосылыстар — біріктірілетін элементтер бір-біріне бұрыштап орналасқан, жиектері бойынша дәнекерленеді (3.9-сурет, *б*);
- айқастырылған қосылыстар — біріктірілетін элементтердің беті бір-бірін ішінара қымтайды. Айқастырылған қосылыстарды бұрыштық (3.9-сурет, *в*) және сынамалық (3.9-сурет, *з*) жіктермен орындайды.

*Түйіскен жік* біріктірілетін элементтердің қалыңдығына  $\delta$  байланысты болатын бірнеше түрлі болып келеді (3.1-сурет). Қалыңдығы шамалы



3.9-сурет

3.1-кесте. Элементтердің қалыңдығы  $\delta$ , мм, имектеп дәнекерлеу қыспағын біріктірген кезде

	3.8-сурет бойынша жік пішіні			
	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
	0,5... 1	3...6	6... 1.5	12... 2.5
	1,5... 3,0	2... 20	14...24	20...60

элементтер үшін көмкерумен бір жақты дәнекерлеу (3.8-суретті қараңыз, *a*); қалыңдығы орташа элементтер үшін — бір жақты (1 ...3 мм қалыңдығы үшін) және екі жақты дәнекерлеу: жиектерін қисайтпай (3.8-сурет, *б*) және жиектерін қиғаштап (3.8-суретті қараңыз, *в*); қалыңдығы үлкен элементтер үшін — екі шетінің екі қиғаштығымен (3.8-суретті қараңыз, *г*).

Бағытталатын металл биіктігі  $h$  кезінде түйіскен жіктер қалыпты ( $h = \delta$ ), күшейтілген ( $h = 1,2\delta$ ) немесе жеңілдетілген ( $h < \delta$ ) түрде орындалуы мүмкін.

Түйіскен жіктерді біріктірілетін элементтердің қалыпты қимасы бойынша (жіктерді қалдыңдатуды есепке алмай) есептейді. Созу (қысу) кернеуі мынадай формула бойынша анықталады:

$$\sigma_{p(сж)} = \frac{F}{l\sigma} \leq \left| \sigma' \right|_{p(сж)}$$

мұнда  $l$  — шалапісірілім үшін 10 мм алып тастағанда жіктің ұзындығына тең жіктің есептелген ұзындығы, мм. Дәнекерлеу жіктеріндегі рұқсат берілетін кернеулер  $[\sigma']$  3.2-кесте бойынша таңдап алынады. Рұқсат берілетін созатын (немесе қысатын) күш

$$[F] = [\sigma']_{p(сж)} l \delta.$$

### 3.1-мысал

Ст3 болаттан жасалған екі жолақ ( $[y]_p = 160 \text{ Н/мм}^2$ ) қыспақтап дәнекерленген және созатын күшпен  $F$  (3.10-сурет) жүктелген. Егер Э42 электродтарымен қолмен дәнекерлеу жүзеге асырылса рұқсат берілетін күшті анықтау.

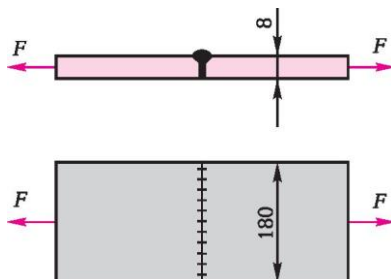
Шешуі

- 3.2-кестеден  $[\sigma']_p = 0,8[\sigma]_p = 0,8 \cdot 160 = 128 \text{ Н/мм}^2$  таңдаймыз.
- Жіктің есептелген ұзындығын  $l = 180 - 10 = 170 \text{ мм}$  анықтаймыз.
- Рұқсат берілетін созатын күш  $[F] = 128 \cdot 170 \cdot 8 = 174,08 \text{ кН}$ .

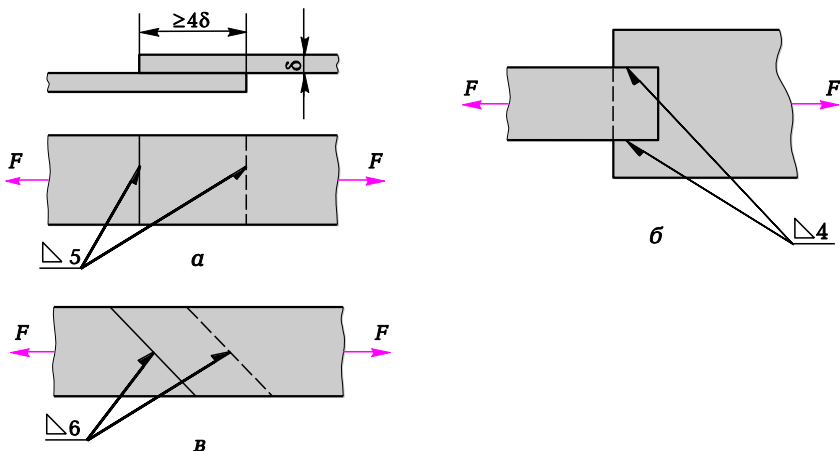
Егер біріктірілетін элементтер жазықтығында бүгілетін сәт және созатын (қысатын) күш әсер етсе, онда кернеу былайша анықталады:

мұнда  $W_c$  — жіктің есептелген қимасының кедергі сәті.

**Айқасқан қосылыстарды** күш бағытына қатысты бұрыштық жіктердің орналасуына қарай перпендикуляр орналасқан маңдайша (3.11-сурет, *a*); параллель орналасқан қапталдық (3.11-сурет, *б*); бұрыштап орналасқан қиғаш (3.11-сурет, *в*) және құрама деп бөледі. Бұрыштық жіктер ұзындығын жіктердің соңындағы шарасыз ақаулар үшін кем дегенде 30 мм таңдап алады. Маңдайша жіктерді екі жағынан салады, арқалық шамасы



3.10-сурет



### 3.11-сурет

4δ кем болмауы тиіс. Маңдайша және қиғаш жіктердің ең жоғары ұзындығын шектемейді. Қапталдық жіктер ұзындығын (50...60)k асырмауды ұсынады, мұнда  $k$  — жіктің көлденең қимасы үшбұрышының катеті.  $k$  мөлшері, әдетте, табақша қалыңдығына  $\delta$  тең. Барлық бұрыштық жіктерді есептеу бірыңғай формулалар бойынша жүргізіледі

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7kI} \leq [\tau']_{\text{ср}}; [F] \leq 0,7kI[\tau']_{\text{ср}}.$$

#### 3.2-мысал

Ферманың қиғаш тіреуінің катеті  $k = 5$  мм маңдайша және қапталдық жіктермен қалқаға дәнекерленген мөлшері 75x75x6 мм бірдей екі сөрелі бұрыштардан тұрады. Бұрыштық материалы — Ст3;  $[\sigma]_p = 160 \text{ Н/мм}^2$ ; Э42А электродтарымен қолмен дәнекерлеу.

Қиғаш тіректің және оның қалқамен қосылысының (3.12-сурет) бірдей беріктігі шартынан маңдайша жіктерінің ұзындығын  $l_{\phi 1}$  және  $l_{\phi 2}$  анықтау.

Шешуі.

1. Созатын күштің рұқсат берілген шамасын анықтаймыз  $[F] = [y]_p S_{\text{мин}} = 2S_{\text{гр}}[y]_p = 2 \cdot 8,78 \cdot 10^2 \cdot 160 = 281 \cdot 10^3 \text{ Н}$ .

Бұрыштардың көлденең қимасының ауданы анықтамалықтардан алынады, бұл жағдайда ( $I$  қосымшаны қараңыз) ол  $8,78 \text{ см}^2$  тең.

2. Маңдайша жік үшін рұқсат берілетін күшті  $[F_{\text{л}}]$  анықтаймыз. Ең алдымен  $[\tau']_{\text{ср}} = 0,65[\sigma]_p = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ Н/мм}^2$  анықтаймыз (3.2-кестені қараңыз).

Одан кейін  $[F_{\text{л}}] = 2 \cdot 0,7kl_{\text{л}}[\tau']_{\text{ср}} = 2 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 75 \cdot 104 = 54,6 \cdot 10^3 \text{ Н}$  есептейміз.

3. Қапталдық жіктермен қабылдануы тиіс  $F_{\phi}$  анықтаймыз

$$F_{\phi} = [F] - [F_{\text{л}}] = 281 \cdot 10^3 - 54,6 \cdot 10^3 = 226,4 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

4. Қапталдық жіктердің жиынтық ұзындығын есептейміз:

$$l_{\phi} = 2(l_{\phi 1} + l_{\phi 2}) = \frac{F_{\phi}}{0,7k[\tau]_{\text{сп}}} = \frac{226,4 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 5 \cdot 10^4} = 622,5 \text{ мм.}$$

Жиынтық ұзындық  $l_{\phi} = 630$  мм қабылдаймыз, демек, бір бұрыш үшін  $l_{\phi 1} + l_{\phi 2} = 630/2 = 315$  мм.

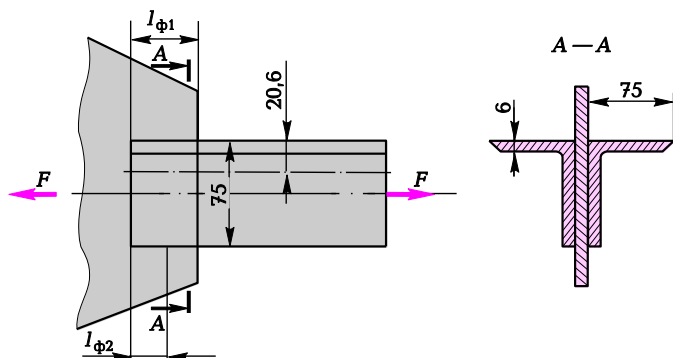
5.  $l_{\phi 1}$  және  $l_{\phi 2}$  мөлшерлерін анықтаймыз. Бұрыштардың ауырлық ортасы 20,6 мм қашықтықта екенін байқаймыз. Сондықтан  $l_{\phi 1}$  қапталдық жігі  $l_{\phi 2}$  қарағанда көп болуы тиіс. Осыдан

$$I_{\phi 1} = \frac{I_{\phi 1} + I_{\phi 2}}{75} (75 - 20,6) = \frac{315}{75} (75 - 20,6) = 228 \text{ мм.}$$

Осылайша,  $l_{\phi 2} = 315 - 228 = 87$  мм.

МЕМСТ 2.312 — 72\* «Дәнекерленген қосылыс жіктерінің шартты бейнеленуі және белгіленуі» стандартына сәйкес дәнекерлеу тәсіліне қарамастан көрінетін жікті тұтас сызықпен, ал көрінбейтінін — үзік сызықпен бейнелейді; жік суретінен бір жақты нұсқармен аяқталатын шығарма-сызық жүргізеді (3.11-суретті қараңыз). Нүктелі түйіспелі пісіру кезінде көрінетін дара пісіру нүктесін «+» белгісімен бейнелейді, көрінбейтін дара нүктелерді сызбада бейнелемейді. Жік катетінің мөлшері  $\sphericalangle$  белгісімен көрсетіледі, ал оң жағында тұрған цифр катеттің миллиметрмен көрсетілген биіктігін білдіреді (3.11-суретті қараңыз).

**Дәнекерленген қосылыстар** пісірілген қосылыстардың түрлері болып табылады. **Пісіру** деп біріктірілетін материалдарды оларды балқыту температурасынан төмен қыздыру, дәнекермен жібіту, дәнекерді саңылауға жағу және кейіннен оны криталдандыру нәтижесінде атомаралық байланыстармен қосылыс түзілуін атайды.



3.12-сурет

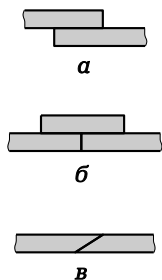
Дәнекерлеумен әртекті металдардан, сондай-ақ металл мен шыныдан, керамикадан, графит пен басқа да бейметалл материалдардан дайындалған бөлшектерді біріктіруге болады. Материалдың дәнекерленген қосылыс түзу қасиеті дәнекерлеудің берілген режимінде дәнекерлену деп аталады.

Дәнекер ретінде дәнекерленетін материалдарды балқыту температурасынан төмен температурасы бар металл немесе қорытпа (қалайы, мыс, күміс негізіндегі) пайдаланылады.

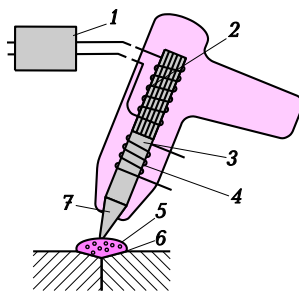
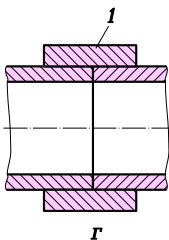
Дәнекерлерді балқу температурасына қарай жұмсақ (балқу температурасы 400 °С төмен қалайы-қорғасынды) және қатты (балқу температурасы 400...1200 °С мыс, мыс-мырышты) деп бөледі. Жұмсақ дәнекерлердің беріктік шегі  $\sigma_{в-р}$  100 МПа дейін, қатты — 500 МПа және одан жоғары. Дәнекер түрін машинаның, бөлшектер материалының жұмыс жағдайларын есепке ала отырып таңдайды және түйінді құрастыруға арналған техникалық шарттарда айтылады.

Дәнекерленетін материалдың бетіндегі оксидтерді және дәнекерді алып тастау және олардың түзілуін болдырмау үшін дәнекерлеу процесінде **дәнекерлеу флюсі** деп аталатын қосалқы материал қолданылады. Қатты дәнекер үшін флюстер ретінде бура, балқығыш шпат және олардың сілтілі металдар тұздарымен қоспасын, жұмсақ дәнекер үшін — канифоль, мырыш хлоридін және фосфор қышқылын қолданады. Дәл қосылыстарды дәнекерлеуді қорғаныш газдар ортасында немесе вакуумда флюссіз жүргізеді.

Қосылыстың беріктігін арттыру үшін ұштастырылатын беттердің үлкен жанасу бетін қамтамасыз ету қажет, сондықтан қаптаманы қолданбай (3.13-сурет, а) және қолданумен (3.13-сурет, б) айқасқан қосылысты; қиғаштап түйіспе қосылысты (3.13-сурет, в) пайдаланады, сондай-ақ қосымша бөлшектер *l* (3.13-сурет, г) қосады.



3.13-сурет



3.14-сурет

Дәнекерді біріктірілген жерге фольга төсемдері, сымдары, таспалар, бытыра, флюспен паста түрінде, сондай-ақ балқытылған күйде салады. Автоматтандырылған дәнекерлеу кезінде паста түріндегі дәнекерді шприц-құрылғымен мөлшерлеп енгізеді.

Қыздыру тәсіліне қарай дәнекерлеуді газбен, тұзды ерітінді қосылған ваннаға салумен, электрлі (имектеп, индукциялық, түйіспелі), ультрадыбыстық деп бөледі.




Бірлі-жарым және шамалы сериялы өндірісте жергілікті қыздыруды дәнекерлейтін аспаппен немесе газ жанарғысымен жүргізеді. Сериялы және жаппай өндірісте ваннада, газды пештерде қыздыруды, электрмен қыздыруды және жоғары жиілікті токтармен (ЖЖТ) индукциялық қыздыруды кеңінен қолданады. ЖЖТ қыздыру кезінде индуктор біріктірілетін бөлшектерге жақын пішінге ие болады, сондықтан бөлшектерді дәнекерлеу орнында қыздырады (бұл оларды тотығу мен шалыстанудан алдын ала сақтайды).

Дәнекерлеу — еңбекті көп қажет ететін процесс, сондықтан дәнекерлеу операцияларында әртүрлі механикаландыру құралдарын қарастырған жөн. Жаппай және сериялық өндірісте газбен, электрлі және басқа да дәнекерлеу түрлері үшін жартылай автоматтар мен автоматтарды қолданады.

Перспективалы бағыт металдар мен бейметалл материалдарды дәнекерлеу кезінде ультрадыбысты қолдану болып табылады. Жабдық (3.14-сурет) ультрадыбыстық жиілікті генератордан 1 және ферромагнитті өзегі 3 бар ультрадыбыстық түрлендіргішпен 2 электрмен дәнекерлегіштен тұрады. Ұштықтың 7 тербеліс жиілігі шамамен 20 кГц (4 поз. — электр орам сымы). Бұл тәсіл алюминийден жасалған бөлшектерді дәнекерлеу үшін ыңғайлы, себебі балқытылған дәнекерде 5 жоғары жиілікті тербелістер металдың оксидті қабығын 6 бұзады, бұл флюсті қолданбай дәнекерлеуге мүмкіндік береді.

Дәнекерлеудің шартты белгісін сызбаларда шығарма-сызыққа түсіреді:



 — бұлай көрінетін жікті белгілейді; көрінбейтін беттерді көрсеткен кезде нұсқар қойылмайды — ; периметр бойынша орындалған жіктерді шығарма-сызықта шеңбермен белгілейді — ; қажет болғанда сызбаға жіктің мөлшері мен беттің кедір-бұдырлығын қойып шығады; дәнекер белгісін сызбаның техникалық талаптарында «ПОС 40 ГОСТ...» типті жазбамен көрсетеді.

Жіктерді әртүрлі маркадағы дәнекерлермен орындаған кезде бір ғана материалмен орындалатын барлық жіктерге бір реттік нөмір береді, оны шығарма-сызыққа жазады, мысалы:

Дәнекерлеумен кескін үлесімі бойынша күрделі түйіндер мен бірнеше бөлшектерден тұратын тұтас конструкцияларды бір өндірістік цикл (қыздыру) ішінде дайындауға болады, бұл оны (пісіруге қарағанда) материалдарды біріктірудің топтық әдісі ретінде қарастыруға мүмкіндік береді. Дәнекерлеу — механикаландыру мен автоматтандыруға оңай икемді өнімділігі жоғары технологиялық процесс.

Дәнекерлеу қалдық кернеулер мен деформацияларды азайтады, ал кейде толығымен жояды. Дәнекерлеудің аса маңызды қасиеттерінің қатарына әр текті металдарды біріктіру және металдарды бейметалдармен біріктіру мүмкіндігін жатқызуға болады. Дәнекерлеудің көмегімен ажыратылмас және ажырайтын қосылыстар алуға болады. Соңғысы радиоэлектронды аппаратура өндірісінде, баспа платасында орнатылған ақаулы аспаптарды күйіне келтіру немесе ауыстыру кезінде бөлшектеу қажеттілігі туындаған кезде аса маңызды.

Дәнекерлеумен біріктірілетін беттердің мөлшерлерін (айқастыру шамаларын) өзгерту мүмкіндігі негізгі металмен бірдей төзімді қосылыстарды қамтамасыз етуге мүмкіндік береді. Бұл ретте түйіспелі дәнекерлеуге қарағанда, кернеуді аз шоғырландырып қосудың аса қолайлы пішіні алынады.

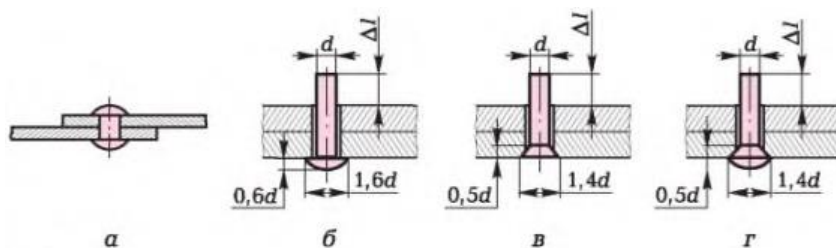
Дәнекерленген конструкциялардың артықшылықтарына біріктірілетін бөлшектер металдарының құрылымы мен қасиеттерін сақтап қалуды жатқызуға болады. Бұған дейін атап өтілген дәнекерлеу қасиеттері оны өндірісте одан әрі кең қолданысқа ие болып отырған ілгерінді технологиялық процесс ретінде қарастыруға мүмкіндік береді.

Пісірумен салыстырғанда дәнекерлеудің кемшіліктері қосылыстың шектеулі механикалық беріктігі, дәнекердің едәуір құны, флюстер мен дәнекерлердің зиянды буланған заттары болып табылады.

## Тойтарма қосылыстар

Тойтармалардың деформациялануы немесе бөлшектердің конструкциялық элементтерінің қалдық деформациясы есебінен алынатын ажыратылмас қосылыстар *тойтарма қосылыстар* деп аталады. Мұндай қосылыстарды тойтармаларды біріктірілетін элементтердің қосарлы саңылауларына орнатумен және тойтарма өзегін қондырумен түзеді (3.15-сурет, а).

Тойтармамен әр текті және ауыр дәнекерленетін материалдардан жасалған бөлшектердің; қыздыруға болмайтын қызумен өңделген және түпкілікті өңделген дәл бөлшектердің; діріл мен соққы жүктемелеріне ұшырағыш бөлшектердің қосылыстарын алады. Тойтарма қосылыстарды жоғары және төмен температурада жұмыс істейтін конструкцияларда, сондай-ақ үлкен жүктемелерді көтеруге шыдамды мықты қосылыстар



3.15-сурет

алу үшін қолданады (мысалы ұшақ жасауда).

Тойтарма қосылыстардың кемшіліктеріне оларды дайындауда көп еңбекті аса жоғары қажет ететіндігін, бөлшектердің тойтарма астындағы саңылаулармен босап кетуін, кернеудің шоғырлануын және бетінің тегістігін бұзуды жатқызуға болады. Тойтару процесі үлкен шуыл туғызады, ал қолмен құрастыру кезінде тойтарма балғаның дірілі жұмысшының қолына әсер етеді және бірнеше жыл жұмыс істегеннен кейін кәсіби ауруларға әкеп соғады.

Тойтарма бастиегі бар цилиндрлі металл өзек болып табылады. Бастиек типіне қарай жартылай шеңберлі (3.15-сурет, б), жасырын (3.15-сурет, в) және жартылай жасырын (3.15-сурет, г) бастиектері бар тойтармаларға бөлінеді. Жартылай шеңберлі бастиегі бар тойтармаларды күштік және тығыз күштік жіктерде қолданады; жасырын бастиегі бар тойтармаларды бастиектері шығып тұрмауы тиіс кезде пайдаланады; жартылай жасырын бастиегі бар тойтармаларды жұқа (4 мм дейін) болат табақшаларды біріктіру үшін қолданады. Жұқа табақшалар мен бейметалл бөлшектерді біріктіру үшін қуыс тойтармаларды қолданады.

Тойтарма элементтерінің мөлшерлері МЕМСТ 10299 — 80\*, МЕМСТ 10300 — 80\*, МЕМСТ 10301 — 80 және т.б. келтіріледі.

Әдетте тойтармаларды Ст2 және Ст3 маркалы көміртекті болаттан дайындайды. Кесуге және жапыруға рұқсат берілетін кернеулер 3.3-кестеде берілген. Тойтарманың ұзындығын мына формула бойынша есептейді

$$I = I_1 + \Delta l = I_1 + (1,5...1,7)d,$$

мұнда  $I_1$  — тойтарылатын бөлшектердің жиынтық қалыңдығы;  $\Delta l$  — тұйықталатын бастиек түзілуіне артық ұзындық;  $d$  — тойтарма диаметрі.

Тойтармалар үшін тесіктерді белгі бойынша теседі немесе бұрғылайды. Екі бірдей тойтарылатын бөлшекті бір мезгілде бұрғылап тесуге болады,

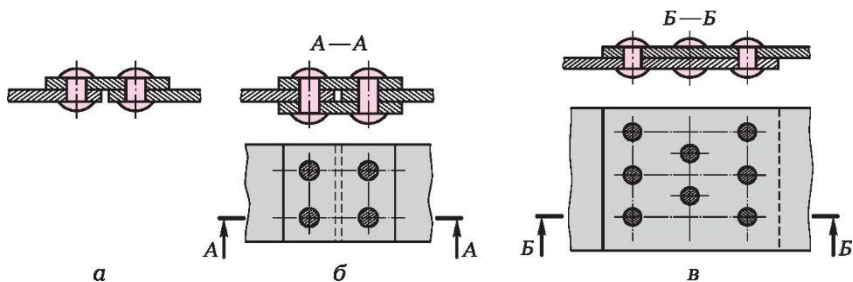
3.3-кесте. Статикалық жүктеме кезінде болат конструкциялардың тойтарма қосылыстары үшін рұқсат берілетін кернеулер, Н/мм<sup>2</sup>


Ескерту. Тесіктерді дайындау тәсілдері: I — тесіктер бұрғыланған немесе кейіннен бұрғылаумен басып жаншылған (кіші диаметрге); II — тесіктер басып жаншылған.

бұл бұрғылау дәлдігін арттырады. Тесіктерді бұрғылап тесу тесіп өтуге қарағанда аса көп еңбекті қажет ететін және қымбат операция болып табылады. Материалды тойтармамен өңдеудің құрама тәсілі кеңінен қолданысқа ие: алдымен аз диаметрлі тесіктер жасайды, одан кейін оларды қажетті мөлшерге дейін бұрғылайды. Тойтарма енетін тесіктердің ұсынылатын диаметрлері 3.4-кестеде берілген.

Қосылысты құрастыру былайша жүзеге асырылады. Дайын тесіктерге тойтармаларды қояды. Одан кейін төменгі (орныққан) бастиектің астына бастиек кескініне сәйкес тереңдікпен сүйеу қояды. Сүйеу ауыр төске тірелуі тиіс, осыдан кейін тойтару (қолмен немесе механикалық) жүзеге асырылады.

3.4-кесте. Нүктелі және нобайлап құрастыру кезінде тойтарма астындағы тесіктердің ұсынылатын диаметрлері, мм

3.16-сурет

Жұмыс жағдайларына қарай тойтарма жіктердің мынадай сыныптамасы қабылданған:

- берік — қосылыстың (ферманың, арқалықтың, бағанның) есептік беріктігін;
- берік тығыздалған — қосылыстың (бу қазандықтары, қысымды резервуарлар) есептік беріктігін ғана емес, сондай-ақ герметикалығын да қамтамасыз етеді;
- тығыз — қосылыстардың (резервуарлар мен шамалы артық қысымы бар құбырлардың) герметикалығын қамтамасыз етеді.

Тойтарма жіктер бір (3.16-сурет, а) немесе екі (3.16-сурет, б) қаптамамен қаусыра (3.15-сурет, а) орындалуы мүмкін; бұл ретте тойтарма қосылыстардың схемалары тойтармалардың қатарласа орналасуымен (3.16-сурет, б) немесе шахмат тәрізді (3.16-сурет, в) орналасуымен орындалуы мүмкін. Тойтармаларды есептеу мысалдары 2-тарауда (2.3, 2.4-мысалдар) қарастырылды.

### Желімделген қосылыстар

**Желімделген қосылыстар** — бұл желімді қабатта үстіртін ұстату және молекулярлық байланыс арқылы бейметалл затпен ажыратылмайтын қосылыс; қосылыс желімдерді (адгезиттерді) ұштасатын беттерге жағу арқылы пайда болады. Қосылыстың беріктігін адгезиялық (бөлшек үсті мен желімді қабат арасындағы) және когезиялық (желімнің өз ішіндегі) күштермен қамтамасыз етеді. Әртүрлі материалдардан алынған ажыратылмас қосылысты синтетикалық шайырлар негізіндегі желімдермен қамтамасыз етеді. Іс жүзінде БФ, ВК-1, ВК-2, МПФ-1 және т.б. желімдерді пайдаланады.

Желімді қосылыстар жаңа буынның анаэробты (ауа кірмей қататын) және басқа да (эпоксидті, полиуретанды) желім түрлерінің пайда болуы арқасында кең таралған. Желімді қосылыстар сенімділігі мен беріктігімен (әсіресе статикалық жүктеме кезінде жұмыс істейтін қосылыстар), әр текті материалдарды қосу мүмкіндігімен ерекшеленеді. Желімді қосылыстарды

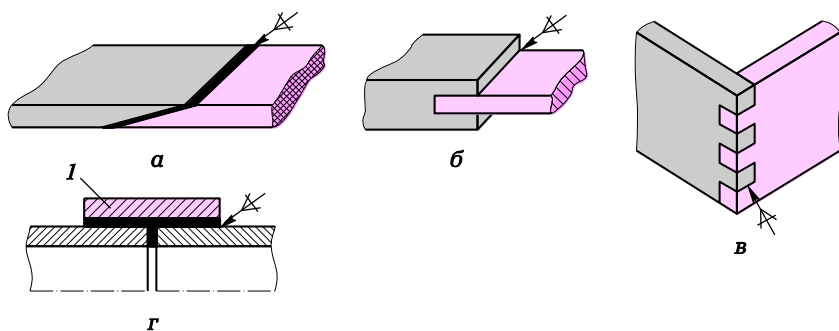
қолдану механикалық өңдеу көлемін, бірқатар жағдайларда бұйымның массасы мен оны дайындаудың өзіндік құнын төмендетеді. Желімді қосылыстардың артықшылықтары әр текті, сондай-ақ жұқа табақшалы материалдардан жасалған бөлшектерді біріктіру мүмкіндігі; шаршауға жоғары төтеп беруі; герметикалығын қамтамасыз ету мүмкіндігі; таттануға қарсы төзімділігі; кернеулердің аз шоғырлануы; шамалы массасы бар. Соңғы жылдары желімдеу тіпті машиналардың жауапты бөлшектері мен құрылыстарында, мысалы ұшақтарда, көпірлерде, металл кесетін білдектерде кеңінен қолданылуда (тозуға төзімділігін арттыру үшін бағыттаушыларға фторопласт желімдейді).

Желімделген қосылыстардың кемшіліктеріне үзілуге шамалы беріктігін (сыдырылу, қабатталу), уақыт өте келе кейбір желімдердің «қартаюын», дәнекерленген және тойтарма қосылыстармен салыстырғанда ұзаққа аз төзімділігін, кейбір желімдерде полимерлеудің ұзақ мерзімін және шамалы жылуға төзімділігін жатқызуға болады.

Бұйымдар конструкцияларында желімді қосылыстарды дербес не басқа түрлерімен үйлесімдікте қолданады: желімдеп дәнекерленген, желімдеп басылған, желімдеп ойылған, желімдеп пісірілген, желімдеп бұрандаланған. Желімдерді қосылыстарды дәстүрлі орындау тәсілдермен үйлестіре қолдану конструкцияға дірілді қоса алғанда, өздігінен жүктеу кезінде жұмыс істеуге; қосылыстардың беріктігін 1,5 — 3 есеге арттыруға; дәнекерлеу жіктері немесе нүктелерінің санын қысқартуға; қатты ойықты әдеттегі ойыққа ауыстыруға (қиықты сынақтан өткізу желімдеп ойылған қосылыстардың беріктігі қарапайым желімді қосылыстарға қарағанда екі еседен артық) мүмкіндік береді. Желімді қосылыстарды керілген қосылыстар (және олардан беріктігі жағынан асып түседі), оймакілтекті, кілтекті қосылыстар алмастырады; бұл ретте бөлшектер саны мен ұштасатын беттерге қойылатын талаптар біршама азаяды, бұл механикалық өңдеу көлемін қысқартады.

Желімді тісті доңғалақтардың білікпен түйінdestіру беріктігін арттыру үшін; мойынтіректердің сыртқы шығыршықтарын корпусқа орнату кезінде, соның ішінде жонып өңдеу мөлшерін жоғалтқан соң; оймалы қосылыстарды нығыздау және тоқтату үшін ойдағыдай қолданады.

Желідеумен алынған ажыратылмас қосылыстардың жіктерін сызбада шығарма-сызыққа қойылған  $\triangleleft$  белгісімен көрсетеді:



3.17-сурет

✂; желімделген қосылыс тұтас сызықпен бейнелейді, ол негізгісінен екі есе қалың болуы тиіс (3.17-сурет, а, с). Сызбаның техникалық талаптарында ажыратылмас қосылыс қандай желіммен жүзеге асырылғанын көрсету қажет, мысалы «БФ-2 желімі МЕМСТ ...».

Желімделген қосылыстардың беріктігі бөлшектердің материалына, ұштасатын беттердің кедір-бұдырлығына, желім маркасына, желім қабатының қалыңдығы мен ауданына, оны ұштасатын беттер қимасы бойынша таратылу біркелкілігіне, оларды желімдеу алдында тазарту тәсіліне байланысты болады. Желім қабатының оңтайлы қалыңдығы 0,05.0,15 мм болуы тиіс. Аса қалың болған кезде желім қабатында катаю процесінде сызаттар пайда болуы мүмкін. Ұштасатын беттердің ұтымды кедір-бұдырлық параметрлері  $Ra$  2,5.3,2 мкм және одан жоғары. Желімделетін беттердің қажетті ауданын қарастырылып отырған бөлшектерді жүктеу түрі үшін рұқсат берілген кернеулер негізінде анықтайды (ығысу, біркелкі үзілуі, бүгілу және т.б.) және қажет болғанда, қысқ жапсарлар түзіп (3.17-суретті қараңыз, а), құлыпқа (3.17-сурет, б), түптеу (3.17-сурет, в), қосымша бөлшектерді пайдаланып 1 (3.17-суретті қараңыз, с) ұлғайтады. Желім маркасын біріктіретін бөлшектердің материалына және қосылысты пайдалану жағдайына: жүктеу, температура, ортаның агрессиялылығына қарай таңдайды. Желімдер желімделетін бөлшектер беттерімен сенімді молекулярлық ілінісуін (адгезиясын), ыстыққа төзімділігін, қышқылдардың, сілтілердің, майдың, жанармайдың. Судың әсеріне төзімділігін қамтамасыз етуі тиіс. Желімдер желімдеу қабілетін оларды дайындағаннан кейін кем дегенде 2 сағат бойы сақтауы тиіс.

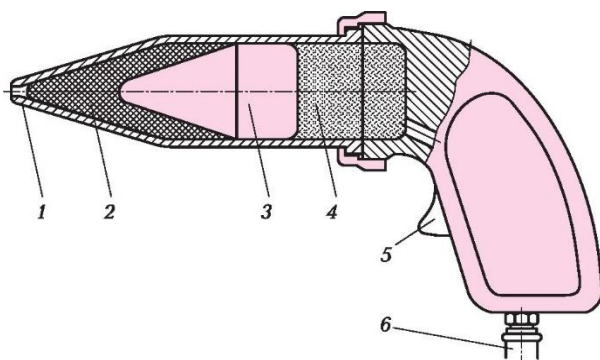
Желімдерді конструкциялық (қатты) және конструкциялық емес (нілгіш) деп бөледі. Конструкциялық желімдер жоғары беріктікті қамтамасыз етеді (жылжуға 50.55 МПа, сыдыруға 2,5, 2,7 МПа дейін). Конструкциялық емес желімдердің беріктігі шамалы (жылжуға 5 МПа, сыдыруға 0,7 МПа дейін), алайда арзанырақ. Сонымен қатар, желімдерді сұйық, паста тәрізді, үлдірлі және ұнтақ тәрізді деп бөледі. Химиялық

құрамы жағынан желімдер эпоксидті, полиуретанды, фенол-формальдегидті, желім-балқытпа, анаэробты және т.б. бөледі. Қатаю тәсілі бойынша салқын және ыстық күйде қатаятын желімдер деп бөлінеді.

Желімделген қосылыстың сапасы бөлшектердің үстің желімдеуге дайындауға да байланысты; беттерінің оңтайлы физикалық-химиялық қасиеттерін қиыстырып келтіру, тазарту және майсыздандырумен қамтамасыз етеді. Үстіңгі беттерін кірден, қақтан, майдан, тоңмайдан тазарту оған желімнің дұрыс жағылуына және желімнің материалмен ілінісуін арттыруға мүмкіндік туғызады. Төмен көміртекті болаттан жасалған бөлшектерді фосфор қышқылының 25%-дық ерітіндісінде немесе 60 °С дейін қыздырылған метилсиликаттың 10%-дық ерітіндісінде; таттануға төзімді болат бөлшектерді — сілті ерітіндісінде, алюминий — күкірт қышқылы ерітіндісінде, мыс және жез — азот қышқылында тазалайды. Одан кейін бөлшектерді таза ыстық суда жақсылап шаяды, кептіреді және жанармаймен немесе ацетонмен зарарсыздандырады.

Желімді арнайы үй-жайларда, еңбек қауіпсіздігін сақтай отырып дайындайды (қажетті компоненттерді араластырады). Дайын желім құрастыру учаскесіне арнайы, жақсылап жабылған, таттануға төзімді болаттан дайындалған ыдыстарда беріледі.

Дайындалған бетке желімді шашақпен, құю арқылы, қалақпен, шығыршықпен, малу арқылы, пульверизатордан бүрку, шприцпен, мөлшерлеуішпен жағады. 3.18-суретте желімді жіктерге жағатын пневматикалық шприцтің схемасы берілген. Желімді 2 шприцтің қондырмасына 1 құяды. Шүріппені 5 шлангіден 6 ауа камерасына 4 келіп түсетін ауа қысымымен басқан кезде мікбас 3 желімді шүмек арқылы желімделетін бетке сығып шығарады.



3.18-сурет



Эпоксидті желімді пайдаланған кезде желім қабатын жаққан соң желімнен еріткіштердің буланып шығуы үшін оны кептіреді (60 мин дейін). Қажетті ұсталымнан кейін желімделетін беттерді бұрандама қысқыштың, ұстағыштың, меншікті қысымы 0,05...2 МПа арнайы аспаптардың көмегімен қысады. Желім қатқан соң бөлшектердің үстіндегі артық желімді металл щеткамен, зімпара қағазбен тазартады немесе еріткішпен шайып кетіреді.

Құрасстыру желілерде қысқа қатаю уақыты бар (5...10 с) балқыма желімдерді қолдану тиімдірек, бұл ретте 100...160 °С температурада алдын ала балқытылған желім 20 °С температурада қатады. Балқыма желімдердің артықшылықтарына олардың төмен құнын, өрт қауіпті және қоршаған ортаны ластаушы еріткіштердің болмауын, өрт қауіпті және қоршаған ортаны тазартуға және механикалық өңдеуге ұшырату мүмкіндігін жатқызады. Балқыма желімдерді әдетте пистолетпен сағады, онда желім термостатта 190...320 °С дейін алдын ала балқытылып беріледі.

Шамалы полимирлеу уақыты бар (қатаю уақыты маркасына қарай 1,5...2-ден 10...15 мин дейін) бар анаэробты желімдерді қолдану құрастыру процесін автоматтандыруға мүмкіндік береді. Желімді арнайы мөлшерлеуіштермен жағады, оларды робот манипуляторына орнату кезінде кескін үйлесімі әртүрлі желім қабатын алуға мүмкіндік береді.

## Тартылысы бар қосылыстар

Машина жасауда қозғалмайтын қосылыс жасауда, мысалы білік-тістегеріш бөлшектері үшін ұштасатын бөлшектердің отырғызу мөлшерінің алуан түрлілігін түзетін **тартылысы бар қондырманы** пайдалануға болады.

Цилиндрлі қосылыстар кеңінен қолданысқа ие болды, оларда бір бөлшек екіншісін цилиндрлі беті бойынша қапсырады. Қондырманы таңдау ең аз тартылыс кезінде қосылыстың беріктігі мен жүктеме берілісі, ал ең жоғары тартылыста — бөлшектердің мықтылығы қамтамасыз етілген жағдайда жүргізіледі. Тартылысы бар қосылыстар (шарлы мойынтіректерді біліктерге, микбас шығыршықтарын микбасқа орнату және т.б.) машина жасауда кеңінен — жалпы қосылыстар санының 10.17 % таралған.

Кепілдендірілген тартылыстар бөлшектерді біріктіру (баспақ астында, қапсыру бөлшегін қыздырумен, қапсыру бөлшегін салқындатумен немесе құрама тәсілмен) тәсіліне байланысты емес.

**Бөлшектерді баспақ астында түйінdestіру** — аса танымал және күрделі емес процесс. Оның кемшілігі жұқа қабырғалы бөлшектердің біркелкі деформацияланбауы және бүйіржақтарының зақымдану мүмкіндігі.

**Қапсыру бөлшегін 200... 400 °С дейін қыздыру арқылы түйінdestіру және оған салқын қапсыру бөлшегін баспақтаңқырау тәсілі** де кеңінен тараған. Бұл тәсілдің кемшіліктері — металл құрылымын

өзгерту мүмкіндігі, таттану мен шалыстанудың пайда болуы.

Бөлшектерді тартылыспен түйістірудің жақсы тәсілі **қансыру бөлшегін салқындату** болып табылады.

Кепілдендірілген тартылыс беретін негізгі ауытқулар P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC (саңылаулар үшін) және p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc (біліктер үшін).

Қосылыстардың қолданылуына қарай ауыр, орташа және жеңіл тартылысты қондырмалар таңдап алынады.

**Ауыр қондырмалар** үлкен жүктемесі бар қосылыстарда, мысалы осьті вагон дөңгелектерінде, білдек құралдарының орнатылма сұққыштарында, прокат білдектерінің ұшындағы алынбайтын жалғастырғыштарда, жүк автомобилінің цилиндрлер блогының бастиегіндегі клапан ершігінде (z, za, zb, zc ауытқуларында қолданылады).

**Орташа қондырмаларды** төлкелерді тегершіктер мен тісті доңғалақтарға баспақтаңқырау, кондукторлық төлкелерді кондуктор корпусымен біріктіру, жылдамдықтар қорабы біліктеріндегі тісті доңғалақтарды бекіту, бұралаң доңғалақтардың қола тәждерін орнату үшін (v, x, y ауытқуларымен) қолдану ұсынылмайды.

Тартылысы бар **жеңіл қондырмаларды** жұқа қабырғалы төлкелерді корпусармен біріктіру, электр қозғалтқыш білігіндегі орнатылма доңғалақтарды бекіту, төлкелерді металл кескіш білдектердің тісті доңғалақтарымен біріктіру үшін (p, r, s, t, u ауытқуларымен) қолданады.

Қондырмаларды бөлшекпен белгілейді, оның алымында саңылауға кіру өрісінің белгісін, ал бөлгішінде — білікке кіру өрісінің белгісін, мысалы H6/t5 көрсетеді. Қондырмалар белгісіндегі цифрларды қалыптасумен (дәлдік дәрежесі) көрсетеді, соған сәйкес MEMCT 25346 — 89 «Өзара ауыстырудың негізгі нормалары. ЕСДП. Жалпы ережелер, бірқатар рұқсаттар мен негізгі ауытқулар» бойынша берілген мөлшерлер аралығы үшін рұқсат белгіленеді. Қондырма белгісін элементтің номиналды мөлшерінен кейін көрсетеді, мысалы 50H7/s6 немесе Ø70H6/t5.

**Тартылысы бар қосылыстарды есептеу.** Қажетті тартылыс тиісті стандартты қондырманы іріктеп алумен қамтамасыз етіледі. Қажетті тартылыс мәнін сыртқы қозғалтушы күштерден жоғары болатын ілініс күштерін түзетін қажетті түйіспелі қысымға  $p$  байланысты анықтайды. Тартылысы бар қосылыстарды оңайлатылған есептеу түйіспелі қысым  $p$  түйіспе бетінде біркелкі таратылған деген жорамалға негізделген. Қондырма бетінің диаметрі мен ұзындығын сәйкесінше  $d$ , мм, және  $l$ , мм, ілініс коэффициентін  $f$  белгілейік. Бір мезгілде осьтік күшпен  $F_{oc}$ , Н, және айналу сәтімен  $M_{кр}$ , Н · мм жүктеген кезде, тартылысы бар қосылыстың жүктеме қабілеті мынадай шартпен қамтамасыз етіледі

$$\sqrt{F_{oc}^2 + (2M_{кр} / d)^2} \leq \frac{\pi d l p f}{n_{cu}}$$

мұнда  $n_{cu}$  — ілініс қоры коэффициенті,  $n_{cu} = 2...4,5$ . Осыдан орташа түйіспелі қысым  $p$ , Н/мм<sup>2</sup> мәнін табамыз:

$$p \geq \frac{n_{cu} \sqrt{F_{oc}^2 + (2M_{кр} / d)^2}}{\pi d l f}$$

Ілініс коэффициентінің мынадай мәндерін қабылдайды: болат және шойын бөлшектер үшін баспақтаңқыраумен құрастырған кезде  $f = 0,07$ , ал температуралық деформациялаумен құрастырған кезде  $f = 0,14$ ; болат (немесе шойын) үшін қола (немесе жез) бөлшектермен баспақтаңқыраумен құрастырған кезде  $f = 0,05$ , ал температуралық деформациялаумен құрастырған кезде  $f = 0,07$ .

**Ең төменгі қажетті тартылыс** қосылыстың ажыратылмауын қамтамасыз етуі тиіс:

$$[N_{min}] \geq \Delta + u + \Delta_t,$$

мұнда  $\Delta$  — қосылыс бөлшектерінің, мкм: иілімдік модулі бар  $E_1$ , Н/мм<sup>2</sup> және Пуассон коэффициенті  $\mu_1$  бар тұтас қималы біліктің және  $E_2$ , Н/мм<sup>2</sup>, және  $\mu_2$  бар төлкенің деформациялануы. Бұл деформация мынадай тәуелділікпен анықталады:

$$\Delta = p d \cdot 10^3 \left( \frac{1 - \mu_1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \frac{1 + \xi^2}{1 - \xi^2} + \mu_2 \right),$$

мұнда  $\xi$  — төлкенің сыртқы диаметрінің қосылыстың номиналды диаметріне арақатысы.

Температуралық деформация  $\Delta_t$ , мкм, мынадай тәуелділікпен анықталады:

$$\Delta_t = 10^3 [(t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1],$$

мұнда  $\alpha_1$  және  $\alpha_2$  — желілік кеңейту коэффициенттері;  $t_1$  және  $t_2$  — қапсырылатын және қапсыру бөлшектерімен сәйкесінше жұмыс істеген кезде қосылыс бөлшектерінің температурасы.

**Ең жоғары рұқсат берілген тартылыс** қапсыру бөлшегінің беріктігін қамтамасыз етуі тиіс:

$$[N_{\max}] \leq [\Delta_{\max}] + u,$$

мұнда  $u = 5,5(Ra_1 + Ra_2)$  — сәйкесінше қапсырылатын және қапсыру бөлшектерінің шамалы кедір-бұдырлығы  $Ra_1$  және  $Ra_2$  ішінара кесілетінін есепке алу үшін енгізілетін түзету, мкм.

Қапсырылатын бөлшектің беріктігімен жол берілетін ең жоғары деформация  $\Delta_{\max}$  былайша анықталады:

$$|\Delta_{\max}| = |P_{\max}| \Delta / p$$

Ең жоғары рұқсат берілген түйіспелі қысым  $[p_{\max}]$  қапсыру бөлшегінің беріктігіне байланысты. Ең үлкен қатысты кернеулер гипотезасы бойынша

$$|P_{\max}| = 0,5\sigma t_2(1 - \mathfrak{Z}^2)$$

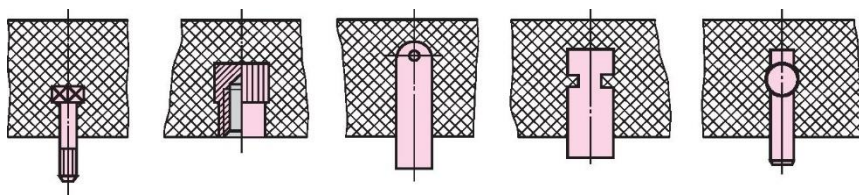
мұнда  $t_2$  — қапсыру бөлшегі материалының аққыштық шегі.

Стандартты қондырмаларды іріктеу  $[N]$  және  $[N_{ax}]$  бойынша жүзеге асырылады. Стандартты қондырмалар тартылысының мәндерін  $N$  және  $N$  келесі шарттар орындалатындай етіп таңдайды:

$$N_{\min} \geq |N_{\min}|, N_{\max} \leq |N_{\max}|$$

## Арматуралау

Қозғалмайтын қосылыстар құру тәсілдерінің бірі **пластмасса бөлшектерді арматуралау** болып табылады. Радио және электротехникалық өнеркәсіпте сығымдаумен және қысыммен құю арқылы электр ағытпаларын, қалыптар, панельдер алады. Бұл кейіннен бекітумен жекелеген элементтерден құрастыру арқылы дәл осындай конструкциялар алудың көп еңбекті қажет етуімен салыстырғанда мұндай бөлшектерді дайындаудың көп еңбекті қажет етуін 10—100 есе қысқартуға мүмкіндік береді. Қозғалмайтын қосылыстар құру үшін бұрандалар, сомындар, істіктер түріндегі арматураны (3.19-сурет,  $a, b$ ) шығыршықты белдеме немесе жырашықтардың көмегімен бекітеді. Осы бөлшектердің сыртқы беттерінде айналдыруды болдырмау үшін бұдырлау,



3.19-сурет

керту немесе жазық қырлар жасайды. Табақшалар түріндегі ұсақ бөлшектерді (электр ағытпаларының клеммалары) ойықтар немесе тесіктердің көмегімен бекітеді (3.19-сурет, в, з). Сымды арматураны жапырады (3.19-сурет, д).

### 3.8. БӨЛШЕКТЕРДІҢ АЖЫРАТЫЛАТЫН ҚОСЫЛЫСТАРЫ

Бөлшектердің ажыратылатын қосылыстарына бұрандалы, конус тәрізді шығыршықтары бар фрикциялық, сыналы, сұғылмалы, кілтекті, оймакілтекті және бейіндік (кілтексіз) қосылыстар жатады. Ажыратылатын қосылыстарды бірнеше рет бөлшектеуге және қайтадан жинауға болады. Машина жасауда өте жиі кездесетін бөлшектердің ажыратылатын қосылыстарын қарастырайық.

#### Бұрандалы қосылыстар

Бұрандалы бекіткіш бөлшектердің — бұранда 1 (3.20-сурет, а), бұрандама 3 және сомындар 4 (3.20-сурет, б), түйреуіштер 5 (3.20-сурет, в) немесе біріктірілетін бөлшекке 6 тікелей түсірілген ойманың көмегімен орындалған оймалы қосылыстар **бұрандалы қосылыстар** деп аталады. Бұрандалы қосылыс екі бөлшектің бұрандалы беттермен түйіндесуінен түзіледі, олардың бірінде сыртқы бұрандасы (бұрандама, біз шеге, бұранда), ал екіншісінде — ішкі бұрандасы (сомын, жалғастырғыш және бұрандалы тесіктері бар басқа да бөлшектер) бар. Бұрандалы қосылысты құрастыру және бөлшектеу кезінде бекіткіш бұрандаларды тиісті құралмен (кілтпен, бұрауышпен) немесе тікелей қолмен бұранда бастигінен бұрап, ұстап тұрады. Бұранда сомынымен **бұрандама** деп аталады. Бұрандамаларды қалыңдығы шамалы бөлшектерді, табақшаларды, фланецтерді бекіту үшін; қажет болғанда жиі бұрандалау және босату; бұранданың жеткілікті сенімділігі мен ұзаққа төзімділігін қамтамасыз етпейтін материалдардан алынған бөлшектерді бекіту үшін қолданады.

Бұрандамалар бөлшекке оймалар кесуді қажет етпейді, бірақ құрастыру кезінде әрдайым ыңғайлы бола бермейді және кейде конструкция дизайнын нашарлатады.

Біріктірілетін бөлшектердің біріне бұралатын *бұрандаларды* бөлшек материалы жеткілікті берік және оның қалыңдығы жеткілікті болғанда, сомынды орналастыратын орын болмаған жағдайда қолданады. Егер біріктірілетін бөлшектердің материалы қосылыстарды қажетті жиі бөлшектеу мен құрастыру кезінде бұранданың жеткілікті ұзаққа төзімділігін қамтамасыз етпесе, бұранданың орнына *біз шегелерді* қолданады.

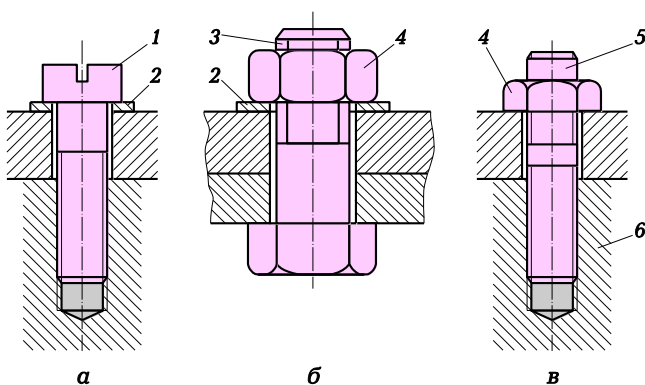
*Сомын* — бұл бұрандаға бұралатын және сомын кілтпен немесе қолмен қапсыру үшін бейімделген пішінге ие бұрандалы тесігі бар бөлшек. Бұрандалы қосылыста сомын астына (немесе бұранда бастигінің астына) тығырық 2 орнатады (3.20-суретті қараңыз, *а, б*), ол бұранда өзегі мен тесік арасындағы саңылауды жабады, сомын ұшында қосымша үйкеліс түзеді.

Барлық бекіткіш бұрандалар сомын ұшындағы қосымша үйкелісті есепке алмай өздігінен тежелу шартын қанағаттандыратынына қарамастан, пайдалану тәжірибесі айнымалы және соққы жүктемесі кезінде бұранданың босаңсуы және өздігінен бұралып шығатынын көрсетіп отыр. Сондықтан жауапты конструкцияларда өздігінен бұралып шығуын болдырмау үшін арнайы тоқтататын тығырықтарды қолданады.

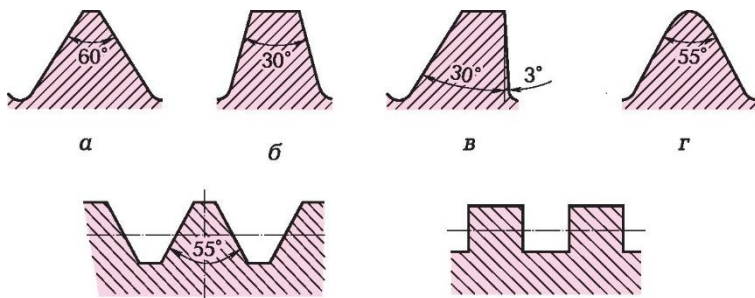
*Бұранда* бөлшек үстіне кесу бейініне сәйкес қимасы бар бұрандалы жырашықтар енгізу арқылы түзіледі. Осылайша түзілген дөңестер *орамдар* деген атауға ие.

Бұранданы былайша жіктейді:

- бұранда түзілген беттің түрі бойынша — цилиндрлі және конус тәрізді;



3.20-сурет



3.21-сурет

- бұранданың орналасу белгісіне қарай — сыртқы және ішкі;
- бұранданың дөңесінің бағытына қарай — оң және сол;
- кіру санына қарай — бір рет кіретін (бұранданың бір дөңесінен түзілген) және көп рет кіретін (бұранданың екі және одан көп дөңесінен түзілген);
- бейіні бойынша — үшбұрышты (3.21-сурет, а, д), трапециялық (3.21-сурет, б), тіректік (3.21-сурет, в), түтікшелі цилиндрлі бұрандаға арналған үшбұрышты (3.21-сурет, г) және тікбұрышты (3.21-сурет, е);
- қолданылуына қарай — бекіткіш, бекітіп нығыздағыш, айналу қозғалысын үдемелі қозғалысқа түрлендіру үшін, және керісінше;
- өлшемділік жүйесі бойынша — метрлік және дюймдік.

Бұранда профилінің ойымы тегіс немесе дөңгелек пішінді (3.22-сурет) болуы мүмкін, соңғысы аса қолайлысы. Метрлік бұранданы ірі және ұсақ қадаммен орындайды. Әрбір сыртқы диаметрге бір ғана ірі қадам және бірнеше ұсақ қадам сәйкес келеді. Метрлік бұранданың диаметрлері мен қадамдар МЕМСТ 8724 — 2002 «Өзара ауыстырудың негізгі нормалары. Метрлік бұранда. Диаметрлері мен қадамдары» сәйкес, ал профилі мен оның мөлшерлері — МЕМСТ 9150—2002 «Өзара ауыстырудың негізгі нормалары. Метрлік бұранда. Профиль». Дюймдік бұранда мөлшері (бірдюйм 25,4 мм тең); дюймдік бұранданың бастапқы профилі — шыңы 55° бұрышы бар үшбұрыш (3.21-суретті қараңыз, д).

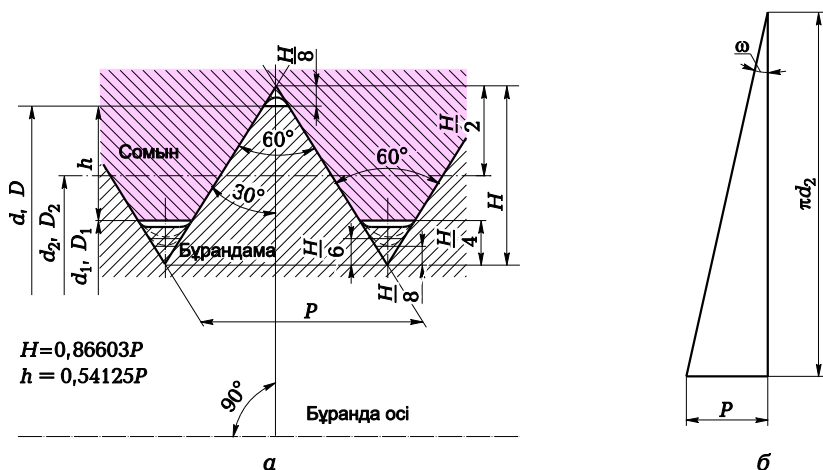
Метрлік цилиндрлі бұранда *профилі* (3.22-сурет, а) биіктігі  $H$  шынындағы бұрышы  $\alpha = 60^\circ$  жан-жағы тең үшбұрыш. Үшбұрыш шыңы тігінен кесілген. Бұранда профилі оның осьтік қимасы жазықтығында. Сыртқы бұранда үшін ортақ бұранданың (мысалы, бұрандаманың) және ішкі бұранданың (сомынның) негізгі параметрлері сәйкесінше  $d$  және  $D$  болып табылады.  $D$  — бұрандама мен сомынның сыртқы диаметрлері;  $d_1$  және  $D_1$  — бұрандама мен сомынның ішкі диаметрлері;  $d_2$  және  $D_2$  — бұрандама мен сомынның орташа диаметрлері;  $P$  — бұранда қадамы;  $\alpha$  — профиль бұрышы,  $\alpha/2$  — профильдің бүйір жағы мен бұранда осіне перпендикуляр арасындағы бұрыш;  $H$  — профильдің теориялық биіктігі (бастапқы профиль биіктігі);  $h$  — профильдің жұмыс биіктігі.

Профиль бұрышын өлшеген кезде міндетті түрде бұрыш  $\alpha/2$ , себебі бұранда кескен кезде оның профилі ығысуы (оң жағынан бұрыш сол жаққа қарағанда үлкен немесе кіші болуы), ал профиль бұрышы  $60^\circ$ -тен болады.

**Бұранда қадамы  $P$**  — бұл бұранда осін бойылай өлшенген параллель жақтар немесе қатар жатқан екі орамдар шыңы арасындағы қашықтық.

**иц бұранданы көтеру бұрышы** (3.22-сурет, б) — бұранда дөңесінің бағытымен және бұранда осіне перпендикуляр жазықтығымен түзілген бұрыш; оол мынадай формула бойынша анықталады

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{P}{\pi d_2}.$$



3.22-сурет



**Бұранда жүрісі**  $Ph$  бір рет кіретін бұрандада оның қадамына тең. Егер де бұранданың  $k$  кіруі болса, онда бұранда жүрісі  $Ph = Pk$ , яғни сомын бір айналғанда осьтік бағытта  $k$  есе әрі қарай ығысады.

Бұрандалы қосылыстар машина жасауда бірқатар артықшылықтарының арқасында кеңінен таралды: конструкциясының қарапайымдылығы; дайындау технологиялылығы; құрастыру-бөлшектеу ыңғайлылығы; бөлшектердің өзара орналасуын реттеу үшін қолдану мүмкіндігі; бұранданы орағыш құралды пайдалана отырып механикаландыру мүмкіндігі, бұл құрастырушы жұмысшылардың бірсарынды жұмысын жеңілдетеді және құрастыру сапасын; жоғары жүктемелік қабілетін арттырады. Заманауи машиналарда бұрандамасы бар бөлшектер жалпы бөлшектер санының 60 % құрайды.

Бұрандалы қосылыстардың кемшілігі кернеудің жоғары шоғырлануы болып табылады, бұл конструкцияның айнаымалы жүктемелер жағдайында жұмыс істеуі кезінде беріктігін төмендетеді.

**Бұрандалы қосылыстар беріктігін есептеу.** Осьтік күш (тарту күші) әсерімен бұранда ойылған өзекте (біз шегеде, бұрандамада, бұрандада) тарту кернеуі, сомын денесінде — қысу, бұранда орамдарында — жапыру, кесу күштері туындайды. Бұрандалы қосылыс беріктігін бұранда ойылған өзектің бөлігін тартқан кездегі беріктігі критерийі бойынша есептейді. Бұранданың есептік диаметрі ретінде  $d_{рас} = d - 0,94P$  алынады, мұнда  $d$  — сыртқы диаметр, ал  $P$  — бұранда қадамы. Бұрандалы қосылыс бөлшектерінің (тығырық, сомын) қалған мөлшерлерін бұранданың сыртқы диаметріне сүйене отырып, стандарттарға сәйкес қабылдайды.

**Тұрақты күшпен  $F_0$  тартылған дара бұрандаманың беріктігін есептеу.** Бұлай редукторлардың қақпақтарын, басқа механизмдер мен машиналардың корпустарын бекіту үшін қолданылатын бұрандаманы есептейді. Тартылу кезінде бұрандама созылу мен ширатылуға жұмыс істейді. Тарту күшінен  $F_0$  көлденең қимада тартылуудың қалпыты кернеуі  $\sigma_p = F_0/(\pi d_{рас}^2/4)$  және қатысты ширату кернеуі  $\tau_k = M_{кр}/W_p$  туындайды. Бұрау кезінде айналу сәті  $M_{кр}$  бірдей әсер етушісі (солай есептейік) бұранданың орташа диаметрінің жартысына  $d_2$  түсірілген бұрандадағы үйкеліс күшінің әсері нәтижесінде туындайды. Осы күштердің бірдей әсер етушісін бұранданы бұрау кезінде оның осіне қатысты кедергі сәтін туғызатын  $F_{окр}$  күштің бірдей әсер етушісі деп атайық. Сонда осы күштен айналу сәті  $M_{кр} = F_{окр}(d_2/2)$ . Өз кезегінде, шеңберлік күш тарту күшіне  $F_0$ , бұранданы көтеру бұрышына  $\psi$  және келтірілген үйкеліс бұрышына  $\varphi' = \arctg f' = \arctg(f/\cos \gamma)$  тең, мұнда  $f$  — сырғудың үйкеліс коэффициенті;  $\gamma$  — бұранда профилі қырының қисаю бұрышы: метрлік бұранда үшін  $\gamma = 30^\circ$ , трапециялық үшін  $\gamma = 15^\circ$  және берік бұранда үшін  $\gamma = 3^\circ$ .

$$F_{\text{окр}} = F_0 \text{tg}(\psi + \varphi').$$

Кедергінің полярлық сәті  $W_p$  бұранданың есептік диаметрі бойынша анықталады:

$$W_p = \pi d_{\text{рас}}^3 / 16.$$

Сонымен, алынған тәуелділіктерді есепке ала отырып ширату кернеуін көрсетеміз:

$$\tau_k = M_{\text{кр}} / W_p = [8F_0 d_2 \text{tg}(\psi + \varphi')] / (\pi d_{\text{рас}}^3).$$

Соған сәйкес шекті күйдің критерийі пішін өзгерту энергиясы болып табылатын беріктіктің төртінші теориясы бойынша балама кернеуді анықтаймыз

$$\sigma_{\text{экв}} \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3(\tau_k / \sigma_p)^2}$$

Қатынасын есептеп шығарамыз

Ірі қадамды метрлік бұранда үшін  $d_2 = 1,1 d_{\text{рас}}$ ,  $\psi = 2^\circ 30'$ ,  $f = 0,2$ ,  $\varphi' = 9^\circ 45'$  ( $\gamma = 30^\circ$  болған кезде). Бұл жағдайда балама кернеу

Іс жүзінде, бұранданы бірлескен тарту мен ширату әрекетіне есептеген

$$\tau_k / \sigma_p = \frac{8F_0 d_2 \text{tg}(\psi + \varphi')}{\pi d_{\text{рас}}^3} \frac{\pi d_{\text{рас}}^3}{4F_0} = \frac{2d_2}{d_{\text{рас}}} \text{tg}(\psi + \varphi')$$

кезде тарту күшін  $F_0$  емес, есептік күшті  $F_{\text{рас}}$  пайдаланады, оны мыналар үшін қабылдайды:

$$\sigma_{\text{экв}} \approx 1,3\sigma_p$$

метрлік бұрандалар үшін  $F_{\text{рас}} = 1,3F_0$ ;

трапециялық бұрандалар үшін  $F_{\text{рас}} = 1,25F_0$ ;

берік және тікбұрышты бұрандалар үшін  $F_{\text{рас}} = 1,2F_0$ .

Беріктік шартынан  $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]_p$  бұранданың есептік диаметрін анықтайды: осыдан

$$\sigma_{\text{экв}} = F_{\text{рас}} / (\pi d_{\text{рас}}^2 / 4) \leq [\sigma]_p,$$

**Тартудың рұқсат берілген кернеуін** бұрандама материалынын

$$d_{\text{рас}} \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{рас}}}{\pi[\sigma]_p}}.$$

аққыштық шегіне  $\sigma_t$  және беріктік қоры коэффициентіне  $n_t$  қарай

$$[\sigma]_p = \sigma_t / n_t.$$

таңдайды:

Тартылуы бақыланбайтын бұрандамаларды есептеу кезінде  $n_T$  беріктік қоры коэффициентін бұранда диаметріне  $d$  және бұрандама материалына қарай қабылдайды:

$$d = 6...16 \text{ мм} \quad d = 16...30 \text{ мм} \quad d = 30...60 \text{ мм}$$

Көміртекті болат ..... 5...4                      4...2,5                      2,5...1,6

Қосындыланған болат ..... 6...5                      5...3,3                      3,3...3

Күштік қосылыстар үшін  $d < 8$  мм бұрандамаларды қолданбайды, себебі бақыланбайтын тарту кезінде бұрандалы қосылысты зақымдап алуы мүмкін.

Бақыланатын тарту кезінде  $n_T$  беріктік қоры коэффициентін көміртекті болаттар үшін 1,7... 2,2, ал қосындыланған болат үшін — 2...3 қабылдайды..

Бұрандаманың беріктігін есептеуді мынадай жүйелілікте орындайды.

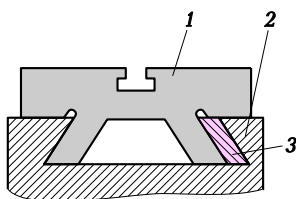
1. Бұранда диаметрін шамамен белгілейді және  $n_T$  тағайындайды.

2. Бұранданың есептік диаметрін  $d_{рас}$  есептеп шығарады. Егер ол қабылданған аралыққа түспесе, онда есептеуді 1-тармақпен қайталайды. Осылайша, есеп жүйелі жақындау әдісімен шешіледі.

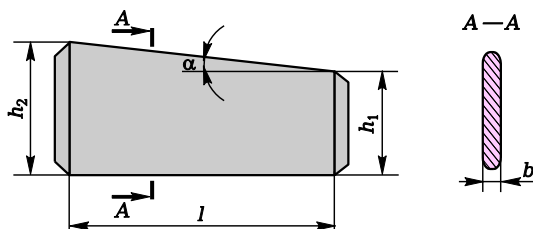
Бұрандалы қосылыстар машина жасауда кең таралған. Заманауи машиналарда бұрандасы бар бөлшектер жалпы бөлшектер санының 60 % астамын құрайды.

### Сыналы қосылыс

Сынаның көмегімен тартылатын немесе реттелетін ажыратылатын қосылыс **сыналы қосылыс** деп аталады. Сыналы қосылыстың үлгілік мысалы күймешені 1 металл кесетін білдектің құралкүймешігінің бағыттаушысымен 2 «қарлығаштың құйрығы» типінде біріктіру (3.23-сурет) болып табылады, ондағы саңылау оның жақтарының бірінің 1 : 50 немесе 1 : 100 конус пішінді болуы арқасында сынаның ығысуымен 3 реттеледі.



3.23-сурет



3.24-сурет

Сналы қосылыстарда тек қана бірқиғашты сыналарды қолданады, себебі екіқиғашты сыналар дайындалуы аса күрделі болып табылады, ал бірқиғашты сыналармен салыстырғанда артықшылықтары жоқ.

Сыналардың жұмыс беттерін жүзі бар цилиндрлі немесе жазық етіп дайындайды (3.24-сурет). Күштік сыналы қосылыстарда  $1 : 100, 1 : 40, 1 : 30$  қиғаштықтарын таңдайды. Орнату сыналарында  $1:10, 1:6, 1:4$  қиғаштықтары бар.

Егер сынаны диаметрі  $d$  білік төлкесімен біріктірсе, онда сынаның қалыңдығы (білікті сынамен тартқанда және жапырғанда беріктігі бірдей болған жағдайда)  $b = (0,25...0,30)d$ ; сына қимасының биіктігі  $h \leq 2,5b$ . Сына ұядан шығып кетпеуі үшін үйкеліс бұрышы  $\varphi$  және қисаю бұрышы  $\alpha$  арасындағы арақатысты сақтау қажет:  $\alpha \leq 2\varphi$ , оның үстіне бірқиғашты сынаның

$$\operatorname{tg} \alpha = (h_1 - h_2) / l$$

Сыналы қосылыстардың артықшылықтары құрастыру мен бөлшектеу жылдамдығы, үлкен тарту күштерін құру және үлкен жүктемелерді қабылдау мүмкіндігі, конструкциясының салыстырмалы қарапайымдылығы болып табылады.

Қолданылуына қарай сыналы қосылыстарды бөлшектерді мықтап бекіту үшін арналған күштік және бөлшектердің қажетті өзара орналасуын белгілеу және реттеу үшін арналған орнатылатын қосылыстар деп бөледі.

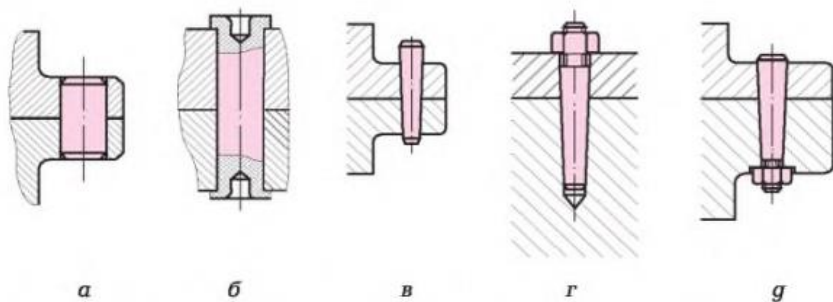
Күштік сыналы қосылыстарды қолданудың аса тән салалары күштерді, микбас сояуыштарын сырғақтармен, білік пен күпшекті (сыналы кілтектермен) біріктіру, сондай-ақ металл кесетін білдектерде, құрамалы құйылған модельдерде өңдеу кезінде бөлшектерді бекітуге арналған технологиялық құралдарда пайдалану болып табылады.

Орнатылатын сыналы құрылғылардың үлгілік мысалдары машиналарды, білдек үстелдеріндегі әзірлемелерді дәлдеу және орнатуға арналған кебістер мен сыналар және т.б.

### Сұққышты қосылыстар

**Сұққыштар** негізінен бөлшектерді өзара бекіту үшін, сондай-ақ салыстырмалы түрде шамалы жүктемелерді беру үшін арналған. Жалғастырғыштарда сақтандырғыш элемент қызметін атқаратын арнайы кесу сұққыштары да қолданылады.

Сұққыштарды тегіс, кертілген немесе жаншып ойылған жырашықтары бар, серіппелі деп бөледі. Пішініне қарай сұққыштар цилиндрлі және



3.25-сурет

конус пішінді болып бөлінеді. Тегіс сұққыштарды 45 және А12 болаттарынан, жырашықтары бар және серіппелі сұққыштарды — серіппелі болаттан дайындайды.

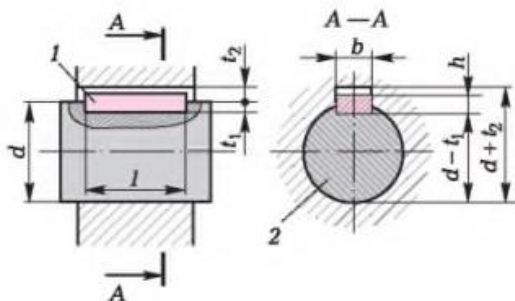
Цилиндрлі сұққыштарды керілетін саңылауларға орнатады (3.25-сурет, а); кейде сұққыштардың ұштарын ажыратып алады (3.25-сурет, б), тұрақты бөлшектеуге жататын бөлшектерде бір бөлшектегі тесікті ашады, бұл сұққыштарды соғып алмай қосылысты ажыратуға мүмкіндік береді.

Тегіс конус пішінді сұққыштар аса кеңінен таралған, оларды 1 : 50 конус пішінді етіп дайындайды. Саңылауға қағылатын қарапайым сұққыштарды (3.25-сурет, в) оларды сыртқы жағынан қағуға болатын кезде бөгетсіз саңылаулар үшін ғана пайдаланады. Бөлшектеу кезінде алып шығуға арналған бұрандалы сұққыштар (3.25-сурет, з) бітеу саңылауларға орнату үшін қолданылады. Сомынмен тартылатын бұрандалы сұққыштар (3.25-сурет, д) дүмпулер мен соққыларға ұшырағыш қосылыстарда, сондай-ақ жылдам айналатын түйіндерде пайдаланылады.

Жүктемені беру үшін жырашықтары бар сұққыштарды пайдаланады, бұл қайта құрастыру мен бөлшектеуді жүзеге асыруға мүмкіндік береді.

### Кілтекті қосылыстар

Ең бастысы айналу қозғалысын (біліктің тегершікпен немесе тісті доңғалақпен) беру үшін арналған бөлшектердің қосылыстарын жиі кілтекті қосылыстар арқылы жүзеге асырады. Бұл қосылыстарды біріктірілетін бөлшектерді ортаға тарту дәлдігіне ерекше талаптар қойылмаған жағдайда қолданады. Кілтектермен 1 қосылыс қозғалыссыз (3.26-сурет) немесе білік осін 2 бойлай қозғалмалы (3.27-сурет) болуы мүмкін. Соңғы жағдайда

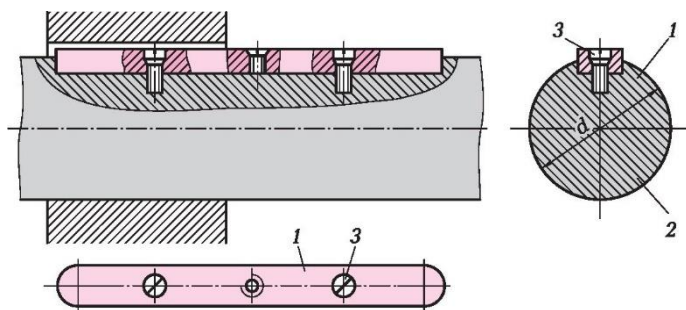


3.26-сурет

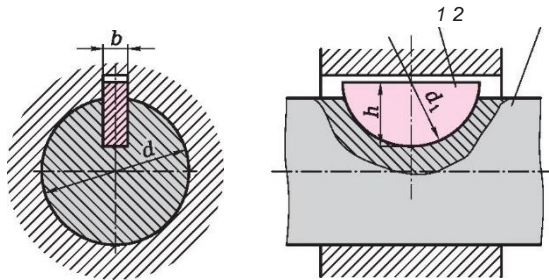
бағыттаушы кілтек 1 білікке бұрандалармен 3 тартылады. Көрсетілген қосылыстарда призмалы кілтектер қолданылады; әдетте біреуін орнатады, ал конструкцияның ірі кернеуінде — бұрышы 120 немесе 180° екі кілтекті қолданады.

Призмалы кілтектердің кемшілігі олардың өзара ауыстырылуын қамтамасыз ету қиындығы, яғни жауапты қосылыстарда кілтектерді қолмен келтіру немесе іріктеу қажеттілігі, бұл олардың ірі сериялы және жаппай өндірісте қолданылуын шектейді.

Призмалы кілтектерді (қарапайым — 3.26-суретті қараңыз және бағыттаушы — 3.27-суретті қараңыз) тікбұрышты қимамен орындайды; кілтектер енін  $b$  бірдей етіп таңдайды ( $0,25...0,30$ ) $d$ , ең ірі біліктер үшін —  $0,2d$ . Призмалы кілтектер қималарының  $b \times h$  және саңылауларының мөлшерлері стандартталған, оларды біліктердің диаметрлеріне  $d$  қарай таңдайды. Кілтек шамамен биіктігінің жартысына дейін білік саңылауына және жартылай — доңғалақ күпшегінің саңылауына кіреді. Кілтектің бүйір (жұмыс) қырлары біліктен доңғалаққа және кері айналууды береді.



3.27-сурет



3.28-сурет

Пішіні бойынша стандартты кілтектер призмалы, сыналы, сегментті, тікбұрышты көлденең қимасы бар тангенциалды, алты қырлы, цилиндрлі, бүйіржақты және т.б. болып бөлінеді.

Сегментті кілтектерді 1 (3.28-сурет) қолмен келтіруді қажет етпейтін қосылыс технологиялығына байланысты қолданады. Қосылыстың артықшылығы кілтектің білікке 2 тұрақты орнығуы болып табылады, бұл оның қисаюын және қысымның шоғырлануын болдырмайды. Қысқа күшшектерде сегментті кілтектерді бір-бірден, ұзын күшшектерде — күшшек ұзындығына қарай екеуден орнатады.

Диаметрі  $d$  білік үшін сегментті кілтектер екі негізгі параметрмен сипатталады: ені  $b$  және диаметрімен  $d_1$ . Күшшекке кіреkesу ені мен тереңдігін шамамен призмалы кілтекті қосылыстардағыдай етіп таңдайды.

Биіктігін  $h$  шамамен  $0,4d_1$  таңдайды. Кілтектер ұзындығы  $d_1$  жақын.

Сегментті кілтектердің кемшілігі біліктегі терең жырашықтардың қажеттілігі болып табылады.

Алты қырлы кілтектер әдеттегі төрт қырлы кілтектерге қарағанда, аса жоғары салмақ түсіру қабілетіне ие, себебі олардың жұмыс қырлары аса біркелкі жүктеледі. Бұл кілтектердің кемшілігі күшшектің деформациялануын және оның осінің біршама ығысуын туғызатын үлкен кергіш күшінің болуы.

Цилиндрлі кілтек-сұққыштарды білік осіне параллель етіп бұрғылайтын саңылауларға сұғады (жарты диаметрі білікте, жартысы — күшшекте). Цилиндрлі кілтектерді тек қана ұзындығы шамалы біліктерде оның ұшында күшшек орнатылған кезде ғана қолданады. Цилиндрлі кілтектер сондай-ақ радиалды кергіш күшін түзеді.

Бүйіржақты призмалы кілтектер екі денені бүйіржақ бетінен айналдырып қосу үшін қажет. Бүйіржақ кілтектерді біліктердің фланцті, білдек сүмбілерін аспаптық бастиктермен қосылыстарының елеулі сәттерін беру үшін қолданады. Біріктірілетін бөлшектерде көлденең жүктеменің пайда болуын болдырмау үшін кілтектерді екеуден қолданады және  $180^\circ$  бұрышпен орнатады.

Сыналы кілтектер 1 әдетте 1 : 100 қиғаш сыналарды білдіреді (3.29-сурет). Призмалы кілтектерге қарағанда сыналы кілтектерді жұмыс

қырлары болып кең қырлары саналады, ал бүйір қырларында саңылау болады. Сыналы кілтектер айналатын сәтті ғана емес, сондай-ақ осьтік күшті беруге қабілетті кернеулі қосылыс түзеді. Алайда сыналы кілтектер білік осіне 2 қатысты күпшек осінің радиалды қондыру саңылауы мен түйіспелі деформациялар шамасына радиалды ығысуын туғызады, демек қондырылған бөлшектің соғылуын күшейтеді. Қысқа күпшектерде біріктірілетін бөлшектердің қисайып кетуі ықтимал, сондықтан сыналы кілтектерді қолдану саласы қазіргі кезде күрт төмендеп кетті. Дәл машина жасауда оларды мүлдем пайдаланбайды. Жиі бөлшектеу қажет болған кезде ыңғайлы бастиегі бар кілтектер арнайы қорғаныш қоршауларын қажет етеді.

Сыналы кілтектермен қосылыстардың артықшылығы саңылаулардың болмауы және сондықтан соққы жүктемелерін жақсы қабылдау болып табылады.

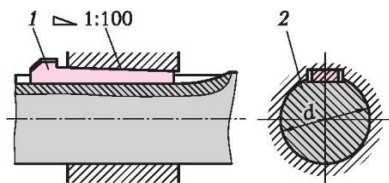
Көлденең тіліктерде барлық кілтектерді жарылмаған күйінде көрсетеді.

Кілтектер үшін материал ретінде кем дегенде 590 МПа уақышта ажырауға төтеп беретін таза созылған болат қолданылады.

Призмалы кілтектермен біріктіруді тексеріп есептеуді кілтектің біліктен шығып тұратын бүйір жақтарын жапыруға жүзеге асырады, Н/мм<sup>2</sup>:

$$\sigma_{см} = F_{окр} / S_{см} \leq [\sigma].$$

Шеңберлі күшті  $F_{окр}$ , Н, айналу сәтiне  $M_{кр}$ , Н · мм, білік диаметріне  $d$ , мм, байланысты былайша анықтайды:  $F_{окр} = M_{кр} / (d/2)$ .



3.29-сурет

Жапыру ауданын  $S_{см}$  (жүзінің биіктігін  $f_{\phi} \approx 0,06h$ ) табайық:

Ұштары тегіс 2-ші орындаудағы призмалы кілтектер үшін (МЕМТ

$$S_{см} = (h - t_1 - f_{\phi}) l_{раб} = (h - t_1 - 0,06h) l_{раб} = (0,94h - t_1) l_{раб}.$$

23360—78\*)  $l_{раб} = l$ , ал 1-ші және 3-ші орындаулар үшін кілтек ұзындығынан  $l$  шеңберлі учаскелердің ұзындығын шегеру қажет.

Соңында жапыру кернеуін анықтау үшін мынадай тәуелділікті аламыз:

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{d(0,94h - t_1) l_{раб}} \leq [\sigma]$$



осыны тексеру есептеулерінде қолданады.

Жобалау есептеулерінде МЕМСТ 23360—78\* сәйкес кілтектің көлденең қимасының мөлшерлерін таңдағаннан кейін есетік жұмыс ұзындығын  $l_{\text{раб}}$ , содан кейін стандартты қатардан — кілтек ұзындығын  $l$  анықтайды.

Кілтекті қосылыстар үшін рұқсат берілетін жапыру кернеулері:

- болат күпшекте —  $130... 200 \text{ Н/мм}^2$ ;
- шойын күпшекте —  $80... 110 \text{ Н/мм}^2$ .

Үлкен мәндерді тұрақты жүктеме кезінде, аз мәндерді — соққы кезінде қабылдайды.

Кілтек мөлшерлерінің шекті ауытқулары келесі қондырмаларға сәйкес тағайындалады: ені  $b - h9$ ; биіктігі  $h - h1 1$ ; ұзындығы  $l - h14$ .

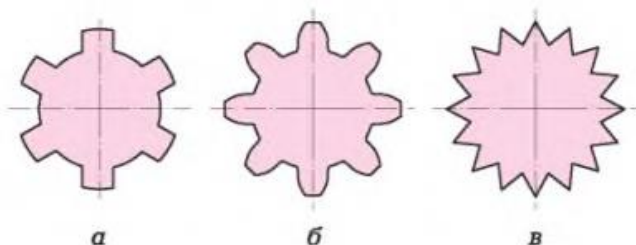
Кілтекті саңылаулар мөлшерінің шекті ауытқулары келесі қондырмаларға сәйкес тағайындалады:

- еркін қосылыс — білік (H9), төлке (D10);
- қалыпты қосылыс — білік (N9), төлке (JS9);
- тығыз қосылыс — білік және төлке (P9).

### Оймакілтекті қосылыстар

Біліктерді бөлшектерді орталыққа нақты дәлдеу үшін оймакілтекті қосылыстарды қолданады. Кілтекті қосылыстармен салыстырғанда олар үлкен айналу сәттерін береді, үлкен шаршаңқылыққа төзімділігі бар. Біліктерге дөңестер, ал бөлшектерге — сәйкесінше пішін мен мөлшердегі ойыстар жасайды.

Тік бүйірлі (3.30-сурет, *a*), эвольвентті (3.30-сурет, *б*) және үшбұрышты (3.30-сурет, *в*) тістер профильдері бар оймакілтекті қосылыстар кең таралған.



3.30-сурет

Оймакілтекті қосылыстарды әртүрлі тістер санымен (6-дан 20-ға дейін — тік бүйірлі, 12-ден 50-ге дейін — эвольвентті) жасайды.

Оймакілтекті қосылыстарды күшшекті білікпен тұрақты түйістіру үшін қозғалмайтын, жүктемесіз қозғалмайтын қосылыс ретінде, мысалы тістегеріштер блогын ауыстыру үшін және жүктемемен қозғалатын қосылыс ретінде қолданады.

Әдетте, шектеулі диматерлік габаритті мөлшерлерде 0,2-ден 1,5 мм дейінгі модулі мен оймакілтектер саны 20-дан 70-ке дейінгі үшбұрыштың модульді оймакілтекті қосылысын орындайды.

Тік бүйірлі оймакілтекті қосылыстар машина жасауда ең көп таралған. Біліктегі күшшекті орталыққа дәлдеу оймакілтектердің бүйір қырлары бойынша, сыртқы және ішкі диаметрі бойынша жүзеге асырылады.

Оймакілтектердің бүйір қырлары бойынша орталыққа дәлдеу күшшек пен біліктің осьтестігін қамтамасыз етпейді, алайда тістер (оймакілтектер) арасында күштердің аса біркелкі таралуын қамтамасыз етеді; сондықтан оны үлкен айналу сәттерін беру кезінде, бірақ орталыққа дәлдеуге жоғары талаптар қойылмаған кезде қолданған жөн.

Бүйір қырлар бойынша орталыққа дәлдеуге тән мысалдары автомобильдердегі кардан біліктерінің сырғымалы тісті қосылыстары бола алады. бүйір қырлары бойынша орталыққа дәлдеуді тістер саны 10 болған кезде және ішкі диаметрі 25-тен 90 мм дейін қоса алғанда қолдануға болады.

Кинематикалық немесе динамикалық шарттары бойынша орталыққа дәлдеуді талап ететін конструкцияларда сыртқы және ішкі диаметрі бойынша орталыққа дәлдеуді қолданады. Егер күшшекті саңылауы бойынша ыстықпен өңдемесе немесе шамалы қаттылыққа дейін өңдесе, онда технологиялық шарттар бойынша сыртқы диаметрі бойынша орталыққа дәлдеу қажет. Сонда орталыққа дәлдейтін беттер дәл әрі өнімді өңдеуге жол береді: күшшекте — созумен, ал білікте — дөңгелектеп

тегістеумен; тік бүйірлі тісті қосылыстардың 80 % сыртқы диаметрі бойынша орталыққа дәлденген. Егер күпшек саңылау бойынша жоғары қаттылыққа ие болса, онда білік пен төлкенің орталыққа дәлдеу беттерін тегістеу арқылы өңдей отырып ішкі диаметрі бойынша орталыққа дәлдеуді қолданады. Ішкі диаметрі бойынша орталыққа дәлдеудің аса жоғары дәлдігін қамтамасыз етуге болады.

Эвольвентті профиль қосылыстары (3.30-сурет, б) аса перспективалы болып табылады. Профиль дөңестер шеңберімен, ойыстар шеңберімен және тісті доңғалақтардың тіс профилдері сияқты эвольвенттермен сызылады. Білік тістерінің арасындағы ойыстар дөңгелектене орындалуы мүмкін. Бұл профильдің тісті доңғалақтар профилінен айырмашылығы төрткілдеш профилінің бұрышын  $30^\circ$  дейін ( $20^\circ$  орнына), тістің 0,9...1 модульге дейін азайтылған биіктігінде болып отыр, бұл домалатудың жоқтығымен байланысты.

Тісті қосылыстардың эвольвентті профилінің мынадай артықшылықтары бар: жоғары дәлдігі мен технологиялылығы. Тістерінің көп болуы, тістерінің түп жағының қалың болуы және түп жағы жұмырланып келуі арқасында беріктігі жоғары. Ширату кезінде кернеулерді шоғырландырудың теориялық коэффициенті тік бүйірлі профильге қарағанда екі есе төмен.

Эвольвентті профильдің оймакілтекті біліктерін өңдеу үшін тісті доңғалақтар дайындау үшін қолданылатын білдектер пайдаланылуы мүмкін. Үлкен мөлшерлі күпшектердегі оймакілтектерді тісқашау білдектерінде қашауыштармен кескен ыңғайлы. Шағын мөлшерлі күпшектердегі оймакілтектерді өте қымбат тұратын эвольвентті тартылыстармен өңдейді. Эвольвентті оймакілтектерді тегістеу тік бүйірлі оймакілтектерге қарағанда еңбекті бірнеше есе көп қажет етеді. Бұл әзірге эвольвентті оймакілтекті қосылыстарды қолдануды шектеп отыр.

### 3.9. СЫРҒЫМА МОЙЫНТІРЕКТЕР

*Сырғыма мойынтіректер* — бұл мойынтірек бетіндегі майлау қабатымен бөлінген шетмойын бетінің сырғуына қатысты жағдайларда жұмыс істейтін айналмалы бөлшектерге арналған тіректер.

Сырғыма мойынтіректерге әсер ететін жүктемелердің бағыты бойынша оларды *радиалды* және *табанды* деп бөлінеді. Радиалды мойынтіректер білік осіне перпендикуляр бағытталған жүктемелерді, ал табанды мойынтіректер — осьтік жүктемелерді қабылдайды.

Мойынтіректердің бірнеше түрлерін ажыратады:

- гидродинамикалық сырғыма мойынтіректері, олардағы майлау қабаты біліктің айналу процесінде шетмойын бетімен кармалады. Техникалық әдебиетте оларды көбінесе қарапайым сырғыма мойынтіректер деп атайды. Басқа сырғыма мойынтіректермен салыстырғанда олар бәрінен жиі қолданылады;
- гидростатикалық сырғыма мойынтіректер — оларда үйкелетін беттер арасындағы майлы қабат білік айнала бастағанға дейін сырғымен түзіледі. Гидростатикалық мойынтіректерде біліктер мойны мен мойынтіректер мөлшерлеріндегі қателіктердің айналу дәлдігіне әсері төмендейді (5—10 есеге дейін). Олар баяу жүрісті ауыр барабан (шарлы диірмендер, айналмалы пештер) тіректерінде; аз үйкелісті сынақ машиналары мен аспаптарының тіректерінде; дәл ығысуды қажет ететін механизмдерге (телескоптардың айналу құрылғыларына, бөлгіш үстелдерге) арналған тіректерде; жоғары дәлдікті білдектер сүмбісінің тіректерінде қолданылады. Бу турбиналарын, гидрогенераторларды іске қосқан кезде гидростатикалық жеңілдетуді қолданады. Гидростатикалық мойынтіректердің кемшіліктері тіпті бос жүрістің өзінде білікті айналдыруға көп қуаттың шығындалуы, сондай-ақ мойынтірек конструкциясының күрделілігі, тіректен ағатын майды жинап алу қажеттілігі;
- ауада майланатын мойынтіректер. Мұндай мойынтіректермен біліктің айналу жылдамдығы мүлдем шектелмейді — ауада майланатын тіректер аз шығынмен және шамалы ғана қызуды жұмыс істейді, температура өзгеруінен майлау тұтқырлығы өзгермейді (ауаның тұтқырлығы қолданылатын сұйық майлау ішіндегі ең аз тұтқырлығы бар — керосиннен тұтқырлығы 100 есе аз. Сонымен қатар, ауа ресурсы шектелмеген, майлауды жинау және құбыржолдар арқылы қайта май бағына жіберу қажет емес. Бұл мойынтіректер үшін диаметрлік саңылауларды 10...30 мкм шегінде белгілейді.

Ауада майланатын тіректер *аэродинамикалық* және *аэростатикалық* болуы мүмкін. Аэродинамикалық мойынтіректерде ауа саңылауға атмосферадан мойынтірек бүйіржақтары арқылы өздігінен сорылуы мүмкін, аэростатикалық мойынтіректерде — ауа сырттан қысыммен айналу басталғанға дейін беріледі, осылайша білік ауа жастықшасымен қолданады. Пайдалану қасиеттеріне қарай бұл тіректер гидростатикалық

тіректерге жақын, бірақ оларда туындайтын үйкеліс күші шамалы. Ауа тіректерін жоғары дәлдікті металл кесетін білдектерде, ішін тегістеу білдектерінің электросүмбілерінде (айналу жиілігі 40000...300 000 мин<sup>-1</sup>) қолданады.

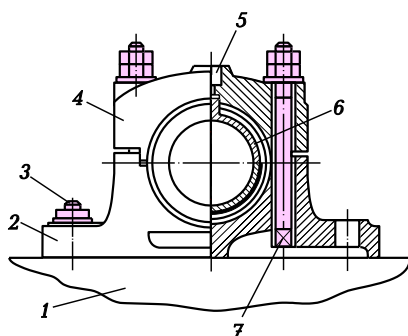
Ауа тіректерінің кемшіліктері құрғақ үйкеліске әкелетін артық жүктемеге жол бермеу; жоғары дәлдікпен дайындау; пневможеліде берілген қысымды ұстап тұру қажеттілігі, себебі қысым төмендеген кезде аэростатикалық тіректерде апатты жағдай туындайды;

- электромагнитті түйіспесіз тіректер — өте жоғары жылдамдақта айналу кезінде пайдаланады. Мұндай тіректердегі шығын болмашы ғана және рұқсат берілетін жылдамдық әдетте ротордың беріктігімен анықталады. Кемшілігі дайындаудың жоғары құны болып табылады.

Сырғыма мойынтірек корпусан, білікті ұстап тұратын ішпектен, сондай-ақ майлау және қорғау құрылғыларынан тұрады.

Мойынтірек корпусы машинаға қосылатын жеке құйылған немесе дәнекерленген бөлшектен тұруы немесе машинаның қозғалмайтын бөлігімен немесе оның қозғалатын бөлшегімен, мысалы бұлғақпен біртұтас жасалуы мүмкін. Мойынтірек корпустарын тұтас немесе ажырамалы етіп жасайды.

*Ажырамалы мойынтірек* (3.31-сурет) тұғырға 1 бұрандамалармен 3 бекітілетін корпусан 2, майлау қондырғысы 5 бар мойынтірек қақпағынан 4 және ауыстырылатын ішпектерден (жартылай төлкелер) 6 тұрады. Білік пен ішпектер арасындағы саңылау төсемдермен. Ал ішпектердің тозуына қарай — бұрандамаарды 7 тартумен реттеледі.



3.31-сурет

Ажырамалы корпустар біліктердің құрастырылуын жеңілдетеді, мойынтіректе саңылауларды реттеуге жол береді. Ажырамалы корпустар негізінен машина жасауда қолданылады.

**Ішпектерді** мойынтірек корпустарын қымбат үйкеліске төзімді материалдардан жасамау үшін, сондай-ақ мойынтіректерді тозу салдарынан жөндеуді жеңілдету үшін қолданады. Ажыратылмайтын мойынтіректерде ішпектер төлкелер түрінде, ал ажырамалы мойынтіректерде — жартылай төлкелер түрінде орындалады. Ішпектер күллі қызмет ету мерзімі ішінде, ең көп дегенде, ондық бөлшек миллиметрмен өлшенетін тереңдікке тозады. Алайда ішпектерді аса үлкен қалыңдықта дайындайды, себебі оны беріктік шарттары талап етеді. Ішпектерді көбінесе биметалл етіп жасайды: болат (шойын немесе қола бронзовую) негізге жұқа үйкеліске төзімді қабат балқытылады.

Аз сериялы және бірлі-жарым өндірісте биметалл ішпектермен қатар беріктігі орташа және жоғары үйкеліске төзімді материалдардан дайындалуы аса қарапайым тұтас ішпектерді қолданады. Үйкеліске төзімді шойыннан, текстолиттен, сығымдалған сүректен ішпектерді әдетте тұтас етіп дайындайды.

Корпусқа орнатылатын құйылған ішпектің қалыңдығы,  $d_b = (0,035...0,05)d + 2,5$ , мұнда  $d$  — шетмойын диаметрі, мм. Құйма қалыңдығы  $\delta_1 = 0,01d$  қабылданады. Құйма қалыңдығын азайту қабаттың шаршағыштыққа беріктігін арттыруға оң әсер етеді. Мысалы, қабат қалыңдығын 2-ден 1 мм-ге дейін азайту баббит қабатының шаршағыштыққа беріктігін екі есеге арттырады.

Полиамид ішпегінің қалыңдығы  $\delta_b = (0,04...0,05)d + 1$ , пластмасса жабынының қалыңдығы  $\delta_2 = (0,015...0,020)d$ . Жаппай өндірісте ішпектерді үйкеліске төзімді материал жағылған таспадан дайындап шығарады. Бұл түсті металдарды едәуір үнемдеуге (3—10 есеге дейін), еңбек сыйымдылығын қысқартуға (10 есеге дейін) және мойынтіректердің сапасын арттыруға әкеледі.

Ішпек ұзындығы  $l$  мен оның ішкі диаметрі  $d$  арасында мынадай оңтайлы арақатынас бар:

- қысқа сырғыма мойынтіректерде  $l = (0,3...0,4)d$ ;
- іштен жанатын жылдам жүретін микбасты қозғалтқыштардың мойынтіректерінде (авиациялық және автомобиль)  $l = (0,5...0,6)d$ ;
- дизель мойынтіректерінде  $l = (0,5...0,9)d$ ;
- прокат орнағының сұйықтықпен үйкелу мойынтіректерінде  $l = (0,6...0,9)d$ ;
- жалпы машина жасау бұйымдарының мойынтіректерінде ұзындығы  $l$  кейде  $1,5d$  дейін жетеді.

Мойынтіректерге арналған материалды олардың біліктердің болат шетмойындарымен жұптасып жұмыс істеу шарттары негізінде таңдайды. Материалдар келесі топтарға бөлінеді:

- металл — баббит, қола, мырыш негізіндегі қорытпалар, алюминий негізіндегі қорытпалар, үйкеліске төзімді шойын;
- металқыш;
- бейметалл — пластмасса, ағаш тілімшелер, резеңке және т.б.

Гидродинамикалық мойынтіректер үшін мынадай есептеулер орындалады.

**Мойынтіректерде рұқсат берілетін қысымдар бойынша есептеу.** Әдетте, есептеуді шетмойын проекциясына жатқызылған тірекке ( $R$  реакциясы бойынша) түсірілген жүктеме бойынша жүргізеді:

$$p = \frac{R}{dI} \leq |p|$$

Көптеген стационарлық машиналардың мойынтіректерінде жұмыс жағдайы мен материалдарға байланысты  $p = 1...4$  Н/мм<sup>2</sup>; іштен жанатын қозғалтқыштардың негізгі мойынтіректерінде  $p = 4...20$  Н/мм<sup>2</sup>; прокат орнағының білікше мойынтіректерінде  $p = 15...50$  Н/мм<sup>2</sup>.

Есептеу тексеру ретінде пайдаланылады, себебі шетмойын диаметрі білікті есептегеннен кейін конструкциялық түрде анықталған.

Мойынтіректе сырғу жылдамдығына қысым өндіру бойынша есептеу, МПа · м/с:

$$pv \leq [pv],$$

Өндіру  $pv$  мойынтіректегі жылу түзілуін, сондай-ақ тозуды біршама дәрежеде сипаттайды.

Стационарлық машиналарда  $pv = 2...10$  Н·м/(мм<sup>2</sup>·с). Жылдам жүретін және ауыр жүктелген машиналардың сырғыма тіректерінде жақсы салқындатылған кезде  $pv$  мәні едәуір жоғары болуы мүмкін. Автомобиль қозғалтқыштарының мойынтіректерінде  $pv = 25...35$  Н·м/(мм<sup>2</sup>·с), микбасты авиациялық қозғалтқыштарда 30...50, прокат орнығында 40...200, бу турбиналарында 100 Н·м/(мм<sup>2</sup>·с) және жоғары.

### 3.3-мысал

3.32-суретте радиалды жүктемелерді қабылдайтын бұралаң редуктор білігі көрсетілген:  $R_1 = 9\ 000$  Н и  $R_2 = 7\ 000$  Н және осьтік  $F = 3\ 000$  Н. Білік  $\omega = 7,65$  рад/с бұрыштық жылдамдығымен айналады. Білік шетмойындарының диаметрі бірдей  $d = 60$  мм, ал  $d_f = 65$  мм. Ішпектер Бр06Ц6С3 қоласынан жасалған төлкелер түрінде орындалған.

Ішпектер ұзындығын  $l$  және осьтік жүктемені қабылдайтын ішпектің бүйіржақ бөлігінің диаметрін  $D$  анықтау.

Шешуі.

1. Бұған дейін баяндалған нұсқаулықтарға [8] сәйкес, стационарлық машина механизмі үшін  $[p] = 3 \text{ Н/мм}^2$  қабылдаймыз.

2. Рұқсат берілетін қысым бойынша есептеуді сол жақ тірек үшін орындаймыз, себебі ол оң тірекке қарағанда үлкен жүктемені көтереді. Мына тәуелділіктен ішпек ұзындығын анықтаймыз:

$$\frac{R_1}{dl} \leq [p]$$

$$l \geq \frac{R_1}{[p]d} = \frac{9000}{3 \cdot 60} = 50 \text{ мм}$$

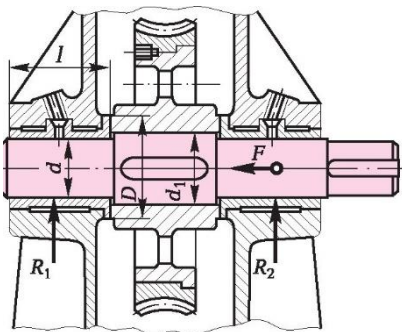
3. Шетмойын — ішпек жұбын  $pv \leq [pv]$  шартына тексереміз. Алдымен шеңберлі жылдамдықты анықтап аламыз

$$v = \omega d / 2 = 7,65 \cdot 60 / 2 = 230 \text{ мм/с} = 0,23 \text{ м/с}$$

$pv = 3 \cdot 0,23 = 0,69 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{мм}^2 \cdot \text{с})$  критерийі. Стационарлық машиналар үшін бұл критерийдің рұқсат берілген мәні  $2 \dots 10 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{мм}^2 \cdot \text{с})$  шегінде болады, бұл іс жүзіндегі мәннен біршама жоғары.

4. Ішпектің бүйіржақ бөлігінің тозуға төзімділігі шарты негізінде оның бүйіржағына түсетін нақты қысым  $p_1 = \frac{F}{\pi(D^2 - d_1^2)/4}$

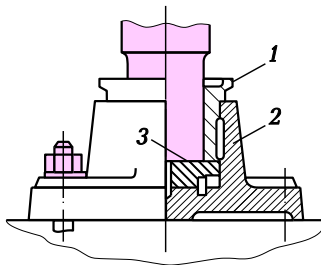
рұқсат берілген қысымнан төмен болуы тиіс, демек:



3.32-сурет



3.33-сурет



$$D \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[p]} + d_1^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3000}{\pi \cdot 3} + 65^2} = 74,15 \text{ мм}$$

Осы шарттан диаметрін анықтап аламыз

$$\frac{F}{\pi(D^2 - d_1^2)/4} \leq [p]$$

$D = 75$  мм мәнін қабылдаймыз.

5. Тірек бетінің орташа диаметріне сәйкес келетін желілік жылдамдық кезінде ішпектің бүйіржағын қызуына тексереміз:

$$v_{\text{ср}} = \frac{1}{2} \omega(D + d_1)/2 = 7,65(75 + 65)/4 = 267 \text{ мм/с} = 0,267 \text{ м/с}$$

Бұл ретте  $p_1 v_{\text{ср}} = 3 \cdot 0,267 = 0,801 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{мм}^2 \cdot \text{с})$ , бұл рұқсат берілген  $[p\dot{\varphi}] = 2 \dots 10 \text{ Н} \cdot \text{м}/(\text{мм}^2 \cdot \text{с})$  мәнінен біршама төмен.

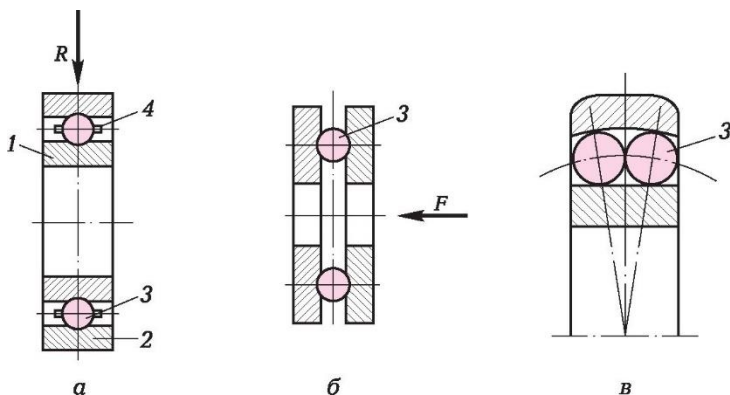
Тігінен орналасқан біліктердің сырғыма тіректері *өкшетіректер* (3.33-сурет) деп аталады. Өкшетіректің корпусында 2 қола немесе болат линза 3 орналасады, ол тозуына қарай жаңасына ауыстырылып тұрады.

Бірқатар жағдайларда, майлау түріне қарай ішпектерді ағаштан, текстолиттен, винипластан, резеңкеден және т.б. дайындайды. Өкшетірек корпусын сұр шойыннан немесе болат құймасынан жасайды.

### 3.10. ТЕРБЕЛІС МОЙЫНТІРЕКТЕРІ

*Тербеліс мойынтіректері* — бұл тербеліс элементтерін (шарлар немесе аунақшалар) пайдаланатын айналмалы бөлшектердің тірегі. Олар (3.34-сурет, *а*) ішкі 1, сыртқы 2 сақиналардан, тербеліс денелерінен 3 және тербеліс денелерін бөліп тұратын және бағыттайтын сепаратордан 4 тұрады. Тербеліс денелерінің санына қарай мойынтіректер бір қатарлы (3.34-сурет, *а*), екі қатарлы (3.34-сурет, *б*) және көп қатарлы болуы мүмкін.

Қабылданатын жүктемелер сипатына қарай тербеліс мойынтіректері радиалды жүктемелерді қабылдайтын радиалды (3.34-суретті қараңыз, *а*);



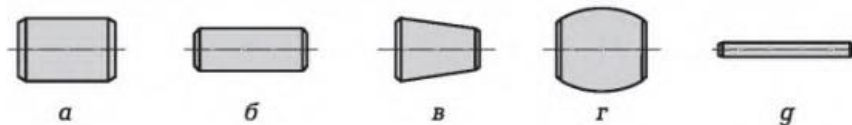
3.34-сурет

осьтік жүктемелерді ғана қабылдайтын берік (3.34-сурет, *б*) және радиалды және осьтік жүктемелерді қабылдайтын радиалды-берік болып бөлінеді.

Тербеліс денелерінің пішініне қарай мойынтіректерді шарлы (3.34-суретті қараңыз) және аунақшалы деп бөледі. Аунақшамойынтіректе тербеліс денелері қысқа цилиндрлі (3.35-сурет, *а*), ұзын цилиндрлі (3.35-сурет, *б*), конус пішінді (3.35-сурет, *в*), бөшке тәрізді (3.35-сурет, *з*), инелі (3.35-сурет, *д*) және еспе аунақша пішінді болуы мүмкін.

Шарлы мойынтіректер тым жылдам жүрісті, ал аунақшамойынтіректер үлкен жүк көтергіштікке ие. Жылдам жүретіндіктен шарлы мойынтіректерге жақын цилиндрлі аунақшамойынтіректер осьтік жүктемені нашар қабылдайды. Жоғары радиалды және осьтік жүк көтергіштікке бірдей ие конус пішінді аунақшамойынтіректер шамалы айналу жиілігін көтереді.

Мойынтіректердің барлық түрлері стандартталған және оларға әсер ететін жүктемелер мөлшеріне және ұзаққа төзімділігіне қарай мынадай топтамаларға біріктірілген: жеңіл, орташа және ауыр мойынтіректер.



3.35-сурет

### Ұзаққа төзімділігін есептеу

Тербеліс мойынтіректері тербеліс жолдары мен тербеліс денелерінің үстіңгі қабаттары тозғаннан бұзылу салдарынан жұмысқа қабілеттілігін жоғалтады. Сондықтан олар жұмыстың ұзақтығына есептеп жасалады. Көптеген тәжірибелердің негізінде  $Q$  жүктемесі мен ресурс (шаршау белгілері пайда болғанға дейін айналымдардың жиынтық саны  $L_{10}$ ) арасындағы байланыс анықталды:

$$(C_r/Q)^{\alpha} = L_{10}.$$

Шарлы мойынтіректер үшін  $\alpha = 3$ , аунақшамойынтіректер үшін  $\alpha = 3,33$ ;  $C_r$  — мойынтірек  $10^6$  айналым ішінде көтере алатын базалық динамикалық радиалды есептелген жүк көтергіштік.

Тербеліс мойынтіректері радиалды және осьтік жүктемелердің бірлескен әсеріне ұшырайтындықтан,  $Q$  орнына мойынтіректердің әртүрлі типтері үшін түрліше есептеп шығарылатын келтірілген жүктемені қояды. Сонымен қатар, осьтік және радиалды жүктемелер арасындағы арақатынас мәні болады [8].

Тербеліс мойынтіректері қазіргі кезде машина жасауда негізгі тірек түрі болып табылады. Олар бірқатар артықшылықтарға ие. Біріншіден, бұл халықаралық ауқымда аса стандартталған және бір орталықтан дайындалатын стандартты түйін. Осыған байланысты тербеліс мойынтіректері сырғыма мойынтіректеріне қарағанда арзанырақ. Екіншіден, тербеліс мойынтіректері жүктемелер өзгерген кезде, әртүрлі айналу жиіліктері мен реверстерде жақсы жұмыс істейді, сырғыма мойынтіректер туралы бұлай айта алмайсың. Үшіншіден, сырғыма мойынтіректерге қарағанда тербеліс мойынтіректерінде іске қосу сәттері аз, себебі үйкеліс күштерінің сәттері де аз, демек, жылу бөлуі де шамалы. Бұдан әрі, тербеліс мойынтіректерінде көбінесе қою маайлауды пайдаланатындықтан, сырғыма мойынтіректермен салыстырғанда майлау материалының шығыны төмен. Тербеліс мойынтіректері үшін қымбат тұратын түсті материалдарды шығындаудың қажеті жоқ, ал білік шетмойындарының материалы мен жылумен өңделуіне ерекше талаптар қойылмайды.

Тербеліс мойынтіректерінің кемшіліктеріне шктеулі қызмет ету

мерзімі; параметрлік ауытқулардың туындауына әкелетін ауыспалы қаттылығы; тірек диаметрлерінің үлкен мөлшерлері; сырғыма мойынтіректеріне қарағанда ауытқуларды демфирлеу қабілетінің төмендігі жатады.

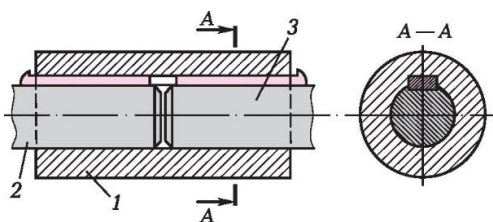
### 3.11. ЖАЛҒАСТЫРҒЫШТАР

Жалғастырғыштардың мақсаты — жеке біліктерді бір-бірімен біріктіру және бұл ретте айналу сәтін беру. Мұндай жалғастырғыштарды *жсетекті* деп атайды. Олардан бөлек құбырларды, тартымдар мен басқа да бөлшектерді (олар бұл оқулықта қарастырылмайды) біріктіруге арналған жалғастырғыштар бар.

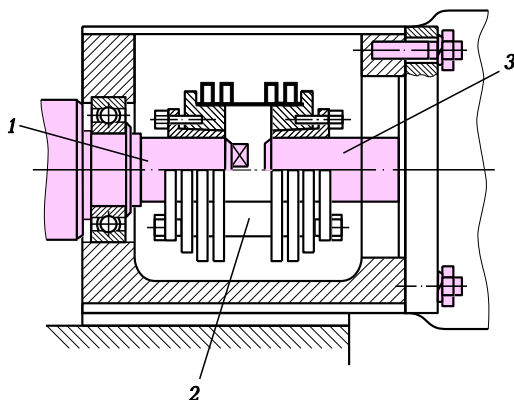
V қосымшада ағытылмайтын, басқарылатын және автоматты түрде әрекет ететін жалғастырғыштардың шартты белгілері көрсетілген.

**Ағытылмайтын (басқарылмайтын) жалғастырғыштарды** біліктерді дайындау және құрастыру технологиясының шарттары бойынша құрамдас етіп жасау, оның үстіне құрамдас білік біртұтас жұмыс істеуі тиіс болған жағдайда қолданады. Бұл санатқа мыналар жатады: а) түпкі жалғастырғыш 1 (3.36-сурет), оларды 2 және 3 осьтес біліктері біріктіреді; б) мақсаты соққы жүктемелерін жеңілдету, сондай-ақ біліктердің өзара орналасуының кейбір дәлсіздіктерінің орнын толтыру болып табылатын иілімді жалғастырғыштар. Иілімді жалғастырғыштың мысалы сальфондық жалғастырғыш 2 (3.37-сурет) болып табылады, ол жүрісті тербеліс бюұрандасы 1 бар ИР500Ф4 модельді ЧПУ білдегінің жоғары сәтті электр қозғалтқышының білігін 3 біріктіру үшін пайдаланылады; ол электр қозғалтқышы білігі осьтерінің және шарлы бұранда тірегінің кейбір қиғаштанулар мен осьтік сәйкессіздігінің орнын толтырады. Сонымен бірге қозғалтқыш білігін біріктіру қаттылығын ұлғайту мүмкіндігі — жүріс бұрандасы біріктіретін біліктердің шамалы ғана салысырмалы айналымының өзін болдырмайды және олар біртұтас жұмыс істейді; в) орнын толтырушы жалғастырғыштар біліктерді дұрыс біріктірілмеген осьтермен біріктіруге арналған; бұл жалғастырғыштар біліктердің радиалды, осьтік және бұрыштық ығысуларының орнын толтыруы тиіс.

**Басқарылатын, немесе ілінісетін** жалғастырғыштарды жиі тоқтатып, іске қосуды жүзеге асыру қажет болатын машиналарда немесе жекелеген түйіндерде, мысалы металл кесетін білдектер мен автомобильдерде қолданады.



3.36-сурет



3.37-сурет

Ілінісетін муфталар механикалық, электрлі, гидравликалық және пневматикалық жетектермен болуы мүмкін. Механикалық ілінісетін жалғастырғыштарға *жұдырықшалы* (немесе тісті) және *үйкелмелі* жалғастырғыштар жатады. 3.38-суретте ілінісетін жұдырықшалы жалғастырғышты көрсетілген, ол түйіндес жартылай жалғастырғыштың жұдырықшалары арасындағы ойыстарға кіретін қапталдық жұдырықшалары бар екі жартылай жалғастырғыштан 1 және 2 тұрады. Жартылай жалғастырғыш 2 білікті бойлай оймакілтектер бойынша жылжи алады, ал жартылай жалғастырғыш 1 білікпен мықтап біріктірілген. Қосылу механизмдерінің тозуын азайту үшін жетектегі біліктегі жартылай жалғастырғышты жылжымалы етіп жасайды. Екі білікті біріктірген кезде жұдырықшалы жалғастырғыштар оларды орталыққа дәлдеуді талап етеді, бұған орталыққа дәлдеуші шығыршық арқылы қол жеткізіледі. Ең алдымен

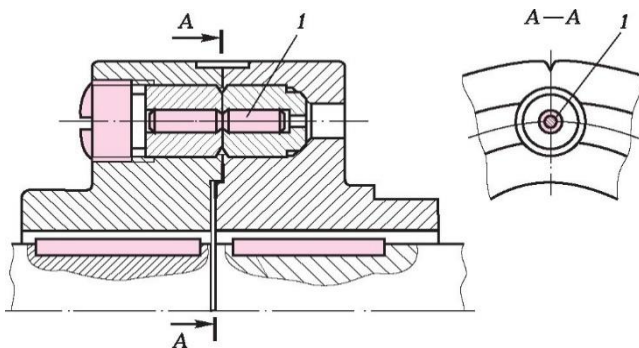
бұл жалғастырғыштарды білікті және онда орналасқан тістегерішті біріктіру үшін қолданады; бұл жағдайда екі жартылай жалғастырғыш та бір білікте орналасқан (3.38-суретте көрсетілгендей) және біріктірілетін бөлшектерді орталыққа дәлдеу қамтамасыз етілген. Жартылай жалғастырғышты 2 тістегеріш ұшындағы жұдырықшаларға немесе білікпен біріктірілетін басқа да бөлшекпен жиі алмастырады. Жұдырықшалы жалғастырғыштар үшін сырғанақтау және шамалы габариттік мөлшерлердің болмауы тән. Кемшілігі жылдам жүріс кезінде қосу мүмкінсіздігі. Жылдамдығы 1 м/с баяу жүрісте қосқанның өзінде соққыға ұласады.

**Үйкелісті ілінісетін** жалғастырғыштар жетекші буынды қозғалмайтын білікпен бірқалыпты біріктіруді қамтамасыз ете отырып, үйкеліс күштерінің арқасында айналу сәтін береді. Бұл іске қосу кезінде динамикалық жүктемелер мен шуылды, ал көлік машиналарында адам үшін қолайсыз үлкен жылдамдықтарды болдырмауға мүмкіндік береді. Сонымен қатар, үйкелісті жалғастырғыштар сақтандырғыш құрылғы қызметін атқаруы мүмкін. Жұмыс беттерінің пішіні бойынша үйкелісті жалғастырғыштар дискілік, конус тәрізді және цилиндрлік (ысырмалы қалыппен) болып бөлінеді.

Ілінісетін жалғастырғыштар электрлі, гидравликалық және пневматикалық — бұл дәл сол үйкелісті жалғастырғыштар, бірақ механикалық (тетікті жүйелер арқылы) емес, электр энергиясының, гидравликаның немесе пневматиканың көмегімен басқарылады.

3.39-суретте айналу сәтін беруге емес, керісінше, айналуы тоқтатуға арналған электрлі басқарылатын жалғастырғыш бейнеленген, яғни ол тежегіштің ролін атқарады. Электрлі сигнал берген кезде магнит өткізгіш дискілердің жылжымайтын пакеті 3 тісті доңғалақпен 1 бекітілген пакетті 2 тежейді және ол тоқтайды.

**Автоматты (өздігінен әрекет ететін) жалғастырғыштар** адамның араласуынсыз белгілі бір жағдайларда іске қосылады. Оларға мыналар жатады: а) озба жалғастырғыштар, олар бір бағыттағы сәтті береді және қарама-қарсы еркін салыстырмалы айналуға жол береді, сондықтан оларды еркін жүріс жалғастырғыштары деп атайды. «Озба жалғастырғыш» термині егер жетектегі білік басқа кинематикалық тізбектен жалдамырақ айналуы аласа, жетекші біліктің жетектегі біліктен озып кетуіне жол беруімен байланысты туындаған; б) ортадан тепкіш жалғастырғыш жетекші білік берілген айналу жиілігіне қол жеткізген кезде біліктерді автоматты қосу (немесе ажырату) қызметін атқарады. Бұл жалғастырғыштар жылдамдығы бойынша өздігінен басқарылатын болып табылады; в) машинаның немесе оның жекелеген механизмдерінің артық жүктемесі кезінде сақтандырғыш буын функциясын атқаратын сақтандырғыш жалғастырушылар.



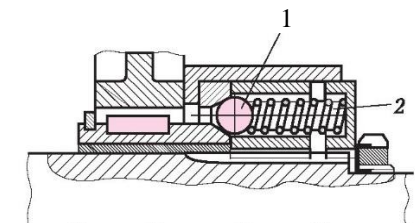
3.40-сурет

Жұмыс істеу принципі бойынша механикалық сақтандырғыш жалғастырғыштар бұзушы элементі бар, серіппелі-жұдырықшалы, үйкелісті жалғастырғыштар болып бөлінеді.

**Бұзушы элементі бар сақтандырғыш жалғастырғыштарды кенет артық жүктелу кезінде қолданады.** Бұл жалғастырғыштардың кемшілігі жалғастырғыш істен шыққаннан кейін бұзушы элементтерді ауыстыру қажеттілігі болып табылады.

Мұндай типтегі жалғастырғыштардың ішінде кесу сұққыштары *1* бар жалғастырғыштар қолданылады (3.40-сурет).

Сұққыштарды әдетте орташа көміртекті болаттан (жақсартылған немесе шыныққан) болаттан дайындайды. Сұққыштарда болжамданған бұзылған жерде іске қосылу дәлдігін арттыратын, сұққыштарды олар бұзылған соң алып шығуды жеңілдететін, сондай-ақ жалғастырғыштардың бүйіржақ бетін зақымдау қаупін төмендететін қырнау жасайды. Сұққыштарды олардың беттерінің зақымдалуын болдырмау үшін жоғары қаттылығына дейін шыныққан төлкеге орнату қажет. Сұққыштарды ауыстыруға ыңғайлы жерге орнатады.



3.41-сурет

**Серіппелі-жұдырықшалы сақтандырғыш жалғастырғыштарды** шамалы жылдамдықтарды және берілетін айналу сәттерінде кеңінен қолданады. Олар іске қосылудың жоғары дәлдігін қамтамасыз етеді, себебі серіппенің иілімді қасиеттері жеткілікті түрде тұрақты. Жоғары жылдамдықтарда бұл жалғастырғыштарды қолданбайды. Серіппелі-жұдырықшалы жалғастырғыштарда жұдырықшалар шарлармен *1* алмастырылуы мүмкін (3.41-сурет). Мұндай серіппелі-шарлы жалғастырғыштар өздерінің қасиеттерінің арқасында кеңінен таралған: олар аса технологиялы, аз тозады және конструкциядағы әрбір шарға жеке серіппе *2* орнатуға болады, бұл жүктеменің біркелкілігін арттырады.

**Үйкелісті сақтандырғыш жалғастырғыштарды** негізінен соққы типті жиі қысқа мерзімді жүктемелерде қолданады. Оларды дискілік немесе конус пішінді етіп дайындайды; конструкциясына қарай олар үйкелісті жалғастырғыштарға ұқсас, тек басқару механизмінің жоқтығымен ерекшеленеді.

### 3.12. ҮЙКЕЛІСТІ БЕРІЛІСТЕР

Механикалық берілістер немесе жай ғана берілістер деп механикалық энергияны қашықтыққа, әдетте, жылдамдықтар мен сәттерді өзгертумен, ал кейде қозғалыс түрлері мен заңдарын түрлендірумен беру қызметін атқаратын механизмдерді атайды.

Машина жасауда әртүрлі берілістер кеңінен қолданылады. Автомобиль немесе металл кескіш білдек сияқты машиналарда бірнеше ондаған тісті берілістер бар, ал әлемдік тісті доңғалақтар шығарылымы күнінен миллион даналап есептеледі.

Жұмыс істеу принципі бойынша берілістер былайша бөлінеді:

1. тербеліс денелермен тікелей түйісетін (үйкелісті) және икемді байланысы бар (белдікті) үйкеліспен берілістер;
2. тікелей түйісетін (тісті және бұралаң) және икемді байланысы бар ілініспен берілістер.

Механикалық берілістермен қатар гидравликалық, пневматикалық және электрлі жетектері бар берілістерді кеңінен қолданады. Бұдан әрі механикалық берілістер ғана қарастырылады.

**Үйкелісті берілістер** — бұл жетекші денеден жетектегі денеге қозғалыс үйкеліс күштерінің арқасында берілетін берілістер. 3.42-суретте қарапайым үйкелісті беріліс көрсетілген. Жетекші диск *1* күшпен *Q* дискінің қапталдық бетіне *2* жанасады. Диск *1* айналған кезде *M* нүктесінде үйкеліс күші туындайды  $F_{тр} = f_{тр}Q$ , ол жетектегі дискіні *2* айналдырады. Жетектегі диск қандай жылдамдықпен айналатынын анықтауға болады.



Берілісті қатынас жетектегі буынның бұрыштық жылдамдықтарының жетекші туынға арақатысымен айқындалады. Бұл беріліс үшін

Демек, жетектегі буынның бұрыштық жылдамдығы  $\omega_2 = i\omega_1 = \omega_1 r_1 / r_2$ .

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{v_M}{r_2} : \frac{v_M}{r_1} = \frac{r_1}{r_2}, \text{ т. е. } i = \frac{r_1}{r_2} = \frac{r_{\text{внц}}}{r_{\text{вд}}}.$$

Егер дискіге  $1-N-N$  осін бойлай үдемелі ығысуын хабарласа, онда жетектегі дискіде 2 бұрыштық жылдамдық сатысыз өзгертін болады, себебі радиус  $r_2$  өз мәнін 0-ден  $R$ -ге дейін өзгертуі мүмкін.

Жетектегі буынның айналу жиілігін сатысыз өзгертуге мүмкіндік беретін мұндай үйкелісті берілістер **вариаторлар** деп аталады.

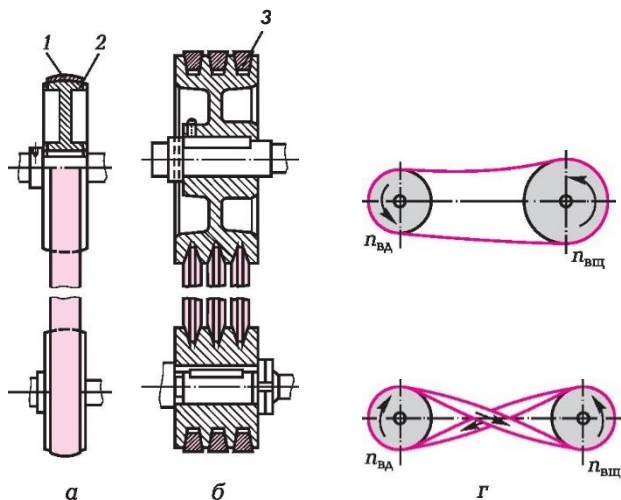
Айналу жиілігін реттеудің ең жоғары диапазоны  $D = n_{\text{max}}/n_{\text{min}} = 3...4$  — алдыңғы вариаторларында;  $D = 8...10$  — қапталдық және конустық-тегершікті вариаторларда.

Үйкелісті берілістердің артықшылықтары: конструкциясының қарапайымдылығы; жылдамдықтың сатысыз реттелуі; жетектегі буынның жылдамдығын жетекші буынды тоқтатпай өзгерту мүмкіндігі, бұл металл кесетін білдектер жетектерінде аса маңызды; конструкциясының қарапайымдылығына байланысты құнының төмендігі.

Кемшіліктері дәл берілісті қатынастарды қамтамасыз ету мүмкінсіздігі (тісті іліністерге қарағанда); жоғары тозушылық; арнайы қысқыш құрылғылардың қажеттілігі (бұл тісті берілістерге қажет емес); мойынтіректерге үлкен жүктемелер. Аталған кемшіліктерге байланысты машина жасауда вариаторларды қолдану шектеулі. Олар бұрандалы баспақтарда, аспаптарда, кейбір білдектердің басты қозғалыс жетектерінде пайдаланылады (мысалы, 1810 моделі — ұсталық-шүйделеу білдегі).

### 3.13. БЕЛДІКТІ БЕРІЛІСТЕР

Белдікті беріліс (3.43-сурет, *a, б*) бір-бірінен қашық орналасқан біліктер арасындағы қозғалысты беру үшін кеңінен қолданылады. Ол біліктерге бекітілген, бір жазық  $1$  немесе бірнеше сыналы  $3$  белдіктер тегершігіне киілген тегершіктер  $2$  арқылы жүзеге асырылады.



3.43-сурет

Біріншісі жазық белдікті, ал екіншісі сыналы белдікті беріліс деп аталады.

Белдікті берілістердің артықшылықтары берілісті едәуір қашықтықтарға беруді жүзеге асыру мүмкіндігі; тербелісті және жүктемелерді жеңілдететін және едәуір жүктемелерден сақтандыратын (сырғу есебінен) жетектің иілімдігі; жүрістің бірқалыптылығы және шуылсыз жұмыс; күтім жасау мен қызмет көрсетудің салыстырмалы түрде қарапайымдылығы болып табылады.

Кемшіліктеріне үлкен габариттік мөлшерлері (әсіресе үлкен қуаттарда); беріліс қатынасының тұрақсыздығы (тегершіктердегі белдіктің сырғып кетуінен); біліктер мен тіректерге үлкен қысым түсуі; салыстырмалы түрде төмен КПД; жарылыс қаупі бар үй-жайларда (электрленуіне байланысты) қолданылмауы жатады.

Белдікті берілістер 0,7-ден 50 кВт дейін, сирек — 70 кВт дейінгі және жекелеген жағдайларда ғана — 200 кВт дейінгі қуаттарда ең көп қолданысқа ие болды.

Жазық және сыналы белдікті берілістер  $v = 5...25$  м/с, сирек жағдайларда — 30 м/с дейінгі жылдамдықта жұмыс істейді. 5 м/с дейінгі жылдамдықта белдікті берілістерді қолайсыз мөлшерлеріне байланысты қолдану тиімсіз.

Жазық белдіктерді былғарыдан, мақта-мата және резеңкеленген матадан дайындайды, жабық иілімді байланыс құру үшін оларды қусыра тігеді. Сыналы белдіктерді жабық күйінде (белгілі бір ұзындықта тұтас

етіп) дайындайды. Мұндай белдіктер тегершік жырашықтарымен жақсы түйісуді және берілістің бірқалыпты соққысыз жұмысын қамтамасыз етеді.

Күштерді беру қалыпты тартылған белдіктермен ғана қамтамасыз етіледі. Ол үшін белдіктерді әлсін-әлсін қысқартып тігіп отырады немесе белдіктердің тартылуын реттейтін арнайы құрылғылар орнатады.

Жазық белдікті беріліс ашық (3.43-сурет, в), бұл жағдайда жетектегі біліктің айналу бағыты жетекші тегершіктің айналу бағытымен сәйкес келеді және жетектегі біліктің айналу бағытын кері өзгертетін айқасқан (3.43-сурет, з) болып келеді. Кейбір типтердегі көлденең-жонғыш білдектерде ашық және айқасқан белдікті берілістерді қолданады.

Әртүрлі берілістерді қолдану саласы беріліс қатынастарына байланысты болады:  $i = 1/5...5$  — ашық берілістер,  $i = 1/6...6$  — айқасқан,  $i = 1/4...4$  — бағыттаушы және қысқаш аунақшаларымен с,  $i = 1/8...8$  — тартылатын немесе өздігінен тартылатын біліктері бар,  $i = 1/10...10$  — тартылатын аунақшасы бар.

### Берілісті қатынас және салыстырмалы сырғу

Шарасыз сырғу салдарынан жетектегі біліктегі шеңберлі жылдамдық  $v_2$  жетекші біліктегі жылдамдықтан  $v_1$  төмен:

$$v_2 = (1 - \xi)v_1$$

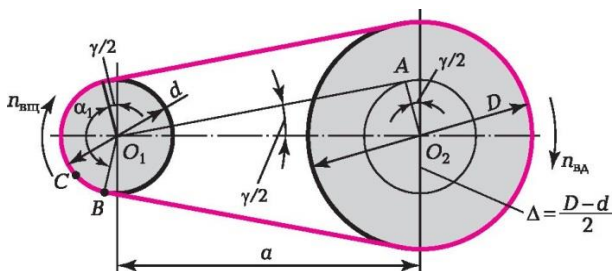
Осыдан берілісті қатынас

$$i = \frac{n_{\omega d}}{n_{\omega c}} = \frac{\omega_{\omega d}}{\omega_{\omega c}} = \frac{(1 - \xi)v_1 \cdot 2}{d_2} : \frac{v_1 \cdot 2}{d_1} = \frac{(1 - \xi)d_1}{d_2}, \text{ яғни } i = \frac{d_1}{d_2} (1 - \xi)$$

Анықтамалықтарда сырғу коэффициенті  $\xi$  келесі мәндері берілген: резеңкеленген, тоқыма және синтетикалық белдіктер — 0,01; былғары белдіктер — 0,015; кордматалы сыналы белдіктер — 0,2; кордбаулы сыналы белдіктер — 0,01.

### Геометриялық арақатыстар

Белдікті берілістерде геометриялық параметрлердің мынадай белгілері қабылданған:  $d$  — шағын тегершік диаметрі (3.44-сурет);  $D$  — үлкен тегершік диаметрі;  $b$  — централық қашықтық;  $L$  — белдік ұзындығы;



3.44-сурет

$\beta_1$  — шағын тегершіктегі қармау бұрышы;  $\gamma$  — тармақтар арасындағы бұрыш.

Бұрыштың  $\gamma$  мәні  $O_1AO_2$  үшбұрышынан анықталады:

$$\sin(\gamma/2) = \Delta/a$$

мұнда  $\Delta = (D - d)/2$ .

Осыдан белдіктің тармақтары арасындағы бұрыш шығады

Енді шағын тегершіктегі қармау бұрышын анықтауға болады

$$\gamma = 2 \arcsin(\Delta/a) \approx 2\Delta/a$$

Жазық белдікті беріліс үшін ұсынылған қармау бұрышы  $150^\circ$ , сыналы  $\alpha_1 = 180^\circ - \gamma$  белдікті беріліс үшін —  $120^\circ$ , алайда  $90^\circ$  бұрышында да сыналы белдікті беріліс жетікілікті түрде сенімді жұмыс істейді.

Салбырауы мен бастапқы деформациялануын есепке алмағанда белдіктің ұзындығы тегершік доғаларының қармау бұрыштарындағы ұзындығы, радиустары мен белдіктің тік сызықты бөліктерінің ұзындығының жиынтығы ретінде анықталады:

$$L = \frac{\pi(D+d)}{2} + \gamma \frac{D-d}{2} + 2a \cos \frac{\gamma}{2}.$$

Бұрыштар  $\gamma$  шамалы болғандықтан

$$\cos(\gamma/2) \approx 1 - (1/2)(\gamma/2)^2.$$

$(D + d)/2$  белгілеп  $D_{cp}$  арқылы белдік ұзындығы анықталатын

$$L \approx \pi D_{cp} + [2 + (\Delta/a)^2]a.$$

формуланы аламыз:

Таңдап алынған белдік ұзындығында тегершіктер осьтерінің арасындағы қашықтық мынаған тең болады:

$$a = \frac{L - \pi D_{cp}}{4} + (1/4) \sqrt{(L - \pi D_{cp})^2 - 8\Delta^2}.$$

## Белдіктегі күштер мен кернеулер

Жетектегі ( $N_2$ ) және жетекші ( $N_1$ ) біліктердегі қуаттар арасындағы байланыс мынадай тәуелділікпен орнайды

$$N_2 = \eta N_1,$$

мұнда  $\eta$  — белдікті берілістің КПД.

Тегершіктердегі *айналу сәттері* берілетін қуат пен тегершіктің айналу жиілігіне қарай айқындалады,  $H \cdot м$ :

$$M_{кр} = 9550 \frac{N}{n}$$

мұнда  $N$  — қуат, кВт;  $n$  — тегершіктің айналу сәті,  $мин^{-1}$ .

Тегершіктердегі *шеңберлі жұмыс күшін* айналу сәтін тегершік радиусына бөлумен (жүктеме қарқындылығы және жұмыс режимі коэффициентін  $k_d$  есепке ала отырып) анықтайды (3.5-кесте),  $H$ :

$$F = k_{\Delta} M_{кр} / (D / 2), \text{ немесе } F = k_{\Delta} 2M_{кр} / D;$$

егер айналу сәті ньютонның метрге көбейтілуімен ( $H \cdot м$ ) берілсе, онда есептеу кезінде тегершік диаметрін метрмен ( $м$ ) көрсеткен жөн.

*Тегершіктегі рұқсат берілген шеңберлі күш*  $F$  белдіктің жетекші және жетектегі тармақтарының әртүрлі тартылуына тең:

$$F = T_1 - T_2.$$

*Белдік тармақтарындағы бастапқы кернеу*  $T_0$  бос жүріс кезінде жетекші тармақта да, жетектегі тармақта да бірдей болып қалады:

$$2T_0 = T_1 + T_2.$$

Бұл жағдайда белдіктің салбырауын елемейді.

Белдіктің бастапқы тартылуы  $T_0$  белдік үлкен созылуды алмай, осы тартылысты жеткілікті түрде ұзақ уақыт сақтап қалатындай және қанағаттанарлық ұзаққа төзімділікке ие болатындай таңдап алады.

Тегершіктердегі шеңберлі күш  $F$  белдіктің пайдалы жүктемесі деп есептеледі.

3.5-кесте. Жүктеме қарқындылығы мен жұмыс режимі коэффициентінің мәні

Жүктеме	Машина типі	Коэффициент $k_d$
Тыныш. Іске қосу жүктемесі 120%-дан қалыптыға дейін	Электр генераторлары; желдеткіштер; ортаға тартатын сорғылар мен компрессорлар; таспалы тасымалдағыштар; үздіксіз кесу процесі бар білдектер: ұсталық, бұрғылау, тегістеу	1
Қалыпты жүктеме ауытқулары. Іске қосу жүктемесі қалыптыдан 150 %	Үш және одан көп цилиндрлері бар микбасты сорғылар мен компрессорлар; табақшалы тасымалдағыштар; автомат білдектер	1,1
Елеулі жүктеме ауытқулары. Іске қосу жүктемесі қалыптыдан 200 %	Бағыттаушы жетектер; сүргілеу және қашағыш білдектер; бір немесе екі цилиндрлі микбасты сорғылар; бұрандалы және қырғыш тасымалдағыштар; салыстырмалы ауыр сермерлері бар бұрандалы және эксцентрлік баспақтар	1,25
Соққы және күрт біркелкі емес. Іске қосу жүктемесі қалыптыдан 300 % дейін	Көтергіштер, экскаваторлар, драгалар; салыстырмалы жеңіл сермерлері бар эксцентрлік және бұрандалы баспақтар; қайшы, балғалар, диірмендер	1,5...1,6

Ескерту. Үлкен іске қосу сәттері бар қозғалтқышты кенет және жиі іске қосу кезінде коэффициент  $k_d$  0,15-ке арттыру қажет. Екі ауысымдық жұмыс кезінде коэффициент  $k_d$  0,15-ке. үш ауысымдық жұмыста — 0,35-ке арттыру қажет.

Белдіктің *қалыпты күйіндегі* немесе бос жүріс кезіндегі *кернеуі* бастапқы тартылыстың белдіктің көлденең қимасының ауданына  $S$  арақатысымен анықталады:

$$\sigma_0 = T_0/S.$$

Резеңкеленген және сыналы белдіктер құрылымы бойынша біркелкі емес. Тоқыма белдіктердің қимасы тұтас емес. Алайда есептеу кезінде барлық белдіктер шартты түрде біртекті және тұтас деп саналады және белдіктің көлденең қимасының ауданы оның енінің  $b$  қалыңдығына  $\Delta$  көбейтіндісіне тең қабылданады:

$$S = b\Delta.$$

Жазық резеңкеленген және мақта-мата белдіктері үшін белдіктегі бастапқы кернеуді қабылдайды  $\sigma_0 = 1,8 \text{ Н/мм}^2 = 1,8 \text{ МПа}$ . Егер созылудың автоматты түрде орнын толтыратын автоматты тарты құрылғылары пайдаланылса,  $\sigma_0$  мәнін  $2 \text{ Н/мм}^2$  дейін арттыруға жол беріледі; полиамид жабыны бар синтетикалық талшықтан дайындалған белдіктер үшін  $\sigma_0$  мәнін  $7,5 \text{ Н/мм}^2$  дейін қабылдайды; қалыпты қимасы бар сыналы белдіктер үшін  $\sigma_0 = 1,2...1,6 \text{ Н/мм}^2 = 1,2...1,6 \text{ МПа}$ .

Белдіктің жетекші және жетектегі тармақтарында **жұмыс жүрісі кезіндегі кернеулер** осы тармақтардағы кернеулерге қарай анықталады:

$$\sigma_1 = T_1 / S \quad \text{және} \quad \sigma_2 = T_2 / S$$

Белдіктегі аталмыш пайдалы кернеу  $K$  тегершіктегі шеңберлік күшке  $F_{\text{окр}}$  байланысты:

$$K = F_{\text{окр}} / S.$$

Белдікті беріліс жұмысы процесінде белдікте, тартылыс кернеуінен бөлек, инерциялық ортаға тартылатын күштерден  $\sigma_{\text{ц}}$  қосымша кернеу туындайды, ол белдік жылдамдығының квадратына  $v$  пропорционал, сондай-ақ белдік қалыңдығының тегершік диаметріне  $d$  арақатысына пропорционал бүгілу кернеуі  $\sigma_{\text{и}}$  туындайды:

$$\sigma_{\text{и}} \approx \delta d,$$

мұнда  $E$  — белдіктің серпімділік модулі. Бұрын қолданыста болған белдіктердің серпімділік модулі жаңа белдіктерге қарағанда үлкен болатынын ескерген жөн. Орта есеппен былғары белдіктердің серпімділік модулі  $E = 150... 250 \text{ МПа}$ , резеңкеленген және тоқыма —  $200...350 \text{ МПа}$ , капрон —  $600$  (статикалық жүктеме кезінде) және  $1\ 500 \text{ МПа}$  жуық (динамикалық жүктеме кезінде), кордбаулы —  $500...600 \text{ МПа}$ .

Белдіктердің ең жоғары кернеуін шағын беріліс тегершігі бар белдіктің жетекші тармағының  $B$  түйісу нүктесінде, дәлірек айтқанда  $BC$  кейбір «тыныш доғада» сынайды (3.44-суретті қараңыз):

$$\sigma = T_1 / S + \sigma_{\text{ц}} + \sigma_{\text{и}}.$$

Белдіктегі ең жоғары кернеу белдікті берілістің шаршауға төзімділігіне және ұзаққа төзімділігіне әсер етеді.

## Тартымдық қабілеті бойынша жазық белдікті берілістерді есептеу

Есептеу тәжірибелік жолмен алынған қиғаш сырғуды пайдалануға негізделген (3.45-сурет).

«Тартым коэффициенті» деген ұғымды енгіземіз:

оны белдіктегі бастапқы тартылыс  $T_0$  және кернеу  $\sigma_0$  арқылы көрсетуге

$$\varphi = F_{\text{окр}} / (T_1 + T_2),$$

болады. Осы тәуелділікке  $T_1 + T_2 = 2T_0$  орнына қойып,  $\varphi = F_{\text{окр}} / (2T_0)$  аламыз. Мәнді тартым коэффициенті үшін  $T_0 = \sigma_0 S$  есепке ала отырып қайта жазамыз:

Тартым коэффициенті салыстырмалы беріліс жүктемесін білдіреді.

$$\varphi = \frac{F_{\text{окр}}}{2\sigma_0 S} = \frac{K}{2\sigma_0}$$

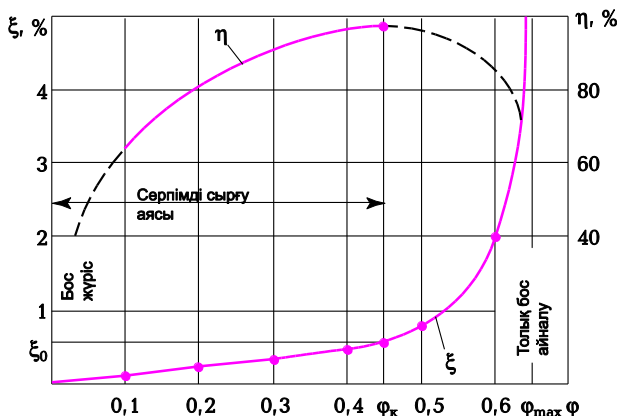
Сырғу коэффициентін есептеп шығарамыз

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} 100\%$$

мұнда  $x_1$  және  $v_2$  — жетекші және жетектегі тегершіктердегі шеңберлі жылдамдық.

Қисық сырғуды тәжірибелік түрде былайша алады: тұрақты кернеуде  $T_0$  пайдалы жүктемені  $F$  біртіндеп арттырады және сырғу коэффициентін  $\xi$  анықтайды.

Тартым коэффициентінің кейбір сыни мәні үшін  $\varphi_k$  сырғу белдіктің серпімді деформациялануынан туындайды, олар жүктемеге пропорционал;



3.45-сурет

қисық сырғудың тік сызықты учаскесі бар (3.45-суретті қараңыз).



Жүктеме одан әрі өскен кезде қосымша сырғу туындайды, бұл ретте жиынтық сырғу жүктемеге қарағанда жылдамдырақ арта түседі. Сырғу қисық сызығы күрт жоғары көтеріледі және тартым коэффициентінің мәні  $\varphi_{\max}$  кезінде толық бос айналып тұрып қалады.

Осы суретте белдікті берілістің КПД  $\eta$  өзгерту қисық сызығы көрсетілген. Жүктеме өскен сайын беріліс КПД де артады, себебі бос жүріс шығынының әсері азаяды. КПД ең жоғары мәніне тартым коэффициентінің  $\varphi_k$  сыни мәніне сәйкес келетін аймақта қол жеткізіледі, шамалы жүктеме кезінде белдікті беріліс толық пайдаланылмайды.

$\varphi_k$  орташа мәні тәжірибелік түрде анықталады: былғары және резеңкеленген белдіктер үшін  $\varphi_k = 0,6$ , мақта-мата және зығыр белдіктер үшін — шамамен 0,5, жүк белдіктер үшін — шамамен 0,4 және полиамидті белдіктер үшін — 0,45...0,5.

Сырғу қисық сызықтары бойынша  $\varphi_{\max}/\varphi_k$  арақатысы есептеледі, ол белдікті берілістердің артық жүктелу қабілеттілігін сипаттайды.

Былғары және жүн белдіктер жоғары жүктеме қабілетіне ие ( $\varphi_{\max}/\varphi_k = 1,35...1,5$ ), мақта-мата және тұтас тоқылған белдіктер үшін бұл арақатынас 1,25...1,4, ал резеңкеленген белдіктер үшін — 1,15...1,3 тең.

Сырғу қисық сызығына  $\varphi_k$  нүктесіне шамамен сәйкес келетін, бірақ одан аспайтын жүктемені ұтымды деп санаған жөн, себебі белдіктің жұмысын сырғу қисық сызығының  $\varphi_k$  -дан  $\varphi_{\max}$ -қа дейінгі қисық сызықты учаскесі шегіндегі жұмысын қалыпты деп санауға болмайды.

### Рұқсат берілетін пайдалы кернеу

Тартым коэффициентінің  $\varphi_k$  сыни мәніне сәйкес келетін сырғуды  $\xi_0$  арқылы з, ал осы нүктеге сәйкес келетін белдіктегі пайдалы кернеуді  $K_0$  арқылы белгілейміз. Былғары белдіктері үшін  $\xi_0$  шамасы 1...2%, резеңкеленген және тоқыма белдіктер үшін —  $\leq 1\%$  құрайды.

КПД тәжірибелік қисық сызықтары бойынша  $\eta = f(\varphi)$ , демек,  $K$  байланысты деген қорытынды жасауға болады. қалыпты жұмыс жағдайларында орта есеппен жазық белдікті берілістерде  $\eta = 0,95$ .

Кернеуді нормалаған кезде ( $\sigma_0 = 1,6...2$  МПа) әрбір  $y_0$  рұқсат берілетін пайдалы кернеуді  $[K_0]$  анықтау үшін желілік тәуелділік қарастырылады:

$$[K_0] = a - w(\delta/d)$$

мұнда  $d$  — белдіктің жуандығы;  $d$  — берілістің ең төменгі тегершік диаметрі;  $a$  және  $w$  — белдік түріне қарай коэффициенттер (3.6-кесте).

Рұқсат берілетін пайдалы кернеу мәніне жұмыс жағдайлары, қармау бұрышы, жылдамдықтар және басқа да факторлар әсер ететінін тәжірибе жүзінде анықталды. Атап айтқанда, дымқыл және шаң басқан үй-жайларда белдікті берілістің жұмысы кезінде рұқсат берілетін пайдалы кернеуді 10...30 % төмендетеді. Тегершік құрсауларын текстолиттен дайындаған кезде үйкеліс коэффициенті артады және рұқсат берілетін пайдалы кернеуді 20 % арттыруға болады. Сондықтан соның көмегімен шынайы

жұмыс жағдайлары үшін рұқсат берілетін пайдалы кернеуді табатын тәуелділік қарастырылған:

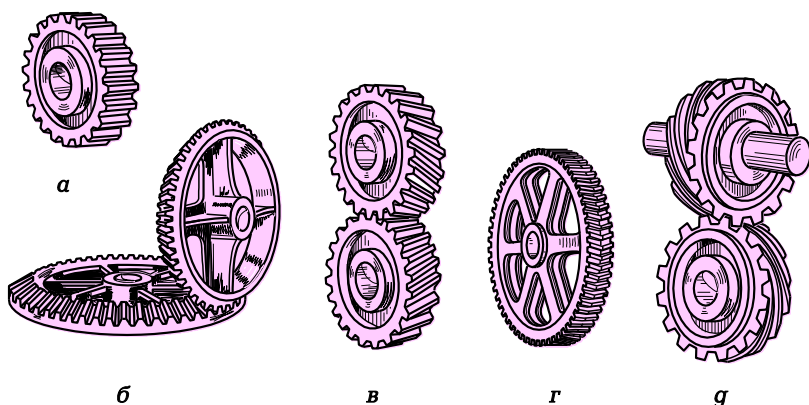
$$[K] = [K_0]C,$$

мұнда коэффициент  $C = C_1C_2C_3C_4$  тең. Берілістің орналасуын ( $C_1$ ),  $\delta/d$  арақатысының әсерін ( $C_2$ ), қармау бұрышын ( $C_3$ ) және жылдамдық коэффициентін ( $C_4$ ) есепке алатын осы коэффициенттердің мәндерін анықтамалықтардан таңдап алады [8].

### 3.14. ТІСТІ БЕРІЛІСТЕР

Тісті беріліс тісті іліністің көмегімен бұрыштық жылдамдықтар мен сәттерді өзгерте отырып қозғалысты беретін немесе түрлендіретін механизм болып табылады.

Бұл жерде цилиндрлі (3.46-сурет, *a*) және конус пішінді (3.46-сурет, *б*) тісті доңғалақтардан құрылған тісті берілістер қарастырылады. Айналым қозғалысы үдемелі қозғалысқа және керісінше түрленетін тісті берілістер



3.46-сурет

3.19-кіші бөлімінде қарастырылады.

Параллель біліктер арасында айналуы беру үшін цилиндрлі тісті доңғалақтарды (3.46-сурет, *в—г*) пайдаланады. Осьтері қиылысатын біліктер арасында айналуы түрлендіру және беру үшін конус пішінді тісті доңғалақтарды (3.40-суретті қараңыз, *б*), ал айқасқан осьтер арасында — тісті-бұрандалы доңғалақтарды пайдаланады (3.46-сурет, *д*).

Бұған дейін қарастырылған берілістермен салыстырғанда тісті берілістердің елеулі артықшылықтары бар: олар жұмыста сенімді, дұзаққа

төзімді, жоғары КПД, шағын габариттік мөлшерлерге, тұрақты беріліс қатынасына ие, үлкен айналу сәтін бере алады. Сонымен қатар, олар жылдамдықтар мен сәттердің кең диапазонында қолданылуы мүмкін.

Кемшіліктерге шуылды, жылдамдықтарды реттеу сатылығын, жүріс кезінде жылдамдықтарды ауыстыру мүмкінсіздігін жатқызуға болады.

### Тісті доңғалақтың негізгі элементтері

Тістер профилі қанағаттандыруы тиіс негізгі кинематикалық шарт мезеттік беріліс қатынасының тұрақтылығы болып табылады. Тістер профилі берілістің КПД жоғары, беріктігі мен ұзаққа төзімділігімен сипатталуы үшін шамалы сырғу жылдамдықтарын қамтамасыз етуі тиіс. Профиль дайындауда жеңіл болуы (тістердің санына қарамастан бір құралмен кесілуі) тиіс. Барлық осы шарттарды машина жасауда кеңінен қолданылатын эвольвентті ілініс қанағаттандырады. Эвольвентті тісті доңғалақтардың элементтері стандартталған. Негізгі параметр ретінде **тістер модулі  $m$**  — бөлгіш цилиндр бойынша  $P$  қадамына пропорционал шама:

$$m = P/\pi.$$

Қисық тісті доңғалақтар үшін шеңберлі қадамдар  $P_t$  және қалыпты  $P_n$  қарастырады:

$$P_n = P_t \cos \beta$$

мұнда  $\beta$  — бөлгіш цилиндр бойынша тістердің қисаю бұрышы. Түзу тісті доңғалақтар үшін  $\beta = 0$ , демек,  $P_n = P_t = P$ , яғни шеңбері және қалыпты қадамдар сәйкес келеді. Бөлгіш шеңбер бойынша қадам өлшенеді (3.47-сурет) және осы шеңбердің ұзындығын тістер санына  $z$  бөлумен анықталады:

$$P = \pi d/z.$$

$m = P/\pi$  біліп, тістер модулі арқылы бөлгіш шеңбер диаметрін көрсетуге болады:

$$d = mz.$$

Тістің биіктігі  $h$  бастиектен  $h_a = m$  және аяғынан  $h_f = 1,25m$  құралады. Осыдан тістің биіктігі шығады

$$h = h_a + h_f = 2,25m.$$

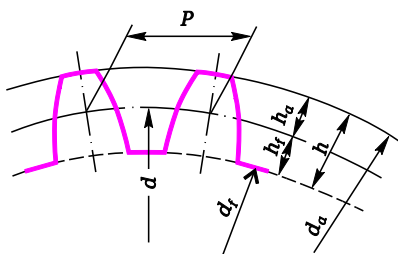
Осы тәуелділіктерді есепке ала отырып, шыңдар шеңбері диаметрінің

$$d_a = m(z + 2)$$

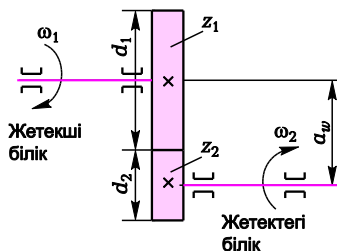
және ойыс шеңбері диаметрінің мәндерін жазып аламыз

$$d_f = (z - 2,5)m.$$

Екі тісті доңғалақтың орталықтары арасындағы іліністе орналасқан қашықтық (3.48-сурет) былайша анықталады:



3.47-сурет



3.48-сурет

$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m_1 z_1}{2} + \frac{m_2 z_2}{2} = m \frac{z_1 + z_2}{2},$$

мұнда  $z_1$  және  $z_2$  — сәйкесінше бірінші және екінші доңғалақ тістерінің саны;  $m_1 = m_2 = m$ , себебі іліністе бір ғана модульдің тісті доңғалақтары болуы мүмкін.

Беріліс қатынасын тістер профильдерінің түйісу нүктесіндегі сырғудың болмауы шартынан, яғни шеңберлі жылдамдықтар теңдігінен  $v_1 = v_2$  табамыз. Жетекші тісті доңғалақтың бұрыштық жылдамдығы  $\omega_1$ , ал жетектегі тісті доңғалақтың -  $\omega_2$  болсын. Онда

$$v_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \frac{\omega_1 m_1 z_1}{2}, \quad v_2 = \frac{\omega_2 m_2 z_2}{2},$$

$m_1 = m_2 = m$  ескере отырып, мынаны

$$\frac{\omega_1 m z_1}{2} = \frac{\omega_2 m z_2}{2},$$

немесе мынаны аламыз:  $\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$ . Осыдан берілісті қатынас

яғни тісті берілістің берілісі қатынасы жетекші тісті доңғалақ тістері

$$i = \frac{\omega_{вд}}{\omega_{вц}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

санының жетектегі тісті доңғалақ тістерінің санына тең.

### Тісті доңғалақтарды дайындауға арналған материалдар

Баяу жүрісті берілістер, әсіресе ірі габаритті және ашық берілістер үшін шойынды қолданады. Олар салыстырмалы түрде қажалуға жақсы

төтеп береді, сондықтан шамалы майласа да жұмыс істей береді. СЧ21, СЧ24 шойындары, СЧ30 және СЧ35 түрлендірілген шойындары, а сондай-ақ шар тәрізді графиті бар төзімділігі жоғары шойындар қолданылады.

Үлкен диаметрлі тісті доңғалақтар дайындау үшін болат құймасын (35 ...50 болаттары), сондай-ақ құймалы марганецті және аз қосындыланған 40ХЛ, 30ХГСЛ, 50Г2 болаттары пайдаланылады.

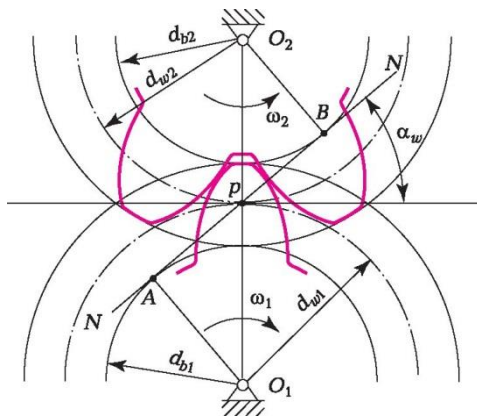
Шамалы жүктелген берілістерде металл доңғалақтармен қатар пластмасса тісті доңғалақтарын қолданады. Мұндай доңғалақтар шуылсыз жұмыс істейді, химиялық тұрақты, оның үстіне олар өздігінен майлануды қамтамасыз етеді. Шамалы жүктелген берілістерде тісті доңғалақтарды текстоликтен, ағаш-қабатты пластиктен, капроннан, капролоннан, полиформальдегидтен дайындайды. Текстоликтің қолданыстағы маркаларының ішінен ПТ және ПТК маркаларын; ағаш-қабатты пластиктен — кілтегі жұлдыз тәрізді орналасқан ДСП-Г маркасын (кілтектің әрбір қабатының талшығы 25...30° ығысқан) қолдану ұсынылады. Б капронынан жасалған тісті доңғалақтар таза майлау кезінде біршама жұмыс атқарған соң тозуын тоқтатады. Капролон және полиформальдегид қазіргі кезде тісті доңғалақтар үшін аса перспективалы материал болып табылады. Орташа жүктелген доңғалақтар үшін, әсіресе білдек жасауда, жоғары жиілікті токпен үстіртін шыныққан 40Х, 40ХН с болаттары қолданылады. Жаппай және ірі сериялы өндірісте сытықпен өңдеуден кейін өңдеу операцияларына ұшырайтын қаттылығы жоғары тісті доңғалақтарды қолданады. Бұрын ыстықпен өңдеудің негізгі түрі көлемді шынықтыру болып табылатын. Доңғалақтарды 40Х типті болаттан, ал аса жауапты жағдайларда 40ХН, 40ХН2МА және т.б. маркалардан дайындайтын. Алайда көлемді шынықтыру бетінің жоғары қаттылығы кезінде тұтқыр өзегін (әдетте 45.55 НРС) сақтап қалмайды, сондықтан қазіргі уақытта көлемді шынықтыру ыстықпен және химиялық-ыстықпен күшейту әдістерінің орнын басып отыр (толығырақ бұл 4-тарауда қарастырылады). Жауапты тісті доңғалақтар үшін, әсіресе артық жүктемелермен және соққы жүктемелерімен жұмыс істейтін тісті доңғалақтар үшін кейіннен цементтеу және шынықтырумен 12ХН3А, 18Х2Н4МА, 20Х2Н4А және 18ХГТ, 25ХГТ және 15ХФ маркалы никельсіз болаттарын қолдану ұсынылады.

### **Жылжыту арқылы тісті іліністер (түзетпеленген)**

Түзетпеленген тісті доңғалақтарды кескіш құралды есептелген жылжыту нәтижесінде алады.

Бұл жағдайда бөлгіш және бастапқы шеңберлер сәйкес келмеуі мүмкін. Әдетте бір немесе екі тісті беріліс доңғалақтарының аз санымен тісті доңғалақтар үшін түзетпелеуді қолданады. Осыаралық қашықтықты, бастапқы шеңбер диаметрін, ойыстар мен шындыр шеңберлерінің диаметрлерін, бөлгіш шеңбер бойынша тістің қалыңдығын анықтауға арналған есептеу формулалары анықтамалықтарда келтіріледі [8].

Тісті доңғалақтардың түйіскен жұптарының *бастапқы шеңберлері* деп тісті доңғалақтардың осьтерінде орталықтары бар және *ілініс полюсінде*  $p$  бір-бірімен жанаса отырып, бірінің үстінен бірі сырғусыз жылжитын шеңберлерді атайды (3.49-сурет). Түзетпеленбеген доңғалақ үшін



3.49-сурет

бастапқы шеңбер диаметрі бөлгіш шеңбердің диаметрімен сәйкес келеді  $d_w = d$ .

Түзудің  $NN$  шеңберлер бойынша сырғусыз жылжуы кезінде  $d_b = d_w \cos \alpha_w$  шеңберлері бойынша (бұрыш  $\alpha_w$  — *ілінісу бұрышы*) доңғалақтардың әрқайсысындағы осы түзудің нүктелерін эвольвентке сипаттайды. Сондықтан диаметрі  $d_b$  шеңбер *негізгі* деп аталады.

$NN$  түзіу *ілінісу сызығы*, ал осы түзу сызықтағы  $AB$  кесіндісі — *ілінісу ұзындығы* деп аталады.

### Пайдалану зақымдануларының түрлері мен себептері

Жұмыс жағдайларына қарай негізгі бұзылу мен зақымдалу түрлері тістердің үстіңгі қабаттарының сынуы, тозып қабатталып сырлануы, абразивті тозуы, тістерінің қажалуы, үстіңгі қабаттардың пластикалық ағылуы мен тіс қапталдарының зақымдануы.

Тістердің *сынуы* берілістің істен шығуына және оларға сынған кесектердің түсуінен біліктер мен мойынтіректердің зақымдануына әсеп соғатын аса қауіпті бұзылу түрлері болып табылады. Мысалы, кейбір модельдердегі ұсталық және ұсталық-револьверлік білдектерде сынулар үлесі 50... 60%, консоль-жонғылау білдегінде 90 % дейін жетеді. Ұста білдектерінде сынулар көбінесе үлкен диаметрлі әзірлемелерді сыдыру операциялары кезінде, сондай-ақ үзіліспен қайрау кезінде; фрезер білдегінде — жиі іске қосу немесе сүмбі жоғары жылдамдықта жұмыс

істеуі кезінде тежеу, басты жетектің серпімді жүйесінде айналдыру ауытқуларының резонансын туғызатын фрезерлеу режимдері кезінде орын алады.

Тістің сынуын болдырмау үшін бүгілуді есептеп алу қажет.

Тістердің жоғарғы қабаттарының **тозып сырлануы** да тістердің зақымдануының ең көп таралған түрі болып табылады. Қабаттап сырлану жұмыс беттерінде кейін үлкейе беретін шағын «дақтардың» эвольвенттерінің пайда болуын білдіреді.

Тістің қабаттап сырлануын болдырмау үшін бетінің төзімділігін есептеу қажет.

**Абразивті тозу** ашық берілістердің істен шығуының басты себебі болып табылады. Жабық берілістерде, егер машина абразивтермен ластанған ортада: таукен-өндіру, жол салу, құрылыс, ауыл шаруашылығы және басқа да машиналарда жұмыс істесе осы құбылыс туындауы мүмкін. Тозу динамикалық жүктемелердің артуына және шуылдың күшеюіне, тістердің босауына және түптеп келгенде олардың сынуына әкеп соғады.

Тістердің **қажалуы** жергілікті молекулярлық ілінісінен туындайды. Түйісетін беттердің бұзылуы қандай да бір беттің бір бөлшегінің жұлынуы арқылы жүзеге асырылады.

Материалдың үстіңгі қабаттарының **пластикалық ағылуы** ауыр жүктелген баяу жүрісті берілістерде төмен үстіртін қаттылық кезінде үйкеліс күштерінің әсерінен туындайды. Себептері тегістеп күйдіру, үстіңгі қабаттарды көміртексіздендіру болуы мүмкін.

Күштік тісті доңғалақтардың **тіс қапталдарының зақымдалуы** көбінесе ұста-бұранда кескіш, револьверлік, айналдырғы және кейбір бұрғылау білдектерінде байқалады. Себептері жылдамдықтар мен берістер қораптарындағы жиі ауыстырып қосулар болып табылады.

**Цилиндрлі түзу тісті берілістер тістерін түйісу беріктігіне есептеу** түйісу кернеулерін анықтауға саяды, олар рұқсат берілген мәннен аспауы тиіс:

$$\sigma_H = [\sigma]_H.$$

Ілініс полюсіндегі түйісу кернеуі  $u_H$  МПа, мынадай формула бойынша анықталады (МЕМСТ 21354—87):

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{\text{окр}}}{b_w d_w} \frac{u+1}{u}} K_H.$$

Мұнда  $Z_E$  — түйіскен тісті доңғалақтар материалдарының механикалық қасиеттерін есепке алатын коэффициент;  $Z_H$  — ілініс полюсінде тістердің түйіскен беттерінің пішінін есепке алатын коэффициент;  $Z_\varepsilon$  — түйіспелі сызықтардың жиынтық ұзындығын есепке алатын коэффициент;  $\#$  — доңғалақ тістері санының тістегеріш тістерінің санына қатынасына те беріліс саны;  $b_w$  — бөлгіш цилиндрдегі жұмыс ені,  $b_w$  —  $\psi_w d_1$ ;  $d_w$  —  $d_1$  (түзетпеленбеген доңғалақтар үшін тістегеріштің бөлгіш шеңберінің диаметріне тең).

Жүктеме коэффициенті  $K_H = K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}$ , оның үстіне оны құрайтын коэффициенттер  $K_A$  — жүктеме циклограммасында есепке алынбаған сыртқы динамикалық жүктемені;  $K_{Hv}$  — ішкі динамикалық жүктемені;  $K_{H\beta}$  — түйісу сызықтарының ұзындығы бойынша жүктемені бөлудің әркелкілігін;  $K_{H\alpha}$  — жүктемені тістер арасында бөлуді есепке алады.

Коэффициенттер мәні графикалық түрде, не МЕМСТ 21354—87 сәйкес келтірілетін формулалар бойынша анықталады.

Шеңберлі күш  $F_{\text{окр}}$ , Н, мына формула бойынша анықталады:  $F_{\text{окр}} = M_{\text{кр}}/d_1/2$ ; егер айналу сәтінің өлшем бірлігі ньютонның метрге көбейтіндісі (Н · м), ал бөлгіш диаметр — миллиметр (мм) болса, онда

$$F_{\text{окр}} = \frac{2000M_{\text{кр}}}{d_1}$$

Осылайша, ілініс полюсіндегі түйісу кернеуі  $\sigma_{H\tau}$  МПа, былайша

$$\text{анықталады: } \sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2000M_{\text{кр}}}{\psi_w d_1^3} \frac{u+1}{u}} K_H$$

Рұқсат берілетін түйісу кернеуі  $[\sigma]_H$ , МПа, мынадай формула бойынша есептеледі:

мұнда  $\sigma_R$  — кернеулер циклдерінің жалпы санына сәйкес келетін тіс беттерінің түйіспелі төзімділік шегі; мына коэффициенттерді есепке аламыз:  $Z_N$  — ұзаққа төзімділік;  $Z_L$  — майлау әсері;  $Z_R$  — жанасқан

$$[\sigma]_H = (\sigma_R Z_N Z_L Z_R Z_v Z_x) / n_H,$$

беттердің кедір-бұдырлығы (тістерінің беті аса қатты болып келетін тісті доңғалақтар үшін қабылданады);  $Z_v$  — шеңберлі жылдамдық ( $v \leq 5$  м/с үшін  $Z_v = 1$ );  $Z_x$  — тістердің жанасқан беттері материалының қаттылығының ауытқу әсері;  $Z_x$  — тісті доңғалақ мөлшері. Әрбір нақты жағдайдағы коэффициенттердің мәні МЕМСТ 21354—87 ұсыныстарына сәйкес қабылданады.



Түйіспелі төзімділік шегі тісті доңғалақтар материалына, ыстықпен өңдеу қаттылығы мен түріне байланысты, мысалы, тіс беттерінің қаттылығы 350 НВ дейін көміртекті және қосындыланған болаттар үшін (ыстықпен өңдеу — жақсарту, қалыптандыру)  $u_R = 2 \text{ НВ} + 70 \text{ МПа}$ ; үстіртін шыныққан және тістер бетінің қаттылығы 40...56HRC болаттар үшін  $u_R = 17 \text{ HRC} + 200 \text{ МПа}$ .

Көлемді-нығайтылған тістері бар тісті доңғалақтар үшін қауіпсіздік коэффициентін  $n_H$  1,1-ге тең етіп; тістері үстіртін нығайтылған тісті доңғалақтар үшін  $n_H = 1,2$ ; істен шығуы ауыр салдарлармен байланысты берілістер үшін  $n_H = 1,25...1,35$  қабылданады.

Тексеру есептеулері кезінде

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2000 M_{кр} u + 1}{\psi_w d_1^3 u}} K_H \leq [\sigma]_H.$$

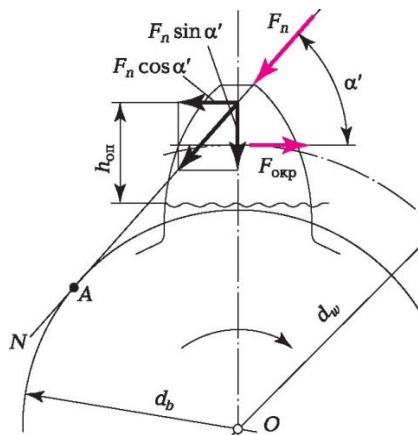
Модульді анықтау қажет болған жобалық есептеулер кезінде  $d_1 = m z_1$ ,  $M_{кр} = 9550N/n$  (куат  $N$  киловаттпен (кВт), ал  $n$  — минус бірінші дәрежелі ( $\text{мин}^{-1}$ ) минутпен есептеледі). Осыдан кейін түйіспелі кернеуді  $u_H$  рұқсат берілетін  $[\sigma]_H$  теңестіреді және осы теңдеуден модульді  $m$ , мм анықтайды:

$$m \geq \frac{267}{z_1} \sqrt[3]{\frac{N(Z_E Z_H E_\epsilon)^2 u + 1}{n \psi_w [\sigma]_H^2 u}} K_H.$$

Тісті берілістерді, мысалы біліктер әртүрлі бұрыштық жылдамдықпен айналатын металл кескіш білдектердің жылдамдықтар қорабының тісті берілістерін есептеу кезінде тісті доңғалақтың ең аз айналу жиілігін есепке алу қажет, себебі бұл ретте модуль үлкен болып шығады.

### Цилиндрлі түзу тісті доңғалақтар тістерінің бүгілу кезінде беріктігін есептеу

Тісті доңғалақтардың ілінісу процесінде тістер арасындағы өзара әрекеттесу күшін түсіру нүктесі эвольвент бойынша орын ауыстырады. Үйкеліс күші аса елей бермейтіндей аз деген жорамалды назарға аламыз. Сонда өзара әрекеттесу күшін  $F_n$  профильдерге (3.50-сурет), яғни ілінісу сызығы  $NV$  бойынша әсер ететін нормаль бойынша бағытталған деп есептеуге болады.



3.50-сурет

Жетекші тісті доңғалаққа екі сәт әсер етеді: шеңберлі күштен  $F_{окр}$

$$M_{кр} = F_{кр}(d_w/2)$$

мұнда  $d_w$  — бастапқы шеңбер диаметрі, және жетектегі доңғалақтан әсер ету күшінің  $F_n$  кедергісі

$$M_{соп} = F_n(d_b/2)$$

мұнда  $d_b$  — негізгі шеңбер диаметрі.

Тісті доңғалақтар біркелкі айналатындықтан, айналу осіне  $O$  қатысты күштер сәтінің сомасы нөлге тең болуы тиіс:

$$F_{окр}(d_w/2) = F_n(d_b/2),$$

ал  $d_b = d_w \cos \alpha_w$  болғандықтан,  $F_{окр} = F_n \cos \alpha_w$ , демек, тістердің өзара әрекеттесу күші тұрақты сәтті беру кезінде бір жұпты ілініс шегінде тұрақты болып қалады  $F_n = F_{окр} / \cos \alpha_w$ .

$F_n$  күші доңғалақ тісіне қалай әсер ететінін анықтау үшін, оны екі құрамдасқа бөлеміз.  $F_n \sin \alpha'$  тең радиалды құрамдас тісті қысады, ал  $F_n \cos \alpha'$  тең оған перпендикуляр құрамдас оны бүгеді. Бұл жерде  $\alpha'$  бұрышы іс жүзінде  $\alpha_w$  ілініс бұрышына қарағанда үлкен.

Есептік схема ретінде консоль арқалықты аламыз. Қауіпті қима тіс түбінде  $F_n \cos \alpha'$  күш түсіру нүктесінен  $h_{он}$  қашықтығында орналасқан (себебі бұл қима кернеулердің ең көп шоғырланған аймағында орналасқан).  $F_n \cos \alpha'$  күшінен бүгілу сәті ( $F_n \cos \alpha'$ )  $h_{он}$  тең болады. Арқалықтың (тістің) тартылған жағында тозудан сызаттар пайда болады, себебі жүктеме нөлге айналады (тіс іліністен шыққан кезде кернеу нөлге

$$\sigma_{\text{ном}} = \frac{(F_n \cos a)'}{W_{x \text{ оп}}} \frac{F_n \sin a'}{S_{\text{оп}}}$$

дейін түсіп кетеді). Қауіпті қимадағы жиынтық номиналды кернеуді (бүгілу мен қысылуды есепке ала отырып) жазып аламыз

Қауіпті қима кедергісінің осьтік сәті  $W_{x\text{оп}} = (bd_{\text{оп}}^2)/6$ , ал қауіпті қиманың ауданы  $S_{\text{оп}} = bd_{\text{оп}}$ , мұнда  $b$  — тәждің ені;  $d_{\text{оп}}$  — қауіпті қимадағы тістің қалыңдығы.

Қысатын күштің әсерін елемеуге болады, себебі ол кернеуге шамалы әсер етеді. Сондықтан бүгілу кезінде тістердің шыдамдылығын есептейді.

Тістердің тозудан бұзылуы орын алмауы үшін,  $u_F \leq [\sigma]_n$  шартын орындау қажет, мұнда  $[u]_n$  — рұқсат берілетін бүгілу кернеуі, бүгілу кезіндегі есептік жергілікті кернеуді  $u_F$  (яғни қауіпті қимадағы бүгілу кернеуін)

МЕМСТ 21354—87 сәйкес мынадай формула бойынша анықтайды

$$\sigma_F = \frac{F_{\text{окр}}}{bm_n} K_F Y_F Y_\beta Y_\varepsilon$$

мұнда  $m_n$  — қалыпты модуль;  $K_F$  — жүктеме коэффициенті, ол  $K_F = K_A K_{Fv}$ ,  $K_{F\beta} K_{F\alpha}$  тең; басқа коэффициенттер  $Y_F$  — тіс пішінінің әсері және кернеулердің шоғырлануын, нөлге тең кескіш құралдың ығысу коэффициенті кезінде,  $Y_F \approx 4$ ;  $Y_\beta$  — тіс қиғаштығының әсерін, түзу тісті доңғалақтар үшін  $Y_\beta = 1$ ;  $Y_\varepsilon$  — тістер жабынының әсерін, түзу тісті доңғалақтар үшін  $Y_\varepsilon = 0,8$ ;  $K_A$  — жүктеу циклограммасында есепке алынбаған сыртқы динамикалық жүктемені;  $K_{Fv}$  — ішкі динамикалық жүктемені;  $K_{F\beta}$  — жүктемені түйісу сызықтарының ұзындығы бойынша бөлу әркелкілігін;  $K_{F\alpha}$  — жүктемені тістер арасында бөлуді есепке алады.

Көріп отырғанымыздай, бүгілуді есептеуді есептік шеңберлі күш  $F_{\text{окр}}$ , Н бойынша жүргізеді, ол үшін  $M_{\text{кр}}$ , Н·м, және диаметр  $d$ , мм деп берілген кезде, бөлгіш шеңбердің мәні былайша жазылады:

$$F_{\text{окр}} = 2000M_{\text{кр}}/d.$$

Тексеру есептеулері кезінде мына шарт орындалатынын анықтау қажет:

$$\sigma_F = \frac{F_{\text{окр}}}{bm_n} K_F Y_F Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma]_{\text{и}}, \text{ или } \frac{2000M_{\text{кр}}}{bm_n d} K_F Y_F Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma]_{\text{и}}.$$

Тісті берілістерді жобалау есептеулері кезінде модульді анықтау қажет. Қандай түйіндерде тісті доңғалақтар жұмыс істейтініне қарай олардың модулін түрліше көрсетуге болады.

Редукторларды жобалаған кезде алынған тәуелділікке бөлгіш шеңбер диаметрінің орнына  $d = 2a_w/(u + 1)$ , мұнда  $a_w$  — осьаралық қашықтық:

$$\frac{K_F \cdot 2000M_{\text{кр}}(u + 1)}{bm_n \cdot 2a_w} 10^3 Y_F Y_\beta Y_\epsilon$$

және бүгілу кезінде беріктік шартын қанағаттандыратын модульдің ең аз мәнін көрсетеміз:

$$m_n \geq \frac{K_F M_{\text{кр}}(u + 1)}{ba_w [\sigma]_{\text{и}}} 10^3 Y_F Y_\beta Y_\epsilon$$

Егер доңғалақтардың материалы бірдей болса, онда есептеуді түбіндегі тіс аса жұқа болып келетін кішірек тісті доңғалақ бойынша жүргізеді.

$K_m = 10^3 Y_F Y_\beta Y_\epsilon$  арқылы белгілеп, мынаны аламыз

$$m_n \geq \frac{K_F K_m M_{\text{кр}}(u + 1)}{ba_w [\sigma]_{\text{и}}}.$$

Түзу тісті берілістер үшін  $K_m = 3,4 \cdot 10^3$ , қисық тісті берілістер үшін —  $K_m = 2,8 \cdot 10^3$  ( $b$  және  $a_w$  миллиметрмен (мм),  $[\sigma]_{\text{и}}$  — миллиметр квадратқа бөлінген ньютонмен ( $\text{Н}/\text{мм}^2$ ) беріледі).

Жылдамдықтар қорабы мен берістер қорабының тісті берілістерін жобалау кезінде, мысалы кинематика белгілі болғанда, демек, барлық беріліс қатынастары мен тісті доңғалақтардың тістер саны белгілі болатын металл кесетін білдектерде бірнеше тісті доңғалақтар орналасқан білік әртүрлі бұрыштық жылдамдықпен айнала алатынын ескерген жөн. Бұл ретте берілетін қуат  $N$  өзгермейді десе болады (оның төмендеуі біліктер тіректері мен тісті іліністерде үйкелу шығындарымен байланысты).

Сондықтан модульді анықтаудың есептік формуласына  $a_w$  емес, тісті доңғалақтар орналасқан біліктің қуаты мен айналу жиілігін  $n$  енгізу қажет.  $M_{кр} = 9\ 550N/n$ ,  $b = \psi_m m$  және  $d = mz$  мәндерін қойып ( $M_{кр}$  метрге көбейтілген ньютонмен ( $H \cdot m$ ),  $N$  — киловатпен (кВт),  $n$  — минус бірінші дәрежедегі минутпен ( $мин^{-1}$ ), ал  $b$  және  $m$  — миллиметрмен (мм) көрсетіледі), мынаны аламыз

осыдан түзу тісті доңғалақтар үшін ең аз модуль, мм:

$$\frac{K_F K_m \cdot 2 \cdot 9\ 550N}{\Psi_m m_n m_n m_n z n} \leq [\sigma]_{ш}$$

$$m \geq 26,73 \sqrt{\frac{K_F K_m N}{\Psi_m z n [\sigma]_{ш}}}$$

Түзу тісті доңғалақтар үшін  $\Psi_m$  мәнін 6...10, ал қисық тісті доңғалақтар үшін — 10...25 тең қабылдаймыз.

Тістердің рұқсат берілетін бүгілу кернеуі  $[\sigma]_{ш}$  шыдамдылық шегіне  $\sigma_R$  қарай анықталады:

$$[\sigma]_{ш} = (\sigma_R Y_R Y_Y Y_M) / n_{ш}$$

Егер тісті беріліс реверстерсіз жұмыс істесе, онда жүктеме нөлге айналады, яғни цикл ассиметриясының коэффициенті  $R = 0$ . Бұл жағдайда шыдамдылық шегі ретінде  $y_R = \sigma_0$  алу қажет. Жиі реверстер кезінде тіс симметриялы ауыспалы жүктемені көтереді, сондықтан шыдамдылық шегі ретінде  $y_R = \sigma_{-1}$  қабылдайды.  $y_0$  мәнін 3.7-кестеден таңдайды, ал  $y_{-1} = \sigma_0 / (1,2... 1,6)$ . 1,2 коэффициентін азоттанған тістер үшін, 1,4 — цементтелген және нитроцементтелген тістер үшін, ал 1,6 — барлық қалған тістер үшін алады.

Қауіпсіздік коэффициентін  $n_{ш}$  келесі тәуелділік бойынша анықтайды:

$$n_{ш} = n_1 n_2 n_3.$$

$n_1$  мәнін 3.7-кестеден таңдайды; коэффициент  $n_2 = 1,3$  құйылған әзірлемелер үшін ғана енгізіледі; коэффициент  $n_3 > 1$  таттануды туғызатын жағдайларда, жоғары температуралар жағдайында, сондай-ақ доңғалақтардың жұқа құрсаулары кезіндегі жұмысты есепке алу үшін енгізеді.

Коэффициент  $Y_R$  беттің кедір-бұдырлығын және ернекернеуді тегістеуді есепке алады. Мысалы, тістерді жұқалап тегістеген және жылтыратқан кезде  $Y_R = 1,1... 1,2$ ; цементтеу және шынықтырудан кейін

бірінші тегістеу кезінде  $Y_R = 0,65...0,7$ .  $Y_R$  мәндері анықтамалық әдебиетте келтіріледі [8].

Коэффициент  $Y_y$  механикалық нығайтуды есепке алады. Кейін шынықтырумен цементтеуден немесе нитроцементтеуден кейін бытырамен үрлеу кезінде  $Y_y = 1,1...1,3$ .

Ауқымды фактор  $Y_m$  коэффициентін есепке алады: сыртқы диаметр 400 мм кем болған кезде және 10 мм кем модульде ол 1-ге тең; 400-ден 2 000 мм дейінгі сыртқы диаметрлерде  $Y_m = 1,05 - 0,000125d_a$ .

### Тісті берілістер КПД

Тісті берілістердегі қуат шығындары іліністегі үйкеліске, майдың шашырауына шығындардан, тіректердегі қуат шығындарынан түзіледі. Берілістің жалпы КПД мынадай формула бойынша анықталады

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_p + \psi_{II})$$

мұндағы  $\psi_3$ ,  $\psi_p$ ,  $\psi_{II}$  — іліністегі, майдың шашыруына және мойынтіректердегі салыстырмалы шығындар. Тербеліс мойынтіректеріндегі тісті берілістердің орташа КПД мәндері 3.8-кестеде берілген.

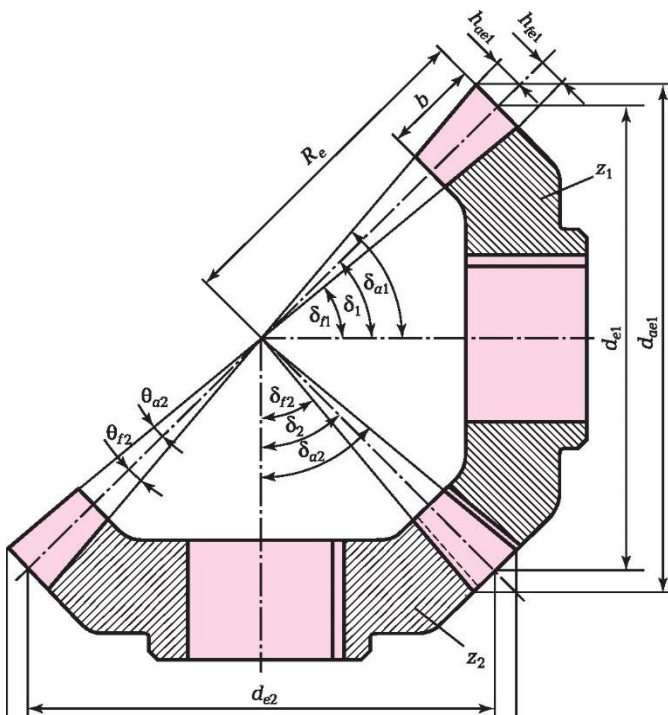
3.8-кесте. Тербеліс мойынтіректеріндегі тісті берілістердің орташа КПД мәндері

Құрылым	Беріліс	
	цилиндрлі	конустық
Сұйық майлауы бар жабық	0,97.0,98	0,96.0,97
Пластикалық майлауы бар ашық	0,95	0,94

### Конустық түзу тісті берілістер

Конус пішінді тісті доңғалақтарды осьтері негізінен  $90^\circ$  бұрышпен қиылысатын біліктер арасындағы қозғалыс берілістерінде қолданады. Түзу тісті конус пішінді доңғалақтарды шамалы шеңберлі жылдамдықтарда (2...3 м/с) пайдаланады. Аса жоғары жылдамдықтарда шеңбер тісті конус пішінді доңғалақтарды қолданады.

$90^\circ$  осьаралық бұрышта конус пішінді түзу тісті доңғалақтардың (3.51-сурет) негізгі параметрлері 3.9-кестеде берілген.



3.51-супер

3.9-кесте. Негізгі нысан (I нысан) бойынша орындалған  $90^\circ$  осьаралық бұрышта конустық түзу тісті доңғалақтардың негізгі параметрлері,  $m_e > 1$  мм үшін

Ілінісу параметрлері	Формула
Сыртқы шеңберлі модуль	$m_e$
Жазық өндіруші доңғалақ тістерінің саны	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Сыртқы конустық қашықтық	$R_e = 0,5m_e z_c$
Тістердің ең жоғары биіктігі (қапталында)	$h_e = 2,2m_e$
Тістер бастиегінің ең жоғары биіктігі (қапталында)	$h_{ae1} = m_e; h_{ae2} = m_e$
Тістер аяғының ең жоғары биіктігі (қапталында)	$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}; h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$



Ілінісу параметрлері	Формула
Тіс аяғының бұрышы	$\operatorname{tg}\theta_{r1} = h_{fe1}/R_e; \operatorname{tg}\theta_{r2} = h_{fe2}/R_e$
Бөлгіш конус бұрышы	$\operatorname{tg}\delta_1 = z_1/z_2; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Шың конусының бұрышы	$\delta_{\sigma 1} = \delta_1 + \theta_{\sigma 1}; \delta_{\sigma 2} = \delta_2 + \theta_{\sigma 2}$
Ойыс конусының бұрышы	$\delta_{\theta 1} = \delta_1 - \theta_{\theta 1}; \delta_{\theta 2} = \delta_2 - \theta_{\theta 2}$
Сыртқы бөлу диаметрлері	$d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2$
Тіс шыңдарының диаметрі	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1;$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2$

### Біліктер мен осьтерге түзу тісті доңғалақтардан әсер ететін күштер

Тісті доңғалақтар енінің ортасындағы ілінісу полюсінде басталатын координаттар жүйесін таңдаймыз; ось  $x$  шеңберлі жылдамдықты бойлай, ось  $y$  — доңғалақ осіне перпендикуляр, ал ось  $z$  — доңғалақ осін бойлай бағытталған (3.52-сурет).

Ось  $x$  бойлай әсер ететін шеңберлі күш айналу сәтіне байланысты анықталады:

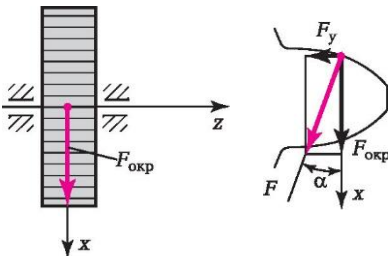
$$F_{окр} = 2M_{кр} / d_w$$

Тіс үстіне қалыпты  $F$  күші  $xu$  жазықтығында (білік осіне нормаль бойынша) әсер етеді:

Түзетпеленбеген доңғалақтар үшін  $\delta_w = \alpha$ .  $F$  күшінің координаттар осіне проекциялануын есептеп шығарамыз:

$$F = F_{окр} / \cos\alpha_w.$$

$$F_x = F_{окр}; F_y = F_{окр} \operatorname{tg}\alpha; F_z = 0.$$



3.52-сурет

## Новиковтың цилиндрлі берілісі

Эвольвенттік тісті берілістер техникада кеңінен таралған. Алайда олардың кемшіліктері бар: қиғаштануға жоғары сезімталдығы, айтарлықтай сырғуына байланысты үйкеліс шығындары. Бұл кемшіліктер М.Л. Новиков ұсынған іліністе азайтылған.

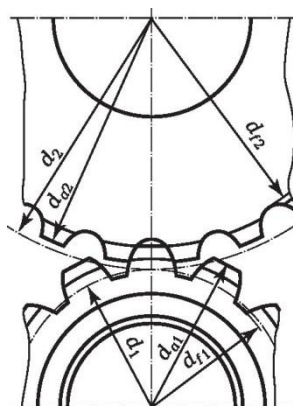
Бұл іліністе (3.53-сурет) тістердің түйісу нүктесі эвольвенттік іліністегідей бейіні бойынша емес, тісті бойлай ығысады; бұл ретте ығысу жылдамдығы мен қысым бұрышы тұрақты болып қалады. Ілініс сызығы айналу жазықтығында емес, доңғалақтар осіне параллель орналасқан.

Новиковтың берілісінде қапталдық көлегейлеу коэффициенті нөлге тең, демек, доңғалақтардың міндетті түрде қисық тістері болуы тиіс. Мезеттік беріліс санының тұрақтылығына тістерді бұрандалы етіп жасауы және осьтік көлегейлеу коэффициентін бірден жоғары етіп таңдаудың арқасында қол жеткізіледі. Тістердің бүйір жұмыс беттері шеңбер бұрандалы беттерден тұрады. Новиковтың берілістерін көбінесе шағын доңғалақ тістерінің профилін (3.53-суретті қараңыз) дөңес етіп, ал үлкендерінде — ойыс етіп жасайтын бір ілініс сызығымен қолданады. Егер тістер профилі дөңес тісті доңғалақ жетекші болып табылса, онда берілісті полюс артындағы деп атайды, себебі түйісу нүктесі полостің артында орналасқан. Егер тістер профилі ойыс доңғалақ жетекші болып табылса, онда беріліс полюске дейінгі деп аталады. Ойыс тіс профилі бастапқы шеңберден тыс орналасады, бұл оның тістерін эвольвентті тіс профилі бар тістегерішпен салыстырғанда білікке елеулі түрде аз тістер санымен кірістірмей білікпен бірге дайындауға мүмкіндік береді.

Новиковтың екі ілініс сызықты берілістерін тістерінің қаттылығы 320 НВ дейінгі және модулі 16 мм дейінгі доңғалақтар үшін  $x \leq 20$  м/с (көбінесе 12,5 12,5 м/с дейінгі) қолданады.

Новиковтың екі іліністі сызықты берілістері үлкен салмақ түсіру қабілетіне ие, осьтердің ығысуына шамалы сезімтал, аз шуылмен жұмыс істейді және аса технологиялы. Олар әсіресе тістер саны өте аз (10-нан аз) болған кезде тиімдірек.

Редукторларда Новиковтың берілісіне өтуді кейде беттері қатты доңғалақтарға өтудің орнына жүзеге асырады. Алайда білдектердің жылдамдықтар қорабы үшін Новиковтың берілістері енінің жалпақтығы мен біліктердің көп деформациялануына байланысты қолданылмайды.



3.53-сурет

## Планетарлық тісті берілістер

**Планетарлық** деп тісті доңғалақтардың остері кеңістікте орын ауыстыратын берілістерді атайды. Планетарлық берілістерді: 1) қажет болғанда өте үлкен берілісті қатынастар алу, 2) қозғалыстарды қосқан кезде (білдектердің кинематикалық тізбектеріндегі, автомобиль дифференциалдарындағы жинақтаушы механизмдер ретінде), 3) жылдамдықты реттеу үшін (көп сатылы планетарлық жылдамдықтар қорабы).

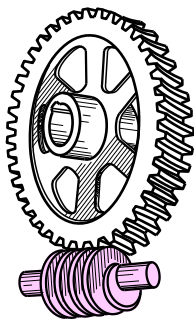
Планетарлық берілістердің басты артықшылығы шағын габариттік мөлшері, шуылы аз жұмыс болып табылады. Алайда планетарлық берілістер жоғары дәлдікпен дайындауды талап етеді және оларды құрастыру күрделірек. Планетарлық берілістердің КПД 0,7...0,99 аралығында ауытқиды (беріліс қатынасы мәніне байланысты).

### 3.15. БҰРАМДЫҚТЫ БЕРІЛІСТЕР

Бұрамдықты берілістер (3.54 сурет) **бұрамдықтан**, атап айтқанда трапеция тәрізді бұрандадан және тісті (бұрамдықты) сақинадан тұрады. Бұрамдықты сақинаның негізгі элементтері тісті цилиндрлі сақинадағыдай. Ерекшелігі бұрамдықты сақинада бастапқы байланыс нүктеде емес, желі бойынша. Бұрамдықты сақинаның тістерінде бұрамдықтың бірдей иілу нәтижесінде алынған доғалық формасы бар. Бұрамдықты сақинаның остері бұрамдықтың осіне перпендикулярлы, сондықтан бұрамдықты берілістерде тісті және бұрандалы берілістерге тән қасиеттері бар. Бұрамдықты берілісті ойлап тапқан Архмед.

Келесі типті бұрамдықтарды қолданады: архмедтік, конволютті, эвольвентті және т.б.

Архимед бұрамдықтары бұрандасы бар, тік желлі трапеция тәрізді остік қиылыстағы профилі бар. Бүйірлік қимада орамдар архимед спиралмен сызылған.



3.53-сурет

Конволютті бұрамдықтарда қалыпты қимада еңіс профилі тік сызықты. Бүйірлік қимада орамдар эвольвентті (ұзартылған немесе қысқартылған). Архимед бұрамдығымен салыстырғанда конволюттіде технологиялық басымдықтары бар: бұрамдықтың бұрандалық желісін кескен кезде жырашық профилі бойынша бірдей кесу бұрыштары болады. Эвольвентті бұрамдықтар тістерінің аз санымен қисық тісті сақинадан және өте үлкен еңкею бұрышынан тұрады.

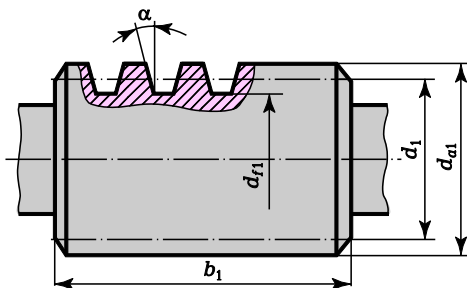
## Бұрамдықты берілістердің геометриялық параметрлері

Бұрамдықты берілістерде іліністің осьтік модульдері стандартталған. Профильдің стандартты бұрышы  $20^\circ$ .

Бұрамдық. Бұрамдықтың бөлгіш диаметрі (3.55 сурет)  $d_1 = qm$ , бұнда  $q$  — бұрамдық диаметрінің коэффициенті - стандартталған.  $q$ : негізгі қатарлары бар: 8; 10; 12,5; 16; 20 және 25 қосымша қатар; 7,1; 9; 11,2; 14; 18; 22,4. Сонымен қатар  $q$  қолдануға рұқсат беріледі: 7, 11 және 12. Тез жүретін берілістер үшін  $q$  аз мәнін қоршаған жылдамдықтарды болдырмау үшін қабылдайды, ал үлкендерді - үлкен беріліс қатынасымен (сәйкесінше, және бұрамдықтың тіректерінің арасындағы үлкен қашықтықтармен), жеткілікті қаттылықты қамтамасыз ету үшін. Редукторларда  $d_1 = 0,4a_w$  таңдау қажет, мұнда  $a_w$  бұрамдықтың осьтері мен бұрамдықты сақиналардың арасындағы қашықтық.

Бұрамдықтың бастапқы диаметрі  $d_w$  түзетпеленбеген беріліс үшін бөлгіш  $d_1$  диаметрге тең.

Бұрамдықты беріліс өте кішкентай беру қатынастарын алуға мүмкіндік береді (мысалы, 1 : 400, 1 : 500, 1 : 1000 станоктардың үлкен диаметрлі үстелдеріндегі жетектерде кездеседі).



3.55-сурет.

Бұрамдықты берілістердің беру қатынастары  $i = k/z$ , формуласымен есептеледі, бұнда  $k$  — бұрамдықтың кіру саны;

Бұрамдықтың кіріс санын әдетте  $k = 1; 2$  және  $4$  таңдайды. Қуатты берілістер кіші аз ПӘК және қатты қызғандықтан бір кірісті орындамайды. Мысалы, ауыр көлденең сүргілейтін станоктарда  $k = 10$  кіру санымен бұрамдықты пайдаланады.

Бұрамдықтың модулімен орам көтеруінің бұрышы  $m$

$$tg\gamma = Ph/(\pi d_1) = (Pk)/(\pi d_1) = (km)/d_1 = k/q$$

бұнда  $Ph = Pk$  - бұрамдықтың бұрам жүрісі ( $P = \pi m$  қадамымен бұрамдық желісі).

Бастиектің биіктігі  $h_{a1}$  және  $h_{f1}$  бұрамдықтың аяғы  $h_{a1}=m$ ,  $h_{f1}=h_{f1}m$ , бұнда тістің аяқтарының биіктік коэффициенті архимедтің және конволюттік бұрамдықтар үшін  $1,2$  тең, ал эвольвентті үшін  $h_{f1} = (2,2\cos\gamma) - 1$ . Ұшының диаметрі  $d_{a1}$  (сыртқы диаметр) және шұңғыманың диаметрі  $d_{f1}$ :

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \text{ және } d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}.$$

Бұрамдықтың кесілген бөлігінің ұзындығын  $b_1$  бұрамдықты сақинаның тістерінің саны үлкен болған сайын, соншалықты үлкен етіп таңдайды, атап айтқанда

$$b_1 < (c_1 + c_2 z)m;$$

$k = 1$  и  $k = 2$   $c_1 = 11$ ,  $c_2 = 0,06$  болғанда,  $k = 4$   $c_1 = 12,5$ ,  $c_2 = 0,09$  болғанда.

Тегістелген бұрамдықтар үшін (тегістегіш айналымның шығуы үшін) бұрамдықтың жұмыс бөлігіндегі бүйірлік беттері бұзылмас үшін  $b_1$  мөлшерін шамамен  $3m$  үлкейтеді.

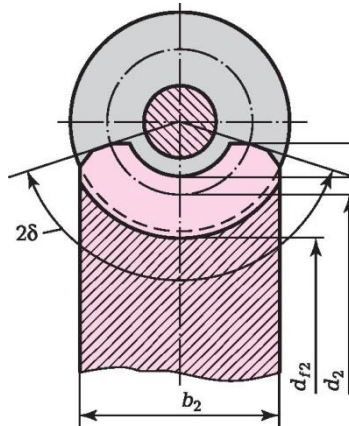
Бұрамдық сақина. Бұрамдық сақиналардың тістерінің минималды саны көмекші кинематикалық тізбектерде бір рет кіретін бұрамдықтарда  $17—18$ , күштік берілістерде  $26 — 28$  болады. Бұрамдықты сақиналардың тістерінің оңтайлы саны күштік берілістерде  $32 — 63$  тең болады ( $80$ -нен артық емес). Үлкен диаметрлі үстелдер жетектерінде  $z$  диаметрі  $200 — 300$  жетеді, кейбір жағдайларда  $1\ 000$ -ға жетеді.

Олармен бөлгіштік және сәйкес келетін бастапқы диаметр (3.56 сурет)

$$d = mz.$$

Ұшының орташа диаметрі  $d_{a2}$  және шұңғыманың диаметрі  $d_{f2}$ :

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}.$$



3.56-сурет

Сақинаның енін (3.56 суретті қараңыз) бұрамдықтың ұшының диаметріне байланысты таңдайды:  $k = 1$  және  $k = 2$  болған кезде  $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ ;  $k = 4$  болса  $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ .

Беріктілікті есептеу үшін шартты қамту бұрышы  $2\delta$  (3.56 суретті қараңыз) келесі тәуелділікте болады:

$$\sin \delta = b_2 / (d_{a1} - 0,5m).$$

Берілістің ось аралық қашықтығын

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = 0,5m(q + z) \text{ бойынша анықтайды.}$$

Бұрамдықты берілістерде бұрамдықты сақинаның орналасуын жинау кезінде реттеу мүмкіндігін оның осі бойынша бұрамдықтың осьтік жалпақтығын біріктіру үшін қарастыру қажет.

Бұрамдықты берілістің артықшылығы жинақылық, жүрісінің бірқалыптылығы, үлкен редуциялау мүмкіндігі; кемшілігі - пайдалы эсерлердің төмен коэффициенті болып табылады.

Бұрамдықты берілістер көтеру-тасымалдау машиналарында, металл кесетін станоктарда, автомобильдерде кеңінен қолданылады.

Бұрамдықты жұптардың материалдарын оның жұмыстарының ерекшеліктерін ескерумен таңдайды. Тістілермен салыстырғанда бұрамдықты берілістерде байланыс зонасында сырғанаудың үлкен жылдамдығы бар және гидродинамикалық жақпа үшін жағымсыз шарттары бар. Тозуды азайту үшін әдетте бұрамдықты сақинаны үйкеліске қарсы материалдан жасайды (қатысты жұмсақ), ал бұрамдықты - қатты материалдардан жасайды. Күштік берілістерде белгілі қаттылыққа дейін термиялық өңделген болатты пайдаланады. Берілістің ең үздік тозуға төзімділігін суарғаннан кейінгі 56... 63 HRC қаттылықтағы 20X,

12ХНЗА, 18ХГТ, 15ХФ болаттар қамтамасыз етеді. Артынан тегістелетін және жылтырататын 45... 55 HRC қаттылыққа дейінгі беттік немесе көлемдік суарумен 45, 40Х, 40ХН, 35ХГСА орташа көміртекті болаттан жасалған бұрамдықтар кеңінен қолданылады. Бұрамдықтарды дайындау үшін сондай ақ азотталған 38Х2МЮА, 38Х2Ю және жылтыратуды қажет ететін басқаларын қолданады.

Өте үлкен диаметрлі сақиналардың берілісі үшін қола бұрамдықтарды қолдану дұрыс, сонымен қатар бұл бұрамдықты сақиналарды шойыннан жасайды.

Сырғанаудың жоғары жылдамдығында (0-ден 25 м/с дейін) және бұрамдықты сақинаның тәжін үзіліссіз жұмыс жасаған кезде БрО10Ф1 қалайы қоладан, БрО10Н1Ф1 қалайы-никель қоладан, сондай ақ сүрменикельді қоладан жасайды.

Ақырын қозғалатын берілістер үшін БрА9Ж4Л алюминий-темірлі колаларды қолданады. Сонымен қатар бұрамдықта 45 HRC төмен болмайтын жоғары қаттылық болуы тиіс.

### **Бұрамдықты берілістің бұзылу себептері**

Бұрын байқалғандай бұрамды берілістің ерекшелігі гидродинамикалық жақпа үшін сырғанаудың үлкен жылдамдықтары және нашар шарттары. Бұрамдықты сақинаның тісінің ұзындығы бойынша ортаңғы бөлікте сырғанау контактілі желі бойымен өтетін аймақ бар. Сондықтан бұрамдықты берілістердің қатардан шығуының негізгі себебі беткі бұзылу, белдесу және тістерінің тозуы болып табылады. ҒБелдесу егер бұрамдықты сақиналар қатты қола және шойыннан жасалса, олардың бетінен жұлынған бөліктер сақинаны қарқынды тоздыратындықтан ерекше қауіпті болып табылады. Сақинаның жұмсақ материалдарын пайдалану кезінде белдесу неғұрлым қауіпті формада байқалды: сақинаның материалы (қола) бұрамдылыққа жағылады.

Шаршаңқы бояу қоланың желінуіне қарсы қатты сақиналармен берілісте байқалады, сонымен қатар боялу тек сақинада байқалады.

Беріліс нақты монтаждалмаған кезде ластануда, жақпаны дұрыс таңдамауда, бұрамдықтың артық кедір-бұдырлығында, сондай ақ жиі қосу мен тоқтауларла күшейетін қарқынды тозу байқалады. Нәтижесінде бұрамдықты сақинаның тістерінің сынуы мүмкін.

### **Беріктілікке есептеулер**

Бұрамдықты берілістерді иілудің кернеуі бойынша және контактілік кернеулер бойынша беріктікке есептейді. Көптеген жағдайларда иілу кезіндегі беріктік шарттары берілудің мөлшерін анықтамайды, сондықтан осы есепті тексеру ретінде пайдаланады. Негізінен басқа да цилиндрлі бұрамдықтарға таратуға болатын архимедті бұрамдықтарға есептеулерді

жүргізеді.

Айналасындағы доға бойынша сақинаның ені бұрамдықтың бастапқы цилиндрінің диаметрі  $d_1$  арқылы және градуустағы  $2\delta$  қамту бұрышының (3.56 суретті қараңыз) арқылы көрінеді:

$$b = \pi d_1 (2\delta / 360^\circ)$$

Контактілік желілердің ұзындығы

$$I_\Sigma = \frac{0,75b\varepsilon a}{\cos \gamma} = 0,75\pi d_1 \frac{2\delta}{360^\circ} \frac{\varepsilon a}{\cos \gamma}$$

0,75 коэффициенті іліну енінің азаюын ескереді. Қамтудың шартты бұрышын әдетте  $100^\circ$  тең етіп тағайындайды. Бүйірлік коэффициент бұрамдықты сақинаның орташа жалпақтығында  $\varepsilon a = 1,8 \dots 2,2$ . Контактілік желілердің орташа ұзындығы

$$I_\Sigma = \frac{1,3d_1}{\cos \gamma}.$$

Тангенстік  $q_t$  және қалыпты  $q_n$  жүктеулер контактілік желілердің ұзындық бірлігіне:

$$q_t = \frac{F_{\text{окр}}}{I_\Sigma \cos \gamma}; \quad q_n = \frac{q_t}{\cos \alpha_n} \approx \frac{F_{\text{окр}}}{1,3d_1 \cos \alpha},$$

бұнда  $F_{\text{окр}} = (2kM_2)/d_2$  — сақинадағы қоршаған күш;  $k$  — жүктеу коэффициенті;  $\alpha_n = \alpha$ .

Иілуге есептеулер. Бұрамдықтың орамы неғұрлым берік болса, соншалықты сақина бойынша есепті жүргізеді. Тістердің иілуінің кернеуі.



$$|\sigma|_{\text{и}} = \frac{Y_H q_t \cos^2 \gamma}{m_n} = \frac{Y_H q_t \cos \gamma}{m} = \frac{Y_H F_{\text{окр}} \cos \gamma}{1,3m^2 q} \leq |\sigma|_{\text{и}}$$

$m_n$  және  $m$  — бұрамдықтың қалыпты және осьтік модулі,  $Y_H$  — 3.10 кесте бойынша таңдайтын бұрамдықты сақиналар үшін тістердің беріктік коэффициенті  $z_v = z_2 / \cos^2 \gamma$ ;  $|\sigma|_{\text{и}}$  - сақина тістерінің рұқсат етілетін кернеуі.

**Контакттік кернеу бойынша есептеулер.** Бастапқы үшін Герц формуласын екі цилиндрді оның түзілетіндерінің айналасынан қысқан кездегі контакттік кернеу үшін қолданады:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_n E (1/\rho_1 + 1/\rho_2)},$$

бұнда  $E$  — материалдардың келтірілген беріктік модулі:

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2},$$

а  $\rho_1$  және  $\rho_2$  — байланысатын беттердің қисықтық радиустары. Орташа жалпақтыққа архмед бұрамдықтары тік бүйірлі жақтау профиліне ие болса, онда  $\rho_1 = \infty$ . Соңғы ескертулерді ескерумен байланыстық кернеулерді анықтау үшін тәуелділікті қайта жазамыз

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_n F}{\rho_2}}.$$

Алынған формулаға бұрамдықтың қисықтық радиусын қоямыз

$$\rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \gamma}; F_{\text{окр}} = \frac{2kM_2}{d_2};$$

$d_2 = mz$ ;  $d_1 = mq$ ;  $m = 2a_w/(z + q)$ ;  $a = 20^\circ$ ;  $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа (Н/мм<sup>2</sup>);  $E_2 = 1 \cdot 10^5$  МПа (қола немесе шойын үшін). Өзгерткен соң байланыстық кернеулерді анықтау үшін формуланы аламыз  $\delta_H$ , МПа;

$$\sigma_H = 54 \left( \frac{z}{q} \right) \sqrt{\left( \frac{z/q + 1}{a_w} \right)^3 kM_2} \leq [\sigma]_H.$$

Бұрамдықты беруді жобалық есептеу кезінде ось аралық қашықтық (бұрамдықты сақинаның тістерінің беріктігін есептеуден) қабылданады, мм:

$$a_w > 610 \sqrt{M_2 / [\sigma]_H^2},$$

бұнда  $M_2$  — бұрамдыққа қосылған айналдырушы кезең, Н \* м;  $[\sigma]_H$  — қол жетімді контакттік кернеу, Н/мм<sup>2</sup>.

## Рұқсат етілген кернеулерді таңдау

**Илудің рұқсат етілген кернеуі.** Бұрамдылық сақина үшін рұқсат берілетін кернеуді таңдау кезіндегі ерекшеліктер бұрамдылық сақиналарда айналудың шағын жиілігі бар, ал сәйкесінше кіші баламалық жүктеу циклінің саны да бар. Сондықтан бастапқы үшін кесімді рұқсат етілген кернеуді таңдайды  $[\sigma]_{H0}$ :

$$|\sigma|_{H0} = 0,25\sigma_{т.р} + 0,08\sigma_{в.р}$$

бұнда  $\sigma_{т.р}$  және  $\sigma_{в.р}$  — сәйкесінше созылу кезіндегі ұзақтың шегі әне ажырауға уақытша қарсылық. БрО10Ф1 қола үшін құмға төгу кезінде  $\sigma_{т.р} = 120$  МПа,  $\sigma_{в.р} = 200$  МПа, кокильге құю кезінде сәйкесінше 150 және 260 МПа.

Илудің рұқсат берілген кернеуін  $\sqrt[9]{10^6/N_E}$ , көбейткіштің көмегімен, жүктеу циклдерінің өсуімен материалдың қарсыласуының төмендеуін ескеретінімен есептейді.

Қола бұрамдықты сақиналар үшін бір жақтан тістердің жұмыс жасау кезінде (атап айтқанда реверсивті емес берілуде) рұқсат берілген кернеуді

келесідей анықтайды:  $|\sigma|_H = |\sigma|_{H0} \sqrt[9]{10^6 / N_E}$

мұнда  $N_E$  — келесі формула бойынша анықталатын циклдардың баламалы саны

$$N_E = 60 \sum \left( \frac{M_{lкр}}{M_{max}} \right)^9 n_i t_i.$$

Мұнда  $n_i$  — айналу жиілігі, мин-1;  $t_i$  — уақыт, ч;  $M_{lкр}$  — сақинадағы айналдырғыш кезең, оған  $t_i$  уақыт ішінде әсер ететін;  $M_{max}$  — есеп жүргізілетін максималды ұзақ әсер ететін кезең.

Тістерді екі жақпен жұмыс жасау кезінде рұқсат етілетін кернеу (реверсивті берілу).

$$|\sigma| - 1n = |\sigma| - 1_{H0} \sqrt[9]{10^6 / N_E}$$

бұнда где  $[\sigma]_{H0} 0,1\sigma_{в.р}$ .

**Рұқсат берілген байланыстық кернеуді келесі тәуелділік бойынша анықтайды:**

$$|\sigma|_H = K_{HL} C_v |\sigma|_{H0}$$

Рұқсат берілетін контактілік кернеу  $[\sigma]_{H0}$ , кернеу ауысымдарының шегіне циклдің санының байланыстық төзімділігінде 107, қалайы қола үшін қолданылады (уск = 5...25 м/с  $[\sigma]_{H0} = (0,75.0,9)$ ов; қалайы қола және латунь (уск = 3.5 м/с)  $[\sigma]_{H0} = (250.300) - 25$ уск; сұр шойын (уск < 2.3 м/с)  $[\sigma]_{H0} = (175.200) - 35$ уск.

Төзімділік коэффициенті  $K_{HL} = 8107KEhNe$ , бұнда  $NE$  — барлық берілу қызметінің мерзімінде тізбектік сақинаның барлық мерзіміндегі бұрамдық

сақинасының жүктелу тістерінің баламалы сан циклі , ал баламалық коэффициенті КЕН жүктелу режиміне байланысты 1,0-ден 0,034 дейін қабылданады.

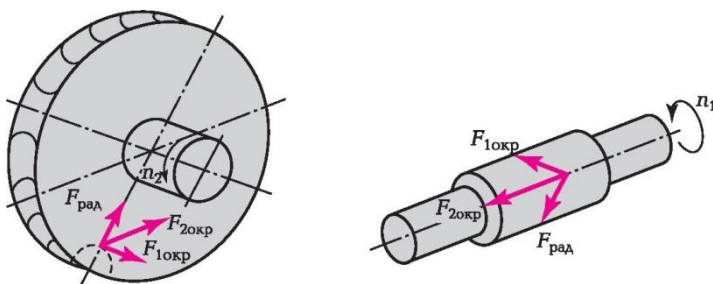
Сырғанау уск, жылдамдығына байланысты сақинаның тістерінің тозуын ескеретін коэффициент келесідей қабылданады: уск = 3 м/с Cv = 1,11; уск = 5 м/с Cv = 0,95; уск > 8 м/с Cv = 0,80.

### Бұрамдылық ілінудегі әрекет етуші күштер

Іліну полюсінде әрекет етуші күштерді қарастырамыз (3.57 сурет).

P2окр сақинадағы қоршаған күш (бұрамдыққа осьтік бағытта әсер етеді):

$$F_{2окр} = 2M_{2кр}/d_2.$$



3.57-сурет

P1окр бұрамдықтағы қоршаған күш (сақинаға осьтік бағытта әсер етеді):

$$F_{1окр} = 2M_{1кр}/d_1.$$

Радиалды күш, ашылмалы бұрамдық және сақина

$$F_{рад} = F_{2окр} \operatorname{tg} \alpha$$

### Бұрамдылық берілістің ПӘК-і

Бұрамдылық берілістің ПӘК-ін келесі тәуелділік бойынша анықтайды:

$$\eta_{защ} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}$$

$\gamma$  — бұрамдықтың бұрандалық желісін көтеру бұрышы;  $\varphi$  — үйкелу коэффициентіне тәуелді үйкелу бұрышы  $f$ :

$$\varphi = \operatorname{arctg} f.$$

Бұрамдылық берілістің ПӘК-і  $27^\circ$  аспайтын бір реттік бұрамдық үшін, көтеру бұрышында артумен өседі. Үйкелу коэффициенті мен үйкелу бұрышының мәндері 3.11 кестеде көрсетілген.

Болат бұрамдықпен және шойын сақинамен беріліс үшін үйкелу коэффициентінің мәнін 60 % арттырады.

Бұрамдылық берілістің жалпы ПӘК-і

$$\eta = \eta_{\text{зац}} (1 - \Psi_{\text{п}} - \Psi_{\text{р}}),$$

бұнда  $\Psi_{\text{п}}$  - мойынтіректегі шығындар;  $\Psi_{\text{р}}$  — жақпаны шашуға және араластыруға энергияның шығындары, әдетте 0,01, сондықтан алдын ала есептерде оларды ескермеуге болады.

**3.11-кесте. Үйкелу коэффициентінің мәні  $f$  және үйкелу бұрышы  $\varphi$  болат бұрамдық және қалайы қоладан жасалған сақина үшін**

$v_{\text{ск}}, \text{ м/с}$	0,01	0,10	0,25	0,50	1,00	1,50
$f$	0,10. 0,12	0,08. 0,09	0,06. 0,08	0,05. 0,07	0,04. 0,06	0,04. 0,05
$\varphi$	5°40'... 6°50'	4°30'... 5°10'	3°40'. 4°20'	3°10'. 3°40'	2°30'. 3°10'	2°20'. 2°50'

**3.10-кестенің жалғасы**

$v_{\text{ск}}, \text{ м/с}$	2,00	3,00	4,00	7,00	10,00	15,00
$f$	0,035. 0,045	0,028. 0,035	0,02. 0,03	0,018. 0,026	0,016. 0,024	0,014. 0,02
$\varphi$	2°00'. 2°30'	1°30'. 2°00'	1°20'. 1°40'	1°00'. 1°30'	0°55'. 1°20'	0°50'. 1°10'

Бұрамдықты берілістерде мойынтіректерде тіректерде үйкелудің шығындарын елемей  $\eta = \eta_{\text{зац}}$ , қабылдауға болады.

Бұрымдықты берілістердің жылулық есебі.

Бұрымдықты берілістер үлкен жылу бөлумен жұмыс істейді. Майдың 95° артық қызуы олардың қорғаныстық қабілетін жоғалтуға және беріліске желінудің қауіптілігіне әкеліп соғады.

Бұрымдықты берілісте үздіксіз жұмыс істейтін және  $N_1$ , кВт қуаттылықты беретін бір сағатта бөлінетін жылу саны, ккал/сағ.,

$$Q = 860(1 - \eta)N_1.$$

Корпус бекітілген беріліс корпусы және іргетас плиткасы келесі формуласы бойынша есептеледі

$$Q_1 = K_{\text{T}}(t - t_0)S(1 + \Psi),$$

бұнда  $K_T$  — 10...16 ккал-ға тең жылу беру коэффициенті / (м<sup>2</sup>- °С • ч).  
 бұнда  $K_T$  — 10...16 ккал / (м<sup>2</sup>- °С • ч). тең жылу беру коэффициенті. Үлкен мәндерді ауаның жағымды айналымы кезіндегі шартта қабылдайды;  $t$  және  $t_0$  - — майдың және қоршаған ортаның температурасы, °С;  $S$  - беріліс корпусын салқындатудың еркін бетінің алаңы, 50 % қоса, қабырғаның беті, м<sup>2</sup>;  $\Psi$  — үлкен бет бойынша берілу корпусында жанасу кезінде 0,3 дейін жеткенде жылу бөлінуін іргетастық плита немесе машинаның рамасы арқылы ескеруші коэффициент.  
 Плита немесе рама арқылы берілетін корпуспен бөлінетін жылудың максималды көлемі:

$$Q_{I\max} = K_T ([t]_{\max} - t_0) S (1 + \Psi),$$

бұнда  $[t]_{\max}$  — майдың максималды рұқсат етілген температурасы.

Жылулық баланс бойынша  $Q = Q_I$  майдың жұмыс температурасын  $t$  немесе қуаттылығын  $N_1$  анықтауға болады.

$$t = t_0 + 860(1 - \eta) N_1 / (K_T S (1 + \Psi))$$

$$t = t_0 + \frac{860(1 - \eta) N_1}{K_T S (1 + \Psi)}; N_1 = \frac{K_T ([t]_{\max} - t_0)}{860(1 - \eta)}$$

егер  $t > [t]_{\max}$ , атап айтқанда.  $Q > Q_{I\max}$  онда артық жылуды шығару қажет. Бұған қабырғалы корпусты пайдалану әсер етеді, егер олар құрылымда бұрын қарастырылмаса. Қарсы жағдайда жасанды желдету, майлы ваннада сұйықтықты суыту үшін иректүтікті орнату қажет.

### Жақпа май

Қамтуға қарсылықты арттыру мақсатында тұтқын майларды қолданады (3.12 кесте). Беріліс температурасы төмен болатын үзілісті жұмыстың берілісі үшін неғұрлым тұтқыр майларды қолдану ұсынылады. Минералды майларға қасиетін арттыру үшін өсімдік немесе жануарлар майын қосады (3-тен 10% дейін).

Төменгі және орташа жылдамдықтар үшін бұрамдықтың төменгі орналасуындағы негізгі жағу түрі батыру болып табылады. Майлы ванна майдың тез ескіруін және шөгіндіні араластыру үшін жеткілікті сыйымдылықта болуы тиіс. Майдың деңгейі бұл жағдайда бұрамдықтың мойынтіректерінің тербету денесінің төменгі ортасы бойынша белгіленеді, және бұрамдық майға орамның биіктігіне жақын тереңдікте батырылуы тиіс.

Егер бұрамдық майға батырылмаса, онда оған майды бұрамдықты дөңгелекке жағатын май шашырататын сақиналарды орнатады.

Редукторларда бұрамдықтың жоғары орналасумен кішкентай және орташа жылдамдықтарда аса маңызды болмайды.

Осы типтес тез жүрісті берілістерде циркуляциялық жақпаларды қолданады (сорғыдан май тікелей іліну аймағына түтік арқылы беріледі).

### 3.16. ТІЗБЕКТІ БЕРІЛІСТЕР

#### Жалпы мәліметтер

Тізбекті берілістер, белдікті сияқты бір бірінен қашықтағы біліктерді айналдыру берілісі үшін қолданылады. Тізбектік беріліс (3.58-сурет) бастапқы 1 және 2 ілесуші жұлдызшалар және тізбектер 3, үшін, олармен қамтитын әне кіретін ілмектен тұрады. Аталғандардан басқа негізгі нелементтерден басқа тізбектік берілістер тартатын және жақпа құралдарынан тұрады.

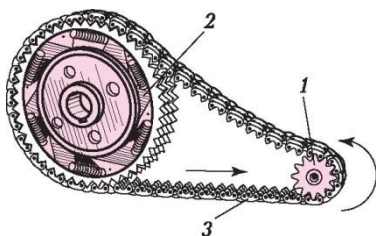
Тізбекті берілістер көлік (мототцикл, велосипед, автомобиль, транспортер) және ауыл шаруашылық машиналарда, металл кесетін станоктарда кеңінен қолданылады. Тізбектік берілістер үшін екі құрылымды тізбектер пайдаланылады: тығындық-роликті (3.59 сурет) және шуылсыз (3.59 б сурет); соңғысы үлкен айналдырулар берілісі үшін ұсынылады.

Тізбектік берілістердің артықшылығы қозғалысты бір бірінен алыстатылған біліктерге беру мүмкіндігі болып табылады; белдіктік берілістерден кішкентай, габариттік өлшемдері; жоғары КПД; айналуы бір тізбектегі бірнеше жұлдызшамен беру мүмкіндігі; біліктерге әрекет ететін аз күштер, себебі алғашқы тарту құрылыстары жоқ; сырғанаудың жоқтығы; тізбекті жеңіл айырбастау мүмкіндігі.

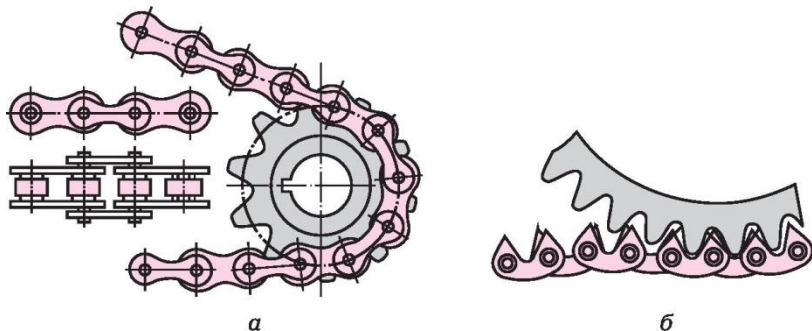
Кемшілігі тез тозу (сұйықтық үйкелудің жоқ жағдайында жұмыс жасайды); тізбектер шарнирлердің тозу салдарынан тартылады, сондықтан пайдалану процесінде тартқыш құралдарды қолдануға тура келеді; жұлдызшаның тістері кішкентай болса, жетектік жұлдыздың және тізбектің айналу жылдамдығы тегіс емес.

Беріліс қатынастары тісті беріліс үшін де келесі формуламен анықталатын болады

$$i = \frac{z_1}{z_2},$$



3.58-сурет



3.59-сурет

бұнда  $z_1$  — бастапқы жұлдызшаның тістер саны,  $z_2$  — ілеспелі жұлдызшаның тістер саны.

Берілістік қатынасқа кері мөлшер, **беріліс саны деп аталады**

$$u = 1/i.$$

Беріліс саны рұқсат етілген габариттік мөлшерлермен, қамту бұрыштарымен және жұлдызша тістерінің санымен шектеледі, әдетте ол 7-ден кем болады. Жеке жағдайларда егер габариттік мөлшерлер мүмкіндік берсе, ақырын жүретін берілістерде 10 ға дейінгі беріліс санын арттыруға рұқсат беріледі.

### Жұлдызшалардың тістерінің саны

Тістердің минималды саны шарнирлердің тозуымен, динамикалық жүктеумен және берілу шуылымен шектеледі. Жұлдызшаның тістері аз болған сайын, тозуы да көбірек, себебі жұлдызшаға тізбектің бұрылу бұрышы  $360^\circ/z$  тең.

Тістер санының азаюымен тізбек қозғалысының және жұлдызшаға тізбектің соғылу қозғалысының жылдамдығының тегіс еместігі артады. Жұлдызша тістерінің минималды саны күштік берілістерде роликті жұлдызшалармен келесідей: максималды айналу жиілігінде  $z_{1\min} = 19... 23$ ; орташада —  $17... 19$  және төменде  $13... 15$ . Жұлдызша тістерінің максималды санын роликтік тізбектер үшін  $100.120$ , ал тістілер үшін  $120.140$ .

Минималды ось аралық қашықтықты қамту бұрышының кішкентай жұлдызшаның тізбегімен анықтауда  $120^\circ$  кем болмауы тиіс:

$$u \leq 3 \quad A_{\min} = \frac{D_1 + D_2}{2} + (30...50);$$

$$u > 3 \quad A_{\min} = \frac{D_1 + D_2}{2} \frac{9 + u}{10},$$

бұнда  $D_1$  және  $D_2$  — жұлдызшалардың сыртқы диаметрі.

Оңтайлы ось аралық қашықтық  $A = (30..50) t$ , бұнда  $t$  — тізбектің қадамы.

Жұлдызша осьтерінің арасындағы максималды қашықтық  $80t$  аспауы тиіс.

Тізбектің қадамы (оның буындарының арасындағы қашықтық) тізбектік берілістің негізгі параметрі болып табылады; әдетте  $A/80 \leq t \leq A/25$ .

Алдын ала таңдалған  $A$  қашықтығы бойынша,  $t$  қадамына және жұлдызша тістердің санына  $W$  тізбегі буынының талап етілетін санын анықтайды:

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{t} + \frac{(z_2 - z_1)^2 t}{2\pi A}.$$

Бұл формуланың жақындатылған болып табылатындығын атай кету қажет. Тізбектер буынының таңдалған саны бойынша жұлдызшалар осінің арасындағы қашықтық (Салбырауды ескеруізі)

$$A = \frac{t}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{W - \frac{(z_1 + z_2)^2}{2} - 8 \frac{(z_2 - z_1)^2}{2\pi}} \right].$$

### Жұмысқа қабілеттілік өлшемдері

Тізбектік берілістер келесі себептер бойынша істен шығады.

Шынжырлардың ұзаруына және оның жұлдызшалар бойынша дұрыс ілінбеуіне әкелетін шарнирлердің тозуы. Бұл көптеген шынжырлар үшін жұмыс қабілетінің жоғалуының негізгі себебі. Шынырлардың рұқсат етілетін ұзаруы 1,5...2,5 %.

Өткізетін тесік бойынша пластинаның қажулық бұзылуы. Бұл жақсы майланған жабық берілгіштерде жұмыс істейтін тез шығындалатын ауыр жүктелген роликті тізбектер үшін негізгі себеп.

Қысу орындарындағы осьтерді және тығындарды бұрау. Шынжырлардың қатардан осы себепті шығуы дайындау сапасының жеткіліксіздігіне байланысты.

Роликтерді бояу және қыздыру.

Жұлдызшалардың тістерінің тозуы.

Шынжырлы берілулердің негізгі есептеуі ретінде шарнирлердің тозуға төзімділігіне есеп қабылданады. Роликті тізбектер шарнирінің тозуға төзімділігін арттыру үшін майсыз жұмыс кезінде немесе аз майланған жағдайда пластмассалар қолданылады.

Стационарлы машиналардағы тізбектер ресурсы сағатына 3. 5 мыңнан кем болмауы тиіс.

### Шынжырлардың материалы

Пластиналарды 45, 50, 40X, 40XН, 30XН3А болаттардан дайындалатын суық иленген таспадан дайындайды. Тағайындауына байланысты



пластинаны 40.50 HRC қаттылығына дейін қыздырады. Шарнирлердің тегіктері - остер, тығындар, қосымшаларды - 15, 20, 15X, 20X, 12ХНЗ, 20ХНЗА, 20Х2Н4А, 30ХНЗА цементтелген болаттан жасайды және 50.65 HRC дейін қыздырады.

Шарнирлердің жұмыс беттерін газды цианирлеуді тиімді қолдану.

Тізбек ресурстарын көп ретті арттыру шарнирлердің диффузиялық хромдалуымен жетеді. Роликті шынжырлар пластиналарының кажулық беріктігін саңылау шеттерін қысумен арттырады.

## Майлау

Жауапты күштік берілістер үшін үздіксіз қартерлі майлауды қолданады:

а) шынжырды майлы ваннаға батыру - шынжырдың майға бату тереңдігі ең жоғары нүктеде пластинаның енінен аспауы тиіс; майды араластыруды болдырмас үшін 10 м/с жылдамдықты қолданады;

б) май шынжырға ағатын арнайы шашырататын шығыңқылармен немесе шағылыстыратын қалғандармен; 6... 12 м/с жылдамдықтарда майдың деңгейі шынжырдың орналасу биіктігіне дейін көтерілмейтін болса қолданады;

в) айналымдық орталықтандырылған май берумен (біліктер мен жұлдызшалардағы каналдар арқылы) тікелей тізбекке; кіші габаритті беріліс мөлшерлерінде, мысалы көліктерде;

д) сорғыдан құйылатын айналымдық; жылдам жүретін шынжырлы берілістер үшін қолданады;

г) айналымды май тамшысын ауада қысыммен шашырату; 12 м/с артық жылдамдықтарда қолданылады.

Саңылаусыз қартерлері бар орташа жылдамдықты берілістерде температураны оған шынжырды батырғанға дейінгі сұйылту температурасына дейін қыздыратын консистенттік шар ішілік майларды қолданады. Жағу кезеңділігі - 120. 180 с. кейін. Консистенттік май 4 м/с дейін қолданылады, 6 м/с дейінгі жылдамдықтарда тамшылатып жағу қолданылады.

Шынжыр жұмысының жылдамдығы төмен болса, әрбір 6-8 сағ.сайын қолмен майлау көмегімен қолмен майлау жүзеге асырылады. Жақпа май ретінде И-40А (МЕМСТ 20799—88\*) индустриалы маркалы майлар, ал кіші жүктеулерде— И-30А қолданылады.

Шынжырлы берілістердің көтеру қабілеті және таңдауы

Тізбекті берілістердің көтеру қабілеті шарнирлердегі қысымдардың рұқсат берілгеннен аспауы туралы шартпен анықталады  $[p]$ .

Шарнирмен тізбекке берілуі мүмкін рұқсат етілген пайдалы күш  $[F]$ , Н тәуелділікпен анықталады.

$$[F] = [p]_0 S / K_3.$$

Мұнда  $[p]_0$  — орташа пайдалану шарттарындағы шарнирлердегі рұқсат

етілген қысым, МПа (3.13 кесте);  $S$  -остің диаметріне тәуелді 2, және  $B$  (ішкі тізбектің еніндегі тығындық және роликтік шынжырлар, ал тістілер үшін - тізбек ені):  $S = dB$  —ролиаті тізбектер үшін,  $S = 0,76dB$  — тайғанау шарнирімен тісті тізбектер үшін. Пайдалану коэффициенті  $K_3$  коэффициенттердің өндірісінен тұрады.

$$K_3 = K_D K_A K_H K_{рег} K_{см} K_{реж}$$

мұнда  $K_D$  —жүктеудің динамикасын ескеретін, коэффициент: жай жүктеуде 1-ше тең, итерумен жүктеуде 1,5, қатты соққыда — 1,8;  $K_A$  — ось аралық қашықтықты ескеретін коэффициент:  $A$  болса = (30...50)ғ қабылдайды  $K_A = 1$ , при  $A < 251$   $K_A = 1,25$ ,  $A = (60.80)t$   $K_A = 0,9$ ;  $K_H$  — берілістің еңкеюін ескеретін коэффициент: еңкею бұрышында жұлдызшалар желісінің еңкею бұрышында  $45^\circ$   $K_H = 1$ ,  $60^\circ$  артық — до 1,25;  $K_{рег}$  берілістің реттелуін ескереді: жұлдызшалардың бір осінен ереженің реттелуін беру үшін ол 1 тең болады, тартушы жұлдызбен немесе тарту роликтерімен беру үшін — 1,1, жұлдызшаларының осьтері реттелмейтін берілу үшін — 1,25;  $K_{см}$  — майлау сипатын ескеретін коэффициент: майлы ваннада үздіксіз майлаған кезде немесе сорғыдан майлағанда:  $K_{см} = 0,8$ , тұрақты немесе шарнир ішілік майлау кезінде — 1, үнемі майлау кезінде — 1,5;  $K_{реж}$  — берілістің жұмыс режимін ескеруші коэффициент: бір ауысымдық жұмыста  $реж = 1$ , екі ауысымды жұмыста, үйкелудің қосарланған жолын ескерумен  $K_{реж} = 1,25$ , үш ауысымды режимде 1,45.

Егер есептеу нәтижесінде  $K_3$  үштен артық шықса, онда беріліс жұмысын жақсарту үшін құрылымдық шараларды қабылдау қажет.

Шынжырлық берілістерді таңдау. Кіші жұлдызша тістерінің санымен беріледі, сонымен қатар үлкен жұлдыздың саны максималды рұқсат етілгеннен аспауы тиіс.

Содан кейін кіші жұлдызшаның айналу жиілігіне байланысты қадам беріледі (3.14 кесте).

Жобалау есептерінде бір қатарлық тығындық-роликті шынжырларда шынжырлар берілетіндей қуаттылықтарды тексереЕскерту.Артық дәлдіктегі және беріктіктегі роликтік тізбектер үшін

3.14-кесте. Кіші жұлдызшаның ұсынылатын ең үлкен пнр мәндері және пнр айналу жиілігі, мин-1

Шынжыр типі	Айналу жиілігі	Тізбектің қадамы, $t$ , мм					
		8	9,52	12,7	15,875	19,05	25,4
Роликті	$fl_{np}$	3 000	2 500	1250	1000	900	800
	$fl_{np}$	6 000	5 000	3 100	2 300	1800	1200
Тісті	$fl_{np}$	—		300	650	2 200	1650
	$fl_{np}$	—		000	300	2 700	2 000

3.14 кестенің жалғасы

Шынжыр типі	Айналу жиілігі	Тізбектің қадамы, $t$ , мм					
		31,75	38,1	44,45	50,8	63,5	78,1
Роликті	$fl_{np}$	630	500	400	300	200	150
	$fl_{np}$	1000	900	600	450	300	210
Тісті	$fl_{np}$	1320			—		
	$fl_{np}$	1500			—		

Ескерту. Айналу жиілігінде пнр кіші жұлдызшаның тісінің саны  $\geq 15$  болуы тиіс. Айналу жиілігінде жұлдызшаны дайындаудың, берілісті аса жоғары дәлдігі қажет  $n_{np}Z_1 \geq 20$

және қажет қуаттылықтың берілуін қамтамасыз ететін тізбектер санынан мүмкін болатын кіші қадаммен шынжырды таңдайды.

Тізбектік берілістердің роликті шынжырлық берілуін жобалау кезінде таңдалған қадамның шынжыры үшін бір тізбек қатарын бере алатын,  $N1$ , анықтайды, содан кейін  $kr = N/N1$ , тізбегінің қатарлық коэффициентін анықтайды, содан кейін ол бойынша талап етілетін қатарлар санын  $z^{\wedge}$

$k_p$  ..... 1            1,7    2,5    3

$z_p$  ..... 1            2       3       4

Қатарлық коэффициенті көп қатарлы шынжырлардың қатарлық бірдей емес жүктеуін ескереді. Егер қатарлар саны өте көп болса, басқа қадаммен бере отырып, қайта есептеу жасайды.

Қалыпты және күшейтілген бір реттік роликті шынжырлар үшін шарнирдің тіректік бетінің алаңы  $S \sim 0,2812$ , мм<sup>2</sup> түрінде ұсынылуы мүмкін.

Онда шынжырды бере алатын, рұқсат берілетін күшті  $[F]$ , Н, келесі қадам арқылы білдіруге болады:  $t$ , мм:

$$[F] = [p]_0 S / K_3 = (0,28 [p]_0 t^2 k_p) / K_3.$$

Қуаттылық  $N$ , кВт, күшпен  $F$ , Н, және жылдамдықпен  $v$ , м/с, келесі

тәуелділікте байланысты:

$$N = F_v/10^3.$$

$v$ , м/с, шынырдың жылдамдығын айналу иілігі арқылы  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>, кіші жұлдызшамен көрсетеміз:

$$v = \frac{tz_1 n_1}{1\,000 \cdot 60}.$$

Қуаттылық үшін рұқсат етілген күшті  $[F]$ , Н, және  $v_1$ , м/с, қойып  $N$ , кВт қуаттылықты аламыз:

$$N = \frac{0,28[p]_0 t^3 k_p z_1 n_1}{10^3 \cdot 10^3 \cdot 60K_s}$$

Осы тәуелділіктен қадамды анықтаймыз

$$t \geq 600 \sqrt[3]{\frac{NK_s}{[p]_0 k_p z_1 n_1}}$$

### 3.17. СЫРҒАНАУ БҰРАНДА-ГАЙКАСЫ

Бұранда-гайка берілісі тік желілі түсушіге айналмалы қозғалыстың түрленуі үшін арналған. Сырғанаудың бұранда-гайка берілісі күште үлкен ұтымдылықты, баяу қозғалысты жүзеге асыру мүмкіндігін, кіші габаритті мөлшерлерде үлкен қабілеттілікті, гайкамен, және қарапайым құрылыммен пайдаланушы органның ауысуының жоғары дәлдігін қамтамасыз етеді.

Кемшіліктері үйкелудегі шағын шығындары, төменгі ПӘК, жылжудың үлкен жылдамдықтарында қолданудың мүмкін еместігі. Бұранда бұрамының профилінің сырғанау жылдамдығы гайканың бұрамының профиліне қарағанда гайкамен қатты бекітілген тораптың остік жылжу жылдамдығынан 10-40 есе ертады.

Сырғанау бұранда-гайкасын беру саласы: жүктерді көтеру (домкраттар), сынақ машиналарыдағы жүктеу, металл кесетін және бұрандалық пресстердегі механикалық өңдеу; ұшақтардың қанаттануын басқару; өлшеу және бөлу және кесу машиналарында дәл бөлгіштер; металл кесуші станоктарда; машиналарды баптау және реттеу үшін орнатуды жылжытулар.

Бекіту бұрамдары және жүктеу бұрандаларына қарағанда үйкелуге ең аз шығыны болуы тиіс. Сондықтан профильдің кіші бұрыштарының бұрандасы бар бұрамаларды пайдаланады (3.60 а-сурет), көбінесе орташа қадамды бұранда. Ұсақ қадамды оюды жоғары дәлдіктегі орын ауыстыру және салыстырмалы түрде баяу орын ауыстырудың қозғалысы үшін қолданды. Ірі қадамды бұраманы ауыр жұмыс шарттарында (тозуы

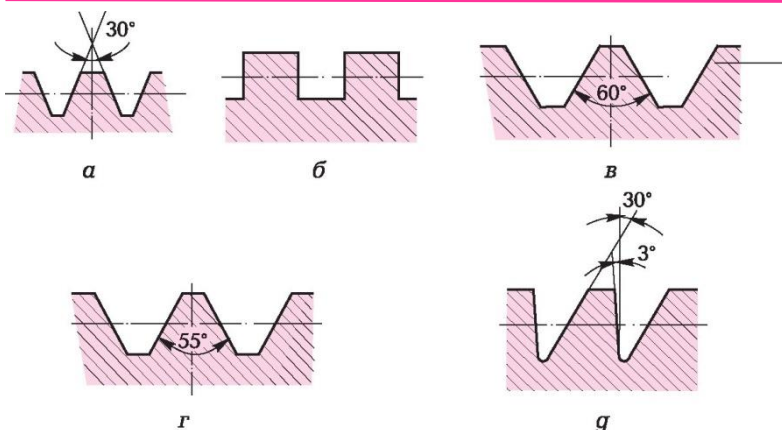
бойынша) қолданады.

Тік бұрышты бұрамаларды (3.60, б-сурет) дәл ауысуларды жүзеге асыру үшін пайдаланады, себебі үйкелуге жоғалулар, барлық типтік үйкелуден (3.60, а — д) тік бұрыштыларда кішірек, сонымен қатар, бұл профилде гайкалардың ауысу дәлдігіне қажетті радиалдық соғудың ең кіші әсерін, сондай ақ орындаушы механизмнің әсері аз.

Тік бұрышты бұранданың кемшілігі дайындау қажеттілігі - тегістеуді соңғы рет өңдеу мүмкіндігінің жоқтығы оны қолдануды шектейді.

Бекіту бұрамдық бірігулерде ең көбінесе меметрикалық (3.60-сурет) және дюймдік (3.60г-сурет) бұрамдықтар.

Бөлу және өлшеу машиналарының дәл бұрандалары үшін  $30^\circ$  профиль бұрышты және тіпті аз қадаммен дайындауға болатын  $60^\circ$  қолданады.



3.60-сурет

Үлкен бір жақты осьтік жүктемелерге бейім бұрандалар үшін (бастырмаларда пресс-роликтерде, зауыттардың басу құрылғылары) қыңыр кескіндемені пайдаланады (3.60, 3. д-сурет).

Бұрандалардың материалдары тозуға төзімділігі жоғары және жақсы жұмыс істеуі тиіс; ауыр салмақты бұрандалар жоғары берікті материалдардан жасалған болуы керек.

Бекітуге ұшырамаған бұрандалар 45, 50 немесе А35, А40Г болаттарынан, сәйкесінше емес арматуралардан - А12 болаттан; беріктендіруге ұшырағандар – 50Г, 40Х болаттан; азоттау - 40ХФА, 18ХГТ болаттардан жасалған. Азоттау жоғары беріктікке төзімді және беріктендіру үшін минималдылықты қамтамасыз етеді (4-тарауды қараңыз), сондықтан металл кесетін станоктардың қорғасын бұрандаларына азоттауды қолдану ұсынылады.

Жаңғақ материалдар - қола қалайы (БрО10Ф1, БрО6Ц6С3) және ЦАМ10-5 мырыш қорытпасы; төмен жылдамдықтар мен жүктемелер кезінде - шойын. Үлкен және орта диаметрлі жаңғақтар антифрикционды қорытпамен толтырылады.

### **Бұранда және сомынның құрылымдық ерекшеліктері**

Бұрандалы құрылымдар біліктерге қойылатын жалпы талаптарды қанағаттандыруы керек: диаметрлердің тез өзгерісі, үлкен диаметрдің кесіктері болмауы, металды жоңқаларға айналдырмау және т.б.. Ұзын бұрандалар құрамдас бұрандалардан тұрады, олар екі тірекке (қысқасын біреуіне, екіншісі - жаңғаққа) орнатылады. Бұранданың бір ұшы әдетте тірекке бекітіледі, осьтік күштерді қабылдауға мүмкіндік береді.

Шыбық бұрандалы сомындар тұтас және ажыратылатын болады; олардың әдеттегі белгілері V қосымшасында келтірілген. Дәлме-дәл металл кескіш станоктар жылжымалы бұрандалы тайғақ өткізбестен жүзеге асырылады.

Бұған бір корпуста орналасқан екі жақты сомындарды қолдану арқылы қол жеткізіледі (3.61a-сурет). Олар бір-біріне қатысты осьтік бағытта жылжиды, яғни 2 және 4 сомындарын қарсы бағытта 1 қорғаныш бұрандасының айналасында бұру арқылы, содан кейін олардың орны бекітуші сомын арқылы бекітіледі 5.

Енді енгізу бұрандасын бір бағытта айналдырғанда, тірек 6 қозғалысы сол сомыннан 2 болады; егер қорғағыш бұранда айналу бағытын өзгертсе, онда оң сақина 4 қозғалысты кері бағытта суппортқа жібереді

Бұндай құрылымда қайтарым таңдалмаған, өйткені әрбір сомын өз бағытында жұмыс істейді. 3.61, б суретте бұрандалы талшық жіптері бар сол және оң сомынның ағымдық кескіндері қалай байланыста екенін көрсетілген

Бұранда- сомын өткізудің негізгі себебі - тозу. Тозуға төзімділікті қамтамасыз ету үшін, кесу қысымы рұқсат етілмейді:

$$p = \frac{F}{\pi d_{20} h z} \leq [\rho]$$

мұнда  $F$  - бұрандадағы әрекет ететін есептелген осьтік күш;  $d_2$  - орташа диаметрі;  $h$  - кескіннің жұмыс биіктігі (трапециялы кесу үшін  $h = 0.5P_{xe}$  мұнда  $P_{xe}$  - жүру бұрандасының кесу қадамы);  $z$  -  $H$  сомын биіктігіндегі кесудің бұрылу саны:

$$z = H/P_{xe}$$

$h$  және  $z$  мәндерін формулаға қойып мынаны аламыз  
Осыдан кесудің орта диаметрін анықтауға болады:

$$p = \frac{2F}{\pi d_2 H} \leq [p]$$

онда  $\Psi = H / d_2$ ; толық сомындар үшін,  $\Psi = 1,2 \dots 2,5$ ; алынатын сомындар үшін  $\Psi = 2,5 \dots 3,5$ .  $\Psi$  мәндерінің үлкен мәндері аз диаметрлі кесулерге арналған. Жұптар үшін кесуге рұқсат етілген қысым: қатайтылған болат - қола  $[p] = 12 \text{ Н/мм}^2$ ; қатты емес болат - қола  $[p] = 9 \text{ Н/мм}^2$ ; қатты емес болат шойын  $[P] = 5 \text{ Н/мм}^2$ . Ажыратылған кесулерге арналған қысым (бөлу машиналары) 2 - 3 есе аз болуы керек.

Қатты жүктелген бұрандалар қысу және бұралумен біріктірілген кезде беріктігі тексеріледі; баламалы кернеу кернеудегі рұқсат етілген кернеуден аз болуы керек:

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{F}{S_1}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{кр}}{W_p}\right)^2} \leq [\sigma]_p$$

Мұнда  $M_{кр}$  — бұралу сәті, бұрау бұрандасы;  $S_1$  және  $W_p$ — сәйкесінше кесудің ішкі диаметрінен алынған бұранда ауданы және полярлық қарсылық сәт. Пластикалық өзгерімдерден аулақ болу үшін рұқсат етілген кернеулер  $|\sigma|_p \leq \sigma_1/3$  -ден бастап қабылданады. Ұзын бұрандалар Эйлерге сәйкес тұрақтылықтың жоғалуы үшін тексеріледі, себебі құрылым бұранда ең көп ұзындықта сығылған кезде сомын шамадан тыс орналастырады:

$$J_{пр} = \frac{\pi d_1^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1}\right)$$

мұнда  $E$  бірінші түрдегі икемділік модулі

$$J_{\text{пр}} = \frac{\pi d_1^4}{64} \left( 0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1} \right) \text{жүргізілетін инерция сәті; } d \text{ және } d_1 —$$

тиісінше сыртқы және ішкі кесу

диаметрлері;  $n = 2.5 \dots 4.0$  - қауіпсіздік коэффициенті;  $\mu l$  – келтірілген ұзындығы;  $l$  - екі жолды қорғағыш бұрандаларға арналған тіреуіштер арасындағы қашықтық, ал қысқа бұрандалар үшін бұл тіреуіш пен тіреудің ортасындағы ара қашықтық.

### 3.18. БҰРАНДА СОМЫН ИЛЕКТЕУІ

Бұрандалы сомын өткізулерінде қозғалыс тегістігі қажет, сандық бағдарламаларды басқаратын станоктарда қажетті механизмдерде қолданылады. Мұндай хабарлардың тиімділігі 0,9-ға жетеді. Кесуде толық тазартуды таңдалады және жоғары осьтік қаттылықты қамтамасыз ететін алдын-ала кернеу пайда болады. Шарлар мен роликтер жылжымалы құрам ретінде пайдаланылады, бірақ шарлар жиі пайдаланылады. Әдебиетте БСИ аббревиатурасы (бұранда-сомын илектеуі) және ШББ (шарлы-бұранданың берілісі) жиі кездеседі.



Бұранданың бұрандасы мен сомындарда ойық (жиі жартылай шеңберлі кескін) пайдаланылады, оның үстіне жылжымалы құрамдар айналдырады (шарлар немесе роликтер). Шардың диаметрі  $d_{ш} = 0.6P_{xв}$ .

Шарикті бұрандаларды дәл орын ауыстыру машиналарында пайдаланғанда, осьтік тесіктерге жол берілмейді. Бұл жағдайда БЖИ 3.61. суретте қаралғанға ұқсас бұрандалы сомын сырғымасын беру арқылы орындалады.

Бір корпуста 6 (3.62-сурет) 2 және 4 екі сомын орналастырылған, екіншісіне бұранда желісі түрінде ауыстырылған. Бұл сондай-ақ толық дөңгелектерді жасайды

Шарикті бұрандаларды жылжымаларда бұрандалы беру жылжымаларына қарағанда, алдын ала жүктеу жасалуы керек: тығыздауыштар немесе серіппелер көмегімен шардың бұрандасын жобалау алдында жұмыс жүктемесін қолданғанға дейін алдын-ала осьтік күштер бұрандалы қосылыстарды қатайту арқылы жасалады.

Енді, жылжымалы элементтер 3, жолды байланыстыру нүктесінің орнына кішкентай бетіне (қолданбалы күштер әсерінен серпінді ауыстыру салдарынан) байланыс жасайды. Бұл шардың бұрандасының осьтік қаттылығын арттырады.

Көптеген құрылымдарда сомындардағы шарлар жабық жол бойымен қозғалады. Қайтару арнасы - бұрандалардың екі іргелес бұрылысын байланыстыратын арнайы саңылау 5 (3.62-суретті қараңыз), бұл шарлар тек қорғасын бұрандасының бір сатысында ғана айналып шығады 1.

Машина жасау өнеркәсібінде қалыпқа келтірілген шарикті бұрандалы жұп мамандандырылған кондырғыларда өндіріледі.

Рұқсат етілген статикалық жүктеме 250 ... 300 кН / см 2 жол берілетін серпімді байланыстың кернеулері негізінде есептеледі.

Шеңберге рұқсат етілген жүктеме 250 кН / см2 кернеуде  $[F_1] = 20d_{ш}^2$ , Н, мұнда  $d_{ш}$  - шар диаметрі, мм. Бұрандаға жалпы осьтік статикалық жүктеме

$$[F] = z_p [F_1] \sin \alpha \cos \psi,$$

мұнда шардың болжамды саны  $z_p = 0,7z$ ;  $z$  – байланыстағы шарлар саны, яғни тек сомынның бірінде - сол немесе оң;  $\alpha$  - шардың байланыс бұрышы, әдетте  $\alpha = 45^\circ$ ;  $\psi$  - бұрандалы кесу сызығының көтерілу бұрышы,  $\psi = 2...5^\circ$ .

Сондықтан, баяу жылдамдықты берілістерге арналған бұрандадағы жүктемені есептеңіз.

Егер жүктеу циклінің жалпы саны  $N > 10^7$  болса, онда жүктемені

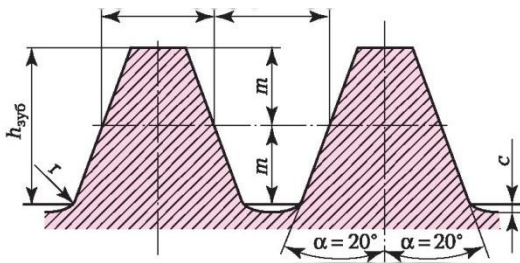
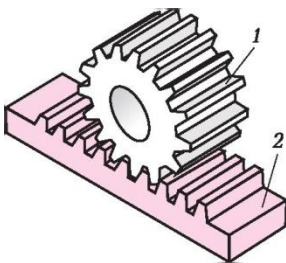
$\sqrt[3]{10^7/N}$  факторына көбейту арқылы төмендетеді.

Шарлы бұрандаларға арналған материалдар: бұрандалар ХВГ және 7ХГ2ВМ болаттан, индукциялық қыздыру кезінде 20Х3МВФ және азоттаумен қатайтылған 8ХВ көлеміндегі қатты болаттан жасалған. Жаңғақтар үшін 9ХГС, ШХ15, ХВГ, 18ХГТ, 12ХН3А көлемдегі беріктендіру және цементтелген болатты қолданады. Жұмыс беттерінің каттылығы 60 HRC немесе одан жоғарыға дейін қыздырылады.

### 3.19. ТІРЕКТІК БЕРІЛІСТЕР

Бұранда-сомын өткізулері тәрізді тірек өткізулері айналмалы қозғалысты алға бағытталған түзетуге және керісінше өзгертуге қызмет етеді.

Тірек өткізулері (3.63 сурет) тісті доңғалақтан 1 және тісті тіректен 2 тұрады. Доңғалақ радиусы шексіздікке дейін көтерілген кезде тірек тісті дөңгелектің ерекше жағдайы болып табылады. Бұл жағдайда доңғалақ тірекке айналады, ал тістің эвдвентті кескініс түзу сызығына айналады. Дұрыс реттелмеген дөңгелектің тістері шексіздікке жетсе, түпнұсқалық контур арқылы баяндалған негізгі тірек алынады. Негізгі тірек барлық доңғалақтардағы қалыпты жалғанған тіс кескінін толығымен анықтайды. Бастапқы контур параметрлері (3.64-сурет) стандартталған; кескінінің бұрышы  $\alpha = 20^\circ$ , тістердің тірекке енгізілу тереңдігі  $h_{зуб} = 2m$ , цилиндрлік тістердің арасында радиалды ойық  $c = 0,25m_n$  (қылқаламмен кесу кезінде -  $0,35 m_n$  -ға дейін), цилиндрлі доңғалақтардың түбіріндегі радиустың радиусы  $r = 0,4 m_n$  ( $m_n$  — қалыпты модуль).



3.63-сурет

Тірек өткізулері дөңгелектің түзу және косиінді тісті жалғану көмегімен Тесіктердің саны  $z$  және  $P$  сатысы бар тік дөңгелектің бір айналымы үшін тірек  $H_1 = Pz = \pi m z_1$ , ал тісті дөңгелектердің  $n$  бұрыштары үшін -  $H = \pi m z n$ . болады Тірек өткізулер металл кесетін станоктарда жиі пайдаланылады, мысалы, бұрғылау машиналарында, өңделген дайындаманың кескішімен тіреуіштің бойлық арқалығының қозғалысы үшін. Бойлық-құрылымдық сияқты үлкен машиналарда, үлкен күш жұмсау қажет.

Олар бұрандық тәрізді тіреуіштерді пайдаланады. 3.65 суретте – бойлық-жоспарлы станок столының төменгі көрінісі көрсетілген; 3 столға тіректер бекітілген 2. Бұрандықтың 1 айналуы тіректің сызықты қозғалысында өзгереді, демек, үстіне салынған өңделетін бұйымның столына да өзгереді. Тіректің бір айналымында (және, демек, кесте) бұрандықтың бір бұрышындағы  $k$  жылжуы,  $H_1 = \pi m k$ , тең болады, ал тісті дөңгелектің бұрылыстары үшін  $H = \pi m k n$  болады. Әдетте мұндай берілімдерде  $k = 8 \dots 10$ .

Тіндердің пайда болуымен аралықты тасымалдау кезінде үйкелісті азайту үшін қысыммен майдың жұқа қабаты жеткізіледі. Бұл гидростатикалық бұрандық тәрізді тісті дөңгелектер гидравликалық ауыр машинада қолданылады. 3.66 суретте үлкен және бірегей станоктар Ульянов зауытының 6620MF4 үлгісіндегі көп функциялы машинаның гидростатикалық бұрандық тәрізді тірек өткізулері құрылғысын көрсетеді. Гидро таратқыш көмегімен сорғыш сорғылардан 3 бұрандық 1 арнасына жіберіледі. Ол бұрандық тәрізді тістер мен тірек, пластмассадан жасалған тістер 2 арасындағы май қабатын жасайды. Қосылым осьтік қашықтықта майды 4-сорғымен сорып алады. Барлық сорғылар 5 электр қозғалтқышынан бір жалпы қозғалтқышы бар.

### 3.20. КОСИІНДІ-БҰЛҒАҚ МЕХАНИЗМДЕР

3.17-3.19 тарауда айналмалы қозғалысты аудару қозғалысына айналдыратын және жұмыс органдарының тұрақты қозғалыс жылдамдығын қамтамасыз ететін механизмдері қарастырылды.

Косиінді-бұлғақ механизмдер (3.2. суретті қараңыз) сондай-ақ, айналу қозғалысынан кейінгі ауыстыру үшін алдын-ала ескерілмейді, бірақ олар белгілі бір заңға сәйкес қозғалысты қамтамасыз етеді. Жұмыс органының жылдамдығы қозғалыс кезінде тұрақты болмайды. Бұның өзінің артықшылығы болады: жылдамдық бағыты өзгерген кезде ешқандай әсер немесе ауыр жүктеме болмайды, өйткені қозғалыстың өзгеру уақытында жұмыс органының жылдамдығы біртіндеп төмендейді, нөлге жақындайды. Бұдан басқа, косиінді-бұлғақ механизмдеріндегі өзара қозғалыс қосымша кері тетіктерді пайдаланбай жүзеге асырылады.

Косиінді-бұлғақ механизмдер кері қозғалтқыштарда, сорғыларда, компрессорларда, сызықты кесу қозғалысы бар машиналарда кең таралған.

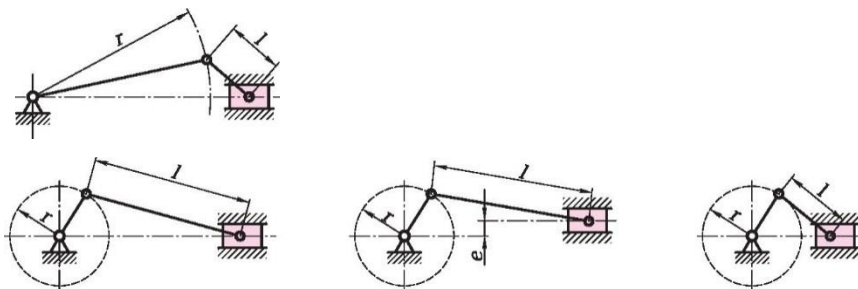
3.67 суретте қосиінді-бұлғақ механизмінің түрлі сұлбалары ұсынылған.  $\lambda = r/l$  қатынасына байланысты орталық қосиінді-бұлғақ механизмі (3.67, *a*, *c* және *d* суреттері) әртүрлі бағдарламаларға ие болуы мүмкін.

$l < r$  үшін (3.67, *e* суретін қараңыз), қосиінді-бұлғақ механизм үлкен күш алу үшін қолданылады, сондықтан оны қысқыш құрылғыларда қолданады.

$l < r$  үшін (3.67-суретті қараңыз, *a*), жүгірткі соққы ұзындығы  $2r$ -ге, ал  $\lambda$  - тен кіші болса, механизм жақсы жұмыс істейді және оның тиімділігі жоғарырақ болады.  $l < r$  үшін (3.67, суретті қараңыз), қосиінді-бұлғақ механизмінің  $4r$ -ге тең ең үлкен жолын құрайды.

Дегенмен, нүктелердің ортасында өлі нүктелерді өткергенде, арнайы құрылғыларды қолдану ұсынылады, себебі мұнда сілтемелердің инерциялық күштері сенімді емес. Сондықтан  $\lambda = 1$  механизмі іс жүзінде өте сирек қолданылады.

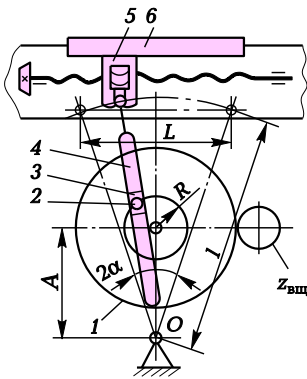
3.67 *b* суретте, параметрі  $\lambda$  параметрінің өзгеруіне байланысты  $e$  эксцентриситетінің мөлшеріөзгертін қосиінді-бұлғақты жылжытылған механизм көрсетілген, бұл берілу бұрыштарын кеңірек өзгертуге мүмкіндік береді. Бұл механизмнің жүру ұзақтығы  $2r$ -ге тең; механизм өте кең қолданысқа ие.



3.64-сурет

### 3.21. ҚАНАТТЫ МЕХАНИЗМДЕР

Қосиінді-қанатты механизмі (бұдан әрі қанатты механизмі ретінде қысқартылған) айналмалы қозғалысты түсу қозғалысына айналдыруға қызмет етеді. Қанатты механизмдерінің жеті түрлі сызбасы бар. Кейбіреуінде қанаттар өзгереді, басқаларында біркелкі емес айналады, үшіншіде біркелкі айналады және т.б. Екі аудармалы жұпты қанатты механизмдер бар, ал қанаттардың өздері аударма түрінде қозғалады.



Айналмалы жылжу (жетекші саңылау станоктарында) және бұрымалы жылжуылар (бойлық-жоспарлы станоктардың жетегінде) қолданылатын жылжу мезанизмдері кең таралған.

3.68 суретте бұрымалы жылжуы бар сызба келтірілген. 1 бұрымалы дөңгелек айналымды  $Z_{вщ}$  жетекші дөңгелектен алады. Жылджу дөңгелегінде 2 таспен қапталған 3 саусак бекітілген. Тас жылжудың 4 ұяшығына салынып, тесік бойымен сырғып кетуі мүмкін. Байланыстың жоғарғы шеті 5 сырғасы арқылы 6 жүгірткіге қосылады.

3.68 сурет

$L$  жүгірткісінің жүру ұзындығы жылжу амплитудасына байланысты. Оны саусағыңыздың  $R$  айналу радиусы мәнін өзгерту арқылы басқаруға болады. Егер  $A > R$ , жылжуы бұрылса және  $R/A \leq 0,5$  бұрылу бұрышы  $2\alpha = 60^\circ$  болса; егер  $A < R$  болса, онда жылжу біркелкі емес айналады;

Айналмалы жылжуы бар бойлық-жоспарлы станоктың жылжу жетекшісі қозғалысы (3.69-сурет) 3.68 суретте көрсетілгендей кинематикалық сызбаға сәйкес жасалған. Жылжу механизмі дайындау бөлігінің бетін жоспарлағанда және құралдың артқа айналдыру кезінде тез кетуін қамтамасыз етеді. Бұл жылжумеханизмдерінің артықшылығы осында. Жылжу 4 сырғу қозғалысын орындайды, ол сырға 3 көмегімен станок 5 жақтауының сызықты қозғалысына айналады. Жылжу дөңгелегі 2 беріліс қорабынан пинни арқылы ауысады. Таспен бірге итергіш дөңгелек осьтің айналасында айналады  $O_1$  және ось  $O$  осі айналасында айналады. Тас айналу радиусы 6 бұрандасын бұру арқылы орнатылады.

Рокер механизмінің жетіспеушілігі жұмыс істемесінің біркелкі емес жылдамдығы және жұмыс уақытының және бос тұрудың тұрақты байланысы.

Жылжу механизмінің жетіспеушілігі жұмыс істемесінің жылдамдығының біркелкі еместігінде және жұмыс уақытының және бос тұрудың тұрақты байланысы.

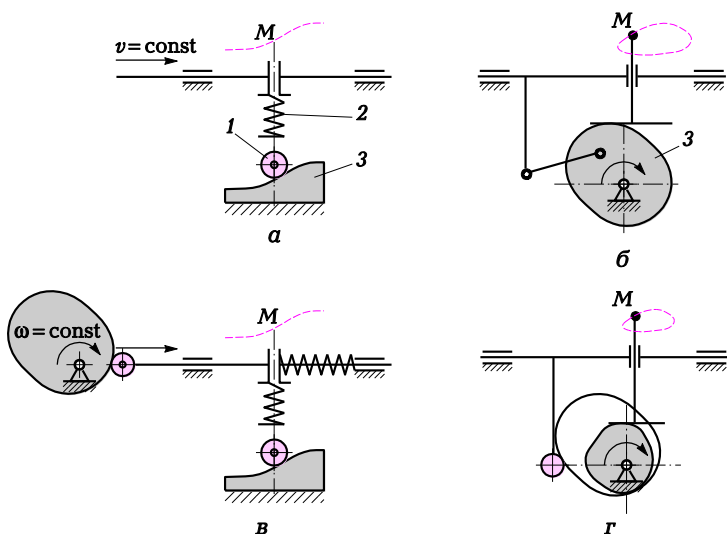
## 3.22. ЖҰДЫРЫҚША МЕХАНИЗМДЕР

Жұдырықша механизмдер бір немесе бірнеше кинематикалық жұптың жұдырықша түрімен сипатталады.

Жұдырықша механизмдер берілген сілтемелердің қозғалысын кез-келген заңға сәйкес келтіруге мүмкіндік береді. Тетіктердің бұл ерекшелігі, сондай-ақ жұа кескіндерінің салыстырмалы қарапайымдылығы олардың әртүрлі машина жасау салаларында кеңінен қолданылуын қамтамасыз етті. Жұдырықша түріндегі жұптар, ал кеңістікті жұдырықша механизмдерінен - барабанды немесе бұрышты жұдырықшалар кең таралған.

Қажетті қозғалысты алу үшін,  $M$  нүктесінің қозғалысын берілген қисық сызық бойынша шексіз жылдамдықпен қамтамасыз ететін көлбеу типті бір жоғарғы жұдырықша жұбы бар механизмді (3.70,  $a$  және  $b$ ) қолдану жеткілікті. Қозғалтқыштан жұдырықша механизмі тұрақты жылдамдықты  $v$  алады (3.70 суретті қараңыз,  $a$ ) және серіпшелер 2-ден 3-ке дейін басылған жұдырықша  $I$  жетекті алдын ала белгіленген траектория бойынша жылжытады. Мұнда элементтер нүктеге тиіп, ал 3.70,  $b$  суретте - жол бойымен жалғасады.

Егер нүктенің қозғалысын белгілі бір жазық қисық сызық бойымен тұрақты жылдамдықпен ойнатқыңыз келсе, онда бұл қозғалысты ойнату үшін екі жоғарғы жұдырықша жұпты механизм (3.70 сурет,  $b$  және  $c$ ) жасалуы керек, бұл  $M$  нүктесін тұрақты қисық сызықпен тұрақты жылдамдықпен қамтамасыз етеді.



3.70-сурет

Жұдырықшада әдетте жұмыс істейтін және бос тұрған бөліктер бар. Жұмыс учаскелерінде қозғалысқа келтірілетін байланыстың сипаты машинадағы жұмыс үрдісімен анықталады (мысалы, металл кесетін станоктарды өңдеу технологиясы тұрақты берілу жылдамдығын талап етеді).

Бос тұрған учаскелерде қосалқы қозғалыстар жүргізіледі; мұнда жетекші сілтемені (жұдырықшаны) кішірек ауыстыруымен қысқа мерзімде қозғалысқа келтіретін сілтемені жылжыту жөн. Уақытты қысқартуға кедергі болып, бұл тетіктің қиын жұмысын тудыруы мүмкін динамикалық жағдайлар болып табылады.

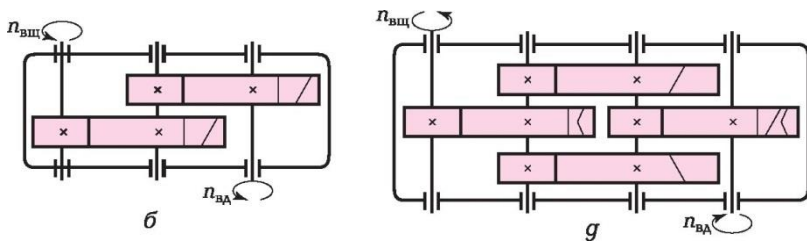
Жұдырықша механизмдердің артықшылығы - машинаның жұмыс циклын автоматтандыру мүмкіндігі, ал кемшіліктері - бұл машинаның байланыс бетінің тозуы, бұл машинаның дәлдігі мен өнімділігін жоғалтуға әкеледі

### 3.23.

### РЕТТЕГІШТЕР ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Реттегіш — бұл айналдыру жылдамдығын төмендету және айналым сәтінің жоғарылауы арқылы қозғалтқыш білігінің айналуына қызмет ететін механизм; реттегіштегі беріліс коэффициенті - тұрақты мән.





3.71 сурет

Реттегіштер бөлек бірлік түрінде жасалады. Олардың құрамына енетін құрамдастарына байланысты, олар – тісті, бұрандықты және планетарлы болып бөлінеді.

Тісті реттегіштер- жүк көтеру және көліктік механизмдерде, металлургия өнеркәсібінде және химиялық машина жасауда кең қолданыс тапты. Бір сатылы реттегіштер (3.71, а сурет) өтпелі сандар аз болған жағдайда қолданылады (8-ден көп емес), себебі редуктордың өлшемдері берілім саны артқанда артады. Көп жағдайларда екі сатылы реттегіштер қолданылады (3.71-сурет, б, в), олардың берілім сандары 8 ден 40-қа дейінгі аралықта болады.

Берілім саны үлкен болған жағдайда үш сатылы реттегіштер (3.71 сурет, г, д) немесе ықшам планетарлы реттегіштер қолданылады.

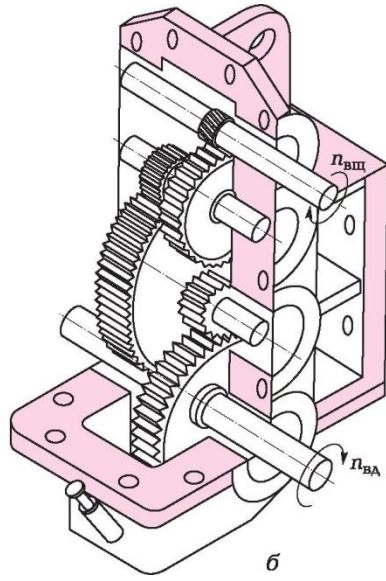
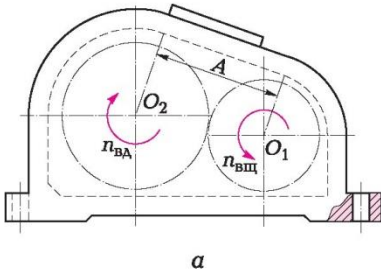
3.72 а суретте бур сатылы реттегіштің жалпы түрі келтірілген, ал 3.72 б суретте үш сатылының ойығы келтірілген.

Тісті реттегіштер түзу тісті, қисық тісті, цилиндрлі және конусты дөңгелек түрінде болулары мүмкін (3.71 е, ж сурет).

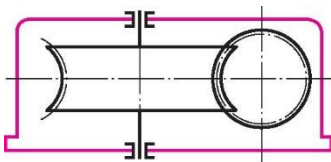
Үлкен аударым үшін бір сатылы бұрандықты реттегіштерді қолданады (63 ке дейін) (3.73 сурет) және екі сатылы, ал кейде аралас тісті-бұрандықты реттегіштерде қолданылады.

**Бұрандықты реттегіштер** бұрандықтың келесі орналасуы арқылы орындалады:

- 1) Бұрандықтың төмен орналасуы ( 3.73, а сурет) 5 м/с ке дейін бұрандықтың айналмалы жылдамдығында, майлау –бұрандыққа жағуда қолданылады.
- 2) Бұртың жэоғарыда орналасуы (3.73, б сурет) жылдам өткізулерде, майлау –дөңгелекке құю арқылы қолданылады.
- 3) Бұрандықта көлденең айналу өсі бар, ад бұрандықты дөңгелек –тік өсті (3.73 в сурет).
- 4) Тік айналу өсті бұрандық (3.73, г сурет).



3.72-сурет



3.73-сурет

Соңғы екі сызба сирек пайдаланылады, өйткені тік бұрандалы мойынтіректерді майлау кезінде үлкен қиындықтар бар.

### **БАҚЫЛАУ СҰРАҚТАРЫ**

1. Машина қандай механизмдерден тұрады?
2. Механизм деген не?
3. Машинаның түйіндері өліктері арасын қандай айырмашылық бар, және олардың арасындағы байланыс қандай?

4. Қандай кинематикалық жұптарды білесіз?
5. Машинаның жұмыс қабілеттілігінің өлшемдерін атаңыз.
6. Сызбаларда кинематикалық жұптар мен муфталар қалай белгіленеді?
7. Машинаның қандай бөліктері алынбайды?
8. Алынатын байланыстарды атаңыз.
9. Не арқылы фрикционды өткізулерге қозғалыс беріледі?
10. Қандай тісті өткізулерді білесіз?
11. Тісті өткізулердің артықшылықтары мен кемшіліктерін атаңыз.
12. Тісті дөңгелектің модулі деген не?
13. Бұрандықты дөңгелектің цилиндрлі түзу тістіден айырмашылығы неде?
14. Новиковтың өткізулері туралы не білесіз?
15. Біліктің қандай орналасуында конусты тісті өткізулер қолданылады?
16. Негі тісті жалғасуларға қарағанда бұрандықты өткізулердің тиімділігі төмен?
17. Тізбекті берілімдердің артықшылықтары мен кемшіліктерін атаңыз.
18. Берілім қатынасы мен саны арасындағы байланысты атаңыз?
19. Біліктің өстен айырмашылығы неде?
20. Сіз қандай сырғу бұрандаларын білесіз?
21. Бұрылу деген не?
22. Айбөліктерінің қандай тіректерін білесіз?
23. Муфтаның тағайындалуын айтып беріңіз.
24. Бекітілмеген және бекітілген муфталардың мысалдарын келтіріңіз.
25. Сіз қандай қауіпсіздік муфталарын білесіз??
26. Серіппегіш пен серіппе арасындағы айырмашылық қандай? Оларда жалпы ұқсас қандай бөліктері бар?
27. Ойықсыз өткізулер деген не? мысалдаріңіз.
28. Қандай бұранда-сомын өткізімдерін білесіз? Олардың айырмашылығы неде?
29. Бұранда-сомын өткізулерінде қандай кесу ндері қолданылады?
30. БСӨ деген не? Ол өткізілім қандай жағдайда қолданылады?
31. Корпусты бөліктерге мысалдар келтіріңіз.
32. Жылжу механизмдерін қайда және не үшін қолданады?
33. Қандай тірек өткізілімдерін білесіздер? Олардың қолдану аумағы қандай?
34. Қосиінді-бұлғақты механизм деген не? Олар қандай мақсатта қолданылады?
35. Корпусты бөліктер қандай материалдардан жасалады?
36. Серіппелер қолданылатын бұйымдарды атаңыз.
37. Серіппегішті қолдану мысалдарын атаңыз.
38. Реттегіштердің түрлерін атаңыз?
39. Бекітілмеген байланыстарға не жатады?
40. Берілген заң бойынша қозғалысты жүзеге асыру қажеттілігінде қандай механизм қолданылады?
41. Алынбалы байланыстарды атаңыз.

## 4 тарау

# МАТЕРИАЛДАРДЫҢ МЕХАНИКАЛЫҚ ҚАСИЕТТЕРІН ӨЗГЕРТУ

### 4.1.

## МЕХАНИКАЛЫҚ ҚАСИЕТТЕРДІ ӨЗГЕРТУДІҢ НЕГІЗГІ ӘДІСІ

---

Машиналардың сол бөліктері әртүрлі мақсаттарға ие болуы мүмкін, сондықтан олардың әртүрлі қасиеттері бар өндіріс материалдары қажет.

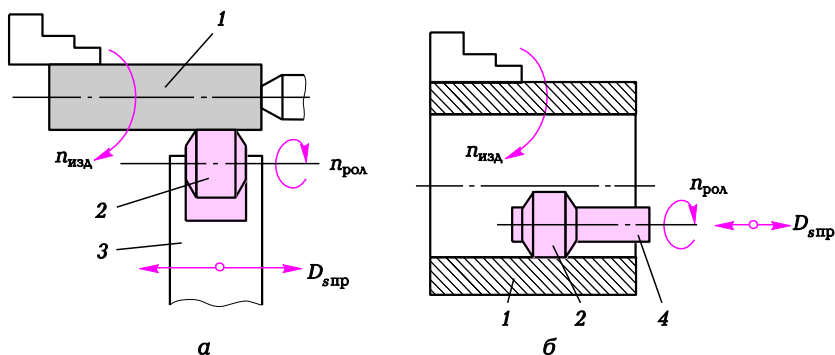
Электр тогының өткізілетін бұрандасы жезден жасалуы керек және алынбалы түйістің екі бөлігін бекітетін және созылу жүктемесінің әрекеті астындағы болат болаттан жасалған болуға тиіс. Станоктың жүру бұрандасы болаттан жасалған, бірақ кескінің беті тозуға төзімді болуы керек. Бұл жағдайда кесу кескінің бетінде қорғасын бұрандасы бар негізгі материалдың механикалық қасиеттерін өзгерту қажет.

Механикалық қасиеттерді өзгертудің бірнеше әдістері бар:

1. Жоғарғы немесе төменгі босату арқылы терең қатайту;
2. Беткі қатайту мен беткі бөліктерді цементтеу;
3. Беткі қабаттардық пластикалық өзгерісі; жабындыларды қолдану (ол материалдың механикалық қасиеттерін бөліктің бетіне өзгертуге мүмкіндік береді);
4. тозуға төзімділікті жақсарту үшін үйкеліс беттерінде машина бөлшектерін қысу;
5. жүру бұрандаларының кесу беттерінің жұмысын нығайтудағы электромеханикалық әдіс және т.б.

Бұл тарауда материалдың механикалық қасиеттерінің өзгерісін терең қатайту, сондай-ақ цементтеу арқылы өзгерту қарастырылмайды, содан кейін «материалтану» курсына толық сипатталғандай, беткі қабаттың қатаюы жүргізіледі.

Бұл өңдеу түрі металдардың пластикалық қасиеттерін пайдалануға негізделген, яғни металл дайындамалардың бетінің тұтастығын бұзбай қалған деформацияларды қабылдау қабілеті; нәтижесінде беті беріктенеді, бұл жұмыс бөлшектерінің сенімділігін арттыру үшін өте маңызды. Бөлшектердің қажалып бұзылуына сезімталдығы төмендейді, оларда коррозиялық тұрақтылық жоғарылайды, сонымен қатар жанасатын беттердің тозуға тұрақтылығы жоғарылайды. Пластикалық деформирлеу нәтижесінде металл бетіндегі кристалдар деформирлеу бағытында жиналып, талшықты сипаттағыреттелген құрылым түзіледі. Бұл ретте беткі қабаттың механикалық қасиеттері өзгереді. Пластикалық деформирлеу кең қолданысқа ие болды, себебі мұндай әсер ету арқасында төмен кедірлі және қолайлы физикалық-механикалық қасиеттері бар бет алынады.



4.1-сурет

Сыртқы беттерін пластикалық деформациялау үшін тегістеу (обкатывание) 4.1, а-сурет), ал ішкі — жылтырлату (раскатывание) (4.1, б-сурет) пайдаланылады. Цилиндрлік, конустық және фасондық беттерді беріктендіруге болады. Құралдары болып роликтер немесе шарлар табылады, олар дайындама бетіне еңіп, оның бойымен жылжиды, соның нәтижесінде барлық бет пластикалы деформацияланған болады: микротегіс емес беттер тегістеліп микростағылаулар толтырылады. Айналмалы дайындамаға — қыздырылған тегіс роликтермен әсер етеді. Пластикалық деформациялау арқылы беріктендіретін өңдеу.

Бұл өңдеу түрі металдардың пластикалық қасиеттерін пайдалануға негізделген, яғни металл дайындамалардың бетінің тұтастығын бұзбай қалған деформацияларды қабылдау қабілеті; нәтижесінде беті беріктенеді,

бұл жұмыс бөлшектерінің сенімділігін арттыру үшін өте маңызды. Бөлшектердің қажалып бұзылуына сезімталдығы төмендейді, оларда коррозиялық тұрақтылық жоғарылайды, сонымен қатар жанасатын беттердің тозуға тұрақтылығы жоғарылайды. Пластикалық деформирлеу нәтижесінде металл бетіндегі кристалдар деформирлеу бағытында жиналып, талшықты сипаттағыреттелген құрылым түзіледі. Бұл ретте беткі қабаттың механикалық қасиеттері өзгереді. Пластикалық деформирлеу кең қолданысқа ие болды, себебі мұндай әсер ету арқасында төмен кедірлі және қолайлы физикалық-механикалық қасиеттері бар бет алынады.

Сыртқы беттерін пластикалық деформациялау үшін тегістеу (төселту) (4.1, *a*-сурет), ал ішкі — жылтырлату (жаймалау) (4.1, *б*-сурет) пайдаланылады. Цилиндрлік, конустық және фасондық беттерді беріктендіруге болады. Құралдары болып роликтер немесе шарлар табылады, олар дайындама бетіне еніп, оның бойымен жылжиды, соның нәтижесінде барлық бет пластикалы деформацияланған болады: микротегіс емес беттер тегістеліп микросағылаулар толтырылады. Айналмалы дайындамаға — қыздырылған тегіс роликтермен әсер етеді.

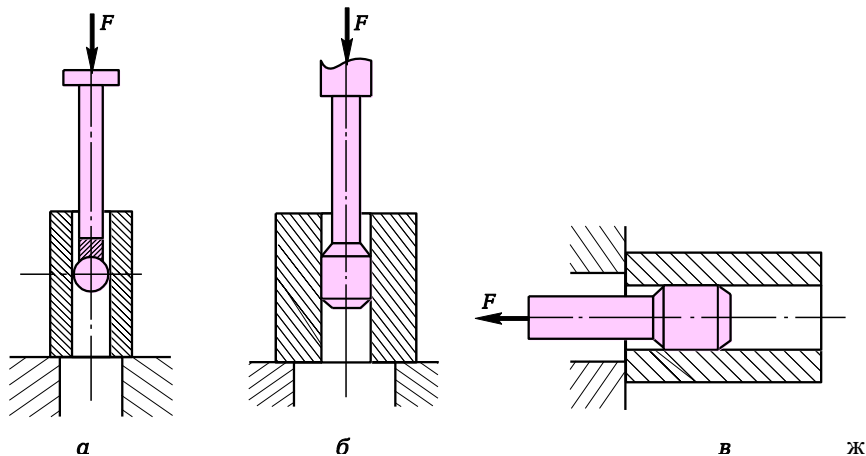
Бұйыммен *I* жанасқанда (суретті қараңыз). 4.1, *a*) роликтер 2 айнала бастайды және берілген күштер әсерінен бұйымның бетін деформациялайды.  $D_{сп}$  бойлық беріліс қозғалысы бұйым бетін бүкіл ұзындығы бойынша өңдеуге мүмкіндік береді. Аналогиялық құралмен саңылау бетін беріктетеді. (суретті қараңыз). 4.1, *б*-сурет). Тегістеу кезінде тегістегіш –құралды консолды өзекке бекітеді. 4.

Дайындамаларды тегістеу және жылтырлату арқылы өндеуді эмбебап токарлық станоктарда жүргізеді. Деформацияланатын құралды резцеұстағышқа орнатады, онда оның ұстағышын 3 немесе кезгін 4 қатаң бекітеді.  $D_{сп}$  бойлық беріліс қозғалысы токарлық станоктардың суппорттарын қамтамасыз етеді.

Терең саңылауларды терең бұрғылау станоктарда тегістейді. Дайындамалардың құралмен байланысу орындарында қыздыру мардымсыз, сондықтан салқындатуды талап етпейді. Үйкелісті веретен майы немесе керосинмен майлауды қолдана отырып азайтады.

Бетті беріктендіруді алмазды үтіктеумен қол жеткізуге болады. Бұл әдістің мәні кесу арқылы өндеуден кейін қалған беттің микробұдырларды өңделетін бетке қатты бастырылған алмазды құралмен тегістейді. Ұстағышта бекітілген алмаз айналмайды, тек бет үстімен сырғиды. Алмазды құралдың жұмысшы бөлігі жартылай сфера, цилиндр немесе конус түрінде жасалуы мүмкін.

Алмазды үтіктеудің артықшылықтары жұқа қабырғалы бөлшектерді және күрделі конфигурациялы бөлшектерді өңдеу мүмкіндіктері; үтіктегіштердің конструкцияларының қарапайымдылығы. Дайындамаларды алмазды үтіктеумен өндеуді токарлы станоктарда



4.2-сурет

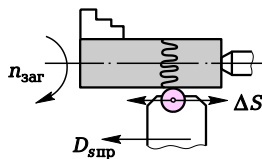
үргізуге болады. Алмазы бар серппелі басы бар ұстағышты кескіш (резец) орнына резцеұстағышқа орнатады. Дайындама және құрал қозғалысы қайрау кезіндегі олардың қозғалысына ұқсас.

Саңылауларды калибрлеу олардың дәлдігі мен сапасын ғана жоғарылатпай және де беттік қабатты беріктетеді. Калибрлеу кезінде қатаң құралды дайындама саңылауына қиын орын ауыстырады. Құралдың көлденең қима өлшемдері саңылаудың көлденең қима өлшемдерінен бірнеше есе үлкен. Қарапайым құрал болып штокпен итерілетін шарик (4.2, а-сурет) табылады. Құрал ретінде қысатын (4.2, б-сурет) немесе созатын (4.2, в-сурет) күші бар түзету –дорн да болуы мүмкін. Саңылауларды калибрлеуді пресстерде немесе көлденең –созу станоктарында орындайды. Бөлшекті ағынды тойтарушы - беріктеуші өңдеулердің барлық әдістерінің ішінде кеңінен таралған. Дайын машина бөлшектерін бөлшекті ағынның соққылы әсеріне ұшыратады. Өңдеуді арнайы камераларда жүргізеді. Шойынның, болаттың және басқа да материалдардың бөлшектері үлкен жылдамдықпен ауа ағынымен қозғалады, ал дайындамаға қатты соққыдан кейін төмен түсіп, қайта соққы әрекетін жүзеге асырады. Мұндай әдіс арқасында рессорлы парактар, серіппелер, турбиналардың қалақтары, штоктар мен штамптардың ұзақ мерзімділігін айтарлықтай арттыруға болады.



### 4.3. БЕТТІК ҚАБАТТАРДЫҢ ТОЗУҒА ТӨЗІМДІЛІГІН АРТТЫРУ

Машина бөлшектерінде тек жұқа беттік қабаттар тозады. Сондықтан ұзақ мерзімділікті жоғарылату үшін беттік беріктету, наплавкалар және покрывтиялар эффективті болып табылады. Беттің қаттылығын едәуір арттыруымен байланысты беріктендіру тозуға төзімділігін күрт арттыруға әкеледі.



Шыңдау (закалка) тек қана абразивті тозу кезіндегі тозуға төзімділікті екі есеге дерлік арттырады. Қазіргі уақытта көлемдік шынықтау әдісі беттік термиялық және химия-термиялық беріктендіру әдістеріне қарағанда тиімдірек. Мұндай өңдеу кезінде беткі қабаттардың жоғары қаттылығына қол жеткізуге болады және тозуға тұрақтылықты жоғарылатуға болады. 4.4 бөлімінде материалдардың механикалық қасиеттерінің өзгеруіне, соның ішінде беттік қабаттардың тозуға төзімділігін жоғарылауына беттік жабындылардың әсері қарастырылады. Шойын бөлшектердің үйкелетін беттерінің тозуға төзімділігін арттыруды ағарту арқылы қол жеткізуге болады. Ағарту, көбінесе, тежегіш қалыптар үшін қолданылады.

Үйкеліс беттерінде машина бөлшектерінің тозуға төзімділігін арттыру үшін бір –біріне жанасқан, нашар көрінетін арналарды қысады. Бұл арналар майлайтын материалды, сонымен қатар тозу процесінде түзілетін ұсақ бөлшектерді орналастыру үшін қажет.

Мұндай арналар арқасында үйкелетін беттер аз тозады. Арналарды вибробұрлеумен жасайды. (4.3-сурет). Токарь станогының резецұстағышына бекітілген беріктендіруші элемент – шар немесе алмазды әдеттегі қозғалудан басқа салыстырмалы түрде шағын амплитудасы бар  $A_{Sc}$  арнайы құрылғының қосымша қозғалысы көмегімен  $D_{шп}$  бойлық беріліске хабарлайды. Бұйымдардың айналу жылдамдығының мәнін, беріктендіруші құралдың бойлық берілісін, сонымен қатар амплитуданы және тербеліс жиілігін өзгерте отырып, өңделінетін бетте қажетті суретті алуға болады.

### 4.4. БЕТТІК ЖАБЫНДЫЛАР.

Беттік жабындылар оларды бетке жағу әдістері бойынша өте әр түрлі болып келеді. Тәжірибелік қолданысқа ие кейбір жабындыларды қарастырайық.

Гальваникалық жабындылар 4 негізгі топтарға бөлінеді:

1. қорғаныс —мырыш, кадмий, қорғасын, қалайы, никель, сондай-ақ фосфотирлеу және оксидирлеу жолымен алынатын қорғаныс пленкалары;
2. қорғаныш-декоративті — ары қарай өңдеуді қажет ететін мыс, никель, хром, кобальтты, күміс, алтын және радий;
3. механикалық тозуға қарсы тұруын жоғарылату үшін және беттік қаттылықты жоғарылатуға арналған жабындылар — хром, темір, никель;
4. бөлшектер өлшемдерін қалпына келтіруге арналған жабындылар - хром (хромды мөлшерлеу ары қарай келтірумен), темір, мыс.

Бұйымдардың физика-механикалық қасиеттерін өзгертетін, яғни бірінші және үшінші топтарға жататын жабындыларды толығырақ қарастырайық. Мырышты жабын бетті коррозиялық-тұрақты жасайды. Әр түрлі климат жағдайларында, қалыпты ылғалдылығы бар жабық бөлмелерде, күкіртті газбен ластанған атмосферада жұмыс істейтін мырышталған болат табақтар, су жүретін құбырлар, бекіткіштер, сым коррозияға ұшырамайды. Мырышты жабын сондай-ақ қара металдан жасалған бұйымдарды бензин және май (бензобактар, бензин және май құбырлары) әрекетінен қорғау үшін қолданылады.

Теңіз суында бұйымдар коррозиялық тұрақтылыққа кадмирлеуден кейін ие болады. Қорғасынды жабын күкірт қышқылы, күкіртті газдар әсерінен туындайтын коррозиядан сақтау үшін қызмет етеді.

Мыс қабатынсыз никельді жабын сілтілі ортамен жанасатын химиялық және электрохимиялық аппаратураны, сондай-ақ медициналық құралдарды коррозиядан қорғау үшін қолданылады.

Агрессиялы емес коррозиялық ортасы бар жабық бөлмелерде қолданылатын болаттан жасалған бұйымдарды тоттанудан қорғау үшін оксидирлеуді қолданады.

Күміс жабындыны сілтілік ерітінділермен (химиялық аппаратура) жанасатын бұйымдарды коррозиядан сақтау үшін, беттік байланыстардың электр өткізгіштік қасиеттерін жоғарылату және фаралар мен прожекторлар рефлекторларының шағылыстыру қабілеттерін жоғарылату үшін қолданылады.

Радий жабыны бұйымдардың шағылысу қабілетін жоғарылату үшін қолданылады.

Мыспен, қалайы, кадмиймен жабылған электролиттік жабынды үйкеліс коэффициентінің бірден жоғарылауына байланысты микроауысуды азайтады. Сондықтан, оларды болттар мен тартылыстар қосылыстардың отырғызу беттерін кадмирлеу үшін, жапсырмалардың тірек беттерін лужения үшін қолданылады.

Хромдау бөлшектердің тозуға төзімділікті және ұзақ мерзімділікті арттырады, үлкен жергілікті қысымға ұшырамайтын тек тозу кезінде істен шығатын бөлшектер үшін қолданылады. Мыс және никель қабаты жоқ болатты хроммен жабындау арқылы беттік қаттылықты жоғарылату үшін

қолданылады.

Үйкелетін бөлшектердің беттік қаттылығын және механикалық тозуға кедергіні арттыру үшін де болаттардың никельді жабынын (мыс қабатынсыз) қолданады.

Пластмасса жабыны жоғары антифрикциялық немесе фрикциялық, пластмассаның компенсациялайтын және демпферлеуші қасиеттерін пайдалануға мүмкіндік береді және олардың әсіресе суық ізділікті, төмен жылу өткізгіштік, жоғары температуралық кенею және ылғалды сіңіру сияқты кемшіліктерінің әсерін азайтуға мүмкіндік береді.

#### 4.5.

### ХИМИЯ-ТЕРМИЯЛЫҚ ӨНДЕУ АРҚЫЛЫ БЕТТІК ҚАБАТТАРДЫ БЕРІКТЕНДІРУ

Беттік қабаттың қаттылығын және беріктігін арттыруды, тозуға төзімділігін және коррозиялық тұрақтылығын арттыруды, ал кейбір жағдайларда машина бөлшектерін қажу беріктігін химия-термиялық өңдеумен қол жеткізеді. Осы мақсаттар үшін кеңінен қолданылатын процестерді қарастырайық.

Азоттау (беріктендіруші) үйкеліс және белгіауысатын иілу жүктеме жағдайында жұмыс істейтін машина бөлшектері үшін қолданылады (тез қозғалтқыштардың мойын иінді біліктерді, цилиндр гильзаларының жұмысшы айнасы, клапандар, клапандар тоқымдары, іштен жанатын қозғалтқыштар итергіштері, авиациялық қозғалтқыштардың тегершіктері, отын аппаратурасының дәл бөлшектері, тез станоктар шпинделдері). Азоттау өлшеуші құралдардың тозуға төзімділігін жоғарылату үшін қолданылады (оймалы және тегіс тығындар мен сакиналар, жазық калибрлер, қапсырмалар, шаблондар). Процестің түрлері көміртекті және төмен колегирленген болаттан жасалған аз жүктелген бөлшектер үшін қолданылатын антикоррозиялық азоттау болып табылады. Бұл ретте беттік қабатта азоттың максималды концентрациясы қамтамасыз етілуі тиіс. Көміртекті болат 650 °С кезінде 3 сағат бойы азоттаудан кейін суда 720 сағ. бойы корродирленбейді.

Цианирлеу — химия-термиялық өңдеу процесі, мұнда беттік қабаттың бір уақытта көміртегімен және азотпен қанығуы жүреді. Цианирлеуді закалқадан және төменгі босату кейін жүзеге асырады, нәтижесінде беттік қабатының қаттылығы және беріктігі, тозуға беріктігі артады. Жылдам кескіш болаттан жасалынған құралдар (төсеу, бұрғы, зенкерлер, метчиктер, қашау, фрездер) және машина бөлшектері (бұрандамалар, сомындар, бұрамалар, біліктер, тістегершіктер, тұтқалар) үшін қолданылады.

Болаттар мен шойындардың ұстап алуға қарсыласудың, тозуға төзімділігі және жұмыс істеушілігінің бірден жоғарылауына сульфоцианирлеу, яғни беткі қабаттарды азотпен, көміртегімен, күкіртпен қанықтыру арқылы қол жеткізіледі. Сульфоцианирлеуді фриktionды дисктер, цилиндрлер, жүрістік бұрандалар үшін қолданылады.

Цилиндрлердің шойын гильзалары және поршенді сақиналар сульфидирленеді (беттік қабаттарды күкіртпен қанықтыру). Нәтижесінде мұндай өңдеу арқылы тозуға төзімділігі және жұмыс істеуші қабілеті артады. Кескіш құралдарды сульфидирлеу Р9 және Р18 жылдам кесілетін болаттан жасалған кескіш құралдардың төзімділігін 2 — 3 есе арттырады.

Диффузиялық металдандыру —беткі қабатын оған жоғары ыстыққа төзімділік, антикоррозиялық қасиеттері мен тозуға төзімділік қасиеттерін беру мақсатында болатты алюминиймен, хроммен, кремний, бормен қанықтыру. Беріктендірудің басқа түрлерімен салыстырғанда ең жоғарғы қаттылығы 1 500... 1 800 HV (айтарлықтай кварц қаттылығынан жоғары) және тозуға төзімділікке борирлеу арқылы қол жеткізуге болады. Борирлеу кондукторлық төлкелер және кескіш құралдар үшін пайдаланылады. Оны абразивті ортада жұмыс істейтін бөлшектер үшін тиімді қолданады; құрал 800 °С температурада қаттылығын жоғалтпай және тозбай жұмыс істей алады.

Жоғары ыстыққа (дейін 850.900 °С) төзімділікпен алитирлеуден кейін бөлшектердің беткі қабаттары ерекшеленеді. Алитирлеуді қолдану облысы: терможұптардың қаптары, цианирлеуге арналған реторттар, тұзды ванналар тиглдері, газ генераторларының қазандықтары, шойын жел тартқыштары, мұнай крекинг үшін құбырлар, пайдаланылған газ шығатын құбырлар.

#### 4.6.

#### ЖҮРІСТІК БҰРАНДАЛАРДЫ БЕРІКТЕНДІРУ

Жүрістік бұрандаларға, ең алдымен, тозуға төзімділігі бойынша жоғары талаптар қойылады, ол әдетте жоғары қаттылыққа закалқадан кейін ие болады. Алайда жүрістік бұрандалардың тозуға тұрақтылығын арттыруды беріктендірудің қазіргі заманғы әдістерімен жүзеге асыруға болады. Осындай әдістердің бірі-азоттау. Азотталған жүрістік бұрандалар шыныққандарға қарағанда айтарлықтай жоғары тозуға төзімділікке ие; ластанған абразивті маймен жасалған жұмыс кезіндегі сынақтарда 40ХФА және 30Х3ВА болаттарынан жасалған азотталған бұрандалар ХВГ (54... 58 HRC) болатынан жасалған шыныққан бұрандаларға қарағанда 1,75 есе аз тозған.

Сондықтан көлемдік шынықтыру төмен қаттылықты жүрістік бұрандалар, шағын кадамды бұраны бар бұрандалар үшін және қажет болған жағдайда оның қандай да бір бөлігін беріктендіру үшін ұсынылуы мүмкін. Беріктелген жүрістік бұрандалар металл кескіш станоктар үшін, соның

ішінде арнайы, бұранданы кесуге арналған станоктар үшін қажет. Жүрістік бұрандаларды беріктендірудің басқа әдісі— электромеханикалық, мұнда бұранда (резьба) (наклеп) обкаткасы электр тогымен қыздыру кезінде жұқа беттік қабаттарды термиялық өңдеумен ұштастырылады. Тіпті электромеханикалық беріктендіруден кейін абразивті тозу жағдайында жүрістік бұранданың тозуға төзімділігі 2 — 5 есе (бұранда материалына байланысты) артуы мүмкін. Жүрістік бұранда –сомын беріліс дәлдігін сақтау сомын емес, көп мөлшерде бұранданың бұранының тозуға төзімділігіне байланысты. Сондықтан, сомындарды қола немесе ЦАМ10-5 мырыш қорытпасынан жасау ұсынылады, өйткені шойындыға қарағанда олар бұранданы аз тоздырады. Тазалық операциялар үшін токарлы станоктардың көлденең беріліс бұрандалары үшін сомындарды маркалары ПТ немесе ПТК текстолиттен жасауға болады.

### БАҚЫЛАУ СҰРАҚТАРЫ

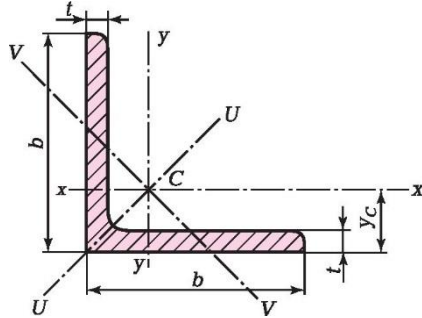
---

1. Материалдардың механикалық қасиеттерінің қандай өзгеру тәсілдерін білесіз?
  2. Айналу денесінің бетіндегі тегістеу не үшін қолданылады?
  3. Тетіктердің беткі қабатының пластикалық формасының ауысуының нығаю әдістерін атаңыз.
  4. Үйкелетін тетіктердің бетінің тозуға төзімділігін арттырудың қандай тәсілдерін білесіз?
  5. Тетіктердің ыстыққа төзімділігін арттыру үшін қолданылатын химиялық-термиялық процесстерді атаңыз
  6. Жүрістік бұрандалардың тозуға төзімділігін арттырудың қандай тәсілдерін білесіз?
  7. Тетікті материалының коррозияға төзімділігін қалай арттыруға болады?
  8. Хромдау қандай мақсат үшін қолданылады?
-

# Қосымшалар

I қосымша

## БОЛАТ ЫСТЫҚ ЖАЙЫЛҒАН БҰРЫШТАР (МЕМСТ 8509-93 БОЙЫНША)



$S$  – Көлденең қиылыс алаңы

$J$  — инерция кезеңі

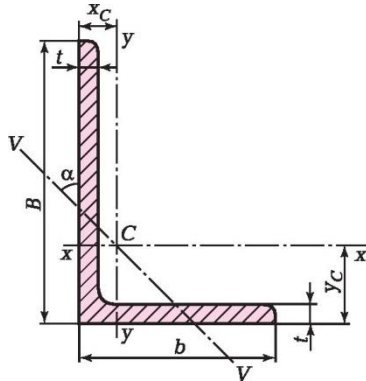
$i$  — инерция радиусы

$y_c$  — қиылысудың орталық координаты

№ бұрыштың	Салмағы $t$ кума. м, кг	Мөлшерлері		$S$ , см <sup>2</sup>	$J_{X'}$ см <sup>4</sup>	см	$J_{U \text{ макс'}}$ см <sup>4</sup>	$i_{U \text{ макс'}}$ см	$J_{\text{вмин'}}$ см <sup>4</sup>	$i_{\text{вмин'}}$ см	$y_c$ см
		$b$ , мм	$t$ , мм								
5	3,05	50	4	3,89	9,21	1,54	14,6	1,94	3,80	0,99	1,38
	3,77		5	4,80	11,2	1,53	17,8	1,92	4,63	0,98	1,42
5,6	3,44	56	4	4,38	13,1	1,73	20,8	2,18	5,41	1,11	1,52
	4,25		5	5,41	16,0	1,72	25,4	2,16	6,59	1,10	1,57

6,3	3,90	63	4	4,96	18,9	1,95	29,9	2,45	7,81	1,25	1,69
	4,81		5	6,13	23,1	1,94	36,6	2,44	9,52	1,25	1,74
	5,72		6	7,28	27,1	1,93	42,9	2,43	11,2	1,24	1,78
7	5,38	70	5	6,86	31,9	2,16	50,7	2,72	13,2	1,39	1,90
	6,39		6	8,15	37,6	2,15	59,6	2,71	15,5	1,39	1,94
7,5	5,80	75	5	7,39	39,5	2,31	62,6	2,91	16,4	1,49	2,02
	6,89		6	8,78	46,6	2,30	73,9	2,90	19,3	1,48	2,06
	7,96		7	10,1	53,3	2,29	84,6	2,89	22,1	1,48	2,10
8	7,36	80	6	9,38	57,0	2,47	90,4	3,11	23,5	1,58	2,19
	8,51		7	10,8	65,3	2,45	104	3,09	27,0	1,58	2,23
9	8,33	90	6	10,6	82,1	2,78	130	3,50	34,0	1,79	2,43
	9,64		7	12,3	94,3	2,77	150	3,49	38,9	1,78	2,47
	10,9		8	13,9	106	2,76	168	3,48	43,8	1,77	2,51
10	10,8	100	7	13,8	131	3,8	207	3,88	54,2	1,98	2,71
	12,2		8	15,6	147	3,07	233	3,87	60,9	1,98	2,75
	15,1		10	19,2	179	3,05	284	3,84	74,1	1,96	2,83
	17,9		12	22,8	209	3,03	331	3,81	86,9	1,95	2,91
11	11,9	110	7	15,2	176	3,40	279	4,29	72,7	2,19	2,96
	13,5		8	17,2	198	3,39	315	4,28	81,8	2,18	3,00
12,5	15,5	125	8	19,7	294	3,87	467	4,87	122	2,49	3,36
	17,3		9	22,0	327	3,86	520	4,86	135	2,48	3,40
	19,1		10	24,3	360	3,85	571	4,84	149	2,47	3,45
	22,7		12	28,9	422	3,82	670	4,82	174	2,46	3,53

**ЕГІС ЕМЕС ЫСТЫҚ ЖАЙЫЛҒАН БОЛАТ  
БҰРЫШТАР (МЕМСТ БОЙЫНША 8510-86\*)**



$S$  – Көлденең қиылыс алаңы

$J$  — инерция кезеңі

$i$  — инерция радиусы

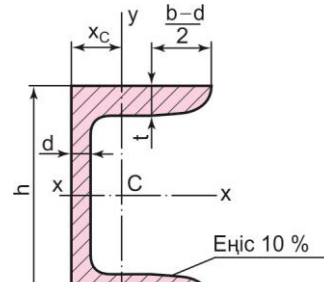
$x_c, y_c$  — қиылысудың орталық координаты

Швеллер №	Салмағы 1 кума м. кг	Мөлшерлері			$S, \text{см}^2$	$J_x, \text{см}^4$	$i_x, \text{см}$	$J_y, \text{см}^4$	$i_y, \text{см}$	$J_{\text{умин}}, \text{см}^4$	$l_{\text{умин}}, \text{см}$	$x_c, \text{см}$	$y_c, \text{см}$	$tg \alpha$
		$B, \text{мм}$	$b, \text{мм}$	$t, \text{мм}$										
4,5/2,8	1,68	45	28	3	2,14	4,41	1,48	1,32	0,79	0,72	0,61	0,64	1,47	0,387
	2,20			4	2,80	5,68	1,42	1,69	0,78	1,02	0,60	0,68	1,51	0,379
5/3,2	1,90	50	32	3	2,42	6,18	1,60	1,99	0,91	1,18	0,70	0,72	1,60	0,403
	2,49			4	3,17	7,98	1,59	2,56	0,90	1,52	0,69	0,76	1,65	0,401
5,6/3,6	2,81	56	36	4	3,58	11,37	1,78	3,70	1,02	2,19	0,78	0,84	1,82	0,406
	3,46			5	4,41	13,82	1,77	4,48	1,01	2,65	0,78	0,88	1,87	0,404



6,3/4,0	3,17	63	40	4	4,04	16,33	2,01	5,16	1,13	3,07	0,87	0,91	2,03	0,397
	3,91			5	4,98	19,91	2,00	6,26	1,12	3,73	0,86	0,95	2,08	0,396
	4,63			4	5,90	23,31	1,99	7,25	1,11	4,36	0,86	0,99	2,12	0,393
	6,03			8	7,68	29,60	1,96	9,15	1,09	5,58	0,85	1,07	2,20	0,386
7/4,5	4,39	70	45	5	5,59	27,76	2,23	9,05	1,27	5,34	0,98	1,05	2,28	0,406
7,5/5	4,79	75	50	5	6,11	34,81	2,39	12,41	1,43	7,24	1,09	1,17	2,39	0,436
	5,69			6	7,25	40,92	2,38	14,00	1,42	8,48	1,08	1,21	2,44	0,435
	7,43			8	9,47	52,38	2,35	18,52	1,40	10,87	1,07	1,29	2,52	0,430
8/5	4,49	80	50	5	6,36	41,60	2,56	12,68	1,41	7,57	1,09	1,13	2,60	0,387
	5,92			6	7,55	43,98	2,55	14,85	1,40	8,88	1,08	1,17	2,65	0,386
9/5,6	6,17	90	56	5	7,86	65,28	2,88	19,67	1,58	11,77	1,22	1,26	2,92	0,384
	6,70			6	8,54	70,58	2,88	21,22	1,58	12,70	1,22	1,28	2,95	0,384
	8,77			8	11,18	90,87	2,85	27,08	1,56	16,29	1,21	1,36	3,04	0,380
10/6,3	7,53	100	63	6	9,58	98,29	3,20	30,58	1,79	18,20	1,38	1,42	3,23	0,393
	8,70			7	11,09	112,86	3,19	34,99	1,78	20,83	1,37	1,46	3,28	0,392
	9,87			8	12,57	126,96	3,18	39,21	1,77	23,38	1,36	1,50	3,32	0,391
	12,14			10	15,47	153,95	3,15	47,18	1,75	28,34	1,35	1,58	3,40	0,387
11/7	8,98	110	70	6,5	11,45	142,42	3,53	45,61	2,00	26,94	1,53	1,58	3,55	0,402
	10,93			8	13,93	171,54	3,51	54,64	1,98	32,31	1,52	1,64	3,61	0,400
12,5/8	11,04	125	80	7	14,06	226,53	4,01	73,73	2,29	43,40	1,76	1,80	4,01	0,407
	12,58			8	15,98	255,62	4,00	80,95	2,28	48,82	1,75	1,84	4,05	0,406
	15,47			10	19,70	311,61	3,98	100,4	2,26	59,33	1,74	1,92	4,14	0,404
	18,34			12	23,36	364,79	3,95	110,8	2,24	69,47	1,72	2,00	4,22	0,400
14/9	14,13	140	90	8	18,00	363,68	4,49	119,7	2,58	70,27	1,98	2,03	4,49	0,411
	17,46			10	22,24	444,45	4,47	145,5	2,58	85,51	1,96	2,12	4,58	0,409

У СЕРИЯЛЫ ЫСТЫҚ АЙДАЛҒАН БОЛАТ ШВЕЛЛЕРЛЕР (МЕМСТ БОЙЫНША 8240-97)



$S$  — Көлденең қиылыс алаңы

$J$  — инерция кезеңі

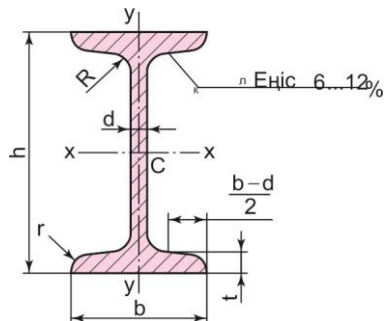
$W$  — кедергі моменті

$i$  — инерция радиусы

$x_c$  — қиылысудың орталық координаты

№ швеллер	Салмағы 1 кума . м, кг	Мөлшері				$S, \text{ см}^2$	$J_x, \text{ см}^4$	$W_x, \text{ см}^3$	$i_x, \text{ см}$	$J_y, \text{ см}^4$	$W_y, \text{ см}^3$	$i_y, \text{ см}$	$x_c, \text{ см}$
		$l_f, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$	$d, \text{ мм}$	$t, \text{ мм}$								
5У	4,84	50	32	4,4	7,0	6,16	22,8	9,10	1,92	5,61	2,75	0,95	1,16
6,5У	5,90	65	36	4,4	7,2	7,51	48,6	15,0	2,54	8,70	3,68	1,08	1,24
8У	7,05	80	40	4,5	7,4	8,98	89,4	22,4	3,16	12,8	4,75	1,19	1,31
10У	8,59	100	46	4,5	7,6	10,9	174	34,8	3,99	20,4	6,46	1,37	1,44

12Y	10,4	120	52	4,8	7,8	13,3	304	50,6	4,78	31,2	8,52	1,53	1,54
14Y	12,3	140	58	4,9	8,1	15,6	491	70,2	5,60	45,4	11,0	1,70	1,67
16Y	14,2	160	64	5,0	8,4	18,1	747	93,4	6,42	63,3	13,8	1,87	1,80
16aY	15,3	160	68	5,0	9,0	19,5	823	103	6,49	78,8	16,4	2,01	2,00
18Y	16,3	180	70	5,1	8,7	20,7	1090	121	7,24	86,0	17,0	2,04	1,94
18aY	17,4	180	74	5,1	9,3	22,2	1 190	132	7,32	105	20,0	2,18	2,13
20Y	18,4	200	76	5,2	9,0	23,4	1520	152	8,07	113	20,5	2,20	2,07
22Y	21,0	220	82	5,4	9,5	26,7	2 110	192	8,89	151	25,1	2,37	2,21
24Y	24,0	240	90	5,6	10,0	30,6	2 900	242	9,73	208	31,6	2,60	2,42
27Y	27,7	270	95	6,0	10,5	35,2	4 160	308	10,9	262	37,3	2,73	2,47
30Y	31,8	300	100	6,5	11,0	40,5	5810	387	12,0	327	43,6	2,84	2,52
33Y	36,5	330	105	7,0	11,7	46,5	7 980	484	13,1	410	51,8	2,97	2,59
36Y	41,9	360	110	7,5	12,6	53,4	10 820	601	14,2	513	61,7	3,10	2,68
40Y	48,3	400	115	8,0	13,5	61,5	15 220	761	15,7	642	73,4	3,23	2,75



(МЕМСТ БОЙЫНША 8239-89)

$S$  – Көлденең қиылыс алаңы

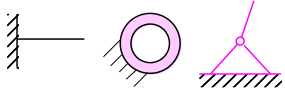

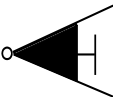
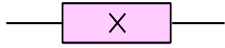
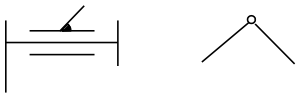

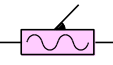
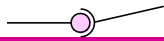
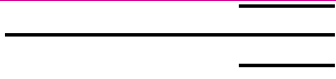
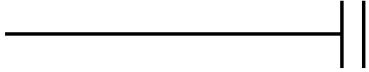
$J$  — инерция кезеңі

$W$  — кедергі моменті

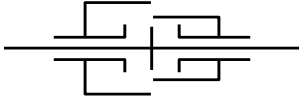
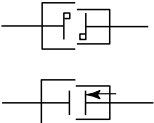
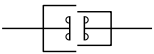
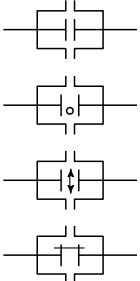
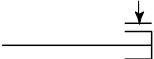
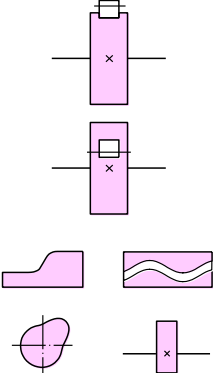
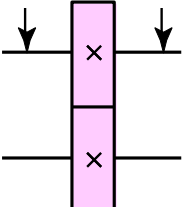
$i$  — инерция радиусы

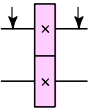
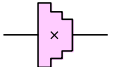
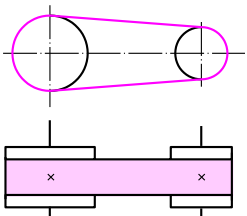
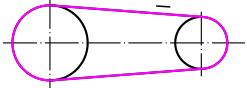
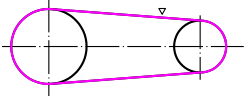
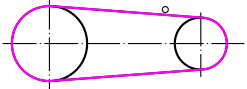
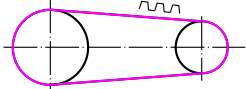
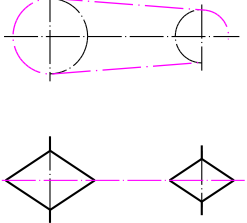
ҚОСТА БҰ №	Мөлшері, мм						$S, \text{см}^2$	Салмағы 1 м, кг	$J_x, \text{см}^4$	$W_x, \text{см}^3$	$i_x, \text{см}$	$J_y, \text{см}^4$	$W_y, \text{см}^3$	$i_y, \text{см}$
	$h$	$b$	$d$	$t$	$R$	$r$								
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0	14,7	11,50	350	58,4	4,88	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0	17,4	13,70	572	81,7	5,73	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	15,90	873	109,0	6,57	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	18,40	1 290	143,0	7,42	82,6	18,40	1,88
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	21,00	1 840	184,0	8,28	115,0	23,10	2,07
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	24,00	2 550	232,0	9,13	157,0	28,60	2,27

**СЫЗБАЛАРДАҒЫ ШАРТТЫ ГРАФИКАЛЫҚ БЕЛГІЛЕР.  
КИНЕМАТИКА ЭЛЕМЕНТТЕРІ (МЕМСТ 2.770-68\*бойынша)**

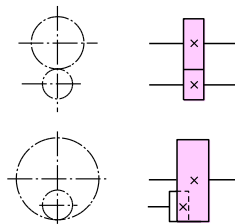
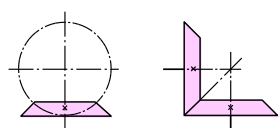
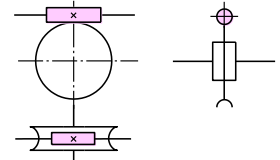
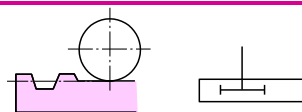
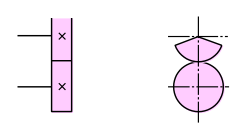

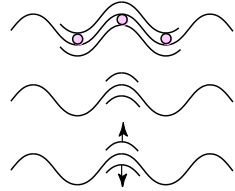
Атауы	Шартты белгілер
Білік, белағаш, желі	—
Қозғалмайтын бөлім немесе звено (кезкелген бөлімнің қозғалмайтынын көрсету үшін оның бөлігін штрихпен жауып тұрады)	
Бөлімнің бөліктерінің біріктіру:	
қозғалмайтын	
қозғалмайтын, реттеуге келетін	
білікпен, желі мен қозғалмайтын қосылыс бөлшектері	
Кинематикалық пар:	
айналдырғыш	
үдемелі	
Бурандалы	
сфералық	
Мойын тіректің сырғанауы және біліктің сырғанауы (типін анықтамайақ):	
радиалды	
тезімді	

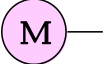

Атауы	Шартты белгілер
Мойынтіректің сырғуы:	
радиалды	
радиалды-тіреуіш: біржақты	
Екі жақты	
тіреуіш:	
біржақты	
Екіжақты	
Мойын тіректің сырғанауы:	
радиалды	
радиалды-тіреуіш: біржақты	
екіжақты	
төзімді:	
бір жақты	
екіжақты	
Муфта немесе жалғастырғыш (түрін нақтыламай ақ) жалпы белгіленулері)	
Ажырамайтын жалғастырғыш (басқарылмайтын):	
бітеу	
серпінді	
компенсирлейтін	
Жалғастырғыш ілінгіш (басқарылатын): жалпы мақсаттағы	
біржақты	
екіжақты	

Атауы	Шартты белгіленуі
<p>Ілінгіш механикалық жалғастырғыш: синхронды синхронды емес</p>	
<p>Ілінгіш элетрлік жалғастырғыш</p>	
<p>Гидравликалық немесе пневманикалық іліндіргіш жалғастырғыш</p>	
<p>Автоматты жалғастырғыш Жалпы мақсатта Обгондық Орталық фрикциондық Бұзылғыш элементермен сақтандырғышты</p>	
<p>Тежегіш</p>	
<p>Тісті механизмді : біржақты сыртқы ілініспен біржақты ішкі ілініспен</p>	
<p>Жазық жұдырықтар: Ұзақ араласқыш айналғыш</p>	

Атауы	Шартты белгіленулері
Цилиндрлік роликтермен фрикциондық беріліс	
Сатылы шкив,білікке бекітілген.	
Ремен берілісі (ременнің түрін нақтыламай ақ)	
Жалпак ремен беріліс	
Клиновидты ремен беріліс	
Домалақ ремен беріліс	
Тісібар ремен беріліс	
Шынжыр беріліс (жалпы белгісі шынжырдың түрін нақтыламай ақ)	



Атауы	Шартты белгіленулері
<p>Тісті цилиндрлік (тістің түрін нақтыламай ақ): сыртқы іліністі беру Ішкі ілініс</p>	
<p>Тістік беріліс білдікпен қосылатын— соңғы, тіс түрін нақтыламай ақ</p>	
<p>Тістік беріліс білдікпен сықырласып—бұрамдық, цилиндрлік бұрамдық</p>	
<p>Речті тісті беріліс (тіс түрін нақтыламай ақ)</p>	
<p>Тіс секторы беріліс (тіс түрін нақтыламай ақ)</p>	
<p>Бұранда, қозғалыты беретін Дана</p>	
<p>Бұранда — шайқалатын сомын бұранда — сомынның таюы: гайка бөлінбейтін бөлінетін шайб</p>	

Атауы	Шартты белгіленулері
Электрқозғалтқыш	
Сорғы (түрін нақтыламай ақ)	

## Әдебиеттер тізімі

1. Александров А.В. Сопротивление материалов: учебник для вузов / А.В. Александров, В.Д.Потапов, Б. П. Державин. — М.: Высш. шк. 2000. — 560 б.
2. Аркуша А. И. Руководство к решению задач по теоретической механике : учеб. пособие для студентов машиностр. спец. сред. спец. учеб. заведений / А.И.Аркуша. — М.: Высш. шк., 2002. — 354 б.
3. Аркуша А.И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов / А. И.Аркуша. — М. : Высш. шк., 2002. — 354 с.
4. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах : Статика и кинематика : учеб. пособие для вузов / М.И. Бать, Г. Ю. Джанелидзе, А. С.Кельзон. — СПб.: Политехника, 1995. — 669 б.
5. Бутенин Н. В. Курс теоретической механики: в 2 т. / Н. В. Бутенин, Я. Л.Лунц, Д. Р. Меркин. — 5-е изд., испр. — СПб.: Лань, 2002. — 735 б.
- Ицкович Г.М. Сопротивление материалов: учебник для ссузов / 6.Г.М.Ицкович. — М.: Высш. шк., 2001. — 386 с.
7. Куклин Н.Г. Детали машин / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. — М.: Илекса, 1999. — 392 б.
8. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н.Решетов. — М.: Машиностроение, 1989. — 496 б.
9. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов: учеб. пособие для вузов / Г. М. Ицкович, Л. С. Минин, А. И. Винокуров ; под ред. Л. С. Минина. — М. : Высш. шк., 2001. — 591 б.
10. Сборник задач по теоретической механике с решениями : Статика, кинематика : оқу көмекші құралы : в 2 ч. / [В.А.Акимов, О.Н.Скляр, А.А. Федута, А.В.Чегирев]. — Минск : Технопринт, 2001. — 365 б.
11. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов / В. И.Феодосьев. — М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. — 592 б. — (Сер. Механика в техническом университете. Т. 2).
12. Эрдеди А.А. Детали машин : учебник для машиностр. спец. ссузов / А. Эрдеди, Н. А. Эрдеди. — М. : Издательский центр «Академия», 2012. — 288 б.
13. Яблонский А.А. Курс теоретической механики / А. А.Яблонский, М. Никифорова. — СПб. : Лань, 1998. — 763 б.

Мазмұны	
Пайдаланылатын негізгі елгілер	
Кіріспе.....	4
1 Тарау. Теориялық механика.....	5
1.1 Статиканың негізгі ұғымдары мен аксиомалары.....	8
1.2 Байланыстар және олардың әсерлері.....	8
1.3 Тегіс күштер жүйесі .....	11
1.4 Үйкелу элементтер теориясы.....	15
1.5 Кеңістіктегі күштер жүйесі.....	23
1.6 Ауырлық ортасының анықтасы.....	26
1.7 Нүкте кинематикасы.....	32
1.8 Қатты дененің қарапайым қозғалысы.....	32
1.9 Нүктенің күрделі қозғалысы.....	39
1.10 Екі айналу қозғалысың қосы.....	45
1.11 Динамика заңдары, материалдық нүкте қозғалысы теңдеуі. Д'Аламбер принципі.....	45
1.12 Механикалық жүйенің нүктелеріне әсер ететін күштер.....	54
1.13 Механикалық жүйенің массалар ортасының қозғалысы туралы теорема.....	58
1.14 Күштің жұмысы.....	66
1.15 Қуат.....	70
1.16 Пайдалы әсер ету коэффициенті .....	72
1.17 Қатты дененің инерция сәттері .....	75
1.18 Материалдық нүкте және механикалық жүйе қозғалысының санының өзгерту туралы теоремалар.....	80
1.19 Материалдық нүктенің қозғалыс саны сәтінің өзгеруі туралы теорема.....	81

1.20 Механикалық жүйенің кинетикалық сәтінің өзгеруі туралы теорема	82
1.21 Материалдық нүктенің кинетикалық энергиясының өзгеруі туралы теоремалар	84
1.22 Қатты дененің үдемелі қозғалысының дифференциал теңдеулері	90
1.23 Қатты дененің қозғалмайтын осьты айнала қозғалысының дифференциал теңдеуі	92.
2 Тарау. Материалдардың кедергі негіздері	94
2.1 Негізгі ұғымдар	96
2.2 Созылу және сығылу	96
2.3 Материалдардың негізгі механикалық сипаттамалары	99
2.4 Созылу және сығылу төзімділікті есептеу	99
2.5 Кесу және умаждау	101
2.6 Ширату	108
2.7 Тура көлденең бұғу	110
2.8 Бүгілу кезіндегі ығысулардың анықтамасы	111
2.9 Шекті ширыққан күйлер теориясы	114
2.10 Шаршауға қарсы туру туралы ұғым	120
2.11 Динамикалық жүктеме кезіндегі төзімділік	144
2.12 Өзекті осьтік жүктеу кезіндегі тұрақтық	150
2.13 Өзекті жүйелердің статистикалық еңсерілмеуін ашу	160
3Тарау. Машиналардың бөлшектері мен мехнизмдері	168
3.1 Машиналар және олардың негізгі элементтері	170.
3.2 Машиналар бөлшектерінің жұмысқа қабілеттілігі мен есептеудің негізгі критерийлері	180
3.3 Машина жасау материалдары	191
3.4 Айналы қозғалыс бөлшектері	191
3.5 Корпустық бөлшектер	194
3.6 Серішпелер мен рессорлар	202
3.7 Бөлшектердің ажыратылмайтын қосылысы	207
3.8 Бөлшектердің ажыратылатын қосылыстары	208
3.9 Сырғыма мойынтіректер	211
3.10 Тербеліс мойынтіректері	213
3.11 Жалғастырғыштар	233
3.12 Үйкелісті берілістер	247

3.13 Белдікті берілістер.....	253
3.14 Тісті берілістер.....	256
3.15 Бұрамдық берілістер .....	260
3.16 Шынжырлы берілістер.....	261
3.17 Винт—гайка сырғу.....	270
3.18 Винт—гайка шайқалу.....	288
3.19 Рейкалы беру.....	300
3.20 Қосиінді-бұлғақ механизмдер.....	308
3.21 Ықтырма тетіктері.....	312
3.22 Жұдырықшалы механизмы .....	314
3.23 Редуктор туралы жалпы мәлімет.....	316
4. Тарау. Материалдардың механикалық қасиетінің өзгеруі .....	317
4.1 Механикалық қасиеттің өзгеруінің негізгі әдістері .....	319
4.2 Пластикалық деформирленген қайта өңдеу .....	320
4.3 Жер үсті қабаттарының тозуға төзімділігін арттыру.....	325
4.4 Жер үсті жабу.....	325
4.5 Жер үсті қабаттарын химиялық-термиялық өңдеу Беріктендіру.....	326
4.6 Табылмайтын бұрандамалардың беріктігі.....	334
Қосымша.....	334
Әдебиеттер тізімі.....	348

Оқулық басылымы  
Вереина Людмила Ивановна,  
Краснов Михаил Михайлович  
Техникалық механика

Оқулық

Редакторлары В. А. Савосик, Даниярқызы Айнур

Компьютерлі беттеу: Р. Ю. Волкова

Корректор С.А.Передкова

Басылым. № 101119197. Баспаға қол қойылды 10.07.2017. Формат 60 х 90/16.

«Балтика» гарнитурасы. Офсеттік қағаз. № 1. Офсеттік баспа. Шартты бет. 22,0.

Тиражы 1 500 дана. Тапсырыс №

«Академия» баспа орталығы. [www.academia-moscow.ru](http://www.academia-moscow.ru)129085, Мәскеу, Мир даңғылы, 101В, көше. 1.

Тел./факс: (495) 648-0507, 616-00-29.

Санитарно-эпидемиологиялық қорытынды №РОСС RU.АД44.Н01603 от 31.05.2017.

Идел-Прессте басылд