

**С.Д. ТӘЖІБАЕВ**

СЫЙ ТАРТУ \_\_\_\_\_

ДАҒ

*Білім*

# ҚОЛДАНБАЛЫ МЕХАНИКА

*Қазақстан Республикасы Білім министрлігі жоғары оқу орындары  
студенттеріне арналған оқулық ретінде мақұлдаған*

Тәжібаев С. Д.

Қолданбалы механика: Жоғары оқу орындары студенттеріне арналған оқулық.— Алматы: Білім, 1994.— 336 бет.

ISBN 5-7404-0004-X

Ұсынылып отырған оқулықта машина мен механизмдердің құрылымы, кинематикасы мен динамикасы, конструкцияларды әр түрлі сыртқы күш әсер еткенде беріктікке, қатандыққа есептеу жолдары, машина бөлшектерінің өлшемдерін анықтап, конструкциясын құру жолдары қарастырылған. Кітап стандарттардың (ИСО, СЭВ, МЕСТ) талаптарына сәйкестеліп жазылған.

Оқулық жоғары оқу орындары студенттеріне арналған, сонымен қатар орта дәрежелі техникалық оқу орындары студенттері және өндірісте қызмет атқарып жүрген инженер конструкторлар мен технологтар және техника мамандары да пайдалануына болады.

Учебное издание

Тажібаев Санатбек Даулетбаевич

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

(на казахском языке)

Редакторы Ш. Баспақова

Суретшісі Б. Оспанов

Көркемдеуші редакторы С. Әлиев

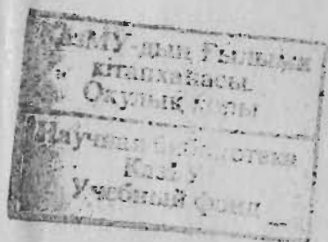
Техникалық редакторы О. Рысалиева

ИБ № 4

Теруге 27.09.93 берілді. Басуға 20.05.94 қол қойылды. Пішімі 60×90<sup>1/16</sup>. Баспаханалық қағаз. Әріп түрі «Әдеби». Шығынқы басылыс. Шартты баспа табағы 21. Шартты бояулы беттаңбасы 21,19. Есептік баспа табағы 20,11. Таралымы 3000 дана. Тапсырыс № 1722. Бағасы келісім бойынша.

Қазақстан Республикасы Баспасөз және бұқаралық ақпарат министрлігінің «Білім» баспасы, 480124, Алматы қаласы, Абай даңғылы, 143-үй.

Қазақстан Республикасы Баспасөз және бұқаралық ақпарат министрлігінің «Кітап» полиграфиялық кәсіпорындары өндірістік бірлестігінің Кітап фабрикасы, 480124, Алматы қаласы, Гагарин даңғылы, 93-үй.



T 2004030000—052 028—94  
412(05)—94

ISBN 5-7404-0004-X

© Тәжібаев С. Д., 1994

## АЛҒЫ СӨЗ

Бүгінгі өмірімізде халық шаруашылығының қандай да бір саласына көз салсақ, онда көптеген инженерлік мамандықтарды кездестіреміз. Олар инженер конструктор, механик, электрик, технолог, кенші, металлург, геолог ж. т. б. болып жалғаса береді. Осы мамандардың бір тобы заманымыздың талабына сай құдыреті күшті жаңа машиналар мен аспаптар, механизмдер мен автоматтандырылған жүйелер немесе роботтар конструкциясын жасаса, басқалары оларды мамандығына байланысты өз өнеркәсіп салаларында тиімді пайдаланып, жаңа өнімді технология түрлерін ашып, адамзаттың өмір сүруін жеңілдетіп, хал-жағдайы мен тұрмысын жақсартуға ат салысады. Ал енді осы мамандықтарды толық игеріп «инженер» деген атақ алу үшін тек қана классикалық математиканы, физиканы, механиканы біліп қоймай, олардың заңдарын, әдістерін күнделікті жұмыста қолдана білулері қажет.

Бұлайша айтқанда, өзімізше жаңа бір машина, аспап не механизм, әлде бір құрылыс конструкциясын жасасақ немесе бір технология түрін қарастырсақ, онда олардың ішкі құрылысында, конструкциясында болатын ерекшеліктерді, құбылыстарды біліп, жоғарыда айтылған пәндерден алған білімімізді осы мәселелерді шешуге пайдалануымыз қажет.

Міне, инженерлердің математиктер мен физиктер немесе теориялық механика мамандарынан өзгешелігі осында. Олар сан алуан конструкциялардың (машина, механизм, аспап ж. т. б.) ішкі құрылысын біліп қоймай, солардың беріктігін, қатандығын, жұмыс істеу қабілеттілігін есептей білуі қажет. Осыған орай, қолданбалы механика пәнінде машина мен механизмдердің ішкі құрылысы, құрылымы, кинематикасы мен динамикасы және жеке детальдарының (бөлшектерінің) конструкциясы мен есептеу жолдары қарастырылады және де олардың жұмыс істеу қабілеттілігін анықтау, машиналардың жобасын жасау мәселелеріне көңіл бөлінеді.

Қолданбалы механика өте бір күрделі, болашақ инженерлерге (қандай саладан болмасын) аса бір қажет пән болып саналады. Ол машина тану негіздері, конструкциялардың берік, сенімді жұмыс істеу қабілеттілігін есептеу (материалдар кедергісі) және машина бөлшектерін, тораптарын және механизмдерді жобалау бөлімдерінен құралады.

**1-тарау**  
**ҚОЛДАНБАЛЫ МЕХАНИКАҒА КІРІСПЕ**

**1.1. ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР**

Механика ғылымы машина мен механизмдер бөлшектерінің, құрылыс конструкцияларының және де басқа қатты заттар мен үздіксіз ортаның, газдардың қозғалысын, күш әсерінен болатын кернеулік жағдайын қарастырады. Олар үш бөлімнен құралады. Жалпы механикаға материалдық нүктелер мен денелер және олардың жүйелері, үздіксіз және дискретті орталар механикасы, механикалық жүйелерінің тербелісі, машина мен механизмдер теориясы ж. т. б. жатады.

Деформацияланатын қатты заттар механикасына серпімділік, майысымдылық (пластикалық), жылжымалылық және сырықтар (стерженьдер), фермалар, қабықшалар теориялары жатады, Сұйық пен газ механикасына газ-аэродинамика ж. т. б. жатады.

Сондай-ақ, механиканы теориялық және қолданбалы механика деп екіге жіктейді, бірақ олар бірімен-бірі тығыз байланысты ғылым.

Қолданбалы механика іс жүзінде қолданылып, нақты объектілердің, машина мен механизмдер бөлшектерінің, әр түрлі тұрғылардың, роботтар мен роботталған техникалық жүйелердің конструкциясын, қозғалысын, олардың элементтерінің берік, сенімді жұмыс істеу шарттарын зерттейтін ғылым. Қолданбалы механика машинатану ғылымының бір саласы болып саналады. Машинатану қолданбалы механикадан бөлек, машиналар жобалау теориясы мен оларды жасау технологиясына енеді.

Машина жасау өнеркәсібі халықтың, мемлекеттің қандай даму сатысында тұрғанын анықтайды. Мемлекеттің энергетикасы, тау-кен, ауыл шаруашылық, химиялық, тамақ өндіру, мата тоқу, жеңіл және т. б. өнеркәсіптері машина жасау өндірісіне тікелей байланысты. Осыған орай, барлық елдерде машина жасау өндірісіне өте көп көңіл бөлінеді және ол барлық халық шаруашылығының өзегі, бастамасы болып саналады.

Ерте заманда адам баласы аң аулап тамақ табудан басқа табиғаттың, климаттың өзгеруімен байланысты мекен еткен үңгірлерін тастап әр түрлі құрылыстар (үйлер, мазарлар, т. б.) салуға мәжбүр болды және олар тек қана өздерінің тәжірибелеріне сүйене отырып салынғандықтан, өте үлкен, ауыр болып келеді. Олар күрделі құрылыстарды көптеген жыл салуға мәжбүр болды, тіптен кейбіреулері ғасырлар бойы салынды.

Бірте-бірте адамдар таңғажайып құрылыстар сала бастады, мысалы, ертедегі Египеттегі пирамидалар, Орта Азия мен Қазақстан жерінде және шығыстағы мешіттер мен мазарлар күні бүгінге дейін өзінің сұлулығымен, әрбір өлшемдерінің өзара қатынастарымен, беріктігімен, тамаша көркем әсемдігімен адамзатты таң қалдырды. Осы кезде адамдар қарапайым механизмдер мен тұрғылар (блоклар, рычагтар) қолдана бастады. Осыдан 4 мың жыл бұрын адам дөңгелекті ойлап тауып қолдана бастаған.

Бара-бара адамдарға тек қана өздерінің тәжірибелеріне сүйену жеткіліксіз болған, мысалы, атақты итальян ғалымы Галилео Галилей Венецияда кеме жасау өнерімен де айналысқан, сонда ол көптеген материалдарды тәжірибе жүзінде иіп, созып, бұрап, олардың беріктігін анықтауға мәжбүр болған. Олардың құрылысын Галилей 1638 жылы өзінің атакты «Әңгімелері» (Беседы) атты кітабында басып шығарды.

Бұл тәжірибе тек қана бастама ғана еді, мысалы иілу теориясы кейін 18—19-ғасырларда атақты ғалымдар Мариотто, Бернулли, Кулон, Сен-Венан және Журавский Д. И. еңбектерімен толықтырылды.

Сонымен қатар, сыртқы күштің әсерінен қатты денелерде пайда болатын деформацияларды зерттеуде өте көп еңбек сіңірген ағылшын ғалымы Роберт Гукты атап кеткен жөн. Оның 1660 жылы ашып, 1678 жылы басып шығарған серпімді дененің майысу заңы материалдар кедергісі ғылымының негізгі заңы болып есептеледі.

Сондай-ақ орыс ғалымы М. В. Ломоносов пен орыс академиясының академигі Л. Эйлердің еңбектерінде зор. Серпімділік күштері туралы бірінші анықтаманы М. В. Ломоносовтың «Ауаның серпімділік күшінің теориясы» деген кітабынан табуға болады. Кейін тәжірибе арқылы бұл теорияны толықтырып, одан ары жалғастырған ғалымдар Т. Юнг пен Пуассон болды. Л. Эйлердің «Соғу күштерінің тарауы», «Сығылу кезіндегі сырықтардың орнықтылығы» және «Сырықтардың көлденең тербелуі» атты кітаптарында материалдар кедергісі ғылымының көптеген тараулары қамтылған.

Қолданбалы механиканың дамуына орыс ғалымдары мен өнертапқыштары көптеген еңбек сіңірді. М. В. Ломоносов (1711—1765) материалдар зерттейтін, шыны жасайтын машина-

лардың конструкциясын құрастырды, ал И. И. Ползунов (1728—1766 ж.) бу машинасын ойлап тапты, И. П. Кулибин (1735—1818 ж.) болса әр түрлі сағат механизмдерін, өздігінен дөңгелейтін самокат конструкцияларын құрастырып, болашақ автомобильдердің бейнелерін жасады.

Машина мен механизмдер теориясын жасауға көп еңбек сіңірген ғалымдар: П. Л. Чебышев (1821—1899) — математик, механик-механизмдерді талдау теориясын жасады, арифмометрді ойлап тапты, 40-тан астам әр түрлі механизмдер конструкциясын құрастырды. И. А. Вышнеградский (1831—1895) — автоматты түрде басқару теориясының негізін құрды, Н. Е. Жуковский — қатты рычаг теориясының авторы, бұранда орамына түсетін күшті бірінші анықтады. Машина бөлшектері (детальдары) курсы 1898 жылы бірінші В. Л. Кирпичев жазып жарыққа шығарды. Сондай-ақ, В. П. Горячкин, Н. И. Мерцалов және Л. В. Ассур колданбалы механиканың дамуына зор еңбек сіңірді.

Кенес өкіметінен бері еңбек ете бастаған ірі ғалымдар: С. А. Чаплыгин, А. Н. Крылов, А. А. Благоврамов, М. М. Саверин, Н. Н. Артоболевский, Д. Н. Решетов, Н. А. Спицын, В. Н. Кудрявцев, С. В. Серсенсен, И. А. Одинг, С. Д. Пономарев, А. Н. Динник ж. т. басқалар.

### 1.3. МАШИНА МЕН МЕХАНИЗМДЕР ТУРАЛЫ ҰҒЫМ

Машина мен механизм деп, белгілі қозғалыс кезінде пайдалы жұмыс атқаратын немесе энергияны, материалдарды және ақпараттарды түрлендіретін арнаулы жабдықтарды айтады. Машиналар адамның істейтін жұмысын жеңілдетеді, еңбек қарқынын ондаған, жүздеген, мыңдаған есе арттырады және де ойлау қызметін де жеңілдетеді.

Машиналар өздерінің атқаратын қызметіне байланысты энергетикалық, технологиялық, басқарушы, логикалық болып бөлінеді. Энергетикалық машиналар энергия өндіру (генератор) немесе оларды түрлендіру үшін қолданылады. Технологиялық машиналар әр түрлі пайдалы жұмыс атқарып, технологиялық процестерді орындайды. Оларға ауыл шаруашылық, жеңілөнеркәсіп, тау-кен, құрылыс ж. т. б. өндірістерінде пайдаланылатын машиналар жатады. Логикалық машинаға электрондық есептеуіш машиналар жатады.

Аспап деп физикалық процестердің параметрін анықтау, тіркеу, санау үшін пайдаланылатын жабдықтарды айтады.

Олар өлшеуші, тіркеуші, басқарушы, санаушы ж. т. с. с. болып өздерінің атқару қызметіне байланысты бөлінеді. Аспаптарға әр түрлі осциллографтар, сағаттар, манометр, электрөлшеуіш жабдықтары ж. т. б. жатады.

## МАШИНА МЕН МЕХАНИЗМДЕР ТЕОРИЯСЫНЫҢ НЕГІЗДЕРІ

### 2.1. КИНЕМАТИКАЛЫҚ ЖҰПТАР МЕН ЗВЕНЛАР ЖӘНЕ ОЛАРДЫҢ ТҮРЛЕРІ

Машина мен механизмдер көптеген бөлшектерден (детальдардан) тұрады. Бір материалдан жинаусыз жасалған бөлшектерді *машина бөлшектері* (detail's — бөлшек, бөлек) деп атайды. Машинаның бір бөлшегін немесе бірімен-бірі біртұтас, жылжусыз қосылған бірнеше бөлшектер жиынын звено деп қарастырамыз.

Бөлшектер мен звенолар, біріншіден, атқаратын қызметі мен конструкциясына қарай: тісті дөңгелек, білік, поршень, шатун, бұранда ж. т. б. болып бөлінеді. Екіншіден, қозғалу түріне қарай былай бөлуге болады: егер қозғалмайтын білік бойымен толық айналып қозғалатын болса, онда ол звеноны *кривошип* деп, ал егер толық емес айналуға немесе теңселмелі қозғалыста болса, онда олар *күйенте* деп аталады. Түзу бойымен ілгерілемелі қозғалатын звеноларды сырғы, сырмауық (ползун) деп, ал жылжымайтын, қозғалмайтын звеноны тұрғы немесе тіреу деп атауға болады.

Екі звеноның жылжымалы қосылысы *кинематикалық жұп* құрады. Звенолардың қосылудағы жанасу беті немесе нүктелер жиыны осы кинематикалық жұптың элементі болып саналады.

Кинематикалық жұптардың жанасу беттері көбінесе осы жұптардың жұмыс істеу қабілетін анықтайды. Себебі звенолар бірімен-бірі салыстырмалы қозғалыста болады да, осы жанасу беттеріндегі үйкеліс күштерінің әсерінен олар тоза бастайды.

Кинематикалық жұптар еркіндік дәрежесімен сипатталады. Егер кепістікте орналасқан денені қарастыратын болсақ, оның алты еркіндік дәрежесі болады. Координат жүйесінің үш координат осі бойынша қозғалып, сол үш координат осі маңайында айналуына мүмкіндігі бар. Ал егер сол денені, мысалы шарды жазық бетке орналастырсақ (2.1-кесте), онда ол бір еркіндік дәрежесінен айырылған болар еді. Егер сол шарды өзін қамтыған жартылай құбырға орналастырсақ немесе цилиндр бетті денені алып, жазық бетке қоятын болсақ, онда бұл дене екі еркіндік дәрежесінен айырылған болар еді (2.1-кесте). Осылайша кинематикалық жұптардың еркіндік дәрежесі әр түрлі болады. Осы еркіндік дәрежесінің санына байланысты кинематикалық жұптар бірінші, екінші, үшінші, төртінші және бесінші класты болып бөлінеді. Бесінші класты кинематикалық жұптар бес жағынан шектелген, тек олар бір бағытта ғана қозғала алады деп түсіну қажет. Кинематикалық жұптарда звенолар бір-бірімен нүкте арқылы немесе бір сызық арқылы жанасса, олар *жоғарғы жұптар* болып саналады. Белгілі аудан арқылы (беттерімен) жалғасқан звенолар төменгі жұптарға жатады. Тісті дөңгелектердің ілінісуі, подшипниктегі шар мен роликтің жанасуы нүкте

$$M_k = F_k L = m_k r_k \omega^2 L. \quad (8.6)$$

Енді  $M_k = M_T$  тендігінен  $m_k \omega^2 L_k = m r \omega^2 \left( \frac{L}{2} - l \right)$  деп жазуға болады, осыдан динамикалық теңгеру массасының шамасы анықталады

$$m_k = m \frac{r}{r_k} \left( \frac{1}{2} + \frac{l}{L} \right). \quad (8.7)$$

Статикалық және динамикалық тәсілдермен анықталған массаларды  $m_T$  және  $m_k$ -ны бір массамен ауыстырып оны ыңғайлы жерге орналастыру қажет. Ол үшін төменгі шарт орындалуы қажет

$$m_n r_n \omega^2 = m r \omega^2 - m_k r_k \omega^2, \quad (8.8)$$

$$m_n = \frac{m r - m_k r_k}{r_n},$$

мұндағы  $m_n$  —  $m_T$  және  $m_k$  массаларының орнына алынған келтірілген масса. Келтірілген массаның инерциялық күш моментінің әсері  $m_T$  және  $m_k$  массаларының инерциялық күш моменттерінің әсеріне тең.

## II бөлім

### КОНСТРУКЦИЯЛАРДЫ БЕРІКТІККЕ ЖӘНЕ СЕНІМДІ ЖҰМЫС ІСТЕУ ҚАЖЕТТІЛІГІНЕ ЕСЕПТЕУ НЕГІЗДЕРІ

#### 9-тарау

#### МАТЕРИАЛДАР КЕДЕРГІСІНЕ КІРІСПЕ

##### 9.1. МАТЕРИАЛДАР КЕДЕРГІСІ

Өмірде кездесетін қандай да болмасын механизмдерді, машиналарды немесе құрылыс конструкцияларын қарастыратын болсақ, оларға әр түрлі сыртқы күштер әсер етеді. Мысалы, жүк көтергіш кранның механизмдері мен бөлшектеріне көтерген күштің салмағынан пайда болатын күштер әсер етсе, көпірлерге оның үстінен жүрген машиналар мен поездардың салмағы әсер етеді. Міне, осы күштердің әсерінен қатты денелер (бөлшектер, көпірлер) белгілі шамаға майысады, былайша айтқанда, оларда деформация пайда болады. Материалдар кедергісі ғылымы денелердің әр түрлі конструкциялардың және олардың элементтерінің, бөлшектердің беріктігі мен қатаңдығын есептеу жолдарын үйрететін ғылым. Конструкцияның немесе бөлшектердің берік болуы олардың қима ауданына, былайша айтқанда, салмағына байланысты. Егер біз бөлшектердің қимасын үлкейтсек, оның беріктігі артады, бірақ олардың салмағы ауырлайды да көп материал керек етеді, яғни қымбаттайды. Материалдар кедергісі ғылымының негізгі мақсаты салмағы жағынан жеңіл, қатаңдығы мен беріктігі жоғары, өзі арзан конструкциялардың жобасын есептеу болып табылады. Теориялық механика ғылымында күш түскен денені, бөлшекті, конструкцияны материалы өзгермейтін дене ретінде алатын болса, материалдар кедергісінде олар сыртқы күш әсерінен пайда болатын деформация мен ішкі кернеулермен бірге қарастырылады. Қарапайым сөзбен айтқанда, бұл ғылым әр түрлі әсер ететін сыртқы күштер мен бөлшектердің өлшемдері байланысын және олардың қимасында пайда болатын кернеулер деформациялар қатынастарын математикалық өрнектеу жолдарын үйретеді. Сондықтан материалдар кедергісі ғылымы математика, физика және теориялық механика курстарына негізделген және олармен тығыз байланысты. Табиғатта қандай да болмасын қатты денені қарастыратын болсақ (мысалы болат, ағаш, тас, бетон т. б.), олар сыртқы күш әсер еткенде әр түрлі майысады немесе әрқилы деформацияға ие болады. Материалдардың сынбастан сыртқы күштің әсеріне кедергі жасау қабілеттілігі, сол материалдың беріктігін көрсетеді. Денелердің, машина

бөлшектерінің немесе қандай да болсын бір конструкцияның беріктігі деп сыртқы күштердің әсерінен бұзылмастан, сынбастан қабылдау қасиетін айтады. Жоғарыда айтылғанға байланысты материалдар кедергісін қарастырғанда сыртқы күшпен бірге бөлшектерде болатын майысу немесе деформация, кернеу секілді ұғымдармен жиі кездесеміз. Сыртқы күштің әсерінен қатты дене белгілі мөлшерге майысады, деформацияланады, бірақ олар деформациялану кезінде ішкі бөлшектердің орын ауыстыруына қарсы кедергі жасайды, дененің қимасында бөлшектерді бұрынғы орнына апарып орналастыруға әрекет ететін ішкі күш пайда болады, ол күштерді *серпімділік күші* деп атайды. Ал денелердің сыртқы күшті алып тастағанда бұрынғы орнына келуі, былайша айтқанда, деформациядан айрылу қабілеттілігін материалдардың *серпімділігі* деп атайды.

Серпімділік күшінің немесе ішкі күштердің қима ауданына таралу немесе бөліну мөлшері арнаулы кернеу деген өлшеммен алынады.

Қандай да болмасын конструкцияның, олардың элементтерінің, бөлшектердің жобасын, өлшемдерін анықтаған кезде олар берік, сенімді, салмағы аз және арзан болуы қажет. Бұл талап біріншіден, конструкторларға қойылатын талап. Материалдар кедергісі ғылымының негізін, заңдарын, жолдарын білместен ең қарапайым машина немесе механизм жобаларын жасау мүмкін емес. Сондай-ақ, бұл ғылым барлық инженерлерге, техниктерге тіптен барлық оқырман халайыққа қажет ғылым деп айтуымызға болады. Себебі материалдар кедергісі табиғаттағы қатты заттардың ішкі құрылысына сыртқы күш әсер еткенде болатын өзгерістерді, онда пайда болатын серпімділік күшінің, деформацияның және әр түрлі кернеулердің шамасын анықтау, есептеу жолдарын үйретеді, сыртқы күштің әсерінен болатын таңғажайып сырларды түсінуге, ұғынуға көмектеседі. Сондықтан бұл ғылым күрделі де, қызық та.

## 9.2. ЕСЕПТЕУДЕ ҚАБЫЛДАНҒАН НЕГІЗГІ БОЛЖАМДАР

Материалдар кедергісі курсында конструкция элементтерін есептеу күрделі болғандықтан, оны іс жүзінде оңай және ыңғайлы түрде шешу үшін бірқатар болжамдар қолданылады.

Теориялық механика ғылымында әр денені абсолютті қатты дене деп қарастырады, яғни ол дене сыртқы күштің әсерінен өзінің пішіні мен өлшемін өзгертпейді. Бірқатар дененің тепе-теңдік және қозғалу заңын шешуге бұл болжамды қолдануға болады. Шындығында, біз әр дененің тепе-теңдік және қозғалу заңын қарастырғанда, ол дененің ішкі құрылысында қандай өзгеріс барын ескермеуімізге болады.

Материалдар кедергісі теориясында дененің беріктігін, қатандығын және төзімділігін қарастырғанда, біз конструкцияның қимасындағы пайда болатын кернеулер мен деформацияларды есептеп шығаруымыз керек, сондықтан жоғарыда айтылған

болжамды бұл жерде қолдануға болмайды. Төменде материалдар кедергісі курсында кездесетін негізгі болжамдар келтірілген:

1. Белгілі бір жағдайда материалдар толық серпімділік қасиетіне ие болады және осы материалдар үшін күш пен деформация бір-біріне тура байланысты болады (Гук заңы).

Мысалы, машинада көп кездесетін білікті алсақ, ол тісті берілістерден түсетін күштің әсерінен майысады және оның майысу шамасы күштің шамасына тікелей қатысты болады. Негұрлым күш көп болса, білік соғұрлым көбірек майысады.

2. Материалдардың бөлшектері бір тектес және олардың қимасында алынған кез келген нүктелерде бірдей қасиет болады. Мұндай қасиет металдарда басым болады.

3. Егер материалдардың қимасында, олардың қасиеттері барлық бағытта бірдей болса, онда оның бөлшектерін изотропты деп, ал егер де әрқилы болса, онда оның бөлшектерін анизотропты деп атаймыз. Машиналар кедергісі курсында беріктікке, қатандыққа есептеуде, материалдарды изотропты деп санаймыз. Осы қасиетке бейім материалдар қатарына пластмасса, болат және шыны жатады. Ал шойын мен әсіресе ағашта анизотропты қасиет басымдау болады. Мысалы, оны бөренеге бойлық күш пен көлденең күш әсер еткенде, оның сынуынан байқауға болады.

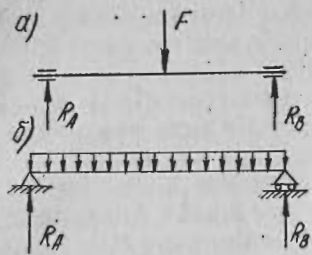
4. Қарастыратын дененің кез келген жерінен бөлініп алынған кішкене элементтің қасиеті сол дененің де қасиеті болып табылады. Осы болжамның негізінде деформацияланатын дененің құбылыстарын зерттеуге болады. Ол үшін кішкене элементар аудан немесе көлемді бөліп алып, оған әсер ететін күш пен деформацияны анықтап, оны дененің барлық қимасына тән деп есептейміз. Осы жағдай математикалық әдістерді, атап айтқанда дифференциал мен интегралды пайдаланып денелер қимасының өлшемдерін анықтауға мүмкіндік туғызады.

5. Дене бөлшектерінің ішкі құрылыстары үздіксіз, атап айтқанда дене көлемі бірқалыпты массамен толтырылған.

Бұл болжамды ұсынғанда молекулалардың өзара тартылыс күштерін жинақтап, солар арқылы дененің беріктігін анықтау жолынан бас тартып отырмыз. Себебі, бұл жолмен қазіргі белгілі әдістермен есептегенде заттардың беріктігі оның тәжірибе жолымен анықталған беріктік шамасынан әлдеқайда артық болады. Бұл есептеуде материалдардың қима ауданы бойынша құрылыстары жөнінен бірқалыпты емес екенін есепке алу өте қиын, сондықтан есептеу нәтижесі нақты беріктік шамасына сәйкес келмейді.

## 9.3. СЫРТҚЫ КҮШТЕР ЖӘНЕ ОЛАРДЫҢ ТҮРЛЕРІ

Конструкциялар мен машина бөлшектеріне, механизмдерге әсер етуші сыртқы күштер шама жағынан да, бағыт жағынан да, түскен ауданына байланысты да әр түрлі болып келеді. Барлық



9.1-сурет. Шоғырланған және таратылған күштер.

сыртқы күштерді негізгі сипаттамаларына қарай төмендегіше ажыратуға болады.

1. Күш түскен жердің ауданына байланысты екіге бөлінеді: а) шоғырланған; б) таратылған (бөлінген) (9.1-сурет).

Егер күш түскен ауданның мөлшері дененің, бөлшектің немесе конструкцияның жалпы ауданымен салыстырғанда өте кіші болса және ол ауданның мөлшерінің кішілігіне байланысты оны есепке алмаса, онда ол шоғырланған күш болып табылады.

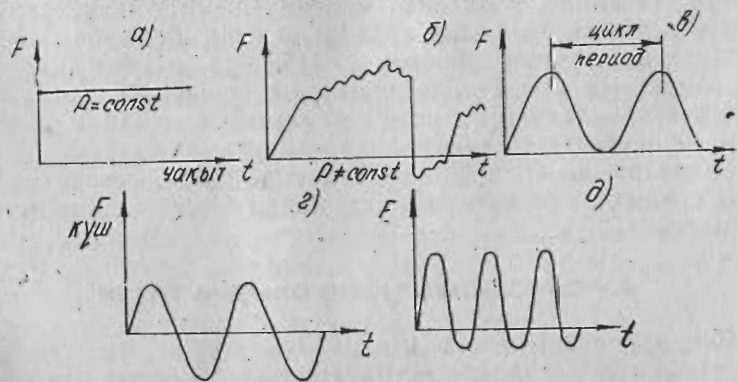
Мысалы, жүк көтергіш крандардың металлоконструкциясына түсетін жүктің салмағы, автомобильдердің дөңгелегіне түсетін күш, біліктердің тіректеріне түсіретін күштері ж. т. б. Шоғырланған күш бір нүктеде әсер етеді деп есептейді.

Таратылған (бөлінген) күштер деп жалпылай немесе сол ауданның көпшілік бөлігіне тарап әсер ететін күштерді айтамыз. Олар көлемдік және беттік болып екіге бөлінеді (9.1, б-сурет).

Көлемдік таратылған күшке сол конструкцияның немесе дененің өзінің салмағы жатады, ал беттік таратылған күшке ішкі қысымдар, жауған қардың салмағы, поршеньге әсер ететін газ қысымы ж. т. басқалар жатады.

Олардың шамасы  $SI$  жүйесінде  $H/m^2$ ,  $kH/m^2$ ,  $MH/m^2$  өлшенеді. 2. Күш шамасын уақытқа қатысты өзгеруіне байланысты да негізгі екі түрге бөлуге болады: а) тұрақты күш; б) айнымалы күш.

Тұрақты күш деп мөлшері мен бағыты өзгермейтін күшті айтады (9.2, а-сурет). Егер денеге түскен күштердің шамасы немесе бағыты уақытқа байланысты өзгеріп отырса, ондай күштерді айнымалы күштер деп атаймыз. Айнымалы күштер өздерінің шамасы мен бағытының өзгеруіне байланысты циклдері тұрақты



9.2-сурет. Сыртқы күштердің түрлері.

және тұрақсыз (9.2, б-сурет) болып бөлінеді. Циклі тұрақты айнымалы күштерге: пульсирлік (9.2, в-сурет), симметриялық (9.2, г-сурет) және ассиметриялық циклмен (9.2, д-сурет) өзгеретін күштер жатады.

3. Күштерді әсер ету уақытына байланысты: а) тұрақты күш; б) уақытша әсер ететін күш деп бөлуге болады.

Әсер ету уақыты тіптен аз болған жағдайда ондай күшті соққы күші ретінде қарастырады.

#### 9.4. ІШКІ КҮШТЕР ЖӘНЕ ОЛАРДЫ АНЫҚТАУ

**Ішкі күштер.** Деформацияланған дененің бір қалыпта тұратынын былай түсіндіруге болады. Дененің атомдарының арасында бір-біріне әсер ететін күштер болады және әрбір атом өздеріне түскен күштің әсерінен тепе-теңдік қалпын сақтайды. Денеге сыртқы күштер әсер еткенде, онда деформация болады да, дененің атомдарының өзара орналасуын өзгертеді, атомдардың бір-бірінен ара қашықтықтары және атомдар арасындағы бір-біріне әсер ететін күштер де өзгереді. Сонымен, деформацияның әсерінен атомдар арасында өзгеретін күштерді *ішкі күштер* деп атайды.

Материалдар кедергісінде ішкі күштерді анықтау үшін денені қию әдісі қолданылады. Енді, осы әдіспен танысайық. Түзу сырыққа (9.3-сурет) бірнеше күш ( $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ ) әсер етеді делік. Сырық осы сыртқы күштердің әсерінен тепе-теңдік жағдайда болады да, оның бөліктерінің арасында ішкі күштер пайда болады. Жұмыр немесе көп қырлы көлденең қима өлшемдерінен ұзындық өлшемі едәуір басым денелерді *сырық* деп атайды. Сырықтардың осьтері түзу сызық бойында жатады. Машиналардың көптеген бөлшектері осы тектес болып келеді, мысалы біліктер, осьтер, бұрандалы винттер, шпонка мен штифтер, шатундар ж. т. басқалар.

Керпеулер шамасын әсіресе деформация түрлерін анықтауда осы сырықтарды қарастыру өте ыңғайлы. Енді осы ішкі күштерді анықтау үшін былай істейміз.

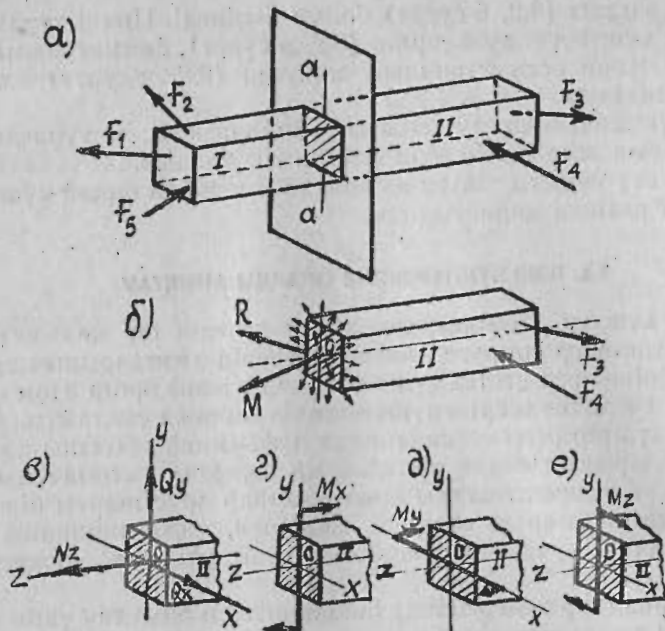
1. Сырықты «а-а» жазықтығымен қиямыз, қиғанда бір бөлігі бір-бірінен толық ажырасу керек (9.3, а-сурет).

2. Енді жазықтықпен қиылған бір бөлігін алып тастап қалған бөлігін қарастырамыз. Есептеу жағы онай болу үшін күш аз орналасқан бөлігін қалдырғанымыз жөн.

3. Ендігі мақсат, қарастыратын бөлікті тепе-теңдік қалпына келтіруіміз керек. Алынып тастаған бөліктің ішкі күштерін алмастырып, теңестіруіміз қажет (9.3, б-сурет).

Егер сыртқы күштер бір жазықтықта жатса, оларды теңестіру үшін қиылған жазықтықтың көлденең қимасында әсер ететін күшті *көлденең күш Q* деп, жазықтықтың қимасына перпендикуляр жазықтықпен әсер ететін моментті *шо моменті M* деп, ал күшті *бойлық күші N* деп атаймыз (9.3, в-сурет).

Енді жоғарыда көрсетілген ішкі күштерді анықтау үшін, ста-



9.3-сурет. Ішкі күштерді анықтау.

тиканың тепе-теңдік шартының алты тендеуін жазу жеткілікті:

$$\begin{aligned} \Sigma X &= 0, & \Sigma M_x &= 0, \\ \Sigma Y &= 0, & \Sigma M_y &= 0, \\ \Sigma Z &= 0, & \Sigma M_z &= 0. \end{aligned}$$

Сырықтың көлденең қимасында мынадай жағдайлар болуы мүмкін.

1. Тек қана бойлық күші  $N$  әсер етеді. Егер  $N$  күші қимадан сыртқа қарай бағытталған болса, бұл жағдайды «созылу» деп, ал егер бойлық күш қимаға қарай бағытталған болса, онда «сығылу» деп атайды.

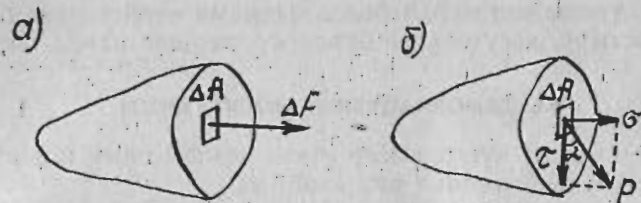
2. Тек қана көлденең күштер  $Q_x$  немесе  $Q_y$  әсер етеді. Бұл жағдайда «ығысу» немесе кесілу деформациялары пайда болады.

3. Тек қана бұралу немесе айналу моменті әсер етеді. Бұл жағдай «бұралу» деп аталады.

4. Тек қана ию моменттері әсер етеді. Бұл жағдайды «ию» деп атайды. Іс жүзінде таза созылу, кесілу немесе бұралу аз кездеседі. Машина бөлшектері көбінесе осылардың қосылып әсер ететін жағдайында жұмыс істейді.

### 9.5. КЕРНЕУ ТУРАЛЫ ҰҒЫМ

Ішкі күштерді анықтау арқылы бөлшектердің немесе конструкциялардың беріктігін білу қиын, себебі олардың беріктігі қима мөлшеріне байланысты болады. Сондықтан денелердің бе-



9.4-сурет. Кернеу шамасын анықтау.

ріктігін бағалау үшін кернеу деген ұғым енгізілген. Ішкі күштерді өте кішкентай ауданшаға түсірілген элементар күштердің жиынтығы ретінде қарастыруға болады. Енді қиылған дененің бір бөлігін алып, оны өте кішкене аудандарға бөліп қарастырайық (9.4-сурет). Осы ауданға бір  $\Delta F$  күші әсер етсін, олар қима ауданының орналасуына қарағанда әр түрлі бағытта әсер етуі мүмкін. Ішкі күштер шамасының ауданға қатынасын алсақ, олардың орташа шамасын анықтаймыз және осы анықталған шама орташа кернеу деп аталады:

$$p_{ор} = \frac{\Delta F}{\Delta A}. \quad (9.1)$$

Элементар қима ауданын шексіз кішірейтсек, онда ол нүктеге айналады да, нүктедегі кернеу сол нүктенің нақты кернеуі деп аталады:

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} = \frac{dF}{dA}. \quad (9.2)$$

Бұл кернеуді координат осьтері бойымен жіктеуге болады (9.4, б-сурет). Қима ауданына перпендикуляр кернеу қалыпты кернеу  $\sigma$ , қима ауданының бетінде жататын кернеу жанама кернеу  $\tau$  деп аталады.

Қалыпты кернеудің шамасы

$$\sigma = p \sin \alpha \text{ немесе } \sigma = \frac{dN}{dA}. \quad (9.3)$$

Ал жанама кернеудің шамасы

$$\tau = p \cos \alpha \text{ немесе } \tau = \frac{dQ}{dA}. \quad (9.4)$$

Қима ауданында ішкі күштер бірқалыпты таралған деп есептесек, онда жалпы кернеу шамасы 9.2; 9.3 және 9.4 тендеуінен интеграл алу арқылы анықталады да, төмендегіше белгіленеді

$$p = \frac{F}{A}, \quad (9.5) \quad \sigma = \frac{N}{A}, \quad (9.6) \quad \tau = \frac{Q}{A}. \quad (9.7)$$

Кернеулердің өлшем бірлігі  $\text{Н/м}^2$ ,  $\text{кН/м}^2$ ,  $\text{МПа}$ . Қалыпты кернеу қима ауданына тік түсетін жазықтықта, ал жанама кернеу қима ауданы арқылы өтетін жазықтықта жатады.

Қалыпты кернеу дене бөлшектерін біріне-бірі қысу немесе



ажырату күштерінен пайда болса, жанама кернеу дене бөлшектерін ығыстыру, кесу немесе бұрау күштерінен пайда болады.

### 9.6. ДЕФОРМАЦИЯНЫҢ НЕГІЗГІ ТҮРЛЕРІ

Денеге сыртқы күштер әсер еткен кездегі оның пішінінің өзгеру қасиетін *деформация* деп атаймыз.

Сыртқы күштердің әсерінен бөлшектерде, денелерде күрделі деформациялар (майысу) пайда болады және сол күрделі деформацияны әр түрлі негізгі деформацияның жинағы ретінде қарастыруға болады. Ол негізгі деформацияларға созылу, сығылу, ығысу (кесілу), бұралу және иілу жатады.

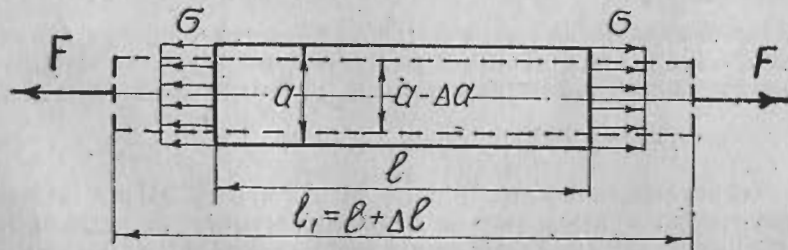
Іс жүзінде аталған деформациялар жиі қабаттасып кездеседі. Мысалы, машина біліктерінде иілу және бұралу деформациясы пайда болса, тартылып бұралған болттарда созылу және бұралу немесе ығысу мен бұралу деформациялары пайда болады.

Сондай-ақ, аты аталған деформациялар серпімді және пластикалы (қалдық) болып екіге бөлінеді. Егер сыртқы күшті алып тастағанда дене бұрынғы қалпына қайтып келсе (күш түспей тұрған қалпына), онда мұнда серпімді деформация пайда болғаны. Ал егер дене майысып, өзінің бұрынғы пішінін өзгертетін болса, онда ол қалдық деформация алған болып саналады.

## 10-тарау СОЗЫЛУ ЖӘНЕ СЫҒЫЛУ

Созылу мен сығылу (қысылу) тек таза бойлық күш әсер еткенде ғана пайда болады. Сырықтың созылуы немесе сығылуы деп, оның көлденең қимасына тек ұзындық бойымен әсер ететін күш түсіп, ал басқа күштер (көлденең күш, айналу күш және иілу моменттері) нөлге тең болу жағдайын айтады (10.1-сурет).

Созылу мен сығылуға есептегенде қатты дененің барлық талшықтары ұзына бойы бірдей шамаға созылады немесе қысылады деп есептейміз. Бұл жағдайда бастапқы жүргізілген кима ауданы созылудан кейін жүргізілген кима ауданына параллель қалады.



10.1-сурет. Созылу.

### 10.1. СЫРЫҚТЫҢ ҰЗАРУЫ ЖӘНЕ ГУК ЗАҢЫ

Сырықтың ұзару шамасы оған әсер етуші күшке тікелей байланысты. Сырыққа күш әсер етпей тұрғандағы ұзындығы « $l$ » болса, ал күш әсер еткеннен кейін оның ұзындығы  $l + \Delta l$ -ге өзгереді (10.1-сурет). Мұндағы « $\Delta l$ » толық немесе *абсолюттік ұзару* деп аталады, ал сығылған кезде абсолюттік созылу теріс мәнге ие болады да, оны қысқару деп атайды.

Абсолютті ұзару және сырықтағы деформация тек кернеуге ғана байланысты деп есептейік. Бірақ деформацияның шамасына басқада факторлар әсер етеді, мысалы, күштің әсер етуге кеткен уақыты және температура. Әзірше біз бұл факторларды қарастырмаймыз.

Абсолюттік ұзару сырықтың бастапқы ұзындығына байланысты, сондықтан оны олардың қатынасы арқылы өрнектеуге болады:

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l}, \quad (10.1)$$

$$\Delta l = l_1 - l, \quad (10.2)$$

мұндағы  $\Delta l$  — абсолюттік ұзару (мм);  $l$  — бастапқы ұзындық (мм).

Бұл қатынас сырықтың салыстырмалы ұзаруы болып есептеледі. Егер кернеулер біркелкі болмаса, оның әр бөлігіндегі деформациялар оларды кішкентай  $dy$  аудандарға бөлу арқылы табылады:

$$\epsilon = \frac{\Delta dy}{dy}. \quad (10.3)$$

Көптеген материалдардың аздап ұзаруы кезіндегі олардың деформациясы кимада пайда болатын күш кернеуімен тығыз байланысты болады. Бұл байланысты материалдардың серпімділік қасиетіне сәйкес алғаш рет 1678 жылы Роберт Гук ашты

$$\sigma = E \epsilon, \quad (10.4)$$

мұндағы  $E$  — материалдардың *серпімділік модулі* немесе Юнга модулі деп аталады. Серпімділік модуль заттардың қатандығын сипаттайды және оның шамасы арнаулы тәжірибелер арқылы

10.1-кесте

Материалдардың серпімділік модулі

Материал	$E$ , МПа	Материал	$E$ , МПа
Болат	$(2,0 \dots 2,1) \cdot 10^5$	Бетон	$(1 \dots 3) \cdot 10^5$
Шойын	$(0,7 \dots 1,6) \cdot 10^5$	Шыны пл.	$(0,18 \dots 0,4) \cdot 10^5$
Жез, титан	$10^5$	Белдік	$(0,05 \dots 1,2) \cdot 10^5$
Қола	$1,2 \cdot 10^5$		
Алюминий	$0,675 \cdot 10^5$		
Ағаш	$(0,08 \dots 0,12) \cdot 10^5$	Шыны	$(0,55 \dots 0,7) \cdot 10^5$

табылады (10.1-кесте). Серпімділік модулі кернеу сияқты Н/м<sup>2</sup>, МПа-мен өлшенеді. Кейбір материалдардың серпімділік модульдері 10.1-кестесінде берілген.

Гук заңы кейбір материалдарға біраз өзгерген түрінде қолданылады. Мысалы, Гук заңын болатқа жоғары дәлдікпен, ал шойынға шамалы дәлдікпен қолдануға болады. Гук заңын қолдануға болмайтын жағдайды, мысалы тас, цемент және т. б. заттар үшін деформация былай беріледі:

$$\varepsilon = f(\sigma). \quad (10.5)$$

Бұл функция әлбетте қисық сызық түрінде беріледі. Кернеу мен салыстырмалы ұзарудың мәндерін (10.4) өрнегіне қойсақ, абсолюттік ұзару мәні анықталады:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA}. \quad (10.6)$$

### 10.2. СОЗЫЛУ ЖӘНЕ СЫҒЫЛУ КЕЗІНДЕГІ КӨЛДЕНЕҢ ДЕФОРМАЦИЯ

Егер сырық ұзындық бойымен деформацияланатын болса, онда оның көлденең өлшемдері өзгереді, бұл тәжірибе жүзінде дәлелденген. Сырық ұзына бойы ұзарса, оның ені жіңішкереді, керісінше ұзына бойы сығу арқылы қысқартсақ, оның ені жуандайды (10.1-сурет). Бұдан біздің байқайтынымыз, созылу кезінде дене ұзарады да, сәйкесінше жіңішкере түседі, ал сығылу кезінде, дене қысқарады, бірақ жуандайды. Созылу мен сығылу кезіндегі көлденең деформация бойлық деформацияға пропорционал.

Егер салыстырмалы бойлық деформацияны « $\varepsilon$ » деп, ал салыстырмалы көлденең деформацияны « $\varepsilon_0$ » деп белгілесек, онда олардың қатынасы:

$$\varepsilon_0 = \mu \varepsilon, \quad (10.7)$$

мұндағы  $\mu$  — Пуассон коэффициенті деп аталады.

Созылу кезінде Пуассон коэффициенті мынаған тең:

$$\mu = \frac{\varepsilon_0 \text{ салыстырмалы көлденең сығылу}}{\varepsilon \text{ салыстырмалы бойлық ұзару}}, \quad (10.8)$$

$$\varepsilon_0 = \frac{\Delta a}{a}, \quad \Delta a = a_1 - a. \quad (10.9)$$

Ал сығылу кезінде

$$\mu = \frac{\varepsilon_0 \text{ салыстырмалы көлденең созылу}}{\varepsilon \text{ салыстырмалы бойлық сығылу}}. \quad (10.10)$$

Пуассонның ұйғаруы бойынша  $\mu$  коэффициенті барлық заттар үшін бірдей және 0,25-ке тең.

Бірақ, кейінгі зерттеулер мен тәжірибелер Пуассон коэффициентінің әр түрлі заттар үшін әр түрлі болатынын және 0 мен 0,5-тің арасында жататынын анықтады.

Бұл коэффициенттің орташа мәндері 10.2-кестеде көрсетілген.

Кейбір материалдар үшін Пуассон коэффициентінің орташа шамасы

Материалдар	$\mu$
Тығын (қалқыма үлгілдек материал)	0
Көміртекті болат	0,24...0,28
Легирленген болат	0,25...0,33
Жез	0,32...0,42
Мырыш	0,21
Қорғасын	0,45
Алюминий немесе оның қоспасы	0,30...0,36
Мыс	0,31...0,34
Қола	0,32...0,35
Каучук, резина	0,47
Парафин	0,5
Бетон	0,16...0,18
Шыны	0,25

Сытық күш әсер ететін сырық өзінің көлемін өзгертеді. Пуассон коэффициенті арқылы көлемі қаншаға өзгередінін анықтауға болады. Ол үшін қимасының ауданы квадрат болатын сырық алып, оны созайық (10.1-сурет).

Мұны жалпы түрде былай көрсетуге болады, егер сырықтың созылғанға дейінгі көлемі  $V_0$ , ал қабырғасы  $a$  болсын, сонда

$$V_0 = a^2 l. \quad (10.11)$$

Созылғаннан кейінгі сырықтың әрбір бөлігінің ұзаруы  $(1 + \varepsilon)$ -ге тең болады. Сондықтан созылғаннан кейінгі сырықтың жалпы ұзындығы  $l(1 + \varepsilon)$ -ге тең болады.

Ал көлденең өлшемдерінің ұзындығы қысқарады және бірлік ұзаруы  $(1 - \varepsilon_0)$  немесе  $(1 - \mu \varepsilon)$ -ге тең болады.

Сондықтан квадрат қималы сырықтың созылғаннан кейінгі көлденең қимасының ауданы  $[a(1 - \mu \varepsilon)]^2$ -ге тең болады, ал созылғаннан кейінгі көлемі:

$$V_1 = [a(1 - \mu \varepsilon)]^2 l(1 + \varepsilon) \quad (10.12)$$

немесе

$$V_1 = a^2 l(1 + \varepsilon - 2\mu \varepsilon - 2\mu^2 \varepsilon^2 + \mu^2 \varepsilon^2 + \mu^2 \varepsilon^2).$$

Бұл өрнектегі  $\mu^2 \varepsilon^2 - 2\mu \varepsilon^2 + \mu^2 \varepsilon^2$  өте аз шама болғандықтан, оларды есепке алмай төмендегіше жазуға болады:

$$V_1 = a^2 l(1 + \varepsilon - 2\mu \varepsilon),$$

көлемдік ұлғаюу

$$\Delta V = V_1 - V_0 = a^2 l(1 + \varepsilon - 2\mu \varepsilon) - a^2 l = a^2 l \varepsilon (1 - 2\mu). \quad (10.13)$$

Көлемнің салыстырмалы өсуі

$$\theta = \frac{V_1 - V_0}{V_0} = \frac{a^2 l \varepsilon (1 - 2\mu)}{a^2 l} = \varepsilon (1 - 2\mu). \quad (10.14)$$

Егер заттардың Пуассон коэффициенті  $\mu < 0,5$  болса, онда  $1 - 2\mu > 0$ , демек көлемнің ұлғаюы оң таңбалы болады, яғни созылу кезінде көлем әрқашан да ұлғаяды. Тек парафиндер ғана ( $\mu = 0,5$ ) бұл заңға бағынбайды, олар созылғанда да көлемін өзгертпейді.

### 10.3. МАТЕРИАЛДАРДЫҢ НЕГІЗГІ МЕХАНИКАЛЫҚ ҚАСИЕТТЕРІ (СИПАТТАМАЛАРЫ)

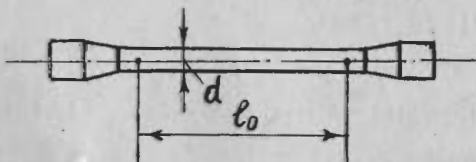
**1. Негізгі ұғымдар.** Адам баласы әр түрлі құрылыстар мен механизмдерді жасай бастағаннан-ақ, олардың берік және сенімді болу жолдарын ойластыра бастаған. Италиян оқымыстысы Галилео Галилей кеме конструкцияларын жасауда олардың әр түрлі бөлшектерін арнаулы сынаудан өткізген. Міне, содан бері қандай да болсын конструкцияны жасау үшін, оларды құрайтын бөлшектердің материалдарының механикалық сипаттамаларын анықтап, олардың беріктігіне белгілі баға беру қажет.

Машина бөлшектерін, құрылыс конструкцияларын, механизмдер мен машиналардың беріктігін, орнықтылығын және сенімді жұмыс істеу қабілеттілігін білу үшін, оларды әр түрлі методикамен есептеу қажет. Сол есептеулердің барлығы материалдардың механикалық қасиеттеріне байланысты жүргізіледі.

Материалдардың негізгі қасиетін анықтау үшін сол материалдардан үлгі жасалынады. Ол үлгінің пішіні мен өлшемдері МЕСТ-пен белгіленген (10.2-сурет). Осы үлгілерді әр түрлі сынақтан өткізеді. Көбінесе арнаулы созығыш машиналармен үлгілерді созып, олардың ұзару деформациясы мен тарту күштері мүқият дәлдікпен аспаптар арқылы өлшеніп, жазылып алынады (10.3-сурет). Кейбір жағдайларды осы үлгілерде қысу, ию, бұрау деформацияларына статикалық және динамикалық күш әсер еткенде сынау жүргізіледі.

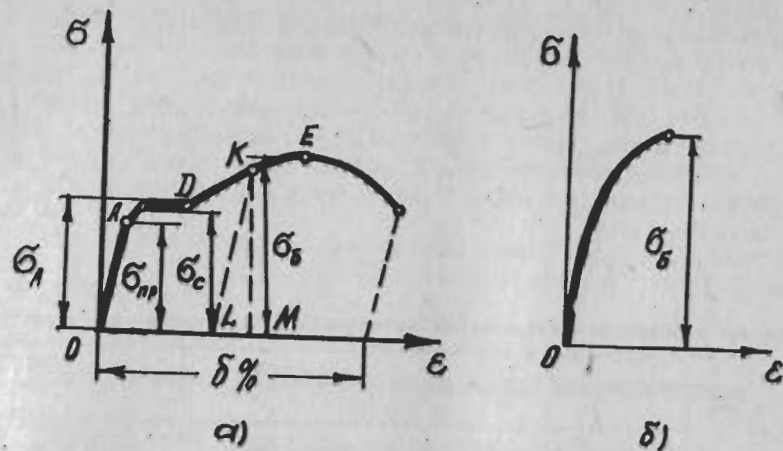
Динамикалық күш әсер еткенде, олардың төзімділік шегі, шаршау немесе қажалу шегі анықталады, бұл жөнінде кейінгі тарауда сөз болады.

**2. Созылу мен сығылу кезіндегі диаграмма.** Арнайы жабдықталған аспапта үлгіге байқау жүргізіп (мысалы, созуға байқау), кернеу мен деформация арасындағы тәуелділікті көрсететін график сызамыз. 10.3, а-суретте аз көміртекті болаттың созылу диаграммасы көрсетілген. Белгілі бір шамаға дейін кернеу ( $\sigma$ ) мен үлгінің ұзару ( $\Delta l$ ) қатынасы түзу сызық болып келеді, яғни бұл



10.2-сурет. Механикалық қасиеттері анықталатын үлгі.

үлгінің ұзаруы кернеуге пропорционал болатынын көрсетеді, былайша айтқанда кернеу мен материалдың ұзаруы Гук заңына бағынады. Диаграммадағы А нүктесіне сәйкес келетін кернеу шамасын пропорционалдық



10.3-сурет. Созылудағы күш пен деформация диаграммасы  
а — болаттар, б — шойындар.

шегі деп атаймыз. Ст3 болаттар үшін бұл шама 200 МПа-ға тең.

Ал болаттың серпімділік қасиетін бұзбайтын ең үлкен күшке сәйкес шекті кернеуді *серпімділік шегі* деп атаймыз. Серпімділік шегін анықтауда аздап қалдық пластикалық деформация пайда болуы мүмкін, бірақ оның шамасы 0,2%-тең аспауы қажет. Мысалы, Ст3 болаттары үшін серпімділік шегі 210 МПа-ға тең. Ал егер серпімділік шегі бұл шамадан артып кеткен жағдайда күш кернеуі өспеседе, болат көп созылады да, серпімділік қасиетінен айрылады немесе пластикалық деформация алады. Болаттың осы қалпына сәйкес күш кернеуін *созылу* немесе *ағу шегі* деп атайды. Сонымен, ағу шегі деп, үлгінің күш шамасы өспесе де ұзаруына сәйкес келетін кернеуді айтады. Жоғарыда айтылған Ст3 болаты үшін  $\sigma_A = 240$  МПа. Ағу шегінен кейін материал деформацияның өсуіне тағыда кедергі жасайды, бірақ оның ұзаруы кернеуге қарағанда жылдамдық өседі. Үлгіні ұстап тұратын ең үлкен кернеуді *беріктік шегі* немесе уақытша кедергі деп атаймыз. Кернеу беріктік шегіне жеткенде үлгілердің қимасы жіңішкеріп үзілуге айнала бастайды. Осы үлгілердің үзіле бастаған жағдайына сәйкес күш кернеуін беріктік шегі деп атаймыз. Ст3 болаттары үшін беріктік  $\sigma = 450$  МПа.

Енді үлгіні одан әрі созатын болсақ, онда үлгі үзілуге жақындап созу күшінің кемігенін көреміз. Сонымен, біз байқау жүргізген үлгіде, оның көлденең қимасы мен ұзындығының өзгеріп тұратынын байқадық.

Көрсетілген диаграмма тек қана пластикалық деформацияланатын материалдарға ғана тән, морт келетін материалдар үшін ағу шегі болмайды. Морт кететін заттарға шойын, шыны, бетонды тас жатады. Олар үшін диаграмма 10.3, б-суретте көрсетілген.

Іс жүзінде көп кездесетін материалдардың негізгі механикалық қасиеттері 10.3-кестесінде келтірілген.

Егер жұмсақ болаттан жасалған үлгіге серпімділік шегіне жеткізбей алдын ала созылу күшімен әсер етіп, қайтадан ол күшті алып тастасақ, болат бұрынғы қалпына келеді. Ал енді осы үлгіні қайталап созатын болсақ, созыла береді және созылу диаграммасы бастапқы созылу диаграммасынан ешқандай айырмашылығы болмайды.

10.3-кесте

Техникада кеңінен пайдаланылатын материалдардың механикалық қасиеттері

Материалдар	Беріктік шегі $\sigma_B$ , МПа	Ағу шегі $\sigma_A$ , МПа
Болат Ст3, Ст4	380...520	210...260
Болат 45	600...850	340...580
40ХН	800...850	580...600
35ХГСА	760...1950	500...1600
Шойын СЧ32	320	—
Қола Бр010Ф1	200...260	120...150
Дюралюминий Д16	460	—
Баббит Б83	115	—
Текстолит	15...30	—
Бетон	7...50	—
Кірпіш	8...30	—

Егер үлгіге шамасы серпімділік шегінен жоғары кернеуге сәйкес күш түсіріп созсақ үлгіде пластикалық деформация пайда болады және ол деформацияның шамасы диаграммада  $OL$  кесіндісімен белгіленеді (10.3-сурет). Осы пластикалық деформация алған үлгіні қайтара созатын болсақ, оның серпімділік шегінің едәуір шамаға артатынын байқаймыз (10.3-суреттегі  $K$  нүктесіне сәйкес).

Егер созушы күшті алып тастасақ, онда диаграммада түзу сызыққа жақын  $KL$  түзуі пайда болады және  $OL = \Delta l$  қалған ұзартуды көрсетеді. Егер үлгіні қайтадан созсақ, онда пропорционалдық шегі өседі, яғни зат серпімділігін қайталайды да, оның ағу шегі де артады.

Беріктілік қасиеттің өсуі мен иілгіштік қасиеттің төмендеуі *наклев* деп аталады. Наклев кезінде заттардың механикалық сапасы өзгереді. Наклев кей жағдайда зиянды, ал кейбір жағдайда пайдалы болады, себебі материалдың беріктігі мен тозуға төзімділігі өскенмен олар морт келеді, сондықтан наклепті жою қажет болса, онда материалдарды жоғарғы температурада қыздырып, одан соң ақырындап суыту қажет. Кейбір жағдайларда наклепті қолдан жасауға болады. Мысалы, көтергіш машинаның шынжырының созылу шамасын азайтып, беріктігін жоғарылату үшін наклеп қолданылады.

Серпімділік деформацияның уақытқа байланысты өзгеру құбылысын серпімділік жалғасуы деп атаймыз. Көптеген материалдарға күш әсер еткенде температураның өсуіне байланысты, қалдық деформация өседі, ал бұл өсу белгілі бір жағдайда материалды бұзуға әкеп соғады. Мысалы, белгілі бір қысым мен бу температурасының әсерінен бу құбырының диаметрі ұлғаяды, былайша айтқанда, оларда пластикалық деформация пайда болады.

Дененің серпімділік деформациясының белгілі бір уақыт ішінде пластикалық деформацияға айналу құбылысын релаксация деп атайды.

#### 10.4. МАЙЫСЫМДЫЛЫҚ, МОРТ СЫНҒЫШТЫҚ ЖӘНЕ ҚАТТЫЛЫҚ

Материалдың бұзылмай көп қалдық деформацияға ие болу қасиеті майысымдылық деп аталады. Майысымдылық технологиялық процестерде маңызды орын алады. Майысымдылықтың өлшемі  $\delta$  болып белгіленген.  $\delta$  неғұрлым көп болған сайын біз материалдың майысымдылығы да көп дейміз. Ал материалдың қалдық деформациясыз бұзылуы морт сынғыштығы деп аталады. Осындай қасиетке ие металдар морт сынғыш материал деп аталады. Мұндай материалдардың бұзылуы кезінде ұзару 2—5%-тен артпайды.

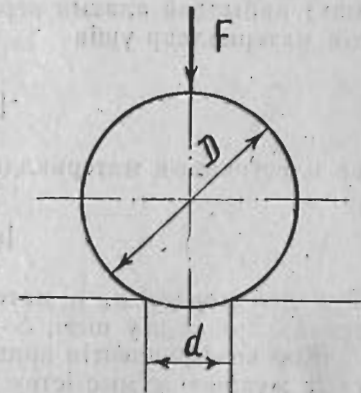
Заттың қаттылығы дегеніміз бір қатты дененің өзінен қаттырақ денеге көрсететін кедергісі. Қаттылық дененің негізгі қасиеті болып есептеледі және қаттылық арқылы оның беріктігін білуге болады. Дененің қаттылығын анықтаудың бірнеше жолдары бар. Дененің қаттылығы шыныққан болат шариктің металдың бетіне белгілі бір  $F$  күшін түсіріп, содан пайда болған іздің диаметрі мен оның биіктігінің мөлшері арқылы есептеледі (10.4-сурет).

Қаттылық  $F$  күшінің қатынасы арқылы Бринелл бойынша есептеледі:

$$HB = \frac{F}{\frac{\pi D}{2}(D - \sqrt{D^2 - d^2})} \quad (10.15)$$

Қаттылықты тексеру шариктің диаметрі ( $D$ ) мен материалға түскен іздің диаметріне ( $d$ ) байланысты алынады. Қаттылықтың бірдей санын алу үшін материал енгізілген шариктің  $D$  қатынасы із диаметрінің квадратының қатынасындай алынады.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} = \frac{d_1^2}{d_2^2} \quad (10.16)$$



10.4-сурет. Материалдардың қаттылығын анықтау.

Төменгі кестеде кейбір материалдардың қаттылығы көрсетілген.

10.4-кесте

Материалдар қаттылығы

Материал	Қаттылық Бринелл шкаласымен НВ
Болат	150...300
Шыныққан болат	850-ге дейін
Шойын	130...300
Алюминий	45
Мыс	60

### 10.5. МҮМКІНДІК КЕРНЕУ ЖӘНЕ ҚОР КОЭФФИЦИЕНТІ

Материалдардың қасиетін тексере отырып мынадай қорытындыға келеміз: егер машинаның конструкция бөлшектері морт кететін материалдан жасалып және оған шамадан тыс күш түсетін болса, ол бірден сынып кетеді. Ал пластикалық созылмалы материалдар жасалса, онда сынудың алдында ол созылып өзінің бастапқы пішінін өзгертеді, яғни қалдық деформация пайда болады.

Осыған орай, есептеуді морт кететін материалдар үшін статикалық күш түскенде беріктік шегіне байланысты, ал пластикалық созылмалы материалдар үшін ағу шегіне байланысты жүргіземіз.

Есептеу кезінде мүмкіндік кернеуді білуіміз қажет. *Мүмкіндік кернеу* деп, конструкцияның немесе бөлшектің сынбастан немесе шамадан тыс созылмастан (қалдық деформация қабылдамау) қабылдай алатын кернеуін айтады. Бұл кернеу морт кететін материалдар үшін

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{S}, \quad (10.17)$$

ал пластикалық материалдар үшін

$$[\sigma] = \frac{\sigma_A}{S}. \quad (10.18)$$

Бұл өрнектердегі  $\sigma_B$  — материалдардың беріктік шегі;  $\sigma_A$  — материалдардың ағу шегі;  $S$  — қор коэффициент.

Қор коэффициентін арнаулы тәжірибе жүргізу арқылы немесе іс жүзінде жұмыс істеу нәтижелерінің қорытындысынан шығарып алады. Оның шамасы іс жүзінде конструкцияның немесе машина мен механизмдердің жұмыс істеу жағдайына байланысты, 2,5 аралығында болады.

### 10.6. ДЕНЕЛЕРДІҢ САЛМАҒЫН ЕСЕПKE АЛА ОТЫРЫП КЕРНЕУ МЕН ДЕФОРМАЦИЯНЫ АНЫҚТАУ

Біз сырықтардың созылуы мен сығылуын қарастырғанымызда, оның салмағына онша көп көңіл аудармадық. Осы сырық салмағының созылу мен сығылу кезіндегі кернеу мен деформацияның шамасына қалай әсер ететінін бағалау үшін, сырық салмағының әсерінен пайда болатын кернеу шамасын анықтаймыз. Енді 10.5-суретте көрсетілген сырықты қарастырайық.

Ол үшін  $ab$  қимасын қарастырып, сондағы сырық салмағының әсерінен пайда болатын кернеуді ( $\sigma_x$ ) анықтайық. Мұнда өзімізге белгілі кесу әдісін қолданамыз. Сырықты  $ab$  жазықтығымен қиып, оның жоғарғы бөлігін алып тастаймыз да, осы алынып тасталған жоғарғы бөліктің төменгі бөлікке әсерін ішкі күштермен ауыстырамыз. Сырықтың төменгі бөлігі үшін тепе-теңдік шартын жазамыз. Ішкі күштерді теңестіруші күш сырықтың қиылған бөлігінің салмағына тең, яғни

$$N = Ax\gamma, \quad (10.19)$$

ал салмақ әсерінен болатын кернеу мынаған тең болады

$$\sigma_x = \frac{N}{A} = \frac{Ax\gamma}{A} = x\gamma, \quad (10.20)$$

мұндағы  $\gamma$  — сырық жасалған материалдың меншікті салмағы. Сырықтың өз салмағының әсерінен болатын ең жоғарғы кернеу қиманың ең жоғарғы жағында болады, яғни  $x = l$  болғанда

$$\sigma_{\max} = l\gamma. \quad (10.21)$$

Енді салмақтың әсерінен сырықтың қандай шамаға ұзаратынын қарастырайық. Сырықтың салмағынан болатын кернеудің шамасы әр түрлі қимада оның ұзындығына сәйкес бірдей болмайды, сондықтан, біріншіден сырықтың ұзындығы  $dx$ -қа тең бөлігінің ұзару шамасын анықтаймыз. Ұзындығы кішкене сырық бөлігі үшін кернеу осы бөліктің ұзындығы бойынша бірдей, олай болса сырықтың салыстырмалы ұзаруын тұрақты деп алуымызға

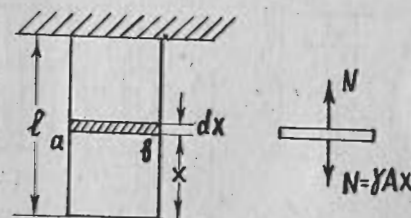
болады. Гук заңының негізінде  $\epsilon = \frac{\sigma_x}{E}$  теңдеуін еске алсақ, онда

$\epsilon = \frac{x\gamma}{E}$ ; бөліктің абсолютті ұзаруы  $\Delta dx = \epsilon_x dx = \frac{x\gamma}{E} dx$ , ал бүкіл

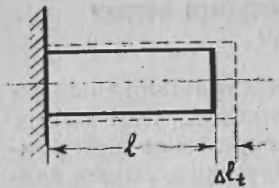
сырықтың толық ұзаруы:  $\Delta l =$

$$= \int_0^l \frac{x\gamma}{E} dx. \text{ Интеграл таңбасы-}$$

ның алдына тұрақты шамаларды шығарып интегралдасақ:  $\Delta l = \frac{\gamma l^2}{2E}$ , ал сырық салмағын  $Al\gamma = Q$  деп белгілесек, онда



10.5-сурет. Салмақтан пайда болған кернеу.



10.6-сурет. Температурадан пайда болған кернеу.

$$\Delta l = \frac{A l \gamma t}{2EA} = \frac{Ql}{2EA}. \quad (10.22)$$

Температураның әсерінен пайда болатын деформация. Іс жүзінде ұзындыққа әсер ететін температураның да әсерін қарастыруға тура келеді. Енді жалпы деформация күш пен температураның әсерінен пайда болады деп қарастырайық (10.6-сурет)

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \alpha t, \quad (10.23)$$

мұндағы  $\alpha$  — материалдың температураға байланысты ұлғаю коэффициенті. Егер сырық біртектес және біркелкі қыздырылған болса, онда

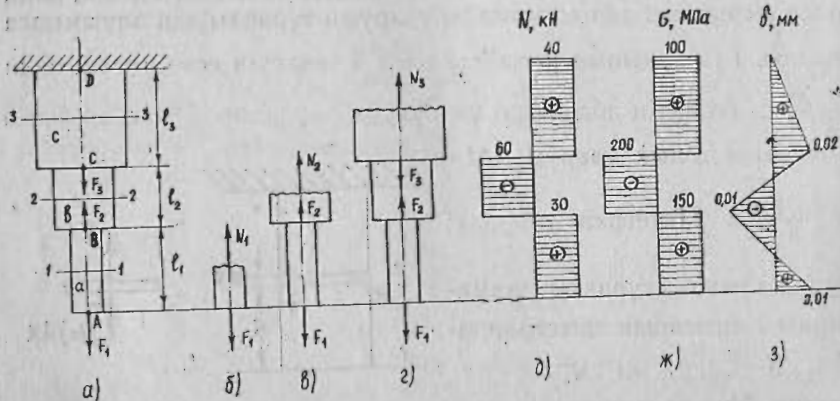
$$\Delta l = \frac{F l}{AE} + \alpha l t. \quad (10.24)$$

Сонымен, күш және температураның деформациясы бір-біріне тәуелсіз болып қаралады. Тәжірибе жүзінде зерттеудің негізінде, біз сырықты жай қыздырғанда серпімділік модулі мен температураның аз өзгеретінін және материалдың температураға байланысты ұлғаю коэффициенті ( $\alpha$ ) кернеуге тәуелсіз болады деп айта аламыз.

### 10.7. ДЕНЕЛЕРДІ СОЗУҒА ЕСЕПТЕУ МЫСАЛЫ

10.7-суретте көрсетілген сырықтың бойлық күштерін, қимада пайда болатын күш кернеулерін және созудан пайда болатын деформацияларын анықтап, олардың шамасын график түрінде (эпюр) кескіндеу қажет.

Берілгені. Түсетін күштер  $F_1=30$  кН;  $F_2=90$  кН;  $F_3=$



10.7-сурет. Бойлық күштерді анықтау.

$= 100$  кН; қима аудандары:  $A_1=2$  см<sup>2</sup>;  $A_2=3$  см<sup>2</sup>;  $A_3=4$  см<sup>2</sup> және сырық бөліктерінің ұзындығы:  $l_1=40$  мм;  $l_2=30$  см;  $l_3=40$  см.

Бойлық күшті анықтау үшін олардың үш бөлігіне сәйкес 1—1, 2—2 және 3—3 қимасын жүргізіп, қиылған бөліктерін бойлық күшпен алмастырып, статиканың тепе-теңдігіне сай теңдеулер жазамыз.

$$\begin{aligned} 1. \quad N_1 - F_1 &= 0, & N_1 &= F_1 = 30 \text{ кН}; \\ N_2 + F_2 - F_1 &= 0, & N_2 &= F_1 - F_2 = 30 - 90 = -60 \text{ кН}; \\ N_3 + F_2 - F_1 - F_3 &= 0, & N_3 &= F_1 - F_2 + F_3 = 30 - 90 + 100 = 40 \text{ кН}. \end{aligned}$$

2. Қима аудандарына байланысты кернеулер шамасы анықталады:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{30\,000}{200} = 150 \text{ МПа}; \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{-60\,000}{300} = -200 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{40\,000}{400} = 100 \text{ МПа}.$$

3. А, В және С нүктелерінің созылу кезіндегі жылжу шамасы анықталады. Анықтау сырықтың бекіту нүктесінен басталады:  $\Delta l_D = 0$ .

$$\Delta l_C = \frac{\sigma_3 l_3}{E} = \frac{100 \cdot 40}{2 \cdot 10^5} = 0,02 \text{ мм};$$

$$\Delta l_B = \Delta l_C - \frac{\sigma_2 l_2}{E} = 0,02 - \frac{200 \cdot 30}{2 \cdot 10^5} = -0,01 \text{ мм};$$

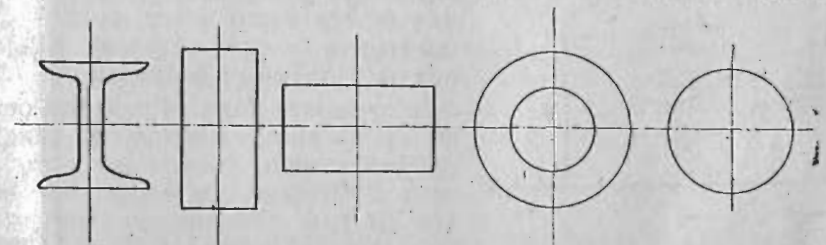
$$\Delta l_A = \Delta l_B + \frac{\sigma_1 l_1}{E} = -0,01 + \frac{100 \cdot 40}{2 \cdot 10^5} = 0,01 \text{ мм}.$$

## 11-тарау

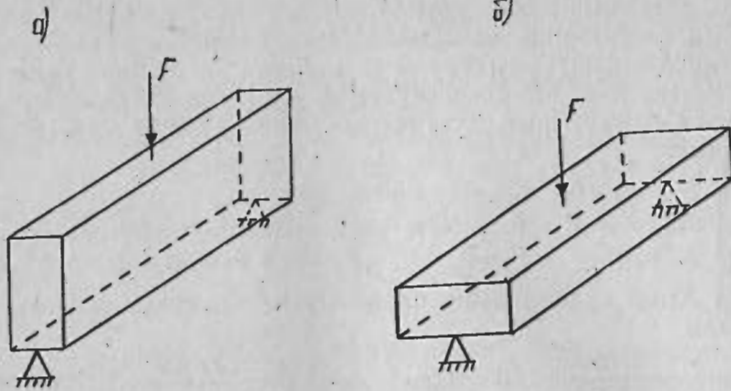
### ЖАЗЫҚ ҚИМАЛАРДЫҢ ГЕОМЕТРИЯЛЫҚ СИПАТТАМАЛАРЫ

#### 11.1. ЖАЗЫҚ ҚИМАНЫҢ СТАТИКАЛЫҚ ЖӘНЕ ИНЕРЦИЯ МОМЕНТЕРІ

Созылу және қысылу кездерін қарастырғанымызда дененің кедергісі оның көлденең қимасының ауданына тура пропорционал болатынын білеміз және көлденең қимасының ауданы үлкен



11.1-сурет. Аудан пішіндері әр түрлі қималардың пілуі.



11.2-сурет. Аудандардың орналасу жағдайлары.

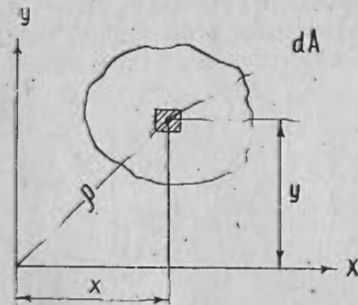
болған сайын денеңің ұзаруы мен кернеудің шамасы кемитін болады. Бұл жағдайда денеңің көлденең қимасының геометриялық сипаттамасы сол қиманың ауданы болып табылады. Енді денеге бұрау және иілу күштері немесе моменттері әсер еткенде, жоғарыдағы сипаттаманы қолдануға болмайтынына оңай көз жеткізуге болады.

Мысалы, қима ауданы бірдей, бірақ аудан пішіндері әр түрлі денелерге бұрау және иілу моменттерінің әсері қандай болатынын байқайық (11.1-сурет). Егер қима ауданы бірдей арқалыққа иілу моменттері әсер ететін болса, сол аудандардың орналасу жағдайына байланысты майысу шамасы әр түрлі болады (11.2-сурет). Екінші көрсетілген жағдайда (11.2, б-сурет) майысу шамасы (деформациясы) анағұрлым көп болатыны айқын.

Осыған орай, иілу және бұралу кезінде пайда болатын деформацияның шамасы қима ауданының иілу және бұрау моменттеріне сәйкес орналасуына байланысты болады. Былайша айтқанда, моменттер әсерін қима ауданы арқылы өтетін  $x$ ,  $y$  осьтеріне байланысты қарастыру қажет.

Күш моменттерінің әсерінен пайда болатын деформация денеңің қимасы тек қана қима ауданына емес, сонымен қатар оның пішіні мен осьтен қалай және қандай қашықтықта орналасатынына байланысты болатынын байқадық.

Кез келген қима ауданының оське байланысты орналасуын сипаттайтын шаманы *статикалық момент* немесе *бірінші дәрежелі момент* деп атайды. Статикалық моментті бұлайша анықтауға болады (11.3-сурет):



11.3-сурет. Статикалық және инерция моменттерін анықтау.

$$S_x = \int_A y dA, \quad (11.1)$$

$$S_y = \int_A x dA.$$

Қима ауданының ауырлық центрінің координаттары белгілі болса, онда статикалық момент былай анықталады:

$$\begin{aligned} S_x &= Ay_c, \\ S_y &= Ax_c. \end{aligned} \quad (11.2)$$

Егер ось қима ауданының центрі арқылы өтсе ( $x_c = 0$ ,  $y_c = 0$ ), онда

$$\begin{aligned} S_x &= 0, \\ S_y &= 0. \end{aligned} \quad (11.3)$$

Қиманың белгілі бір оське байланысты алынған статикалық моменті деп, қима ауданының сол оське дейінгі қашықтыққа көбейтіндісін айтады. Статикалық моменттің өлшем бірліктері  $\text{мм}^3$ ,  $\text{см}^3$ ,  $\text{м}^3$ .

Статикалық моменттің шамасын есептегенде сырық қимасының пішінін есепке алмауға болады, бірақ бұралу, иілу кезіндегі кернеу мен деформацияны статикалық момент арқылы табуға болмайды. Ол үшін қима ауданының инерция моментін білу қажет. Инерция моментін былай анықтаймыз:

$$I_x = \int_A y^2 dA, \quad (11.4)$$

$$I_y = \int_A x^2 dA.$$

Қиманың белгілі бір оське байланысты алынған инерция моменті деп, қима ауданының сол оське дейінгі қашықтықтың квадратына көбейтіндісін айтады (11.3-сурет).

$I_x$  және  $I_y$ -тің өлшем бірліктеріне  $\text{мм}^4$ ,  $\text{см}^4$ ,  $\text{м}^4$  т. б. алынады.

$$S_x = yA, \quad S_y = xA. \quad (11.5)$$

Егер қима ауданы күрделі пішінді болатын болса, оны былай жазуға болады:

$$S_x = \int_A y dA = \sum_{i=1}^{i=n} S_x^i; \quad S_y = \int_A x dA = \sum_{i=1}^{i=n} S_y^i, \quad (11.6)$$

мұндағы  $S_x^i$  және  $S_y^i$  — қиманың  $x$  және  $y$  осьтеріне байланысты  $i$ -бөліктегі статикалық моменттері. Сонымен, белгілі бір осьтегі күрделі пішінді қиманың статикалық моменті сол қиманың бөліктеріндегі статикалық моменттердің қосындысына тең

$$I_x = \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA, \quad (11.7)$$

мұнда  $I_x$  және  $I_y$ ,  $x$  және  $y$  осьтеріне байланысты табылған, сондықтан оларды *инерцияның осьтік моменті* деп атайды.

Егер осьтер қиманың ауырлық центрі арқылы өтсе, онда оларды қима инерциясының орталық осьтері деп, ал инерция моменттерін сол орталық осьтердегі инерция моменті деп атайды. Осы инерция моменттерінің қосындысын полярлық момент деп атайды (11.3-сурет)

$$\rho^2 = x^2 + y^2. \quad (11.8)$$

Инерция полярлық моментін бір-біріне перпендикуляр қиылысқан екі осьтің полюсіне байланысты табуға болады

$$I_p = \int_A \rho^2 dA. \quad (11.9)$$

(11.8) формуласынан  $\rho$ -ның мәнін (11.9) формулаға қойсақ, онда

$$I_p = \int_A (x^2 + y^2) dA = \int_A x^2 dA + \int_A y^2 dA = I_y + I_x, \quad (11.10)$$

Өзара перпендикуляр осьтердегі инерция моментін центрден тепкіш момент деп атап және оны төмендегі формула бойынша анықтауға болады:

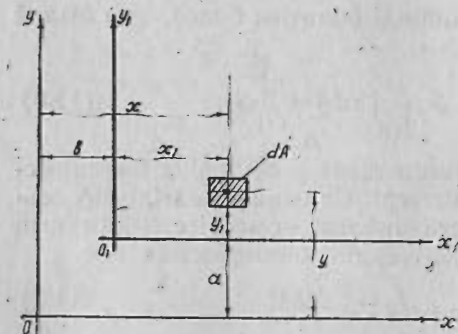
$$I_{yx} = \int_A yx dA. \quad (11.11)$$

#### 11.2. ОРТАЛЫҚ ОСЬТЕРДІ ПАРАЛЛЕЛЬ ЖЫЛЖЫТУ

Белгілі бір жазықтықта әр түрлі орналасқан осьтердегі инерция моменттерін табу іс жүзінде жиі кездесіп отырады. Бұл үшін қимадағы шамасы белгілі инерция моменті арқылы басқа осьтердегі инерция моментін табуға болады. Сондықтан да, белгілі бір қиманың әр түрлі осьтердегі инерция моменттерінің өзара қатынасын білудің маңызы зор. Енді осьтерді параллель жылжитқанда инерция моменттерінің өзгеретінін қарастырайық. Мысалы, ескі осьтерге байланысты қиманың  $I_x, I_y$  және  $I_{yx}$  инерция моменттері белгілі деп алайық (11.4-сурет). Ескі жүйенің

орнына жаңа координаттар жүйесін алайық —  $y_1x_1$ .  $O_1$  нүктесінің ескі координаттар жүйесіндегі  $(yx)$  координаттарын « $a$ » және « $b$ » деп белгілейік. Элементар  $dA$  ауданын қарастырсақ, ескі координата жүйесіндегі координаттары  $y$  және  $x$ -ке тең болады да жаңа координата жүйесінде мынаған тең болады:

$$\begin{aligned} x_1 &= x - b, \\ y_1 &= y - a. \end{aligned} \quad (11.12)$$



11.4-сурет. Орталық осьтерді параллель жылжыту.

Енді  $x_1$  осіне байланысты  $I_{x_1}$  тапсақ, онда

$$I_{x_1} = \int_A y_1^2 dA = \int_A (y - a)^2 dA = \int_A y^2 dA - 2a \int_A y dA + a^2 \int_A dA,$$

мұндағы

$$\int_A y^2 dA = I_x, \quad \int_A y dA = S_x, \quad \int_A dA = A.$$

Сонымен

$$I_{x_1} = I_x - 2aS_x + a^2A. \quad (11.13)$$

Егер  $x$  осі қима ауданының ортасы арқылы өтетін болса, онда  $S_x = 0$ .

$$I_{x_1} = I_x + a^2A. \quad (11.14)$$

$y_1$  осіндегі инерция моменті мынаған тең болады

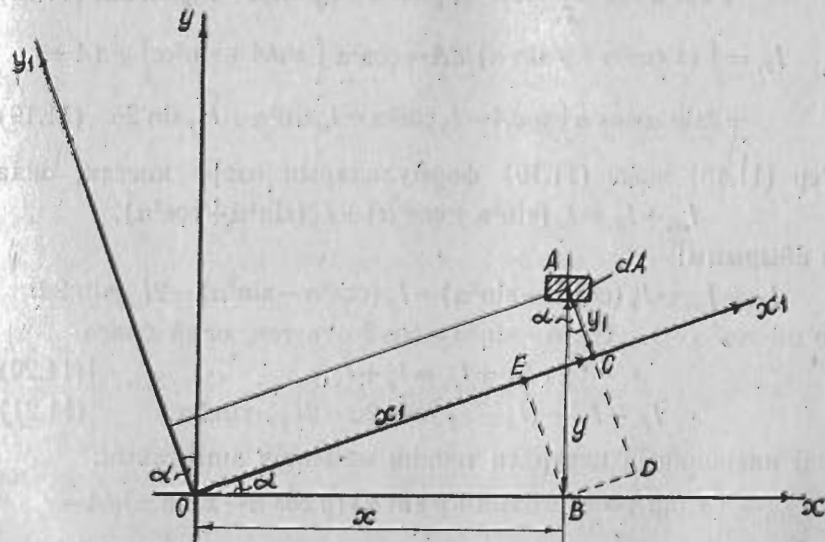
$$I_{y_1} = I_y - 2bS_y + b^2A. \quad (11.15)$$

Егер  $S_y = 0$  болса,

$$I_{y_1} = I_y + b^2A. \quad (11.16)$$

#### 11.3. ОРТАЛЫҚ ОСЬТЕРДІ БҰРҒАН КЕЗДЕГІ ИНЕРЦИЯ МОМЕНТТЕРІН АНЫҚТАУ

Инерция моменттерін  $(I_{x_1}, I_{y_1}, I_{x_1y_1})$   $x$  және  $y$  осьтеріне байланысты алайық (11.5-сурет). Енді  $x$  және  $y$  осьтерін  $\alpha$  бұрышына бұрып, жаңа осьтердегі  $(x_1$  және  $y_1)$  инерция моменттерін



11.5-сурет. Орталық осьтерді бұру.



анықтайық. Ол үшін фигурадан  $dA$  ауданын бөліп алып,  $A$  нүктесіндегі координаттарын табайық.

Ескі координата жүйесіне байланысты

$$x = \overline{OB}, \quad y = \overline{AB}.$$

Ал жаңа координата жүйесіндегі сол ауданның координаттары мынаған тең болады:

$$x_1 = \overline{OC}, \quad y_1 = \overline{AC}, \quad \overline{OC} = \overline{OE} + \overline{EC} = \overline{OE} + \overline{BD}, \quad \overline{AC} = \overline{AD} - \overline{CD} = \overline{AD} - \overline{BE},$$

мұндағы  $\overline{OC} = x_1$ ;  $\overline{OE} = \overline{OB} \cos \alpha = x \cos \alpha$ ;  $\overline{BD} = \overline{AB} \sin \alpha = y \sin \alpha$ ;  $\overline{AC} = y_1$ ;  $\overline{AD} = \overline{AB} \cos \alpha = y \cos \alpha$ ;  $\overline{BE} = \overline{OB} \sin \alpha = x \sin \alpha$ .

Онда

$$x_1 = x \cos \alpha + y \sin \alpha, \\ y_1 = y \cos \alpha - x \sin \alpha.$$

Енді жаңа осьтерге байланысты инерция моменттерін анықтайық:

$$I_{x_1} = \int_A y_1^2 dA, \quad I_{y_1} = \int_A x_1^2 dA. \quad (11.17)$$

(11.17) формулаға  $y_1$  және  $x_1$  мәндерін қойсақ, онда:

$$I_{x_1} = \int_A (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dA = \cos^2 \alpha \int_A y^2 dA + \sin^2 \alpha \int_A x^2 dA - 2 \sin \alpha \cos \alpha \int_A xy dA = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha; \quad (11.18)$$

$$I_{y_1} = \int_A (x \cos \alpha + y \sin \alpha)^2 dA = \cos^2 \alpha \int_A x^2 dA + \sin^2 \alpha \int_A y^2 dA + 2 \sin \alpha \cos \alpha \int_A xy dA = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha + I_{xy} \sin 2\alpha. \quad (11.19)$$

Егер (11.18) және (11.19) формулаларын өзара қоссақ, онда

$$I_{x_1} + I_{y_1} = I_x (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha) + I_y (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha),$$

ал айырымы:

$$I_{x_1} - I_{y_1} = I_x (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) - I_y (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) - 2I_{xy} \sin 2\alpha.$$

$\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$ ,  $\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha = \cos 2\alpha$ -ге тең, олай болса

$$I_{x_1} + I_{y_1} = I_x + I_y, \quad (11.20)$$

$$I_{x_1} - I_{y_1} = (I_x - I_y) \cos 2\alpha - 2I_{xy} \sin 2\alpha. \quad (11.21)$$

Енді инерцияның центрден тепкіш моментін анықтайық:

$$I_{x_1 y_1} = \int_A x_1 y_1 dA = \int_A (x \cos \alpha + y \sin \alpha) (y \cos \alpha - x \sin \alpha) dA = \cos^2 \alpha \int_A xy dA + \sin \alpha \cos \alpha \int_A y^2 dA - \sin \alpha \cos \alpha \int_A x^2 dA -$$

$$-\sin^2 \alpha \int_A xy dA = \sin \alpha \cos \alpha \left( \int_A y^2 dA - \int_A x^2 dA \right) + (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) \int_A xy dA = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha. \quad (11.22)$$

Сонымен осьтерді  $\alpha$  бұрышына бұрғанда табылған барлық формулаларды жинақтап көрсетейік:

$$I_{x_1} = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha, \\ I_{y_1} = I_y \cos^2 \alpha + I_x \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha, \\ I_{x_1 y_1} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha. \quad (11.23)$$

#### 11.4. ҚИМА ИНЕРЦИЯСЫНЫҢ БАС ОСЬТЕРІ МЕН БАС МОМЕНТІН АНЫҚТАУ

Егер осьтерді  $\alpha$  бұрышына бұрғанда, ондағы (11.23) өрнектерін қиманың инерция моменттерінің шамалары қалай өзгередінін байқадық. Ал кейбір жағдайларда  $\alpha$  бұрышының өзгеруіне байланысты осьтік инерция моменттерінің шамасы не ең жоғарғы, не ең төменгі мәндеріне не болады. Осы осьтік инерция моменттерінің не ең жоғарғы, не ең төменгі мәндерін қабылдайтын және бір-біріне перпендикуляр екі осьті бас осьтер деп атаймыз.

Енді бас осьтерді қалай анықтау жолдарын қарастырайық. Ол үшін (11.18) өрнегінен  $I_{x_1}$  инерция моментінің  $\alpha$  бұрышына байланысты бірінші туындысын аламыз да нөлге теңейміз

$$\frac{dI_{x_1}}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} (I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - 2I_{xy} \sin 2\alpha) = -2I_x \cos \alpha \sin \alpha + 2I_y \sin \alpha \cos \alpha - 2I_{xy} \cos 2\alpha$$

немесе

$$-(I_x - I_y) \sin 2\alpha - 2I_{xy} \cos 2\alpha = 0,$$

бұдан

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y}. \quad (11.24)$$

Егер (11.23) өрнегінен центрден тепкіш моментті алып қарастырсақ:

$$\frac{dI_{x_1 y_1}}{d\alpha} = -2I_{x_1 y_1}, \quad \text{немесе} \quad I_{x_1 y_1} = 0.$$

Сонымен  $I_{x_1 y_1} = 0$  тең болған жағдайға сәйкес осьтерді де бас осьтер деп атаймыз.

Ал енді инерцияның бас моментін қалай анықтау жолын қарастырайық. Ол үшін (11.24) формуласына  $I_x$ ,  $I_y$  және  $I_{xy}$ -тің мәндерін қойып,  $2\alpha$ -бұрышының екі мәнін табамыз, ал бұл бұрыштардың өзара  $90^\circ$ -қа айырмашылығы болатындықтан бас осьтер бір-біріне перпендикуляр болады. Ал жалпы түрде бас моменттерді төмендегіше анықтаймыз:

$$I_{\max/\min} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_x - I_y}{2}\right)^2 + I_{xy}^2} \quad (11.25)$$

Сонымен бас осьтерге байланысты инерция моменттерін бас инерция моменттері деп атаймыз.

Енді жоғарыда келтірілген бас осьтердің анықтамасынан басқа тағы мынадай қасиеттері болатын осьтерді де инерцияның бас осьтері деп атаймыз.

1. Осы бас осьтерге байланысты инерцияның центрден тепкіш моменті нөлге тең болғанда.

2. Бас осьтерге байланысты инерция моменттерінің экстремаль шамасы болғанда (бір оське байланысты — максимум, екінші оське байланысты — минимум).

Қиманың ауырлық центрі арқылы өтетін бас осьтерді орталық бас осьтер деп атаймыз.

Көптеген жағдайларда орталық бас осьтердің орнын тез анықтауға болады. Мысалы, егер денеде симметрия осі болатын болса, онда сол ось орталық бас осьтің біреуі болып табылады, ал екінші ось бірінші оське перпендикуляр болады да қиманың ауырлық центрі арқылы өтеді. (11.18), (11.22) формулаларына сүйене отырып, егер қиманың орталық екі инерция моменті өзара тең болса, онда осы қиманың кез келген орталық осі бас ось болып табылады және барлық орталық бас инерция моменттері тең болады (квадрат, шеңбер, алтыбұрыш, тең қабырғалы үшбұрыш).

### 11.5. ЕСЕПТЕУДЕ ЖИИ КЕЗДЕСЕТІН ҚИМАЛАРДЫҢ ИНЕРЦИЯ МОМЕНТТЕРІ МЕН ИНЕРЦИЯ РАДИУСЫ

Техникада беріктікке есептеуде бөлшектердің қималары әртүрлі пішінді болып келеді: төртбұрыш, үшбұрыш, дөңгелек, квадрат, эллипс, швеллер, двутавр пішінді және т. с. с. Оларды есептеу төмендегіше жүргізіледі:

1. Төртбұрышты қима үшін (11.6-сурет).

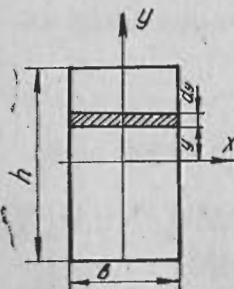
Төртбұрыштың симметриялық осі ( $x$  пен  $y$ ) қиманың ауырлық центрі арқылы өтетін болғандықтан ол осьтер негізгі осьтер болады, сондықтан:

$$I_x = \int_A y^2 dA,$$

енді ені  $b$ -ға тең  $y$  қашықтықта жатқан қалыңдығы  $dy$ -ке тең элементар аудан алсақ, оның ауданы  $dA = bdy$ , ал  $I_x = \int b y^2 dy$  болады. Толық инерция моменті

$$I_x = 2b \int_{-h/2}^{h/2} y^2 dy = \frac{bh^3}{12},$$

олай болса төртбұрышты қиманың инерция моменті:



11.6-сурет. Төртбұрышты қима инерция моменті.

$$I_x = \frac{bh^3}{12}. \quad (11.26)$$

Сондай-ақ,  $y$  осіне байланысты қиманың инерция моменті:

$$I_y = \frac{hb^3}{12}. \quad (11.27)$$

$I_x > I_y$  — қима қатаңдығы иілу күші  $y$  осінің бойымен түскенде (қиманың  $x$  осі иілуде) жоғары шамаға ие болады.

Кейбір инерция моментін инерция радиусы деген ұғыммен ауыстырған қолайлы.  $I_x = Ar^2$  өрнегіндегі инерция радиус шамасы:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}. \quad (11.28)$$

Төртбұрышты қима үшін:

$$r_1 = r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = \sqrt{\frac{bh^3}{12bh}} = \frac{h}{\sqrt{12}} = \frac{h\sqrt{3}}{6} \approx 0,29h;$$

$$r_2 = r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{hb^3}{12bh}} = \frac{b}{\sqrt{12}} = \frac{b\sqrt{3}}{6} \approx 0,29b.$$

Иілуге есептеуде қиманың кедергі моменті деп аталатын көрсеткішін білу керек.

$$W_x = \frac{I_x}{y}, \quad (11.29)$$

$$W_y = \frac{I_y}{x},$$

мұндағы  $W_x, W_y$  — қиманың кедергі моменті деп аталады. Егер

$$y = y_{\max}; \quad W_{x \min} = \frac{I_x}{y_{\max}}, \quad (11.30)$$

$$y = y_{\min}; \quad W_{x \max} = \frac{I_x}{y_{\min}},$$

осыған байланысты

$$W_{y \min} = \frac{I_y}{x_{\max}}, \quad (11.31)$$

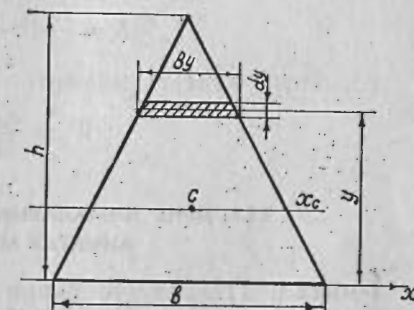
$$W_{y \max} = \frac{I_y}{x_{\min}}.$$

Ал төртбұрышты қима үшін

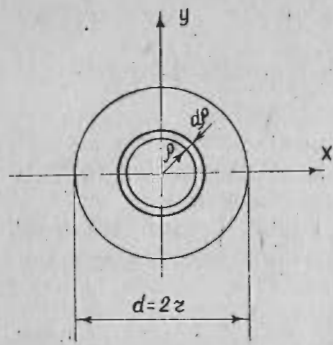
$$W_{x \min} = \frac{bh^3}{6}, \quad (11.32)$$

$$W_{y \min} = \frac{hb^3}{6}.$$

2. Үшбұрышты қима үшін (11.7-сурет).



11.7-сурет. Үшбұрышты қима инерция моменті.



11.8-сурет. Дөңгелек қима инерция моменті.

Алдымен үшбұрышты қиманың инерция моментін оның табаны арқылы өтетін  $x$  осіне байланысты анықтаймыз:

$$b_y = b \frac{h-y}{h}, \quad dA = b_y \cdot dy = b \frac{h-y}{h} dy;$$

$$I_x = \int_A y^2 dA = \int_0^h y^2 b \frac{h-y}{h} dy =$$

$$= \frac{b}{h} \int_0^h y^2 (h-y) dy =$$

$$= \frac{b}{h} \left( \frac{y^3 h}{3} - \frac{y^4}{4} \right) \Big|_0^h = \frac{bh^3}{12};$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12}. \quad (11.33)$$

Осы жолмен қиманың инерция моментін оның ауырлық центрі арқылы өтетін  $x_c$  осіне байланысты анықтауға болады:

$$I_{x_c} = \frac{bh^3}{36}; \quad (11.34)$$

ал  $W_{x \min} = \frac{bh^2}{24}$  болады.

### 3. Дөңгелек қималар үшін.

Қиманың ауырлық центрі арқылы өтетін осьтердің (11.8-сурет) бас нүктесіне сәйкес алынатын инерцияның полярлық моментін анықтаймыз:  $I_p = \int_A \rho^2 dA$ .

Қимадан қалыңдығы  $dr$ -ға тең шексіз жұқа дөңгелек алсақ, оның ауданы  $dA = 2\pi r dr$ -ға тең болады. Ал полярлық момент

$$I_p = 2\pi \int_0^r \rho^3 d\rho = \frac{\pi r^4}{2} = \frac{\pi d^4}{32}.$$

Дөңгелек қима үшін осьтік момент

$$I_x = I_y = \frac{I_p}{2}; \quad I_x = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi d^4}{64}. \quad (11.35)$$

Қиманың кедергі моменті

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3. \quad (11.36)$$

## 11.6. ДЕНЕ ҚИМАЛАРЫНЫҢ АУЫРЛЫҚ ЦЕНТРІН АНЫҚТАУ МЫСАЛДАРЫ

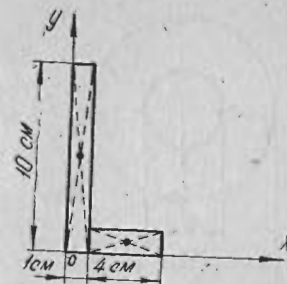
**1-мысал.** 11.9-суретте берілген дене қималарының ауырлық центрін табыңыздар. Қима қабырғаларына жанама  $x$  және  $y$  осьтерін жүргізіп, оны екі төртбұрышқа бөліп қарастырамыз. Жоғарыда берілген формулаларға байланысты

$$x_c = \frac{S_y}{A} = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2}{A_1 + A_2} =$$

$$= \frac{10 \cdot 1 \cdot 0,5 + 4 \cdot 1 \cdot 3}{10 + 4} = 1,22 \text{ см};$$

$$y_c = \frac{S_x}{A} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A_1 + A_2} =$$

$$= \frac{10 \cdot 1 \cdot 5 + 4 \cdot 1 \cdot 0,5}{10 + 4} = 3,75 \text{ см}.$$



11.9-сурет. Ауырлық центрін анықтау.

**2-мысал.** Екі жағы тең емес бұрыштың ауырлық центрінің координаттарын анықтау керек (11.10-сурет).

Берілгені:  $B \times d \times b = 125 \times 80 \times 8$  мм.

**Шешуі.** Дене симметриялы емес, сондықтан оның екі координатын да табу қажет ( $x_c, y_c$ ). Бұрыштың сыртқы жақтарымен  $x$  және  $y$  осьтерін жүргіземіз.

Бұрыштың қимасын екі тік бұрышқа бөлейік:

1) вертикаль аудан

$$A_1 = B \cdot d = 12,5 \cdot 0,8 = 10 \text{ см}^2;$$

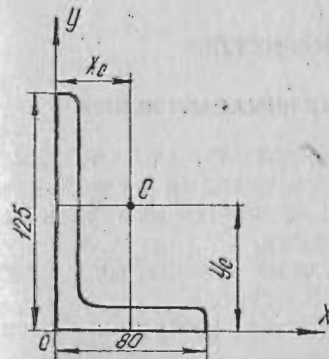
2) горизонталь аудан

$$A_2 = (b-d) \cdot d = (8-0,8) \cdot 0,8 = 5,76 \text{ см}^2.$$

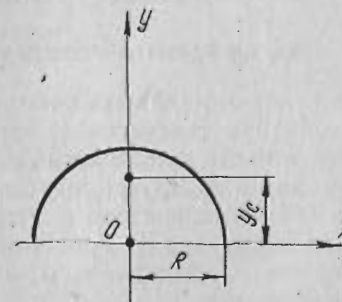
Онда іздестіріп отырған ауырлық центрінің координаттары былайша анықталады:

$$x_c = \frac{\Sigma S_y}{EA} = \frac{S_1 + S_2}{A_1 + A_2} = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2}{A_1 + A_2} = \frac{A_1 \frac{d}{2} + A_2 \left( \frac{b-d}{2} + d \right)}{A_1 + A_2} =$$

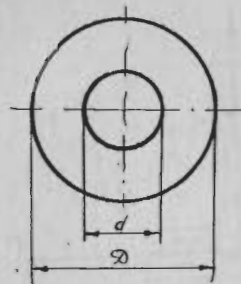
$$= \frac{10 \cdot \frac{0,8}{2} + 5,76 \left( \frac{8-0,8}{2} + 0,8 \right)}{10 + 5,76} = 1,86 \text{ см};$$



11.10-сурет. Ауырлық центрін анықтау.



11.11-сурет. Ауырлық центрін анықтау.



11.12-сурет. Іші қуыс дененің инерция моментін анықтау.

$$y_c = \frac{\Sigma S_x}{EA} = \frac{S_1 + S_2}{A_1 + A_2} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A_1 + A_2} = \frac{A_1 \frac{b}{2} + A_2 \frac{d}{2}}{A_1 + A_2} = \frac{10 \cdot \frac{12,5}{2} + 5,76 \cdot \frac{0,8}{2}}{10 + 5,76} = 41,1 \text{ см.}$$

3-мысал. Жарты дөңгелек қимасының ауырлық центрінің ординатасын анықтаңыздар (11.11-сурет).

$$y_c = \frac{S_x}{A} = \frac{\iint y dx dy}{A}$$

Шеңбердің өрнегі бойынша:  $x^2 + y^2 = R^2$ , онда қиманың статикалық моменті

$$S_x = \int_{-R}^R dx \int_0^{\sqrt{R^2-x^2}} y dy = \int_{-R}^R dx \left[ \frac{y^2}{2} \right]_0^{\sqrt{R^2-x^2}} = \frac{2}{3} R^3, \quad y_c = \frac{2/3 R^3}{\pi R^2/2} \approx 0,424 R.$$

4-мысал. Іші қуыс дөңгелектің (кольцо) инерцияның полярлық және осьтік моментін анықтаңыздар.

Шешуі. 11.12-суреттегі дененің полярлық моменті ішкі және сыртқы дөңгелектің полярлық моменттерінің айырымына тең болады:

$$I_p = \frac{\pi D^4}{32} - \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = \frac{\pi D^4}{32} (1 - \alpha^4) \approx 0,1 D^4 (1 - \alpha^4),$$

мұндағы  $\alpha = \frac{d}{D}$ .

Дөңгелектің орталық осьтерге байланысты инерцияның осьтік моменті бірдей болады

$$I_x = I_y = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi/32 \cdot (D^4 - d^4)}{2} = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = 0,05 (1 - \alpha^4).$$

## 12-тарау

### КӨЛБЕУ ҚИМАДАҒЫ КЕРНЕУЛЕР

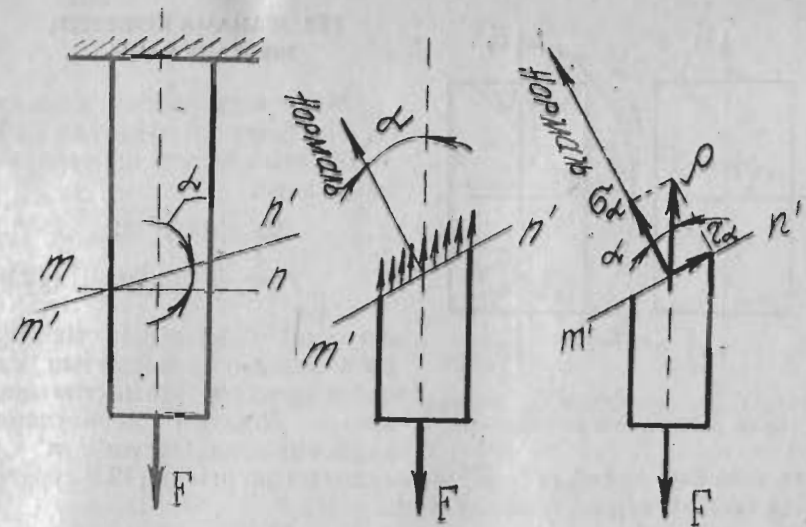
#### 12.1. БІР БАҒЫТТА СОЗЫЛҒАН КӨЛБЕУ ҚИМАДАҒЫ КЕРНЕУ

Біз өткен тарауларда созылу немесе сығылу кезіндегі сырықтың беріктігін тексергенде, кернеуді тек олардың осіне перпендикуляр қиымада ғана анықтадық. Енді кез келген қиымадағы кернеуді қалай анықтау жолын қарастырайық.

Бір бағытта созылған сырық алып, оның қималарында пайда болатын кернеулерді қарастырайық (12.1-сурет).

Егер  $m-n$  қиысындағы кернеулерді қарастыратын болсақ, қалыпты кернеу

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad \tau = 0. \quad (12.1)$$



12.1-сурет. Бір бағытта созылған сырық қимасындағы кернеу.

Ал  $m-n$  қиысымен  $\alpha$  бұрыш құрайтын  $m'-n'$  көлбеу қиысын жүргізіп, пайда болған кернеулерді анықтауға болады. Көлбеу жазықтықта пайда болатын кернеу күші  $\rho$ -ға тең болғандықтан, оны екі құраушы күшке жіктеуге болады. Осы нүктеден пайда болған кернеулер:

$$\tau_x = \frac{\rho \sin \alpha}{A_x}; \quad \sigma_x = \frac{\rho \cos \alpha}{A_x}. \quad (12.2)$$

Енді  $A_x = \frac{A}{\cos \alpha}$  мәнін қойсақ:

$$\sigma_x = \frac{\rho \cos^2 \alpha}{A} = \sigma \cos^2 \alpha; \quad (12.3)$$

$$\tau_x = \frac{F \sin \alpha \cos \alpha}{A} = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha. \quad (12.4)$$

(12.4) және (12.3) формуладағы  $\alpha$ -ға әр түрлі мән берейік:

1.  $\alpha = 0^\circ$ ,

$$\sigma_x = \sigma_0 \cdot \cos^2 \alpha = \sigma_0 \cos^2 0 = \sigma, \quad \tau_x = \tau = \tau_{\max},$$

$$\tau_x = \frac{1}{2} \sigma_0 \cdot \sin 2\alpha = \frac{1}{2} \sigma \sin 2 \cdot 0 = 0, \quad \tau = 0. \quad (12.5)$$

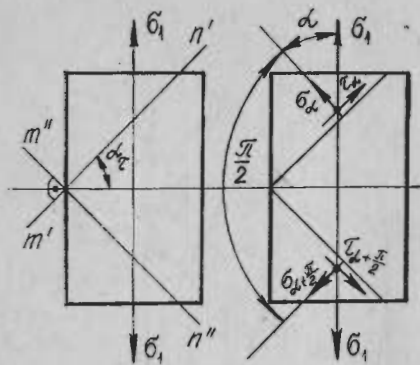
2.  $\alpha = 45^\circ$ ,

$$\sigma_{\alpha=45^\circ} = \sigma \cos^2 45^\circ = \sigma \left( \frac{\sqrt{2}}{2} \right)^2 = \frac{\sigma}{2}, \quad \tau_{\alpha=45^\circ} = \frac{\sigma}{2} \sin 90^\circ = \frac{\sigma}{2};$$

$$\sigma_{\alpha=45^\circ} = \frac{\sigma}{2}, \quad \tau_{\alpha=45^\circ} = \frac{\sigma}{2} = \tau_{\max}. \quad (12.6)$$

Жанама кернеу ең жоғарғы мәніне ие болады.

$$3. \alpha = 90^\circ, \quad \sigma_x = 0; \quad \tau_x = 0. \quad (12.7)$$



12.2-сурет. Екі перпендикуляр жазықтықта пайда болатын кернеу.

қимасына  $90^\circ$  жасай  $m''-n''$  жазықтығын жүргізіп (12.2-сурет), пайда болған кернеуді анықтайық.

$$\sigma_{\alpha + \frac{\pi}{2}} = \sigma \cos^2\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) = \sigma \sin^2\alpha, \quad (12.9)$$

$$\tau_{\alpha + \frac{\pi}{2}} = \frac{\sigma}{2} \sin 2\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) = -\frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha.$$

Екі жазықтықтағы кернеулерді салыстырсақ

$$\begin{aligned} \sigma_x + \sigma_{\alpha + \frac{\pi}{2}} &= \sigma, \\ \tau_x &= -\tau_{\alpha + \frac{\pi}{2}}. \end{aligned} \quad (12.10)$$

Біріне-бірі перпендикуляр екі қимада пайда болатын қалыпты кернеулердің қосындысы басты кернеуге тең де, ал жанама кернеулер шама жағынан тең, бағыты жағынан қарама-қарсы болады. Осы жанама кернеулердің шамасы мен бағыты қарама-қарсы болғандықтан, оларды жұптану заңына сәйкес келеді деп аламыз.

### 12.3. ЕКІ БАҒЫТТА СОЗЫЛУ (СЫҒЫЛУ) КЕЗІНДЕГІ КӨЛДЕНЕҢ ҚИМАДАҒЫ КЕРНЕУЛЕР

Егер қатты денеге әр түрлі бағытта бірнеше күш әсер ететін болса, онда оның қимасында да әр түрлі бағытта әсер ететін кернеулер пайда болады. Егер қиманың кез келген бір нүктесін алып, сол нүктенің жанынан бөлініп алынған куб тәріздес элементін қарастыратын болсақ, ондағы пайда болатын кернеулер саны көп болады. Атап айтқанда, үш ось бойымен бағытталған кубиктер жағына тік түсетін үш қалыпты кернеу  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  және әр жағы арқылы өтетін қос-қос жанама кернеулер.

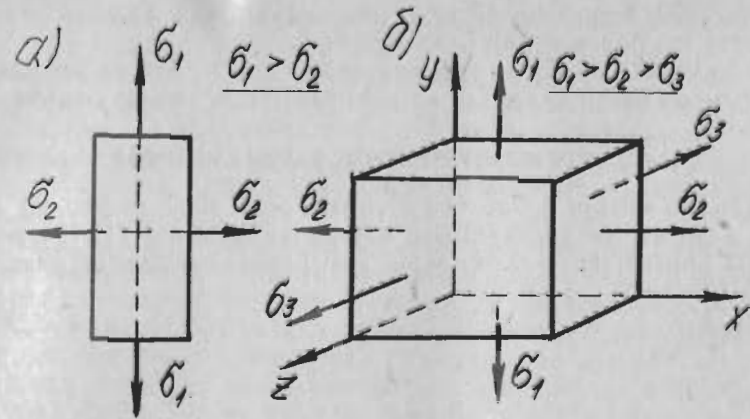
Егер куб тәріздес элементтің жақтарына тек қана тік кернеулер әсер ететін болса, онда ол кернеулер бас кернеулер, ал сол кернеулер әсер ететін аудан бас аудан деп аталады.

### 12.2. ЖАНАМА КЕРНЕУДІҢ ЖҰПТАНУ ЗАҢЫ

Жоғарыда көлбеу қимадағы бір бағытта созылуда пайда болатын кернеу шамаларын анықтадық

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \sigma \cos^2 \alpha; \\ \tau_x &= \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha. \end{aligned} \quad (12.8)$$

Ал енді бір-бірімен тік бұрыш жасай қиылысатын екі перпендикуляр жазықтығында пайда болатын кернеулерді қарастырайық. Ол үшін  $m'-n'$



12.3-сурет. Екі бағытта созылудағы көлденең қимадағы кернеу.

Сонымен бас кернеулер  $\sigma_x, \sigma_y$  және  $\sigma_z$ -ті олардың шамалары мен таңбаларына байланысты  $\sigma_1, \sigma_2$  және  $\sigma_3$  деп ( $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ ) белгілейді (12.3-сурет).

Егер осы бас кернеулердің барлығы нөлге тең болмаса, онда үш осьтік кернеулі күй немесе көлемдік кернеулі күй деп аталады. Ал егер осы бас кернеулердің біреуі нөлге тең болса, онда екі осьтік кернеулі немесе жазық кернеулі күй болады. Егер бас кернеудің екеуі нөлге тең болса, оны бір осьтік немесе сызықтық кернеулі күй деп атайды.

Міне біздің қарастырып отырғанымыз екі осьтік кернеулі күй (12.4-сурет), енді  $\alpha$  бұрышын қиып,  $\sigma_x, \tau_x$  кернеулерін анықтайық. Ол үшін көлбеу жазықтықпен қиғанда пайда болатын кернеуді жоғарыда көрсетілгендей анықтау қажет.

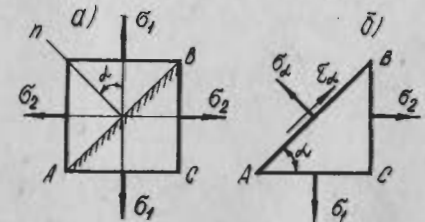
$$\sigma'_x = \sigma_1 \cos^2 \alpha, \quad \sigma''_x = \sigma_2 \cos^2\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right); \quad (12.11)$$

$$\sigma_x = \sigma'_x + \sigma''_x = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha, \quad (12.12)$$

$$\begin{aligned} \tau_x &= \tau'_x + \tau''_x = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_2}{2} \sin 2\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) = \\ &= \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha - \frac{\sigma_2}{2} \sin 2\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha. \end{aligned} \quad (12.13)$$

Жоғары тендеулерде (12.12) және (12.13) өрнектері бір-бірімен байланысты. Өзара перпендикуляр көлбеу қималардағы жанама кернеулер шама жағынан тең, бірақ кері бағытталған деген қорытындыға келеміз. Кернеулердің таңбалары:

а) қалыпты кернеу қима-



12.4-сурет. Екі осьтік кернеулік жағдай.

дан сыртқа қарай әсер етсе он, ал сырттан қимаға қарай әсер ететін болса, теріс деп алынады;

б) қимаға әсер ететін жанама кернеудің бағыты сағат тілінің бағытымен сәйкес келсе он, ал кері бағытталса теріс болады.

#### 12.4. БАСТЫ КЕРНЕУЛЕР ЖӘНЕ БАСТЫ АУДАНДАР

Жанама кернеу нөлге тең болатын осьті бас ось деп, ал сол осьте әсер ететін кернеуді бас кернеу дейді. Енді (12.12) және (12.13) өрнектерін  $\alpha$ -ға әр түрлі мән беріп төмендегіше шешуге болады:

$$1. \alpha = 0^\circ, \quad \sigma_\alpha = \sigma_1, \quad \tau_\alpha = 0.$$

$$2. \alpha = 45^\circ, \quad \sigma_\alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}, \quad \tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}.$$

$$3. \alpha = 90^\circ, \quad \sigma_\alpha = \sigma_2, \quad \tau_\alpha = 0.$$

Бас кернеу әсер ететін қима ауданын бас аудан деп атайды. Өзара перпендикуляр аудандардағы кернеулер:

$$\sigma_{90^\circ + \alpha} = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_2 \cos^2 \alpha, \quad (12.14)$$

$$\tau_{90^\circ + \alpha} = -\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha. \quad (12.15)$$

Жоғарғы (12.13) және (12.15) теңдеулерден өзара перпендикуляр аудандардағы жанама кернеулер шама жағынан тең, ал бағыттары жағынан бір-біріне қарама-қарсы болатынын көруге болады. (12.12), (12.14) теңдеулерін өзара қосып, төмендегіше жазамыз:

$$\sigma_\alpha + \sigma_{90^\circ + \alpha} = \sigma_1 (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha) + \sigma_2 (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha), \quad (12.16)$$

$$\sigma_\alpha + \sigma_{90^\circ + \alpha} = \sigma_1 + \sigma_2,$$

яғни өзара перпендикуляр екі аудандағы кернеулердің қосындысы тұрақты және бас кернеулер қосындысына тең болады.

Егер де өзара перпендикуляр екі аудандағы кернеулердің шамасы белгілі болса, онда бас кернеуді былай анықтауға болады:

$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_{90^\circ + \alpha}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_{90^\circ + \alpha})^2 + 4\tau_\alpha^2},$$

$$\sigma_2 = \sigma_{\min} = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_{90^\circ + \alpha}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_{90^\circ + \alpha})^2 + 4\tau_\alpha^2}. \quad (12.17)$$

Бас аудан төмендегіше анықталады

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{2\tau}{\sigma_\alpha - \sigma_{90^\circ + \alpha}} \quad (12.18)$$

Егер де  $\sigma_{90^\circ + \alpha} = 0$  болса, онда (12.17) теңдеуін былай жазуға болады:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_\alpha}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_\alpha^2 + 4\tau_\alpha^2}. \quad (12.19)$$

#### 12.5. ЖҰҚА ҚАБЫРҒАЛЫ ҰДЫСТАРДЫ ЕСЕПТЕУ

Егер қабырғасының қалыңдығы резервуардың өлшемдерімен салыстырғанда өте кіші және қабырға қисықтығының радиусы оның қалыңдығынан ең аз дегенде 20 есе үлкен болса, онда мұндай ұдыстарды жұқа қабырғалы ұдыстар деп атайды. Жұқа қабырғалы резервуарларды есептеу формуласын қорытып шығарайық.

Ұдыс қабырғасының қалыңдығын  $\delta$ , артық қысымды  $p$ , бойлық қимаға сәйкес келетін қисықтық радиусын  $\rho_1$ , ал көлденең қимаға сәйкес келетін қисықтық радиусын  $\rho_2$  арқылы белгілейік. Қабырғадан екі жақты қимасы бар өте кішкене шексіз элемент бөліп алайық (12.5-сурет). Бұл қималарға өзара перпендикуляр екі бағытта  $\sigma_1$  және  $\sigma_2$  кернеулері әсер етеді, яғни бөліп алынған элемент жазық кернеулік жағдайда болады. Осы элементтің қима ұзындығы  $dS_2$ -ге тең болғанда, оған мынадай күштер әсер етеді:

$$dN_1 = \sigma_1 \delta dS_2. \quad (12.20)$$

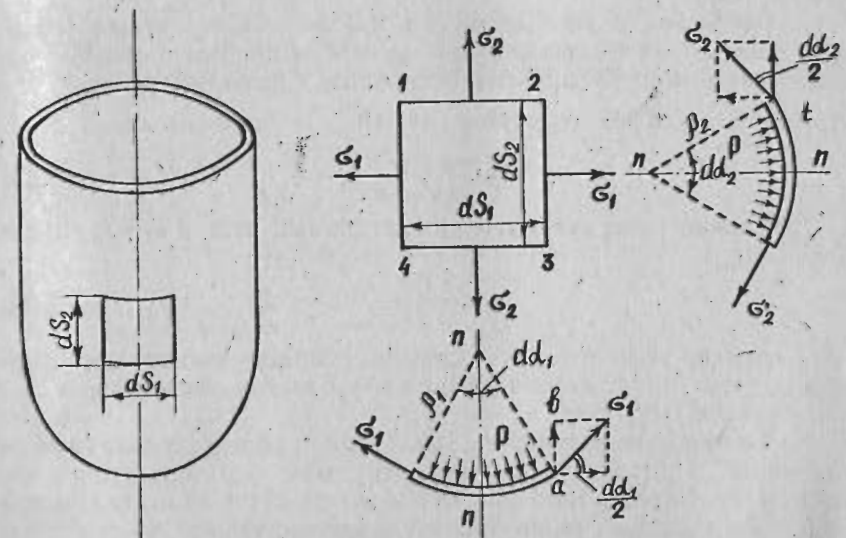
Ал егер қима ұзындығы  $dS_1$ -ге тең болса, онда

$$dN_2 = \sigma_2 \delta dS_1. \quad (12.21)$$

Осы күштер элемент бетіне түсетін күш пен резервуардағы қысымның әсерінен болатын күшті теңестіруі қажет, яғни:

$$dP = PdS_1 dS_2. \quad (12.22)$$

Бөліп алынған элементке әсер ететін күштердің тепе-теңдік тең-



12.5-сурет. Жұқа қабырғалы ұдыстарды есептеу.

деуін құрайық. Ол үшін  $dN_1$ ,  $dN_2$  және  $dP$  күштерінің элемент бетіне нормаль бағытта проекциясын түсіреміз:

$$2dN_1 \sin \frac{d\alpha_1}{2} + 2dN_2 \sin \frac{d\alpha_2}{2} - dP = 0. \quad (12.23)$$

$d\alpha_1$ ,  $d\alpha_2$  бұрыштары шексіз кіші болғандықтан бұлайша жазуға болады:

$$\sin \frac{d\alpha_1}{2} \approx \frac{d\alpha_1}{2}, \quad \sin \frac{d\alpha_2}{2} \approx \frac{d\alpha_2}{2}.$$

Ендеше, тепе-теңдік теңдеуі

$$dN_1 d\alpha_1 + dN_2 d\alpha_2 = dP.$$

Қималар арасындағы шексіз кіші бұрыштар мынаған тең:

$$d\alpha_1 = \frac{dS_1}{\rho_1}, \quad d\alpha_2 = \frac{dS_2}{\rho_2}.$$

Тепе-теңдік теңдеуіндегі күш пен бұрыштардың орнына шамаларын қойсақ, онда

$$\sigma_1 \delta dS_2 \frac{dS_1}{\rho_1} + \sigma_2 \delta dS_1 \frac{dS_2}{\rho_2} = PdS_1 dS_2.$$

Енді теңдеудің барлық мүшелерін  $dS_1$ ,  $dS_2$ -нің көбейтіндісіне бөлсек, Лаплас теңдеуін аламыз:

$$\frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\rho_2} = \frac{P}{\delta}. \quad (12.24)$$

Осы теңдеуді жиі кездесетін жұқа қабырғалы ыдыстардың түрлері сфералық және цилиндрлік резервуарларды есептеуге қолданайық.

1. **Сфералық резервуар.** Жұқа қабырғалы сфералық резервуар ішкі артық қысымнан ( $p$ ) тұрады делік. Резервуардың орташа диаметрін  $D$  арқылы белгілейік. Сфералық резервуарда  $\rho_1 = \rho_2 = \frac{D}{2}$ . (12.24) теңдеуінің негізінде табатынымыз:

$$\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{D/2} = \frac{P}{\delta}. \quad (12.25)$$

Сфералық резервуардағы симметриялық күшке  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$ -ны алсақ, онда:

$$\sigma = \frac{DP}{4\delta}. \quad (12.26)$$

Сонымен, резервуардағы қалыпты кернеу қысым мен диаметрге тура пропорционал да, ал қабырғаның қалыңдығына кері пропорционал болады.

2. **Цилиндрлік резервуар.** Цилиндрлік резервуардың орташа диаметрін  $D_1$ , қабырғасының қалыңдығын  $\delta_1$ , ал ұзындығын  $l$  арқылы белгілейік. Ішкі артық қысым  $p$ -ға тең болғандағы қабырғаның көлденең және бойлық қималарындағы  $\sigma_1$  және  $\sigma_2$  кернеулерін табайық.

Цилиндрлік резервуардағы бойлық қимаға сәйкес келетін қисықтық радиусы шексіздікке айналады:  $\rho = \infty$ , себебі цилиндрді құрайтындар (жасаушылар) түзу сызық. Ал көлденең қимаға сәйкес келетін қисықтық радиусы цилиндр радиусына тең болады  $\rho_1 = D/2$ . (12.24) теңдеуінің негізінде табатынымыз:

$$\frac{\sigma_1}{D/2} = \frac{P}{\delta}.$$

Сонымен, резервуар цилиндрдің құрастырушылары бойынша жаруға ұмтылған бойлық қимадағы кернеу мынаған тең:

$$\sigma_1 = \frac{DP}{2\delta}. \quad (12.27)$$

Диаметрі бірдей болғанмен, сфералық резервуарға қарағанда, осы кернеуді (12.26) өрнегімен салыстырсақ, оның екі есе артық болатынын көреміз.

Енді цилиндрлік резервуардың көлденең қимасындағы кернеуді табайық. Ол үшін резервуар осін перпендикуляр жазықпен қиып, оның бір бөлігін алып тастайық. Резервуар түбіндегі қысым көлденең қимасы бойынша резервуарды жаруға тырысатын күш тудырады. Бұл күштің шамасы мынадай:  $P\pi \frac{D^2}{4}$ . Бұл күш резервуардың көлденең қимасы бойынша бірдей таралатын серпімділік күшпен теңеседі, яғни

$$\sigma_2 \pi D \delta = P \frac{\pi D^2}{4},$$

бұдан

$$\sigma_2 = \frac{DP}{4\delta}. \quad (12.28)$$

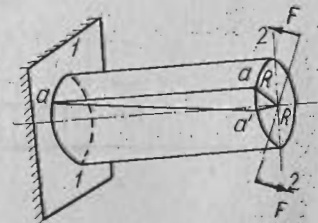
Енді (12.28 және 12.27) өрнектерін салыстырсақ, цилиндрлік резервуардағы бойлық қимадағы кернеу көлденең қимадағы кернеуге қарағанда екі есе артық болатынын көреміз.

## 13-тарау

### БҰРАЛУ

#### 13.1. БҰРАУШЫ МОМЕНТ ТУРАЛЫ ТҮСІНІК

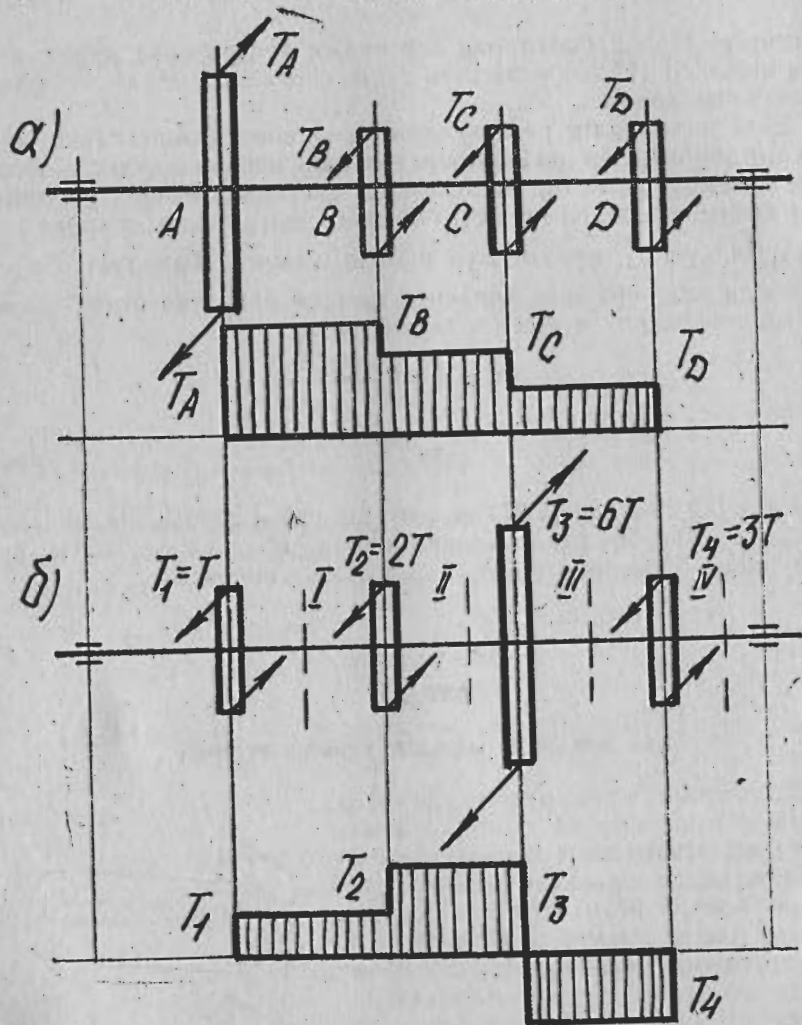
Денелердің қима ауданында әсер ететін (қима арқылы өтетін жазықта жататын) және айналу осьтеріне байланысты қиманы бұрауға тырысатын қосарланған күшті **бұраушы момент** деп атаймыз (13.1-сурет). Қима ауданында осы күштердің арқасында белгілі бір бұралу деформациясы пайда болады, бұл жағдайда қимада алынған нүктелердің осьтен



13.1-сурет. Бұрау моменті.

қашықтығы өзгермейді деп қарастырайық. Бұраушы моменттері көбінесе айналмалы бөлшектерге әсер етеді, мысалы, машина механизмдерінде жиі кездесетін біліктерде, оларда сондай-ақ қимаға көлденең әсер ететін күшке байланысты иілу де болады. Біліктерге ұзындығы бойынша бірнеше бұраушы моменттер әсер етеді, сондықтан оларды айналдыру бағытына байланысты оң немесе теріс таңбалы етіп қарастыру қажет және ол моменттер шамасын белгілі масштабта графикпен эпюрін салып көрсеткен тиімді (13.2-сурет).

Біліктердің бұраушы моменттерінің эпюрін сызуда қима жүргізу әдісін пайдалану қажет (13,2, б-сурет). Сағат тілінің бұралуы



13.2-сурет. Машина біліктерінің бұралуы.

моментіне сәйкес бағытталған бұраушы момент он таңбамен алынады.

$$T_1 = \Sigma \bar{T}_{11} = -T; \quad T_2 = \Sigma \bar{T}_{12} = -T - 2T = -3T;$$

$$T_3 = \Sigma \bar{T}_{13} = -T - 2T + 6T = 3T; \quad T_4 = \Sigma \bar{T}_{14} = -T - 2T + 6T - 3T = 0.$$

Есептеу жүргізгенде бұраушы моменттің басқа шамалармен қандай қатынаста болатынын білген жөн.

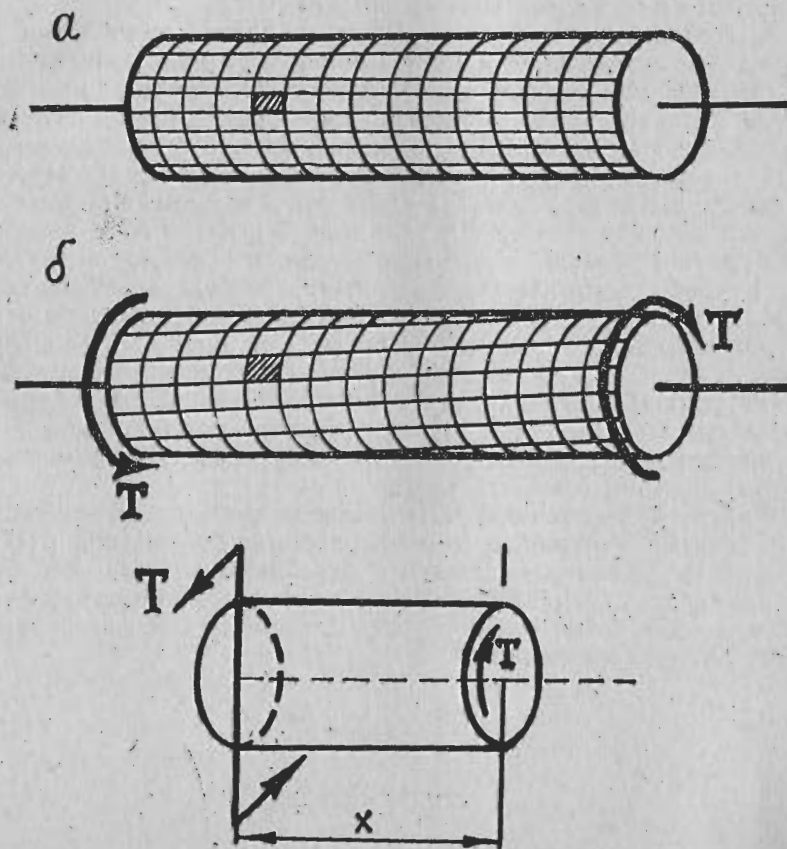
$$T = \frac{P}{\omega} \text{ (Нм)},$$

мұндағы  $P$  — қуат (Вт);  $\omega$  — бұрыштық жылдамдық (рад/с).

Егер бұрыштық жылдамдық минутына айналу санымен көрсетілсе, онда:

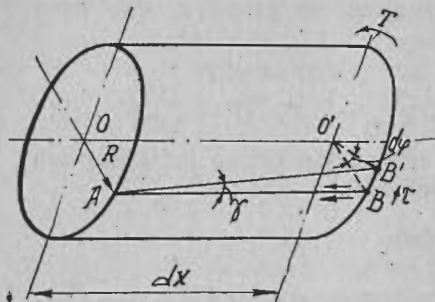
$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

$n$  — бұрыштық жылдамдық,  $\text{мин}^{-1}$ .



13.3-сурет. Бұралу моделі.





13.4-сурет. Бұралу деформациясы.

1. Біліктің көлденең қимасы деформация (бұралу) кезінде жазық күйінде қалып, айналу осіне перпендикуляр болады (Бернулли болжамы).

2. Деформация процесі кезінде біліктердің көлденең қималарының өзара қашықтығы өзгермейді.

3. Деформация кезінде сырықтың көлденең қимасының радиусы майыспайды, яғни бұру кезінде түзу қалпында қалады.

Осы болжамдардың дұрыстығына 13.3-суретте көз жеткізуге болады. 13.3, а-суретте сырықтың резина түріндегі моделі алынып, оның бетіне көлденең және бойлық түзулер немесе тор жүргізілген, ал 13.3, б-суретте моменттердің әсерінен көлденең сызықтардың өзара қашықтығы өзгермейтіні және майыспайтыны көрсетілген. Енді бір шеті бекітілген және бос ұшына бұраушы момент орналасқан сырықты алып қарастырайық (13.1-сурет). Сырықтың деформациясы кезінде оның көлденең қималары оның бекітілген ұшындағы қимаға байланысты белгілі бір шамадағы бұрышқа бұрылады. Осы бұрылу бұрышы сырықтың бекітілген ұшынан алыс болған сайын оның шамасы да үлкен болады. Негізінде, кез келген қиманың бұрылу бұрышы сырықтың бір бөлігіндегі бұралу бұрышына тең болады.

Сондықтан, қиманың ұшындағы  $\varphi$  бұрышы сырықтың толық бұралу бұрышы болып табылады.

Енді 13.4-суретте көрсетілген біліктен ұзындығы  $dx$ -ке тең бір бөлігін алып,  $T$  бұраушы моментін түсірген болсақ, онда  $AB$  түзу сызығы бұрынғы қалпынан  $\gamma$  бұрышына ығысып,  $AB'$  жағдайына келеді. Осыған сәйкес  $\rho$  радиусы да  $d\varphi$  бұрышына бұрылады, осыдан пайда болған бұралу деформация шамасын төмендегіше анықтауға болады

$$\frac{BB'}{dx} = \operatorname{tg} \gamma \approx \gamma; \quad (13.1)$$

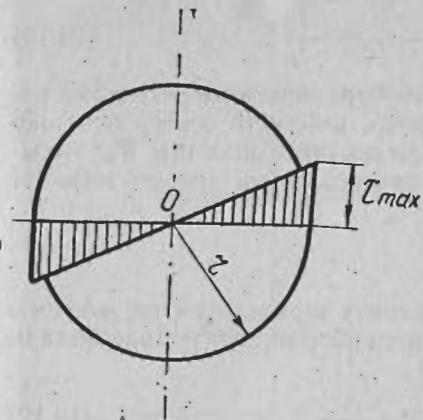
$$\frac{BB'}{\rho} = \operatorname{tg} d\varphi \approx d\varphi. \quad (13.2)$$

Бұдан

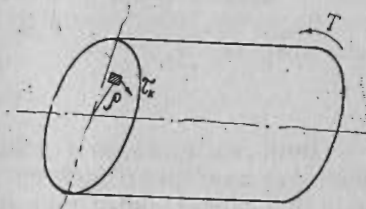
$$BB' = \gamma dx, \quad BB' = \rho d\varphi. \quad (13.3)$$

### 13.2. БІЛІКТЕРДІҢ БҰРАЛУЫНДА ПАЙДА БОЛАТЫН КЕРНЕУ МЕН ДЕФОРМАЦИЯ

Жоғарыда айтылғандай бұраушы момент қима ауданында жатады, олай болса қимада жанама кернеу пайда болады. Осы жанама кернеу мен пайда болатын деформация мөлшерін анықтауда төменгі болжамдарға сүйенуіміз керек.



13.5-сурет. Кернеу шамасының өзгеруі.



13.6-сурет. Бұралу кернеуі.

Осыған орай

$$\gamma = \rho \frac{d\varphi}{dx}. \quad (13.4)$$

Гук заңына сәйкес кернеу шамасы

$$\tau = \gamma G = \rho G \frac{d\varphi}{dx}. \quad (13.5)$$

Осы формула арқылы дөңгелек қиманың кез келген нүктесі үшін жанама кернеу шамасын анықтауға болады және кернеу шамасы нүкте центрден алыстаған сайын өсе түседі, өсу түзу сызық заңымен өзгереді (13.5-сурет).

Егер біліктің кесіп алынған бөлігін өз алдына қарастыратын болсақ (13.6-сурет), онда I—I қимада бұраушы моментке қарсы бағытталған сырттан әсер ететін реактивтік момент пайда болады (статикалық тепе-теңдік заңы). Осыған сәйкес төмендегіше жазуға болады

$$\sum T_{\tau} = T, \quad (13.6)$$

$$\sum T_{\tau} = \int_A \rho \tau dA, \quad (13.7)$$

$$T = \int_A \rho \tau dA = \int_A G \rho^2 \frac{d\varphi}{dx} dA = G \frac{d\varphi}{dx} \int_A \rho^2 dA.$$

Интеграл астындағы өрнек қима ауданының полярлық инерция моменті, сондықтан

$$T = GI_p \frac{d\varphi}{dx} \quad (13.8)$$

немесе

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{T}{GI_p}. \quad (13.9)$$

Енді кернеу шамасын анықтайық

$$\tau = \rho G \frac{d\varphi}{dx} = \rho G \frac{T}{GI_p} = \frac{T_p}{I_p}. \quad (13.10)$$

Кернеу шамасын анықтау үшін бұраушы моментті және қима ауданының инерцияның полярлық моментін осьтер центріне дейінгі қашықтыққа  $\rho$ -ға бөліп, осы алынған шаманы  $W_p$  арқылы белгілеп, оны қима ауданының полярлық кедергі моменті деп атайды

$$\tau = \frac{T}{W_p}. \quad (13.11)$$

Дөңгелек қимадағы жанама кернеу шамасының ең жоғарғы мәні сол дөңгелекті шектеп тұрған шеңберлер нүктесінде болады да (13.5-сурет), оның шамасы

$$\tau_{\max} = \frac{T}{I_p} R = \frac{T}{W_p}. \quad (13.12)$$

Дөңгелек қима аудандар үшін  $W = \frac{I_p}{\rho} = \frac{\pi D^3}{16}$  болады да  $\text{м}^3$ ,  $\text{мм}^3$  өлшемдерімен өрнектеледі.

Ал енді бұралу деформациясының шамасын (13.9) өрнегінен табуға болады

$$d\varphi = \frac{T dx}{GI_p}. \quad (13.13)$$

Іс жүзінде есептеуде бұралу бұрышының шамасы біліктің белгілі бір ұзындығына ( $l$ -ге) байланысты анықталады, сондықтан

$$\varphi_{\max} = \frac{Tl}{GI_p}. \quad (13.14)$$

Біліктердің бұралу бұрышы мүмкіндік (белгілі) шамадан аспауы қажет. Олардың жұмыс істеу жағдайларына байланысты 1 м ұзындығына төмендегіше мүмкіндік бұралу бұрышы белгіленген.

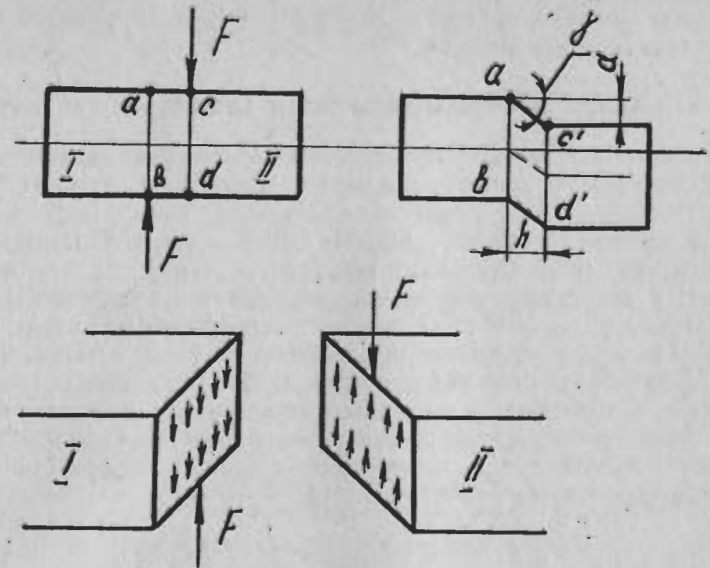
Егер шамасы өзгермейтін бұраушы моменттері әсер ететін болса, онда  $[\varphi] \leq 0,3^\circ$ , ал егер оның шамасы өзгертін болса, онда  $[\varphi] \leq 0,25^\circ$  және күшті динамикалық бұраушы моменттері немесе соққы түрде өзгертін моменттер әсер ететін болса, онда  $[\varphi] \leq 0,15^\circ$  болады.

## 14-тарау ЫҒЫСУ

### 14.1. ТАЗА ЫҒЫСУ, ҚИYЛУ НЕМЕСЕ КЕСІЛУ

Жұқа немесе жұмыр металлдарды қайшымен кескенде таза ығысу немесе кесілу болады (14.1-сурет).

Күш түскен сырықтың қимасынан қиып алынған мөлшері кіші параллелепипедтің (12.4-сурет) қабырғаларына тек қана



14.1-сурет. Таза ығысу немесе кесілу.

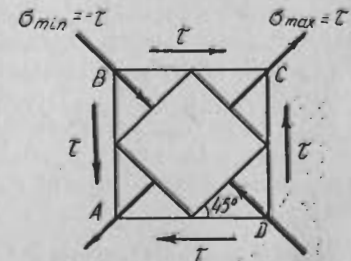
жанама кернеу әсер ететін болса, онда сырық таза ығысу күйінде болады. Егер параллелепипедті  $\alpha$  бұрышымен  $O$  нүктесі арқылы  $n-n$  қимасымен қисак, онда пайда болатын қалыпты және жанама кернеулердің шамасын төмендегіше анықтауға болады:

$$\begin{aligned} \tau_\alpha &= \sigma_1 \sin 2\alpha, \\ \sigma_\alpha &= \sigma_1 \cos 2\alpha. \end{aligned} \quad (14.1)$$

Егер  $\alpha = 45^\circ$  болса,  $\sigma_{\max} = \tau$ , ал  $\alpha = -45^\circ$  болса,  $\sigma_{\min} = -\tau$ , демек, қалыпты кернеудің ең жоғарғы және төменгі мәндері жанама кернеудің мәніне тең (14.2-сурет):

$$\sigma_{\min}^{\max} = \pm \tau. \quad (14.2)$$

Бас кернеулердің біреуі созу, екіншісі қысу кернеуі болып табылады және олар нөлге тең емес, олай болса таза ығысуда болатын кернеуді біріншіден, бүйір жақтарына жанама кернеу түрінде көрсетуге болады (14.2-сурет), онда тек жанама кернеу ( $\tau_{\max}$  және  $\tau_{\min}$ ) әсер етеді. Екіншіден, бүйір жақтары бас аудандармен сәйкес жатқан қалыпты кернеу әсер ететін  $\sigma_{\max} = \tau_{\max}$  және  $\sigma_{\min} = \tau_{\min} = -\tau_{\max}$  элементар параллелепипед түрінде, үшіншіден, бүйір беттері қалай болса солай орналасқан, бағыттары қарама-қарсы



14.2-сурет. Таза ығысудағы кернеу.

калыпты және жанама кернеулер әсер ететін параллелепипед түрінде көрсетуге болады.

#### 14.2. ЫҒЫСУ ДЕФОРМАЦИЯСЫ ЖӘНЕ ЫҒЫСУДАҒЫ ГУК ЗАҢЫ

Таза ығысу жағдайында тұрған (14.1-сурет) элементар параллелепипедтің қабырғаларының ұзындығы өзгермейді, тек оның бүйір қабырғалары ғана ығысады. Таза ығысу деформациясы кезінде параллелепипедтің әрбір жиегі  $\epsilon' a'$  шамаға орын ауыстырады және бұл шама абсолюттік ығысу деп аталады. Абсолюттік ығысудың қарама-қарсы қырлар аралығындағы қашықтыққа қатынасы салыстырмалы ығысу деп аталады. Салыстырмалы ығысу шамасының аздығына байланысты оның шамасын ығысу бұрышына тең деп санауға болады. Абсолюттік ығысу ұзындық өлшемімен, ал салыстырмалы ығысу радианмен өлшенеді. Тәжірибе көрсеткендей ығысу бұрышының шамасы жанама кернеу шамасына тура пропорционал болады, демек Гук заңына байланысты. Ол былай өрнектеледі

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \text{ немесе } \tau = \gamma G, \quad \frac{a}{h} = \operatorname{tg} \gamma \approx \gamma, \quad (14.3)$$

мұндағы пропорционал коэффициенті  $G$  — ығысу модулі. Ығысу модулі ығысу материалының беріктігін сипаттайды және оның шамасы материалға байланысты тұрақты болады. Ығысу модулі материалдың бойлық серпімділігіне ұқсас шама және де МПа, Н/мм<sup>2</sup>, Н/м<sup>2</sup> өлшемдерімен өлшенеді, сондықтан ығысу модулін серпімділік модулінің екінші түрі деп те атайды. Серпімділік модулі мен ығысу модулінің арасындағы байланысты төмендегіше өрнектеуге болады

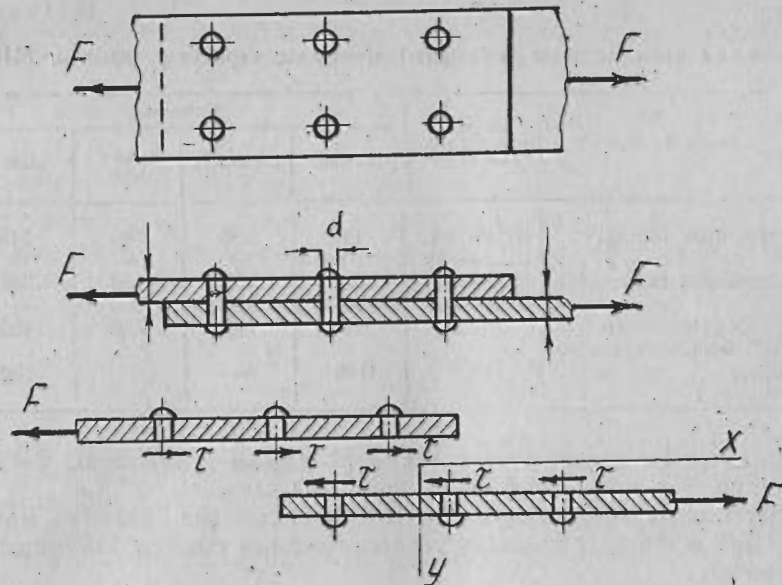
$$G = 0,4E.$$

#### 14.3. ЫҒЫСУДЫ ІС ЖҮЗІНДЕ ЕСЕПТЕУ

Ығысудан көбінесе заклепкамен пісіріп қосылған жапсарлар қиылып (кесіліп) немесе жаншылып істен шығады. Сондықтан олар іс жүзінде ығысуға есептелініп жасалады. Заклепкалар мен пісіріп қосу түрлері және олардың есептеу жолдары машина бөлшектері курсына толық жазылған. Дегенмен, кейбір есептеу жолдарымен таныса кетейік.

**1. Заклепкалы қосылыстарды есептеу.** Заклепкалы қосылысқа күш әсер еткенде (14.3-сурет) ол кесіле бастайды, сондықтан олар қиылу, кесілу кернеулеріне есептелуі қажет. Заклепкалы қосылыстарды есептеу кезінде әсер етуші күш жіктегі барлық заклепкаға бірдей таралған деп аламыз. Пайда болатын кесілу (қиылу) кернеуі төмендегі формула бойынша анықталады

$$\tau_k = \frac{F}{A} = \frac{F}{n \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]_k.$$



14.3-сурет. Заклепкалы қосылыстарды есептеу.

Осы формуладан қажетті заклепкалар саны:

$$n = \frac{4F}{\pi d^2 [\tau]_k}. \quad (14.5)$$

Заклепкалар қиылумен бірге олардың бүйір беттерінде жаншылу кернеуі пайда болады. Жаншылу кезіндегі кернеу:

$$\sigma_{\text{жал}} = \frac{F}{A_{\text{жан}}}; \quad \sigma_{\text{жан}} = \frac{F}{dS_n} \leq [\sigma]_{\text{жан}}; \quad n = \frac{F}{aS[\sigma]_{\text{жан}}}, \quad (14.6)$$

мұндағы  $F$  — заклепкалы қосылысқа әсер ететін күш;  $d$  — заклепка диаметрі;  $S$  — қосылған дене қалыңдығы;  $n$  — заклепка саны;  $[\tau]$  — заклепканың кесілу кезіндегі шартты мүмкіндік кернеуі.

Екі жерден қиылатын заклепкалы қосылыстардағы қажетті заклепкалар санын мына теңдеуден анықтауға болады:

$$F = 2n \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_k; \quad n = \frac{2F}{\pi d^2 [\tau]_k}. \quad (14.7)$$

Іс жүзінде есептеу жоғарыдағы көрсетілген қиылу және жаншылу шарттарынан (14.5 және 14.6, 14.7) заклепкалар саны анықталады және оның жоғарғы мәні қабылданады. Көп қатарлы заклепкалар не шахмат тәрізді, не параллель қатарлар ретінде орналасады.

Берік заклепкаларды орналастырғанда олардың аралық қадамын  $3d$ -дан көбірек алған жөн;  $t$  — заклепка қадамы;  $d$  — заклепка диаметрі.

Заклепкалы қосылыстарды есептеудегі мүмкіндік кернеулер шамасы, МПа

Бұзылу түрлері	Заклепка қондырылатын тесік	Материал			
		Ст0, Ст2	Алюминий	Қызыл мыс	Ст3
Заклепканың кесілуі	Бұрғылау	140	150	300	140
	Штамптау	100	—	—	—
Заклепканың жаншылуы	Бұрғылау	280	250	400	320
	Штамптау	240	—	—	—
Қалпақша жұлынуы Негізгі бөлшектердің созылуы		400	120	200	400
		140	—	—	160

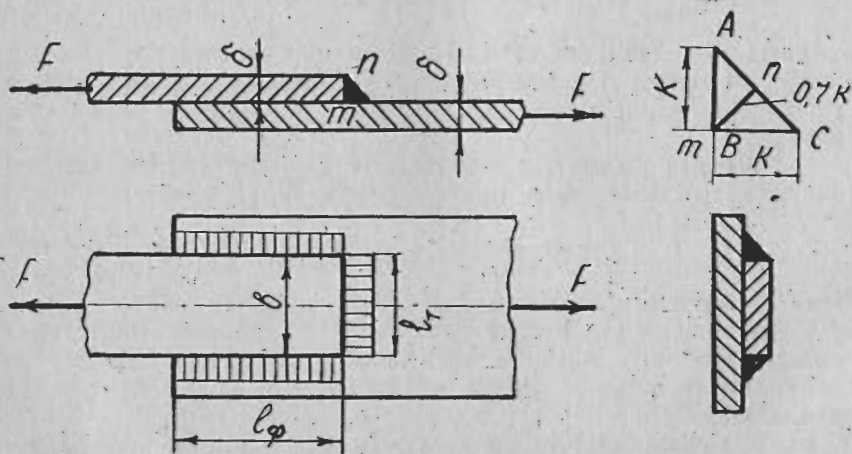
Заклепкалардың орташа диаметрі шамамен алынады:  $d=2S$ , мұндағы  $S$  — қосылыс бөлшектерінің қалыңдығы.

Мүмкіндік кернеулер шамасы 14.1-кестесінен заклепка материалына және оны қондыру технологиясына тікелей байланысты алынады.

Егер қосылысқа айнымалы күштер әсер ететін болса, қосылған бөлшектердің мүмкіндік кернеуі  $\gamma$  коэффициентіне көбейту арқылы азайтылады. Орташа көміртекті болаттар үшін:

$$\gamma = \frac{1}{1,2-0,8 \frac{F_{\min}}{F_{\max}}} \quad (14.8)$$

мұндағы  $F_{\max}$  — айнымалы күштің ең жоғарғы мәні;  $F_{\min}$  — айнымалы күштің ең төменгі мәні.



14.4-сурет. Пісірілген қосылыстарды есептеу.

Заклепкалы қосылыстар созылуға жұмыс істейтін жағдайда, оның есептеу аумағы төмендегіше табылады:

$$A_{\text{брутто}} = \frac{A_{\text{нетто}}}{\varphi} = \frac{F}{[\sigma]_{\text{с}\varphi}} \quad (14.9)$$

мұндағы  $\varphi = \frac{l-d}{l}$  — жапсар беріктігінің коэффициенті.

Жобалау кезінде  $\varphi = 0,6 \dots 0,85$  шамасында алынады.

Қиылуға сондай-ақ айқастырып пісіру арқылы қосылған қосылыстар есептелінеді. Іс жүзінде қиылу кернеуі жапсар ұзындығына бірдей бөлінеді және төмендегіше есептелінеді (14.4-сурет).

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7k(l_T + l_\phi)} \leq [\tau] \quad (14.10)$$

$F$  — әсер етуші күш;  $l_\phi$  — флангілі жапсардың ұзындығы;  $l_T$  — тік жапсардың ұзындығы;  $k$  — үшбұрыштың катеті (пісіру жапсарының қимасы үшбұрышты болып келеді).

Пісірілген қосылыстардағы мүмкіндік кернеудің шамасы жапсардың сапасына байланысты алынады (14.2-кесте).

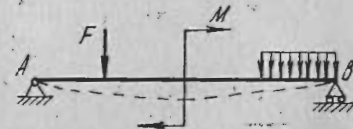
Пісірілген қосылыстардың мүмкіндік кернеуі, МПа

Кернеулер түрі	Өрнегі	Қолмен пісіру		
		Жай сапалы жұқа электродтар	Сапалы қалың электродтар	Автоматпен пісіру
Созылу	$\sigma_0$	100	130	130
Қысылу	$\sigma_k$	110	145	145
Қиылу	$\tau$	80	110	110

## 15-тарау ИЛҮ

Машина жасау өнеркәсібінде, құрылыста ұзындық өлшемі кима аудан өлшемдерінен әлдеқайда жоғары бөлшектер жиі кездеседі, оларды бұрынғы тарауларда сырық (кеспе, бөрене) деп атадық. Ал егер олар белгілі бір тірекке орналасып, көлденең түскен күштерді, жүктерді ұстап тұрса, олар арқалық болады (15.1-сурет). Әрине, бұл арқалық түскен күштердің әсерінен иіледі, майысады.

Көлденең түскен күш арқалыққа шоғырланған немесе бірқалып-



15.1-сурет. Арқалықтың иілуі.

ты таралған күйінде немесе бір нүктеге түскен күш моменті ретінде түседі.

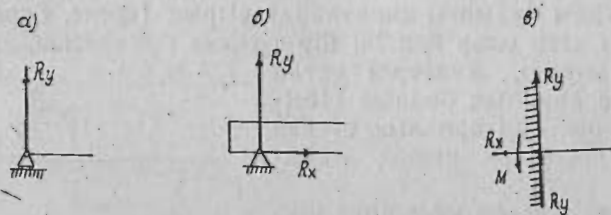
Ал енді осындай немесе күш моменттері түскен арқалықтың қима ауданын есептеу, иілуге жұмыс істейтін конструкцияларды қалай құру мәселелеріне көшейік. Ол үшін алдымен тіректердің түрін және оларда пайда болатын реакциялық (сыртқы күшке қарама-қарсы әсер ететін) күштерді анықтау жолдарын қарастырайық.

#### 15.1. ТІРЕКТЕРДІҢ ТҮРЛЕРІ ЖӘНЕ ОЛАРҒА ТҮСЕТІН РЕАКЦИЯ КҮШТЕРІН АНЫҚТАУ

Арқалық ретінде машина жасау өнеркәсібінде білікті, осьті, ұзынша келген жүк көтергіш винттерді (мысалы, домкраттағы, винтті престегі ж. т. б.), қабырғаға бекітілген дінгектерді, кронштейндерді алсақ, ал құрылыс өнеркәсібінде еденге төсейтін тақтайдан немесе оны ұстап тұратын бөренеден бастап, этаж аралығын бөлетін темір-бетон алынады.

Осыған орай арқалық деп, иілуге жұмыс істейтін ұзын денелерді айтуымызға болады. Міне, осы арқалықтардың барлығы тіректерге орналасады немесе сүйенеді. Арқалық тіректерге қозғалмайтын, қозғалмалы түрде орналасады. Іс жүзінде кездесетін тіректер шартты түрде топсалы жылжымайтын (15.2, б-сурет), топсалы жылжымалы (15.2, а-сурет) және ұшы біртұтас бекітілген (15.2, в-сурет) деп бөлінеді.

Осы тіректірдің қозғалу мүмкіншілігіне байланысты әр түрлі реакция күші пайда болады. Егер арқалықтың бір ұшы бекітілген болса, онда ол оған түсетін күштің бағыты қандай болса да қозғалмайды. Түскен күштердің немесе күш моментінің бағыты мен түріне байланысты онда екі реакция күш моменті пайда болады (15.2, в-сурет). Ал топсалы жылжымайтын тірек арқалықты бір орнында ұстайды, жылжытпайды, бірақ ол тірекке топса арқылы орналасқан, сондықтан аралықтың өз осінің бойымен айналуына мүмкіншілігі болады. Осыған орай айналу моменті әсер еткен жағдайда, реакциялық күш моменті (сыртқы күш моментіне қарама-қарсы күш моменті) пайда болмайды. Бұл тіректе екі реакция күш моменті ғана пайда болады (15.2, б-сурет). Сонымен қатар, топсалы жылжымалы тіректерде тек бір ғана реакция күші пайда болады, себебі олар өз осьтерінің бойы-



15.2-сурет. Тіректердің түрлері.

мен айналуымен бірге  $OX$  осі бойында қозғалу мүмкіншілігі болады.

Барлық жағдайда осы тіректерде пайда болатын реакция күштері мен моменттерді анықтау үшін статикалық тепе-теңдік күйін сипаттайтын теңдеулерді пайдаланамыз.

$$\Sigma M = 0, \quad \Sigma X = 0, \quad \Sigma Y = 0. \quad (15.1)$$

Егер осы статикалық теңдеудің жәрдемімен анықталатын болса, онда ол статикалық анықталатын арқалық, ал егер белгісіз реакциялар саны теңдеу санынан көп болса, онда статикалық анықталмайтын арқалық деп аталады.

Реакция күштерін анықтауға мысалдар келтірейік.

1-мысал. 15.3-суретте көрсетілген арқалықтың тіректерінде пайда болатын реакция күштерін анықтайық. Арқалықтың бір ұшы топсалы жылжымайтын, екіншісі топсалы жылжымалы тірекке бекітілген.

А және В тіректерінде пайда болатын реакция күштерін  $R_A$ ,  $R_B$  деп белгілеп жоғарыда көрсетілген статика заңы бойынша теңдеу құрамыз. Енді А тірегіне байланысты әсер ететін күштер моменттерінің қосындысы мынаған тең болады

$$qa \frac{a}{2} + 2Fa - 3aR_B = 0.$$

Бұл жерде күш моментінің бағыты бұралу бағытымен сәйкес келетін болса, онда оң таңбалы, ал керісінше бағытталса теріс таңбалы болады. Сондай-ақ бірқалыпты әсер ететін күштің шамасын анықтап да, оны шоғырланған күшпен ауыстыруға болады. Осыған орай, В тірегінде пайда болатын реакция күшінің шамасы:

$$R_B = \frac{q \frac{a^2}{2} + 2Fa}{3a} = \frac{0,5qa^2 + 2Fa}{3a} = \frac{0,5qa + 2F}{3}.$$

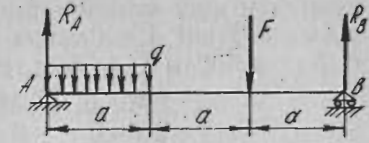
А тірегінде пайда болатын реакция күшін де дәл осы әдіспен анықтаймыз, тек қана енді күш моменттерін В тірегіне қатысты қарастырамыз.

$$\Sigma M_B = 0,$$

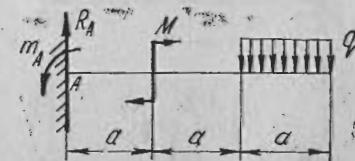
$$R_A \cdot 3a - qa \cdot 2,5a - Fa = 0,$$

$$R_A = \frac{2,5qa^2 + Fa}{3a}.$$

2-мысал. Бір ұшы біртұтас бекітілген арқалыққа 15.4-суретте көрсетілгендей күш моменттері әсер еткен кезде пайда болатын реакция



15.3-сурет. Реакциялық күштерді анықтау.



15.4-сурет. Реакциялық күш және күш моменттері.

күші мен күш моменттерін анықтайық. Ол үшін арқалық бекітілген нүктені  $A$ , ал пайда болатын реакция моментін  $m_A$ , күшті  $R_A$  арқылы белгілеп, төмендегіше тендеу құрайық

$$\begin{aligned} \Sigma M=0, & \quad M+qa \cdot 2,5a-m_A=0; \\ \Sigma X=0, & \quad R_A-qa=0. \end{aligned}$$

Екінші тендеуді құру үшін  $OY$  осінің бойымен бағытталған күштерді оң таңбамен, ал қарсы бағытталған күштерді теріс таңбамен аламыз (координата осьтерінің басы  $A$  нүктесі). Осыдан

$$m_A=M+2,5qa^2, \quad R_A=qa.$$

### 15.2. ИЛУ КЕЗІНДЕ ҚИМА АУДАНЫНДА ПАЙДА БОЛАТЫН ІШКІ КҮШТЕР

Егер арқалыққа көлденең күштер әсер етіп, ол илуде жұмыс істейтін болса, оның қима ауданында сол сыртқы күшке қарсы әсер ететін ішкі күштер пайда болатыны сөзсіз. Ал енді осы күштердің шамасын анықтайық, ол үшін көлденең күш әсер ететін арқалықты қарастырайық (15.5-сурет). Алдымен жоғарыдағы әдістермен арқалық тіректеріндегі реакция күштерін анықтап аламыз. Одан соң  $A$  тірегінен  $x$  қашықтықта қима жүргіземіз, бұл қима  $R_A$  реакция күшінен бөлек кем дегенде тағы бір күшті қамтуы керек, былайша айтқанда  $A$  нүктесінен оңға қарай арқалық бойымен жылжып отырып,  $F_1$  күші түсетін нүктеден асырып барып жүргізуіміз қажет. Енді екіге бөлінген арқалықтың бір бөлігін қалдырып екінші бөлігін бөліп аламыз. Олай ету үшін, статика заңы бойынша алынып тасталған екінші бөлікті күш моментімен алмастырамыз (15.5-сурет). Бұл жағдайда арқалықтың сол жақ бөлігі үшін, оның тепе-теңдік жағдайда болу шарты бойынша төменгі теңдікті жазамыз

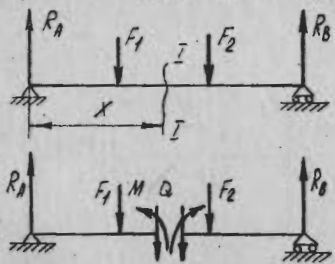
$$\Sigma Y=0, \quad R_A - F_1 - Q=0, \quad Q=R_A - F_1.$$

Бұл күшті көлденең күш деп атаймыз. Ал енді екінші тендеуді  $x$  қашықтықта алынған  $I-I$  қима өтетін нүктеге байланысты жазамыз

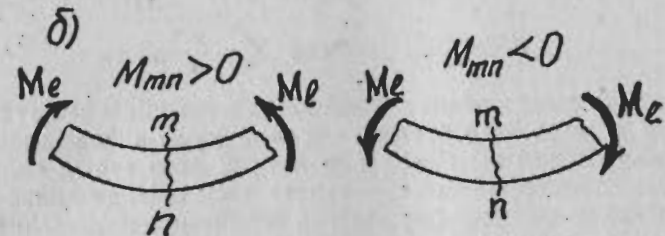
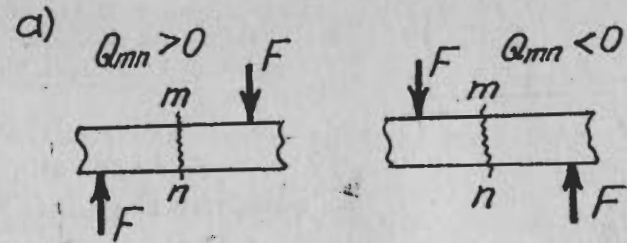
$$\Sigma M_x=0, \quad -F_1(x-a) + R_A x - M_x=0,$$

$$M_x = R_A x - F_1(x-a).$$

Егер арқалықтың оң бөлігін алып, осы әдіспен тендеу құрып, көлденең күш пен күш моменті  $M_x$ -ті анықтасақ, одан да осындай өрнек аламыз. Енді осы қима ауданында пайда болатын сыртқы күшке қарама-қарсы бағытталған көлденең күш ( $Q$ ) пен күш моментінің ( $M$ ) таңбаларына келейік. Егер



15.5-сурет. Ішкі күштер.



15.6-сурет. Моменттер таңбасын анықтау.

ішкі күш арқалықтың сол жақтағы бөлігін төмен, оң жақтағы бөлігін жоғары ығыстыруға тырысса (15.6-сурет) немесе сыртқы күштердің қорытқы күші төменнен жоғары бағытталған болса, онда оның таңбасы оң, ал керісінше теріс болады.

Күш моменттері арқалық доғасын төмен қарай иетін болса, басқаша айтқанда, сол жақтағы қиманы сағат тілінің бағытымен, оң жақ қиманы оған қарсы бұрап әсер ететін болса, онда оның таңбасы оң, ал кері жағдайда таңбасы теріс болады. 15.6, б-суретте екінші арқалық доғасы жоғары қарай иілген.

### 15.3. ИЮШІ МОМЕНТ, КӨЛДЕНЕҢ КҮШ ЖӘНЕ БІРҚАЛЫПТЫ ТАРАЛҒАН КҮШ ҚАТЫНАСТАРЫ

Илуді есептеуде әсер ететін сыртқы күштер мен көлденең күштің қатынасын білген жөн. Ол үшін 15.7-суретте көрсетілген арқалықты қарастырайық.

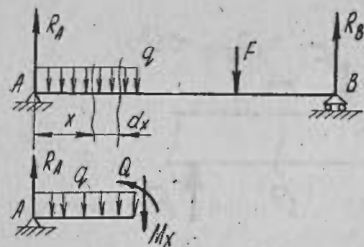
Белгілі әдіспен  $A$  тірегінен  $x$  қашықтықта қима жүргізіп, арқалықтың сол жақ бөлігінің тепе-теңдік жағдайынан:

$$\begin{aligned} \Sigma Y=0; & \quad R_A - F_1 - Q=0; \\ & \quad Q=R_A - F_1. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_x=0, & \quad R_A x - F_1(x-a) - M_x=0, \\ & \quad M_x=R_A x - F_1(x-a). \end{aligned}$$



15.7-сурет. Момент пен көлденең күш қатынасы.



15.8-сурет. Момент пен көлденең күш қатынасы.

Енді  $x$  қашықтықта жүргізілген қиманың оң жағынан өте аз  $dx$  қашықтықта екінші бір қима жүргізсек, онда

$$M_{x+dx} = R_A(x+dx) - F_1(x+dx-a).$$

Ал моменттер айырымы

$$dM = M_{x+dx} - M_x = R_A dx - F_1 dx = (R_A - F_1) dx.$$

$R_A - F_1 = Q$  болғандықтан

$$dM = Q dx \quad \text{немесе} \quad Q = \frac{dM}{dx}.$$

Қима ауданында абсцисса бойынша алынған моменттің туындысы сол қимада әсер ететін көлденең күштің шамасына тең. Арқалыққа бірқалыпты жүк пен  $F$  күші әсер ететін екінші бір жағдайды қарастырайық (15.8-сурет). Осы әдіспен  $x$  және  $x+dx$  қашықтықтағы көлденең күштердің шамасын төмендегіше жазуға болады

$$\sum Y = R_A - Q_x - qx = 0,$$

$$Q_x = R_A - qx \quad \text{және} \quad Q_x + dQ = R_A - q(x+dx),$$

осыдан көлденең күштің өсімшесі

$$dQ = q dx \quad \text{немесе} \quad q = \frac{dQ}{dx}.$$

Қима ауданының абсцисса бойынша алынған көлденең күштің туындысы сол қимаға әсер ететін бірқалыпты таралған күштің шамасына тең. Бірқалыпты таралған күштің шамасы Н/м немесе Н/мм өлшенеді.

Енді осы ерекше көлденең күштің жоғарыдағы мәнін қойсақ:

$$q = \frac{dQ}{dx} = \frac{d^2 M}{dx^2}.$$

Абсцисса бойынша алынған ию моментінің екінші туындысы қимаға әсер ететін бірқалыпты таралған күштің шамасына тең. Бұл заңдылық Журавскийдің теоремасы деп аталады.

#### 15.4. КӨЛДЕНЕҢ КҮШ ПЕН ИЮ МОМЕНТТЕРІНІҢ ЭПЮРІН ҚҰРУ

Илудегі эпюр деп, ию моменттері мен көлденең күштерінің арқалықтың ұзындық бойымен қалай өзгертетінін көрсететін белгілі масштабпен салынған графикті айтады. Есептеу жүргізу кезінде осы эпюрдің маңызы зор, одан конструкцияға әсер ететін июші момент пен көлденең күштің ең жоғарғы мәндерін анықтаймыз және де ол сол конструкцияның кез келген нүктесіне түс-

кен июші момент пен көлденең күштің шамасын анықтауға мүмкіншілік береді.

Ал енді осы эпюрді құру үшін кейбір шартты жағдайларды белгілеп алуымыз керек.

Көлденең күш пен ию моменттерін біріншіден, арқалықтың сыртқы күш түсетін нүктелерінде анықтаған жөн, сондықтан арқалықты күш түсетін арқалықтарына байланысты белгілі бөліктерге бөлу қажет. Екіншіден, көлденең күш пен ию моментінің таңбасы он болса, ордината бойынша жоғары, ал таңбасы теріс болса, төмен орналастырамыз.

Үшіншіден, эпюрдің дұрыс құрылғанын тексеру үшін төменгі жағдайларды білген жөн.

$Q = \frac{dM}{dx}$  өрнегінің геометриялық ұғымына байланысты былайша жазуға болады:  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{dM}{dx}$ . Осыған орай, егер  $\operatorname{tg} \alpha = 0$  немесе көлденең күш нөлге тең болса, июші моменті не максимал не минимал шамасына ие болады, яғни осы болмайды.

Ал  $q = \frac{dQ}{dx}$  өрнегі бойынша, егер  $q = 0$  болса, онда  $Q$  максимал не минимал шамасына ие болады.

Эпюр құруды іс жүзінде үйрену тиімді, сондықтан әр түрлі күш әсер ететін төмендегідей арқалықты қарастырамыз. Эпюр құру ретін жақсы біліп алған жөн:

1. Тіректердегі реакция күші мен моменттерді анықтау.

2. Арқалыққа әсер ететін күштер санына байланысты бөліктерге бөліп, оның бір тірегінен немесе ұшынан бөліктердің санына байланысты  $x_1, x_2, \dots, x_n$  қашықтықта қима жүргізу қажет.

Қиманы кез келген шеткі тіректен бастап жүргізе беруге болады, тірек пен қиманың арасында неғұрлым аз күш немесе күш моменттері әсер ететін болса, соғұрлым теңдеу оңай құрылады.

3. Жүргізілген қима бойынша арқалықтың бір жағын бөліп алып тастап, статиканың тепе-теңдік заңына байланысты теңдеу құрамыз да оны шешеміз.

4. Осы әдіспен арқалықтың қауіпті нүктелерінде әсер ететін көлденең күш пен күш моменттерін анықтап, белгілі масштабпен ординатаға белгілеп, оларды бір-бірімен қосып, эпюр құрамыз.

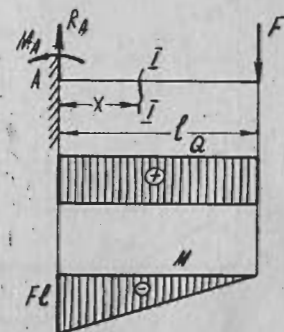
1-мысал. Бір ұшы біртұтас бекітілген арқалықты (15.9-сурет) қарастырамыз.

1. Реакция күші мен күш моментін анықтаймыз.

$$\sum Y = 0, \quad R_A - F = 0, \quad R_A = F;$$

$$\sum M_A = 0; \quad -M_A + Fl = 0, \quad M_A = Fl.$$

2. Қима жүргіземіз. Арқалыққа бірғана сыртқы күш әсер етуіне байланыс-



15.9-сурет. Бір ұшы біртұтас бекітілген арқалық.

ты, күштер аралығы біреу, сондықтан бір ғана (I—I) қима жүргіземіз (15.9-сурет).

3. Теңдеу құрамыз. Ол үшін арқалықтың оң не сол жақ бөліктерін қарастыруға болады. Сол жақ бөлігі үшін:

$$\begin{aligned} \Sigma X &= 0, \quad R_A - Q = 0, \quad Q = R_A; \\ \Sigma M_{I-I} &= 0, \quad -M_A + R_A x + M_x = 0; \\ M_x &= M_A - R_A x, \end{aligned}$$

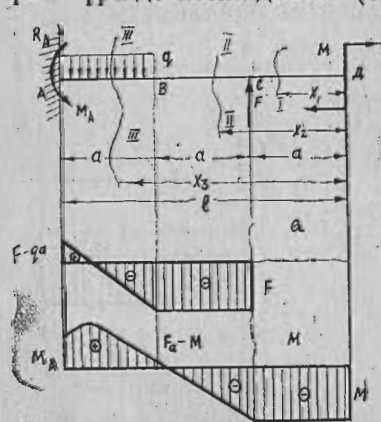
оң жақ бөлігі үшін:

$$\begin{aligned} \Sigma X &= 0, \quad Q - F = 0, \quad Q = F; \\ \Sigma M_{I-I} &= 0, \quad M_x - Fx = 0, \quad M_x = Fx. \end{aligned}$$

Теңдеулердің шешімдері бірдей екені көрініп тұр, сондықтан теңдеу құруда тек арқалықтың бір жақ бөлігін қарастырсақ жеткілікті.

Осы теңдеулерді салыстырсақ, арқалықтың оң жақ бөлігінде жазылған теңдеу оңай шешіледі, себебі реакция күші мен күш моментін анықтаудың қажеті жоқ. Олай болса, осы мысал үшін арқалықтың оң жақ бөлігін қарастырған тиімді.

4. Эпюр құрамыз. Арқалықтың күш түсетін нүктелеріндегі көлденең күш пен күш моменттерінің шамасын анықтап белгілі масштабпен графигін сызамыз. Жоғарыда арқалықтың оң жақ бөлігін қарастырғанымыз тиімді екенін көрсетсек, енді I—I қимасын  $F$  күші түсетін нүктеден бастап оннан солға қарай реакция күші әсер ететін нүктеге дейін жылжытып көлденең күшінің қалай өзгеретінін байқауымыз керек, ал ол күш біздің мысалымызда өзгермейді:  $Q = F$ . Көлденең күш арқалықтың оң жақ бөлігін жоғары, ал сол жақ бөлігін төмен қарай жылжытуға тырысады, немесе оң жақ бөлігіндегі сыртқы күш төмен бағытталған да, оның таңбасы оң болады. Енді белгілі масштабпен график түрінде кескіндейміз (15.9-сурет).



15.10-сурет. Бірнеше күш әсер еткен арқалық.

Қиманың жылжуына байланысты күш моментінің ( $M_x = Fx$ ) шамасы өзгеріп отырады және бұл теңдеу графикте түзу сызықпен сипатталады. Осыған орай:

$$\begin{aligned} x &= 0; \quad M_x = 0; \\ x &= l; \quad M_x = Fl. \end{aligned}$$

Сыртқы күштің әсерінен арқалықтың төмен қарай иілетіні бірден-ақ байқалып тұр, яғни күш моментінің таңбасы теріс болады.

2-мысал. Енді осы арқалыққа бірнеше күш, күш моменттері әсер ететін жағдайды қарастырайық (15.10-сурет).

Арқалыққа бірқалыпты таралған  $q$  күші, шоғырланған  $F$  күші және күш моменті  $M$  бір-бірінен бірдей ара қашықтықта әсер етеді. Реакция күштері мен күш моментін анықтап,  $Q$  және  $M$  эпюрін құрайық.

1. Реакция күштері мен күш моментін анықтайық:

$$\Sigma X = 0, \quad R_A - qa + F = 0, \quad R_A = qa - F.$$

$$\Sigma M_A = 0, \quad -M_A + qa \frac{a}{2} - 2aF + M = 0, \quad M_A = M + 0,5qa^2 - 2Fa.$$

Бірқалыпты таралған жүктен пайда болатын моментті анықтау үшін, оны бірдей әсер ететін шоғырланған күшпен ауыстырамыз. Жалпы күш  $qa$ -ға тең болса, одан пайда болатын момент  $qa \frac{a}{2}$ -ға тең болады.

2. Арқалықты күш аралықтарына байланысты үш бөлік ретінде қарастырамыз және бірінші қиманы оң жақ ұшынан бастап  $x$  қашықтықта жүргіземіз.

3. Теңдеулерін жазамыз. Бірінші қима үшін:

$$\Sigma X_1 = 0, \quad Q = 0;$$

$$\Sigma M_{I-I} = 0, \quad M_{x_1} + M = 0, \quad M_{x_1} = -M.$$

Екінші қима үшін:

$$\Sigma X_2 = 0, \quad Q + F = 0, \quad Q = -F,$$

$$\Sigma M_{II-II} = 0, \quad M - F(x_2 - a) + M_{x_2} = 0, \quad M_{x_2} = -M + F(x_2 - a).$$

Үшінші қима үшін:

$$\Sigma X = 0, \quad F - q(x_3 - 2a) - Q = 0, \quad Q = F - q(x_3 - 2a),$$

$$\Sigma M_{III-III} = M - F(x_3 - a) + q(x_3 - 2a) \frac{x_3 - 2a}{2} + M_{x_3} = 0,$$

$$M_{x_3} = -M + F(x_3 - a) - 0,5q(x_3 - 2a)^2.$$

4. Эпюрін құрамыз: Бірінші бөлік үшін  $Q = 0$ ,  $M_{x_1} = -M$ . Мұнда әсер ететін сыртқы момент арқалық ұшы төмен иіледі (доғасымен жоғары), екінші аралықта  $Q = F$ ,  $M_{x_2} = -M + F(x_2 - a)$ ;

$$x_2 = a, \quad M_{x_2} = -M;$$

$$x_2 = 2a, \quad M_{x_2} = -M + Fa.$$

Ішкі көлденең күш ( $Q$ ) сыртқы ( $F$ ) күшке қарама-қарсы бағытталған, ол арқалықтың оң бөлігін төмен қарай ығыстырады, немесе сыртқы күш ( $F$ ) жоғары бағытталған, оның таңбасы теріс.  $M_{x_2}$  моментінің  $B$  нүктесіндегі шамасы  $Fa$  моментінің шамасына байланысты:  $M_{x_2} = -M + Fa$ , осыған сәйкес оның таңбасыда осы шамаға байланысты болады.

Үшінші бөлікте көлденең күші:  $Q = F - q(x_3 - 2a)$ .

$B$  нүктесі үшін:  $x_3 = 2a$ ,  $Q = F$ .

$A$  нүктесі үшін:  $x_3 = 3a$ ,  $Q = F - qa$ .

Күш моменті:  $M_{x_3} = -M + F(x_3 - a) - 0,5q(x_3 - 2a)^2$ ;



$$x_3 = 2a; \quad M_{x_3} = -M + Fa;$$

$$x_3 = 3a; \quad M_{x_3} = -M + 2Fa - 0,5qa^2.$$

Екінші теңдеуге байланысты  $M_{x_3}$  моменті арқалықтың  $A$  мен  $B$  нүктелерінің арасында қисық сызықпен сипатталады, оны бейнелеу үшін кем дегенде осы шаманың әр түрлі нүктедегі үш мәнін білу қажет. Осыған орай,  $A$  және  $B$  нүктелерінің ортасынан  $M_{x_3}$ -тің үшінші мәнін анықтау қажет:  $x = 2,5a$ ;  $M_{x_3} = -M + 1,5Fa - 0,25qa^2$ . Енді осы үш нүкте арқылы парабола қисығын саламыз (15.10-сурет).

Енді тірекке сүйенген арқалықтарды қарастырайық, олардың бір тірегі, әлбетте топсалы жылжымайтын етіп жасалынады. Екінші тірегі топсалы жылжымалы келеді және арқалық өз осінің айналасында айналу мүмкіншілігі болады. Бұл машина мен механизмдер конструкциясында көп кездесетін подшипниктерде орналасқан біліктердің жұмыс істеуіне тән қасиет.

3-мысал. Бір ұшы топсалы жылжымайтын, екінші ұшы топсалы жылжымалы арқалыққа бір ғана қорытқы күш әсер етеді. Көлденең күш пен моменттер эпюрін салу керек (15.11-сурет). Ол үшін

1. Реакция күштерін анықтайық:

$$\Sigma M_A = 0, \quad Fa - R_B l = 0; \quad R_B = \frac{Fa}{l};$$

$$\Sigma M_B = 0, \quad R_A l - Fb = 0, \quad R_A = \frac{Fb}{l}.$$

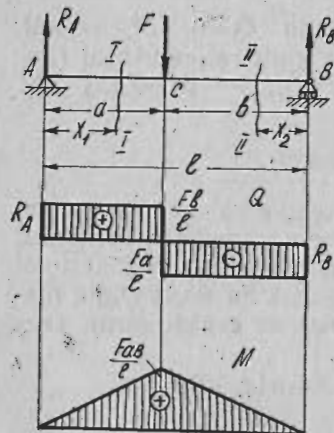
Реакция күштерінің дұрыс анықталғанын тексеру үшін  $\Sigma X = 0$  теңдеуін құрайық:  $R_A + R_B - F = 0$ ,  $F(a+b) = Fl$ ,  $\frac{Fa}{l} + \frac{Fb}{l} = F$ . Ендеше шешімі дұрыс.

2. Қима жүргізейік. Бірінші қиманы  $A$  нүктесінен  $x_1$  қашықтықта, екіншісін  $B$  нүктесінен  $x_2$  қашықтықта жүргіземіз.

3. Теңдеу құрайық. Арқалықтың сол бөлігі үшін бірінші қимаға байланысты:  $\Sigma X = 0$ ,  $R_A - Q = 0$ ,  $Q = R_A$ ;  $M_{I-I} = 0$ ,  $R_A x_1 - M_{x_1} = 0$ ,  $M_{x_1} = R_A x_1$ .

Арқалықтың оң бөлігі үшін екінші қимаға байланысты:  $\Sigma X = 0$ ,  $-Q + R_B = 0$ ,  $Q = R_B$ ,  $M_{II-II} - M_{x_2} - R_B x_2 = 0$ ,  $M_{x_2} = R_B x_2$ .

4. Эпюрін салайық. Көлденең күш бірінші қима үшін  $A$  нүктесі мен  $C$  нүктесінің арасында  $A$  тірегінің реакция күшіне тең және таңбасы оң, ал екінші қима үшін  $B$  нүктесі мен  $C$  нүктесінің арасында  $B$  тірегінің реакция күшіне тең және таңбасы теріс болады.



15.11-сурет. Арқалықты иілуде есептеу.

Бірінші қима үшін күш моменті:

$$M_{x_1} = R_A x_1, \quad x_1 = 0, \quad M_{x_1} = 0,$$

$$x_1 = a, \quad M_{x_1} = R_A a = \frac{Fab}{l}.$$

Екінші қима үшін күш моменті:

$$M_{x_2} = R_B x_2, \quad x_2 = 0, \quad M_{x_2} = 0,$$

$$x_2 = b, \quad M_{x_2} = R_B b = \frac{Fab}{l}.$$

Реакция күштерінің әсерінен арқалықтың сол жақ бөлігіндегі бірінші қимада пайда болған күш моменті сағат тілі бағытымен бағыттас та, оның оң жақ бөлігіндегі екінші қимадағы күш моменті сағат тілінің бағытына қарама-қарсы бағытталады да, таңбасы оң болады.

Есептің дұрыс шешілгенін  $C$  нүктесіндегі екі қима бойынша жасалған теңдеулердің шешімдерінің бірлігі айқындайды, ал реакция күштері мәнінің дұрыстығын төменгіше тексеруге болады:  $\Sigma X = 0$ ,  $R_A + R_B - F = 0$ , бұдан  $R_A + R_B = F$  болуы керек.

4-мысал. Ұштары тірелмеген (консольды) арқалыққа бір-қалыпты таралған  $q$  күші әсер еткен жағдайды қарастырайық (15.12-сурет).

1. Реакция күштерінің эпюрін салудың қарапайым жолмен жүргізілуімен танысайық. Арқалықтың екі ұшы тіректерден бірдей қашықтыққа шығып тұруына байланысты реакция күштері екі тірекке бірдей тарайды:  $R_A = R_B = \frac{ql}{2}$ .

2. Қима жүргізіп, теңдеу құрамыз. I—I қима үшін:

$$Q_{x_1} = -qx_1, \quad x_1 = 0, \quad Q_{x_1} = 0; \quad x_1 = a, \quad Q_{x_1} = -qa.$$

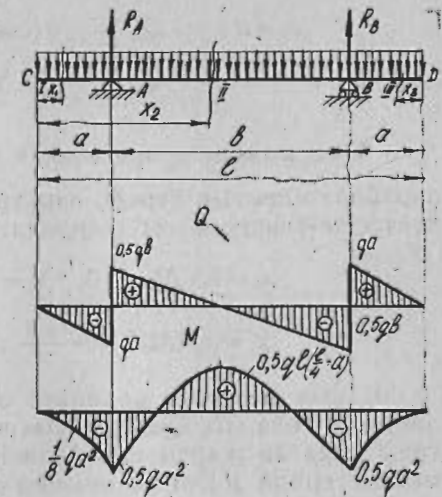
II қима үшін:

$$Q_{x_2} = -qx_2 + R_A,$$

$$x_2 = a, \quad Q_{x_2} = -qa + \frac{ql}{2} = -qa + 0,5ql = -qa + 0,5q(2a+b) = 0,5qb.$$

$$x_2 = a + \frac{b}{2}, \quad Q_{x_2} = -q\left(a + \frac{b}{2}\right) + 0,5q(2a+b),$$

$$Q_{x_2} = -qa - q\frac{b}{2} + qa + q\frac{b}{2} = 0.$$



15.12-сурет. Ұштары консольды арқалықты есептеу.

$$x_2 = a + b, \quad Q_{x_2} = -q(a+b) + 0,5q(2a+b),$$

$$Q_{x_2} = -qa - qb + qa + 0,5qb = -q \frac{b}{2}.$$

3. Күш моменттерінің эпюрін салайық.  $M_{x_1} = -\frac{qx_1^2}{2}$  тендеуі парабола қисығын береді, оны тұрғызу үшін абсцисса осінің үш нүктесіне сәйкес келетін ордината осінің мәндерін анықтаймыз.

$$x_1 = 0, \quad M_{x_1} = 0, \quad x_1 = \frac{a}{2}, \quad M_{x_1} = -\frac{qa^2}{8},$$

$$x_1 = a, \quad M_{x_1} = -\frac{qa^2}{2}.$$

$M_{x_1}$  -дің мәндерін ордината осіне белгілі масштабпен орналастырып оларды қисық сызықпен қосатын болсақ, доғасы жоғары қараған жарты парабола шығады. Міне осы әдіспен күш моменттерінің эпюрі толығымен салынады.

II—II қима үшін:

$$M_{x_2} = -\frac{qx_2^2}{2} + R_A(x_2 - a);$$

$$x_2 = a, \quad M_{x_2} = -\frac{qa^2}{2};$$

$$x_2 = a + \frac{b}{2} = \frac{l}{2}, \quad x_2 = \frac{l}{2}, \quad M_{x_2} = -\frac{ql^2}{8} + \frac{ql}{2} \left( \frac{l}{2} - a \right) = -\frac{al^2}{8} +$$

$$+ \frac{ql^2}{4} - \frac{qla}{2} = \frac{ql^2}{8} - \frac{qla}{2} = \frac{ql}{2} \left( \frac{l}{4} - a \right);$$

$$x = a + b, \quad M_{x_2} = -\frac{q(a+b)^2}{2} + \frac{ql}{2}(a+b-a) = -\frac{q(a^2+2ab+b^2)}{2} +$$

$$+ \frac{q(b+2a)}{2}b = -\frac{q}{2}(a^2+2ab+b^2-b^2-2ab) = -\frac{qa^2}{2}.$$

Күш моменттерінің эпюрін түгелдей салу үшін арқалықтың  $BD$  аралығының орта нүктесінде қарастыру қажет. Ол үшін үшінші қима жүргіземіз, бұл қиманы арқалықтың ұшынан  $x_3$  қашықтықта жүргізу әлдеқайда тиімді. Осы қима үшін

$$x_3 = 0, \quad M_{x_3} = 0;$$

$$M_{x_3} = -\frac{qx_3^2}{2}; \quad x_3 = \frac{a}{2}, \quad M_{x_3} = -\frac{qa^2}{8};$$

$$x_3 = a, \quad M_{x_3} = -\frac{qa^2}{2}.$$

5-мысал. Арқалыққа әр түрлі күштер мен күш моменті әсер еткен жағдайын (15.13-сурет) қарастырайық:  $F = qa$ .

1. Реакция күштерін анықтайық.

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-qa \frac{a}{2} - Fa - R_B 2a + F 3a = 0, \quad 2R_B a = 3Fa - Fa - F \frac{a}{2};$$

$$2R_B a = 2Fa - F \frac{a}{2},$$

$$4R_B a = 4Fa - Fa;$$

$$4R_B a = 3Fa, \quad R_B = \frac{3}{4}F;$$

$$\Sigma M_B = 0,$$

$$-F \cdot 2,5a + R_A \cdot 2a - Fa + Fa = 0;$$

$$2R_A a = 2,5Fa, \quad R_A = 1,25F.$$

Тексеру жүргіземіз:

$$\Sigma X = 0, \quad -F + \frac{3}{4}F + \frac{5}{4}F - F = 0.$$

$0 = 0$  — реакция күштерінің мәні дұрыс анықталады.

Қима жүргізіп, тендеу құрып көлденең күш пен моменттердің эпюрін сызайық. Көлденең күштер

$$Q_1 = qx_1, \quad x_1 = 0, \quad Q_1 = 0,$$

$$x_1 = a, \quad Q_1 = -qa;$$

$$Q_2 = -qa + R_A = -F + 1,25F = 0,25F = \frac{1}{4}F;$$

$$Q_3 = F.$$

Моменттері

$$M_{x_1} = -q \frac{x_1^2}{2}, \quad x_1 = 0, \quad M_{x_1} = 0;$$

$$x_1 = a, \quad M_{x_1} = -\frac{qa^2}{2} = -F \frac{a}{2};$$

$$x_1 = \frac{a}{2}, \quad M_{x_1} = \frac{qa^2}{8} = -F \frac{a}{8};$$

$$M_{x_2} = -qa \left( x_2 - \frac{a}{2} \right) + R_A (x_2 - a);$$

$$x_2 = a, \quad M_{x_2} = -F \frac{a}{2};$$

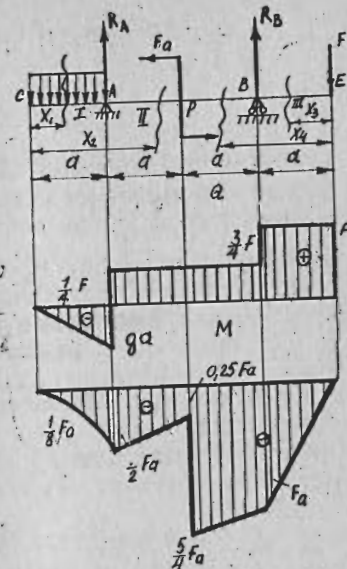
$$x_2 = 2a, \quad M_{x_2} = -F \frac{3}{2}a + \frac{5}{4}Fa;$$

$$M_{x_2} = -\frac{1}{4}Fa = -0,25Fa.$$

Үшінші, төртінші қималарды арқалықтың оң жақ ұшынан бастап  $x_3, x_4$  қашықтықта жүргіземіз

$$M_{x_3} = -Fx_3, \quad x_3 = 0, \quad M_{x_3} = 0;$$

$$x_3 = a, \quad M_{x_3} = -Fa;$$



15.13-сурет. Әр түрлі күш түскен арқалықты есептеу.

$$M_{x_1} = -Fx_4 + R_B(x_4 - a);$$

$$x_4 = a, \quad M_{x_1} = -Fa;$$

$$x_4 = 2a, \quad M_{x_1} = -2Fa + \frac{3}{4}Fa = -\frac{5}{4}Fa.$$

Моменттер эпюрінің дұрыстығын тексеруге болады.  $D$  нүктесінде күш моменті әсер етеді, ендеше аркалықтың осы нүктесінің оң және сол жақ моменттерінің айырымы осы моменттің шамасын беруі тиіс:  $\frac{5}{4}Fa - \frac{1}{4}Fa = Fa, \quad Fa = Fa.$

### 15.5. КӨЛДЕНЕҢ КҮШ ПЕН МОМЕНТТЕР ЭПЮРІНІҢ КЕЙБІР СИПАТТАМАЛАРЫ

Көлденең күш пен моменттер эпюрін тұрғызған соң, олардың дұрыстығын тексеру үшін олардың кейбір қасиеттерін білу қажет. Келтірілген есептердің шешіміне байланысты және жоғарыда келтірілген қатынастар бойынша

$$q = \frac{dQ}{dx} = \operatorname{tg} \alpha \quad \text{және} \quad Q = \frac{dM}{dx} = \operatorname{tg} \alpha_2$$

төмендегідей тұжырымдарға келуге болады.

1. Бірдей жүк әсер ететін аркалықта көлденең күштің эпюрі көлбеу сызықпен, ал моменттер эпюрі квадраттық параболамен шектеледі. Көлденең күштің мәні моменттері эпюрін құратын қисық сызыққа (квадраттық параболаға) жанама бұрыштың тангенсіне тең.

2. Шоғырланған немесе реакция күштер әсер ететін нүктелерде көлденең күш эпюрі шұғыл (секірмелі) өседі немесе кемиді. Өсу мен кемудің шамасы сол күштің мәніне тең болады, ал күштер аралығында көлденең күш бірқалыпты болады. Ал моменттер эпюрі осы күштер түсетін нүктеде түйіскен (төбесі) қиғаш сызықтармен шектеледі.

3. Аркалыққа иілу моменттері әсер еткен жағдайда, көлденең күш эпюрі ешқандай өзгермейді де, моменттер эпюрінде шұғыл (секірмелі) өзгеріс болады.

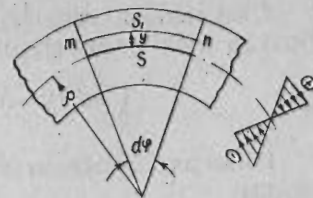
4. Енді Д. И. Журавский теоремасына байланысты мына жағдайларға көңіл бөлейік.

Егер  $Q > 0$ , онда  $\operatorname{tg} \alpha > 0$ , моменттер эпюрі өседі;  $Q < 0$ , онда  $\operatorname{tg} \alpha < 0$ , моменттер эпюрі кемиді;  $Q = 0$ , онда  $\operatorname{tg} \alpha = 0$ , моменттер шамасы ең жоғарғы мәніне ие болады немесе нөлге тең болады.

### 15.6. ИІЛУДЕГІ ПАЙДА БОЛАТЫН КЕРНЕУЛЕР

Аркалықтың иілу кезінде, олардың қимасында қандай ішкі көлденең күштер мен моменттер болатыны анықталды, енді осы иілу негізінде пайда болатын кернеулерді қарастырайық. Аркалықтың иілген бір бөлігін алып (15.14-сурет), одан элементар өте кішкене бұрышпен ( $d\varphi$ ) шектелген бөлігінің деформациясын анықтайық. Бейтарап осінің ұзындығын  $S$  деп алсақ, онда оның

үстіңгі  $m-n$  бойлық қимасында алынған талшығы  $S_1$  шамасына созылады. Абсолюттік созылу  $\Delta S = S_1 - S$ , ал салыстырмалы созылу  $\epsilon = \frac{\Delta S}{S}$  болады.



15.14-сурет. Иілудегі пайда болатын кернеу.

Егер қима квадрат немесе дөңгелек пішінді болса, онда оның жоғарғы талшықтары (бейтарап осінен жоғары) созылып, төменгілері сол шамаға сығылады да қалыпты кернеулер мөлшері жағынан бірдей болады (15.14-сурет). Бейтарап осіне дейінгі қашықтықты  $\rho$  деп белгілесек,  $d\varphi$  бұрышының өте кішкене екенін пайдаланып былай жазуға болады:

$$S = \rho d\varphi, \quad S_1 = (\rho + y)d\varphi.$$

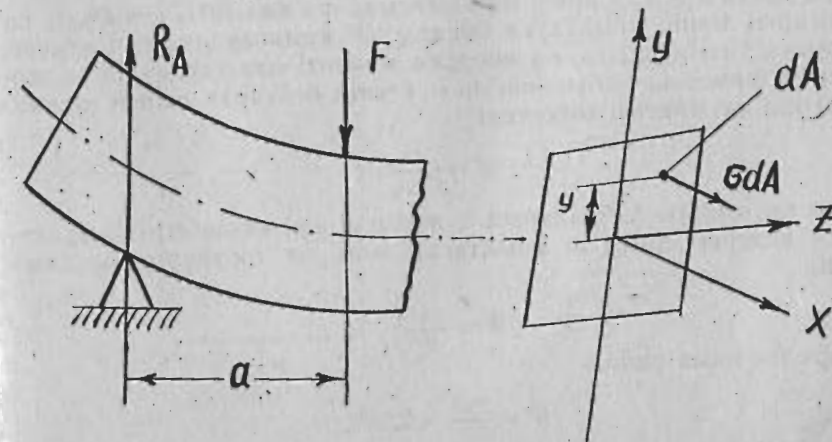
Салыстырмалы ұзару

$$\epsilon = \frac{\Delta S}{S} = \frac{(\rho + y)d\varphi - \rho d\varphi}{\rho d\varphi} = \frac{y}{\rho}, \quad \epsilon = \frac{y}{\rho}.$$

Талшықтардың салыстырмалы ұзаруы олардың бейтарап осіне дейінгі қашықтығына тікелей байланысты болады.

Ал енді қалыпты кернеудің шамасы Гуқ заңы бойынша:  $\sigma = E\epsilon$  немесе  $\sigma = E \frac{y}{\rho}$ . Қалыпты кернеу де бейтарап осіне дейінгі қашықтыққа тікелей байланысты.

Сыртқы күш әсер ететін аркалықтың бір бөлігінің қимасындағы ішкі күштер моментін анықтап оның сыртқы күш моментімен тепе-теңдігін қарастырайық (15.15-сурет). Қиманың ауырлық центрі арқылы координат осьтерін жүргізіп, қимадан  $dA$  элементар ауданын алып, соған түсетін ішкі күшті анықтасақ, онда  $dN = \sigma dA = \frac{E y}{\rho} dA$  болады.



15.15-сурет. Кернеулер таралуы.

Статиканың тепе-теңдік жағдайынан осы күштерден пайда болған күш моменттерінің қосындысы сыртқы моментке тең:

$$\int_A \sigma dAy = M \quad \text{немесе} \quad M = \frac{E}{\rho} \int_A y^2 dA.$$

Интеграл астындағы өрнек қиманың инерция моментін анықтайды

$$M = \frac{E}{\rho} I,$$

мұндағы  $I$  — қиманың инерция моменті;  $\rho$  — иілу радиусы;  $E$  — материалдың серпімділік модулі. Осы өрнектен иілудегі деформация мәнін анықтауымызға болады:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}.$$

Ал енді қалыпты кернеуді анықтасак

$$\sigma = E \frac{y}{\rho} = \frac{EM}{EI} y = \frac{My}{I}, \quad \text{яғни} \quad \sigma = M \frac{y}{I},$$

мұндағы  $y$  — жоғарыда көрсетілген қимадағы кернеу анықталатын нүкте мен бейтарап осінің ара қашықтығы. Кернеудің шамасы осы қашықтыққа тікелей байланысты және оның ең жоғарғы шамасы бейтарап осінен ең қашық шеткі нүктесінде болады.

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{I} y_{\max}.$$

Ал енді қима ауданының инерция моментін өзінің бейтарап осінен ең қашық нүктесіне дейінгі қашықтығына қатынасын  $W$  деп белгілесек, онда

$$\sigma = \frac{M}{W}.$$

Осы өрнек арқылы арқалық қимасындағы қалыпты кернеудің ең жоғарғы мәнін анықтауға болады.  $W$  қима ауданының кедергі моменті деп аталады, ол инерция моменті мен кернеудің ең жоғарғы шамасын қабылдайтын нүктенің бейтарап осінен қашықтығына қатынасын көрсетеді

$$W = \frac{I}{y_{\max}}.$$

Осы қатынасты пайдаланып іс жүзінде жиі кездесетін қималардың кедергі моментін анықтаған жөн, ол төртбұрышты қима үшін

$$W = \frac{bh^2}{6};$$

дөңгелек қима үшін:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3;$$

іші қуыс дөңгелек сақина пішіндес қималар үшін:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} (1 - c^4),$$

мұндағы  $c = \frac{D}{d}$ ,  $D$  — сыртқы диаметр;  $d$  — ішкі диаметр.

Иілуге жұмыс істейтін конструкцияларда арқалықтардың беріктік шартын былайша жазуға болады:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{и. \max}}{W} \leq [\sigma].$$

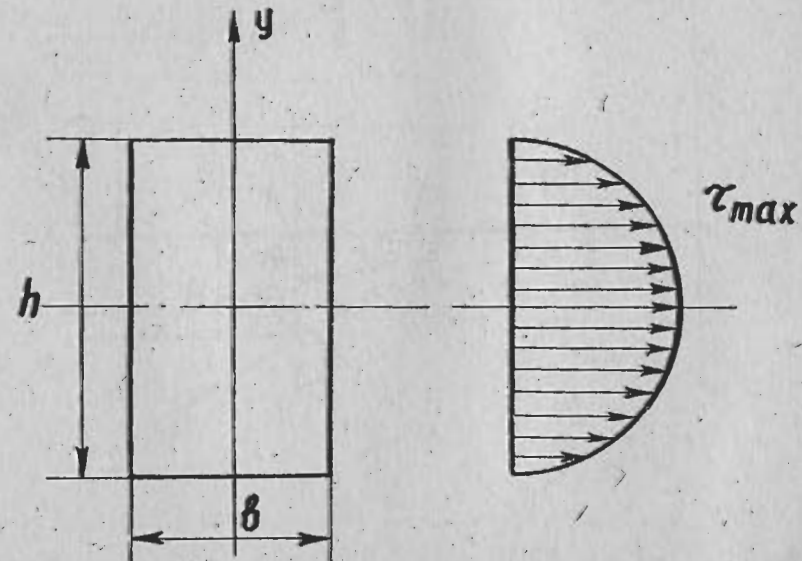
Иілу моментінің жоғарғы мәні максимал моменттер эпюрінен анықталады. Иілу кезінде арқалықтар қимасында (талшықтар арасында) аздаған жанама кернеу де пайда болады. Оның шамасы Д. И. Журавский формуласымен анықталады

$$\tau = \frac{QS}{Ib},$$

мұндағы  $Q$  — көлденең күш;  $I$  — қима ауданының инерция моменті;  $S$  — қима ауданының статикалық момент кедергісі;  $b$  — арқалықтың көлденең қимасының ені. Төртбұрышты қима үшін жанама кернеудің эпюрі 15.16-суретте көрсетілген. Қиманың қалыпты кернеулерінің ең жоғарғы мәні түсетін нүктелерде жанама кернеу нөлге тең болады, ал қалыпты кернеу нөлге тең болған жерде жанама кернеудің ең жоғарғы мәні әсер етеді.

$$\sigma_{\max} \rightarrow \tau = 0.$$

Төртбұрышты қималар үшін  $\tau_{\max} = \frac{3}{2} \frac{Q}{A}$ ;



15.16-сурет. Жанама кернеу шамасы.

дөңгелек қималар үшін  $\tau_{\max} = \frac{4}{3} \frac{Q}{A}$ ;

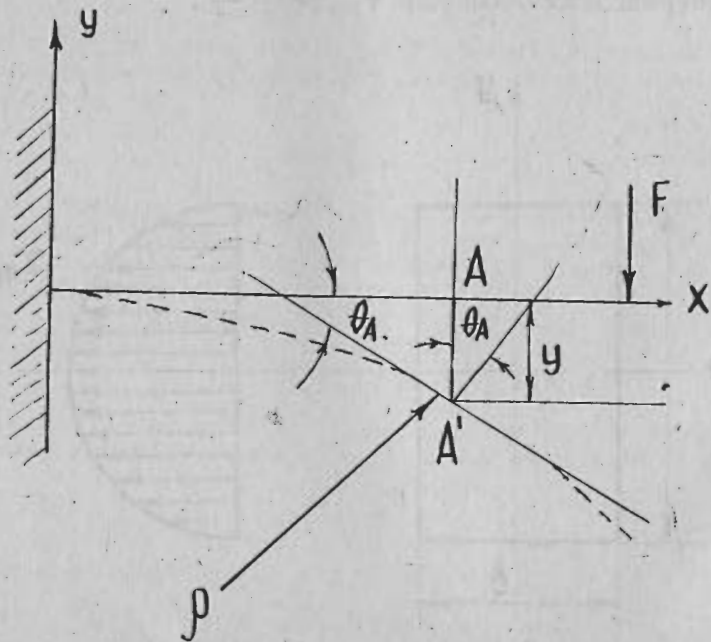
сақина тәріздес қималар үшін  $\tau_{\max} = \frac{2Q}{A}$ .

### 15.7. ИІЛУДЕГІ ЖЫЛЖУ ШАМАСЫН АНЫҚТАУ

Егер бір ұшы біртұтас бекітілген арқалыққа шоғырланған бір  $F$  күші әсер етсе (15.17-сурет), онда ол иіліп майысады, ал қима ауданы жылжиды және бұрылады. Мысалы,  $A$  нүктесі арқылы жүргізілген қима  $A'$  нүктесіне жылжиды және  $\theta_A$  бұрышына бұрылады. Осы арқалықтың өз осіне перпендикуляр бағытта жылжуын иілу шамасы деп, ал  $\theta_A$  бұрышын бұрыштық жылжу деп атаймыз. Жоғарыдағы өрнектен иілу радиусын анықтауымызға болады:  $\rho = \frac{Ey}{M}$ , мұндағы  $EI$  — арқалықтың қатандығы деп аталады да, арқалықтың иілу кедергісін сипаттайды. Бұл шама неғұрлым үлкен болса, иілу радиусы ұзын, ал арқалық соғұрлым қатаң келеді. Қиманың бұрыштық жылжуы иілу шамасының туындысына тең  $\theta = y'$  болады.

Ал енді арқалық осінің иілген кездегі теңдеуін  $y=f(x)$  қарастырайық. Ол үшін  $\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$  теңдеуін пайдаланамыз.

Математика курсынан қисықтың радиусы, сол қисықтың тең-



15.17-сурет. Жылжу шамасын анықтау.

деуін, туындыларын ординатамен байланыстыратыны белгілі:

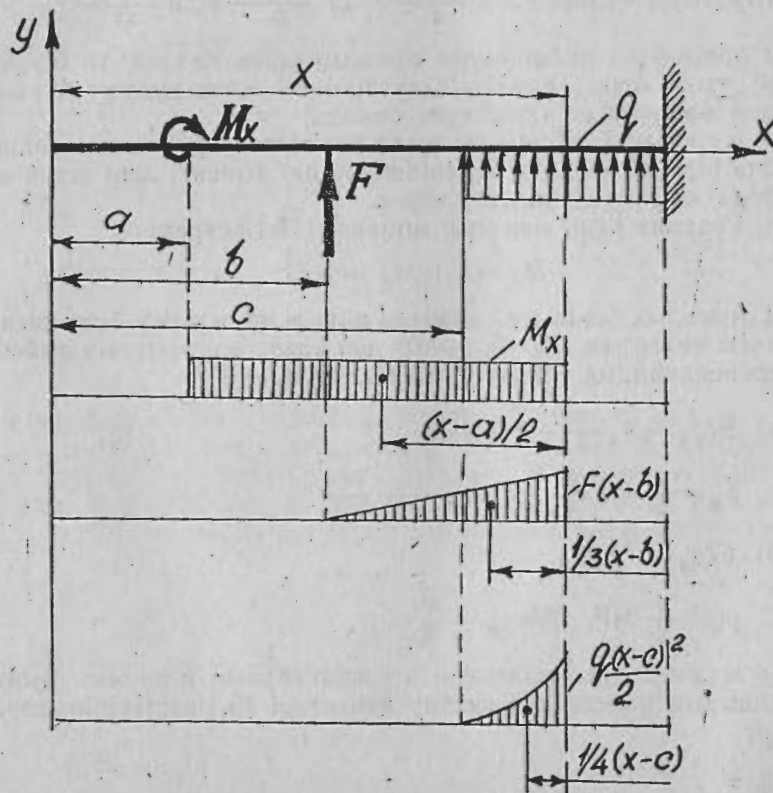
$$\frac{1}{\rho} = \frac{y''}{[1+(y')^2]^{3/2}}$$

Арқалықтың иілу шамасы оның ұзындығына қарағанда өте кішкентай шама, сондай-ақ жылжу бұрышы да  $1^\circ$ -тан аспайды. Сондықтан бөлшектің бөлімі, атап айтқанда, сол кішкентай бұрыштың тангенсінің квадраты  $(y')^2$  да өте аз шама болғандықтан есепке алмаймыз. Онда  $\frac{1}{\rho} \approx \pm y''$  немесе  $\pm y'' = \frac{M}{EI}$ .

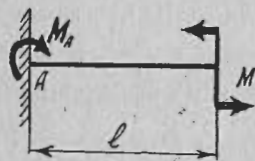
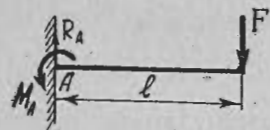
Бұл теңдеу иілген арқалық осінің жуықтап алған дифференциалдық теңдеуі деп аталады.

Бұл теңдеуді бір рет интегралдайтын болсақ, біз жылжу бұрышының теңдеуін аламыз:  $Ely' = \int M dx + C$ .

Ал екінші рет интегралдасақ біз иілу шамасының теңдеуін аламыз:  $Ely = \int dx \int M dx + Cx + D$ . Интегралдан пайда болған тұрақты шамалар  $C$  мен  $D$ -ны табу үшін арқалықтардың орналасу жағдайына көңіл бөліп кейбір болжамды шарттар орындалады деп санаймыз.



15.18-сурет. Иілу мен жылжу бұрышын анықтау.



15.19-сурет. Иілу шамасын анықтау.

Егер аркалықтың бір ұшы біртұтас бекітілген, ал екінші ұшы тірексіз болса (консоль), онда оның бекітілген жерінде иілу және бұрыштық жылжу болмайды, олардың мәні нөлге тең деп аламыз. Координат басын аркалық бекітілген нүктеде қабылдаймыз. Егер аркалықта тіректерге сүйенген болса, онда сол тіректер иілу шамасы нөлге тең болады деп аламыз.

Аркалықтарға әр түрлі күш және күш моменттері әсер еткенде (15.18-сурет) иілу мен жылжу бұрыштарының шамасын анықтау үшін аркалықтың иілуіндегі әмбебап дифференциалдық теңдеулерін пайдалану керек

$$EIy' = EI\theta = EI\theta_0 + \sum M(x-a) + \sum F \frac{(x-b)^2}{2} + \sum q \frac{(x-c)^2}{6};$$

$$EIy = EIy_0 + EI\theta_0 x + \sum M \frac{(x-a)^2}{2} + \sum F \frac{(x-b)^3}{6} + \sum q \frac{(x-c)^4}{24}.$$

Осы өрнектерді пайдаланып аркалықтарға қандай да бір күш әсер еткен кезде, ондағы иілу шамасы және жылжу бұрышы қандай болатынын анықтауға болады.

**Мысалы.** Бір ұшы біртұтас бекітілген аркалықтың екінші ұшына біріншіден күш, ал екіншіден ию моменті әсер еткен кезде болатын иілуді анықтау керек.

1. Реакция күші мен күш моменті (15.19-сурет)

$$R_A = F, \quad M_A = -Fl.$$

2. Аркалық бекітілген нүктеде иілу және жылжу бұрышының шамасы нөлге тең ( $\theta_0=0, y_0=0$ ) деп алып, аркалықтың әмбебап дифференциалдық теңдеуін пайдаланамыз.

$$a) \quad EIy_B = R_A \frac{l^3}{6} - M_A \frac{l^2}{2}$$

$$y_B = \frac{1}{EI} \left( F \frac{l^3}{6} - F \frac{l^3}{2} \right) = -\frac{Fl^3}{3EI}$$

$$б) \quad EIy_B = \frac{M_A l^2}{2};$$

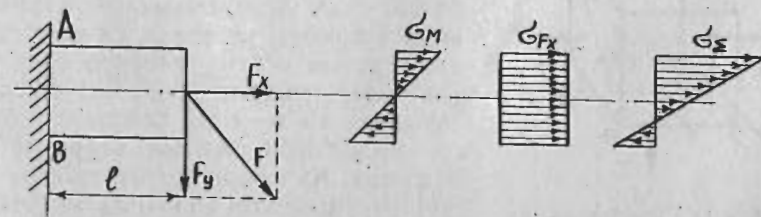
$$y_B = \frac{1}{EI} Ml^2, \quad \theta = y'_B = \frac{Ml}{EI}$$

Іс жүзінде көп кездесетін аркалықтардың иілу мен жылжу бұрышының шамасын анықтау өрнектері 15.1-кестесінде көрсетілген.

Аркалықтарға түсетін күштер	Иілу деформациясы	Қиманың жылжу бұрышы
<p>Осы аркалыққа күш түскен нүктеге күш моменті <math>M</math> әсер еткен жағдайда</p> <p>Көрсетілген аркалық бойымен бірқалыпты түскен <math>q</math> күші әсер еткенде</p>	$y = \frac{Fl^3}{3EI}$ $y = \frac{Ml^2}{2EI}$ $y = \frac{ql^4}{8EI}$	$\theta = \frac{Fl^2}{2EI}$ $\theta = \frac{Ml}{EI}$ $\theta = \frac{ql^3}{6EI}$
<p>Осы аркалық бойымен бірқалыпты түскен <math>q</math> күші әсер еткен жағдайда</p>	$y = \frac{Fl^3}{48EI}$ $y = \frac{5ql^4}{384EI}$	$\theta_A = \theta_B = \frac{Fl^2}{16EI}$ $\theta_A = \theta_B = \frac{ql^3}{24EI}$
	$y = \frac{Fa}{48EI} (3l^2 - 4a^2)$	$\theta_A = \frac{Fab}{6EI} \frac{l+b}{l}$ $\theta_B = \frac{Fab}{6EI} \frac{l+a}{l}$

15.8. КҮРДЕЛІ КҮШТЕР ӘСЕРІ

Іс жүзінде көптеген машиналар, механизмдер және конструкциялар күрделі күштер қабылдайды. Олардың бөлшектері сыртқы күштердің әсерінен бірден созылады, иіледі немесе бұралады. Былайша айтқанда, олардың қимасында қалыпты да, жанама да кернеулер пайда болады. Егер машина бөлшектері немесе



15.20-сурет. Күрделі күштер әсері.

белгілі конструкция созылып, сығылып немесе иілсе, олардың қимасында тең қалыпты кернеулер пайда болады (15.20-сурет).

Бұл жағдайда қалыпты кернеулер шамасын жеке анықтап, оларды қоссақ жергілікті  $F_x$  күшінен созылудан болған кернеу:

$$\sigma_{F_x} = \frac{F_x}{A}; F_y \text{ күш моментінен иілуден болған кернеу: } \sigma_{F_y} = -\frac{F_y l}{W}.$$

$A, W$  — қима ауданы мен оның кедергі моменті, олардың шамасы қима ауданының пішініне байланысты анықталады.

Егер 15.20-суретте көрсетілген арқалықтың қима ауданын төртбұрыш деп, оның биіктігін  $h$ , енін  $b$  әрпімен белгілесек, онда бұл қиманың жоғарғы  $A$  нүктесіндегі кернеу:

$$\sigma_{AE} = \sigma_{MA} + \sigma_{FA} = \frac{F_y l}{W} + \frac{F_x}{A} = \frac{6F_y l}{bh^2} + \frac{F_x}{bh}.$$

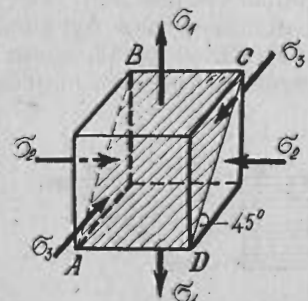
Ал  $B$  нүктесіндегі кернеу:

$$\sigma_{BE} = -\frac{6F_y l}{bh^2} + \frac{F_x}{bh}.$$

Ал егер конструкция, машина бөлшектерінің қима аудандарына қалыпты және жанама кернеулер әсер етсе, онда арнаулы беріктік теориясының қорытындыларын пайдаланған жөн.

### 15.9. БЕРІКТІК ТЕОРИЯСЫНАН ТҮСІНІК

Материалдар қасиетінен (10.3) морт келетін материалдардың беріктігін анықтайтын шама олардың беріктік шегі екенін, ал пластикалық (аздап та болса созылуға келетін) материалдардың беріктігін анықтайтын олардың ағу шегі екенін және осы шамаларға қатысты мүмкіндік кернеу шамасы табылатыны белгілі. Бұл жағдайда денелерге түсетін күш бір осьтің бойымен бағытталып, олар таза созылып немесе сығылғанда, иіліп немесе бұралғанда, былайша айтқанда сол дененің қимасында тек тік немесе жанама кернеу пайда болғанға тән. Ал денеге бірден иілу және бұралу күштері, сонымен қатар созу, кесу күштері әсер ететін жағдайлар іс жүзінде жиі кездеседі.



15.21-сурет. Элементар кубик беттеріне түсетін кернеу.

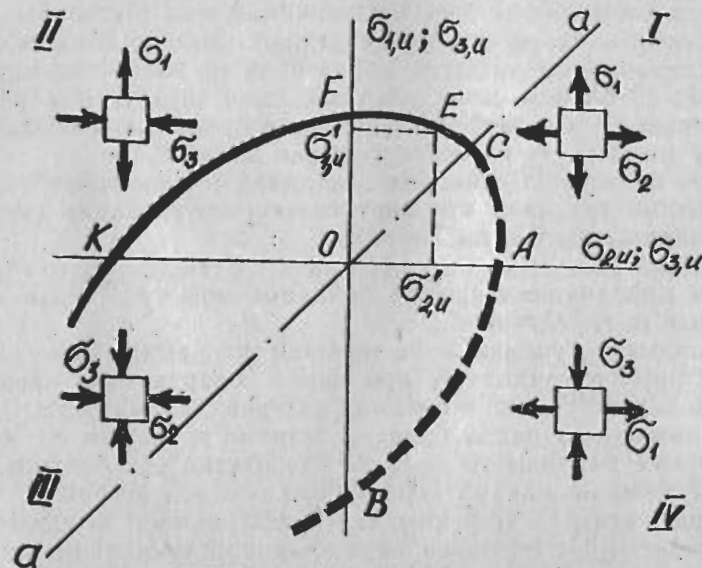
Дене қимасынан элементар куб тәріздес бөлшек алып, сол куб тәріздес бөлшектің беттеріне түсетін кернеулерді зерттейік (15.21-сурет). Егер дене  $y-y$  осі бойымен ғана созылатын болса, онда дене сызықтық кернеулі, немесе бір ості кернеулі, ал егер сыртқы күш екі осьтің бойымен әсер ететін болса, мысалы,  $y-y$  осі бойымен созылып, ал  $x-x$  осі бойымен қысылса, онда дене жазық кернеулі деп аталады. Куб тәріздес бөлшектің беттерінде үш осьтің бойында кернеулер пайда болса, онда дене көлемдік

кернеулі деп аталады. Осындай күрделі әсер еткен жағдайда кернеулердің қайсыбірі дененің істен шығуына, сынуына себеп болады, енді осыған көңіл аударайық. Тәжірибе жасау арқылы қауіпті кернеулер шамасының барлық жағдайын қамту мүмкін емес, себебі  $\sigma_1, \sigma_2$  және  $\sigma_3$ -тің өзара қатынастары күрделі болуымен қатар материалдардың істен шығуына басқа да көптеген жағдайлар әсер етеді, мысалы, температура, деформациялану жағдайлары (бағыты, жылдамдығы) т. б. Олардың барлығын қамтып тәжірибе жүргізу мүмкін емес. Сондықтан материалдардың істен шығу себептеріне арналған бірнеше болжам айтылған, есептеу солардың тұжырымдары жәрдемімен жүргізіледі.

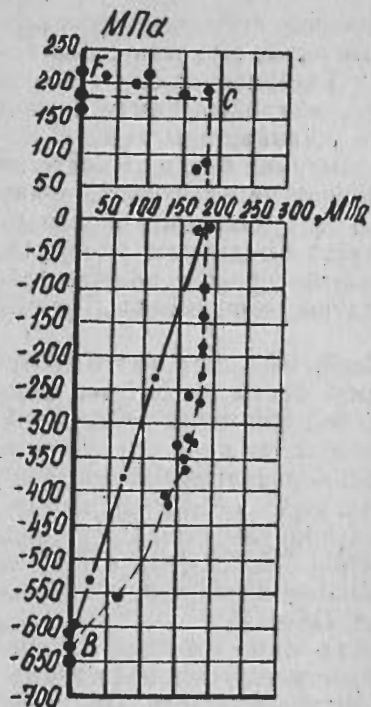
Бұл болжамдарда материалдар беріктігіне әсер ететін көптеген себептердің (факторлардың) біреуі басты, негізгі деп алынып, есептеулер жүргізіледі. Басқа себептері есепке алынбайды.

Болжамдардың дұрыстығын іс жүзінде тек қана сынау арқылы білуге болады. Сондықтан екі осьті кернеулі күйіне тоқталайық, бұл жағдай ішкі қысымы жоғары жұқа қабырғалы құбырлардың қимасында болады. Ол үшін арнаулы сынақ жүргізіп, оның нәтижесін график түрінде көрсетеді (15.22-сурет).  $OF$  және  $OA$  — осьтер бойымен созуа материалдың шекті кернеулер шамасы, егер материал изотропты болса,  $OF = OA$ .

Пластикалық материалдар үшін бұл шама олардың ағу шегінің шамасына тең. Енді осьтер бойымен сығу кернеуін тудырсақ, онда олардың шеткі шамасы белгілі масштабта  $OK$  және  $OB$  кесіндісімен белгіленеді. Ал енді материалды екі ось бойымен әр түрлі күшпен созып немесе  $\sigma_1 = 2\sigma_2$  кернеуімен жүктеп



15.22-сурет. Екі осьтік кернеулік жағдай.



15.23-сурет. Грасси мен Корне диаграммасы.

сынақтан өткізсек, оның шеткі кернеуі  $E$  нүктесін құратыны анықталады. Осылай әр түрлі қатынастағы кернеулер туғызып сынақ арқылы  $KFCAB$  диаграммасы алынады, бұл шекті кернеулер диаграммасы деп аталады (15.22-сурет). Изотроптық материалдар үшін ол диаграмма  $a-a$  осіне симметриялы әдіспен жалғаса береді ( $CAB$  қисығы).

Бірінші ширекте  $\sigma_3=0, \sigma_1>0$  және  $\sigma_2>0$  болса, екінші мен төртінші ширектерде  $\sigma_1>0, \sigma_2=0, \sigma_3<0$  ( $\sigma_3$  — сығылу), ал үшінші ширекте екі осьті сығылу күйі, яғни  $\sigma_2<0, \sigma_3<0, \sigma_1=0$  болады. Осы әдіспен Грасси мен Корне шойындар үшін қарастырған диаграмма 15.23-суретте кескінделген.

Диаграмма бойынша шойындар үшін бір ось бойымен созылу кезінде шекті кернеу  $\sigma_B = 190$  МПа, екінші ось бойынша  $\sigma_B = 200$  МПа, ал сығылу жағдайында  $\sigma_B = 630$  МПа болады.

Ал енді үш осьті кернеулі күйінде қабылданған беріктік болжамдарына тоқталайық, оларды беріктік теориясы деп те атайды. Бірінші болжамда дене қималарында әр уақытта пайда болатын кернеулер қатынасы  $\sigma_1>\sigma_2>\sigma_3$  болады және олардың істен шығуы осы қалыпты кернеулердің ең жоғарғы шамасына байланысты болады  $\sigma_1 \leq [\sigma]$  және  $\sigma_2, \sigma_3$  кернеулері есепке алынбайды.

Бұл болжам пластикалық материалдар үшін сәйкес келмейді, сондықтан тек қана өте морт келетін материалдар үшін ғана пайдаланылады (шыны, бетон).

Екінші болжамда материалдардың істен шығуы олардың ең үлкен деформациялануымен байланыстырылған, бірақ бұл іс жүзінде аз дәлелденген.

Сондықтан үшінші және төртінші болжамдар іс жүзінде көбірек орын алғандықтан, ары қарай соларды ғана қарастыратын боламыз. Үшінші болжамда материалдардың беріктігі олардың қимасында пайда болатын жанама кернеудің ең жоғарғы шамасына байланысты болады. Сондықтан бұл болжамды жоғарғы шамалы жанама кернеу болжамы деп атайды.

Бұл жағдайда егер қимада күрделі көлемді кернеулер әсер етсе және  $\tau_{max} < [\tau]$  болса, онда олар істен шықпайды, яғни сынбайды деп есептейміз. Жанама кернеудің ең жоғарғы шамасы

бастапқы оське  $45^\circ$  бұрыш жасай түскен күш пен көлемдік кернеулер әсер еткен жағдайға сәйкес келеді.

$$\tau'_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2},$$

ал мүмкіндік кернеу бір осьті кернеулер әсер еткен жағдайда  $[\tau] = \frac{1}{2} [\sigma]$  болады, бұл жоғарғы өрнектегі  $\sigma_3=0$  болған жағдайда өз өзінен-ақ шығады. Олай болса, қалыпты кернеулер үшін үшінші болжам төмендегіше жазылады

$$\sigma_{эКВ} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma],$$

мұндағы  $\sigma_{эКВ}$  — күрделі көлемдік кернеулер жинағымен бірдей әсер ететін эквивалентті кернеу.

$$\sigma_{эКВ} = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], \quad M_{эКВ} = \sqrt{M_n^2 + T^2}.$$

Бұл беріктік теориясы пластикалық материалдар үшін іс жүзінде жақсы үйлеседі.

Төртінші болжам, яғни энергетикалық немесе Бельтрами болжамы — күрделі көлемдік кернеулі күйінде деформацияның меншікті потенциалдық энергиясы бір осьтік кернеулі күйінде анықталған деформацияның мүмкіндік меншікті потенциалдық энергиясынан аспаса, онда материал өз беріктігін жоғалтпайды

$$U \leq [U].$$

Көлемдік кернеулі күйінде деформацияның меншікті потенциалдық энергиясы

$$U = 0,5E [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)].$$

$$[U] = \frac{[\sigma]^2}{2E} \text{ және } \nu = 0,5 \text{ деп алсақ}$$

$$\sigma_{эКВ} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1} \leq [\sigma].$$

Екі осьті жазықтық кернеулі күйінде ( $\sigma_3=0$ )

$$\sigma_{эКВ} = \sqrt{\sigma_1 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \leq [\sigma].$$

Жанама кернеу әсер еткен жағдайда

$$M_{эКВ} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}.$$

Бұл беріктік болжамды іс жүзінде пластикалық материалдарға пайдалануға болады, бірақ морт келетін материалдар үшін қолдануға болмайды.

**Қысқаша басқа болжамдардан түсінік.** Жоғарыда қарастырылған бірінші болжамды морт материалдарға, ал үшінші, төртінші болжамдарды пластикалық материалдарға пайдалануға болады, дедік. Соның өзінде материалдардың беріктігі созылу мен сығылуға бірдей деп қабылданады. Басқа да жағдайларды



қамтуға арналған кейбір басқа болжамдарға тоқталайық. Оның бірі О. Мор болжамы, бұл болжам созылу және сығылу беріктігі әр түрлі болатын материалдарға арналған

$$\sigma_{\text{эқв}} = (\sigma_1 - m\sigma_3) \leq [\sigma],$$

мұндағы  $m$  — созылу және сығылу кезіндегі шекті кернеулердің қатынасы. Егер мұндағы  $m=1$  болса, онда үшінші болжамы шығады.

Мор болжамы  $\sigma_1 > 0$  және  $\sigma_3 < 0$  болған жағдайда өте тиімді, бұл кездегі есептеудің нәтижесі іс жүзінде материалдардың беріктігімен жақсы үйлеседі.

Төртінші энергетикалық болжамды одан ары жалғастырсақ, материалдардың созылу мен сығылу беріктігін жеке есепке алуға мүмкіншілік беретін П. П. Баландин болжамы шығады.

Сондай-ақ, проф. Я. Б. Фридман екінші және үшінші болжамдарын бірге қарауды ұсынса, ал акад. Н. Н. Давидеков бірінші болжамы мен П. П. Баландин болжамын біріктіріп қарады ұсынды.

#### 15.10. ОРНЫҚТЫЛЫҚҚА ЕСЕПТЕУ НЕГІЗДЕРІ

Өмірде кейбір машина бөлшектерінің құрылыс конструкцияларының ұзындық өлшемі қима ауданының өлшемдерінен әлдеқайда жоғары, ұзын болады. Мысалы, біліктер, ұзын винттер, колонна ж. т. б. Осыларға күш әсер еткен жағдайда, олардың толқып орнықтылық қалпын жоғалтып алуы ықтимал. Ол әрине түскен күштің шамасы мен конструкция элементінің өлшемдеріне байланысты (15.24-сурет) болады.

Осыған орай, ұзын конструкция элементтеріне сығу күші әсер еткен кезде оларды орнықтылыққа есептеу қажет. Орнықтылыққа есептеу әр конструкция элементінің немесе бөлшектің өзіне тән толқуының пайда болуына әсер ететін қауіпті күшті анықтаумен басталады. Осы қауіпті күштің шамасы Л. Эйлер формуласымен анықталады

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EI_{\text{min}}}{l_{\text{эқв}}^2}$$

Сығылған ұзын конструкция элементтерін толқытатын қауіпті күштің шамасы блардың қатандығына ( $EI_{\text{min}}$ ) тура, ал ұзындығының квадратына кері пропорционал болады. Мұндағы  $l_{\text{эқв}} = \mu l$  — келтірілген ұзындық;  $\mu$  — конструкция элементі мен бөлшектердің ұштарының бекітілу жағдайына байланысты қабылданатын пропорционалдық коэффициенті (15.25-сурет);  $I_{\text{min}}$  — қима ауданының осьтік инерция моментінің ең кіші шамасы;  $E$  — материалдардың серпімділік модулі.



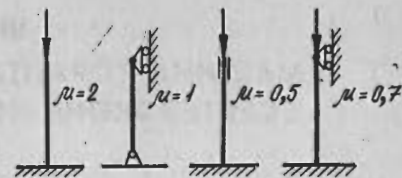
15.24-сурет. Орнықтылыққа есептеу.

Осыған сәйкес мүмкіндік күш шамасы

$$[F] = \frac{F_{\text{кр}}}{n},$$

мұндағы  $n$  — орнықтылық қор коэффициенті.

Сонымен, егер конструкция элементіне түсетін сығу күші осы мүмкіндік күшінен кіші болса, онда оларда ешқандай толқу болмайды да, олар орнықтылығын жоғалтпай қызметін сенімді атқаратын болады.



15.25-сурет. Бекіту жағдайын есепке алу.

### III бөлім

## МАШИНА ТОРАПТАРЫ МЕН БӨЛШЕКТЕРІН ЕСЕПТЕУ ЖӘНЕ КОНСТРУКЦИЯСЫН ҚҰРУ

### 16-тарау

#### ЕСЕПТЕУ ЖӘНЕ КОНСТРУКЦИЯ ҚҰРУ НЕГІЗДЕРІ

##### 16.1. МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІНІҢ КОНСТРУКЦИЯСЫНА ҚОЙЫЛАТЫН ТАЛАПТАР

Машина бөлшектерінің конструкциясын ойластырғанда, біз ең алдымен оларға қойылатын талаптарды біліп, одан кейін оларды сол талаптарға сәйкес жасауымыз керек. Ол талаптар мынадай:

1. Машина бөлшектері белгілі бір мөлшерде қондыру орнына сәйкес етіп жасалуы қажет және сол машинаның жұмыс істеу қабілетін қамтамасыз етуі керек.

2. Машина бөлшектері берік, қатаң, тозуға шыдамды, ыстық пен дірілге төзімді болуы және ұзақ уақыт сынбастан сенімді қызмет атқаруы қажет.

3. Машина бөлшектерін дайындау технологиясы оңай және арзан болуы керек. Дайындау технологиясын ойластырғанда бөлшектердің қажетті мөлшерін еске алу қажет. Егер бірнеше жүздеп, мыңдап жасалатын машина бөлшектерін штамповка арқылы дайындау арзанға түссе, аздаған (ондаған) бөлшектерді пісіру арқылы дайындаған арзанға түседі. Ал бөлшектердің саны одан да көбірек болса (жүздеген), онда оларды құйып дайындаған жөн.

4. Машина бөлшектерінің салмағы жеңіл болуы қажет. Әрине, бөлшектердің салмағы неғұрлым аз болса, машина соғұрлым жеңіл болады, сондықтан ең алдымен жолаушы машиналарының бөлшектеріне мұқият талап қойылады.

Машина бөлшектерінің салмағын жеңілдету үшін, біріншіден, оларды жаңа материалдан жасай білу қажет. Мысалы, пластмассалардан және түсті жеңіл металдардың қоспасынан жасаған жөн. Екіншіден, болаттан жасалатын бөлшектерді қыздырып немесе химиялық тәсілмен өңдеу арқылы беріктігін (болатты шынықтыру арқылы, азоттау т. б.) арттыру қажет. Мұнда шыныққан болаттан жасалған тісті дөңгелектердің және болаттардың салмағы 2—2,5 есе кемиді.

5. Машина бөлшектері күтуге, майлауға және ауыстыруға икемді болуы шарт. Машина бөлшектерінің конструкциясы мен

өлшемдері (оймалары, радиусы т. б.) мемлекеттік немесе халықаралық стандартқа сәйкес жасалуы қажет.

Сонымен қатар машина бөлшектері қауіпсіз жұмыс істеуі қажет, яғни айналмалы, жылжымалы бөлшектерді жабық етіп жасаған жөн.

##### 16.2. МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІН ЕСЕПТЕУ ЖОЛДАРЫ

Машина бөлшектерінің жұмыс істеу қабілеті және көпке шыдамдылығы олардың беріктігіне, тозуға төзімділігіне, қатандығына, ыстыққа және дірілге төзімділігіне байланысты болады. Әр түрлі бөлшектер түрлі жағдайда жұмыс істейді. Мысалы, егер сырғанау подшипниктері тозудан істен шығатын болса, ал бұрандалы болттар көбінесе сынады. Сондықтан сырғанау подшипниктері тозуға төзімді болуы және сол тозу төзімділігіне есептелуі қажет. Ал бұрандалар берік болуы керек, сондықтан олар беріктікке есептеледі. Кейбір бөлшектерді, айталық біліктерді беріктікке, қатандыққа, дірілге, төзімділікке де есептеу қажет.

**Беріктік.** Беріктік ең негізгі талаптардың бірі, көптеген бөлшектердің өлшемі беріктікке есептеу арқылы табылады. Беріктікке есептеу бөлшекке түскен күшке байланысты екі түрлі болады. Егер бөлшекке тұрақты күш әсер ететін болса, оны беріктікке есептеу жолы, тұрақсыз айналымы күш әсер еткен жағдайларда есептеу жолынан өзгеше келеді. Машиналарда тұрақты күш әсер ететін бөлшектер аз кездеседі. 1930 жылдарға дейін барлық машина бөлшектерінің өлшемдерін тек қана тұрақты күш әсер етеді деген жорымалмен есептеп шығаратын. Атақты неміс ғалымы Бах барлық бөлшектерді тұрақты күшке есептеп, айналымы күштерді, динамикалық күштерді әр түрлі коэффициентпен есепке алуды ұйғарған. Кейінгі кезде, бұл есептеу жолдарынан бас тартып, айналымы күш әсер ететін бөлшектердің өлшемін есептеу тәсілдері белгілі бола бастады.

##### 16.3. БЕРІКТІККЕ ЕСЕПТЕУ

Беріктікке есептеу түскен күштің денені деформациялауына байланысты материалдар кедергісі курсынан белгілі формулалармен жүргізіледі. Созу немесе қысу кезінде пайда болатын кернеу бұлай анықталады:

$$\sigma_c = \frac{F}{A};$$

кесілу кезіндегі кернеу

$$\tau_k = \frac{F}{A};$$

иілу кезіндегі кернеу

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W};$$

бұралу кезіндегі кернеу

$$\tau_b = \frac{T}{W_p};$$

мұндағы  $F$  — әсер етуші күш;  $M_H$ ,  $T$  — ию және бұраушы моменттер;  $A$ ,  $W$ ,  $W_p$  — қима ауданы, қима ауданының кедергі және полярлық кедергі моменттері.

Беріктікке есептеу үш түрлі жолмен жүргізіледі. Біріншіден, жоғарыда көрсетілген формулаларды пайдаланып қима ауданында сыртқы күштердің әсерінен пайда болатын кернеулердің ең жоғары мәнін анықтап, оларды мүмкіндік кернеумен салыстыру арқылы жүргізіледі.

$$\sigma \leq [\sigma], \tau \leq [\tau] \quad \text{немесе} \quad \sigma_{-1} \leq [\sigma]_{-1} \quad \text{және т. б.}$$

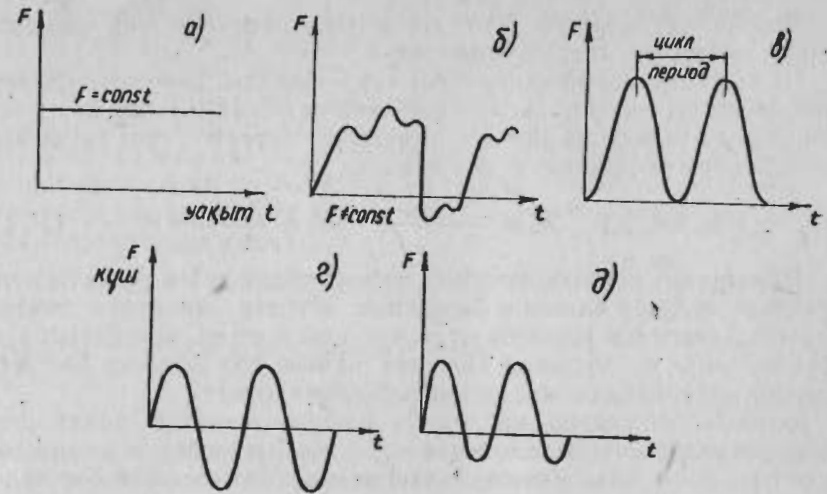
Мүмкіндік кернеулер шамасын анықтау төменде көрсетілген. Бұл жолмен есептеу дәлірек болмайды, себебі көбінесе бөлшектердің жұмыс істеу жағдайы, сыртқы күштердің өзгеру ерекшеліктері және т. б. есепке алынбайды. Ал екінші есептеу қор коэффициентін анықтау жолымен жүргізіледі. Белгілі формулалармен қор коэффициентін анықтап, оны мүмкіндік шамасымен салыстырады:  $S \leq [S]$ .

Осы есептеу жолы айтарлықтай дәлдікпен жүргізіледі (білікті есептеу жолдарын қараңыз), сондықтан оны кейде тексеру жолы деп те атайды.

Үшінші есептеу жолы кейінгі жылдары ғана қолға алынып келеді, оның негізгі мағынасы, бөлшектердің конструкциясын, жұмыс істеу жағдайларын, күштердің өзгеру құбылысын, материалдардың қасиеттерін толық есепке ала отырып, сол бөлшектердің қанша уақыт сынбай, тозбай жұмыс істей алатынын анықтау. Бұл өте тиімді, дәлдігі жоғары келеді, бірақ өте күрделі, көлемді болғандықтан электрондық есептеуіш машиналар көмегімен шешуді талап етеді.

#### 16.4. ТҰРАҚТЫ КҮШ ТҮСКЕНДЕ БЕРІКТІККЕ ЕСЕПТЕУ

Тұрақты күш деп шамасы мен бағыты өзгермейтін күшті айтады (16.1, а-сурет). Тұрақты күш әсер еткенде есептеу жолын білу үшін шоғырлану коэффициентімен таныс болу қажет. Егер бөлшекті қиып қарайтын болсақ, сол бөлшек қимасы әр түрлі болып келеді, себебі машина тетіктерінің атқаратын қызметіне сәйкес олардың пішіні әр түрлі болады. Сондықтан бөлшек қимасындағы күш кернеуі бірдей болмайды. Егер үлгі ретінде жұмыр денені алып (16.2, а-сурет), оны созатын болсақ, дене қимасында пайда болатын күш кернеуі қиманың барлық нүктелерінде бірдей болады және бұл кернеуді номинал кернеу деп атайды. Енді сол жұмыр денеге ойық салатын болсақ (16.2, б-сурет), күштің шамасын өзгертпесек те, кернеу бірден өзгеріп кетеді. Дене қимасының сыртқы нүктелерінде кернеу бірнеше есе артады, себебі денеге салынған кез келген ойық оның беріктігін кемітеді. Беріктіктің кемуі немесе кернеудің артуы сол ойықтардың пішініне байланысты болады. Ойықтан пайда болатын бұрыш

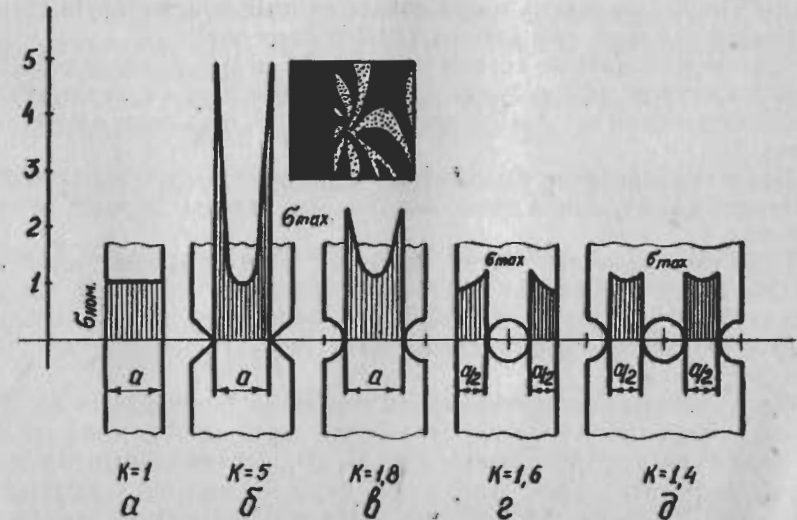


16.1-сурет. Сыртқы күштер.

неғұрлым сүйір болса, сыртқы нүктелерде кернеудің шамасы соғұрлым көп болады (16.2, в, г, д-суреттер). Сондай-ақ, кернеу шоғырлануы бөлшектердің қалыңдығына да байланысты.

Сонымен, дене қимасында ойық болса, онда кернеу шоғырлануы байқалады, номинал кернеумен бірге максимал кернеу де пайда болады. Шоғырлану коэффициенті деп, максимал кернеудің номинал кернеуге қатынасын айтады:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}}; \quad K_\tau = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\min}} \quad (16.1)$$



16.2-сурет. Кернеу шоғырлануы.

Шоғырлану коэффициенті қалыпты кернеулер мен жанама кернеулердің қатынасын көрсетеді.

Шоғырлану коэффициенті екі түрлі болады. Егер шоғырлану коэффициенті геометриялық пішінімен қатар айнымалы күш түскен кездегі төзімділік шегінің төмендігін көрсетсе, оны тиімділік шоғырлану коэффициенті деп атайды.

$$K_T > k_{\text{геом}}; \quad K_T = \frac{\sigma_{-1 \text{ max}}}{\sigma_{-1 \text{ min}}}; \quad K_T = \frac{\tau_{-1 \text{ max}}}{\tau_{-1 \text{ min}}}. \quad (16.2)$$

Шоғырлану коэффициентімен танысқаннан кейін тұрақты күш түскенде дененің өлшемін беріктікке есептеп шығаруға тоқталайық. Денеге бір тұрақты күш әсер еткен кезде, оны беріктікке есептеу үшін ең алдымен сол дене немесе сол машина бөлшегі қандай материалдан жасалғанын білуіміз қажет.

Барлық бөлшектер жасалатын материалдардың (болат, шойын, корытпа, пластмасса және т. б.) қасиеттеріне байланысты морттық және пластикалық материалдар болып екіге бөлінеді. Бастапқы 10-тарауда баяндалғандай, егер болатты созатын болсақ (10.3; а-сурет), ол кернеудің артуына байланысты созыла бастайды және осы созылу күш кернеуіне байланысты болады. Егер созу күшін алып тастайтын болсақ, болат бұрынғы қалпына қайтып келеді, бұлайша айтқанда, болат мұнда өзінің серпіпеге тән қасиетін байкатады. Егер созу күшін көбейте беретін болсақ, болат белгілі бір кернеуге жеткенше өзінің серпімділік қасиетін сақтайды. Міне, болаттың осы серпімділік қасиетін бұзбайтын ең үлкен күшке сәйкес келетін шекті кернеуді серпімділік шегі деп атайды. Ал сол кернеуден асатын болсақ, күш кернеуі өспесе де болат ары қарай созыла береді де өзінің серпімділік қасиетінен айырылады немесе пластикалық деформация алады. Болаттың осы қалпына сәйкес келетін күш кернеуін созылу немесе ағу шегі деп атайды (10.3-ті қараңыз).

Сонымен, болаттың созылу немесе ағу шегі деп, оның серпімділік қасиетінен айырылуына сәйкес келетін күш кернеуін айтады. Болатты одан әрі соза бергенде, ол аздап созылады да, үзіліп кетеді.

Болаттан жасалған бөлшектердің пішіні оларға күш түскенде өзгермеуі қажет, сонда ғана машиналар жақсы жұмыс істеуі ықтимал.

Егер морт сынатын затты, айталық, шойынды созатын болсақ, ол аздап созылғаннан кейін-ақ бірден сынып кетеді. Материалдардың (болаттың, шойынның) сынбай, үзілмей қабылдай алатын ең жоғары күшке сәйкес келетін күш кернеуін беріктік шегі деп атайды.

Морт сынатын материалдардан жасалған бөлшектерге ең алдымен шойыннан жасалған бөлшектер жатады. Олар шамадан тыс күш түскенде морт сынып кетеді. Сондықтан шойыннан жасалған бөлшектер үшін сыну қаупі беріктік шегінің шамасына байланысты болады. Ал болаттан жасалған бөлшектер сынудан бұрын көп созылады, сондықтан олардың беріктігі созылу неме-

се ағу шегіне байланысты болады. Сонымен, тұрақты күш түскенде морт сынатын материалдардан жасалған машина бөлшектерінің қимасы беріктік шегіне байланысты есептелетін болса, ал пластикалық материалдан жасалған бөлшектер ағу шегіне байланысты есептеледі. Былайша айтқанда, шойыннан жасалған машина бөлшектерінде мүмкіндік кернеу беріктік шегіне байланысты, ал болаттан жасалған бөлшектерде мүмкіндік кернеуі созылу немесе ағу шегіне байланысты табылады.

Шойын денелер үшін:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{SK_{\text{геом}}}. \quad (16.3)$$

Ал болаттан жасалған денелер үшін:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_A}{S}, \quad (16.4)$$

мұндағы  $\sigma_B$  — беріктік шегі;  $\sigma_A$  — ағу шегі;  $S$  — беріктік қоры;  $K_{\text{геом}}$  — геометриялық шоғырлану коэффициенті.

Болаттан жасалған денелер үшін геометриялық шоғырлану коэффициенті есепке алынбайды. Себебі тұрақты күш түскенде олар өздерінің пластикалық қасиетіне байланысты кернеу көп түскен нүктелерде созылу деформациясы болады да, барлық қимада кернеу шамасы бірдей болып қалады.

Егер бөлшектер созылу (қысылу) немесе иілумен бірге бұралатын болса, онда бөлшектер келтірілген кернеу бойынша есептеледі.

1. Пластикалық материалдар (болаттар) үшін:

$$\sigma_{\text{ж}} = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_A}{\tau_A}\right)^2 \tau^2}, \quad (16.5)$$

мұнда  $\sigma$  — әсер етуші созылу немесе иілу кернеуі, олар пластикалық материалдар үшін бірдей;  $\tau$  — есептегі бұралу кернеуі;  $\sigma_A$ ,  $\tau_A$  — материалдардың ағу шегі.

2. Морт сынатын материалдардың иілу және созылу беріктік шектерінің мәні тең емес, соны есепке алсақ:

$$\sigma_{\text{ж}} = \frac{1-\nu}{2} \sigma + \frac{1+\nu}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}; \quad \nu = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{БК}}}, \quad (16.6)$$

$\sigma_B$  — материалдардың созылу беріктік шегі;  $\sigma_{\text{БК}}$  — материалдардың қысылу беріктік шегі;  $\nu = 0,3$  — шойындар үшін;  $\nu = 0,5$  — қаттылығы жоғары шынықтырылған болаттар үшін.

Иілу және бұралу кезіндегі материалдардың ағу шегі шамамен мынаған тең болады.

$\sigma_{\text{ли}} \cong 1,25 \sigma_A$  — көміртекті болаттардың иілу кезіндегі ағу шегі;

$\sigma_{\text{ли}} \cong 1,1 \sigma_A$  — легирленген болаттардың иілу кезіндегі ағу шегі;

$\tau_{\text{аб}} \cong 0,6 \sigma_A$  — барлық болаттардың бұралу кезіндегі ағу шегі.

### 16.5. АЙНЫМАЛЫ КҮШ ТҮСКЕНДЕ БЕРІКТІККЕ ЕСЕПТЕУ

Егер денеге түскен күштердің шамасы және бағыты уақытқа байланысты өзгеріп отырса, ондай күштерді айнымалы күштер деп атаймыз (16.1-сурет). Айнымалы күштер өздерінің шамасы мен бағытының өзгеруіне байланысты үш түрге: пульсирлік цикл, симметриялық цикл, айнымалы цикл болып бөлінеді.

**1. Пульсирлік цикл.** Егер күштердің шамасы нөлден бастап көбейіп, белгілі бір шамаға жеткеннен кейін қайтадан нөлге тең болатын болса, онда ондай циклді пульсирлік цикл деп атайды. Күш кернеуі мен уақыт арасындағы байланысты графикпен (16.1, в-сурет) кескіндеуге болады. Пульсирлік циклде:

$$\sigma_{\min} = 0, \quad \sigma_{\max} = \sigma_{\max}; \quad (16.7)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\max}}{2}; \quad (16.8)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\max}}{2};$$

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}, \quad (16.9)$$

мұндағы  $\sigma_m$  — кернеудің орташа шамасы; ал  $\sigma_a$  — айнымалы кернеудің амплитудасы.

Ең аз күш кернеуінің  $\sigma_{\min}$  ең көп күш кернеуі  $\sigma_{\max}$  шамасына қатынасын асимметрия дәрежесі деп атайды және сол күш кернеуінен кейін танба ретінде белгіленіп, сол күш кернеуі қандай циклде пайда болатынын көрсетеді. Мысалы, пульсирлік цикл үшін асимметрия дәрежесі:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0, \quad (16.10)$$

олай болса, пульсирлік күш түскенде төзімділік шектері  $\sigma_0$  және  $\tau_0$  болып белгіленеді.

**2. Симметриялық цикл.** Мұнда күштердің шамасы да, бағыты да өзгереді. Күштер шамасы нөлден бастап белгілі бір шамаға дейін артады да, қайтадан нөлге дейін төмендеп, одан әрі бағытын өзгертеді. Күш кері бағытта да өзінің бастапқы белгілі шамасына дейін артып, қайтадан нөлге тең (16.1, г-сурет) болады. Бұлайша айтқанда, күш кернеуі симметриялық циклмен немесе синусоида графигі бойынша өзгереді

$$\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}, \quad (16.11)$$

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_a = \sigma_{\max}, \quad (16.12)$$

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{-\sigma_{\max}}{\sigma_{\max}} = -1. \quad (16.13)$$

Төзімділік шегі  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  болып белгіленеді.

**3. Айнымалы цикл.** Күш шамасының кері бағытта өзгеруі кез

келген шамада болуы мүмкін (16.1, б, д-сурет). Айнымалы цикл дәрежесі

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}},$$

кез келген кері таңбалы сан болып келеді:  $r = -0,2$ ,  $r = -0,3$ ,  $r = -0,4$  және т. б.

Айнымалы циклмен өзгертін күштер көбінесе симметриялық немесе пульсирлік циклге келтіріліп есепке алынады. Сондықтан практикада бөлшектерді симметриялық және пульсирлік циклмен түсетін күшке есептейді.

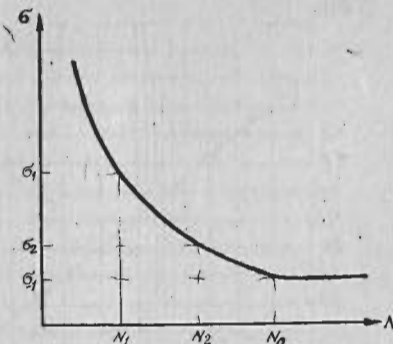
Айнымалы күштер әсер еткенде бөлшектер төзімділік шегі немесе қажу шегі арқылы есептеледі.

Материалдардың төзімділік шегі лабораторияда тәжірибелер жүргізу арқылы анықталады. Бір материалдан жасалған көптеген үлгі денелер алып, олардың әр түрлі айнымалы күштерді қабылдау қабілеттілігін байқаймыз. Ол үшін айнымалы күштердің цикл саны мен шекті кернеудің арасындағы байланысты қарастырамыз (16.3-сурет). Ол байланыс айнымалы күштердің цикл саны артқан сайын үлгі дененің шамасы аз кернеуде істен шығаратынын көрсетеді. Былайша айтқанда, айнымалы күштердің цикл саны артқан сайын шекті кернеудің шамасы кемиді. Мысал үшін  $N_1$  санына  $\sigma_1$  сәйкес келсе, ал  $N_2$  санына  $\sigma_2$  сәйкес келеді және т. с. с. Айнымалы күштердің цикл санын одан ары арттыра берсек, цикл саны белгілі бір шамадан асқанда шекті кернеу өзгермей бірқалыпты қалады, график бойынша сызық түзу сызыққа айналады. Бұл жағдай цикл санын логарифмдік өлшемде көрсеткенде (16.4-сурет) өте айқын байқалады, сондықтан іс жүзінде көбінесе осы өлшем бойынша материалдардың төзімділік қисығын сызады.

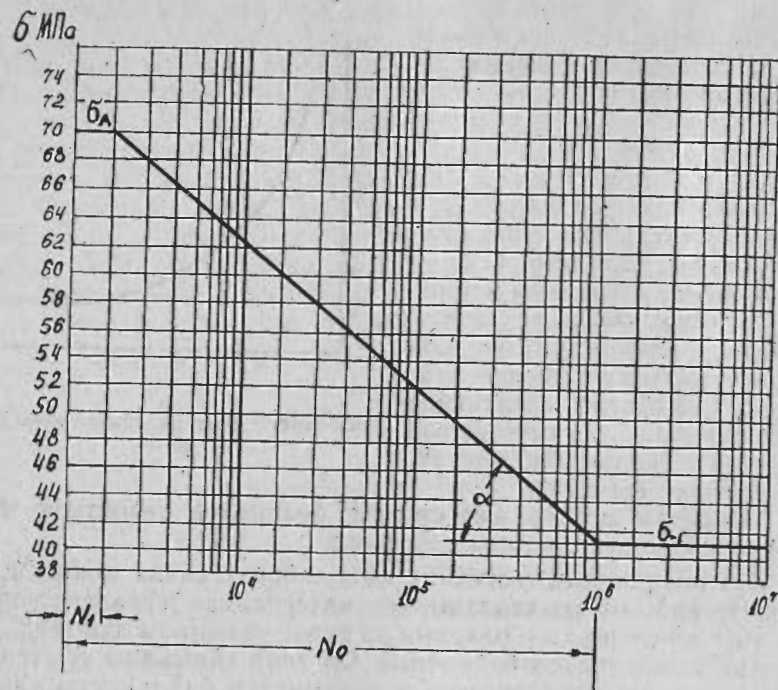
Сонымен, *төзімділік шегі* деп материалдардың бұзылмай шексіз көп циклді айнымалы күштерді қабылдауына сәйкес келетін күш кернеуін айтады.

Бөлшектердің 80% -ті осы материалдардың төзімділік шегінің азаюынан істен шығады, сондықтан қазіргі кезде көптеген бөлшектердің өлшемдері төзімділік шегін есептеу арқылы табылады. 16.4-суретте көрсетілген қисық сызықтың пішіні материалдарға байланысты болады және сол қисық сызық формуласы бұлай жазылады:

$$\sigma^m N = C, \quad \sigma = \frac{C}{N^{1/m}}, \quad (16.14)$$



16.3-сурет. Материалдың төзімділік шегі.



16.4-сурет. Материалдың төзімділік шегі.

$m$  мен  $C$  мәндерін  $\sigma_{-1}$ ,  $N_0$  және  $\sigma_1$ ,  $N_1$  арқылы табуға болады, ол үшін:

$$\sigma_1^m N_1 = C, \quad \sigma_{-1}^m N_0 = C; \quad (16.15)$$

$$\sigma_1^m N_1 = \sigma_{-1}^m N_0; \quad \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{-1}}\right)^m = \frac{N_0}{N_1}; \quad (16.16)$$

$$m = \frac{\lg \frac{N_0}{N_1}}{\lg \frac{\sigma_1}{\sigma_{-1}}} = \frac{\lg N_0 - \lg N_1}{\lg \sigma_1 - \lg \sigma_{-1}} = \operatorname{ctg} \alpha, \quad (16.17)$$

мұндағы  $m$  — қисық сызықтың негізгі көрсеткіші болып саналады. Логарифмдік координаты сызылған график үшін (16.4-сурет), ол көрсеткіш  $\alpha$  бұрышы болып саналады. Бұл көрсеткіш материалдардың маркасы мен пішініне байланысты болады. Мысалы, беті біркелкі тегіс жұмыс үлгілер үшін  $m=8...15$ , ал пішіндері әр түрлі бөлшектер үшін  $m=3...8$ .

Қисық сызықтың түзу сызыққа айналатын жеріне сәйкес келетін цикл санын ( $N_0$ ) базалық цикл саны деп атайды. Ал сол қисық сызықтың базалық цикліне сәйкес келетін нүктенің сол жақ бөлігін шектелген төзімділік қисығы деп атайды. Бөлшектерді бұл режимге есептемеген жөн. Себебі ілгеріде көрсетілген

қатынас (16.6) бойынша  $\frac{N_0}{N_1} = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_2}\right)^m$ , егер  $N_0=10^6$ ,  $m=5$  және минутына 2000 айналым жасаса, сондай-ақ есептегі кернеу төзімділік шегінен 1,5 есе артық болса, бөлшектер небары бір сағат қана жұмыс істей алады, ал төзімділік шегіне сәйкес кернеуде бөлшектердің жұмыс істеу қабілеттілігі шектеусіз болады. Өте дәлдікпен есептеген жағдайда Френч графигін пайдаланған жөн, бұл графиктің екінші сызығына дейін бөлшектер есептен жоғары кернеумен (төзімділік шегінен жоғары) жұмыс істей алады. Сондықтан есептегі кернеу екінші түзу сызықтан аспауы керек. Материалға байланысты екінші түзу сызық одан да төмен жатуы мүмкін.

Материалдардың төзімділік шегі көптеген жағдайларға, атап айтқанда:

- 1) циклдердің түрі мен олардың асимметриялық дәрежесіне;
- 2) кернеу шоғырлануын пайда ететін оймалар мен бөлшектердің пішініне;
- 3) бөлшектердің өлшемдеріне (масштабтық көрсеткіш);
- 4) жасалу технологиясы мен беттерінің өңделуіне, бет бедерлеріне байланысты болады.

Жоғарыда қарастырылған барлық жағдайларды ескере отырып, кернеу айнымалы циклмен өзгертін болса, төзімділік шегін төмендегі формуламен анықтауға болады:

$$\sigma_r = \frac{2\sigma_{-1}}{[(1-r)K + (1+r)\psi]\epsilon},$$

мұндағы  $\sigma_{-1}$  — материалдың симметриялық циклде анықталған төзімділік шегі;  $K$  — күш шоғырлану коэффициенті, бөлшектің өңдеу тазалығы мен геометриялық пішініне және қондыру тәсілдеріне байланысты алынады;  $\psi$  — материалдардың айнымалы күштерді қабылдау қабілеттілігін ескеретін коэффициент, бұл мысалы, көміртекті және аз легирленген болаттар үшін  $\psi=0,2$ , ал легирленген болаттар үшін  $\psi=0,3$  шамасында алынады;  $\epsilon$  — бөлшектердің көлеміне байланысты алынатын масштабтық коэффициент.

## 16.6. БЕТТІК БЕРІКТІК НЕМЕСЕ ЖАНАСУ (ТҮЙІСУ) БЕРІКТІГІ

Машинаның көптеген бөлшектерінің беріктігі жоғары болғанымен, алайда көбінесе беттік беріктігінің аз болатындығынан (мысалы, домалау подшипниктері, фрикциялық беріліс, тісті беріліс және т. б.) істен шығады. Машинаның екі бөлшегі бірімен-бірі бетпе-бет жанасатын болса және жанасу беті өте аз болса (нүктелік немесе сызықтық жанасу), сол жанасу бетінде едәуір беттік күш кернеуі пайда болады. Сол беттік күш кернеуінің арасында бөлшектер бетінде шетінеулер пайда болады. Беттік кернеудің шешімін алғаш рет неміс ғалымы Генрих Герц 1882

жылы тапты. Оны одан ары дамытқан орыс ғалымдары Н. М. Беляев пен М. М. Саверин еді.

Беттік кернеудің шамасын Генрих Герц төмендегі болжаулар арқылы тапты.

1. Жанасу материалдарының ішкі құрылысы бірдей және оларда серпімді деформация пайда болады (Гук заңы қолданылады).

2. Жанасу беті өте аз, ал практикада денелер нүкте немесе сызық арқылы жанасады.

3. Бетке түсетін күш сол бетке перпендикуляр бойымен әсер етеді.

Мұндай жағдайларда серпімділік теориясын қолдана отырып, бетке түсетін күш кернеуінің шамасын табуға болады

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}} \quad (16.18)$$

мұндағы  $\sigma_H$  — жанасу немесе беттік кернеу;  $E$  — келтірілген серпімділік модулі;  $\rho$  — келтірілген қисықтық радиус.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}, \quad (16.19)$$

мұндағы  $\rho_1, \rho_2$  — жанасу қисықтарының радиусы.

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \quad (16.20)$$

мұнда  $E_1, E_2$  — түйіскен денелердің серпімділік модулі.

### 16.7. МҮМКІНДІК КЕРНЕУ МЕН ҚОР КОЭФФИЦИЕНТІ

Жоғарыда статикалық күш әсер еткенде мүмкіндік кернеуді анықтау жолдарын қарастырдық, енді қор коэффициентін қандай мөлшерде алу жағдайына тоқталайық. Қор коэффициенті тәжірибе жүзінде, бөлшектердің жұмыс істеу қабілетіне байланысты 16.1-кестесінен алынады.

16.1-кесте

Қор коэффициентін анықтау

Материалдар	Ағу шегі бойынша есептеу	Беріктік шегі бойынша есептеу	Төзімділік шегіне байланысты есептеу
Жұмсақ болаттар (көміртекті жұмсартылған болаттар)	1,2...2,0		1,3...2,5
Беріктігі жоғары болаттар мен шойындар	1,5...2,2	2,0...3,0	1,3...2,5
Болат құймалар	1,5...2,5	—	1,3...2,5
Шойындар (сұр және түрлендірген)	—	3...5	2...3

Кейбір оқымыстылар қор коэффициентін дифференциалдық әдіспен анықтауды ұсынады:

$$[S] = S_1 S_2 S_3, \quad (16.21)$$

мұндағы  $S_1 = 1...1,5$  — есептеу күштері мен кернеуді анықтау дәлдігіне байланысты алынады; болаттан жасалған прокаттар үшін  $S_2 = 1,2...1,5$ ; шойындар үшін  $S_2 = 1,5...2,5$ ; бөлшектердің қауіпсіз жұмыс істеу шартына байланысты  $S_3 = 1...1,5$  алынады.

Екінші әдіс бойынша бөлшектерге түсетін күштің, кернеудің шамасы, бөлшектердің пішіні мен өлшемдері белгілі болған соң тексеру ретінде қор коэффициентін төмендегіше анықтауға болады.

Айнымалы созу, қысу немесе ию күштері әсер еткенде:

$$S_s = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_s}{\varepsilon} \sigma_a + \psi_s \sigma_m}; \quad (16.22)$$

бұралу күші әсер еткенде:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (16.23)$$

мұндағы  $\sigma_{-1}, \sigma_m, \tau_m, \sigma_a$  және  $\tau_a$  — айнымалы күштердің негізгі көрсеткіштері, олар циклге байланысты берілген формулалармен анықталады;  $K_s$  және  $K_\tau$  — кернеу шоғырлану коэффициенті;  $\varepsilon$  — масштабтық коэффициент;  $\psi_s, \psi_\tau$  — материалдардың айнымалы күшті қабылдау қасиетіне байланысты коэффициенті.

### 16.8. ҚАТАҢДЫҚ ЖӘНЕ ОРНЫҚТЫЛЫҚ

Қатаңдық деп, бөлшекке күш түскенде өзінің пішінін өзгертпей сақтап қалатын қабілетін айтады. Қыздырып және химиялық әдістермен өңдеу арқылы болаттың беріктігін және беттік беріктігін арттыруға болады, ал қатаңдығын өзгертуге болмайды, себебі қатаңдық тек қана серпімділік модуліне байланысты болады. Сондықтан көптеген бөлшектердің мөлшері қатаңдыққа есептеу арқылы табылады.

Қатаңдыққа: 1) қатаңдықтың аздығынан бөлшектер беріктігі аз болатын жағдайда. 2) Бір бөлшектің қатаңдығының аздығынан екінші бөлшек істен шығуы мүмкін болған жағдайларда ғана есептеу қажет. Мысалы, біліктер қатаңдығы аз болса, олар күш түскенде көп иіледі де, тісті берілістердің ілінісуі бұзылады, ал подшипниктер мүлде істен шығады. Сондықтан біліктердің иілуі жай тісті берілістер үшін  $[f] = (0,001...0,002)m$ -нен аспауы қажет, мұнда  $m$  — тісті берілістердің модулі.

3) Технология талаптарына сәйкес есептеу. Мысалы, станок бөлшектерінің қатаңдығы сол станоктардың дәлдігіне әсер етеді. Сондай-ақ рессорларды, серіппелерді және басқа серпімді

денелерді де қатандыққа есептеу қажет. Есептеу жолдары материалдар кедергісі курсында қаралады.

Орнықтылық дегеніміз күш түскен кезде денелердің пластикалық деформация алмау қабілеттілігі. Орнықтылыққа ұзын және жіңішке сығу күшін қабылдайтын бөлшектер, мысалы, ұзын винттер, штоктар, домкрат винттері, іші қуыс біліктер т. б. жадаы.

#### 16.9. ТОЗУҒА ТӨЗІМДІЛІК

Көптеген бөлшектер тозудың нәтижесінде істен шығып қалады. Тозған машиналарды жөндеу үшін біздің мемлекет жыл сайын ондаған миллиард қаржы бөледі. Кейбір машиналарда жөндеуге жұмсалған қаржы олардың өз құнынан да асып кетеді. Мысалы, жыл сайын тек қаңа карьерлерде пайдаланатын экскаваторды жөндеуге кететін қаржы елімізде жыл сайын шығарылатын барлық экскаваторға кеткен қаржыдан 1,44 есе артық болса, ал жерді бұрғылау станоктары үшін көрсетілген қаржы екі еседей артық болады. Тракторлар мен бульдозерлерді жөндеуге кететін қор бөлшектерінен 180 мыңдай машина, ал станок жасау өнеркәсібінде 150 мыңдай металл кескіш станоктарын жинастыруға болар еді. Машина бөлшектерінің 80—90% і тозудан істен шығатындықтан олардың тозуға төзімділігін арттыру мемлекеттік талап болып саналады. Тозған бөлшектер көбінесе төмендегі бұзылу жағдайларына әкеп соғады:

1. Тозу нәтижесінде бөлшектердің беріктігі төмендейді және динамикалық күштердің шамасы артады. Бұл жағдай бөлшектердің сынуына әкеп соғады.

2. Приборлардың, өлшеу аспаптарының және станоктар бөлшектерінің тозуы, олардың дәлдігін кемітіп, қолдануға жарамсыз етеді. Қазіргі уақытта тозудың көптеген түрі анықталады. Тозу машина бөлшектерінің жанасу бетіне сырттан енген қаттылығы жоғары абразивтер түсуден, тотығудан, металдардың бірімен-бірі қабысып қалудан және қажудан пайда болады.

3. Машиналардың пайдалы әсер коэффициенті азайып, шу көбейеді. Машина бөлшектерінің тозуға төзімділігін арттыру үшін оларға мынадай жағдайлар жасалуы қажет:

1. Бөлшектердің үйкелісетін жерлерін үнемі майлап, үйкеліс коэффициентін азайту үшін антифрикциялық материалдар қолдану қажет.

2. Қыздырып және химиялық әдістермен өңдеу арқылы тозуға төзімділігін арттыруға болады. Мысалы, көміртегімен қандыру, хромдау, азоттау және т. б. өңдеу арқылы болаттардың беріктігін, тозуға төзімділігін бірнеше есе арттыруға болады.

3. Тез тозатын бөлшектерді ауыстырмалы немесе жылжымалы етіп жасаған жөн. Мысалы, сырғанау подшипнигінің астарын ауыспалы етіп жасау немесе конусты подшипниктердің сыртқы сақинасын жылжымалы етіп жасау тозудан пайда болатын саңылауды болдырмауға мүмкіндік туғызады.

4. Бірімен-бірі жанасатын бөлшектердің материалдарын дұрыс таңдау жөн: а) тісті дөңгелектерді мейлінше қаттылығы жоғары етіп жасаған дұрыс. Шыныққан болаттан жасалған тісті дөңгелектер салмағы жағынан жақсартылған болаттан жасалған тісті дөңгелектерден үш есе кем және олардың жұмыс істеу мерзімі жоғары. Шыныққан болаттардың қаттылығы абразив бөлшектерінің қаттылығынан жоғары болған жөн; ә) үйкеліс болатын машина бөлшектерінің бірін қаттылығы жоғары материалдан (мысалы, шыныққан болат), ал екіншісін үйкеліс коэффициенті кем, тозуға төзімді материалдан (қола, жез, баббит) жасаған жөн; б) тек қана тот басып үгіліп тозудан жыл сайын мемлекет 10 млн. тоннадай металл жоғалтады, олардың құны бірнеше миллиард теңгеге жетеді.

Бөлшектерді тот басудан қорғау үшін әр түрлі түсті материалдармен, полимерлер мен шыны материалдарымен жабу әдісі қолданылады. Сондай-ақ, жаңа материалдарды, атап айтқанда, өзекті арқаулы материалдар, металды керамикалық, графитті материалдар және пластмассаларды кеңінен қолдану қажет.

#### 16.10. ЖЫЛУҒА ТӨЗІМДІЛІК

Машина бөлшектеріне шамадан тыс күш түсіргенде, олар тез істен шығып қалады, оның себебі:

1. Материалдардың беріктігі төмендейді, металдардың температурасы 300...400°C-қа жеткенде олардың беріктігі төмендеп, өздігінен «жылжу» пайда болады, былайша айтқанда, пішінін өзгерте бастайды.

2. Жоғары температурада май өзінің майлау қасиетінен айырылады. Айталық, автотрактор майы температурасы 120°C-қа жетпей-ақ бұзылады, тек арнаулы май (авиацияға арналған) 300...400°C-қа дейін майлау қабілеттігін сақтап қалуы мүмкін, ал одан жоғары температурада үйкеліс күшінің кенеттен артуынан ол да майлау қабілеттілігінен айырылып, бөлшектердің бірімен-бірі жабысып қалу қаупі туады.

3. Ыстықтың әсерінен бөлшектер арасындағы саңылау азаяды, дәлдік кемиді және басқа ұнамсыз жағдайлар пайда болады.

#### 16.11. ДІРІЛГЕ ТӨЗІМДІЛІК

Дірілге төзімділік деп, бөлшектердің зиянды тербеліссіз, өздеріне тән тербеліс режимдерінде жұмыс істеу қабілеттілігін айтады. Машина бөлшектерін діріл төзімділігіне есептеу іс жүзінде зиянды тербелістің немесе резонанс құбылысының пайда болу шарттарын есептеуге әкеп соғады. Бізге белгілі резонанс құбылысы меншікті тербеліс пен еріксіз тербелістің жиілігі бірдей болғанда пайда болады. Міне, осыны алдын ала ескеріп, айнымалы бөлшектерін сол жағдайларда жұмыс істемейтіндей етіп жасау, дірілге төзімділікке есептеу болып саналады.



Машиналардың сенімділігі деп, олардың белгілі бір мерзімде ақаусыз бұзылмай жұмыс істеу қабілеттілігін айтады. Кейінгі кезде машиналардың сенімді, берік болуына өте мән беріліп жүр. Себебі машиналар, агрегаттар, автоматтар неғұрлым күрделі болса, соғұрлым олардың бөлшектері де сенімді болуы қажет. Мысалы, автоматтандырылған механикалық цехтарда ондаған, жүздеген станоктарды бірімен-бірін тізбектеп қосып, олардың бір-біріне байланысты жұмыс істеуін талап етеді. Ал мұндай жағдайда бір станоктың істен шығып қалуы бүкіл цехтағы автоматтың жұмыс істеуіне әсерін тигізеді. Сондықтан қазір машина бөлшектерінің сенімділікке есептеу жолдары қарастырылуда.

Машина мен олардың бөлшектерінің жұмыс істеу шартын анықтау үшін, алдымен МЕСТ 27002-83-те берілген ұғымдармен танысқан жөн. Көрсетілген стандартта берілген ұғымдарды төрт топқа бөліп қарастырған тиімді. Олар біріншіден есепке алушы зат, объект; екіншіден, сол объектінің жағдайлары, үшіншіден, олардың қасиеттері мен ерекшеліктері және соларды анықтайтын көрсеткіштер.

#### 1-топ. Объект, зат.

1. *Бұйымдар, заттар* — оларға түрлі машиналар немесе олардың бөлшектері, приборлар, жабдықтар және т. б. заттар жатады.

2. *Бұйымдар элементі* — машина бөлшектері, бөлшектер және басқа зат бөлшектері.

3. *Ремонттауға келетін бұйымдар* істен шыққан жағдайда, қайтадан жұмыс істеу қалпына келтіруге болады. Бұған көптеген машиналар, автомобильдер, станоктар, крандар және т. б. жатады.

4. *Ремонттауға келмейтін бұйымдар* — машиналар жұмыс істеп тұрған кезде оларды жөндеп қалпына келтіруге болмайды. Мысалы, электролампа, домалау подшипниктері, сондай-ақ тісті берілістер, біліктер және т. б. Тісті берілістер, біліктер, подшипниктер ремонттауға келеді, бірақ ол үшін машинаны тоқтатып, айтылған бөлшектерді заводқа немесе шеберханаға жеткізу қажет.

#### 2-топ. Жағдайлар мен оқиғалар.

5. *Жөнделген немесе қалыпқа келтірілген* деп, бұйымдардың, заттардың техникалық құжаттарда көрсетілген шарттарға сәйкестігін айтады.

6. *Жөнделмеген немесе қалыпқа келтірілмеген* деп, техникалық құжатта көрсетілген бір немесе бірнеше шарт орындалмаған жағдайды айтады.

7. *Жұмыс істеу қабілеттілігі* деп, машина мен механизмнің техникалық көрсеткіштеріне сай жұмыс атқара алуын айтады. Мысалы, жеңіл автомобильдің бір жері майысып немесе бояуы

көшіп кеткен болса, ол оның жұмыс істеу қабілетінен айырылғанын көрсетпейді, ол тек жөнделмеген, қалыпқа келтірілмегенін ғана көрсетеді.

8. *Істен шығу, бұзылуы* деп, жұмыс істеу қабілетінен айырылған жағдайды түсінуіміз қажет.

#### 3-топ. Қасиеттер мен ерекшеліктер.

9. *Сенімділік*. Сенімділік деп, бұйымдардың, машина мен механизмдердің өздеріне жүктелген міндетін, негізгі көрсеткіштерін сақтай отырып, белгілі бір мезгілде сақталу қасиетін айтамыз. Машина мен механизмдердің сенімділігі олардың тоқтап қалмай, ұзақ жұмыс атқарып өзінің көрсеткіштерін сақтап қалу ерекшеліктерімен анықталады.

10. *Істен шықпау, бұзылмау* деп, бұйымдардың, машина мен механизмдердің еріксіз бұзылмай жұмыс істеу қабілетін сақтап қалу қасиетін айтады.

11. *Шыдамдылық, төзімділік* деп, бұйымдардың, машина мен механизмдердің керекті жөндеу жұмысын жүргізіп қажетті күтім жасап, уақтылы майлау арқасында тозығы жеткенше жұмыс істеу қабілетін сақтап қалу қасиетін айтады.

12. *Жөндеуге ыңғайлылық* — тозуды немесе тоқтап қалуды алдын ала болжап, оларды кезінде түзеп отыруға ыңғайлылық қасиетімен анықталады.

13. *Сақтауға ыңғайлылық* деп, бір жерден екінші жерге ауыстыруда және белгілі мезгілде сақтау кезінде бұйымдардың, машина мен механизмдердің өздерінің техникалық құжатында көрсетілген көрсеткіштерін сақтап қалу қасиетін айтады.

#### 4-топ. Сандық көрсеткіштер.

14. *Жұмыс көрсеткіші* немесе *істелген жұмыс* деп, машина мен механизмдердің, бұйымдардың пайдалану уақытын немесе бітірген жұмысын, жүрген жолын және т. б. көрсететін көрсеткішті айтамыз.

15. *Бұзылуға дейінгі жұмыс* деп, бұйымдардың, машина мен механизмдердің екі жөндеу (ремонт) аралығында орташа алынған жұмыс көрсеткішін айтады.

16. *Бірінші бұзылуға дейінгі орташа алынған жұмыс көрсеткіші* деп машина мен оның бөлшектерінің бірінші рет істен шығуына дейінгі орташа алынған жұмыс көрсеткішін айтады.

17. *Ресурс* — тозығы жеткенге дейінгі жұмыс көрсеткіші. Жөндеу аралығындағы ресурс деп бірінші капиталды жөндеуге дейінгі орташа алынған жұмыс көрсеткішін айтады. Мысалы, транспорт машинасының жүрген жолы, экскаватордың қазған топырақ мөлшері, машина бөлшектерінің жұмыс істеу мерзімі көрсетіледі.

18.  $\gamma\%$  — *проценттік ресурс* жасалынған бұйымдардың, машина мен машина бөлшектерінің белгілі бір проценті (көбінесе 90% шартпен) көрсетілген ресурсты атқаруы қажет. Мысалы, домалау подшипниктердің каталогта көрсетілген динамикалық

жүк көтергіш көрсеткіші сол текті, сол өлшеммен шығарылған домалау подшипниктерінің 90%-ті көрсете алады деген сөз.

19. *Берілген ресурс* деп, машина мен машина бөлшектерінің қандай жағдайда болғанына қарамастан осы берілген ресурстан соң тоқтатылуын айтады.

20. *Жұмыс істеу мерзімі* деп, бұйымдардың, машина мен механизмдерінің тозығы жетіп жұмысқа жарамсыз болғанға дейінгі уақытты айтады.

21. *Жөндеуге кеткен орташа уақыт* деп, жөндеу кезінде сынған жерді тауып, оларды қалыпқа келтіруге кеткен орташа уақытты айтады.

22. *Дайындық коэффициенті* деп, бұйымдардың, машина мен механизмдерінің планмен алынған техникалық күтім аралығында қандай да бір уақытты алсақ та олардың жұмыс істеуге дайын тұру ықтималдығын көрсетеді.

23. *Істен шықпай, бұзылмай жұмыс істеу ықтималдығы* деп, белгілі уақыт аралығында немесе берілген жұмыс көрсеткіштер аралығында тоқтаусыз жұмыс істеу ықтималдығы.

24. *Бұзылу жиілігі* деп, белгілі бір уақытта барлық істен шыққан бұйымдардың сол уақытта жұмыс істеп тұрған бұйымдардың барлық санына қатынасын айтады. Бұл термин тек жөндеуге келмейтін бұйымдар үшін қолданылады.

Бөлшектердің сенімді жұмыс істеуін анықтайтын көрсеткіштер жоғарыда айтылғандай машина бөлшектерінің көбін жөндеуге келмейтін бұйым деп қарастырамыз, себебі оларды машинаның жұмысын тоқтатпай жөндеуге болмайды (тісті, шынжырлы, белдік, червякті берілістер, біліктер ж. т. б.). Сондай-ақ бөлшектер үшін олардың сапасын анықтаушы етіп жұмыс көрсеткішін алдық. Бөлшектердің негізгі жұмыс көрсеткішіне (наработка) бұзылуға дейінгі жұмыс істеу мерзімі алынады. Осы көрсеткіш бөлшектерінің жасалудағы сапасын анықтайды. Мысалы, завод бір тектес домалау подшипниктерін жасайды делік. Олардың қайсысы сапалы дайындалғанын анықтау үшін әр партиядан бір-бір топ подшипник алып, оларды арнаулы сынақтан өткізіп жұмыс көрсеткішін анықтайды. Заводтар шығарған подшипниктер сапасы жоғары-төмен болуы кездейсоқ шамалардың таралуына байланысты. Жұмыс көрсеткіштерінің статистикалық орташа мәнін төмендегіше анықтаймыз:

$$t_{\text{оп}}^* = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i. \quad (16.24)$$

Бұзылуға дейінгі алынған орташа жұмыс көрсеткіші математикалық күтім арқылы өрнектеледі

$$t_{\text{оп}} = \int_0^{\infty} t f(t) dt. \quad (16.25)$$

Бөлшектердің бұзылмай жұмыс істеу қабілеттілігінің ықти-

малдығы берілген  $t$  уақыттан артық жұмыс істеу ықтималдығымен анықталады

$$P(t) = P(T > t). \quad (16.26)$$

Бұл ықтималдық кездейсоқ шаманың бөлшектер үшін жұмыс ( $T$ ) көрсеткіші ( $t$ ) мен  $\infty$  уақыт аралығында болу ықтималдығымен өрнектеледі

$$P(t) = \int_t^{\infty} f(t) dt = 1 - F(t). \quad (16.27)$$

(16.27) өрнегі бойынша уақыт көбейген сайын бөлшектердің бұзылмай жұмыс істеу ықтималдығы азайып, бұзылу ықтималдығы арта түседі.

Бөлшектердің бұзылмай жұмыс істеу ықтималдығының сынау нәтижелеріне сүйеніп алынған статистикалық мәнін жуықтап төмендегіше анықтауға болады:

$$P^*(t) = \frac{N(t)}{n}, \quad (16.28)$$

мұндағы  $N(t)$  — сынау нәтижесінде белгілі уақыттан артық жұмыс істеу мерзімін көрсететін бөлшектер саны.

Сонымен (16.27) өрнегін қолданып бөлшектердің бұзылмай жұмыс істеу қабілеттілігін олардың жұмыс көрсеткіштерінің таралу заңына байланысты анықтауға болады.

Қалыпты заңмен таралуда

$$P(t) = \frac{1}{2} \left[ 1 - \Phi \left( \frac{t - m_t}{\sigma_t \sqrt{2}} \right) \right]. \quad (16.29)$$

Логарифмді қалыпты заңмен таралуда

$$P(t) = 1 - F_0 \left( \frac{\lg t - m_{\lg t}}{\sigma_{\lg t}} \right). \quad (16.30)$$

Бейбулл заңымен таралуда

$$P(t) = \exp \left[ - \left( \frac{t - a}{b} \right)^m \right]. \quad (16.31)$$

Экспонента заңымен таралуда

$$P(t) = e^{-\lambda t}. \quad (16.32)$$

Гамма-проценттік ресурс мына формуламен анықталады:

$$P(t_\gamma) = \frac{\gamma}{100}, \quad (16.33)$$

мұндағы  $P(t)$  — (16.27) және (16.32) формулаларымен анықталады. Экспонента заңымен таралуда  $e^{-\lambda t} = \frac{\gamma}{100}$  осы өрнекті логарифмге келтіріп,  $\frac{1}{\lambda} = m = t_{\text{оп}}$  екенін еске алсақ

$$t_\gamma = t_{\text{оп}} \left( -\ln \frac{\gamma}{100} \right). \quad (16.34)$$

Егер  $\gamma = 90\%$  деп алсақ, онда

$$t_{90} = 0,105t_{ор}$$

Бұзылу қарқыны немесе жиілігі төменгі формуламен анықталады:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)}, \quad (16.35)$$

мұндағы  $f(t)$  — бұзылуға дейінгі жұмыс көрсеткішінің таралу тығыздығы;  $P(t)$  — бұзылмай жұмыс істеу ықтималдығы.

Бұзылу қарқыны уақыт немесе жұмыс көрсеткішіне байланысты болады. Машина бөлшектерінің бұзылу қарқыны алғашқы кезде жоғары болады, себебі дайындау кезінде жіберген қателіктер мен ақаулар бірден байқалып, олар тез істен шығады, одан кейін бұзылу қарқыны бірқалыпты болады. Бөлшектер тозып, төзімділігі нашарлаған уақытта бұзылу қайтадан көбейеді.

Бөлшектердің сенімді жұмыс істеу қабілеттілігі негізінен үш жағдайға байланысты

$$P = P_K P_D P_{Э}, \quad (16.36)$$

мұндағы  $P_K$  — бөлшектер конструкциясын жасауда және оларды есептеуде жіберілген қателіктері ескеріліп анықталған бұзылмай жұмыс істеу ықтималдығы, бұл ықтималдықты есептеуде  $P_D P_{Э} = 1$  деп аламыз;  $P_D$  — дайындау, жинау кезінде жіберілген қателіктері есептеліп анықталған ықтималдық, бұл жағдайда  $P_K P_D = 1$  деп алуымыз қажет;  $P_{Э}$  — эксплуатация жағдайлары ескеріліп анықталатын ықтималдық,  $P_K P_D = 1$  деп аламыз.

Есептелген жалпы ықтималдық мүмкіндік ықтималдықтан жоғары болуы қажет

$$P \geq [P]. \quad (16.37)$$

Мүмкіндік ықтималдық бөлшектердің жауапты қызмет атқаруына байланысты алынады. Егер олардың бұзылуы машинаның тоқтап қалуына әкеп соқтырмайтын болса, онда ол 0,8...0,94 шамасында, ал егер машинаның көп уақыт тоқтап қалуына әкеп соқтыратын болса, 0,95...0,97, аварияға әкеп соқтырған жағдайда 0,98...0,99 шамасында алынады.

Міне, сенімділікке есептеу осы үш ықтималдықты анықтау арқылы жүргізіледі. Бірінші ықтималдықты анықтау бөлшектердің үш түрлі бұзылу жағдайын есептеуден табылады. Біріншіден, бөлшектерге түсетін күштердің өзгеру шамасынан, температурадан және климаттың әсерінен пайда болатын күш кернеулеріне байланысты болатын бұзылулар. Бұл ықтималдықты анықтау үшін бөлшектерге түсетін күштің ауытқу шамаларын, олардың таралу заңын анықтау қажет.

Екіншіден, бөлшектердің төзімділік шегінің азаюынан болатын бұзылу. Бұл жағдайда есептеу материалдардың төзімділік шегінің тозуға шыдамдылығының анықтауда болатын қателіктер ауытқулар арқылы жүргізіледі.

Үшіншіден, машина бөлшектері үйкеліс күштерінің әсерінен бұзылуы мүмкін, бұл жағдайда көбінесе материалдардың тозуға төзімділігі мен үйкеліс күштерінің ауытқу шамаларына байланысты болады.

Екінші  $P_D$  — дайындау кезіндегі қателіктерді ескеретін ықтималдық, бөлшек материалдарында олардың құрылымында болатын кездейсоқ ақауға: жарықшақ, қимасының біркелкі болмауы, дайындауда жіберген өлшем қателіктер және т. б. байланысты анықталады. Сондай-ақ, жинау кезінде жіберген қателіктер де осында есептелінуі қажет.

Үшінші  $P_{Э}$  — эксплуатация кезінде ескерілетін ықтималдық, бөлшектердің жұмыс істеу кезінде күш шамаларының өзгеруі, сапасыз жасалған жөндеу ауа райы және т. б. байланысты анықталады.

## 17-тарау

### МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІН СТАНДАРТТАУ. ӨЗАРА АУЫСТЫРЫМДЫЛЫҚ

#### 17.1. СТАНДАРТТАУ ҰҒЫМЫ

Машина бөлшектері мен тораптарының параметрлерін белгілі бір жүйеге келтіру жүйесі стандарттау деп аталады.

Стандарттау бұйымдардың құнын арзандатып, оларды жасағанда стандартты құралдарды пайдалануға мүмкіндік береді, сонымен қатар жаңа машиналардың жобасын жасауды жеделдетіп, жөндеу жұмыстарын оңайлатады. Халық шаруашылығында, сонымен қатар машина құрылысында стандарттың техникалық және экономикалық мәні зор.

Мемлекеттік жалпы стандарт қысқаша МЕСТ деп белгіленеді. Қатардағы нөмірі мен қосымша екі сан бекітілген жылын немесе стандарттың қайта қаралған уақытын көрсетеді.

МЕСТ-тардан басқа ведомстволық және заводтық нормальдар қолданылады.

Қазіргі кезде машина жасау өндірісінде машина құрастыру сызбаларын орындау, қуаттар, бұрыштық және сызықтық жылдамдықтар, машина жасауға арналған материалдар, олардың химиялық құрамы, негізгі механикалық қасиеті және термиялық өңдеу, қондыру, червякті және тісті дөңгелектердің модульдері, шкивтердің диаметрі және т. б. МЕСТ бойынша жүйеленген.

Машина бөлшектерін жасаған кезде, олардың өлшемдері де стандартталады, себебі машина бөлшектері өзара ауыстырылатындай етіп жасалуы қажет.

#### 17.2. ӨЗАРА АУЫСТЫРЫМДЫЛЫҚ ҰҒЫМЫ

Жоғарыда айтылғандай, машина бөлшектерін көптеген талаптарға сәйкес жасау керек, сол талаптардың бірі — өзара ауыстырымдылық.

Өзара ауыстырымдылық деп, біріне-бірі байланыссыз жасалған бөлшектердің машина тораптарында қосымша өндеуді қажет етпей, өз орнына қондырылып, машинаның сапалы жұмыс істеуін қамтамасыз ету қасиетін айтамыз. Машина бөлшектерінің өзара ауыстырымды болуы іс жүзінде өте қажет. Себебі, пайдалану кезінде, тетіктерді құрастырғанда көп уақыт алатын қол жұмыстарын жеңілдетеді. Сондай-ақ, өндірісті жаппай алмастыруға (кооперация) және автоматтандыруға жол ашады. Өзара ауыстырымдылық дәлдік шегі мен қонымдылықты стандарттау арқылы жүзеге асырылады. Сонымен бірге машина тетіктерін дайындаған кезде өте дәл жасау мүмкін болмайтындықтан, дәл өлшемдерде ауытқулар болады. Сондықтан бөлшектерді дайындау кезінде мына өлшемдерді айыра білуіміз қажет.

Номинал өлшем деп, машина бөлшектерін қолданылатын жеріне байланысты есептеуден туатын негізгі өлшемді айтамыз. Бұл өлшем бөлшектердің сызбасында көрсетіледі.

Нақты өлшем деп, тетіктерді дайындаудан кейін белгілі қателікпен өлшеніп алынған өлшемді айтамыз.

Шекті өлшем дегеніміз, бөлшектердің нақты өлшемін шектейтін өлшемдер.

Ауытқу деп, шекті өлшем мен номинал өлшемнің алгебралық айырмасын айтамыз (17.1-сурет).

Шекті өлшемдердің өзі екі түрге бөлінеді: а) ең үлкен шекті өлшем; б) ең кіші шекті өлшем. Сондықтан, ауытқу да екі түрлі болады. Яғни  $ES = D_{\max} - D$ ,  $EI = D_{\min} - D$  — тетіктер үшін;  $es$ ,  $ei$  — біліктер үшін  $es = d_{\max} - D$  және  $ei = d_{\max} - D$ ;  $D$  — номинал өлшем.  $ES$ ,  $es$  — жоғарғы ауытқу,  $EI$ ,  $ei$  — төменгі ауытқу.

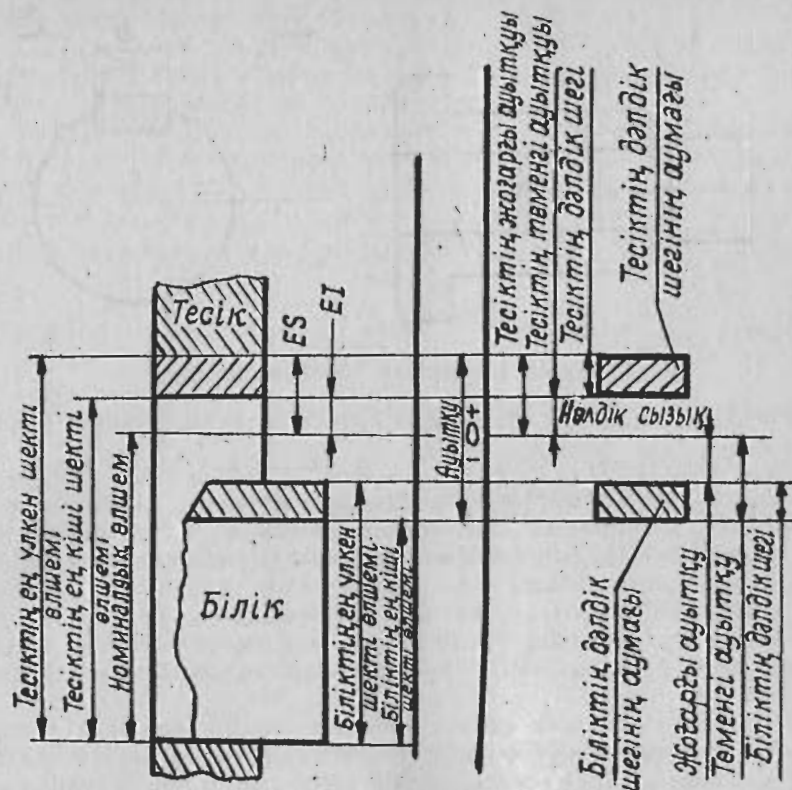
Ауытқулардың таңбалары оң да, теріс те болуы мүмкін ( $\pm$ ).

Дәлдік шегі дегеніміз, ең үлкен шекті өлшем мен ең кіші шекті өлшемнің алгебралық айырмасы, яғни дәлдік шегі тетіктер үшін  $D_{\max} - D_{\min} = T$ , ал біліктер үшін  $d_{\max} - d_{\min} = T$ .

Осы екі шекті өлшемнің айырмасы үлкейген сайын дәлдік шегі де үлкейіп, бөлшектің дәлдігі кемиді, соған байланысты құны да төмендейді. Тетіктерді қондыру мен дәлдік шегін графиктік жолмен анықтағанымызда, белгілі бір нөлдік сызық арқылы өлшемдер ауытқуының орналасуын белгілейміз (17.1-сурет). Сондай-ақ, дәлдіктер шегінің жинағын *кавалитет* деп атаймыз. Квалитет номиналдық өлшемдер дәлдігін анықтайды.

Нөлдік сызық графиктік бейнеде номинал өлшеммен бірдей оның үстінен өтеді. Жоғарғы ауытқу және төменгі ауытқу өздеріне сәйкес осы нөлдік сызықтың төменгі және жоғарғы жағына орналасады. Графиктік жолмен бейнелеу кезінде біз дәлдік шегін тереңірек білу үшін дәлдік шегінің аумағы деген шаманы енгіземіз. Дәлдік шегінің аумағы дегеніміз, шекті өлшемдермен шектелген өлшемдер аумағы. Дәлдік шегінің жоғарғы шегін ең үлкен шекті өлшем, ал төменгі шегін ең кіші шекті өлшем көмкерді.

Машина жасау барысында тетіктерді әр түрлі біріктіреді. Соның ішінде ең көп тарағандарының бірі жанастырып қондыру.



17.1-сурет. Бөлшектерді қондыруда дәлдік шегінің аумағы.

Айталық, екі тетікті біріне-бірін қондырсақ, олардың біреуі екіншісіне бекітіледі.

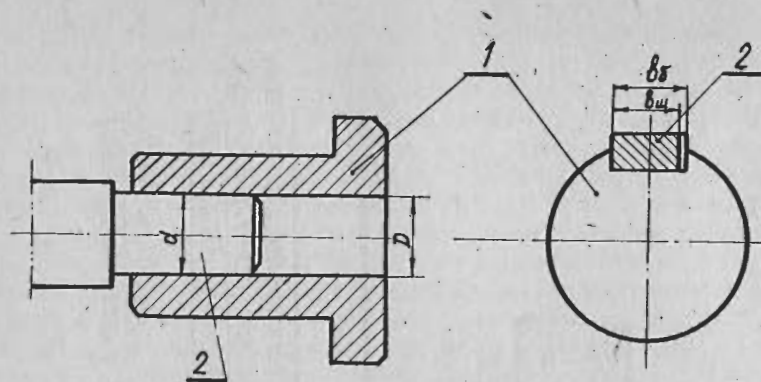
17.2-суретте білікке втулка қондырылған. Бұл жерде втулка қамтушы бөлшек, ал білік — қамтылушы бөлшек. Олардың өлшемдерінің айырмасы қонымдылықты сипаттай алады. Сонымен:  $D - d$  — қондыру;  $A_5 - A$  — қондыру.

Егер қондыру оң таңбалы болса, онда оны саңылаулы «S» қондыру, егер теріс таңбалы болса керілмелі «N» қондыру деп атайды.

Саңылау мен керілу шамасы әр түрлі болады:

- $D_{\max} - d_{\min} = S_{\max}$ ,  $S_{\max} = ES - ei$  ең үлкен саңылау;  
 $D_{\min} - d_{\max} = S_{\min}$ ,  $S_{\min} = EI - es$  ең кіші саңылау;
- $D_{\min} - d_{\max} = N_{\max}$ ,  $N_{\max} = es - EI$  ең үлкен керілу;  
 $D_{\max} - d_{\min} = N_{\min}$ ,  $N_{\min} = ei - ES$  ең кіші керілу.

Қонымдылықтың дәлдік шегі деп ең үлкен және ең кіші саңылау мен керілудің айырмасын айтады.



17.2-сурет. Бөлшектерді бір-біріне қондыру.

3.  $S_{\max} - S_{\min} = T_s$ ,  $T_{\text{кол}} = T_r + T_o$  саңылаудың дәлдік шегі;  
 $N_{\max} - N_{\min} = T_N$  керілудің дәлдік шегі.

Ауыспалы қондырудың дәлдік шегі ең үлкен және ең кіші керілудің алгебралық айырмасына немесе ең үлкен керілу мен ең үлкен саңылаудың алгебралық қосындысына тең болады.

Қондыруды орындалуына байланысты үш түрге бөлеміз: 1) қозғалмайтын; 2) қозғалмалы; 3) ауыспалы.

Ауыспалы қондыру бөлшектерде қосымша шпонка, штифт және винт арқылы бекітетін қозғалмайтын қосылыстарда қолданылады.

Қондырудың түрін таңдау көбінесе тәжірибеге немесе есептеуге байланысты жүргізіледі. Престі қондырулар берілетін күштің шамасына қарай есептеледі. Ал қозғалмалы қондырулар сырғанау подшипниктерінде сұйықтық үйкелісті туғызуды үшін қолданылады. Көптеген қондырулар жанасатын екі бөлшектің біреуінің шекті ауытқуын өзгертіп, ал екіншісінің өлшемдерін сол дәлдікке байланысты тұрақты қалдырып жасалады. Бұл әдістің өзі бөлшектердің жасалуын жеңілдетеді және қолданылатын аспаптардың санын азайтады. Егер қондыру біліктің өлшемдерін өзгерту арқылы жасалса, онда ол қондыру негізгі тесік жүйесі бойынша іске асырылған деп есептеледі.

Егер бөлшектерді тесік өлшемдерін өзгерту арқылы қондырса, онда ол қондыру негізгі білік жүйесі бойынша іске асырылған деп есептеледі. Негізгі тесік жүйесінде номинал өлшем тесіктің ең кіші шекті өлшемімен тура келеді. Ал дәлдік шегі втулка өлшемінің ішіне енеді. Негізгі білік жүйесінде номинал өлшем біліктің ең үлкен шекті өлшемімен тура келеді. Ал дәлдік шегі біліктің өзінде (ішінде) болады. Машина жасау өнеркәсібінде өзінің артықшылығына байланысты көбінесе негізгі тесік жүйесі қолданылады. Себебі а) білікке қарағанда тесікті өңдеу қиына түседі; б) тесікті тазалап өңдейтін разверткалардың саны азаяды.

Ал негізгі білік жүйесі төмендегі жағдайларда қолданылады:

1. Домалау подшипниктің сыртқы сақинасының бетін білік жүйесі бойынша қондыру кезінде;

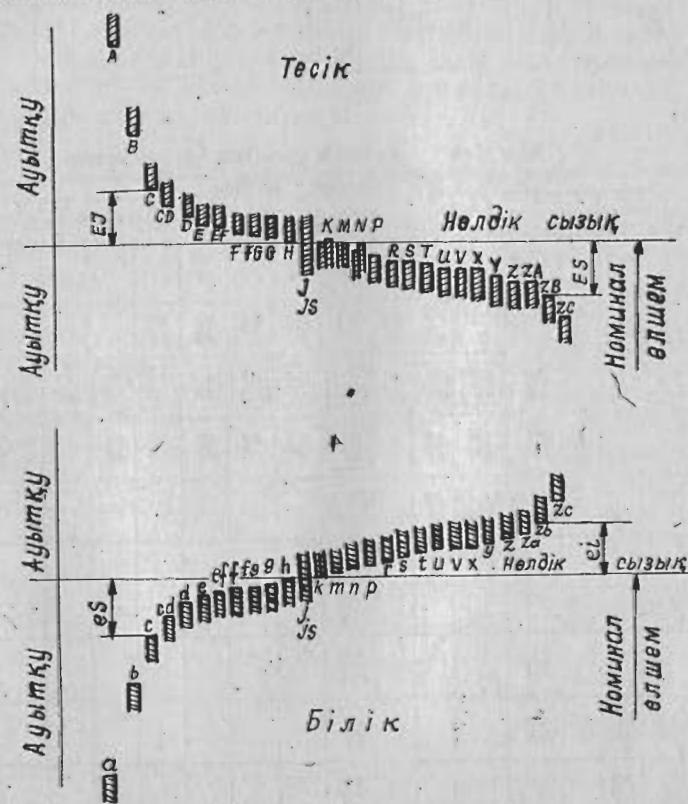
2. Өте жоғары дәлдікпен жылтыратылған біліктер үшін (ауыл шаруашылық машиналарында, тоқыма өнеркәсібінде және түрлі приборлар жасаған кезде қолданылады).

Сызбаларды қондыру бөлшек түрінде белгіленеді. Оның алымы тесік өлшемінің ауытқу шамасын немесе қондыру белгісі мен қвалитетін көрсетеді, ал бөлімі білік өлшемдерінің ауытқу шамасы мен қондыру белгісін көрсетеді. Мысалы, негізгі тесік жүйесінде саңылаумен қондыруды  $\varnothing 45 \frac{H7}{17}$  немесе  $\varnothing 45 \frac{+0,025}{-0,025}$  деп

белгіленсе, керіп қондыруда  $\varnothing 45 \frac{H7}{16}$  немесе  $\varnothing 45 \frac{+0,025}{+0,050}$  деп, ал

ауыспалы қондыруда  $\varnothing 45 \frac{H7}{k6}$  немесе  $\varnothing 45 \frac{+0,025}{+0,018}$  деп белгіленеді.

Дәлдік шегі қвалитет пен номинал өлшем шамасына байланысты анықталады (СТ—СЭВ—145—75). Осыған орай дәлдік



17.3-сурет. Қондыру түрлері.

Негізгі тесік жүйесінде ұсынылған қондыру түрлері

Негізгі тесік жүйе	Біліктер өлшемінің ауытқуы																											
	α	β	с	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z								
	қондыру түрлері																											
H5								H5/g4	H5/k4	H5/js4	H5/k4	H5/m4	H5/n4															
H6								H6/f6	H6/g5	H6/h5	H6/js5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5											
H7			H7/c8	H7/d8	H7/e8	H7/f8	H7/g8	H7/h8	H7/js8	H7/k8	H7/m8	H7/n8	H7/p8	H7/r8	H7/s8	H7/t8	H7/u8											
H8			H8/c8	H8/d8	H8/e9	H8/f9	H8/g9	H8/h9	H8/js9	H8/k9	H8/m9	H8/n9					H8/s9	H8/t9	H8/u9	H8/v9	H8/x9	H8/z9						
H9				H9/d9	H9/e9	H9/f9																						
H10				H10/d10					H10/h10																			
H11		H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11				H11/h11																			
H12									H12/h12																			

Негізгі білік жүйесінде ұсынылған қондыру түрлері

Негізгі білік жүйе	Тесік өлшемдерінің ауытқуы																		
	h	s	c	D	E	F	g	H	js	k	M	N	P	R	S	T			
	қондыру түрлері																		
h4								G5/h4	H5/k4	Js5/k4	K5/h4	M5/h4	N5/h4						
h5								F7/h5	G6/h5	H6/h5	Js6/h5	K6/h5	M6/h5	N6/h5					
h6			D8/h6	E8/h6	F8/h6	G7/h6	H7/h6	Js7/h6	K7/h6	M7/h6	N7/h6	P7/h6	R7/h6	S7/h6	T7/h6				
h7			D8/h7	E8/h7	F8/h7		H8/h7	Js8/h7	K8/h7	M8/h7	N8/h7	P8/h7							
h8			D8/h8	D9/h8	E8/h8	E9/h8	F9/h8		H8/h8	H9/h8									
h9			D9/h9	D10/h9	E9/h9	F9/h9		H8/h9	H9/h9	H10/h9									
h10				D10/h10				H10/h10											
h11		H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11			H11/h11											
h12								H12/h12											

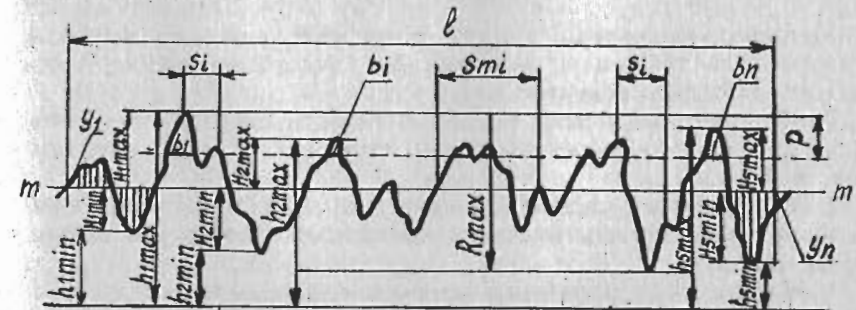
шегі 19 қвалитетке бөлініп IT1, IT2...IT17, IT0, IT01 белгілерімен көрсетіледі. IT01—IT7 — қвалитеті калибрдің, IT3—IT12 — дәлдігі жоғары қондырғылардың, IT12—IT17 — дәлдігі төмен немесе өлшемдері тексерілмейтін бөлшектердің дәлдік шектерін анықтауға пайдаланады. Қвалитеттің көрсеткіш цифры өскен сайын дәлдік шегінің шамасы артып бөлшектердің дайындау дәлдігі кемиді.

Номинал өлшемдері бірдей бір қвалитеттегі тесіктер мен біліктердің ауытқу шектері бірдей. Тесіктерді өңдеу қиын болғандықтан олардың дәлдік шегін біліктен 1—2 қвалитет төмен алған жөн.

Ауытқу шектері 28 түрге бөлінген (17.3-сурет) және тесіктің ауытқуы үлкен латын әріптерімен, ал біліктің ауытқуы кіші әріптермен белгіленеді. Негізгі тесік жүйесінде тесіктің төменгі ауытқу шегі нөлге тең болып H әрпімен белгіленсе, негізгі білік жүйесінде біліктің жоғарғы ауытқуы нөлге тең болып h әрпімен көрсетіледі. Саңылаумен қондыруда (a—h), (A—H), керіліскен қондыруда (I—ZC) белгілері пайдаланылады, сондай-ақ екі аралықта жататын cd, ef, fd, za, zb, zc-мен белгіленетін қондырулар да қолданылады. Машина бөлшектерін қондыруда көбінесе 17.1 және 17.2-кестелерінде көрсетілген қондырулар пайдаланылады. Осы кестеде қоршауда алынған қондырулар жиі қолданылады, сондықтан бөлшектер конструкциясын жасауда, біріншіден, осы көрсетілген қондыруларды алған жөн.

17.3. БӨЛШЕКТЕР БЕТТЕРІНІҢ ӨНДЕУ ТАЗАЛЫҒЫ

Машина бөлшектері өзінің аяққы пішіні мен қалпына келгенше әр түрлі өңдеуден өтеді. Бөлшек бетінің тазалығы олардың соңғы рет қандай станокта өңделгеніне байланысты болады да, беттік тегістігіне қарай, оны анықтайтын бет бедерінің шамасына байланысты анықталады. Бет бедерінің шамасы белгілі қашықтықта өлшенеді, ол қашықтық негізгі қашықтық болып алынады. Бет тегістігі және бедерлер шамасы, олардың өлшемдері МЕСТ 25142-82 бойынша шектелген және негізгі қашықтықта өлшенеді (17.4-сурет). Бұл суреттегі  $R_a$  — бет бедерлерінің ор-



17.4-сурет. Бет тегістігі.

таша арифметикалық ауытқуы;  $R_z$  — беттің кедір-бұдырларының он нүктесі арқылы анықталған шама;  $R_{\max}$  — беттің кедір-бұдырларының ең үлкен шамасы;  $S$  — бет бедерлерінің төбесі арқылы өлшенген орташа қадам;  $S_m$  — орта сызық бойынша алынған қадам;  $t_p$  — бет бедерлерінің салыстырмалы ширек ұзындығы база ретінде алынған ұзындыққа ( $l$ ) байланысты төмендегідей процентпен көрсетіледі: 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90. Бет бедерлерінің орта сызығы база ретінде алынып, соған байланысты  $R_a$ ,  $R_z$  және  $S_m$ ,  $t_p$  төмендегі формулалар бойынша анықталады:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|; \quad (17.1)$$

$$R_z = \frac{|\sum_{i=1}^5 H_{i \max}| + |\sum_{i=1}^5 H_{i \min}|}{5}$$

$R_z$  бет бедерлерінің ең жоғарғы бес төбесі мен бес ойпақ нүктелері арқылы өлшенуі қажет. Немесе орта сызық түзу болған жағдайда

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 h_{i \max} - \sum_{i=1}^5 h_{i \min}}{5}. \quad (17.2)$$

$h_{i \max}$  мен  $h_{i \min}$  шамаларын анықтау 17.4-суретінде көрсетілген. Егер бет бедерлерінің өлшемі 6—12 класқа сай келетін болса, онда  $R_a$  өлшемі көрсетіледі, ал егер 1—5-ке және 13 пен 14 класқа сәйкес болса, онда  $R_z$  өлшемі көрсетіледі. Мысалы, 0,63 және  $R_z$  20.

## 18-тарау

### МАШИНА ЖАСАУ МАТЕРИАЛДАРЫ

#### 18.1. ЖАЛПЫ ТҮСІНІК

Машина бөлшектерін таңдау жоба жасаудың ең жауапты кезеңі болып табылады. Материалды таңдағанда мынадай негізгі жағдайларды ескерген жөн:

1. Материалдың негізгі қасиеті бөлшектің жұмыс істеу қабілетіне сәйкес келуі керек (беріктік, қатандық, тозуға төзімділік және т. б.).

2. Материалдың қасиеті бөлшектердің және машинаның салмағы мен габарит өлшемдеріне қойылатын талаптарға сәйкес болуы қажет.

3. Жұмыс істеу шарттарын мысалы, тоққа, ыстыққа, жаңуға төзімділігін, электр тогын өткізбеу, фрикциялық қасиеттерін және т. б. ескерген жөн.

4. Бөлшектердің жасалу технологиясын, мысалы, станокта өңдеу, штамптау (сығымдау), пісіру, құю және т. б. ескерген жөн.

5. Сирек кездесетін материал және оның құнын ескеру. Материал құны автомобиль жасау өнеркәсібінде 65—70% болса, жүк көтергіш машиналарда 70—75%-ке жетеді. Машина жасауға арналған негізгі материалдарға шойын, болат, түсті корытпа және металл емес материалдар жатады.

#### 18.2. ШОЙЫНДАР

Шойын деп құрамында 2%-тен астам көміртегі және табиғи немесе арнайы қосылатын темір (құрамында марганец, кремний, хром, никель, күкірт, фосфор т. с. бар) корытпасын айтады. Шойыннан жасалатын бөлшектер құю арқылы дайындалады және де ол морт сынғыш келетіндіктен оны қысым арқылы өңдеуге болмайды. Болатқа қарағанда шойынның құю сапасы өте жоғары, әрі арзанға түседі.

Шойындарды құрылымдарына қарай: сұр шойын, ақ және ағартылған және соғылғыш шойын деп үш топқа бөледі.

**Сұр шойын.** Сұр шойында көміртегі толығымен темірмен байланысқан күйде болмайды, ал оның бір бөлігі графит түрінде кездеседі. Темір мен көміртегінің химиялық қосылысы — цемент сұр шойында бос күйінде кездеседі. Сұр шойынның құйылу қасиеті өте жоғары болғандықтан, ол машина тетіктерін жасауда көп қолданылатын материал болып есептеледі. Мысалы, станокта шойын бөлшектерінің салмағы 80%-тен асады. Сұр шойын өзге машина жасау материалдарымен салыстырғанда өте жақсы құйылу қасиетімен, орташа беріктігімен және тозуға төзімділігімен сипатталады. Болатқа қарағанда сұр шойынның беріктігі төмен, себебі шойын құрамында графит қосындылары болады. Сұр шойыннан станиналар, кораптар, тіреу (кронштейн, суппорт) бөлшектерді, құндақ пен қақпак, баяу айналатын тісті және червякті дөңгелектер, диаметрі үлкен қуыс біліктер, иінді біліктер, шкивтер, маховиктер, рычагтар және т. б. жасалады. Сұр шойын бас әріптермен және иілу мен созылу беріктік шектерінің мөлшерімен белгіленеді. Мысалы, СЧ15 — созылу беріктік шегі 150 МПа және иілу беріктік шегі 320 МПа сұр шойын екендігін көрсетеді (18.1-кесте).

Шойын құймалары қабырғаларының қалыңдығы беріктік немесе қатандық шартымен емес, технологиялық тиімділігімен анықталады. Тозуға жұмыс істейтін бөлшектер жақсы құйылатын шойыннан жасалады. Аз күш түсетін, тозуға жұмыс істейтін бөлшектер (құндақ, қақпак және т. б.) және сонымен қатар мейлінше дәлдікті керек ететін бөлшектер (өлшеу машиналарының станциялары) үшін беріктігі аз СЧ00 және аздаған мөлшерде СЧ12 шойындардан құйылған құймалар қолданылады.

СЧ12, СЧ15, СЧ18 шойындарының беріктігі орташа. Осы шойындардан құйылған құймалар орташа күш түсетін, тозуға жү-