



5- тақырып Тісті механизмдердің синтезі. (4 сағат)

Дәрістің мақсаты - Кез келген механизмді жобалау оның сұлбасын жобалудан басталады. Келесі буындар мен кинематикалық жұптарды беріктікке есептеу, құрылымдық ресімдеу, материалдарды таңдау және басқа да жобалау кезеңдері, әдеттегідей, механизмнің негізгі қасиеттерін едәуір өзгерте алмайды.

Дәрістер жоспары

1. Механизмдер синтез мәселелерін жалпы түрде қою.
2. Механизмдердің негізгі түрлерінің сұлбаларын жобалау әдістері.
3. Ілінісудің негізгі теоремасы.
4. Эвольвентті ілінісудің элементтері мен қасиеттері.
5. Тісті дөңгелектердегі.
6. Негізгі параметрлері және эвольвентті тісті берілістердің геометриялық өлшемдері.

Дәрістің қысқаша желісі:

Кез келген механизмді жобалау оның сұлбасын жобалудан басталады. Келесі буындар мен кинематикалық жұптарды беріктікке есептеу, құрылымдық ресімдеу, материалдарды таңдау және басқа да жобалау кезеңдері, әдеттегідей, механизмнің негізгі қасиеттерін едәуір өзгерте алмайды.

Механизм сұлбаларын берілген оның қасиеттері бойынша жобалауды механизм синтезі деп атайды. Механизмдер синтезі дәл және шамалас болуы мүмкін. Бірінші жағдайда механизм синтезі берілген шарттарды дәл орындалуымен, екінші жағдайда – шамамен іске асырылады.

Механизмнің құрылымдық синтезі – құрылымдық сұлбаны жобалауды; кинематикалық синтез – кинематикалық сұлбаны жобалауды; динамикалық синтез – механизмнің кинематикалық сұлбасын, оның динамикалық қасиеттерін есепке ала отырып жобалауды; интерполяциялық синтез – интерполяциялау әдісі бойынша синтезді; Чебышев бойынша синтез – қызметтердің ең жоғары бір қалыпта шамалануы әдісі бойынша синтезді және үйлесімділеу синтез – қандайда бір үйлесімділік міндетті шешуді, яғни кейбір кедергілерді қанағаттандыратын дәлдеменің көптеген мағыналарына скалярлық қызметтердің минимумын (максимумын) іздеуге ажыратады.

Тиімділік міндетінің қойылуы тәуелсіз айнымалдар жиынтығын анықтаудан және олардың жарамды мағыналарын шектейтін шарттарды қосудан басталады. Бұл тәуелсіз айнымалдары механизм сұлбаларын анықтайды және оларды механизм синтезінің параметрлері деп атайды. Бұл параметрлерге механизм буындарының ұзындықтары, буындар массалары, инерция моменттері, берілген траекторияларды сипаттайтын нүктелер орындары немесе жылдамдықтар мен үдеулердің және т.с.с бар мәндері жатады.

Параметрлердің жарты бөлігі жобалауға техникалық берілуде тағайындалады, және де оларды кіреберіс параметрлер деп атайды; параметрлердің басқа бөлігі синтез кезінде анықталады – бұл синтездің шығаберіс параметрлері.

Жобалу процесінде механизмнің берілген қасиеттерін қамсыздандыру үшін көптеген, жиі қарама-қайшы келетін, механизмнің міндетімен, оның пайдаланушылық көрсеткіштерімен, дайындалу технологиясы және т.с.с байланысты шарттарды қанағаттандыру керек.

Алайда бұл үнемі жарамды бола бермейді. Біріншіден, тиімділік бір жақты жақсы шешімге әкеледі, екіншіден, механизм синтезінің кез келген міндеті, мысалы, көпрежимділілік, көпкритерийлік және т.б бастапқы міндеттің маңызды қасиеттерін немесе ерекшеліктерін жоғалтпай тиімдеуге сайма-сай келе беруі мүмкін. Бірнеше режимдерде жұмыс істейтін механизм синтезін қандайда бір тиімділік міндетіне аудару қиын, өйткені синтездің бастапқы міндеті мүмкінді көптеген іске асырулармен істес болады, тиімдеу нәтижесінде жалғыз шешім ғана шығады және осындай механизмнің көпрежимділігі жоғалады.

Негізгі шарт көбінесе экстремумы синтездің шығаберіс параметрлерін анықтайтын қызмет түрінде көрсетіледі. Бұл қызметті мақсатты (мақсат қызметі немесе тиімдеу



критерийлері) деп атайды. Мақсатты қызмет синтездің негізгі шартының математикалық өрнекті білдіреді. Егер синтездің бір шартын бөліп қарайтын болсақ, онда бірнеше мақсатты қызметтерді құрастырады және ымыралы келісімге келеді.

Сондай-ақ, синтездің қосымша шарттары математикалық тұлғада, әдеттегідей, тиімділік параметрлерінің мүмкінді салаларын орнататын теңсіздіктер түрінде ұсынылады. Сондықтан мақсатты қызмет тек қана осы теңсіздіктерге қанағаттандыратын синтез параметрлерінің қиыстыруларына есептеледі.

Жазық іліністің негізгі теоремасы.

Тісті берілістер синтезінің негізгі шарты (ауыспалы қатынасының тұрақтылығы), егер жазық іліністің негізгі теоремасы қанағаттанарлық болған жағдайда ғана орындалады.

Екі буынның бір ғана жылжымалы емес жазықтыққа параллель жазық қозғалысы жасалатын ілініс жазық деп аталады. Жазық ілініс үшін ілесетін беттердің орнына ілескен пішіндерді, яғни қимада ілескен беттердің қозғалыс жазықтығына параллель жазықтықпен алынатын қисықтарды қарастыруға болады. Жазық ілініс буындарының салыстырмалы қозғалысында тез айналу центрі ***P* ілінісінің полюсі** деп аталады. Сондықтан жазық іліністің негізгі теоремасы келесі түрге ие болады: пішіндер ілесетін болуы үшін, түйісу нүктесіндегі оларға қатысты жалпы нормаль ілініс полюсі арқылы өтуі керек.

Эвольвента және оның қасиеттері.

Кез келген қисықтың қисықтық центрлерінің геометриялық орны ***эволюта деп аталады***, ал эволютаға қатысты қисықтың өзі ұңғылағыш немесе эвольвента деп аталады. Демек, шеңбердің эвольвентасы қисықтың өзі, мұнда қисықтық центрлері шеңберде жатады. Эвольвента шеңбер бойынша сырғусыз дөңгеленетін түзу нүктесінің траекториясы сияқты алынуы мүмкін.

1. Эвольвентаның бастапқы шеңбердің ішінде нүктелері жоқ және бастапқы шеңберден басталатын шиыршықты қисығын білдіреді;

2. Туындатқыш түзу бастапқы шеңберге жанама және эвольвентаға нормаль болып табылады;

3. Эвольвента қисықтығының радиусы кез келген нүктеде осы нүктеден жүргізілген бастапқы шеңбердің жанамасының кез келген ұзындығына тең;

4. Бастапқы шеңбер радиусының үлкеюімен эвольвента едәуір көлбеу және $r_b \rightarrow \infty$ барысында түзуге айналады;

5. Эвольвентаға нормаль қимасының ұзындығы (мысалы AM) бастапқы шеңбердің (берілген жағдайда AM_0) доғасының ұзындығына тең;

6. Бастапқы шеңбердің A нүктесі эвольвента қисықтығы центрі (берілген жағдайда M нүктесі үшін) болып табылады.

Тісті доңғалақтардың негізгі өлшемдері. Тісті доңғалақтардың тістерін құру және олардың өлшемдерін анықтау үшін радиусы r_a болып белгіленетін ***төбелер шеңберін*** және радиусы r_f болып белгіленген ***ойымдар шеңберін*** жүргіземіз. Ойымдардың шеңберлері көбінесе бастапқы шеңберлерден кішірек болады, бірақ егер $z > 44$ болса, онда $\alpha_w = 20^\circ$ барысында ойымдардың шеңберлері бастапқы шеңберлерден үлкенірек болады.

Тісті механизмнің синтезі. Мыналар негізгі дерек ретінде беріледі: тісті тетік сызбасы модуль мәні m , қарапайым беріліс дөңгелектерінің тіс саны; негізгі және жетектегі буындардың айналу жиілігі; тақ нұсқалар үшін планетарлық бәсеңдеткіштің сателлиттер саны k үшке, жұп нұсқалар үшін төртке тең.

Жобалау кезінде мыналар қажет:

1. Қарапайым берілістің негізгі геометриялық параметрлерін айқындау және анықтау және дөңгелек пен берілістің негізгі мөлшерлері мен элементтерін көрсете отырып, сыртқы эвольвенталық ілініс суретін құру.



2. Орталық дөңгелектер мен сателлиттердің тіс сандарын таңдап, тісті тегін дөңгелектерінің диаметрін есептеу және масштабта оның сұлбасын сызу.

Тістер санын таңдауда шектеулік талаптарға сүйенеді, олардың маңыздылары төмендегідей:

- Тістер саны бүтін сан болуы тиіс;
- Тістер санының үйлесімділігі берілген берілістік қатынасты i шекті 5% дәлдікпен қамтамасыз етуі тиіс.
- Беріліске арнайы талаптар болмаған жағдайда нөлдік дөңгелектер қолданылады. Бұл шектеуді тістерді кесу болмайтын нысанда жазады: стандарттық құралмен кесілген сыртқы тістері бар дөңгелектер үшін, $z \geq z_{\min} = 17$; тісқашауыш параметрлеріне байланысты ішкі тістері бар дөңгелектер үшін $h_a^* = 1$ болғанда $z \geq z_{\min} = 85$ және $h_a^* = 0,8$ болғанда $z \geq z_{\min} = 58$ қабылдайды.
- Осьтес шеңберлер бойынша нүктелер қозғалысын қамтамасыз ету үшін орталық дөңгелектер мен жетектеуіш H осі бір бірімен сәйкес келуі тиіс (осьтес болуы шарты).
- Сателлиттер бір жазықтықта орналасқанда көршілес сателлиттер төбелер шеңберлері арасында кепілдік саңылау қалатындай айналыс қадамымен орналасуы тиіс (көршілестік шарты).
- Бірнеше сателлитті жинау қынақсыз араларындағы айналыс қадамдары бірдей болатындай жүргізілуі тиіс (жинау шарты).

Ұсынылатын әдебиеттер

1. Бакиров Ж.Б., Таженова Г.Д. Механика бойынша есептеу-жобалау жұмыстары. Оқу құралы. Қарағанды: ҚарТУ, 2020.
2. Бәкіров Ж.Б., Бәкіров М.Ж. Механика. Қарағанды: ҚарМТУ баспасы, 2015.
3. Иманбаева Л.Х., Теориялық механика және роботтық техниканың элементтері, Қарағанды, ҚарМТУ, 2019. – 308б.
4. Иманбаева Л.Х., Орынтаева Г.Ж., Ганюков А.А., Безкоровайный П.Г. Теориялық механика (курстық өздік жұмыстары және тәжірибелік сабақтар). Қарағанды, ҚарТУ, 2016,- 96 б.
5. Иманбаева Л.Х., Орынтаева Г.Ж., Доненбаев Б.С., Куанов И.С. Теориялық механиканың барлық бөлімдеріне қатысты студенттердің алған білімдерін бақылау. Қарағанды, ҚарТУ, 2020,- 100 б.
6. Филиппова Т.С., Орынтаева Г.Ж., Доненбаев Б.С. Механизмдер мен машиналар теориясының курсы. Қарағанды, ҚарТУ, 2022,- 96 б.
7. Филиппова Т.С., Старостин В.П., Орынтаева Г.Ж., Доненбаев Б.С., Механизмдер мен машиналар теориясының есептер жинағы. Қарағанды, ҚарМТУ, 2015г.

СӨЖ арналған бақылау тапсырмалар

1. Орау методымен кесілген тісті дөңгелектердің негізгі өлшемдерін анықтау.
2. Тісті механизмдер кинематикасы.
3. Механизмдердің жұмыс істеу қабілеті.

5- тақырып Тісті механизмдердің синтезі. (4 сағат)

Дәрістің мақсаты - Кез келген механизмді жобалау оның сұлбасын жобалудан басталады. Келесі буындар мен кинематикалық жұптарды беріктікке есептеу, құрылымдық ресімдеу, материалдарды таңдау және басқа да жобалау кезеңдері, әдеттегідей, механизмнің негізгі қасиеттерін едәуір өзгерте алмайды.

Дәрістер жоспары

1. Механизмдер синтез мәселелерін жалпы түрде қою.
2. Механизмдердің негізгі түрлерінің сұлбаларын жобалау әдістері.
3. Ілінісудің негізгі теоремасы.
4. Эвольвентті ілінісудің элементтері мен қасиеттері.
5. Тісті дөңгелектердегі.
6. Негізгі параметрі және эвольвентті тісті берілістердің геометриялық өлшемдері.

Дәрістің қысқаша желісі:

Үшбуынды тісті беріліс механизмдер екі ілескен тісті доңғалақтар мен тіреуіштен тұрады (2.4 - сурет). Бұл механизмдер бірсатылы берілістер деп аталады. Біліктердің ω бұрыштық жылдамдықтары мен олардың n айналу жиіліктерінің қатынасы **беріліс қатынасы** деп аталады. O_1 білігінен O_2 білігіне беріліс қатынасы

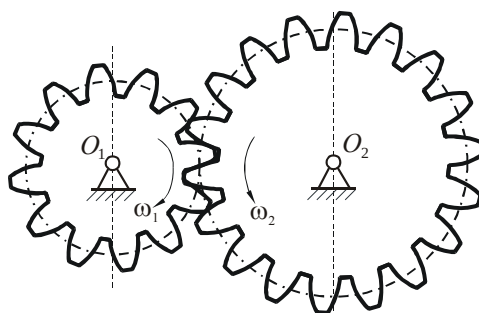
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{Z_2}{Z_1},$$

ал O_2 білігінен O_1 білігіне

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = -\frac{Z_1}{Z_2}; \quad i_{12}i_{21} = 1,$$

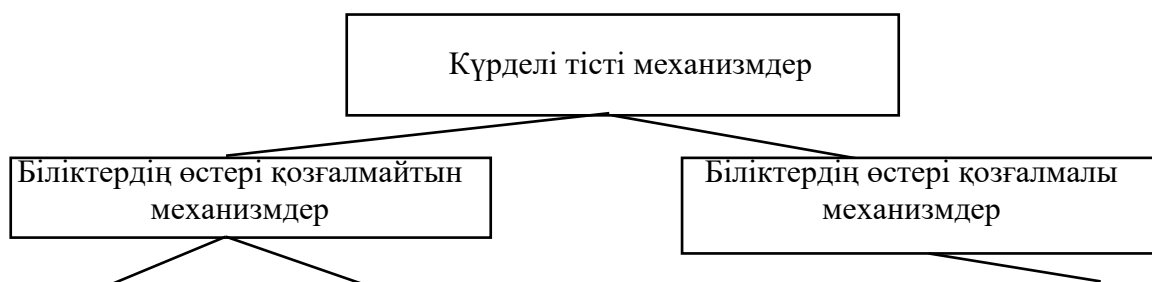
мұнда Z_1, Z_2 - 1 және 2 доңғалақтары тістерінің сандары.

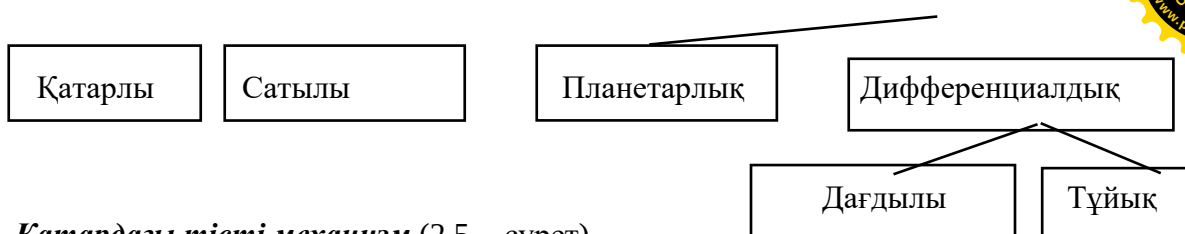
Габариттердің тұрғысынан тісті доңғалақтардың бір жұбында 6-7 артық беріліс қатынастарын жасау керек емес. Сонымен қатар, i -дің мәндері үлкен болғанда шағын доңғалақтың тістері үлкен доңғалақ тістеріне қарағанда жүктемелі циклдардың саны едәуір үлкен болады және соның салдарынан тез тозады. Доңғалақтардың бір жұбы үшін берілген беріліс қатынасы мақсатқа сәйкес келетін қатынасынан артатын болған жағдайда көпбуынды тісті механизмдерді қолданады. Басқаша олар күрделі тісті механизмдер деп аталады.



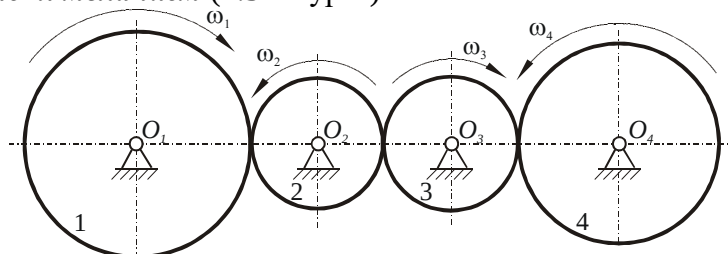
2.4 - сурет

Күрделі тісті механизмдердің келесі типтерін ажыратады:





Қатардағы тісті механизм (2.5 - сурет)



2.5 - сурет

Тісті доңғалақтар 1 және 2 $i_{12} = -z_2/z_1$ тең болатын бірсатылы берілісті құрайды. Өз кезегінде тісті доңғалақтар 2 және 3 берілістер қатынасы $i_{23} = -z_3/z_2$ тең болатын бірсатылы берілісті құрайды. Осыған ұқсас тісті доңғалақтардан 3 және 4 тұратын бірсатылы беріліс үшін $i_{34} = -z_4/z_3$.

Тұтас механизм үшін беріліс қатынасы i_{14} :

$$i_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{12} i_{23} i_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_3}{z_2}\right) \left(-\frac{z_4}{z_3}\right) = -\frac{z_4}{z_1}.$$

Доңғалақтардың саны - k болған жағдайда

$$i_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = (-1)^m \frac{z_k}{z_1}, \quad (2.1)$$

мұнда m - сыртқы іліністердің саны.

Егер $i_{1k} > 0$, онда шеткі біліктер бір бағытта айналады. Егер $i_{1k} < 0$, онда шеткі біліктер қарама-қарсы бағыттарда айналады. 1 және k доңғалақтарының арасында іліністе болатын доңғалақтар тістерінің саны жалпы беріліс қатынасының шамасына әсер тигізбейтінін (2.1) формуладан көреміз, сондықтан оларды ортаққосалқы доңғалақтар деп атайды. Олар жалпы беріліс қатынасын өзгертпей тек оның таңбасын өзгертеді (жетектегі біліктің айналыс бағытын өзгертеді). Бұл механизмдер жетекші білік пен жетектегі біліктің арасындағы қашықтық үлкен болған жағдайда қолданылады. Сонымен қатар, оларды жетектегі біліктің айналыс бағытын өзгерту үшін қолданады.

Сатылы тісті механизмдер

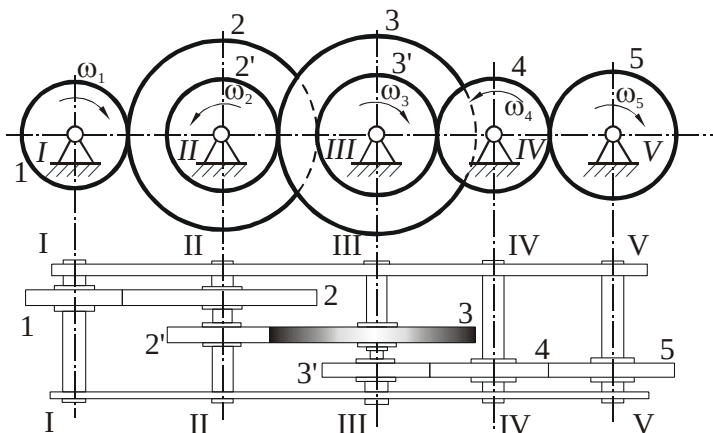
Шығар доңғалақтың айналу өсі кірер доңғалағының өсіне параллель болса, онда беріліс қатынасы $i_{1n} > 0$, кірер және шығар біліктердің бұрыштық жылдамдықтарының бағыттары бірдей, және керісінше жағдайда $i_{1n} < 0$. 2.6 - суретінде көрсетілген сатылы тісті механизмнің жалпы беріліс қатынасы:

$$i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = i_{12} i_{2'3} i_{3'4} i_{45} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(-\frac{z_3}{z_2'}\right) \left(-\frac{z_4}{z_3'}\right) \left(-\frac{z_5}{z_4}\right) = -\frac{z_2 z_3 z_5}{z_1 z_2' z_3'}.$$

Доңғалақтардың саны k жағдайда

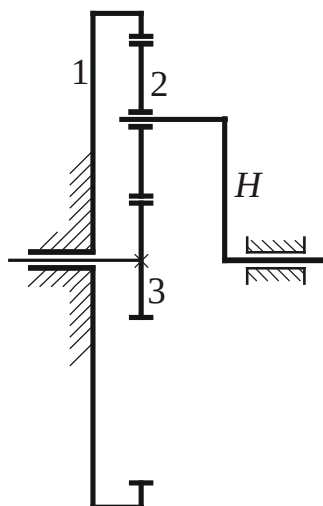
$$i_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = (-1)^m \frac{Z_k}{Z_1 \dots}$$

мұнда m - сыртқы іліністердің саны; алымында – жетектегі доңғалақтардың тістер сандарының көбейтіндісі; бөлігінде – жетекші доңғалақтардың тістер сандарының көбейтіндісі.



2.6 - сурет

Қарапайым планетарлық механизмдер. 2.7 - суретте қарапайым планетарлық тісті механизмдердің сұлбасы көрсетілген. 3 доңғалақ қозғалмайтын оське қатысты айналады және 2 доңғалақпен іліністе болады. Бұл доңғалақтың өсі 3 доңғалақтың қозғалмайтын өсіне қатысты айналатын Н иіңтіректе бекітілген. 1 доңғалақ қозғалмайды. 2 доңғалақтың қозғалысы – күрделі: ол өз өсіне қатысты және Н иіңтірекпен бірге 3 доңғалақтың өсіне қатысты екі айналмалы қозғалыстардан тұрады.



2.7 - сурет

Өстері беттесетін 1 және 3 доңғалақтарды **центрлік** деп, 2 доңғалақтарды **серіктер** деп атайды. Кейде 3 центрлік доңғалақты **сәулелі**, ал 1 қозғалмайтын доңғалақты **тәжді** деп атайды. 2 доңғалақтың қозғалысы планета қозғалысына ұқсас, сондықтан келтірілген механизмді **планетарлық** деп атайды.

Келтірілген механизмінің қозғалмалы буындардың саны $n = 3$. Бесінші класс жұптарының саны $p_5 = 3$; төртінші класс жұптарының саны $p_4 = 2$. Чебышевтың формуласы бойынша

$$w = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$



Планетарлық берілістерді кинематикалық талдау үшін жетектеуішін тоқтату әдісі (Виллис әдісі) қолданылады. Бұл әдістің мәні мынада: ойша жетектеуіш айналу жиілігімен планетарлық берілістердің барлық буындарына қосымша айналыс беріледі. Бұл жағдайда жетектеуіш тоқтап қалған сияқты болады, ал барлық басқа буындар босатылады. Сонда қаратпа механизм деп аталатын қарапайым беріліс шығады. Онда қозғалыс 2 ортаққосалқы доңғалақ арқылы 3-ші доңғалақтан 1-шісіне беріледі. Қаратпа механизмнің тісті доңғалақтарының айналу жиіліктері бұрынғы айналу жиіліктері мен жетектеуіш айналу жиілігінің айырымына тең.

Айналу жиіліктеріне буын индекcін ($\omega_3, n_3, \omega_2, n_2$ және т.б.) тіркеу, ал беріліс қатынастарын индекcтермен қозғалыс бағытында және қозғалмайтын буын индекcімен қоса беру келісілген. Мысалы үшін, $i_{3H}^{(1)}$ - 1 доңғалақ қозғалмайтын деп алғандағы H жетектеуішіне 3 доңғалақтан беріліс қатынасын білдіреді. Планетарлық берілістерде беріліс қатынасының таңбасына зор маңызы беріледі. $i > 0$ болған жағдайда жетекші және жетектегі буындардың айналуы бір бағытта болады деп, ал $i < 0$ болғанда, олардың айналуы біріне-бірі қарама-қарсы болады деп келісейік.

Қарапайым планетарлық механизмнің беріліс қатынасын келесі екі жағдайда анықтайық: 1 доңғалақ қозғалмайтын және 3 доңғалақ қозғалмайтын жағдайлар.

Ұсынылатын әдебиеттер

1. Бакиров Ж.Б., Таженова Г.Д. Механика бойынша есептеу-жобалау жұмыстары. Оқу құралы. Қарағанды: ҚарТУ, 2020.
2. Бәкіров Ж.Б., Бәкіров М.Ж. Механика. Қарағанды: ҚарМТУ баспасы, 2015.
3. Иманбаева Л.Х., Теориялық механика және роботтық техниканың элементтері, Қарағанды, ҚарМТУ, 2019. – 308б.
4. Иманбаева Л.Х., Орынтаева Г.Ж., Ганюков А.А., Безкоровайный П.Г. Теориялық механика (курстық өздік жұмыстары және тәжірибелік сабақтар). Қарағанды, ҚарТУ, 2016,- 96 б.
5. Иманбаева Л.Х., Орынтаева Г.Ж., Доненбаев Б.С., Куанов И.С. Теориялық механиканың барлық бөлімдеріне қатысты студенттердің алған білімдерін бақылау. Қарағанды, ҚарТУ, 2020,- 100 б.
6. Филиппова Т.С., Орынтаева Г.Ж., Доненбаев Б.С. Механизмдер мен машиналар теориясының курсы. Қарағанды, ҚарТУ, 2022,- 96 б.
7. Филиппова Т.С., Старостин В.П., Орынтаева Г.Ж., Доненбаев Б.С., Механизмдер мен машиналар теориясының есептер жинағы. Қарағанды, ҚарМТУ, 2015г.

СӨЖ арналған бақылау тапсырмалар

1. Орау методымен кесілген тісті доңғалақтардың негізгі өлшемдерін анықтау.
2. Тісті механизмдер кинематикасы.
3. Механизмдердің жұмыс істеу қабілеті.

5- тақырып Тісті механизмдердің синтезі. (4 сағат)

Дәрістің мақсаты - Кез келген механизмді жобалау оның сұлбасын жобалудан басталады. Келесі буындар мен кинематикалық жұптарды беріктікке есептеу, құрылымдық ресімдеу, материалдарды таңдау және басқа да жобалау кезеңдері, әдеттегідей, механизмнің негізгі қасиеттерін едәуір өзгерте алмайды.

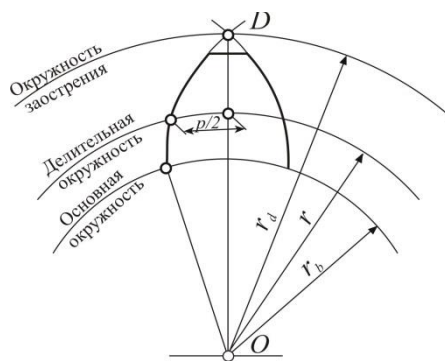
Дәрістер жоспары

1. Механизмдер синтез мәселелерін жалпы түрде қою.
2. Механизмдердің негізгі түрлерінің сұлбаларын жобалау әдістері.
3. Ілінісудің негізгі теоремасы.
4. Эвольвентті ілінісудің элементтері мен қасиеттері.
5. Тісті дөңгелектердегі.
6. Негізгі параметрлері және эвольвентті тісті берілістердің геометриялық өлшемдері.

Дәрістің қысқаша желісі:

Көптеген қосымша синтез шарттары (шектеулер) ішінен үш шарттарды қарастырамыз: тістердің үшкірленуінің жоқтығы, тістердің интерференциясының жоқтығы және үздіксіз тістердің өзара әрекет етуін қамтамасыз ету.

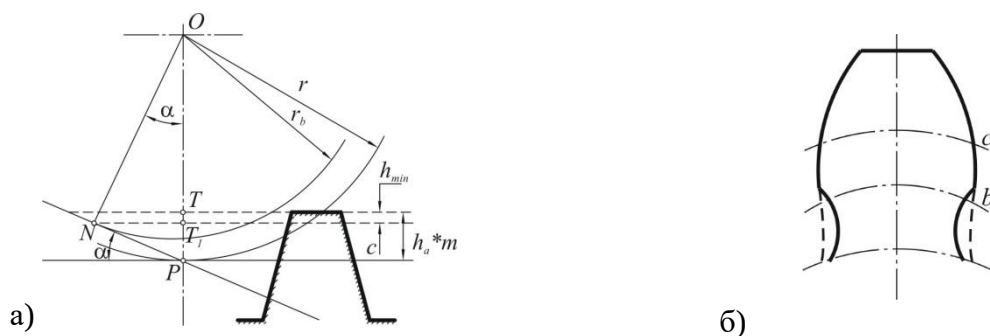
Тістің үшкірленуі тек қана екі симметриялы пішіндердің қиылысу нүктелері тістер шамаларының шеңберлерінің маңайында орналасатын болса, сонымен қатар осы шеңбер бойынша тістің қалыңдығы кейбір шамадан төмен, мысалы $(0,1 \div 0,15)m$ (4.11 - сурет) болған жағдайда ғана алынады. Тістің үшкірленуін жою үшін шамалар шеңберінің радиусын азайту немесе ығысу коэффициентін өзгертуге болады.



4.11 - сурет

Тістердің интерференциясы (салу) деп іліністің теориялық көрінісін қарастыру барысында кеңістіктің жарты бөлігі бір мезгілде әртүрлі доңғалақтардың екі тістерімен толық болуынан тұратын құбылысты атайды. Сыртқы эвольвентті ілінісу үшін интерференцияның жоқ болу шарты тістердің өзара әрекет етуі тек қана тістердің жанауын қамтамасыз ететін ab учаскісінде жүргізілуінен тұрады (4.11 - сурет).

Өңделетін доңғалақ тістерінің аз сандары кезінде құралдың және өңделетін доңғалақ тістерінің интерференциясы болуы мүмкін. Мұндай жағдайда құралдың кесу жиектері құралдың тісі салынатын өңделетін тістің жарты бөлігін кеседі. Егер интерференция құрал тісінің бастиегі мен өңделетін тістің түбірі арасында болатын болса, онда тістерді кесу орын ие алады. Көп кесу тістің түбірін кемітеді және сондықтан мүмкін емес болып табылады, шамалы кесу іліністің басында (немесе соңында) тістердің түйісу шарттарын жақсарту үшін пайдалы. Интерференцияны не тістер биіктігінің азаюымен не ілінісу бұрышының ұлғаюымен жоюға болады. Төрткілдеш ілінісу кезінде ілінісу сызығы N нүктесімен шектеледі (4.12 - сурет).



4.12 - сурет

Егер төрткілдеш, бастиегінің сызығы N нүктесіндегі (ілінісу сызығын шетктейтін) ілінісу сызығымен қиылысатындай орнатылған болса (4.12, а - сурет), онда төрткілдеш тісінің шамасы қиылатын доңғалақ тісінің түбіріне сіңіп кететін болады. Нәтижесінде тістің төменгі бөлігі эвольвентадан жақсы қисықпен жасалған болады (үзік-үзік сызықты қараңыз). Мұндай құбылысты болдырмау үшін төрткілдешті дайындама осінен $h_{\min}$ шамасына жылжыту керек. $h_{\min}$, $h_{\min} = TT_1 = h_a^* \cdot m - T_1P$ анықтаймыз, бірақ $T_1P = NP \cdot \sin \alpha$. Өз алдына $NP = OP \sin \alpha = r \sin \alpha = 0,5mz \sin \alpha$. Солай болғандықтан

$$h_{\min} = h_a^* \cdot m - 0,5mz \cdot \sin^2 \alpha = m(h_a^* - 0,5z \cdot \sin^2 \alpha).$$

$h_{\min} = x_{\min} m$ ескере отырып,

$$x_{\min} = \frac{h_{\min}}{m} = h_a^* - 0,5z \sin^2 \alpha \text{ аламыз.} \quad (4.6)$$

(4.6) формуласынан $x_{\min}$ шамасы қиылатын доңғалақ тістері сандарының азаюымен ұлғаятынын көреміз. Егер (4.6) формуласында $x_{\min} = 0$ қабылдайтын болсақ, онда тістерді кесу болмайтын нөлдік доңғалақ тістерінің санын анықтауға болады:

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}. \quad (4.7)$$

$h_a^* = 1$ және $\alpha = 20^\circ$ болған жағдайда $z_{\min} = 17$ аламыз. (4.7) формуласынан $\sin^2 \alpha$ шығарамыз және (4.6) қоямыз:

$$x = h_a^* - 0,5z \frac{2h_a^*}{z_{\min}} = h_a^* \left(1 - \frac{z}{z_{\min}} \right).$$

$$h_a^* = 1 \text{ болса } x = \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}} = \frac{17 - z}{17} \text{ аламыз, яғни } x \text{ минималды мәnnің болуы}$$

кезінде алынған формуладан тістерді кесусіз және аз $z_{\min}$ доңғалақ тістерінің санын анықтауға болады. **Ығысу коэффициенті** деп аталатын x шамасы 17 төмен тістердің саны болған кезде кесу құбылысы болмауы үшін төрткілдештің орташа сызығын модульдердің қай санына жылжытуға болатынын көрсетеді.

Тістердің өзара әрекет етуінің **үздіксіздігінің шарты** өзара әрекет ететін тістердің екінші жұбы олардың бірінші жұбы іліністен шықпай тұрып ілініске кіруінен тұрады. Іліністің үздіксіздігін сипаттайтын эвольвентті іліністің сипаттамасын қарастырамыз.

Егер 1 доңғалағы сағат тілінің бағытына қарсы айналатын болса (4.13 - сурет), онда тіс ілініске пішіні a нүктесінде ілініс сызығымен қиылысқан кезде кіреді және b нүктесінде іліністен шығады. Тісті доңғалақтың оның тісінің шет жақтаулы пішінінің ілінісіне кіру орнынан бастап іліністен шығуға дейінгі бұрылыс бұрышы φ_α - **шет жақтаулы аражабын бұрышы** деп аталады. Шет жақтаулы аражабын бұрышының бұрышты қадамға қатынасын **шет жақтаулы аражабын коэффициенті** деп атайды:

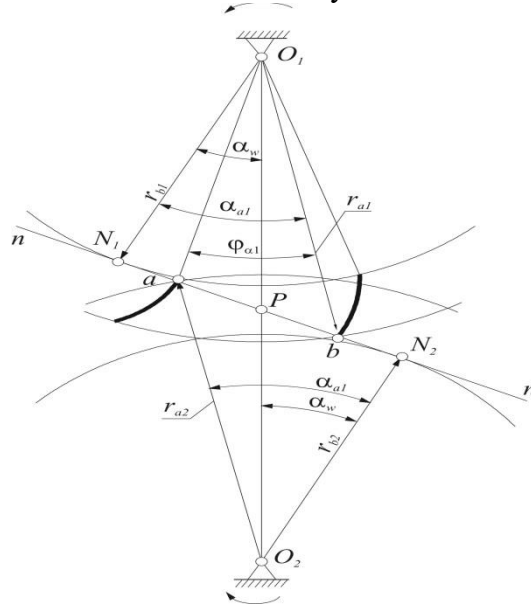
$$\varepsilon_\alpha = \varphi_\alpha / \tau. \quad (4.8)$$

Эвольвентаның құрылу қасиеті бойынша тістің ілініске кіруден оның іліністен шығуына дейінгі эвольвентаның бастапқы нүктесі өтетін доға ab іліністің белсенді сызығының ұзындығына тең. Демек, 1 доңғалағына арналған аражабын бұрышы $\varphi_{\alpha_1} = ab/r_{b_1}$ болады. φ_{α_1} үшін (4.8) формуласында қойып

$$\varepsilon_\alpha = \frac{(ab)z_1}{r_{b_1} 2\pi} \text{ немесе } \varepsilon_\alpha = \frac{(ab)}{p_b}, \quad (4.9)$$

мұнда $p_b = \pi m \cos \alpha$ - бастапқы шеңбер бойынша тістердің қадамы.

(4.9) формуласын φ_{α_1} аражабын бұрышының 2 доңғалақ үшін оның τ_2 бұрышты қадамына қатынасын алатын болған жағдайда да алуға болады.



4.13 - сурет

$\beta \neq 0$ кезде, сонымен қатар, **өстік аражабын коэффициентімен** $\varepsilon_\beta = \varphi_\beta / \tau$ сипатталатын өстік аражабын да орынға ие, мұнда φ_β - ($\beta \neq 0$) доңғалақтың жабындарының бірінде орналасқан тістердің түйісуінің жалпы нүктесі тістің сызығы бойынша басқа жабынға ауысатын беріліс доңғалағының бұрылыс бұрышын білдіретін өстік аражабын бұрышы. Берілістің аражабының жалпы коэффициенті $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$.

Айналу берілісінің үздіксіздігін қамтамасыз ету үшін $\varepsilon_\gamma > 1$ қажет. $\beta \neq 0$ кезінде $\varepsilon_\alpha > 1$ ұсынылады. Алайда, егер $\varepsilon_\beta > 1$ болса, $\varepsilon_\alpha = 0$ берілістерге ие болуы мүмкін.



$\beta = 0$ кезінде: $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha \geq 1,2$. $1 < \varepsilon_\alpha < 2$ кезінде жұмысқа ауыспалы түрде бірде бір, бірде екі тістер жұбы қатысады.

Ұсынылатын әдебиеттер

1. Бакиров Ж.Б., Таженова Г.Д. Механика бойынша есептеу-жобалау жұмыстары. Оқу құралы. Қарағанды: ҚарТУ, 2020.
2. Бәкіров Ж.Б., Бәкіров М.Ж. Механика. Қарағанды: ҚарМТУ баспасы, 2015.
3. Иманбаева Л.Х., Теориялық механика және роботтық техниканың элементтері, Қарағанды, ҚарМТУ, 2019. – 308б.
4. Иманбаева Л.Х., Орынтаева Г.Ж., Ганюков А.А., Безкоровайный П.Г. Теориялық механика (курстық өздік жұмыстары және тәжірибелік сабақтар). Қарағанды, ҚарТУ, 2016,- 96 б.
5. Иманбаева Л.Х., Орынтаева Г.Ж., Доненбаев Б.С., Куанов И.С. Теориялық механиканың барлық бөлімдеріне қатысты студенттердің алған білімдерін бақылау. Қарағанды, ҚарТУ, 2020,- 100 б.
6. Филиппова Т.С., Орынтаева Г.Ж., Доненбаев Б.С. Механизмдер мен машиналар теориясының курсы. Қарағанды, ҚарТУ, 2022,- 96 б.
7. Филиппова Т.С., Старостин В.П., Орынтаева Г.Ж., Доненбаев Б.С., Механизмдер мен машиналар теориясының есептер жинағы. Қарағанды, ҚарМТУ, 2015г.

СӨЖ арналған бақылау тапсырмалар

1. Орау методымен кесілген тісті доңғалақтардың негізгі өлшемдерін анықтау.
2. Тісті механизмдер кинематикасы.
3. Механизмдердің жұмыс істеу қабілеті.