

1 Жазық иінтіректі механизмдердің құрылымдық талдауы

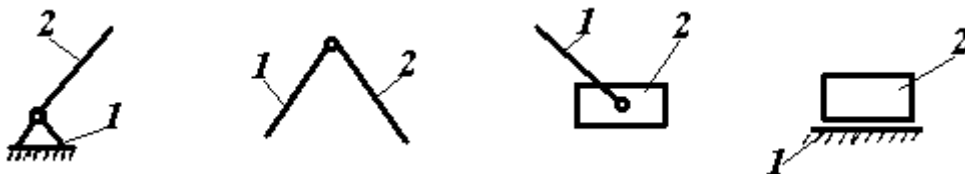
Жұмыс мақсаты:

1. Иінтіректі механизмдердің пайда болу принципі мен құрылымын зерттеу;
2. Артық қатынассыз иінтіректі механизмнің құрылымдық сұлбасының синтезі.

Теориядан қысқаша мәліметтер. Иінтіректі механизмдер техниканың әртүрлі облыстарында кең қолданылады. Олар әртүрлі технологиялық машиналар, көтергіш және көліктік құрылғылар, манипуляторлар және өнеркәсіптік жұмыстар жасауда қолданылады.

Механизм деп бір немесе одан да көп денелердің қозғалысын басқа денелердің қозғалысына түрлендіруге арналған денелер жүйесін айтады. Сонымен қатар денелер жүйесі қозғалмайтын бір буынды тұйық кинематикалық тізбе құрайды, ондағы берілген бір немесе одан көп қозғаушы буындардың қозғалысы туралы заң бойынша, қалған буындар анықталған қозғалыс бойынша қозғалады. Кинематикалық тізбе деп өзара кинематикалық жұп құрайтын біріккен буындар жүйесін айтады. Кинематикалық жұп деп – салыстырмалы қозғалыс жасауға мүмкіндік беретін екі қосылатын буынның қосындысын айтады.

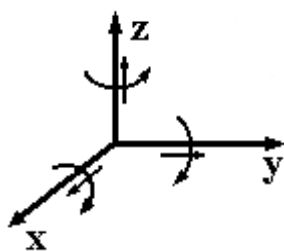
Кинематикалық жұп бір немесе екі қозғалмалы буыннан құрыла



1.1-
сурет

алады (1.1 - сурет).

Бір буынның басқа буынға қатысты мүмкін тәуелсіз қозғалысы кинематикалық жұптың бостандық дәрежесі деп аталады. Кеңістікте бос қозғалатын дененің алты бостандық дәрежесі болады, яғни қозғалыс өзара перпендикуляр (x, y, z) ось бойымен және оны айнала айналмалы және жылжымалы қозғалыс жасайды (1.2 - сурет).



1.2 -
сурет

Бір буынның екінші буынмен қосылуы екі буынның да тәуелсіз қозғалуына шектеу салады және оларға бір белгілі қозғалыс жасатқызады.

Кинематикалық жұптың буындарының салыстырмалы қозғалысына салынатын шектемелер кинематикалық жұптағы байланыс шарттары деп аталады.

Кинематикалық жұптар бес класқа бөлінеді. Кинематикалық жұптың класы оның буындарының салыстырмалы қозғалысына салынатын байланыс санымен анықталады. Байланыс саны тек бүтін бола алады және алтыдан кем, бірақ бірден көп болу керек, яғни $1 \leq S \leq 5$, мұндағы S - байланыс саны. Егер байланыс саны $S = 6$ болса, онда кинематикалық жұп екі буынның байланыссыз қосылысына көшеді. Егер $S = 0$, онда буындар қосылмайды және кинематикалық жұп жойылады. Кинематикалық жұптың бостандық дәредесінің саны тең $W = 6 - S$

$S = 5$ және $W = 1$, - V кластық кинематикалық жұп қалыптасады;

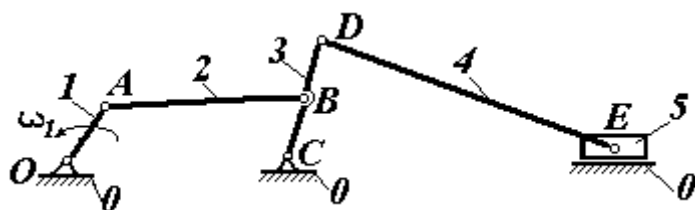
$S = 4$ және $W = 2$, - VI кластық кинематикалық жұп;

$S = 3$ және $W = 3$, - III кластық кинематикалық жұп;

$S = 2$ және $W = 4$, - II кластық кинематикалық жұп;

$S = 1$ және $W = 5$, - I кластық кинематикалық жұп.

Кинематикалық жұптармен жалғасқан буындар кинематикалық тізбек құрайды, бірақ ол механизм болу үшін тізбектің жетекші



1.3 -
сурет

буындарының саны
оның қозғалыс
дәрежесі санына тең
болу керек.

Кинематикалық
жұп пен механизмнің

қозғалыс дәрежесі деп қозғалмайтын буынға қатысты кинематикалық жұптың бостандық дәрежесінің санын айтамыз.

Қозғалыс дәрежесін анықтауға арналған формуланы алғаш рет 1869 жылы орыс ғалымы П. Л. Чебышев ұсынды. Чебышевтің формуласы бойынша жазық кинематикалық тізбектердің қозғалыс дәрежесі W мынаған тең

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.1)$$

мұнда n - механизмнің қозғалмалы буындарының саны;

p_5 - V кластық кинематикалық жұптардың саны;

p_4 - IV кластық кинематикалық жұптардың саны.

Мысал ретінде қозғалыс дәрежесінің анықталуын 1.3 суретте көрсетілген механизммен қарастыруға болады.

Механизм O, A, B, C, D, E нүктелерінде кинематикалық жұптармен жалғасқан бес қозғалмалы буындардан ($n=5$) тұрады. Барлық жұптарда бір бостандық дәрежесі бар, сондықтан олар V класқа ($p_5=7, p_4=0$) жатады. Осыдан: $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$, механизмде бір жетекші тізбек бар екенін көрсетеді.

Механизмдердің қарапайым құрылу принципін 1916 жылы Петербург политехникалық институтының профессоры Л.В. Ассур ұсынған. Бұл принцип бойынша әр механизм қозғалыс дәрежесі нөлге

тең кинематикалық тізбектің жетекші буынына қосылу жолы арқыл қалыптаса алады.

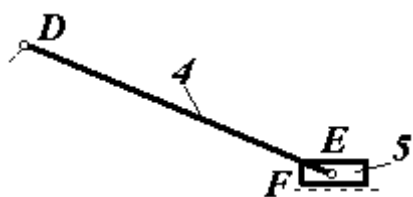
Қозғалыс дәрежесі нөлге тең кинематикалық тізбектер Ассур топтары деп аталады. 1. 3 суретте көрсетілген механизм негізінде механизмнің құрылу мысалын қарастыруға болады (оның құрамына тек V кластық кинематикалық жұптар кіреді, яғни $p_4 = 0$). Егер Ассур тобының қозғалу дәрежесі

$$W = 3n - 2p_5 = 0;$$

онда, $3n - 2p_5$ немесе $p_5 = \frac{3}{2} \cdot n$.

Буындар мен кинематикалық жұптардың саны тек бүтін сандармен ғана көрсетіле алады, онда Ассур тобындағы буындар мен кинематикалық жұптар санының қатынасы келесі қатар түрінде көрсетіле алады:

n	2	4	6	...
p_5	3	6	9	...



1.4 -
сурет

Механизм жетекші буынға Ассур тобының тізбектеліп қосылуынан пайда болатындықтан, оның қандай Ассур тобынан тұратындығын анықтау үшін, оларды тізбектеп ағыту керек. Алдымен механизмнің қалған бөлігі қалыпты

қызмет ететіндей жетекші буыннан ең алыс тұрған Ассур тобы ағытылады. 3 суреттегі механизмде ең алыс тұрған Ассур тобы екі

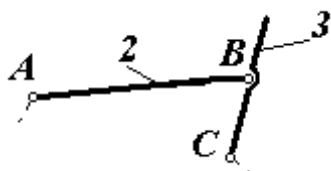
қозғалмалы буыннан 4 пен 5 жән үш кинематикалық жұптн (1.4 - сурет) тұрады.

1.4 - суреттегі көрсетілген кинематикалық жұп Ассур тобы болып табылатынын дәлелдеу үшін Чебышев формуласы бойынша осы тізбектің қозғалу дәрежесін анықтау керек.

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

Қозғалу дәрежесі нөлге тең болғандықтан 4-ші суреттегі кинематикалық жұп Ассур тобы болып табылады.

Келесі Ассур тобы 2 және 3 қозғалмалы буыннан (1.5 - сурет)



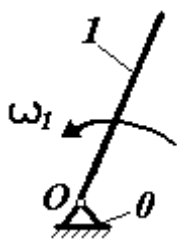
тұрады, оны Чебышев формуласы бойынша оңай табуға болады.

1.5 -
сурет

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

Жетекші буынның (сурет 1.6) қозғалыс дәрежесі бірге тең.

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$$



1.6 -
сурет

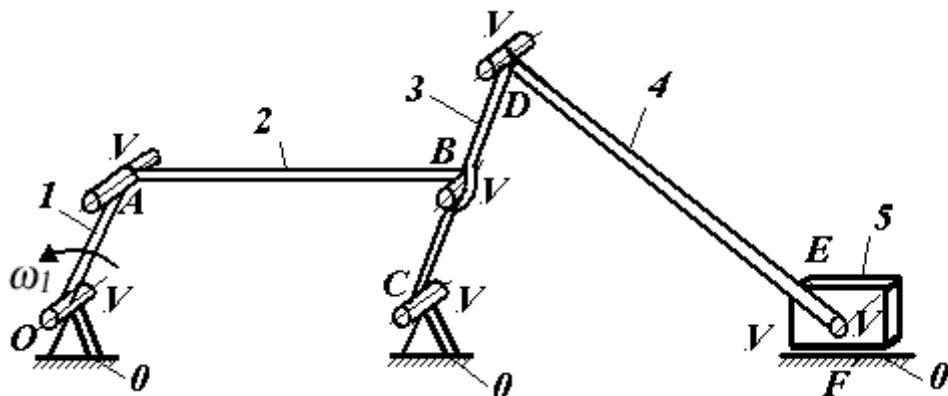
Қалдық қатынас деп басқа қатынастармен салынған шектеулерді қайталайтын қатынастарды айтады және оларды алып тастағанмен механизмнің қозғалу жылдамдығы өспейді.

Артық қатынастар машинаны пайдаланғанда буын өлшемдерінің өзгеруінен пайда болады. Осының себебі іргетастың шөгуі, кинематикалық жұптардың тозуы мен саңылауын реттеу, серпімді деформациялар, қоздырудан ұлғаю және құрастыру мен жөндеуде болған қателіктер болып табылады. Механизмдердегі артық қатынастардың болуы жағымсыз әсер болып табылады. Олар дайындауда үлкен дәлдікті талап етеді, ол машинаны қымбаттатуы мүмкін емес қылдырады. Артық қатынастар машинаның жүктемелік қабілетін, ПӘК-тің төмендетеді, оның салмағы мен өлшемдерін үлкейтеді. Сондықтан артық қатынастардың болмауы кинематикалық жұптарды жобалау заңы болу керек.

Артық қатынастарды мысал ретінде 1.7 - суретте көрсетілген алты буынды иінтіректі механизм түрінде қарастыруға болады.

Механизм өзара V кластық цилиндрлік кинематикалық жұптармен жалғасқан буындардан құрылған. Механизмнің қалыпты жұмыс істеуі үшін кинематикалық жұптардың өзара айналу осьтерінің параллель болу шарты орындалу керек. Механизмдерде бұл шарт практика жүзінде орындалмағандықтан, оның осьтерінің параллель

болмауы буындардың серпімді деформациялануына және кинематикалық жұптың сыналуына әкеледі, яғни артық қатынастың пайда болуына әкеледі. Остердің параллель болмауының себебі жинаудағы технологиялық қателіктер, буындардың температуралық деформациясы, буындардың іргетас отыруынан болған деформациясы және т.б.



1.7 -

сурет

Артық қатынастар саны А. П. Малышев формуласымен анықталады.

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + 1p_1, \quad (1.2)$$

мұнда n - механизмнің қозғалмалы буындарының саны;

p_5 - V кластық кинематикалық жұптар саны;

p_4 - IV кластық кинематикалық жұптар саны;

p_3 - III кластық кинематикалық жұптар саны;

p_2 - II кластық кинематикалық жұптар саны;

p_1 - I кластық кинематикалық жұптар саны.

1.7 суреттегі механизм үшін артық қатынастар саны мынаған тең

$$q = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 7 + 4 \cdot 0 + 3 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 0 = 6$$

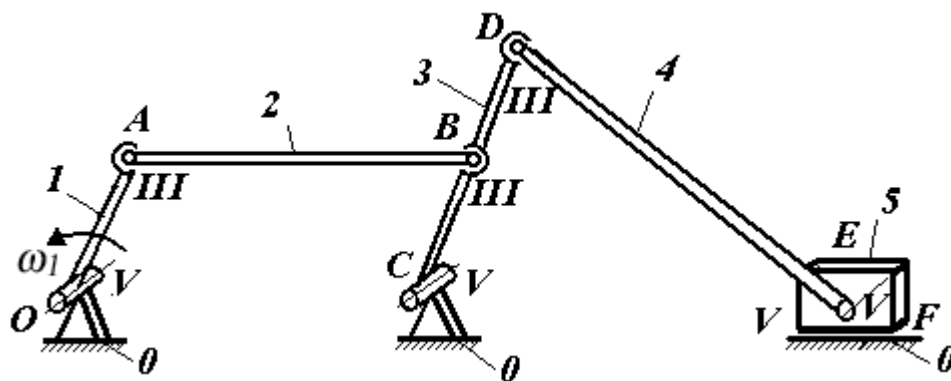
Артық қатынастарды алып тастау жеке кинематикалық жұптардың қозғалысын ауыстырумен орындалады. Сонымен қатар артық қатынасты бір механизмге артық қатынасыз механизмнің бірнеше нұсқасын табуға болады. Алты артық қатынасты алып тастау үшін, механизмді алты қозғалыспен толықтыру керек, яғни V кластық кинематикалық жұптарды IV немесе III кластық кинематикалық жұптарға ауыстыру керек. V кластық бір кинематикалық жұпты IV кластық кинематикалық жұпқа ауыстыру үшін, механизмге бір толықтырғыш қозғалыс кіргізіледі. III кластық кинематикалық жұпты ауыстырғанда механизмге екі толықтырушы қозғалыс енгізіледі.

Артық алты қатынасты алып тастау үшін V кластық алты кинематикалық жұпқа немесе III кластық үш кинематикалық жұпқа немесе басқа бір IV және III кластық кинематикалық комбинацияға ауыстыру керек. Сонымен қатар кинематикалық жұпты ауыстыру механизмнің қаттылығы мен жұмыс істеу қабілетін бұзбайтындай ауыстыру керек.

1.8 - суретте артық қатынасыз механизмнің бір нұсқасы көрсетілген. A, B және D нүктелеріндегі V кластық кинематикалық жұптар III кластық кинематикалық жұптарға ауыстырылған. Артық қатынастар саны нольге тең болады:

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + 1 = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 4 + 4 \cdot 0 + 3 \cdot 3 + 2 \cdot 0 + 0 = 0.$$

Механизмнің қаттылығы C және E нүктесіндегі V кластық



1.8 - сурет

Жұмысты орындау тәртібі

1) Зертханалық жұмысты жүргізу үшін мұғаліммен алтыбуынды механизмнің үлгісін алу керек.

2) П.Л. Чебышев формуласымен (1) иінтіректі механизмнің қозғалу коэффициентін анықтайды.

3) Механизмді құрылымдық топтарға (Ассур топтары) бөледі және П.Л.Чебышев формуласымен талдау дұрыстығын тексереді.

4) А.П.Малышев формуласымен (2) артық қатынас санын анықтайды.

5) Механизмдегі артық қатынастырды алып тастау іске-асырылады.

6) А.П.Малышев формуласы (2) бойынша артық қатынастарды алып тастаудың дұрысығы тексеріледі.

Баяндаманы құрау. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұрады:

- 1) Жұмыс мақсаты.
- 2) Теориялық жағдай.
- 3) Алты буынды иінтіректі механизмнің сұлбасы.
- 4) П.Л. Чебышев формуласы бойынша механизмнің қозғалыс дәрежесін анықтау.
- 5) Бірінші құрылымдық топтың сұлбасы.
- 6) П.Л.Чебышев формуласымен бірінші құрылымдық топтың қозғалыс дәрежесін анықтау.
- 7) Екінші құрылымдық топтың сұлбасы.
- 8) П.Л.Чебышев формуласымен екінші құрылымдық топтың қозғалыс дәрежесін анықтау.
- 9) Жетекші буынның (қос иіннің) сұлбасы.
- 10) П.Л. Чебышев формуласымен жетекші буынның қозғалыс дәрежесін анықтау.

11) П.Л. Чебышев формуласымен (2) механизмнің артық қатынастар санын анықтау.

12) Артық қатынассыз алты буынды иінтіректі механизмнің сұлбасы.

13) А.П.Малышев формуласымен механизмдегі артық қатынастарды алып тастаудың дұрыстығын тексеру.

Қауіпсіздік ережесі.

Осы зертханалық жұмысты орындау барысында қауіпсіздік ережесінің ортақ талаптары сақталуы тиіс.

Бақылау сұрақтары.

1. Механизм деген не?
2. Кинематикалық тізбек деген не?
3. Кинематикалық жұп деген не?
4. Кинематикалық жұптың класы қалай анықталады?
5. Буын деген не?
6. Кинематикалық жұптың бостандық дәрежесі деген не?
7. Кинематикалық жұптың байланыс шарты деген не?
8. Механизмнің қозғалыс дәрежесі деген не?
9. Механизмнің қозғалыс дәрежесі қандай формуламен анықталады?
10. Құрылымдық топ (Ассур тобы) деген не?
11. Артық қатынас деген не?
12. Артық қатынастар деген не?
13. Механизмдердегі артық қатынастар саны қандай формуламен анықталады.

2 Белгілі орналасқан теңестірілмеген массамен айналып тұрған роторды теңестіру

Жұмыс мақсаты:

Айналмалы массаларды теңестіру әдістері мен және шарттарын зерттеу, статикалық және динамикалық теңестіру процестерімен танысу.

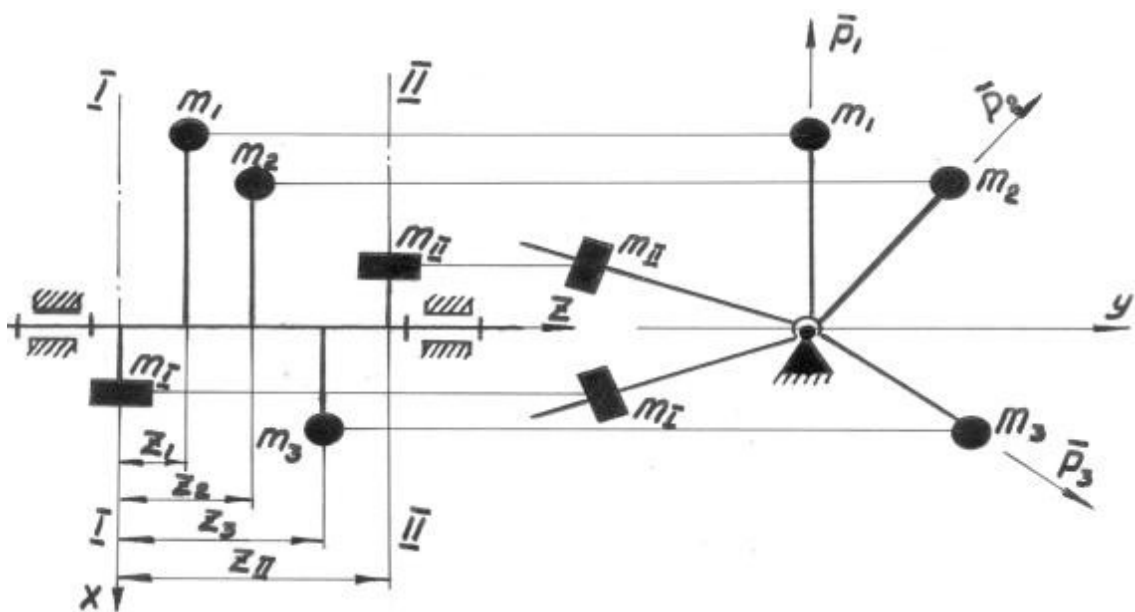
Теориядан қысқаша мәліметтер. Өлшемі мен бағыты ауыспалы жылдамдықты механизм буындарының қозғалуы кезінде инерция күштері пайда болады, олардың әсерінен кинематикалық жұптарда толықтырғыш динамикалық қысымдар пайда болады. Өлшемі мен бағыты ауыспалы бола отырып бұл қысымдар іргетасқа машина мен іргетасты, сонымен қоса айналасындағы машиналармен құрылыстарда тербелмелі қозғалысқа келтіретін периодтық күштер түрінде әсер етіп беріледі. Одан басқа, динамикалық жүктемелер кинематикалық жұптардағы үйкеліс күштерін үлкейтеді және машина буындарындағы толықтырғыш кернеулер тудырады. Инерция күштерінің жағымсыз әсерлерін жоғалту үшін машиналарды теңестіруге тура келеді.

Айналмалы буын массасын тарату, сол кезде инерция күшінен буынның тіреуішке қысымы толық немесе бөлшекті жойылуы кезіндегі айналмалы буын массасын тарату айналушы буынды теңестіру деп аталады.

Теңестіру есебі келесі талаптарды орындауға әкеледі:

$$\sum \bar{P}_i = 0 \quad (2.1)$$

$$\sum \bar{M}_i = 0 \quad (2.2)$$



2.1 -
сурет

мұнда $\sum \bar{P}_i$ - инерция күшінің бас векторы;

$\sum \bar{M}_i$ - инерция күшінің бас моменті.

Тек (2.1) қанағаттандыратын буын статикалық теңестірілген деп аталады.

Әр массаның инерция күші буынның бір қалыпты айналуында айналу осінің радиусы бойымен бағытталған (2.1 - сурет) және мынаған тең:

$$\bar{P}_i = -m_i a_{si} = -m_i r_i \omega^2, \quad (2.3)$$

мұнда a_{si} - массаның ауырлық күш үдеуі;

r_i - ауырлық күшімен айналу осіне дейінгі ар қашықтық.

$\sum m_i r_i$ - векторы статикалық момент деп аталады және механикадан белгілі ол мынаған тең:

$$\bar{S} = \sum m_i \bar{r}_i = m \bar{r}_s \quad (2.4)$$

мұнда m - буын массасы;

r_s - айналу осінен барлық массалардың ортақ ауырлық центрінің арақашықтығы.

Сонымен, статикалық теңестіру мүмкін бола алады егер буынның ортақ ауырлық центрі айналу осінде жатса, яғни $r_r = 0$. Буынның статикалық теңестірілуі үшін бір теңестірілген масса жеткілікті.

(2.1) және (2.2) талаптарды қанағаттандыратын буын динамикалық теңестірілген деп аталады. m_1, m_2, m_3 массасы бар айналдырушы ротор болсын (2.1 - сурет).

Онда массаның инерция күші моменті i'' мынаны құрайды

$$M_i = P_i z_i = m_i r_i \omega^2 z_i, \quad (2.5)$$

$\omega \neq 0$ болғандықтан, $\sum \overline{m_i r_i z_i} = 0$ және $M_i = \sum m_i r_i \omega^2 z_i = \omega^2 \sum \overline{m_i r_i z_i} = 0$

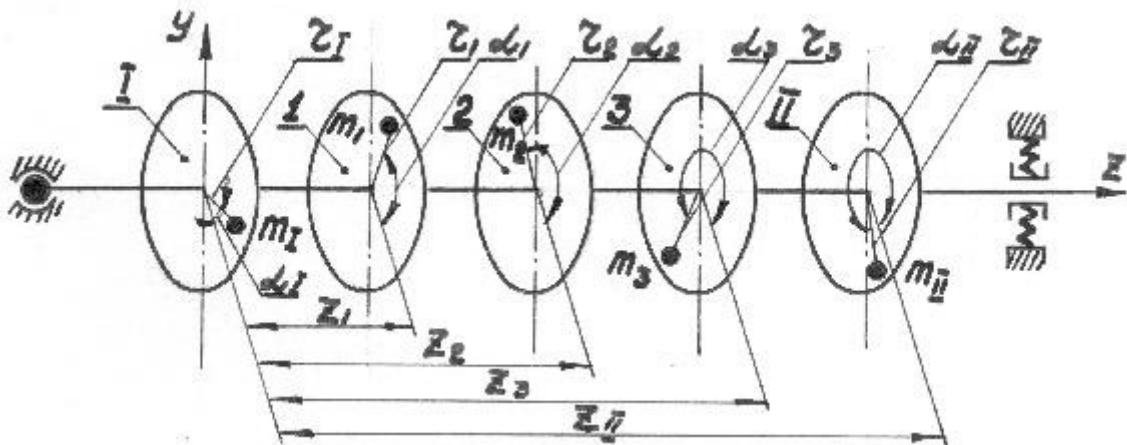
Егер буын тек (2.2) талапты қанағаттандыратын болса, онда оның айналу осіне перпендикуляр жазықтықта айналу осіне қатысты (2.1 - сурет) массаның ортадан аққыш инерция моменті нөлге тең. Осылайша, егер айналу осі инерцияның бір басты осімен сәйкес келсе, буын $\sum \overline{M_i} = 0$ талабы бойынша теңестірілген бола алады.

Толық теңестірілуде ((2.1) және (2.2) талаптары орындалады) айналу осі буынның ауырлық центрінен өту керек.

Статикалық теңестіруді көбінесе қысқа роторларға өткізеді (осы жағдайда айналудың кішкентай бұрыштық жылдамдықты роторларға да инерция күшінің моменті кішкентай болады). Үлкен бұрыштық

жылдамдық кезінде немесе ұзын роторларда толық теңестірілу жүргізіледі.

Буынның толық теестірілуі екі жазықтықта орналасқан және тетіктердің айналу осіне перпендикуляр екі теңсалмақтың қойылуымен орындалады. Теңестірілмеген массаның инерция күші



2.2 -

сурет

2

моментін тек жұп күш тудыратын екі теңсалмақтың инерция күшінен ғана теңестіруге болады, сол себепті екі тең салмақ орнатылады.

(2.2) шартын келесі түрде қарауға болады.

$$\overline{m_1 r_1 z_1} + \overline{m_2 r_2 z_2} + \overline{m_3 r_3 z_3} + \overline{m_I r_I z_I} + \overline{m_{II} r_{II} z_{II}} = 0, \quad (2.6)$$

мұнда m_I, m_{II} - бірінші I және екінші II дисктерде орналасқан теңсалмақтардың массасы;

$z_1, z_2, z_3, z_I, z_{II}$ - координаттың басынан дисктерге дейінгі қашықтық (сурет 2.2);

$r_1, r_2, r_3, r_I, r_{II}$ - ротордың қашықтық осінен массаларға дейінгі қашықтық.

$z_1 = 0$ (2.2 - сурет), онда $m_1 r_1 z_1 = 0$ және ақырғы (2.6) теңдік мына түрді алады

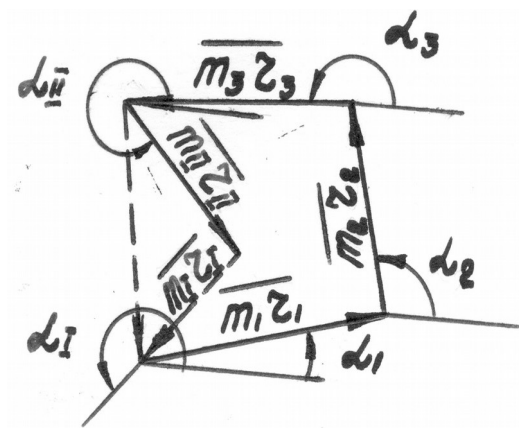
$$\overline{m_1 r_1 z_1} + \overline{m_2 r_2 z_2} + \overline{m_3 r_3 z_3} + \overline{m_{II} r_{II} z_{II}} = 0,$$

немесе

$$\overline{J_1} + \overline{J_2} + \overline{J_3} + \overline{J_{II}} = 0, \quad (2.7)$$

мұнда J_i - массаның ортадан аққыш инерция моменті.

$\overline{J_i}$ векторы айналу осінен өтетін жазықтыққа перпендикуляр орналасқан және сәйкес радиус оң бұрама ережесімен анықталатын жаққа, яғни егер вектор бойымен қараса, оның моменті сәйкес келетін инерция күшінен I жазықтыққа қатысты сағат тілі бойымен бағытталған болу керек. Егер (2.7) теңдігінің барлық векторын 90



2.3 -

сурет

градусқа бұрсақ, онда (2.7) теңдігі өзгермейді, сонымен қоса векторлар сәйкес радиустарға параллель бағытталады.

(2.7) векторлық теңдікті шешу үшін μ_J масштабта ортадан аққыш инерция моменттерінің бітеу векторлық көпбұрышы

тұрғызылады (2.3 - сурет), онымен $\bar{J}_{II}$ вектордың өлшемі мен бағыты анықталады. z_{II} біліп, мынаны анықтаймыз

$$S_{II} = m_{II} r_{II} = \frac{J_{II}}{z_{II}} = \frac{m_{II} r_{II} z_{II}}{z_{II}}.$$

m_{II} - бере отырып, r_{II} радиусы анықталады

$$r_{II} = S_{II} / m_{II} = m_{II} r_{II} / m_{II}.$$

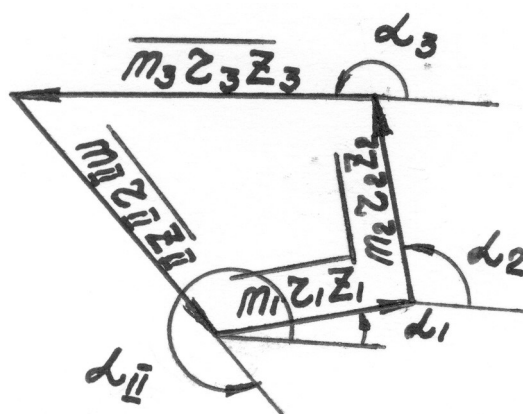
Орнатылу бұрышы α_{II} векторлық көпбұрыштан анықталады. (2.3 - сурет).

$m_I = m_{II}$ массалы тең салмақ айналу осінен r_I қашықтықта бірінші дискте орналасады, сонымен қатар $r_I = r_{II}$ және $\alpha_I = \alpha_{II} \pm 180^\circ$.

Толық теңестірілу (2.1) және (2.2) шарттарын сақтаған орындалады, олар мына түрде жазыла алады:

$$\begin{aligned} \bar{S}_1 + \bar{S}_2 + \bar{S}_3 + \bar{S}_I + \bar{S}_{II} &= 0, \\ \bar{J}_1 + \bar{J}_2 + \bar{J}_3 + \bar{J}_{II} &= 0. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Толық теңестірілу кезінде екі векторлық теңдік жүйесі шешіледі, сонда ортадан аққыш инерция моменттерінің векторлық көпбұрышының тұрғызылуы орындалады (сурет 2.3), екінші дискте орналасатын массасы m_{II} теңсалмақтың статикалық моменті және



вектордың бағыты $\bar{S}_{II} = m_{II} r_{II}$ (бұрыш α_{II}) анықталады.

Келесі кезекпен $\bar{S}_I$ қатысты статикалық момент

теңдігі шешіледі (2.4 - сурет). Тұрғызылған тұйық векторлық көпбұрыштан бірінші жазықтықтағы теңсалмақтың орнатылу бұрышы және статикалық момент $S_I = m_I r_I$ анықталады.

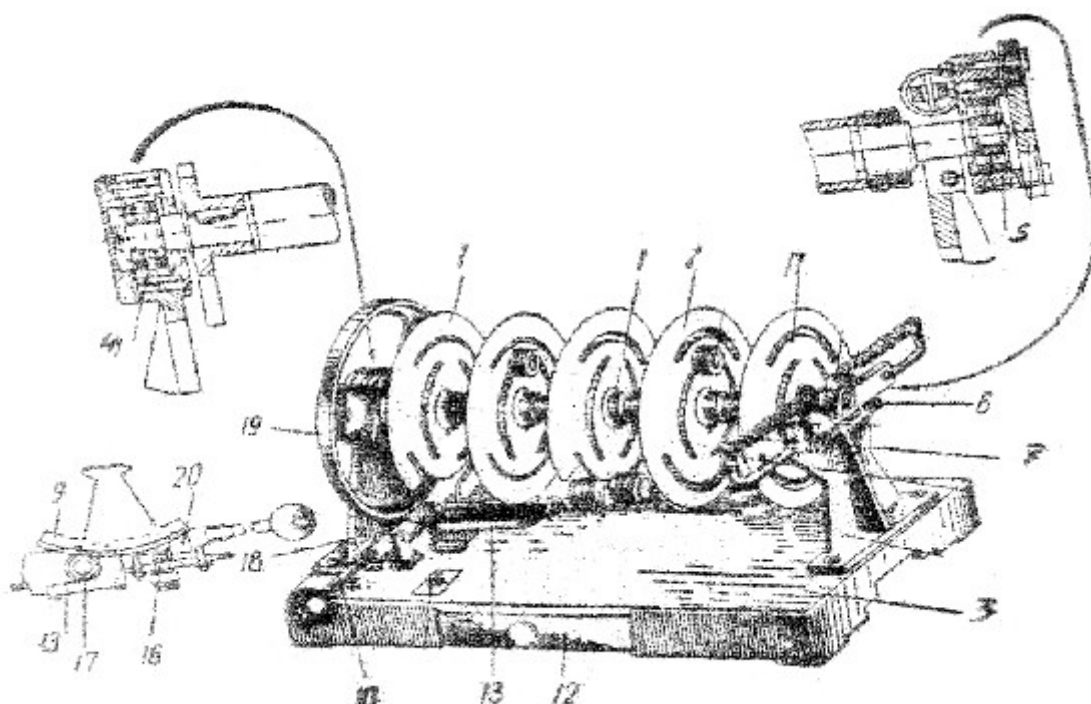
Теңсалмақтың массасы берілген, r_I анықтаймыз

$$r_I = S_I / m_I = m_I r_I / m_I.$$

Табылғандар бойынша m_{II} , r_{II} , α_{II} , m_I , r_I , α_I I және II дисктерде теңсалмақтар орнатылады. Содан кейін ротор айналымға келтіріледі де оның теңестірілуі тексеріледі.

Жабдықтар мен қондырғының жұмыс принципі. Осы зертханалық жұмысты орындауда айналуға массаларды теңестіруге арналған қондырғы ТММ-35М қолданылады.

ТММ-35М (2.5 - сурет) қондырғыш , ротордан, үйкетузілімдік жетектен, тіреуішті тақтадан тұрады. Ротор білік түрінде көрсетілген, онда бір-бірінен 80 мм қашықтықта бес алюминий диск бос отырғызылған. Ортаңғы үш диск теңестірілмеген жүкті орнатады, шеткілері теңсалмақтар үшін. Дисктерді орналастыру бұрышы дисктегі күпшектермен және ротор білігіндегі шектегіш сақиналармен анықталады.



Қондырғының құрамына келесі тетіктер мен түзілімдер кіреді:

- | | | |
|-----------------|----------------|----------------|
| 1) білік; | 5) күймеше; | 9) шкив; |
| 2) дисктер; | 6) аунақшалар; | 10) аунаушы |
| 3) шойын тақта; | 7) серіппелер; | иінтірек; |
| 4) шойынтірек; | 8) тіреуіштер; | 11) сөндіруші. |

Дискте екі өткіш ойық бар. Бір ойық жүк бекіту үшін, екіншісі дискті теңестіру үшін. Ойықтар 180° бұрышта орналасқан. Дискте жүктемені бекітуге арналған ойықтың қасында межелік бар, ол жүкті керекті радиусқа орнатады.

Дисктің толық теңестірілуінен ротордың оң жақ шетінен тербелістері болады. Қондырғы тұрақты жүк комплектімен жабдықталған массалары 40, 50, 60, 70 г., теңгерілмегендікті құру үшін және теңестіруге керек.

Жұмысты орындау тәртібі

1) Зертханалық жұмысты жасау үшін нұсқа номерін (2.1 - кесте) және берілгендерді алу керек.

$$z_1 = 0, \quad z_1 = 80 \text{ мм}, \quad z_2 = 160 \text{ мм}, \quad z_3 = 240 \text{ мм}, \quad z_{II} = 300 \text{ мм}$$

Назар аудару. Егер есеп берілгендермен шығарылмаса, онда m_3 немесе r_3 берілген өлшемдерді азайту керек немесе екеуін m_3 , r_3 бірге азайту керек.

2) Ортаңғы үш дискке массасы m_1, m_2, m_3 мен координатасын орнықтырумен жүктер орнату.

3) Қондырғының сұлбасын дисктермен және ондағы жүктермен сызып алу (2.2 - сурет).

2.1 - кесте

Вар №	m_1 , г	r_1 , мм	α_1 , град m_2 , г	r_2 , мм	α_2 , град	m_3 , г	r_3 , мм	α_3 , град	
1	50	70	90	40	50	30	50	50	150
2	50	70	90	40	50	30	60	70	200
3	50	70	90	40	50	30	70	60	60
4	70	50	0	0	80	180	70	80	180
5	70	50	0	60	80	180	60	90	0
6	70	50	0	60	80	180	50	60	30
7	40	60	30	70	60	120	60	90	0
8	40	60	30	70	60	120	40	70	120
9	40	60	30	70	60	120	50	50	90
10	60	80	120	50	70	150	50	40	30
11	60	80	120	50	70	150	40	50	0
12	60	80	120	50	70	150	70	80	90
13	50	50	200	40	60	60	70	50	120
14	50	50	200	40	60	60	60	80	210
15	50	50	200	40	60	60	40	70	0
16	70	80	180	60	50	90	50	70	90
17	70	80	180	60	50	90	60	50	150
18	70	80	180	60	50	90	70	60	60

4) (2.7) теңдікті графикалық есептеу, ол үшін массаның ортадан аққыш инерция моменттерінің жоспарын құру (2.3 - сурет) және α_{II} бұрышын табу керек, радиусты r_{II} анықтау, масса m_{II} берілген (40, 50, 60, 70 г), есептеудің қорытындысын 2.2 - кестеге еңгізу.

5) (2.8) теңдігін графикалық есептеу, ол үшін массаның статикалық инерция моментінің (2.4 - сурет) жоспарын құру және α_{II} бұрышын, радиусты r_{II} берілген масса m_{II} (40, 50, 60, 70 г), есептеу қорытындысын 2.3 кестеге еңгізу.

6) Берілген жұмыс бойынша баяндама дайындау және оны дұрыс түрде жазу.

Баяндаманы құрау. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұру керек:

- 1) Жұмыс мақсаты.
- 2) Негізгі есептік тәуелділіктер.
- 3) Қондырғының дисктермен, жүктермен сұлбасы.
- 4) (2.7) теңдігін графикалық шешу, оның қорытындысы (2.2 - кесте)

2.2 - Кесте

Вектор	Мәні	
	шама	бұрыш
$\overline{m_1 r_1 z_1}$		
$\overline{m_2 r_2 z_2}$		
$\overline{m_3 r_3 z_3}$		
$\overline{m_{II} = m_{II} r_{II} z_{II}}$	$r_{II} =$	

5) Массаның ортадан аққыш инерция моментімен масштабы

$$\mu_J = \frac{J_i}{J}$$

6) Массаның статикалық моментінің теңдігін (2.8) шешу, қорытындысы (2.3 - кесте)

2.3 - Кесте

Вектор	Мәні	
	шама	бұрыш

$\overline{m_1 r_1}$		
$\overline{m_2 r_2}$		
$\overline{m_3 r_3}$		
$\overline{m_{II} r_{II}}$		
$\overline{m_I r_I}$		
$m_I =$	$r_I =$	

7) Массаның статикалық инерция моментінің жоспары және масштабы

$$\mu_s = \frac{S_i}{S_i}$$

8) Теңестіру туралы шешім жасау.

3 Бұлғақтың инерция моментін анықтау

Жұмыс мақсаты:

Бұлғақтың инерция моментін тәжірибе жүзінде анықтау.

Теориядан қысқаша мәліметтер. Инерция моменті айналмалы қозғалыстағы дененің инерттілік өлшемі болып табылады (ілгеріlmелі қозғалыс кезінде дененің инерттілік өлшемі болып масса табылады). Жұмыс істеуші механизмдерде денелердің инерттілігі буындардың беріктігіне және кинематикалық жұптардың төзімділігіне үлкен динамикалық әсер етеді.

Жаңадан жобаланған механизм үшін буындардың инерция моменттері арнаулы формулалармен есептеледі. Бұл есептеулер тетіктердің пішінінің қиындығына қарай кейбір жақындатулар мен ғана мүмкін. Сондықтан дайындалған механизм үшін тәжірибелік

жолмен буындардың инерция моментін тауып қойған жөн, ол дәлірек көрсеткіштер береді.

Физикалық маятник деп горизонталь оске ілінген және өз салмағы әсерінен термелмелі қозғалыс жасайтын қатты денені айтады. Физикалық маятниктің тербелу периодын мына формуламен анықтайды

$$T_{\varphi} = 2\pi \sqrt{\frac{J_0}{G \cdot a}}, \quad (3.1)$$

мұнда J_0 - ілу осіне қатысты бұлғақтың инерция моменті, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

G - бұлғақтың салмағы, H ;

a - бұлғақтың салмақ центрінен ілу осіне дейінгі қашықтық (3.1 - сурет).

Математикалық маятник деп созылмайтын жіпке ілінген материалдық нүкте ретінде қарастырылатын жүк аталады.

Математикалық маятниктің тербелу периодын мына формуламен анықтайды

$$T_M = 2\pi \sqrt{\frac{l_p}{g}}, \quad (3.2)$$

мұнда $g = 9,81 \text{ м} / \text{с}^2$ - бос құлау үдеуі;

l_p - физикалық маятниктің келтірілген ұзындығы.

Физикалық маятниктің келтірілген ұзындығы деп тербелу периоды физикалық маятниктің тербелу периодына тең математикалық маятниктің ұзындығын айтады, яғни $T_{\varphi} = T_M$.

(3.1) және (3.2) теңдіктерінің оң жақтарын теңестіріп

$$2\pi\sqrt{\frac{J_0}{G \cdot a}} = 2\pi\sqrt{\frac{l_p}{g}},$$

осыдан

$$J_0 / (G \cdot a) = l_p / g,$$

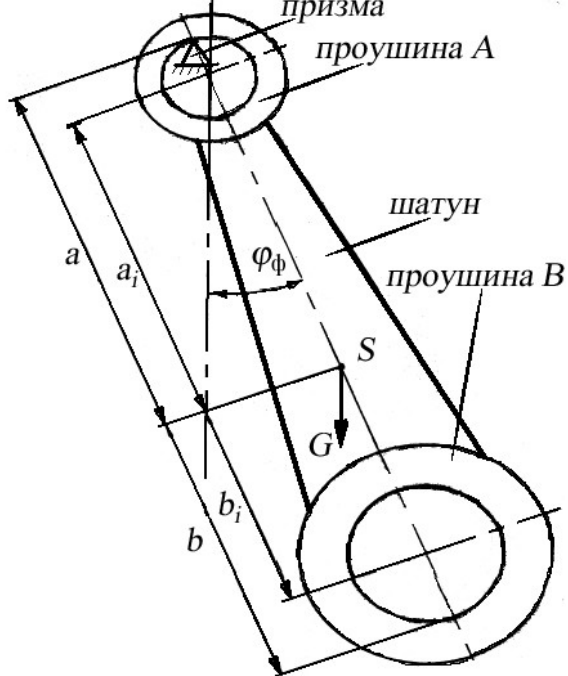
мұнда $G = m \cdot g$ - бұлғақ салмағы, H ;

m - бұлғақ массасы, $кг$.

Іліне осіне бұлғақтың инерция моментін анықтауға арналған формуланы аламыз

$$J_0 = m \cdot a \cdot l_p. \quad (3.3)$$

Инерция моментін J_0 табу үшін бұлғақты горизонталь призмаға іледі. Осы призмадан жұқа жіп лақтырылады, оның бір жақ ұшында жүк ілінген, екінші ұшын қолмен тартады. Бұлғақ пен жүкті тең салмақтық дәрежеден шығарып оларды параллель жазықтықта бос теңселуге мәжбүр етеді. Призма мен жүк арасындағы жіп ұзындығын өзгертумен жүктің тербелу периоды бұлғақтың тербелу периодына тең болуын алады. Жіп ұзындығын өлшеп l_p , бұлғақтың массасы m - мен оның масса центрінің координатасын a біле отырып, (3.3) формуласымен бұлғақтың іліну осіне байланысты инерция моментін анықтайды.



3.1 -
сурет

Буынның масса центрінен оське қатысты бұлғақтың инерция моментін анықтауға Эйлер теоремасы қолданылады. Осы теоремаға байланысты іліну осіне байланысты дененің инерция моменті масса центрінен өтетін оған параллель оське қатысты сол дененің инерция

моментіне тең, сонымен қатар дене массасының квадраты осьтердің ара қашықтығы

$$J_0 = J_s + ma^2, \quad (3.4)$$

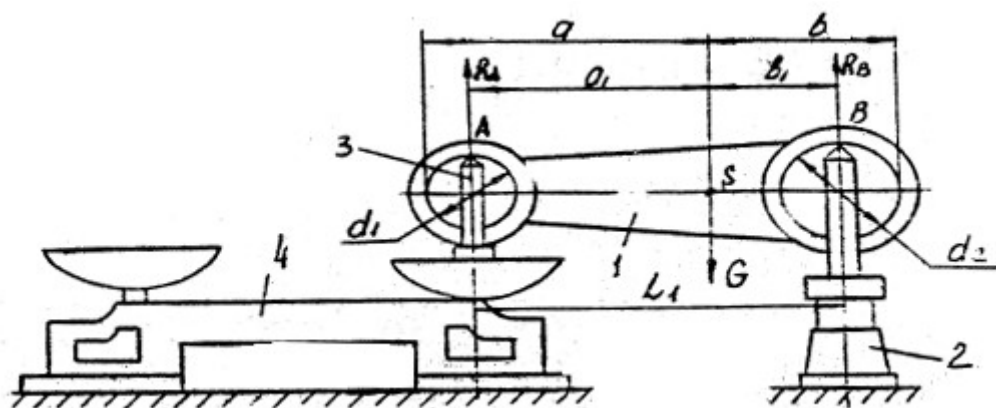
осыдан

$$J_s = J_0 - ma^2 \quad (3.5)$$

(3.3) формуланың берілгендерін (3.5) формулаға қойып мынаны аламыз

$$J_s = J_0 - ma^2 = mal_p - ma^2 = ma(l_p - a). \quad (3.6)$$

Бұлғақтың масса центрінің координатасын 3.2 суретте көрсетілген әдіспен табады. Бұлғақ 1 B нүктесінің бойымен реттелетін призмаға 2 және таразы кесесіне салынған призмаға 3 A нүктесімен бекітілген, оның салмағы алдын ала анықталған.



3.2 -
сурет

$$\sum M_A = 0. \quad - R_B L_1 + G a_1 = 0,$$

осыдан

$$a_1 = L_1 R_B / G, \quad (3.7)$$

$$\sum M_A = 0. \quad R_A L_1 - G b_1 = 0,$$

осыдан

$$b_1 = L_1 R_A / G. \quad (3.8)$$

Тексеру: $a_1 + b_1 = L_1$,

мұнда a_1 мен b_1 - масса центрінен бұлғақ ойықтарының осіне дейінгі қашықтық (3.2 - сурет), м;

L_1 - A мен B нүктелерінің арасы сызғышпен өлшенеді, м;

G - бұлғақ салмағы, Н;

d_1, d_2 - бұлғақ ойықтарының ішкі диаметрі, м;

a - масса центрінен ойық ілінген A нүктесіне дейінгі қашықтық, м.

b -масса центрінен ойық ілінген B нүктесіне дейінгі қашықтық, м.

Онда координаттар:

$$a = a_1 + d_1 / 2; \quad (3.9)$$

$$b = b_2 + d_2 / 2. \quad (3.10)$$

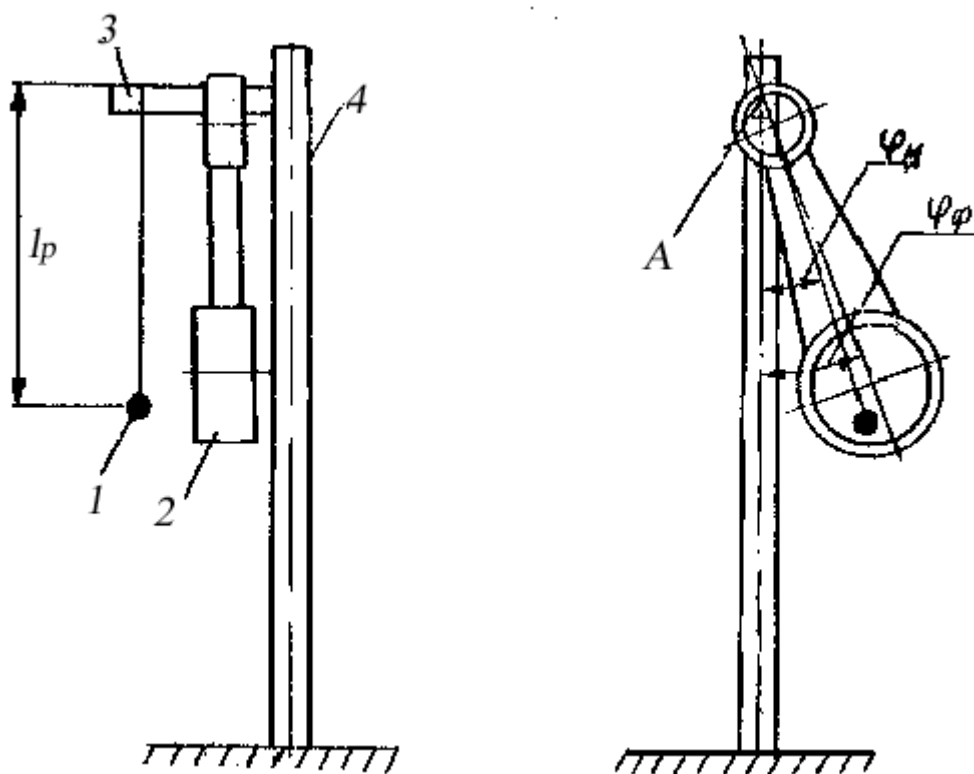
Қондырғының құрылымы мен жұмыс принципі. Зертханалық жұмысты жасауға: бұлғақтың масса центрінің координатасынан анықтауға арналған қондырғы (3.2), әр салмақ комплекті, бұлғақ, бұлғақтың инерция моментін анықтауға арналған қондырғы (сурет 3.3), математикалық маятник (жіптегі жүк), масштабтық сызғыш, штангенциркуль.

Жұмысты орындау тәртібі

1) Бұлғақтың массасын таразыға салып анықтау.

2) 3.2 - суреттегі сұлба бойынша бұлғақтың A мен B нүктесіндегі реакциялар анықталады, (7) мен (8) формулалары бойынша a_1 мен b_1 координаталарын, ал (9) бен (10) формулаларымен масса центрінің a мен b координаталарын анықтайды.

3) Бұлғақтың инерция моментін анықтауға қондырғының 4 призмасына 3 ойықты A бұлғақ 2 және математикалық маятник 1 (сурет 3.3). Оларға тербелмелі қозғалыс беріп және математикалық маятник жібінің ұзындығын өзгерту арқылы бұлғақ пен маятниктің



3.3 -

сурет

тербелу периодтарының тең түсуін алады, яғни бұлғақ пен маятник біркелкі тербеледі.

4) Жіптің алынған ұзындығын өлшеп, физикалық маятниктің l_p келтірілген ұзындығын анықтайды.

5) (3.3) формуласымен іліну осіне қатысты бұлғақтың инерция бұлғақтың инерция моментін J_0 анықтайды.

6) (3.5) формуласымен масса центрімен өтетін оське қатысты бұлғақтың инерция моментін J_s анықтайды.

Баяндаманы құрастыру. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұру керек:

- 1) Жұмыс мақсаты.
- 2) Теориялық жағдайлар.
- 3) Бұлғақ эскизі (3.1 - сурет)
- 4) Масса центрін анықтауға бастапқы берілгендер (3.1 - кесте).

3.1 - кесте

m , кг	G , Н	R_B , Н	R_A , Н	L_1 , м	d_1 , м	d_2 , м

5) (3.7), (3.8), (3.9), (3.10) формулаларымен масса центрінің координаталарын анықтау.

6) (3.3) формуласымен іліну осіне қатысты бұлғақтың (сурет 3.3) инерция моментін J_0 анықтау.

7) (3.5) формуласымен массалар центрінен өтетін оське қатысты бұлғақтың инерция моментін J_s анықтау.

Қауіпсіздік ережесі.

Осы зертханалық жұмысты орындау барысында қауіпсіздік ережесінің ортақ талаптары сақталуы тиіс.

Бақылау сұрақтары.

1. Ілгерілемелі қозғалыс кезінде дененің инерттілік өлшемімен не болады?
2. Айналмалы қозғалыс кезінде дененің инерттілік өлшемімен не болады?
3. Физикалық маятник деп не атайды?
4. Математикалық маятник деп не атайды?
5. Физикалық маятниктің келтірілген ұзындығы деп не атайды?
6. Буындардың инерция моментін эксперименталдық анықтау қай мақсатымен жүргізіледі?

4. Тісқашауышпен өңдеу тәсілімен тісті дөңгелектерді дайындау

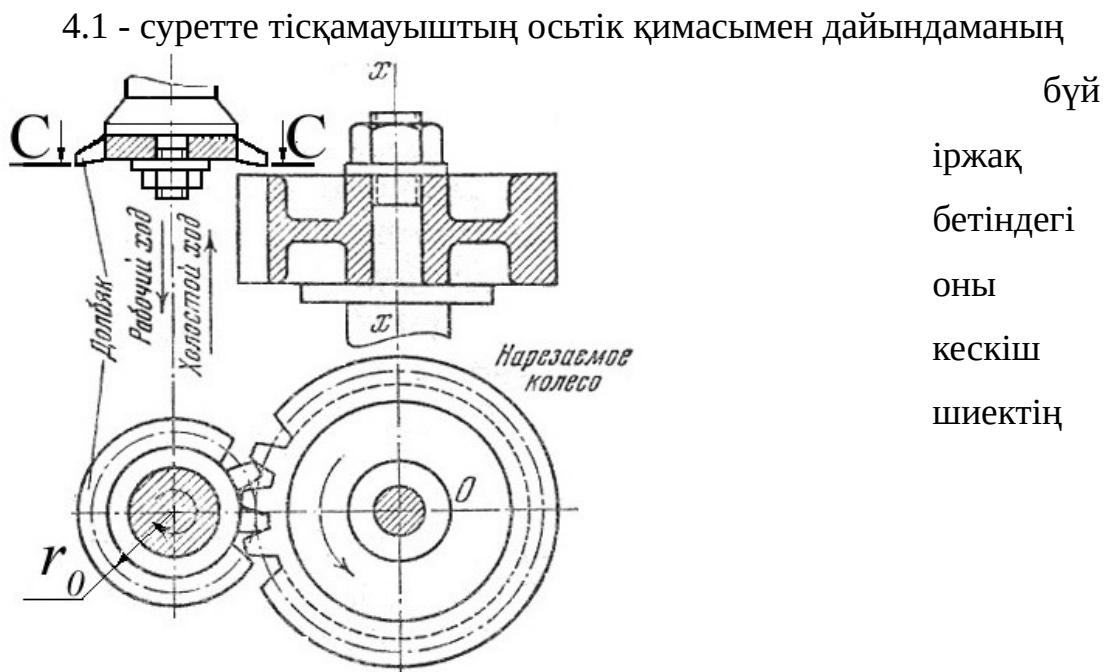
Жұмыс мақсаты:

Біғысумен орындалған нолдік және тісті дөңгелектердің эвольвенттік пішінін графикалық сызу арқылы ТММ-47М аспабын қолданумен тісті дөңгелектерді тісқашауышпен өңдеу тәсілінің принципін анық корсету.

Теориядан қысқаша мәліметтер. ГОСТ 9323-79 бойынша тісқашауыштарды бес түрлі және үш дәлдік класта жасайды. АА дәлдік класты тісқашауыштар 6-шы дәлдік дәрежелі тісті дөңгелектерді қашауға арналған, А дәлдік класты 7-шы дәлдік дәрежеліге және В дәлдік класты 8-шы дәлдік дәрежелі тісті дөңгелектерге. Тип 1 – АА, А және В дәлдік класты дискті тіктісті тісқашауыштар. Тип 2 – А және В дәлдік класты дискті қисықтысті

тісқашауыштар. Екі типтіңде тісқашауыштары сыртқы іліністі цилиндрлік дөңгелектерді өңдеуге арналған. Тип 1 – АА, А және В дәлдік класты 50, 80, 100, 125 мм номиналды бөлгіш диаметрлі тостағанды тісқашауыштар жабық тісті тәжді қашауға қолданылады. Бул жағдайда айналдырықтың шеті және қыспақ гайка тісқашауыштың ішкі жағында орналасады.

Тостағанды тісқашауыштар сағалылардан қатаң болады, сондықтан оларды ішкі іліністі одан дәлірек тісті дөңгелектерді өңдеуге қолданылады. Тип 4 – А және В дәлдік класты сағалы тіктісті тісқашауыштар; тип 5 – В дәлдік класты дискті қисықтісті тісқашауыштар, кіші өлшемді ішкі іліністі дөңгелектерге қолданылады. Тісқашауыштар желкеөңделген тістері бар шыныққан ажарлы дөңгелек пішінді болады. Тісқашауыштың тісі кішкене конусты болғандықтан, тістің қалыңдығы және сыртқы диаметрі қашағаннан соң кішірейеді, пішіні өзгереді. Сыртқы іліністі тісті дөңгелекті қашағанда жұмыс істеу мерзімін жоғарылату үшін жаңа тісқашауыштың бөлгіш шеңберінің диаметрін үлкейту керек. Қашауды жеңілдету үшін алдыңғы бұрыш 5° -қа тең. Шың бойынша артқы бұрыш $6^\circ \div 6^\circ 30'$, нормаль бойынша артқы бүйір бұрыш $2^\circ \div 2^\circ 30'$. Сыртқы іліністі тісті дөңгелектерді кесуде максималды мүмкін диаметрлі тісқашауыштарды алады, сондықтан өңдеу дәлдігі және тұрақтылық периоды көтеріледі. Тісқашауыштардың әр номерін пішінінің модификациясымен және модификациясысыз дайындайды. Тістер саны мүмкіндігінше өңделетін дөңгелектің тістер санына бөлінбеуі керек. Тісқашауыштың диаметрін үлкейту кезінде қиылған дөңгелектің тістер шынындағы бұрыштардың қиылуы болады. Осы жағдайда қиылудың болмауына толық тексеру қажет.



4.1 - сурет

көрсетілген.

СС қимасының дайындаманың бүйіржақты жазықтығына проекциясы есептеуші контурды анықтайды. Оның стандартты өлшемдері бар: радиусты бөлгіш шеңбер r_0 тістің биіктігін екі тең бөлікке бөледі, $m(h_a^* + C^*)$, мұндағы m – ілініс модулі, h_a^* - тіс бастиегінің биіктігінің коэффициенті, C^* - радиаль саңылаудың коэффициенті, бөлгіш шеңбер бойынша тіс қалыңдығы мен ойым ені $0,5\pi m$ тең. Тісқауыштың СС қимасы есептеуші қима деп аталады. Сонда СС есептеуші қимада тісқамауыштың тіс шыңдарының шеңберлік радиусы мынаны құрайды

$$r_{a0} = m(0,5z_0 + h_a^* + C^*), \quad (4.1)$$

мұндағы z_0 - тісқауыштың тістер саны.

Радиустың бөлгіш шеңбері r_0 контурдың тіс шыңын тең екі бөлікке бөледі және диаметрі мынаған тең.

$$d_0 = mz_0 \quad (4.2)$$

Жаңа немесе аз тозған тісқамауыш CC қимасы шегінде нөльден үлкен жылжу коэффициентті кескіш дөңгелекті көрсетеді. CC қимасындағы орташа тозған тісқамауыш нөлдік кескіш дөңгелек болып табылады. CC қимасы шегінде көп тозған тісқамауыш нөльден кіші ығысу коэффициентінің теріс мөлшерлі, теріс элементар кескіш дөңгелектердің шексіз мөлшерінің жиынтығын білдіреді.

Тісқамауыш жасау барысында тісті тілектену болуы мүмкін. Дөңгелек тістерін тісқамауышпен өңдеудің кейбір жағдайларында келесі екі жағдай болады: тістің кесінділенуі және тіліктенуі. Тіс тіліктенуінің мүмкіндігі мына шартпен анықталады $z_0 > z$; тістің кесінділенуі немесе кесінділенуімен тіліктенуінің мүмкіндігі $z_0 < z$ шартымен анықталады, мұндағы z – дөңгелек дайдамасының тістер саны.

Тістің тіліктенуі болмау үшін

$$z = z_{\min} = \frac{\sqrt{(z_0 + 2h_a^* + 2C^*)^2 - z_0^2 \cos^2 \alpha}}{\cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha} - z_0, \quad (4.3)$$

мұндағы α – ілінісу бұрышы.

Тіліктенудің болмау шартынан, ең кіші ығысу коэффициенті $x_{\min}$ мына формуламен ақталады

$$x_{\min} = 0,5 \sqrt{(z_0 + z)^2 \cos^2 \alpha + (z_0 + z_{\min})^2 \sin^2 \alpha} - z_0 - z. \quad (4.4)$$

Қиылған дөңгелекте тістердің кесінділенуі болмау үшін тісқамауыштың қандай ең аз тістер саны z_{min0} болу керек деген сұраққа жауап беруге z_{min} анықтауға арналған формуланы қолдану жеткілікті

$$z_{min0} = \sqrt{z^2 + \frac{4h_a^*}{\sin^2 \alpha} (z + h_a^*)} - z. \quad (4.5)$$

Қиылған дөңгелектің ығысу коэффициентін x таңдау тістердің түрлі зақымдануының алдын алуын қамтамасыз ететін шарттармен негізделу керек. Осындай тістердің зақымдануының басты түрлері мынадай:

- тістердің омырылуы;
- тістердің бүйір беттерінің қажалуы;
- тістердің тістелесуі.

Жобалау шарттарына байланысты берілген тістер саны z_1, z_2 мен рейкалық контурдың параметрлері m, α, h_a^*, C^* бар тісті берілісті есептеудің екі нұсқасы мүмкін:

- ығысу коэффициенттері берілген x_1 және x_2 , осьтердің аралықтары a_w мен ажырамас дөңгелектің геометриялық параметрлерін анықтау қажет;

- осьтер ара қашықтары a_w берілген, ығысу коэффициенті x_1 және x_2 мен кесілген дөңгелектердің геометриялық параметрлерін анықтау қажет.

Берілген ығысу коэффициенттерінде x_1 және x_2 дөңгелектің геометриялық өлшемдерін келесі тәуелділіктермен есептеледі:

- ілінісу бұрышының инволютасы

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (4.6)$$

мұндағы $\alpha = 20^\circ$ - контур пішінінің бұрышы, $\operatorname{inv} \alpha = 0,0149$;

- осьтер аралығы

$$a_w = 0,5m(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}; \quad (4.7)$$

- басты диаметр

$$d_w = \frac{2a_w}{z_1 + z_2} \cdot z; \quad (4.8)$$

- ажыратқыш диаметр

$$d = m \cdot z; \quad (4.9)$$

- негізгі диаметр

$$d_b = m \cdot z \cdot \cos \alpha \quad (4.10)$$

- тістің бөлгіш қалыңдығы

$$S = 0,5\pi m + 2x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.11)$$

- негізгі қадам

$$P_B = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha. \quad (4.12)$$

Барлық ығысу мөлшерінің коэффициентінде іліністегі стандартты радиал саңылауды сақтап қалатын есептеу жүйесінде тіс шындарының диаметрі мынаны құрайды:

$$d_{1a} = 2a_w - d_{f2} - 2C^*m, \quad d_{2a} = 2a_w - d_{f1} - 2C^*m. \quad (4.13)$$

Тістер айымдарының диаметрін d_f есептеу үшін тісқамауыштың мына параметрлері белгілі болу керек: тіс саны z_0 , ығысу коэффициенті x_0 , шындар диаметрі d_{a0} және ажырамайтын тісті дөңгелектің ығысу коэффициенті x .

Білдекті іліністің бұрышы мына формуламен анықталады

$$\text{inv}\alpha_{w0} = 2 \frac{(x + x_0)}{z + z_0} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha, \quad (4.14)$$

ал білдекті осьтер аралығы

$$a_{w0} = 0,5(z + z_0) \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_{w0}}, \quad (4.15)$$

мұндағы α_{w0} - білдекті ілініс бұрышы.

Ажырамайтын дөңгелек ойымының шеңберлік диаметрі

$$d_f = 2a_{w0} - d_{a0}. \quad (4.16)$$

Білдекті іліністегі ығысу мөлшерінің коэффициентінде $x_{\Sigma 0} = x + x_0 = 0$, тісқамауышпен кесілген дөңгелектің ойымдар диаметрі төрткілдеш(рейка) құралмен кесілген дөңгелектің ойымдар диаметріне тең болады.

$x_{\Sigma 0} \neq 0$ болғанда тісті дөңгелектегі тісқамауышпен кесілген ойымдар диаметрі төрткілдеш құралмен кесілгендігінен аз болады. Ол жанасқан дөңгелектегі d_a үлкейтуге, тіс биіктігін, ара жабынның бүйірлік коэффициентін және тістердің икемділігін үлкейтуге мүмкіндік береді.

Кейбір белгілерді x таңдау кезінде максималды белгіге жақындықтан аулақ болу керек.

$$x_{np} = \frac{(z + z_0)(\operatorname{inv} \alpha_{a0} - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha} - x_0, \quad (4.17)$$

мұндағы $\alpha_{a0} = \arccos \frac{m z_0 \cos \alpha}{d_{a0}}$ - тісқамауыштың биіктік шеңберінде жатқан нүктедегі пішін бұрышы.

Тісқамауышпен кесілген дөңгелек жанындағы шекаралық нүкте

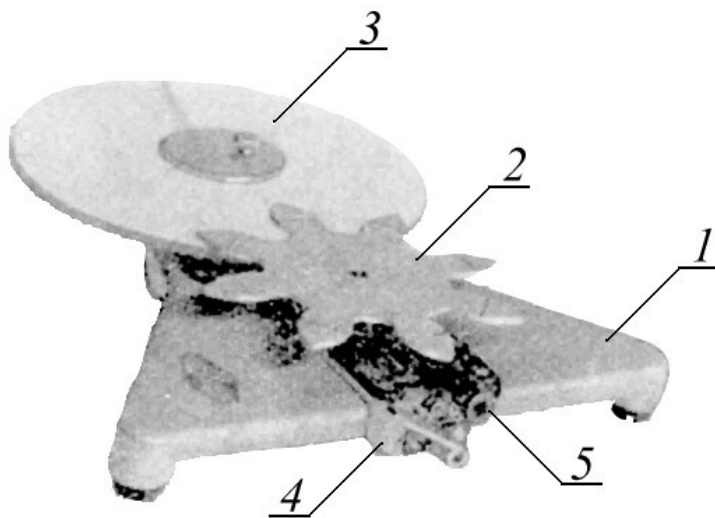
$$\operatorname{tg} \alpha_e = \operatorname{tg} \alpha_{w0} - \frac{z_0}{z} (\operatorname{tg} \alpha_{a0} - \operatorname{tg} \alpha_{w0}) \quad (4.18)$$

Егер есептелгенде $\operatorname{tg} \alpha_e < 0$ болса, сонда негізгі шеңберлік жанында тістердің кесінділенуі болады.

Қондырғының құрылысы мен жұмыс істеу принципі.

ТММ-47М қондырғысы үстел типті құрылғы болып табылады (4.2 - сурет). Конструкциясының негізіне тісқамауышпен өңдеу методымен тісті дөңгелек дайындау принципі салынған.

Құрал делегейлі айналмалы үстелден 3; айналмалы құрылғыдан 2; тұрады. Үстел мен тісқамауыш 4.1. негізінде бекітілген.



4.2 - сурет

делегейлі үстел мен
тісқамауыш бір
қадамға айналады,
сосын қағазда
қарандашпен
тісқамауыш тістерінің
қарамы жүргізіледі.
Винтта 5
айналдырумен
тісқамауыштың

бастапқы қарамын жылжытып, кесілген дөңгелек тістерінің түзетілген пішінін сызуға болады.

Құрал үстелге қондырылады. Жұмыс алдында ТММ-31А қондырғысымен диаметрі 220мм қағаз делегейлер дайындап алу керек. Тісқамауыш тістерінің қарамын 2Т немесе 3Т қаттылықты үшкір ұшталған қарандашпен жүргізген жөн.

Жұмысты орындау реті.

1) ТММ-47М қондырғысының құрылысымен танысып, берілген ілінісу модулінің m , тісқамауыштың тістер саны z_0 , тісқамауыштың тістер шыңдарының диаметрінің d_{a0} белгілерін жазу.

2) Бастапқы есептеуші қарамның коэффициентін формула бойынша анықтау

$$h_{a0}^* = \frac{d_{a0} - mz_0 - 2mC^*}{2m}, \quad (4.19)$$

мұндағы $C^* = 0,25$ – радиальді санылаудың коэффициенті.

3) Тісқамауыштың ығысу коэффициентін формула бойынша есептеу:

$$x_0 = h_{a0}^* - h_0^*. \quad (4.20)$$

4) Тісқамауыштың бөлгіш шеңберінің диаметрін есептеу $d_0 = mz_0$.

5) Ажырамайтын дөңгелектің бөлгіш шеңберінің диаметрін өлшеп, сосын (9) формуласымен ажырамайтын тісті дөңгелектің тістер санын есептеу $z = \frac{d}{m}$.

6) (4.14) формуламен білдекті іліністің бұрышын есептеу.

7) 4.1- кестесінен өстер аралығын еркін таңдаудағы күшті тісті берілістердің ығысу коэффициентің таңдап алу.

4.1 - Кесте

z	≥ 30	$14 \div 20$	$10 \div 30$	$5 \div 9$
x	0	0,3	0,5	$0,03(30-z)$

8) Тісқамауыштың ығысу мөлшерін есептеу $b = xm$.

9) (4.15) формуласымен білдекті осьтер аралығын a_{w0} , (4.16) формуласымен ажырамайтын дөңгелектің ойымдар шеңберінің диаметрін d_f , ажырамайтын дөңгелектің негізгі диаметрін d_b (4.10) формуласымен, ығысудың шекті коэффициентін x_{np} (4.17) формуласымен, ажырамайтын дөңгелек тісінің бөлгіш қалыңдығын S (4.11) формуласымен, негізгі қадамды P_b (4.12) формуласымен анықтаймыз, кесілген дөңгелек тістерінің шыңдар диаметрін мына формуласымен есептейміз

$$d_a = m(z + 2h_a^* + 2x). \quad (4.21)$$

10) Кесілген дөңгелек шынының шеңберіндегі нүктеде жатқан пішін бұрышын формуламен анықтау

$$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}. \quad (4.22)$$

11) Кесілген дөңгелек шынының шеңберіндегі тістер қалыңдығын анықтау

$$S_a = d_a \left[\frac{\pi}{2z} + \frac{2x \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a \right] \quad (4.23)$$

Біртекті құрылым материалды дөңгелектерге $S_a \geq 0,25m$, термоөңдеулі болса $S_a \geq 0,4m$.

12) Ең аз ығысу коэффициентін формуламен анықтау

$$x_{\min} = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_{\text{wo min}} - \operatorname{inv} \alpha)(z + z_0)}{2 \operatorname{tg} \alpha} - x_0, \quad (4.24)$$

$$\text{мұнда } \operatorname{tg} \alpha_{\text{wo min}} = \frac{z_0}{z_0 + z} \operatorname{tg} \alpha_{ao}.$$

13) Қалыпты хорданың мөлшерін есептеу

$$\bar{S}_c = m(0.5\pi \cos^2 \alpha + x \sin 2\alpha). \quad (4.25)$$

14) Ақырғы хордаға дейінгі биіктікті есептеу

$$\bar{h}_c = 0.5(d_a - d - \bar{S}_c \operatorname{tg} \alpha). \quad (4.26)$$

15) ТММ-47М қондырғысында d_a , d , d_b , d_f диаметрлерін, $\bar{S}_c$ қалыпты хорданың мөлшерін және $\bar{h}_c$ ақырғы хордаға дейінгі биіктіктерді көрсете отырып, қағаз делегейде кесілген дөңгелектің пішінін сызу.

Баяндаманы құру. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұру керек:

- 1) Жұмыс мақсаты.
- 2) Тісқамауыштың жұмыс кестесі (4.1 - сурет).
- 3) Берілген параметрлердің белгілері.
- 4) Тісқамауыш пен ажырамайтын тісті дөңгелек параметрлерін есептеу.
- 5) Берілген дөңгелек пішіні сызылған қағаз делегей.
- 6) Жасалған жұмыс бойынша қорытынды.

Қауіпсіздік ережесі.

Берілген зертханалық жұмысты орындау барысында қауіпсіздік ережесінің ортақ шарттары орындалу керек.

Бақылау сұрақтары.

1. Тісқамауыштар қандай болады және олар қайда қолданылады?
2. Тісқамауыштың жұмыс принципі қандай?
3. Жаңа, аз, орташа және қатты тозған тісқамауыштар өзімен нені көрсетеді?
4. Тістің тіліктелуі деген не?
5. Тістің тіліктелуі мен қиылу шарты.
6. Дөңгелектің орынауыстыру коэффициенті нені көрсетеді?

7. Тістің қандай зақымданулары орынауыстыру коэффициентін таңдауға әсер етеді?

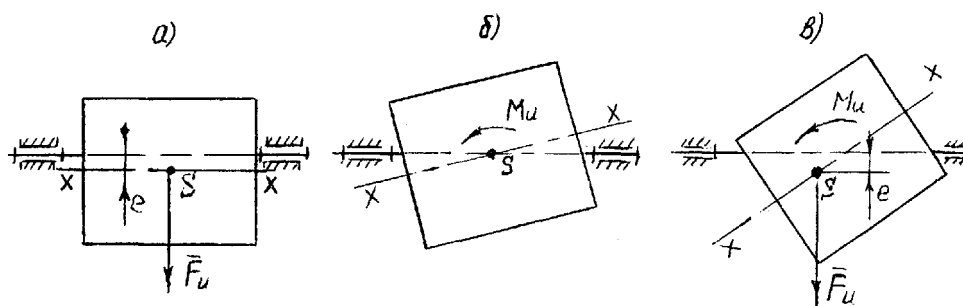
8. Төрткілдешпен және тісқамауышпен кесілген тісті дөңгелек өлшемдерінің айырмашылығы неде?

5 Роторларды динамикалық теңгеру

Жұмыс мақсаты:

Роторларды динамикалық теңгерумен және ортақ жағдайларын зерттеу.

Теориядан қысқаша мәліметтер. Ротор деп айналғанда өзінің тіректердегі тасушы беттерімен ұсталынатын денені айтады.



5.1 - сурет

Айталу осі мен инерцияның басты центрлік осінің $x-x$ өзара орналасуына байланысты, ГОСТ 19534-74 бойынша ротор теңгерілуінің келесі түрлері болады:

- 1) статикалық, онда осы осьтер паралель болады (5.1, а - сурет);
- 2) моменттік, егер осьтер массалар центрінде S қиылысса (5.1, б - сурет);
- 3) динамикалық, егер осьтер массалар центрінен басқа нүктеде қиылысса немесе айқасқанда болады.

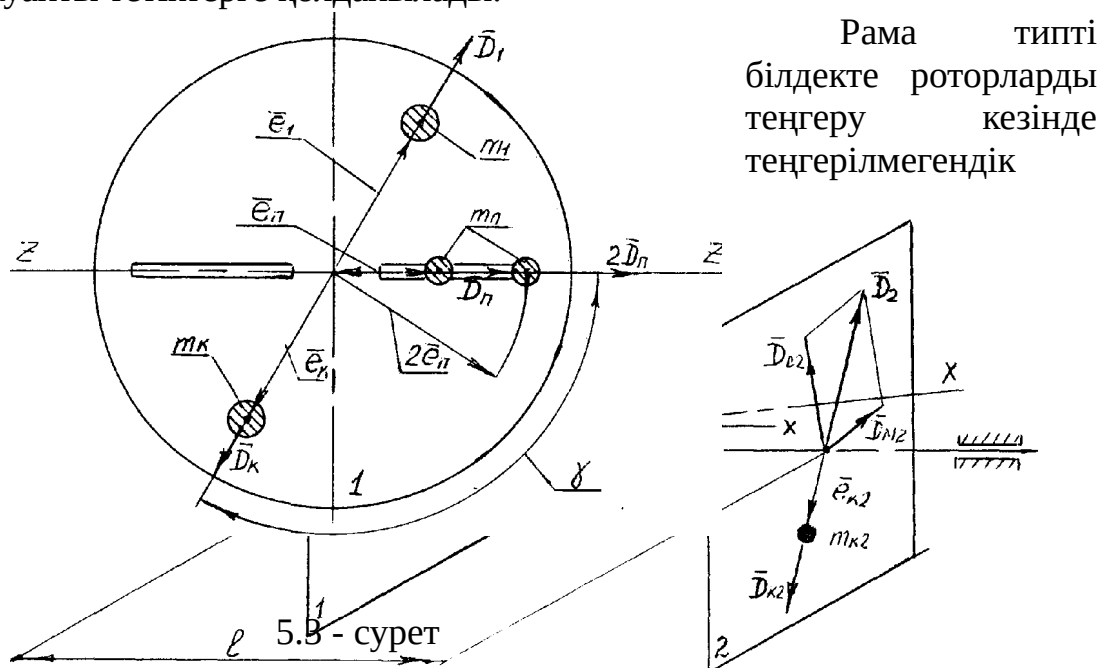
Динамикалық теңестірілмегендік $\overline{D}$.

Моменттік теңестірілмегендік инерция күшінің басты моментіне пропорционал ротор теңгерілмегендігінің басты моментімен M_D мінезделеді. (5.2 - сурет)

$$M_D = M_u \cdot \frac{1}{\omega^2} = D_M \cdot L$$

Динамикалық теңестірілмегендік $\overline{D}$ мен $\overline{M}_D$ арқылы сипатталады.

Кез келген теңестірілмегендікті жою (статикалық, моменттік, динамикалық) ротор инерциясының басты центрлік осі оның айналу осімен сәйкестелуін береді, немесе аналитикалық $\overline{D} = 0$, $\overline{M}_D = 0$. Осы жағдайда ротор толығымен теңгерілген болып саналады. Практикада теңгеруді конструкция кезінде есептеу тәсілімен тетік жасауды эксперименталды арнайы теңгергіш білдектерде жасайды. Екінші тәсілді дәл және сенімді болғандықтан жоғары айналу жиілігі бар жауапты тетіктерге қолданылады.

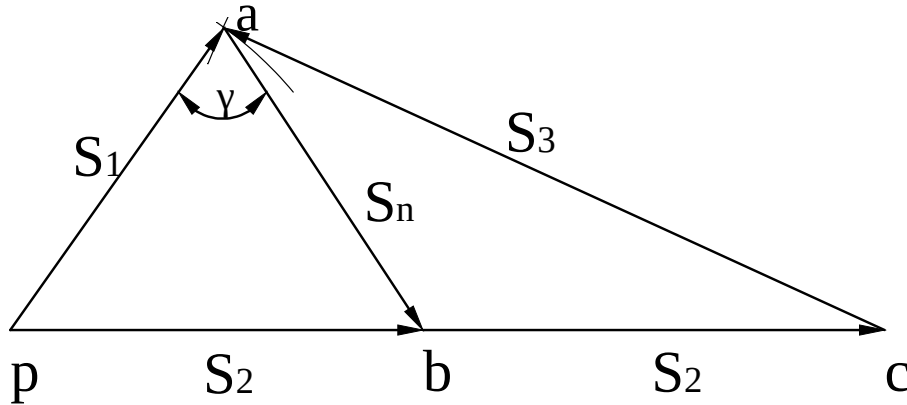


5.2 - сурет

белгісінің бұрышын анықтауға үш рет қосу тәсілі қолданылады. Бірінші қосу кезінде теңгерілмегендік әсерінен D_1 болған амплитуда өлшемдерін S_1 өткізеді. Бұл үшін роторға өз жиілігінен ω_0 1,5...2 есе

жоғары айналу жиілігін береді. Оның тежелу процесінде индикатормен шанақ тербелісінің максималды амплитудасы тіркеледі.

Білдектің екінші қосылуын өткізіп, амплитуданы өлшейді S_2 . Теңгерілмегендіктің берілгенің екі есе үлкейтіп, үшінші қосылуды өткізіп, амплитудасын өлшейді S_3 .



5.4 - сурет

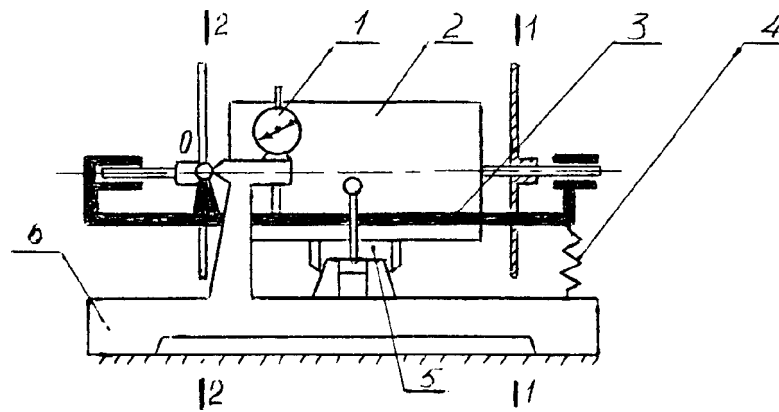
Амплитудаларды S_i өлшемі бойынша пропорционал D_i және бағытымен сәйкес келетін вектор ретінде қарастыра отырып, μ_1 масштабында Δpac векторлық үшбұрышын салуға болады (5.4 - сурет).

$\overline{S_2}$ -ге тең pb және bc қималарын алады. p нүктесінен $\overline{S_1}$ радиусты доға жүргізеді, ал c нүктесінен бірінші доғамен қиылысқанға дейін (a нүктесі) $\overline{S_3}$ радиусты доға жүргіземіз. Алымға a және b нүктелерін қосып $\overline{S_n}$ векторын аламыз. $\overline{S_n}$ векторымен теңгерілмегендіктің масштабын $\mu_D = \overline{S_n} / D_n$ және 1 жазықтықтағы (5.2 - сурет) теңгерілмегендік мөлшерін $D_1 = \overline{S_1} / \mu_D$ анықтаймыз.

$$\overline{D_k} = -\overline{D_1} = m_k \cdot \overline{e_k}.$$

Қоңдырғының жұмыс істеу принципі және құрылысы.

Теңгеруші білдек ТММ-1А. Білдек (5.5 - сурет) негізден 6, шанақтан 3, серпімді элементтен 4, бағдарлық индикатордан 1 және екі жылжымалы делегейлі ротордан 2 тұрады.



5.5 -
сурет

Шанақ 3 0-0 осьтеріне қатысты тербелмелі қозғалыс жасай алатындай етіп, табанда 2 мойынтірекке қондырылған. Ротор делегейлері түзетілме жазықтықтарын анықтайды. Оларда түзетілме массаларды орналастыруға арналған екі радиалды ойығы болады. Эксцентриситет мөлшерін өлшеу үшін ойықтар бойымен ұзындық межеліктер орналасқан. Делегейдің бұрылу бұрышы күпшегінде салынған шкала бойынша белгіленеді. Ротор осіне қатысты делегейді орнықтыру тоқтатқыш бұрамамен іске асады. Ротор шанақта екі кең мойынтіректе өз осіне қатысты айнала алатындай етіп қондырылған. Ротор қозғалысқа электроқозғауышпен 5 келтіріледі. Қозғауыштың қосылуы және сөндірілуі рычагта орналасқан микро өшірушімен іске асады.

Жұмыс істеу реті.

- 1) Роторға айналмалы қозғалысты келтіру және S_1 амплитудасын кеш дегенде үш рет жазып алу, оның орташа белгісін алу.
- 2) Жинақтан үлгілік массаны алу m_n .
- 3) Айналу осінен e_n қашықтықта 1 жазықтықтағы ойыққа көрімдік массаны m_n бекіту.

- 4) Роторға айналмалы қозғалысты келтіру және 1 пунктқа сәйкес S_2 амплитудасын өлшеу.
- 5) m_n массасын $2e_n$ қашықтықта орналастыру.
- 6) Роторға айналмалы қозғалысты үшінші рет келтіру және 1 пунктқа сәйкес S_3 өлшеу.
- 7) Қиманы S_n графикалық анықтау.
- 8) Формуладан теңгерілмегендік масштабының белгісін есептеу.

$$\mu_D = \frac{S_n}{D_n} = \frac{S_n}{m_n \cdot e_n}, \left[\frac{\text{мм}}{\text{г} \cdot \text{мм}} \right],$$

мұнда $S_n = ab$.

- 9) искомалық теңгерілмегендік белгісін есептеу $D_1 = S_1 / \mu_D$.
- 10) 5.4 - суретінен өлшенген γ бұрышын 1 жазықтықта алу.
- 11) Эксцентриентеттің e_k максималды мүмкін белгісін таңдап алу. Түзетілме массасының $m_k = D_1 / e_k$ белгісін есептеу және zz осіне γ бұрышында оны бекіту.
- 12) Ротордың бақылаушы айналымын жүргізу. Ол ротордың теңестірілуін көрсету керек.
- 13) Қалдықты теңгерілмегендікті анықтау $D_{ост}$.
- 14) Қорытынды.

Баяндаманы құрастыру. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұру керек:

- 1) жұмыс мақсаты.
- 2) өлшенген және алынған өлшемдерді 5.1 кестесіне еңізу.

Кесте 5.1

№	m_n , г	e_n , мм	S_1 , мм	S_2 , мм	$2e_n$, мм	γ , град	$D_{ост}$, г·мм	
				S_3 , мм				

1							+	
2								
3								
4	—	—				—	—	—

3) S_n және γ анықтауға арналған векторлық үшбұрыш (сурет 5.4).

4) Теңгерілмегендік масштабы мен теңгерілмегендіктің есептеуші формулалары мен белгілері:

$$\mu_D = \overline{S_n} / D_n ; \quad D_1 = \overline{S_1} / \mu_D$$

5) Экцентриситет e_k , мм пен түзетуші массаның $m_k = D_1 / e_k$, (г) белгілері:

6) Қорытынды.

Қауіпсіздік ережесі.

- 1 Қондырғының қосылуын мұғалімнің рұқсатымен ғана атқару.
- 2 Көрімдік массаны ауыстыруды түгелдей тоқтаулы қондырғыда жасау.
- 3 Теңгеруші білдектің жұмысы кезінді электр қосылыстар мен айналмалы тетіктерге тиіспеу.
- 4 Теңгеруші білдектің жұмысы кезінде айналушы делегейлерге қарсы тұруға болмайды.
- 5 Айналушы тетіктерді қолмен аяқпен және осыған арналмаған басқа заттармен тоқтатуға болмайды.
- 6 Жұмысты кең қолғаппен, галстукпен, шарфпен, ұзын шашпен жасауға болмайды.

7 Қозғауышты шкиф пен ротор қатынасы болмаса қосып ұстауға болмайды.

Бақылау сұрақтары.

- 1 Ротор деген не?
- 2 Ротор теңгерілмегендігінің түрлері.
- 3 Ротордың статикалық, моменттік және динамикалық мөлшерінің теңгерілмегендігі деген не?
- 4 Ротор жасауға роторды теңгеруді қалай жасайды?
- 5 Шанақ типті делегейде роторды теңгерудің қандай тәсілін қолданылады?

6 Қос бұранданың пайдалы әсер коэффициентін анықтау

Жұмыс мақсаты:

Элементтері әртүрлі материалдардан жасалған қос бұранданың ПӘК-ін эксперименталды анықтау.

Теориядан қысқаша мәліметтер. Қос бұрандалы тетіктің ПӘК-і оның жалпылама анықтамасы болып табылады. Сонымен қатар ПӘК қос бұранданың айналмалы қозғалыс кезіндегі энергияның түрленуі мен шығындалуын анықтайды, ал тетіктегі гайка ілгерілемелі қозғалысқа қатысып, жетегтегі буын болып есептеледі.

ПӘК-ін аналитикалық тәсілмен, бұрандадағы үйкеліс кезінде шығындалатын энергияны ескере отырып анықтауға болады.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (6.1)$$

мұнда ψ - бұранданың көтеріліс бұрышы;

φ – бұрандадағы үйкеліс бұрышы, оны (6.2) формуламен анықтайды.

$$\varphi = \operatorname{arctg} f_{np}, \quad (6.2)$$

мұнда f_{np} – бұранда пішінің бұрышынан γ , винт пен гайка материалдарындағы үйкеліс коэффициентіне f тәуелді бұрандадағы келтірілген үйкеліс коэффициенті.

$$f = \frac{f}{\cos \gamma}. \quad (6.3)$$

Бекітуші метрикалық бұранда үшін $\gamma = \alpha / 2 = 30^\circ$ және $f_{np.} = 1,15f$, жүрістік тікбұрышты бұранда үшін $\gamma = 0$ және $f_{np.} = f$.

Үйкеліс коэффициентінің белгісі f винт пен гайка материалының түрінен және майлану жағдайына байланысты (кесте 6.1).

Бұл кестедегі үйкелістегі беттердің кедір – бұдырлығын гайкаға түсетін толық салмақ, теориялық беттерді өңдей ескерілмейді. Ал шындығында бұрандала механизмде қозғалыс кезінде қосымша шығындалу, энергияның бөлшектенуі механизмнің ПӘК-ін азайтады. Сондықтан қос бұрандалы механизмнің ПӘК-ін анықтауда қателіктер болдырмау үшін тәжірибелер арқылы қолданылатын материалдардың сапасын мұқият тексеру қажет.

6.1 - кесте

Қос бұранданың ПӘК-ін тәжірибе жүзінде анықтау қозғалыстағы күш пен пайдалы кедергі күшінің теңесуі арқылы іске асырылады. Осы теңдесу гайканы жоғары төмен қозғау арқылы орындалады. Бұл жағдайда гайканы белгілі бір Q күшпен қамтамасыз ету қажет, ал гайканы жылжытудағы S жұмыс мына өрнекпен $A_{н.л.} = Q \cdot S$ анықталады. Қозғаушы күш моменті T бұранданың белгілі бұрышқа φ бұрылудағы жұмыс мына формуламен өрнектеледі $A_{\partial\theta} = T \cdot \varphi$.

Осы көрсетілген жұмыстарды есептеу үшін белгілі уақыт аралығында гайканың бір адымға жылжуын, ал бұранданың бір толық айналуын анықтасақ жеткілікті. Онда

$$\eta = \frac{A_{н.л.}}{A_{\partial\theta}} = \frac{Q \cdot S}{T \cdot 2\pi} \quad (6.4)$$

Егер де бұранда бірқалыпты айналса, онда бұранданың ПӘК, яғни формуладағы физикалық шамаларды ТММ-33 лабораториялық құрал арқылы анықтауға болады.

Қондырғының жұмыс істеу принципі және құрылысы. ТММ-33 қондырғысы – қос бұранданың ПӘК-ін анықтауға арналған лабораториялық күрделі механизм. Ол түрлі материалдардан жасалған бұрандаларға қолданылады.

Трущиеся материалы	Коэффициент трения скольжения	
	Без смазки	Со смазкой
Болат–Болат	0,15	0,05 – 0,1
Болат–бронза	0,1	0,07- 0,1
Болат– чугуn	0,18	0,05 – 0,15
Болат–латунь	0,15	0,04 – 0,1

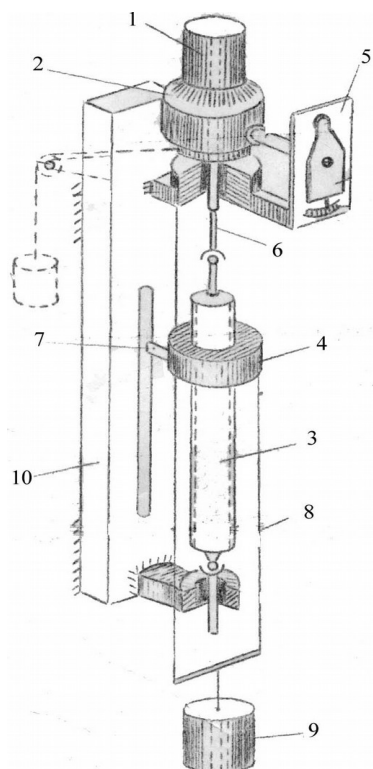
Қондырғы келесі тетіктер мен түзілімдерден тұрады (6.1 -сурет):

1) қуаты 50Вт, 110-127В кернеулі ауыспалы токты; бір фазалы электроқозғауыш;

2) редуктор шығар валдың айналыс санымен 60 об/мин;

3) винт;

4) гайкалық тұлға;



5) маятник типті торсиометр;

6) редуктор сағасы;

7) сырғақ;

8) траверсалы ілгіш;

9) салмақ(жүк);

10) рама.

6.1 - сурет

Электроқозғауыш редуктордың тұлғасымен нағыз байланысқан, ал біліктің саны түтік тәрізді подшипник тің ішінде айналады. Редуктордың шығу білігі, біліктің соңы арқылы бұрандаға айналмалы қозғалыс береді. Ал гайка сырғақ арқылы ұсталып тұрады да, тек ілгерілемелі қозғалысқа қатысады. Жүк

траверсалық ілгіш арқылы гайкаға осьтік салмақ түсіреді. Жұмыс кезінде қос бұранданың кері моменттік күші редукторды айналдыруға әрекет жасаса қозғауыштың статоры торсиометрлі маятникке қарама-қарсы әрекет жасайды. Торсиометрдің моментіне әсер етіп күштің шамасы бөлімі 1° тең шкаламен есептеледі. Айналдырушы моменттің белгісі 6.3 кестесінен алынады.

Жұмысты орындау реті:

1) Оқытушыдан белгілі бұрандасы бар винт, гайкалар және жүктер алу. Бұранда параметрлерін, гайка материалдарын, винт материалын жазып алу.

2) Қондырғыға бұранда мен гайканы орналастыру, гайканы төменгі қалыпқа келтіру, ілгіш пен траверсаның салмағын анықтау.

3) Қондырғы қосылыстарын тексеріп оқытушыдан немесе лаборанттан жұмысты жасауға рұқсат алу.

4) Гайканың жоғары көтерілуінде торсиометр шкаласынан үш рет көрсеткіш алып кестеге толтыру (6.2 - кесте).

5) Салмақты біртіндеп 2кг, 3кг-ға көтеріп гайканы көтеру циклін өткізу керек. Шкала көрсетулерін кестеге жазу (6.2 - кесте).

6.2 - Кесте

Материал гайки	Вес груза $Q, Н$	Отклонения маятника торсиометра				Момент на винте $T, Н \cdot мм$	Работа сил, $Н \cdot мм$		η
		X_1	X_2	X_3	X_{cp}		$A_{об}$	$A_{п.с}$	

6) 1, 2, 3, 4, 5 пункттарын материалдары әртүрлі үш гайкамен өткізу керек.

7) Өлшеулерден кейін траверсадан жүктерді алып қондырғыны өшіру.

8) Гайка материалының әр жүгіне торсиометрдің орташа белгісін есептеу. 6.3 - кестесі бойынша винттағы айналдыру моментін есептеу.

6.3 - Кесте

Отклонение стрелки в делениях	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Величина момента T , Н·мм	70	140	210	280	351	421	492	564	635

6.3 кестенің жалғасы.

Отклонение стрелки в делениях	10	11	12	13	14	15	16	17
Величина момента T , Н мм	707	780	853	927	1001	1076	1151	1228
Отклонение стрелки в делениях	18	19	20	21	22	23	24	
Величина момента T , Н мм	1305	1383	1462	1542	1623	1706	1789	

9) (6.4) формуласымен әр жүктің және гайка материалынан қос бұранда ПӘК-ін есептеу.

10) Миллиметрлік қағазда қос бұранда ПӘК-ң Q жүгіне байланысты өзгеру графигін сызу;

11) (6.1) формуласы бойынша винтпен гайканын материалдарына қос бұранданың ПӘК-ін есептеу. Қорытындыны эксперименттік шамалармен салыстыр.

Баяндама құрастыру. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұру керек:

- 1) Жұмыс мақсаты.
- 2) Бастапқы берілгендер:
 - бұранда түрі;
 - бұранда қадамы;

- бұранда диаметрі d , мм;
- бұранда көтерілімінің бұрышы φ , град;
- бұранда пішінінің бұрышы γ , град;
- винт материалы;
- гайка материалы.

- 3) Өлеулер қорытындылары.
- 4) Қос бұранда ПӘК-ң өзгеру графигі.
- 5) (6.1) формуласымен ПӘК-ін анықтау.

Қауіпсіздік ережесі.

- 1 Қондырғыны іске қосуды лаборант (оқытушы) іске асырады.
- 2 Оны оқытушының рұқсатымен ғана жасауға болады.
- 3 Жұмыс кезінде электр қосылыстар мен айналмалы тетіктерге тимеген жөн.
- 4 Гайканы ауыстыру қондырғы өшірілгенде жасау керек
- 5 Жұмыс соңында қондырғыны лаборант (оқытушы) өшіру керек.

Бақылау сұрақтары.

- 1 Бұранданың негізгі параметрлерін ата.
- 2 Қос бұранданың теориялық ПӘК-і қалай есептеледі.
- 3 Винт пен гайканың материалы ПӘК- ң көлеміне қалай әсер етеді?
- 4 Винттың бір айналысындағы қозғаушы күштер мен пайдалы кедергі күштерінің жұмысы қалай анықталады?
- 5 Жүктеме мөлшері ПӘК-не қалай әсер етеді?

7 Тісті дөңгелектерді орапоту тәсілімен қиып дайындау

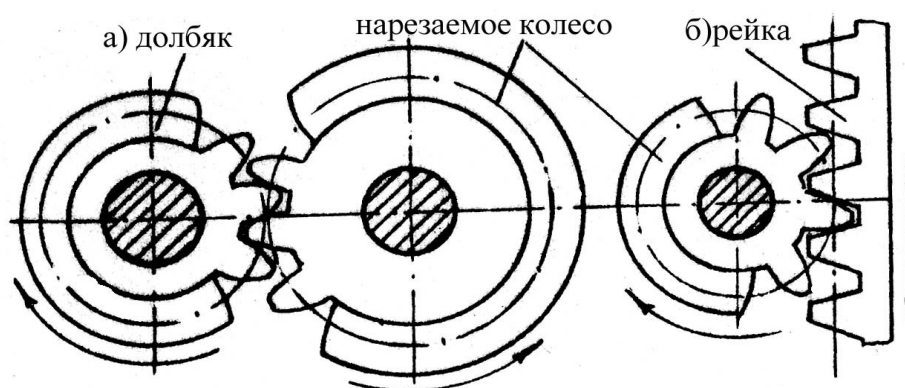
Жұмыс мақсаты:

Құралды төрткілдештің көмегімен тісті дөңгелектерді орапоту әдісімен дайындағанда шығатын эвольвенттік пішіннің геометриялық суретімен танысу.

Теориядан қысқаша мәліметтер. Тісті дөңгелектер тіскескіш білдектерде мынадай тәсілдермен дайындалады:

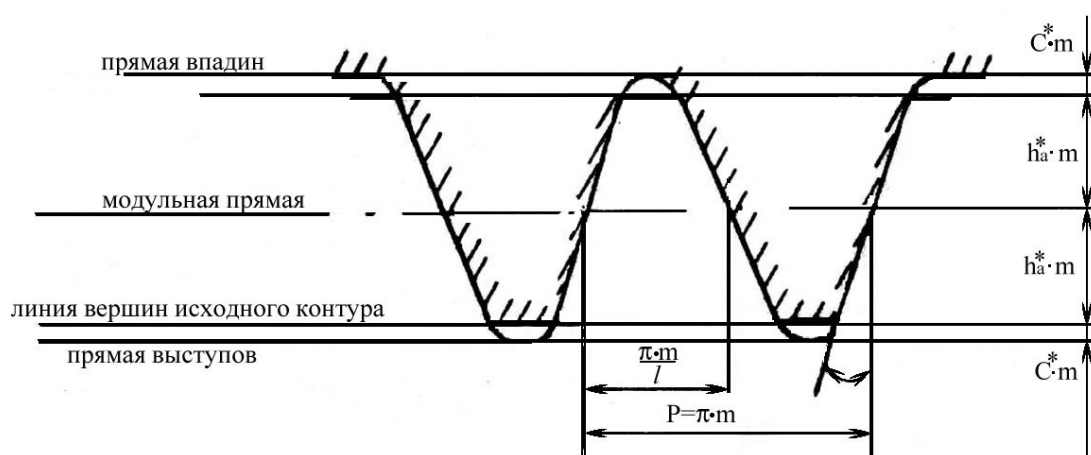
- көшіру әдісі,
- орапоту әдісі,
- екпін әдісімен.

Орапоту әдісі негізінен кескіш құрал мен дайындайтын бөлшекке салыстырмалы қозғалыс берген уақытта екі тісті доңғалақ толық ілінісуде болу керек. Бұл жағдайда кесуші құралда тісті дөңгелек болу керек, яғни кесуші дөңгелек – құрал, рейка, болмаса дөңгелек түрінде жасалуы керек.



7.1 - сурет

(7.1) суретте дөңгелек құрал көрсетілген; оны қарапайым тілмен – “тісқамауыш” деп атайды. (долбяк) Тісқамауыш кесілетін дөңгелектің өсіне параллель ілгерілемелі қозғалыс жасайды. Бірдей уақытта екеуіне, бірдей айналмалы қозғалыс беріледі де, олардың бұрыштық жылдамдықтары бірдей болып, доңғалақтар ілінісуде болуы керек. Кесілген тістің пішіні кескіш түріне сәйкес болуы керек. Кесілген тістің пішіні кескіш түріне сәйкес болу керек. Бұл әдістің бір ерекшелігі кескіштің тісті кесуі ішкі ілінісу арқылы орындалады. Тісті доңғалақты жасау кезінде құралды төрткілдегіш жасалатын доңғалақ өсіне вертикаль бағытта ілгерілемелі қайтымды – қозғалыс жасайды. Дайындалатын бұйым өз кезегінде рейканың бойымен ілгерілемелі қозғалыста бола отырып, өз өсінің айналасында айналмалы қозғалыс жасайды. Осындай әдіспен тісті доңғалақты дайындау “орапоту” әдісі деп аталады. Құралды төрткілдегіштің негізгі параметрлері 7.2 - суретте көрсетілген.



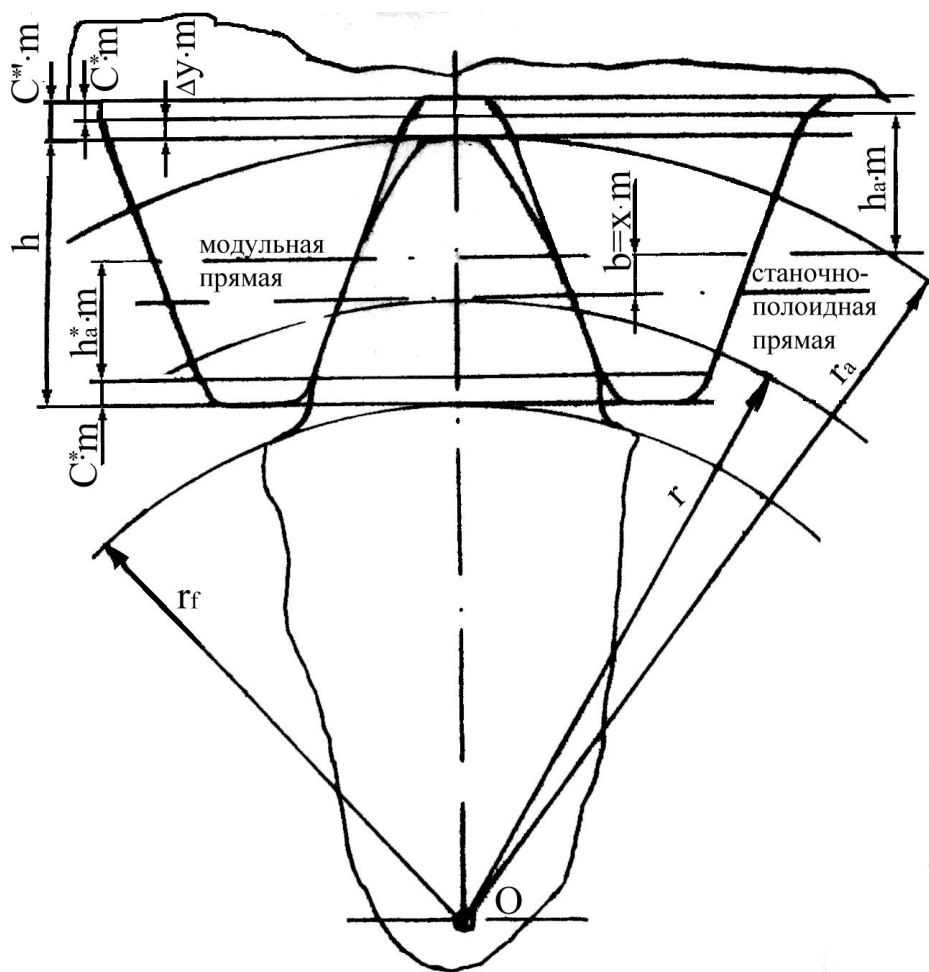
7.2 - сурет

Рейканың штрихталған бөлігі соңғы өндіруші контур болып табылады. тісті дөңгелекті кескен кезде кесуші құрал мен тістің шұңғылығы мен өркешінің арасында радиалды саңылау $C^* \cdot m$ (7.3 - сурет) жобада көрсетілген радиалды саңылаудан өзгеше, немесе $\Delta y = C^* - C^*$ - бұл ығысуды теңестіретін коэффициент деп аталады. Модулді түзумен білдекті – полыйда түзулерінің арасындағы қашықтық “ b ” - басты контурдың ығысуы деп, ал $x = b/m$ - жылжу коэффициенті деп аталады.

Тісті дөңгелекті дайындауда білдекті – полидті түзу шеңбердің қосалқы бөлігінде жылжымай, стандартты модульге m сәйкес домалауда болады.

Бөлгіш шеңбердің радиусы мына формуламен есептеледі

$$r = \frac{mz}{2}. \quad (7.1)$$



7.3 - сурет

Тіс шыңдар шеңберінің радиусы мына формуламен есептеледі

$$r_a = r + m(x + 1) - \Delta y m, \quad (7.2)$$

Ойымдар шеңберінің радиусы

$$r_f = r + m(x - 1,25), \quad (7.3)$$

Тістің биіктігі былай есептеледі

$$h = 2,25m. \quad (7.4)$$

Бөлгіш шеңбер бойынша тістің қалыңды былай есептеледі

$$S = m(\pi/2 + 2xtg\alpha). \quad (7.5)$$

Бастапқы қарамның ығысу коэффициенті мына шарттан алынады.

$$x \geq x_{\min}, \quad (7.6)$$

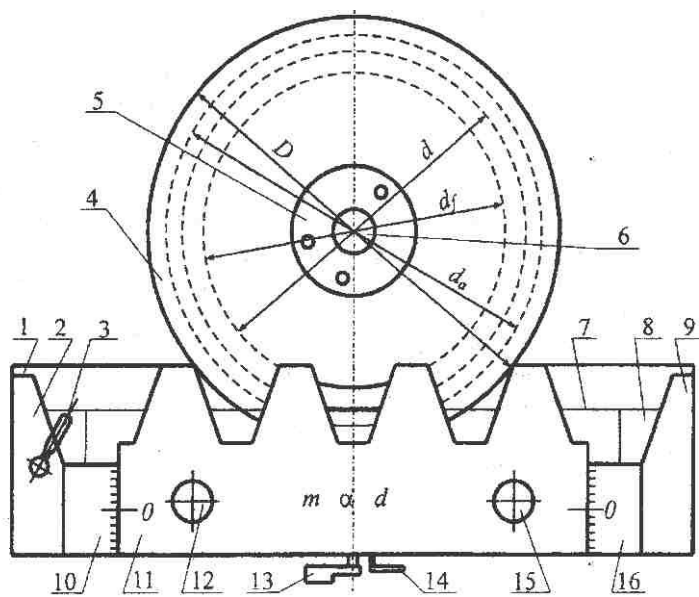
мұнда $x_{\min}$ – минималды жылжу коэффициенті. $x_{\min}$ былай анықталады

$$x_{\min} = \frac{17 - z}{17}. \quad (7.7)$$

Қондырғының жұмыс істеу принципі және құрылысы.

ТММ-42 қондырғысы орапоту әдісімен тістерді орнықтыру, сонымен қатар технологиялық тәсілмен тістерді төрткілдешпен кесу, төрткілдештің ығысуы, тістің төменгі табанын кесуге арналған (7.4 - сурет) күрделі құрал.

Құрал қағаздан жасалған делегейден 4, оны қысып тұратын бинтті 6 қақпақтан 5, құралдың соңғы қарама болатын төрткілдештен 11 тұрады. Құралдың төрткілдеші табанда 8 винттармен 12, 15 бекітілген, оның екі жағынан «хт» ығысуын есептеуге арналған екі шкала 10, 16 орналасқан. Төрткілдештің жылжуы құралдың алдыңғы шегінде орналасқан рычагпен 13 іске асырылады. Оның оң жағында Г – тәрізді еркін қозғалатын (коретканың) күймешенің тұтқасы 14



7.4 - сурет

Жұмысты орындау реті.

- 1) Қағаз дайындаманы үш секторға бөлу.
- 2) Әр секторда 2-3 тістен сызу. Ол үшін рычаг 13 көиегімен үзілісті жылжу арқылы төрткілдешті “оң” жағдайдан “сол” жағдайға ауыстырып, керекті қармды сызып алуға болады. Басқа секторларда тістердің пішінін алу үшін тұтқа 13 арқылы ішекті аздап босату керек. Келесі кезекте қағаз делегей мен құралдың металды делегейін керекті бұрышқа бұрып, келесі секторларда тістердің пішінін сызуға болады.

Бірінші секторда нөлдік дөңгелектің тістерін сызып алу қажет; екінші секторда – модульдік төрткілдештің (рейканың) оң жылжуындағы дөңгелектің тістерін сызу; үшінші секторда – модульдік төрткілдештің теріс жылжуындағы дөңгелектің тістерін сызу.

3) Білдекті саңылауда өлшеп $C^* \cdot m$ (7.3 - сурет), теңдік орынауыстырудың коэффициентін есептеу $\square y = C^* - C^*$; $x=0$ $\square y=0$ болғанда.

4) $(1 \div 7)$ формулаларымен есептеулер жасау.

5) Баяндама формасын толтыру (7.1 - кесте).

7.1 - Кесте

Наименование параметра	Расчетная формула	Числовое значение		
		$x=0$	$x>0$	$x<0$
Число зубьев	$z=d/m$			
Диаметр окружности вершин				
Диаметр окружности впадин				
Толщина зуба по делительной окружности				

6) Дайындалған баяндамаға тістерінің пішіні тұрғызылған делегейді қосу.

Баяндаманы құрастыру. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұру керек.

1) Жұмыс мақсаты.

2) Негізгі теориялық жағдайлар.

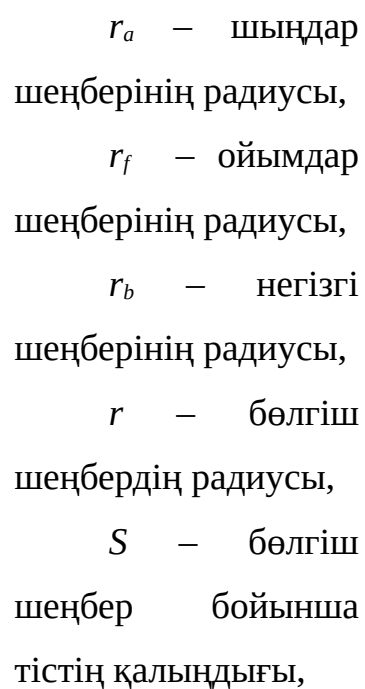
- 3) Берілген параметрлердің мәндері: төрткілдештің модулі m ; дөңгелектің бөлгіш диаметрі d ; басты пішін бұрышы $\alpha=20^\circ$; тіс басы биіктігінің коэффициенті $h_\alpha^*=1,0$; орынауыстыру коэффициентінің мәні x (0; оң; теріс); радиалды саңылау коэффициенті $C^*=0,25$.
- 4) Білдекті саңылау $C^* \cdot m$ мен теңдік ығысудың $\square$ у мәндері.
- 5) Дөңгелек параметрлерін есептеулері.
- 6) Есептелген параметрлер кестесі (7.1 - кесте).

Қауіпсіздік ережесі.

Берілген зертханалық жұмысты орындау барысында ережелердің ортақ шарттарысақталу керек.

Бақылау сұрақтары.

- 1 Эвольвентті пішінді тісті дөңгелекті кесудегі орапоту әдісінің принципі.
- 2 Тісті дөңгелекті орапоту әдісімен кесуде төрткілдештің жылжуымен қатар бүйірден жабу коэффициенті неге өзгереді?
- 3 Кесудегі білдекті төрткілдештің жылжу мақсаты неде?
- 4 Тұрақты беріліс санды доңғалақтың салыстырмалы қозғалысындағы центриодтар қалай аталады?
- 5 Жетекші доңғалақтағы төрткілдешті іліністің беріліс саны нешеге тең?
- 6 Нөлдік дөңгелектің қай шеңбері бойынша ойымның ені тістің қалыңдығына тең болады?
- 7 Нөлдік тісті беріліс үшін радиалды саңылау коэффициентінің стандартты үлкендігін көрсет.
- 8 Пішіндердің соққысыз жұмыс шартын көрсет.



8.2 - сурет

P – бөлгіш шеңбер бойынша қадам.

Бөлгіш шеңбер деп пішіндік бұрышы ілінісудің сандартты бұрышына $\alpha = 20^\circ$ тең нүктеде тістің пішінің қиып өтетін шеңберді айтады.

8.1- Кесте

Число зубьев колеса - z	Число охватываемых зубьев - n
$\square 18$	2
$\square 19 - 30$	3

Негізгі шеңбер бойынша қадам мына формуламен анықталады

$$P_b = l_{n+1} - l_n. \quad (8.1)$$

Hemece

$$P_b = \pi m \cos \alpha, \quad (8.2)$$

осыдан ілінісу модулі анықталады

$$m = P_b / (\pi \cos \alpha), \quad (8.3)$$

мұнда $\alpha = 20^\circ$, $\cos \alpha = 0,9396$.

Модульдің алынған мәні СТ СЭВ 310-76 (8.2 - кесте) бойынша стандартты мәнге келтіріледі.

Келесі есептеулерде модульдің есептеуге жақын стандартты мәнін қолданған жөн.

8.2- кесте

1 ряд	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2 ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

Цилиндрлік берілістің екі доңғалағы да бір төрткілдешпен кесіледі. Бірақ олардың дөңгелектің тістер санына z_1 және z_2 (8.3-кесте) байланысты алынатын ығысу коэффициенті x_1 мен x_2 әртүрлі.

8.3- кесте

z	≥ 30	$14 \div 20$	$10 \div 30$	$5 \div 9$
x	0	0,3	0,5	$0,03(30-Z)$

Тісті берілістің элементтері (8.4 - сурет):

– ілінісу бұрышы α_w , мына формуламен анықталады:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2}, \quad (8.4)$$

$x_1=x_2=0$, $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$, $\text{inv} \alpha = 0,00154$, $\text{tg} \alpha = 0,364$ болғанда, α_w бұрышы инволюта кестесімен анықталады (8.4 - кесте);

– өстер аралығы a_w

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}; \quad (8.5)$$

– бөлгіш шеңберлердің радиустары r_1, r_2 :

$$r_1 = mz_1, \quad r_2 = mz_2; \quad (8.6)$$

– бөлгіш өсаралық қашықтық

$$a = r_1 + r_2, \quad (8.7)$$

егер доңғалақтар ығысусыз кесілсе, яғни $x_1=x_2=0$, онда өсаралық және бөлгіш өсаралық қашықтықтар сәйкескеледі;

– алынған ығысу коэффициенті

$$y = \frac{a_w - a}{m}, \quad (8.8)$$

алынған ығысу ym – өсаралық сызық бойынша дөңгелектердің бөлгіш шеңберлерінің арасындағы қашықтық $x_1=x_2=0$ $ym=0$;

8.4- кесте

	Дәрежесі	α_w бұрышы
--	----------	-------------------

Градустың жүздік бөл.		20°	21°	22°	23°	24°	25°	26°	27°	28°	29°	30°
0	0,0	149	173	200	230	263	299	339	382	430	481	537
4		149	174	201	231	264	301	341	384	432	483	539
8		150	175	202	233	266	302	342	385	434	485	542
12		151	176	203	234	267	304	344	388	436	488	544
16		152	177	205	235	269	305	346	390	438	490	546
20		153	178	206	236	270	307	347	392	440	492	549
24		154	179	207	238	271	308	349	393	442	494	551
28		155	180	208	239	273	310	351	395	444	496	553
32		156	181	209	240	274	312	352	397	446	499	556
36		157	182	210	242	276	313	354	399	448	501	558
40		158	183	212	243	277	315	355	401	450	503	561
44		159	185	213	244	279	316	358	403	452	505	563
48		160	186	214	245	280	318	359	405	454	507	565
52		161	187	215	247	281	319	361	406	456	510	568
56		162	188	216	248	283	321	363	408	458	512	570
60		163	189	218	249	284	323	365	410	460	514	573
64		164	190	219	251	286	324	366	412	462	516	575
68		165	191	220	252	287	326	378	414	464	519	578
72		166	192	221	253	289	327	370	416	466	521	580
76		167	193	223	255	290	329	372	418	468	523	583
80		168	194	224	256	292	331	373	420	471	525	585
84		169	196	225	257	293	332	375	422	473	528	588
88		170	197	226	259	295	334	377	424	475	530	590
92		171	198	227	260	296	336	379	426	477	532	593
96		172	199	229	261	298	337	381	428	479	535	595

– теңестіргіш ығысудың коэффициенті

$$\Delta y = x_1 + x_2 - y, \quad (8.9)$$

теңестіргіш ығысу Δy^m - бүйір саңылаусыз және стандартты радиал саңылаумен тісті беріліс алуды қамтамасыз етеді;

– бастапқы шеңберлердің радиусы

$$r_{w1} = \frac{mz_1 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}, \quad r_{w2} = \frac{mz_2 \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}, \quad (8.10)$$

$x_1=x_2=0$ болғанда бөлгіш шеңберлер бастапқы шеңберлермен сәйкес келеді, онда есептеулерді тексеру $\alpha_w = r_{w1} + r_{w2}$;

– төбелер шеңберінің радиусы

$$r_{a1} = m\left(\frac{z_1}{2} + h_a^* + x_1 - \Delta y\right), \quad r_{a2} = m\left(\frac{z_2}{2} + h_a^* + x_2 - \Delta y\right), \quad (8.11)$$

мұнда $x_1=x_2=0$ болғандағы $\square y=0$, а $h_a^*=1$ - тіс биіктігінің коэффициенті;

– ойымдар шеңберінің радиусы

$$r_{f1} = m\left(\frac{z_1}{2} + x_1 - h_a^* - c^*\right), \quad r_{f2} = m\left(\frac{z_2}{2} + x_2 - h_a^* - c^*\right), \quad (8.12)$$

мұнда $c^*=0.25$ - радиал саңылаудың коэффициенті;

– тістің биіктігі

$$H = r_{a1} - r_{f1} = r_{a2} - r_{f2}; \quad (8.13)$$

– бөлгіш шеңбер бойынша тістің қалыңдығы

$$S_1 = m\left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha\right), \quad S_2 = m\left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha\right); \quad (8.14)$$

– негізгі шеңберлердің радиусы

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha, \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha. \quad (8.15)$$

Жұмысты орындау реті:

- 1) Мұғалімнен тісті берілістің макетін алу.

2) 8.3 суретінен және (8.1 ÷ 8.3) формулалармен қадам P_b мен

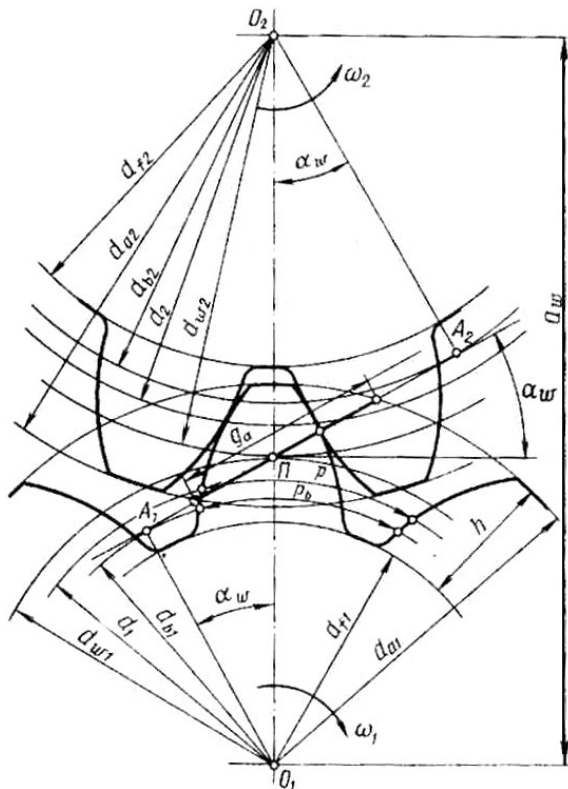
модульді m анықтау.

3) 8.3 - кестесі бойынша ығысу коэффициенттерін x_1, x_2 алу.

4) Формулалармен (8.4 ÷ 8.15) тісті берілістің параметрлерін анықтау.

5) Эксперимент жүзінде тісті берілістің макетінде штангенциркуль мен керекті өлшемдерді өлшеп, оларды есептеуші өлшемдермен келістіру.

6) Алынған мәндерді 8.5 - кестеге енгізу.



8.4 - сурет

Баяндаманы құрастыру. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұру керек.

- 1) Жұмыс мақсаты.
- 2) Негізгі теориялық жағдайлар.
- 3) Эксперимент жүзінде анықталған тістер қадамы мен модулі.
- 4) Формулалармен (8.4 ÷ 8.15) цилиндрлік тісті берілістің параметрлерін есептеулер.
- 5) Аналитикалық есептеулердің эксперименталды тексеру.
- 6) Аналитикалық және эксперименталды мәндерді салыстыру кестесі (8.5 - кесте)

8.5 - кесте

Наименование параметра	P_b , мм	a_w , мм	r_1 , мм	r_2 , мм	r_{a1} , мм	r_{a2} , мм	r_{f1} , мм	r_{f2} , мм	H , мм
Результаты определенные аналитически									
Эксперименталь ные результаты									

Қауіпсіздік ережесі.

Берілген зертханалық жұмысты орындау барысында ережелердің ортақ шарттары орындалу керек.

Бақылау сұрақтары.

- 1 Шеңбер эвольвентасы деген не?
- 2 Пішіндік бұрыш деген не?
- 3 Эвольвенттік бұрыш деген не?
- 4 Бөлгіш шеңбер деген не?
- 5 Тіс қадамы деп нені айтады?
- 6 Модуль дегеніміз не?
- 7 Алынған ығысу деп нені айтады?
- 8 Теңестіруші ығысу деген не?
- 9 Ілінісу бұрышының стандартты мәні неге тең?
- 10 x_1 мен x_2 – нің қандай мәндерінде бөлгіш шеңберлер бастапқылармен сәйкес келеді?
- 11 Ілінісу полюсінде қандай шеңберлер соқтығысады?

12 Қандай жағдайда өсаралық және бөлгіш өсаралық қашықтықтар сәйкес келеді.

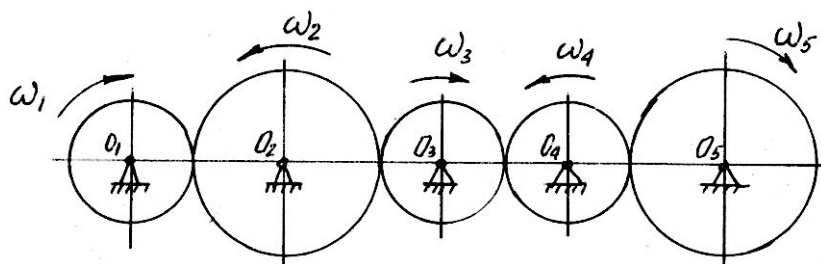
9 Көп звеноларлық тісті механизмдердің беріліс қатынасын анықтау

Жұмыс мақсаты:

Көп звеноларлық донғалақтың қозғалмалы мен қозғалмайтын өстермен тісті механизмдердің беріліс қатынасын аналитикалық пен эксперименттік анықтау, бұл механизмдердің модельдерді қолданылап.

Теориядан қысқаша мәліметтер. Көп звеноларлық тісті берілістерді айналу қамтамасыз ету үлкен беріліс қатынастар немесе бірталай өсаралық қашықтық болғанда қолданылат. Олар жазық және кеңістік болатын. Берілістер екі негізгі түрлі болады: бәрі донғалақтардың қозғалмайтын өстермен механизмдер (жай) және қозғалмалы айналу өстері бар донғалақтардаң құрылған механизмдер. Екінші түрге планетарлық және дифференциалдық тісті механизмдер қатысты болат.

Көп звеноларлық қозғалмайтын өсті тісті механизмдердің құрамға сырттай және іштей ілініс донғалақтар кіру жасай алады. Сондай механизмнің (9.1 - сурет) жалпы беріліс қатынасы құрамға жүйелі кірген жеке қарапайым тісті механизмдердің (сатылардың) беріліс қатынастарының көбейтіндісіне тең.



9.1 - сурет

Мысалға, бес доңғалақтаң жиналған (9.1 - сурет) жай берілістің жалпы беріліс қатынасы мына формуламен анықталады

$$u_{15} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot u_{45}, \quad (9.1)$$

немесе

$$u_{15} = + \frac{\omega_1}{\omega_5} = + \frac{z_5}{z_1}, \quad (9.2)$$

мұндағы $u_{12}, u_{23}, u_{34}, u_{45}$ - жеке сатылардың беріліс қатынастары, мына формуламен анықталады:

$$\begin{aligned} u_{12} &= - \frac{\omega_1}{\omega_2} = - \frac{z_2}{z_1}, & u_{23} &= - \frac{\omega_2}{\omega_3} = - \frac{z_3}{z_2}, \\ u_{34} &= - \frac{\omega_3}{\omega_4} = - \frac{z_4}{z_3}, & u_{45} &= - \frac{\omega_4}{\omega_5} = - \frac{z_5}{z_4}; \end{aligned} \quad (9.3)$$

мұндағы $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5$ - тісті доңғалақтардың бұрыштық жылдамдығы;

z_1, z_2, z_3, z_4, z_5 - доңғалақтардың тістерінің саны.

Сырттай ілініссе беріліс қатынасы теріс танбамен алынады. Беріліс іштей ілініс болса онда беріліс қатынасы оң танбамен алынады.

n доңғалакті жайлған схемамен тісті механизмнің жалпы түрі келесі формула болады:

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{z_n}{z_1} (-1)^p, \quad (9.4)$$

мұндағы p -тісті доңғалақтардың сырттай ілінісу саны.

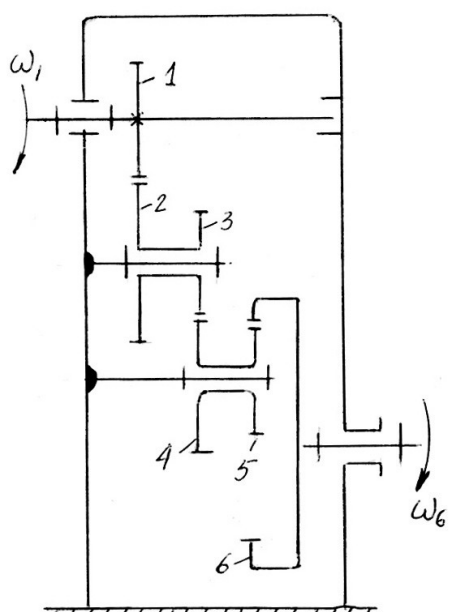
Мысалға 9.1 - суретте жалпы беріліс қатынасы оң танбамен және тек қана жетекші мен жетектегі доңғалақтардың тістерінің саны өлшеулет, ал басқалар паразит доңғалақтар болады.

$$u_{15} = \frac{z_2}{z_{11}} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_5}{z_4} = \frac{z_5}{z_1}, \quad (9.5)$$

Тісті механизмнің сатылы түрі үшін (9.2 - сурет) беріліс қатынасында құрамға жүйелі кірген жеке сатылардың беріліс қатынастарының көбейтіндісіне тең. Сонда барлық доңғалақтардың тістерінің саны беріліс қатынасы формулаға кіреді

$$u_{16} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}. \quad (9.6)$$

Кеңістікте (жазықтықта) қозғалмалы айналу өстері бар тісті доңғалақтар (сателлиттер) планетарлық тісті механизмдердің



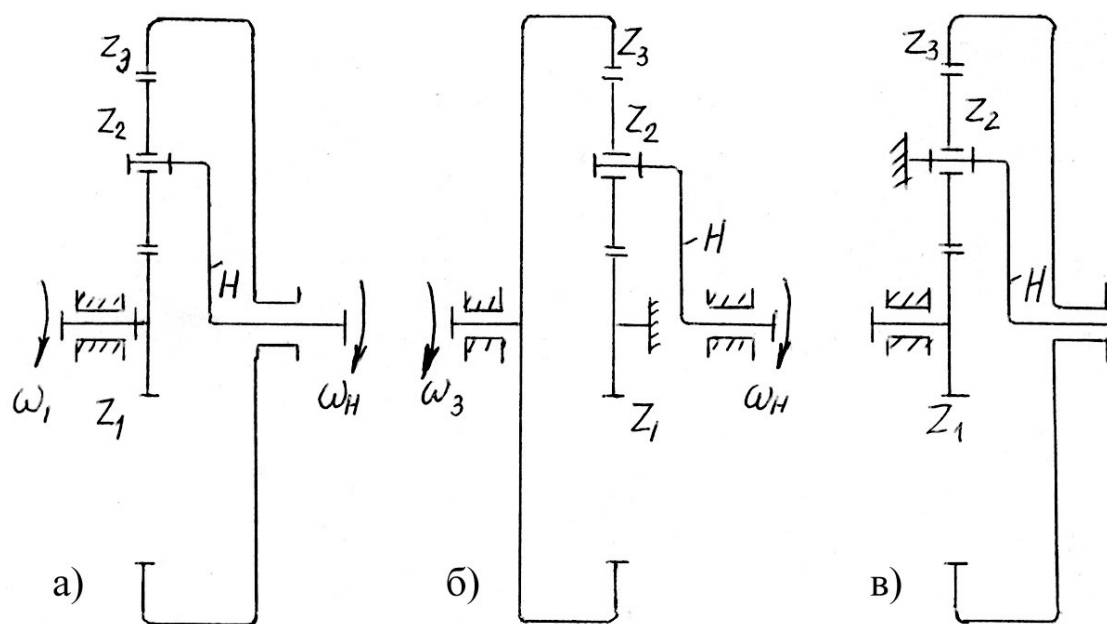
9.2 - сурет

құрамына кірет. Айналу өстеріне қозғалыс беретін звено жетектегіш (водило) деп аталады. Сыртқы бетімен сателлитер доңғалайтың, қозғалмайтың өске айналатын доңғалақ центрлік доңғалақ деп, ал қозғалмайтың центрлік доңғалақ тіректі доңғалақ деп аталады.

Планетарлық тісті механизмнің қозғалу дәрежесі бірге тең, яғни онда біреу ғана жетекші звено бар, қайсысыге керекті беріліс қатынасыдың тандау әсер етеді.

9.3,а - суретте планетарлық тісті механизм жетекші звеномен 1, жетектегі звеномен H (жетектегішпен) және қозғалмайтың звеномен 3 көрсетілген. Механизм мына схемамен жетекші звеномен H (жетектегішпен) және жетектегі звеномен 1 болалады.

9.3,б - суретте 1 звено тоқтатылыпқан, ал жетекші немесе жетектегі звеномен 3 да H звенолар жасай алыпқан механизмнің схемасы берілген.



9.3 - сурет

Кез келген планетарлік механизмнің беріліс қатынасыды белгілеуге үш индекс қолданылу керек. Төменде қойылған индекстер жетекші звенодан жетектегі звеноға дейін қозғалыстың беріліс бағытты көрсетеді. Жоғарыда қойылған индекс тоқтатылған звеноға көрсетеді.

Мысалға: 9.3,а - суретте салынған схемада жетекші звено 1 және жетектегі звено H болғанда беріліс қатынасы $u_{1H}^{(3)}$ деп жазылады.

Планетарлік механизмнің кез келген схемасың беріліс қатынасы механизмнің беріліс қатынасыды Виллис формуламен мүмкін айтылған.

Айналысты механизм (9.3,в - сурет) жетектегіш шартты тоқталғанда ($\omega_H = 0$), ал шындық механизмнің бәрілер звенолар ($-\omega_H$) бұрыштық жылдамдықпен айналады. Сонда шындық планетарлық тісті механизм қарапайым немесе көп сатылы айналу өстері

қозғалмайтын тісті механизмге айналады. Бұл айналысты механизмнің беріліс қатынасыды (9.1 ÷ 9.6) формуламен санауға болады.

Мысалға: 9.3,б - суретте механизмнің беріліс қатынасыды табу керек, мұнда 3 – жетекші звено, H – жетектегі звено, 1 – тоқтатылған звено.

Сонда Виллис формуладаң:

$$u_{3H}^{(1)} = 1 - u_{31}^{(H)}, \quad (9.7)$$

мұндағы $u_{31}^{(H)}$ – айналысты механизмнің беріліс қатынасы (9.3,в - сурет), мына формуламен анықталады

$$u_{31}^{(H)} = \frac{z_2}{z_3} \cdot \left[\frac{z_1}{z_2} \right] = - \frac{z_1}{z_3}, \quad (9.8)$$

(9.7) формулаға (9.8) қойғанда, келесі болып шығат

$$u_{3H}^{(1)} = 1 - \left[\frac{z_1}{z_3} \right] = 1 + \frac{z_1}{z_3}. \quad (9.9)$$

Жетектегі звеноның айналу бағыты беріліс қатынасың таңбамен анықталады. Оң таңба болса жетектегі мен жетекші звенолар бір бағыта айналады.

Ескерту. Планетарлық тісті механизмларда конус донғалақтармен жетектегі звеноның айналу бағыты тілі ереже арқылы анықталады.

Жұмыстың орындалу тәртібі.

1) Оқытушынан жай берілістің модельді және планетарлік механизмнің модельді алу керек.

2) Осы механизмдердің барлық донғалақтардың тістерінің саны көрсетіп кинематикалық схемаларды сызу керек.

3) Жетекші мен жетектегі звеноларды таңдап, әрбір механизмдің беріліс қатынасыға аналитикалық өрнекті құрастыру керек.

4) Осы аналитикалық өрнектімен беріліс қатынасыны анықтау керек.

5) Жетектегі звеноның бір айналымға сәйкес жетекші звеноның айналымдарды санап, беріліс қатынасыны экспериментальді анықтау керек.

Баяндаманы құрау. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұрады:

1) Жұмыстың мақсаты.
2) Берілген тісті механизмдердің кинематикалық схемалар.
3) Әрбір донғалақтардың тістерінің саны.
4) Әрбір схемаға беріліс қатынасыны анықтауға есептеу формуласы.

5) Беріліс қатынасының есептеу формуласымен айырысатын мән.

6) Жетектегі мен жетекші звенолардың айналымдарды саналған беріліс қатынасының мәні.

Қауіпсіздік ережесі.

Осы зертханалық жұмысты орындау барысында қауіпсіздік ережесінің ортақ талаптары сақталуі тиіс.

Бақылау сұрақтары.

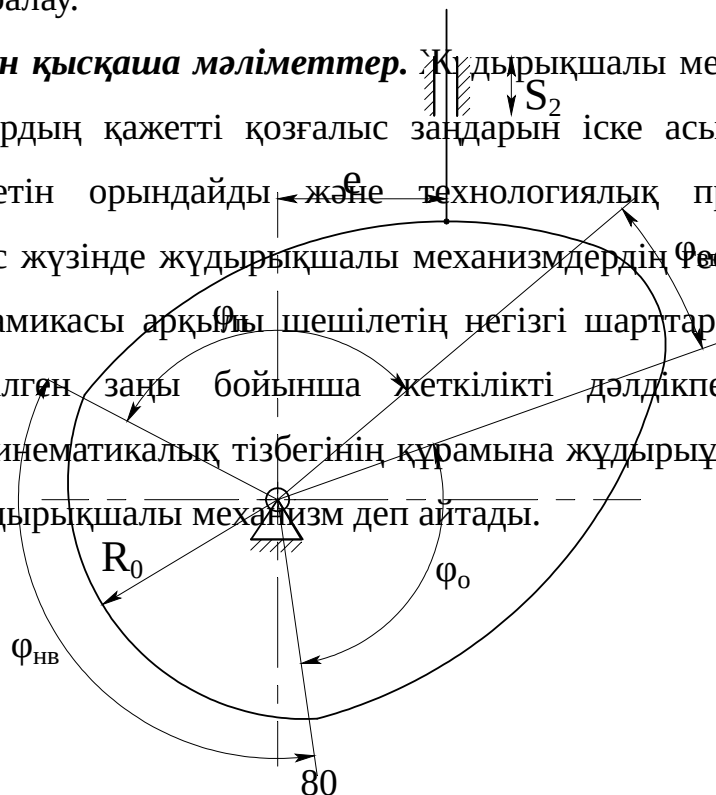
1. Беріліс қатынасы деп не аталады?
2. Жай және планетарлік тісті механизмнің арасында қандай?
3. Планетарлік тісті механизмнің негізгі звенолар қалай деп аталады?
4. Планетарлік тісті механизмнің беріліс қатынасының белгілеуде индекстер не көрсетеді?
5. Айналысты тісті механизм деп не аталады?
6. Шындық планетарлық механизмнің және айналысты механизмнің беріліс қатынасыдардың қосынды неге тең?

10 Жұдырықшалы механизмнің параметрлерін анықтау

Жұмыс мақсаты:

Жетектегі звеноның белгілі қозғалыс заңдың жұдырықшаның профильды жобалау.

Теориядан қысқаша мәліметтер. Жұдырықшалы механизмдер шығар звенолардың қажетті қозғалыс заңдарын іске асыра алады, басқару қызметін орындайды және технологиялық процестерді бағдарлайды. Іс жүзінде жұдырықшалы механизмдердің геометриясы мен оның динамикасы арқылы шешілетін негізгі шарттар жетектегі звеноның берілген заңы бойынша жеткілікті дәлдікпен жүзеге асырылады. Кинематикалық тізбегінің құрамына жұдырықша кіретін механизмді жұдырықшалы механизм деп айтады.



10.1- сурет

Жұдырықша деп айнымалы қисық кескіні бар жоғары кинематикалық жұпты звеноны айтады. Жұдырықша және жетектегі звено – итергіш айналмалы, ілгерілемелі және күрделі қозғалыстарды іске асыралады. Итергіштің қозғалыс сызығы жұдырықшаның айналу центрі арқылы өтіп алады немесе айналу осіне қатысты e (экссентриситет) аралық орын ауыстырып алады (10.1 - сурет). Жұдырықшалы механизм теория жағынан алғанда әртүрлі қозғалыс заңдарды жүзеге асырады, бірақ практикада тек қана жұдырықшаның профильнің өңдеу оңай технология қамсыздандыратқан және жұдырықшалы механизмларға кинематикалық пен динамикалық талаптарға сай болу заңдарды пайдаланады.

Жетектегі звеноның өзіндік қозғалу фазасымен жұдырықшаның айналу бұрыштар байланысты (10.1 - сурет), мұнда

φ_{II} – көтерілу фазасы,

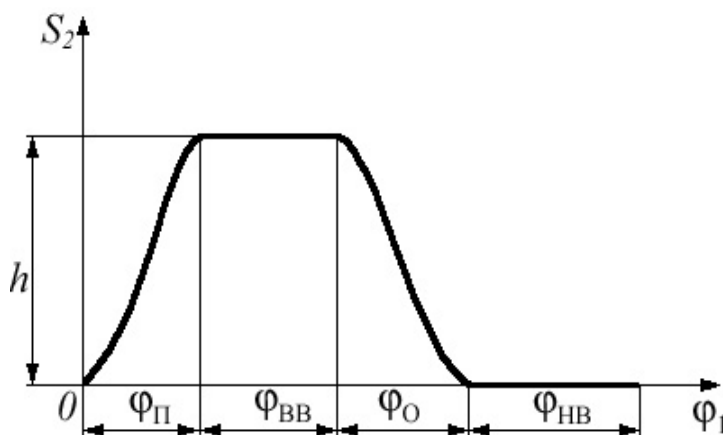
φ_{BV} – жоғарғы тынуың фазасы,

φ_O – қайта оралуы фазасы,

φ_{HB} – төменде тынуың фазасы, ал жұдықшаның толық бұрышы –

$$\varphi_{\Pi} + \varphi_{BV} + \varphi_O + \varphi_{HB} = 2\pi(\text{рад})$$

Механизмнің мұқият звеносының әлпеттес қозғалыс циклограммасы (10.2 -сурет) итергіштің алыстау(көтерілу) фазаларын, жоғарыда тынуын, қайта оралуы мен төменде тынуын көрсетеді.



10.2-сурет

Итергіштің төрт қозғалу фазасына жұдықшаның төрт профиль бұрышы сәйкес келеді. Кейбір жағдайларда итергіштің жоғарғыда мен төмендегі тынуларының

бұрыштары нольге тең болулары мүмкін.

Жұдырықшалы механизмді жобалай отырып, конструктор талай мәселені дәйекті шешеді: механизмнің түрімен жетектемелі звеноның қозғалыс заңын талдайды, механизмнің бас звеноларыны негізгі өлшемдері мен жұдырықшаның жұмыс профилін анықталады.

Жұдырықша профилінің жобасы қозғалысты теріс айналдыру әдісіне негізделген. Барлық механизмге жұдырықшаның бұрыштық жылдамдығының шамасына тең және оның бағытына теріс бағытылған бұрыштық жылдамдық беріледі, сонда жұдырықша тоқтайды, ал итергіш (немесе күйенте) жұдырықшаның нақты қозғалыс бағытына теріс қарай айналады, және оның шамасына тең жұрыштық жылдамдық беріледі.

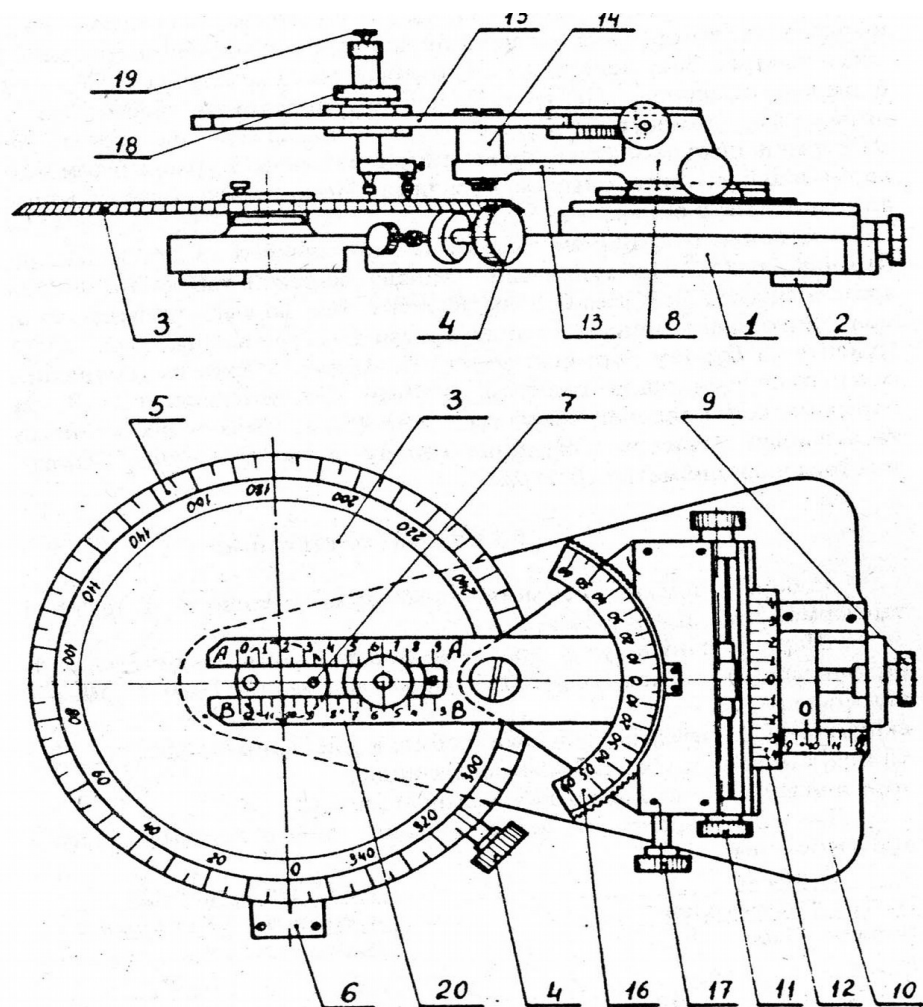
Теріс айналдырылған қозғалыста итергіш (немесе күйенте) бірнеше дәйекті орындарды алады, ал роликтің ортасы жұдырықшаның теориялық профилін сызып береді. Жұдырықшаның тәжіребелік профилі теориялық профиліне қисығына қарағанда өзі эквидистанттық (тең қашықтықта тұру) болып келеді.

Қондырғының құрылысы мен жұмыс істеу принципі. Аспап ТММ-21 – жұдырықшалы механизм айналмалы және ілгерілемелі қозғалушы итергішпен зертеуге арналған. Аспап стол түрінде, тасмалданады. Барлық құрылымдар 1 тұғырда монтажданған (10.3 - сурет). Тұғырдың сол жақ бөлігінде тұғырдың жазықтығына тіке осьті 4 тұтқаның көмегімен айналатын 3 диск орнатылған. Дисктің айналу бұрышы 5 шкаламен тұрақты 6 индексмен саналады. Жұдырықшаның профилі өндірілетін дөңгелек қағаз-заготовка 3 табакшаның ортасына орналасқан төрт 7 инелерге жапсырылады да алынатын бастырықпен бекітіледі.

Каретка 8 винттің 9 көмегімен заготовканың артасына көшіріледі немесе одан алысрылынады, бұл орынауыстыру 10 шкаламен белгіленеді. Каретка 11 винтпен көлденен бағытта көшірілінеді, бұл орынауыстыру 12 шкаламен саналады.

Таңбаланған 16 секторы бар 15 күйенте 17 винтпен 14 осьті айналып бұралады. Күйентенің ойығына 18 циркулдік бейімдеме еркін орналысқан, ол 20 шкалада күйентенің айналу осінен циркулдік бейімдеменің ортасына дейіндегі арағашықтық белгіленеді, ал сектордың 16 шкаласында күйентенің айналу бұрышы саналады. Центрлі ғұрал 18 циркулдік бейімдеме ғұралдың ортасында (төменгі жағында) ине орналысқан, ол қағаз дөңгелекке жұдырықшаның теориялық профилін тесіп салады. Құралдың төменгі жағында

қарындаш бекітілген, оның осі құралдың айналу осінен роликтің радиусына тең арақашықтықта орналасқан.



10.3 -
сурет

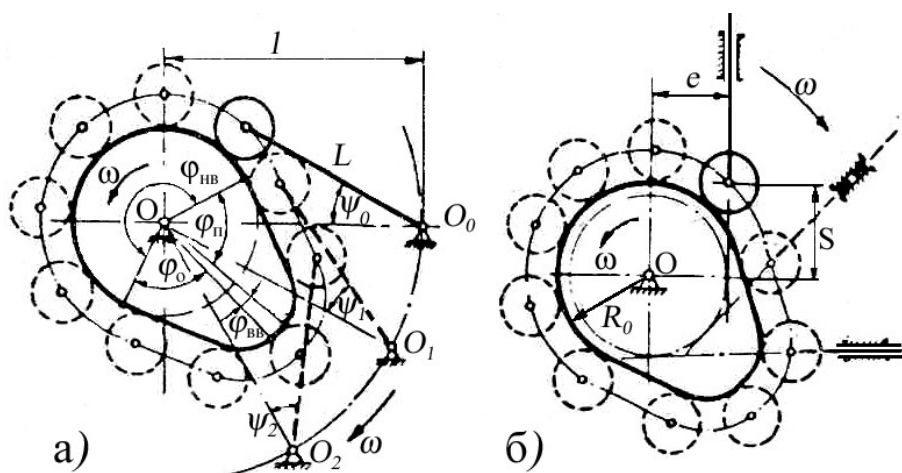
Аспаптың сипаттамасы. Қағаз дөнгелекпен дисктің бұрылу бұрышы $\varphi=360^\circ$. Күйентенің айналу осінен дисктің осіне дейінгі арақашықтық $50\div 120$ мм болады. Күйентенің ұзындығы (күйентенің айналу осі мен циркульдің айналу осінің арасындағы арақашықтық) $L=35\div 120$ мм. Күйентенің бұрылу бұрышы $\psi=0\div 59^\circ$. Циркуль арқылы (роликтің радиусы) салынатын шенбердің радиусы $\rho=10$ мм.

Эксцентриситет (каретканың барынша көп ккдденег ауытқуы) $e=0\div 45\text{мм}$. Циркульдік бейімдіме осінің дисктың ортасынаң барынша көп ауытқуы $S=0\div 90\text{мм}$. Қағаз дөңгелек заготовканың диаметрі $D=190\text{мм}$.

Жұмысты орындау тәртібі:

1) ТММ-21 аспаптың құралымен танысу.

2) Механизмдің схемасы (10.4,а –сурет – А схемасы; 10.4,б – сурет – Б схемасы) мең негізгі параметрларды жазып қою (10.1 - кесте): күйентенің ұзындығы L және күйентенің айналу осі мен жұдырықшаның айналу осінің арасындағы арақашықтық l (немесе жұдырықшаның ең аз радиусы R_0 мен эксцентриситет e), күйентенің құлашы ψ_A (немесе итергіштің жүрісі S_A); қозғалыстың циклограмманы (10.2 - сурет), яғни φ_{Π} , φ_{BB} , φ_O , φ_{HB} (10.2 - кесте); жетекші звеноның қозғалу заңы (10.3 - кесте).



10.4 -
сурет

10.1- кесте

Вариант №	Негізгі параметрлар					
	А схемасы			Б схемасы		
	l , мм	L , мм	ψ_A , град	R_0 , мм	e , мм	S_A , мм
1	75	40	30	20	15	30
2	80	45	32	25	15	35
3	85	50	34	30	20	40
4	90	60	36	35	25	45
5	100	65	40	40	30	50

10.2 - кесте

Вариант №	Алыстау φ_{II} және қайта оралу φ_o бұрышы, град	Алыс тұру бұрышы φ_{BB} , град	Төмен тұру бұрышы φ_{HB} , град
1	60	60	180
2	90	60	120
3	100	40	120
4	110	30	110
5	120	30	90

3) А схема үшін: L күйектенің 15 аспаптын B шкаласында көрсету керек, сол салған таңбаға 18 циркульдік бейімтемені бекіту керек. l қашықтығы 9 винт арқылы 10 шкалаға орналытады, ал бастапқы бұрышты $\psi_0=15^\circ$ 16 шкалаға 17 винтпен бекіту керек. Б схема үшін: A шкаласындағыен аз R_0 қашықтық 18 циркульдік

бейімтеменің бастапқы орнын анықтайды. Эксцентриситет 12 шкаласына 11 винт арқылы бекітіледі.

10.3 – кесте. Жетекші звеноның қозғалу заңы (тура қадам)

Мех-м схема сы	Вар-т №	Үдеудің диаграммасы	$\psi = \psi(\varphi)$ или $S = S(\varphi)$
А схема	1		$\psi = \psi_0 + \psi_A \frac{\varphi}{\varphi_{\Pi}} - \frac{1}{2\pi} \sin \left[2\pi \frac{\varphi}{\varphi_{\Pi}} \right]$
	2		$\psi = \psi_0 + \frac{1}{2} \psi_A \left[1 - \cos \left[\pi \frac{\varphi}{\varphi_{\Pi}} \right] \right]$
Б схема	1		$S = S_0 + S_A \frac{\varphi}{\varphi_{\Pi}} - \frac{1}{2\pi} \sin \left[2\pi \frac{\varphi}{\varphi_{\Pi}} \right]$
	2		$S = S_0 + \frac{1}{2} S_A \left[1 - \cos \left[\pi \frac{\varphi}{\varphi_{\Pi}} \right] \right]$

4) Жетектемелі звеноның берілген қозғалыс заңы $\psi = \psi(\varphi)$ немесе $S = S(\varphi)$ бойынша әрбір 10° сайын φ бұрышың мәні 0 ден φ_{Π} дейән ауыстырып сай келетін жетектемелі звеноның ψ_i немесе S_i орынауыстыру шамаларын есептеу керек. Итергіш φ_{BV} мен φ_{HB} фазалы бұрыштарда қозғалмайды, фазалы φ_{Π} мен φ_0 бұрыштардағы орынауыстыру диаграммасы айналы болып келеді.

5) ψ_i немесе S_i –дің есептеулері бойынша миллиметровкаға жетектемелі звеноның орынауыстыру диаграммасың салып (сурет

10.2) жұдырықшаның профилі қағаз табакшаға қуруға кірісу керек. Ол үшін 4 винтпен 3 диск 0 белгіден φ_{Π} бұрышқа дейін 10° адыммен бұрылады, оларға сай келетін ψ_i немесе S_i мәндер 15 күйектенің А шкаласына (S_i) белгіленеді немесе, 16 шкаласына (ψ_i) түсіріледі. Аспаптың 18 циркульдік бейімтемесі арқылы қағаз табақшаға роликтің ортасының орынауыстыруы мен оның диаметрінің шеңберлері түсіріледі. φ_{BB} мен φ_{HB} фазалық бұрыштарда диск ғана бұрылады, ал 18 циркульдік бейімтеме мен 15 күйекте қозғалмайды.

6) Роликтің барлық орындары бойынша контурдің ішімен өзі жұдырықшаның тәжірибеләк профилі болып келіп орағытып өтетін қисық жүргізіледі.

7) Жұдырықшада φ_{Π} , φ_{BB} , φ_O , φ_{HB} фазалық бұрыштарды таңбалап және белгілеп беру керек.

Баяндаманы құрау. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұрады:

- 1) Жұмыстың мақсаты.
- 2) Негізгі теориялық жағдай.
- 3) Механизмнің схемасы (10.4 - сурет) мен негізгі берілген параметрлар (10.1 - кесте).
- 4) ψ_i немесе S_i мағыналардың есептеу 0 дең 360° дейін 10° адыммен 10.3 - кестеден алған формулалармен.
- 5) Жетекші звеноның орынауыстыру диаграммасы мен қосымша тіркелген қағаз табакшада салған жұдырықшаның профилі.

Қауіпсіздік ережесі.

Осы зертханалық жұмысты орындау барысында қауіпсіздік ережесінің ортақ талаптары сақталуі тиіс.

Бақылау сұрақтары.

1. Жұдырықшалы механизмнің негізгі артықшылық қандай?
2. Жұдырықша деген не?
3. Жетектегі звеноның қозғалу фазаларды санап шығындар.
4. Жетектегі звеноның жоғарғы тынуың мен төменде тынуың фазаларда ауыспалылықтар қандай болады?
5. Жұдырықшалы механизм жобалауда қандай әдіс негізделген?
6. Жұдырықшалы механизмде эксцентриситет деген не?

11 Өлшеу әдісімен тістің эвольвентті пішінді түзутісті цилиндрлік дөңгелектің негізгі параметрлерін анықтау

Жұмыс мақсаты:

- 1) тісті дөңгелек параметрларын анықтауды үйрену;
- 2) тістер санымен өлшеу схемаларын алу;
- 3) тісінің эвольвент пішінді түзу тісті цилиндрлік дөңгелек параметрлерінің өлшемдерін жасау.

Теориядан қысқаша мәліметтер. Негізгі шеңбермен өлшенген ілінісудің қадамы P_b

$$P_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_t, \quad (11.1)$$

осыдан ілінісу модулі

$$m = \frac{P_b}{\pi \cos \alpha_t}. \quad (11.2)$$

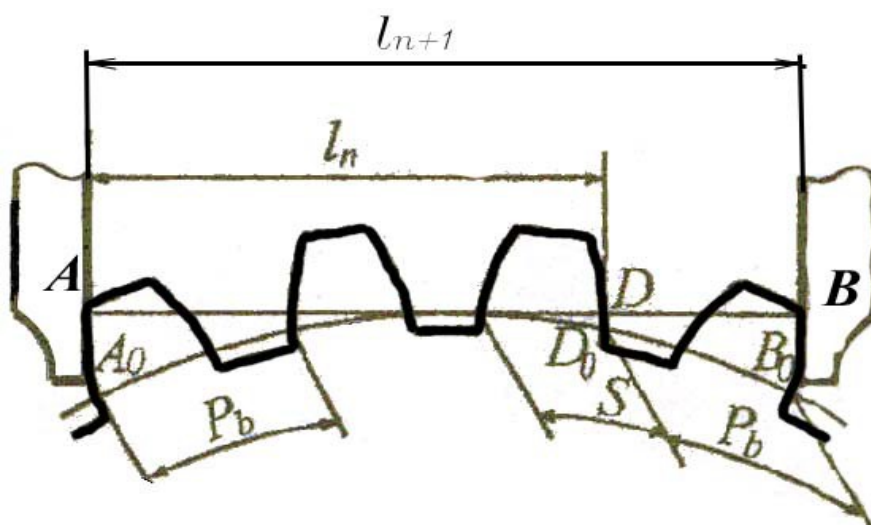
Негізгі шеңбер бойындағы қадамды өлшеу үшін эвольвента қасиетін қолданамыз. Эвольвентке нормаль сол нүктеде негізгі шіңберге жүргізілген жанама екенін жақсы білеміз. Ендеше штангенциркульмен бірнеше тісті орап алсақ, онда AB сызығы негізгі шеңберге жанама болады (11.1 - сурет).

Егер AB кесіндісін шеңбер бойымен орапөтсек, онда эвольвента қасиеті бойынша A нүктесі A_0 нүктесіне, D нүктесі D_0 нүктесіне, B нүктесі B_0 нүктесіне келеді. 11.1 - суретімен мынаны көреміз.

$$DB = \cup D_0 B_0 = P_b.$$

Дөңгелекті тістер санын n , $n+1$ штангенциркульмен өлшеп, мына өлшемдерді аламыз (сурет 11.1) l_n , l_{n+1} . Олардың арасындағы айырмашылық негізгі шеңбер бойындағы қадам деп аталады.

$$P_b = l_{n+1} - l_n. \quad (11.3)$$



11.1-сурет

Штангенциркульдің екі жағы екі мәрте өлшегенде тістердің эвольвенттік участогын қамту үшін n мәні доңғалақтың тістер санына z байланысты алынады. (11.1 - кесте).

11.1- кесте. n тістер санының доңғалақтың z тістер санына тәуелділігі

z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72
n	2	3	4	5	6	7	8

P_b мәнін алған соң (11.2) формуламен ілінісу модулі анықталады. Модульдің табылған мәні ГОСТ 9563-60 бойынша дәлденеді. (11.2 - кесте).

Сосын (11.1) формуламен қадам P_b анықталады.

Осыдан кейін негізгі сұрақтарға жауап беруіміз керек. Берілген дөңгелек нөлдік пе әлде ол кескіш құралдың ығысуымен орындалған ба. Ақырғысында құралдың ығысу коэффициентін анықтау керек.

11.2 - кесте. ГОСТ 9563-60 бойынша модульдің мәні

Интервал (мм)	0,3-0,8	1,0-4,5	4,5-7,0	7,0-16,0	16,0-30,0	30,0-45,0	Более 45,0
Через (мм)	0,1	0,25	0,5	1,0	2,0	3,0	5,0

Негізгі шеңбердегі тістің қалыңдығын анықтауға l_{n+1} өлшемін қолдануға болады (11.1 - сурет).

$$S'_b = l_{n+1} - n \cdot P_b. \quad (11.4)$$

Коррегирленген доңғалақ үшін негізгі шеңбердегі тістің қалыңдығы мына формуламен анықталады.

$$S_b = d_b \left[\frac{S'}{d} + \text{inv} \alpha_t \right], \quad (11.5)$$

мұнда

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t,$$

$$S' = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot m + 2 \cdot x \cdot m \cdot \cos \alpha_t,$$

$$\text{inv} \alpha_t = \text{inv} 20^\circ = 0,0149.$$

Нөлдік дөңгелек үшін негізгі шеңбердегі тістің есептегі қалыңдығы мына формуламен анықталады.

$$S_b = d_b \left[\frac{S}{d} + \text{inv} \alpha_t \right], \quad (11.6)$$

мұнда $S = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot m$ - бөлгіш шеңбердегі тістің есептегі қалыңдығы.

Коррегирленген және нөлдік дөңгелектің негізгі шеңбердегі тіс қалыңдығының айырмашылығы мына формуламен анықталады:

$$S'_b - S_b = d_b \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot m + 2mx \cdot \operatorname{tg} \alpha_t}{d} + \operatorname{inv} \alpha_t \right] - d_b \left[\frac{\pi m}{2d} + \operatorname{inv} \alpha_t \right] =$$

$$= \frac{d_b}{d} 2mx \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = 2mx \cdot \sin \alpha_t.$$

Өлшенген S'_b мен есептелген S_b негізінде құралдың ығысу коэффициенті анықталады x .

$$x = \frac{S'_b - S_b}{2 \cdot m \cdot \sin \alpha_1}. \quad (11.7)$$

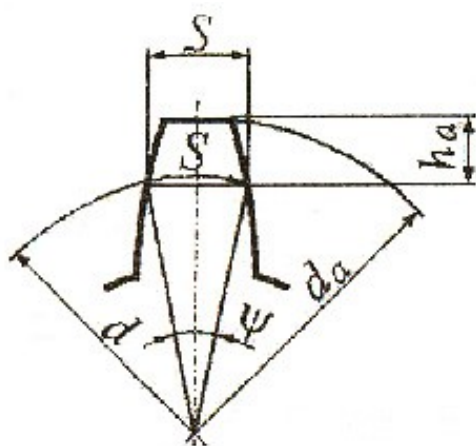
Модуль m мен құралдың ауытқу коэффициенті x табылған мәндерінің дұрыстығын тексеру үшін, қосалқы шеңбердегі тістердің қалыңдығы $\bar{S}$ мәнімен салыстырамыз.

$\bar{S}$ есептеу үшін

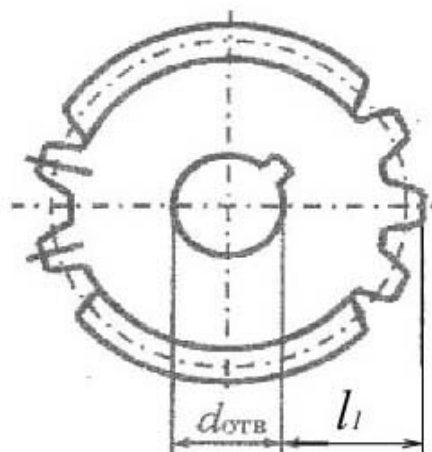
$$\bar{S} = m \cdot z \cdot \sin \psi. \quad (11.8)$$

Нөлдік дөңгелек үшін бұрыш үлкендігі ψ (11.2 - сурет) былай

анықталады $\psi = \frac{360^\circ}{4z} = \frac{90^\circ}{z}.$



11.2-сурет



11.3-сурет

Коррегирленген доңғалақ үшін бұрыш үлкендігі ψ былай анықталады $\psi = \frac{S'}{m \cdot z} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}$.

$\bar{S}$ өлшеуге тіс басы биіктігінің мөлшері $\bar{h}_a$ анықталады

$$\bar{h}_a = \frac{1}{2}(d_a - d \cdot \cos \psi), \quad (11.9)$$

мұнда d_a - дөңгелектің тістер шыңының шеңберінің диаметрі.

Доңғалақтың тістер саны z жұп болғанда d_a - ны өлшеу тістер басынан штангенциркульмен жүргізіледі. Тістер саны тақ болғанда саңылаудың диаметрі $d_{отв}$ мен l_1 өлшемі өлшенеді (11.3 - сурет). бұл жағдайда $d_a = d_{отв} + 2 l_1$.

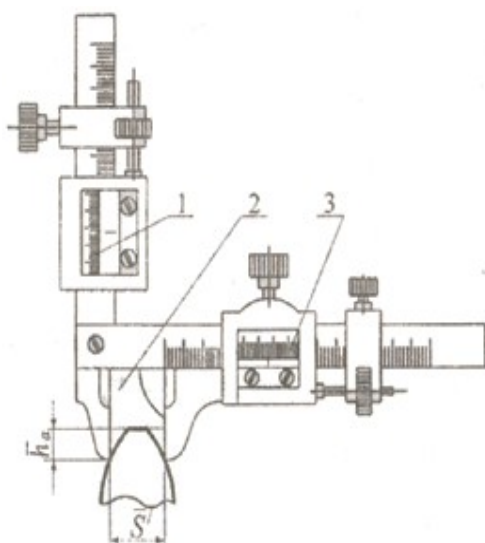
S - ті тісөлшегішпен өлшеу схемасы 11.4 - суретте көрсетілген.

Тіс басы биіктігінің коэффициенті h_a^* келесідей анықталады.

$$h_a^* = \frac{d_a - d - 2 \cdot x \cdot m}{2 \cdot m}. \quad (11.10)$$

Қондырғының жұмыс істеу принципі және құрылысы.

Берілген зертханалық жұмысты жүргізу үшін тісті дөңгелек, штангенциркуль мен тісөлшегіш қажет.



11.4 - сурет

Тісөлшегіште номиусты 2 шкала бар (11.4 - сурет). шкала 1 $\bar{h}_a$ қашықтығын құруға қажет, ал шкала 3 хорда бойынша тісқалыңдығын өлшеуге арналған.

1 шкала бойымен тілім 2 қозғалысы болады. Бұл тілімнің негізгі міндеті шкала 1 мен салыстырғандағы $\bar{h}_a$ ара қашықтығын анықтау. Одан кейін тісөлшегішті тісті доңғалаққа бекіткенде тілім 2 тістің жоғарғы басына барып тірелуі керек. Келесі ретте тісөлшеуіш пен тістің екі қабырғасын қысып шкала 3 бойынша S тістің қалыңдығын анықтаймыз.

Жұмысты орындау реті:

- 1) Берілген дөңгелектің тістер санын z санау.
- 2) 11.1 - кестесінен штангенциркульмен өлшенетін тістер санын n табу.
- 3) Штангенциркульмен l_n, l_{n+1} өлшемдерін өлшеу.
- 4) (11.3) формуламен негізгі шеңбердегі қадамды P_b анықтау.

5) (11.2) формуласымен және ГОСТ 9563-60 (11.2 - кесте) бойынша тісті дөңгелектің модулін m анықтау.

6) (11.1) формуламен негізгі шеңбердегі қадамды анықтау P_b .

7) (11.4) формуласымен негізгі шеңбердегі S_b тістің қалыңдығын анықтап, ал (11.6) формуламен S_b нөлдік доңғалақтың негізгі шеңбердегі тістің қалыңдығын анықтау.

8) (11.7) формуласымен білдекті – төрткілдештің ығысу коэффициентін анықтау.

9) Қосалқы шеңбердегі $\bar{S}$ тістің қалыңдығын хорда бойынша (11.8) формуласына салып есептеу. Сосын штангенциркульдың көмегімен d_a тістердің төбе шеңберінің диаметрін (11.9) тісөлшегішпен $\bar{S}'$ – нақтылы өлшемін анықтау.

10) $\bar{S}$ және $\bar{S}'$ айырмашылығын есептеп, оны процентте өрнектеу.

11) (11.10) формуласымен тіс басының биіктігінің коэффициентін анықтау.

Баяндаманы құрастыру. Жұмыс бойынша баяндама мынадан тұру керек:

1) Жұмыс мақсаты.

2) Тістер саны z .

3) Ілінісу модулінің m негізгі шеңберіндегі P_b ілініс қадамын анықтау:

– l_n және l_{n+1} өлшеу схемасы (11.1 - сурет);

– өлшеу қорытындылары 11.3 - кестеге енгізіледі;

11.3 - кесте

№ измерений	l_{n+1}	l_n	n
-------------	-----------	-------	-----

1			
2			
3			
Среднее			

– негізгі шеңбердегі ілініс қадамы;

– есептеуші модуль;

– ГОСТ 9563-60 бойынша модуль;

– негізгі шеңбердегі дәл қадам.

4) Білдекті төрткілдештің жылжу коэффициентін анықтау.

– негізгі шеңбердегі тіс қалыңдығы S_b ;

– нөлдік доңғалақ үшін негізгі шеңбердегі тіс қалыңдығы S_b ;

– білдекті төрткілдештің жылжу коэффициенті x .

5) m - ді анықтаудың дұрыстығын тексеру:

– дөңгелек басы шеңберінің диаметрінің өлшем қорытындыларын 11.4 - кестесіне еңгізу;

11.4 - кесте

№ измерений	1	2	3	Среднее
d_a				

– бөлгіш шеңбер хордасы бойынша тіс қалыңдығы $\overline{S}$;

– $\overline{h_a}$ өлшемі;

– тіс хордасындағы бөлгіш қалыңдықты өлшеу схемасы (сурет 11.2);

– бөлгіш шеңбер хордасындағы тіс қалыңдығын өлшеу 11.5 -кестесіне кіреді;

11.5 - кесте

№ измерений	1	2	3	Среднее
$\overline{S^2}$				
$\overline{S}$				
% расхождения				

— нөлдік дөңгелек үшін тіс басының биіктігінің коэффициенті h_a^* .

—

Қауіпсіздік ережесі.

Берілген зертханалық жұмысты орындау барысында ережелердің ортақ шарттары орындалу керек.

Бақылау сұрақтары.

- 1 Цилиндрлік түзу тісті дөңгелектің негізгі есептеуші параметрлері мен геометриялық мінездемелерін ата.
- 2 Есептеуші қадам, тіс ойымының қалыңдығы мен ені деген не?
- 3 Білдекті төрткілдештің ығысуын қалай анықтауға болады?
- 4 Бұрыштық және шеңберлік қадам деген не?

Пайдаланылған әдебиеттер

- 1 Жолдаспеков Ө.А. Машиналар механизмдерінің териясы. — Алматы: Мектеп, 1979. - 424 б.

2 Қазақша-орысша, орысша-қазақша терминологиялық сөздік: 7 том, Машинажасау/жалпы редакциясын басқарған п.ғ.д., профессор А.Қ. Құсайынов. – Алматы: Рауан, 2000. – 288 б.

3 Қазақша-орысша, орысша-қазақша терминологиялық сөздік: 4 том, Механика және машинатану/жалпы редакциясын басқарған п.ғ.д., профессор А.Қ. Құсайынов. – Алматы: Рауан, 2000. – 328 б.

4 Мустафин Ә.Х. Жазық иінді механизмдердің қозғалысын зерттеу. – Алматы: Республикалық баспа кабинеті, 1997. - 41б.

5 Мустафин Ә.Х., Жүмәділов С.Қ. Иінді механизмдердің кинематикасы мен динамикасы. – Павлодар: ТОО НПФ «ЭКО», 2006. – 70 б.

6 Серикбаев Д., Джолдасбеков У.А., Тажибаев С.Д., Абдрахманов А. Русско-казахский терминологический словарь по машиностроению. – Алматы: Мектеп, 1974. - 192 с.

7 Тажибаев С.Д. Қолданбалы механика: Жоғарғы оқу орындары студенттеріне арналған оқулық. – Алматы: Білім, 1994. - 336 б.

8 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1988. – 640с.

9 Болотовский И.А., Безруков В.И., Васильева О. и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. - М.: Машиностроение, 1986.

10 Гавриленко Г.С. Теория механизмов. - М.:Высшая школа, 1988.

- 11 Косилова А.Г., Мещерякова Р.К. Справочник технолога-машиностроителя. Т.2. М.: Машиностроение, 1986.
- 12 Кудрявцев В.Н, Кирдяшев Ю.Н, Гинзбург Е.Г и др. – Л.: Машиностроение, 1977. - 536 с.
- 13 Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. - М.: Наука, 1990.
- 14 Марголин Ш.Ф. Теория механизмов и машин. - Минск, Высшая школа, 1968.
- 15 Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. - М.: Высшая школа, 1986.
- 16 Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. - М.: Машиностроение, 1985.
- 17 Теория механизмов и машин /Под ред. К. В. Фролова. - М.: Высшая школа, 1988.
- 18 Фролов К.В, Попов С.А, Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1987. – 496с.
- 19 Юдин В.А., Петрокас Л.В. Лабораторный практикум по ТММ. - М.: Физмашгиз, 1962.

Мазмұны

1 Жазық иінтіректі механизмдердің құрылымдық талдауы	3
2 Белгілі орналасқан теңестірілмеген массамен айналып тұрған роторды теңестіру	13
3 Бұлғақтың инерция моментін анықтау	24
4 Тісқашауышпен өңдеу тәсілімен тісті дөңгелектерді дайындау	32
5 Роторларды динамикалық теңгеру	44
6 Қос бұранданың пайдалы әсер коэффициентін анықтау	51
7 Тісті дөңгелектерді орапоту тәсілімен қиып дайындау	58
8 Цилиндрлік тісті берілістің параметрлерін шартбелгісіздендіру	66
9 Көп звеноларлық тісті механизмдердің беріліс қатынасын анықтау	74
10 Жұдырықшалы механизмнің параметрлерін анықтау	81
11 Өлшеу әдісімен тістің эвольвентті пішінді түзутісті цилиндрлік дөңгелектің негізгі параметрлерін анықтау	90
Пайдаланылған әдебиеттер	100