

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРҒЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық
емес акционерлік қоғамы

Энергетика және машина жасау институты

Машина жасау кафедрасы

Байжігіт Серік Күнтуғанұлы

Тісті берілістің технологиясын талдауды дайындау және қалпына келтіру

Дипломдық жобаға
ТҮСІНІКТЕМЕЛІК ЖАЗБА

6B07105 – Өнеркәсіптік инженерия

Алматы 2023

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРҒЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық
емес акционерлік қоғамы

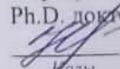
«Энергетика және машина жасау» институты

«Машина жасау» кафедрасы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі

Ph.D. докторы

 Нугман Е.З.

Қолы
" 01 " 06 2023ж.

Дипломдық жобаға
ТҮСІНІКТЕМЕЛІК ЖАЗБА

Тақырыбы: «Тісті берілістің технологиясын талдауды дайындау және қалпына келтіру»

6B07105 - Өнеркәсіптік инженерия

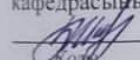
Орындаған

Байжігіт Серік Күнтуғанұлы



Пікір беруші

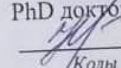
PhD докторы, ЛКА қауымдастырылған
профессоры, «Автокөлік құралдары
және өміртірішілік қауіпсіздігі»
кафедрасының меңгерушісі

 Шингисов Б.Т.

Қолы
" 01 " 06 2023ж.

Ғылыми жетекші

PhD докторы

 Нугман Е.З.

Қолы
" 01 " 06 2023ж.

Алматы 2023

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРҒЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық
емес акционерлік қоғамы

Энергетика және машина жасау институты

Машина жасау кафедрасы

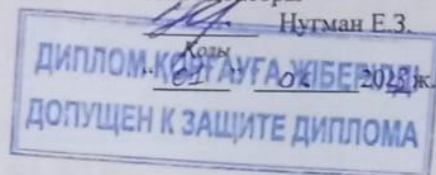
6B07105 - Өнеркәсіптік инженерия

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі

Ph.D. докторы

Нутман Е.З.



Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА

Білім алушы Байжігіт Серік Күнтуғанұлы

Тақырыбы: «Тісті берілістің технологиясын талдауды дайындау және қалпына келтіру»
Академиялық мәселелер жөніндегі Проректордың 2022 жылғы "23" 11 №408-П-Ө
бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі "03" маусым 2023 жыл

Дипломдық жобаның бастапқы берілістері бұйымның құрастыру сызбасы, тетіктің
жұмысшы сызбасы, тетіктің геометриялық параметрлері, дипломдық жоба алдындағы
практиканың мәліметтері, тетіктің техникалық сипаттамасы

Дипломдық жобада қарастырылатын мәселелер тізімі

а) тісті беріліс құраушыларының материалын таңдау; б) тісті беріліс құраушыларын
есептеу және құрастыру; в) жетектегі және жетектеуші тісті дөңгелекті модельдеп
сынау; г) тісті беріліс жағдайын зерттеу

Сызбалық материалдардың тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)

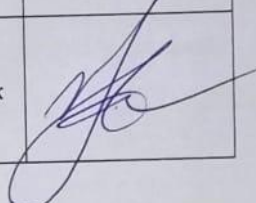
Тетіктің жұмысшы сызбасы және дайындаманың сызбасы – 1А1

Ұсынылатын негізгі әдебиет 19 атау

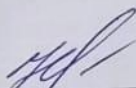
Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлім атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Жалпы сипаттама	20.02.2023 - 01.03.2023	орындалды
Технологиялық бөлім	01.03.2023 – 01.04.2023	орындалды
Аналитикалық бөлім	01.04.2023 – 01.06.2023	орындалды

Дипломдық жұмыс (жоба) бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының аяқталған жұмысқа (жобаға) қойған
қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Қалып бақылау	Абілқайыр Жасталап Наурызғали Ph.D. докторы, аға оқытушы	01.06.2023ж	

Ғылыми жетекші


Қолы

Нугман Е.З.

Тапсырманы орындауға алған білім алушы


Қолы

Байжігіт С.

Күні

" 01 " 06 2023ж

АНДАТПА

Берілген дипломдық жобада тісті бірісті жобалаудың техникалық шарттары мен сипаттамалары, аналитикалық есептеулері ұсынылған. Тісті беріліс ретінде цилиндрлік тік тісті беріліс мысалға алынады. Тісті берілістің құрауыштары жеке-жеке есептеліп, бұйымдардың материалы, габариттік өлшемдері, контактілік кернеулері, осьаралық қашықтығы, модуль, тістің саны есептеледі. Конструкторлық бөлімде CAD бағдарламаның көмегімен тісті берілістің аналитикалық есептеулері тексеріліп, бұйымдардың 3Д моделі жобаланады. Шекті элементтер әдісі бойынша бұйымдарға жүктеме түсіріліп, нәтижелері алынады. Тісті беріліс бұйымдарын қайта қалпына келтіру жолдары қарастырылады.

АННОТАЦИЯ

В данном дипломном проекте представлены технические условия и характеристики, аналитические расчеты проектирования зубчатого звена. В качестве шестерни используется цилиндрическая вертикальная шестерня. Компоненты зубчатой передачи рассчитываются индивидуально, рассчитываются материал изделий, габаритные размеры, контактные напряжения, межосевое расстояние, модуль, количество зубьев. В конструкторской части с помощью программы CAD проверяются аналитические расчеты зубчатой передачи, проектируется 3д модель изделий. По методу пороговых элементов на изделия накладывается нагрузка и получаются результаты. Рассматриваются пути восстановления зубчатых изделий.

ANNOTATE

Technical conditions and characteristics of gear joint design, analytical calculations are presented in the given diploma project. As a gear, a cylindrical vertical gear is taken as an example. The gear components are calculated individually, the material of products, overall dimensions, contact stresses, Inter-axis distances, modulus, and the number of teeth are calculated. In the design department, analytical calculations of gears are checked using the CAD program and a 3D model of products is designed. According to the method of marginal elements, the load on the products is applied and the results are obtained. Ways to restore Gear products are considered.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Тісті дөңгелектер туралы жалпы ақпарат	8
2 Цилиндрлік тісті берілістердің негізгі геометриялық параметрлері	10
3 Цилиндрлік тісті берілісті есептеу	11
3.1 Бәсеңдеткіштің цилиндрлік тіктісті берілісін есептеу	11
3.2 Материалдарды таңдау және дөңгелектерді термиялық өңдеу	11
3.3 Рұқсат етілген байланыс кернеулерін анықтау	13
3.4 Рұқсат етілген иілу кернеулерін анықтау	15
3.5 Осыаралық қашықтықты анықтау	17
3.6 Беріліс модулін анықтау	18
3.7 Беріліс пен дөңгелек тістерінің санын анықтау	19
3.8 Беріліс дөңгелектерінің өлшемдерін анықтау	20
3.9 Берілістің байланысқа төзімділігін тексеру есебі	21
3.10 Берілістің иілуге төзімділігін тексеру есебі	25
4 Бағдарлама арқылы цилиндрлік тісті берілісті есептеу	28
5 3D тісті беріліс моделін соңғы элементтер әдісімен жобалау, есептеу	31
6 Тісті берілістерді қалпына келтіру	38
6.1 Тісті беріліс қателерінің технологиялық көздерін, олардың дәлдігін арттыру жолдарын талдау	38
6.2 Ұзақ жұмыс кезінде тісті берілістістерінің тозуын талдау	40
6.3 Тісті беріліс тістерін пісіру арқылы жөндеу	45
Қорытынды	49

КІРІСПЕ

Қазіргі уақытта машина жасауда тісті берілістердің техникалық – экономикалық көрсеткіштерін арттыру күрделі мәселені кешенді шешумен байланысты, оның ішінде эксплуатация жағдайларын, бұзылудың негізгі себептерін талдау және осы мәліметтер негізінде тісті берілістерге қойылатын талаптарды әзірлеу. Осы талаптарға сүйене отырып, оңтайлы материалдар, өндіру және нығайту технологиялары таңдалады.

Егер мұндай өнімді қолданудың негізгі бағыттарын қарастыратын болсақ, онда бұл барлық өнеркәсіптік аймақтар. Тісті доңғалақтар бұрғылау қондырғыларында, іштен жанатын қозғалтқыштарда, зауыттық машиналар мен конвейерлерде, дәлме-дәл аспаптарда және басқа агрегаттарда таптырмас.

Тісті дөңгелек – тісті беріліс механизмдерінде қолданылатын негізгі бөлік. Негізгі функция – біліктер арасындағы айналмалы қозғалыстарды көрші тістегергіш тістерімен байланыстыру.

Тісті беріліс - қозғалатын жабдық компоненттерін қосудың ең танымал нұсқасы. Оның жұмыс істеу принципі – тісті доңғалақтардың тіректермен өзара әрекеттесуіне байланысты біліктердің арасында қозғалыс энергиясын беру. Дизайн сенімді болып саналады және жоғары тиімділікті қамтамасыз етеді.

Тісті доңғалақтар әдетте кіріс және шығыс біліктердің айналу моменті мен жылдамдығын түрлендіру үшін әртүрлі тіс саны бар жұптарда қолданылады. Айналым моменті сырттан берілетін доңғалақты жетекші деп атайды, ал моментті алып тастайтын дөңгелекті жетектегі доңғалақ деп атайды. Егер жетекші доңғалақтың диаметрі кішірек болса, онда айналу жылдамдығының пропорционалды төмендеуіне байланысты қозғалатын доңғалақтың айналу моменті артады және керісінше. Беріліс қатынасына сәйкес айналу моментінің артуы жетектегі берілістің айналу бұрыштық жылдамдығының пропорционалды төмендеуіне әкеледі, ал олардың өнімі - механикалық қуат - өзгеріссіз қалады.

Қазіргі уақытта берілістер автоматтандырылған және компьютерлік бақылау нәтижесінде шығарылады, автоматтандырылған сандық басқару жүйесі (CNC) қолданылады. Соның арқасында, өнімділік пен өнімнің сапасы да айтарлықтай өсті. Қолданылатын материалдардың құрамына, өндіріс әдістеріне және қатайтатын термиялық өңдеу түрлеріне қатысты технологиялардың дамуы тозуға төзімділікті арттыруға және қызмет ету мерзімін ұзартуға мүмкіндік берді.

Бұл жұмыстың мақсаты жалпылай келе тісті беріліс параметрлерін аналитикалық түрде есептеп, CAD жүйемен оның жұмыс істеу қабілетін тексеру, 3D модельін жобалап шекті элементтер әдісі арқылы жүктеме түсіріп нәтиже алу.

1 Тісті дөңгелектер туралы жалпы мәліметтер

Тісті дөңгелек – басқа дөңгелектің тістерімен түйісетін тістері бар дискі болып табылатын тісті берілістің негізгі бөлігі. Тісті дөңгелектер бір-бірімен параллель немесе қиылысатын біліктердің арасында айналмалы қозғалыс тудыру үшін қызмет етеді. Тісті дөңгелектер біліктердің айналу жиілігінің белгілі бір өзгеруімен (куат берілісі) үлкен моменттерді беру үшін де, біліктерді өзара дәл бағдарлау үшін де қолданылады (кинематикалық берілістер).

Кинематикалық берілістердегі тісті дөңгелектер үшін негізгі талап – жұмыс беттерінің күрделі түрінде жоғары геометриялық дәлдік, ал күттік берілістердегі тісті дөңгелектер үшін (ауыр жүктеме) – беріліске бөліктің шағын құрылымдық өлшемдері кезінде үлкен моменттерді беру мүмкіндігімен қамтамасыз ететін жоғары беріктік.

Тісті дөңгелектер келесідей түрлерге жіктеледі.

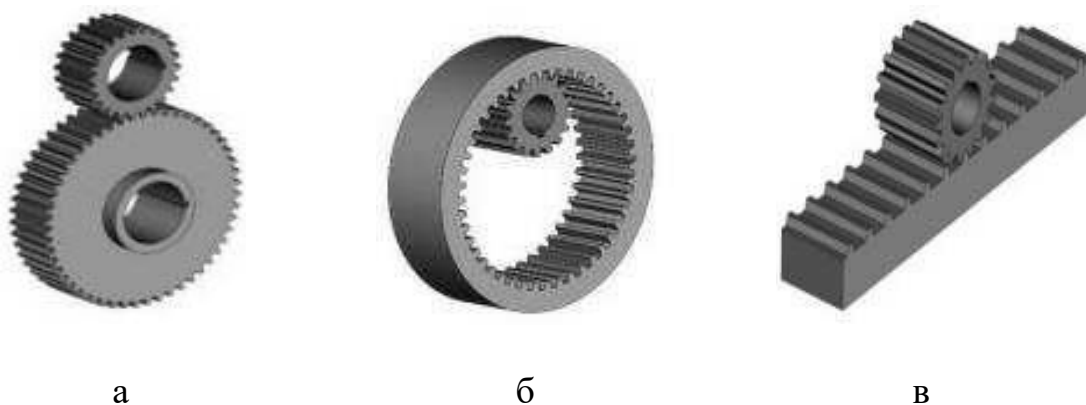
Тісті дөңгелектер тістердің ілінісіне қарай:

- сыртқы ілініс – айналмалы қозғалысты оның бағытын өзгерте отырып түрлендіру үшін қолданылады;

- ішкі ілініс – айналмалы қозғалысты түрлендіру қажет болған жағдайда қолданылады, бірақ сонымен бірге оның бағытын сақтайды. Сыртқы ілініспен салыстырғанда берілістің жалпы өлшемдері кішірек, қабаттасу коэффициенті үлкен және беріктігі жоғары, бірақ оны жасау әлдеқайда қиын [1];

- тірек ілініс – айналмалы қозғалысты трансляцияға айналдыру үшін қолданылады және керісінше.

Берілістердің бұл түрлері 1.1-суретте көрсетілген.

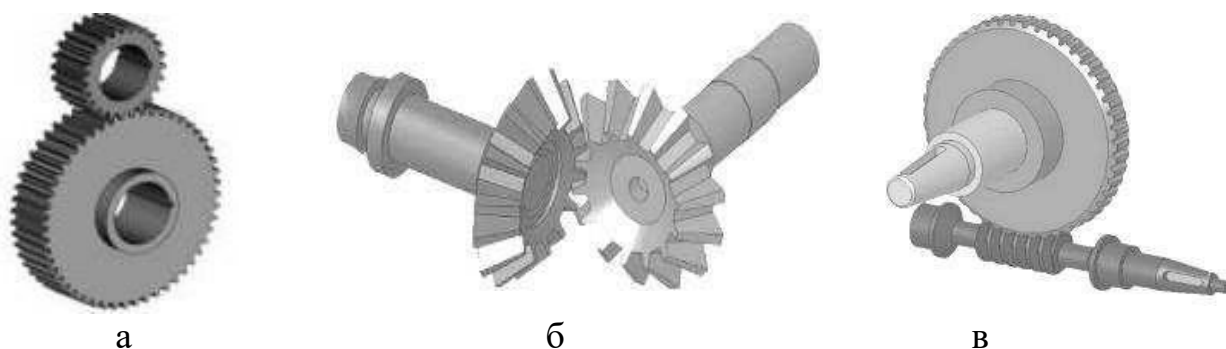


Сурет 1.1 – Ілінісу түрі бойынша тісті дөңгелектің түрлері: а-сыртқы; б-ішкі; в-тірек

Білік осьтерінің өзара орналасуы бойынша:

- біліктердің параллель осьтері бар цилиндрлік берілістер;
- қиылысатын осьтері бар конустық берілістер;
- қиылысатын осьтері бар берілістер.

Берілістердің бұл түрлері 1.2-суретте көрсетілген.



Сурет 1.2 – Тісті дөңгелектер білік осьтерінің орналасуы бойынша: а- параллель осьтермен; б-қиылысатын осьтермен; в- осьтермен

Дөңгелектің тоғынын құрайтын тістердің орналасуы бойынша:

Тік тісті тістегергіштер – тісті берілістердің ең көп қолданылатын түрі.

Тістер радиалды жазықтықтарда орналасады, осы дөңгелектер жұбының тістерінің жанасу сызығы айналу осіне параллель, сондай-ақ екі тісті дөңгелектің осьтері қатаң түрде параллель орналасады. Олар машина жасаудың көптеген салаларында, атап айтқанда металл өңдеу станоктарында, автомобильдерде, тракторларда, ауыл шаруашылық машиналарында, аспаптар жасауда, сағат өнеркәсібінде және т. б. Кеңінен қолданылады. Олар 150 м/с-қа жететін айналмалы жылдамдықта ондаған мың киловаттқа дейінгі және диаметрі миллиметрден 6 м-ге дейінгі немесе одан да көп дөңгелектерде бірнеше жүзге дейін, тіпті мыңға дейінгі қуаттарды беру үшін қолданылады. [1]

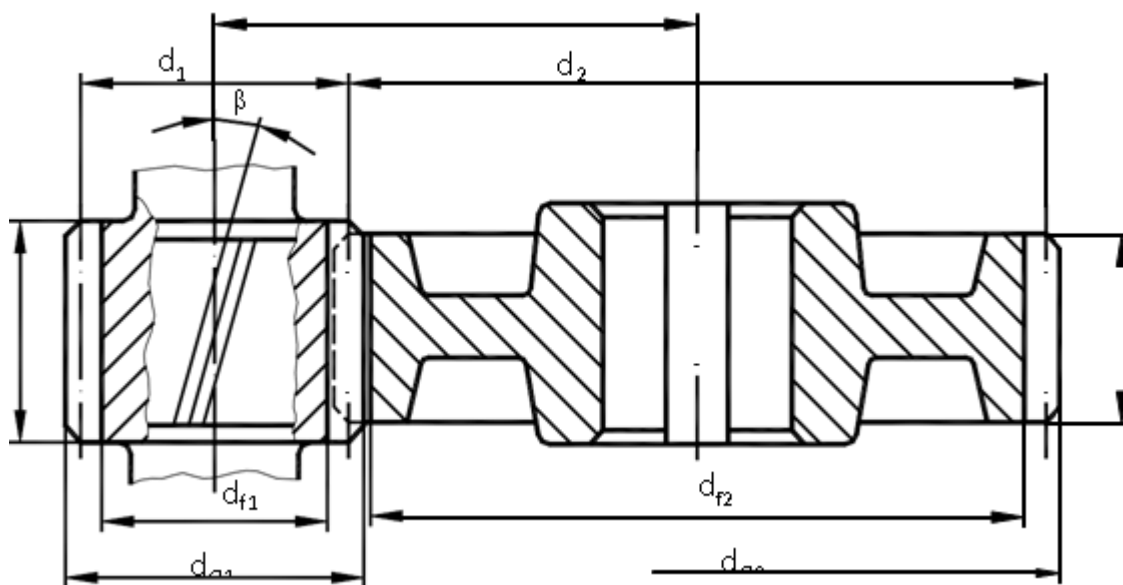
2 Цилиндрлік тісті берілістердің негізгі геометриялық параметрлері

1.1 Цилиндрлік тісті берілістердің геометриясы мен кинематикасына қатысты терминдер, анықтамалар мен белгілер МемСТ 16530-83 және МемСТ 16531-83 сәйкес қабылданған.

1.2 Сыртқы ілініс берілістерінің беріктігін есептеуде қолданылатын геометриялық және кинематикалық параметрлерді есептеу әдістері – МемСТ 16532-70, ішкі ілініс берілістері – МемСТ 19274-73.

1.3 Цилиндрлік сыртқы ілініс берілістерінің негізгі геометриялық параметрлері.

Цилиндрлік беріліс өлшемдері 2.1-суретте көрсетілген.



Сурет 2.1 – Цилиндрлік берілістің негізгі өлшемдері

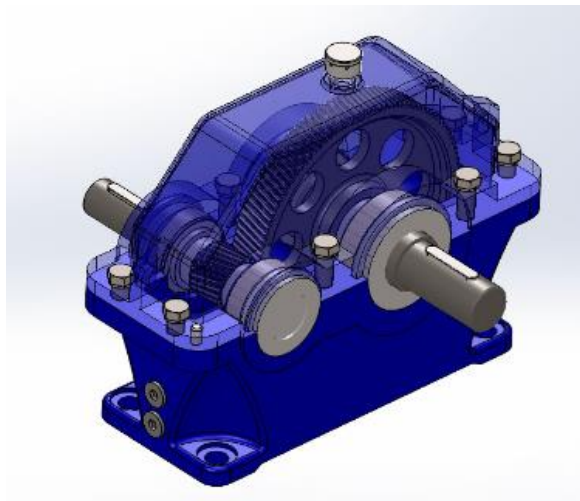
Беріліс өлшемдерін есептеуге арналған бастапқы деректер:

- z_1 беріліс тістерінің және z_2 дөңгелектерінің саны;
- m ілінісу модулі;
- β тістің көлбеу бұрышы;
- x_1 дөңгелек пен x_2 дөңгелек тістерінің орын ауыстыру коэффициенттері. [2]

3 Цилиндрлік тісті берілісті есептеу

Дипломдық жұмысқа негіз ретінде алынып отырған цилиндрлік тік тісті беріліс 1ЦУ-160 редукторынан алынды. Цилиндрлік редуктор 1ЦУ-160 немесе

ЦУ – 160 типті жалпы өнеркәсіптік бір сатылы редуктор, қайта-қысқа және тұрақты жұмыс режимдерінде қолданылады. Қолданудың негізгі саласы - жүк көтергіш крандардың жетектері, элеваторлар және кеме жабдықтары.



Сурет 3 – 1ЦУ-160 не ЦУ-160 редукторының 3D моделі

3.1 Редуктордың цилиндрлік тістікті берілісін есептеу

Есептеу үшін бастапқы деректер:

- беріліс коэффициенті $u = 3,6$;
- берілістің айналу жиілігі $n_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$;
- дөңгелектің айналу жиілігі $N_2 = 266,7 \text{ мин}^{-1}$;
- берілістегі айналу моменті $T_1 = 75 \text{ Н*м}$;
- үш ауысымдық жұмыс кезінде берілістің қызмет ету мерзімі - 5 жыл;
- трансмиссия – қайтымсыз;
- жүктеме – тұрақты;
- өндіріс – шағын көлемді.

3.2 Материалдарды таңдау және дөңгелектерді термиялық өңдеу

Тісті дөңгелектерді өндіруге арналған материалдар эксплуатация жағдайларына және беріліс өлшемдеріне қойылатын талаптарға байланысты таңдалады. Күшті берілістер дөңгелектерінің негізгі материалдары термиялық өңделген құрылымдық көміртекті және легирленген болаттар болып табылады. Тісті дөңгелектерді жасау үшін ұсынылатын болаттардың маркалары, оларды

термиялық өңдеу түрлері және механикалық қызмет көрсету сипаттамалары 1-кестеде көрсетілген. [3]

Кесте 1 – Цилиндрлік берілістерді жасауға арналған болаттардың механикалық сипаттамалары

Болат маркасы	Тісті дөңгелектер дайындамалардың өлшемдері		Термиялық өңдеу	Дайындаманың қаттылығы	σ_B	σ_T
	$D_{пр}, мм$	$S_{пр}, мм$		өзек беттері	МПа	
40	120	60	У	192–228НВ	700	400
45	Кез келген өлшем		Н	179–217НВ	600	320
45	125	80	У	235–262НВ	780	540
45	80	50	У	269–302НВ	890	650
40Х	200	125	У	235–262НВ	790	640
40Х	125	80	У	269–302НВ	900	750
40Х	125	80	У+ТВЧ	45–50 HRC 269–302НВ	900	750
40ХН	315	200	У	235–262НВ	800	630
40ХН	200	125	У	269–302НВ	920	750
40ХН	200	125	У+ТВЧ	48–53HRC 269–302НВ	920	750
35ХМ	315	200	У	235–262НВ	800	670
35ХМ	200	125	У	269–302НВ	920	790
35ХМ	200	125	У+ТВЧ	48–53HRC 269–302НВ	920	790
35Л	Кез келген өлшем		Н	163–207НВ	500	280
45Л	Кез келген өлшем		Н	170–217НВ	550	320
45Л	315	200	У	207–235НВ	680	440
50Л	Кез келген өлшем		Н	190–220НВ	580	340

Ескертпелер: 1. "Термиялық өңдеу" бағанында мынадай белгілер қабылданды: Н – қалыпқа келтіру; У – жақсарту; ТВЧ—жоғары жиілікті токтармен сөндіру; $D_{пр}$ -диаметрі; $S_{пр}$ -тоғынның немесе дискінің қалыңдығы.

Дипломдық жұмысқа арналған техникалық тапсырмаларда қарастырылған жеке және шағын сериялы өндіріс жағдайында аз және орташа жүктелген берілістерде, сондай-ақ ашық тісті берілістерде қаттылығы $H \leq 350$ НВ болат беріліс дөңгелектері кеңінен қолданылады. Бұл термиялық өңдеуден кейін тісті кесуді, өндірістің жоғары дәлдігін және тістерді жақсы өңдеуді қамтамасыз етеді. Диаметрі 500 мм-ден асатын тісті дөңгелектер термиялық өңдеу арқылы құйылады.

Өлшемдері қатаң талаптарға сай келмейтін редукторлар үшін негізінен келесі материалдар мен термиялық өңдеу нұсқалары қолданылады:

- I – болат маркалары дөңгелек пен беріліс үшін бірдей: 45, 40х, 40ХН,

35ХМ және т.б. Дөңгелекті термиялық өңдеу – жақсы, қаттылық 235-262 НВ. Берілістерді термиялық өңдеу – жақсы, қаттылығы 269-302 НВ. Жақсартылған болаттардан жасалған дөңгелектердің тістері жақсы оралған және динамикалық жүктемелер кезінде сынуға ұшырамайды. Аз және орташа жүктелген берілістерде қолданылады.

- II – болат маркалары дөңгелек пен беріліс үшін бірдей: 40Х, 40ХН, 35ХМ және т.б. Дөңгелекті термиялық өңдеу – жақсы, қаттылығы 269-302 НВ. Берілісті термиялық өңдеу – ТВЧ жақсы және қатайту, беттің қаттылығы 45-53HRC.

Шамамен $1HRC \approx 10HB$ тең.

Тістердің жақсы жұмыс істеуі, кептелу қаупін азайту және берілістің жүктеме қабілетін арттыру үшін беріліс қаттылығы дөңгелектің қаттылығына қарағанда көбірек тағайындалады. Тісті беріліс пен дөңгелектің жұмыс беттерінің орташа қаттылығының айырмашылығы $N = HB_{01} - HB_{02} = 20 \div 50$ болуы керек. ΔH төмен мәндері – тіктісті берілістер үшін, ΔH үлкен мәндері – қиғаштісті және шеврондық берілістер үшін.

Дөңгелек тістерінің орташа қаттылығы $HB_0 = 0,5 (HB_{min} + HB_{max})$.

Шағын өндірісте және редуктордың төмен мөлшеріне қойылатын талаптарда біз келесідей материалдарды таңдаймыз (1-кесте):

- 45 болат беріліс үшін, термиялық өңдеу – жақсы, қаттылығы 269-302НВ, орташа қаттылығы $HB_{01} = 285$;
- 45 болат дөңгелек үшін, термиялық өңдеу – жақсы, қаттылығы 235-262НВ, орташа қаттылық $HB_{02} = 250$.

3.3 Рұқсат етілген байланыс кернеулерін анықтау

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} Z_N / S_H, \quad (3.1)$$

мұндағы: σ_{Hlim} – кернеу циклдерінің базалық санындағы байланыс төзімділігінің шегі (2-кесте). [3]

Кесте 2 – Байланысқа төзімділік шектері σ_{Hlim} мен беріктік коэффициенттері S_H

Тістерді термиялық өңдеудің әдістері	Тіс беттерінің орташа қаттылығы	Болат	$\sigma_{Hlim}, \text{МПа}$	S_H
Қалыпты келтіру	$\leq 350 \text{ НВ}$	Көміртекті және	$2HB_0 + 70$	1,1
Жақсарту		легирленген		
Беттік шыңдау	40–53HRC	(40, 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ)	$17HRC_0 + 200$	1,2

Тістегергіш үшін:

$$\sigma_{Hlim1} = 2 HB_{01} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа}; \quad (3.2)$$

Дөңгелек үшін:

$$\sigma_{Hlim2} = 2 HB_{02} + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}. \quad (3.3)$$

мұндағы: S_H – беріктік коэффициенті, $S_H = 1,1$ (2-кесте);

Z_N – ұзақтық коэффициенті.

Байланыс беріктігін есептеу кезінде кернеу циклдерінің базалық саны тіс беттерінің орташа қаттылығымен анықталады:

$$N_{H0} = 30 (HB_0)^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7. \quad (3.4)$$

Кернеу циклдерінің базалық саны:

- Тістегергіш үшін:

$$N_{H01} = 30 (HB_{01})^{2,4} = 30 \cdot 285^{2,4} \approx 2,3 \cdot 10^7; \quad (3.5)$$

- Дөңгелек үшін:

$$N_{H02} = 30 (HB_{02})^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} \approx 1,7 \cdot 10^7. \quad (3.6)$$

Тұрақты жүктеме режимі кезінде берілістің бүкіл қызмет ету мерзіміндегі кернеу циклдерінің есептік саны: [5]

$$N_K = 60 n \cdot c \cdot L_h, \quad (3.7)$$

мұндағы, n – беріліс, дөңгелектің айналу жиілігі, мин^{-1} ;

c – дөңгелектің бір айналымындағы тістер саны. Инверсивті емес беріліс үшін $c = 1$;

L_h – берілістің қызмет ету режимі.

$$L_h = 2920 L \cdot K_r \cdot K_c. \quad (3.8)$$

мұндағы, L – берілістің жұмыс жасау мерзімі, $L = 5$ жыл;

K_r – берілістің жылдық пайдалану коэффициенті, $K_r = 0,85$;

K_c – тәулігіне беріліс жұмысының ауысу саны, $K_c = 3$.

$$L_h = 2920 \cdot 5 \cdot 0,85 \cdot 3 = 37230 \text{ сағ}. \quad (3.9)$$

Кернеу циклдерінің есептік саны:

- Тістегергіш үшін:

$$N_{K1} = 60 n_1 c L_h = 60 \cdot 960 \cdot 1 \cdot 37230 = 214 \cdot 10^7; \quad (3.10)$$

- Дөңгелек үшін:

$$N_{K2} = 60 n_2 c L_h = 60 \cdot 266,7 \cdot 1 \cdot 37230 = 59 \cdot 10^7. \quad (3.11)$$

$N_K > N_{H0}$ кезінде ұзақ уақыт жұмыс істейтін берілістер үшін беріктік коэффициенті

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H0}/N_K} \geq 0,75. \quad (3.12)$$

Тістегергіш үшін:

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{N_{H01}/N_{K1}} = \sqrt[20]{2,3 \cdot 10^7 / 214 \cdot 10^7} = 0,8. \quad (3.13)$$

Дөңгелек үшін:

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{N_{H02}/N_{K2}} = \sqrt[20]{1,7 \cdot 10^7 / 59 \cdot 10^7} = 0,84. \quad (3.14)$$

Рұқсат етілген байланыс кернеулері:

- Тістегергіш үшін:

$$[\sigma_H]_1 = 640 \cdot 0,8 / 1,1 = 465,4 \text{ МПа}; \quad (3.15)$$

- Дөңгелек үшін

$$[\sigma_H]_2 = 570 \cdot 0,84 / 1,1 = 435,3 \text{ МПа}. \quad (3.16)$$

Есептік рұқсат етілген байланыс кернеуі:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 435,3 \text{ МПа} \quad (3.17)$$

3.4 Рұқсат етілген иілу кернеулерін анықтау

Рұқсат етілген иілу кернеулері келесі формула бойынша анықталады:

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} Y_R Y_Z Y_A Y_N / S_F, \text{ МПа}, \quad (3.18)$$

мұндағы σ_{Flim} – кернеу циклдерінің базалық санына сәйкес келетін иілу кезіндегі тістердің төзімділік шегі (3-кесте):

Кесте 3 – Төзімділік шектері σ_{Flim} и беріктік коэффициенті S_F

Тістерді термиялық өңдеу әдісі	Тістер бетінің орташа қаттылығы	Болат	σ_{Flim} , МПа	S_F
Қалпына келтіру жақсарту	$\leq 350 \text{ HB}$	Көміртекті және легирленген	$1,75 \text{ HB}_0$	1,7
Беттік шыңдау	40–53 HRC	(40, 45, 40X, 40XH, 35XM)	600–700	1,7

- Тістегергіш үшін:

$$\sigma_{Flim1} = 1,75 \text{ HB}_{01} = 1,75 \cdot 285 = 498,7 \text{ МПа}; \quad (3.19)$$

- Дөңгелек үшін:

$$\sigma_{Flim2} = 1,75 \text{ HB}_{02} = 1,75 \cdot 250 = 437,5 \text{ МПа}. \quad (3.20)$$

мұндағы: S_F – беріктік коэффициенті, $S_F = 1,7$ (3-кесте);

Y_R – тістер арасындағы өтпелі беттің кедір-бұдырлығының әсерін ескеретін коэффициент, $Y_R = 1$;

Y_Z – беріліс пен дөңгелек дайындамасын алу әдісін ескеретін коэффициент, $Y_Z = 1$;

Y_A – жүктеменің екі жақты әсер етуінің әсерін ескеретін коэффициент, $Y_A = 1,0$;

Y_N – беріктік коэффициенті.

$$Y_N = \sqrt[q]{N_{F0}/N_K} \geq 1. \quad (3.21)$$

мұндағы, N_{F0} – кернеу циклдерінің негізгі саны. Болаттар үшін $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

Өйткені беріліс үшін кернеу циклдерінің болжамды саны $N_{K1} = 214 \cdot 10^7$ және дөңгелек үшін $N_{K2} = 59 \cdot 10^7$ циклдарының базалық санынан үлкен $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, сол үшін $Y_N = 1,0$ тең деп аламыз. [6]

Рұқсат етілген иілу кернеулері:

- Тістегергіш үшін:

$$[\sigma_F]_1 = 498,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 \approx 293 \text{ МПа}; \quad (3.22)$$

- Дөңгелек үшін:

$$[\sigma_F]_2 = 437,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 \approx 257 \text{ МПа}. \quad (3.23)$$

3.5 Осыаралық қашықтықты анықтау

Байланыс беріктігінің шарты бойынша осыаралық қашықтық:

$$a_w \geq K_a(u + 1)^3 \sqrt{\frac{T_1 K_H}{u \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \quad (3.24)$$

мұндағы $K_a = 450 \text{ МПа}^{1/3}$ – көмекші коэффициент;

u – беріліс саны, $u = 3,6$;

T_1 – берілістегі айналу моменті, $T_1 = 75 \text{ Н*м}$;

K_H – жүктеме коэффициенті. Тікелей тісті беру үшін біз алдымен $K_H = 1,3$ тең деп қабылдаймыз;

" + " белгісі сыртқы іліністі беру үшін, " – " белгісі ішкі ілініс үшін. Дөңгелектің тәжінің ені коэффициентінің шамасы ψ_{ba} стандартты сандар қатарынан тіректерге қатысты тік тісті және қисық тісті дөңгелектердің орналасуына байланысты таңдалады: 0,2; 0,25; 0,3; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0.

- симметриялы орналасу кезінде 0,3–0,5;
- асимметриялық орналасу кезінде 0,25–0,4;
- бір немесе екі дөңгелектің консольдық орналасуы кезінде 0,2–0,25.

Шеврондық берілістер үшін $\psi_{ba} = 0,5 – 1,0$; ішкі іліністегі берілістер үшін $\psi_{ba} = 0,2(u+1)/(u-1)$.

Тістердің $H \leq 45 \text{ HRC}$ қаттылығы бар цилиндрлік берілістер үшін ψ_{ba} разрядының кіші мәндері тағайындалады. [7]

Жалпы машина жасау редукторлары 8-ші дәлдік дәрежесінде жасалады. Тұрақты жүктеме, 350 HB H2 доңғалақ тістерінің үстіңгі жағындағы қаттылық, редукторларды жасау дәлдігінің 8 - ші дәрежесі және алдын ала есептеулер үшін аудандық жылдамдық $< 15 \text{ м/с}$ болғанда жүктеме коэффициенттерінің мынадай мәндері қабылданады: тік тісті берілістер үшін $K_H = 1,3$; қиғаш тісті және шевронды берілістер үшін $K_H = 1,2$.

Стандартты емес берілістер (редукторлар) үшін және шағын сериялы өндіріс кезінде осыаралық қашықтықтың есептелген мәні a_w беске еселенген ең жақын санға дейін немесе $R_a 40$ номиналды сызықтық өлшемдерінен (ГОСТ 6636-89) дөңгелектенеді (ГОСТ 6636-89): 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, әрі қарай, 10-дан 260-қа дейін және 20-дан 420 мм-ге дейін, a_w редукторларының үлкен сериялы өндірісі кезінде ең жақын стандартты мәнге дейін дөңгелетеді: 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 260; 280; 300; 315; 320; 340; 355; 360; 380; 400 мм.

ψ_{ba} – дөңгелек тәжі енінің коэффициенті.

Тіректерге қатысты тік тісті дөңгелектердің симметриялы орналасуына байланысты $\psi_{ba} = 0,315$ деп аламыз.

$$a_w \geq 450(3,6 + 1)^3 \sqrt{\frac{75 \cdot 1,3}{3,6 \cdot 0,315 \cdot 435,3^2}} = 159,1. \quad (3.25)$$

Біз бірқатар стандартты сандардан аламыз $a_w = 160$ мм.

3.6 Беріліс модулін анықтау

Тістердің бірдей жанасу және иілу төзімділігін қамтамасыз ету үшін беріліс Модулінің минималды мәні иілу беріктігі жағдайына байланысты анықталады. Иілу беріктігі жағдайынан модульдің минималды мәні:

$$m \geq \frac{K_m T_1 (u+1)}{a_w b_2 [\sigma_F]_2} \quad (3.26)$$

мұндағы, $K_m = 6,8 \cdot 10^3$ – тіктісті беріліс үшін;
 b_2 – дөңгелек тәжінің ені:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,315 \cdot 160 = 50,4 \text{ мм.} \quad (3.27)$$

$b_2 = 50$ мм деп аламыз.

Дөңгелектің тәжінің ені есептелгеннен кейін екі немесе беске жақын бүтін санға дейін дөңгелектенеді;

$[\sigma_F]_2$ – дөңгелек материалының рұқсат етілген иілу кернеуі, МПа.

$$m_{\max} \approx 2 a_w / [17(u \pm 1)], \text{ мм.} \quad (3.28)$$

Модульдердің алынған диапазонынан ($m - m_{\max}$) модульдің стандартты мәні алынады (4-кесте). Тіктісті дөңгелектер үшін m аудандық модулі стандартты болып саналады, ал қисық тісті және шевронды дөңгелектер үшін қалыпты m_n модулі болып саналады.

Кесте 4 – ГОСТ 9563–80 бойынша модільдің стандартты мәндері

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

Қуатты тісті берілістерде әдетте $m \geq 1,5$ мм болатын модельдің мәндерін пайдалану ұсынылады.

$$m \geq \frac{6,8 \cdot 10^3 \cdot 75(3,6+1)}{160 \cdot 50 \cdot 257} = 1,14. \quad (3.29)$$

Максималды рұқсат етілген беріліс модулі:

$$m_{\max} \approx 2 a_w / [17(u + 1)] = 2 \cdot 160 / [17(3,6+1)] \approx 4,0 \text{ мм.} \quad (3.30)$$

ГОСТ 9563-80 бойынша аудандық модульдің стандартты мәнін қабылдаймыз $m = 2$ мм (4-кесте).

Тісті дөңгелек пен дөңгелек тістерінің жалпы санын анықтау:
Тіктісті берілістер үшін:

$$z_S = 2 a_w / m = 2 \cdot 160 / 2 = 160. \quad (3.31)$$

3.7 Беріліс пен дөңгелек тістерінің санын анықтау

Тістегергіш тістерінің саны:

$$z_1 = z_S / (u + 1) \geq z_{1\min}. \quad (3.32)$$

z_1 мәні ең жақын бүтін санға дейін дөңгелектенеді.

Тіктісті дөңгелектер үшін: $z_{1\min} = 17$.

$$z_1 = z_S / (u + 1) = 160 / (3,6 + 1) = 34,8. \quad (3.33)$$

$z_1 = 35$ деп аламыз.

$z_1 = 35 > z_{1\min} = 17$ болғандықтан, тісті дөңгелектер бастапқы контурдың ығысуынсыз жасалады ($x_1 = x_2 = 0$).

Дөңгелек тістерінің саны:

$$z_2 = z_S - z_1 = 160 - 35 = 125. \quad (3.34)$$

Беріліс коэффициентін нақтылау

Нақты беріліс коэффициенті:

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 125 / 35 = 3,57. \quad (3.35)$$

Берілген беріліс коэффициентінен ауытқуы:

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100 = \frac{|3,57 - 3,6|}{3,6} 100 = 0,83\% < [\Delta u] = 3\%. \quad (3.36)$$

Осьаралық қашықтықты нақтылау

Тіктісті берілістер үшін осьаралық қашықтық:

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{2(35 + 125)}{2} = 160. \quad (3.37)$$

3.8 Беріліс дөңгелектердің өлшемдерін анықтау

Тісті дөңгелектердің негізгі өлшемдері: .

- d_1 тістегергіш пен d_2 дөңгелектің бөлу диаметрлері;
- d_{a1} тістегергіш тістері мен d_{a2} дөңгелектер шыңдарының диаметрлері;
- d_{f1} тістегергіш тістері мен d_{f2} дөңгелектер ойықтарының диаметрлері;
- b_2 тістегергіш пен b_2 дөңгелектің тісті тәжінің ені.
- Тісті тәждің ені:
 - дөңгелек үшін $b_2 = \psi_{ba} * a_w$, мм;
 - тістегергіш үшін $b_1 = b_2 + 5$, мм.
- Тісті тәждердің енінің мәндері бүтін санға дейін дөңгелектенеді.

Бөлу диаметрлері:

- тістегергіш үшін $d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 35 = 70$ мм;
- дөңгелек үшін $d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 125 = 250$ мм.

Тістер шыңдарының диаметрлері:

- тістегергіш үшін $d_{a1} = d_1 + 2m = 70 + 2 \cdot 2 = 74$ мм;
- дөңгелек үшін $d_{a2} = d_2 + 2m = 250 + 2 \cdot 2 = 254$ мм.

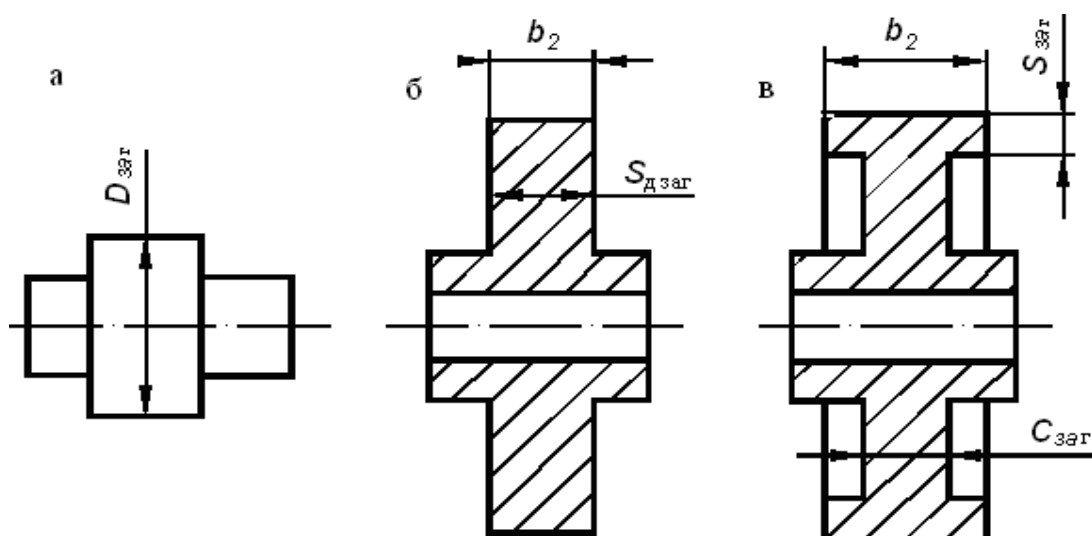
Тіс ойықтарының диаметрлері:

- тістегергіш үшін $d_{f1} = d_1 - 2,5m = 70 - 2,5 \cdot 2 = 65$ мм;
- дөңгелек үшін $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 250 - 2,5 \cdot 2 = 245$ мм.

Беріліс тәжінің ені:

- дөңгелек үшін $b_2 = 50$ мм;
- тістегергіш үшін $b_1 = b_2 + 5 = 50 + 5 = 55$ мм.

Дайындамалардың өлшемдері. Термиялық өңдеу кезінде материалдың есептеу үшін қабылданған механикалық сипаттамаларын алу үшін дөңгелек дайындамаларының өлшемдері рұқсат етілген шекті мәннен аспауы керек. [8]



Сурет 3.1 – Цилиндрлік тісті дөңгелектердің дайындамалары

Дөңгелек дайындамаларының жарамдылық шарты:

$$D_{заг} \leq D_{пр}; C_{заг} \leq S_{пр} \text{ немесе } S_{заг} \leq S_{пр}. \quad (3.38)$$

$D_{пр}$ және $S_{пр}$ шекті мәндері 1-кестеде келтірілген.
Беріліс дайындамасының диаметрі:

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 = 74 + 6 = 80 \text{ мм}. \quad (3.39)$$

Дискінің диаметрі:

$$C_{заг} = 0,5 b_2 = 0,5 * 50 = 25 \text{ мм}; \quad (3.40)$$

Дөңгелек дайындамасының жиегінің қалыңдығы:

$$S_{заг} = 8m = 8 * 2 = 16 \text{ мм}. \quad (3.41)$$

45 болатқа арналған дайындамалардың шекті өлшемдері: $D_{пр} = 80 \text{ мм}$; $S_{пр} = 80 \text{ мм}$ (1-кесте).

$D_{заг} = D_{пр}$; $C_{заг} < S_{пр}$ және $S_{заг} < S_{пр}$ болғандықтан, дайындамалардың жарамдылық шарттары орындалады.

Іліністегі күштерді анықтау. Шеңберлік күш:

$$F_t = 2000 T_1 / d_1 = 2000 * 75 / 70 \approx 2142,9 \text{ Н}. \quad (3.42)$$

Радиалды күш:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 2142,9 * \operatorname{tg} 20^\circ = 780 \text{ Н}. \quad (3.43)$$

3.9 Берілістің байланысқа төзімділігін тексеру есебі

Байланыс кернеуінің есептік мәні:

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u+1)}{d_1 b_2 u}} \leq [\sigma_H] \quad (3.44)$$

мұндағы, $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – түйіндес дөңгелек материалдарының механикалық қасиеттерін ескеретін коэффициент;

Z_ε – сызықтар контактілерінің жалпы ұзындығын ескеретін коэффициент.
Тіктісті дөңгелектер үшін:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3} = \sqrt{(4 - 1,76) / 3} = 0,864. \quad (3.45)$$

ε_α – қапталдық берілістің коэффициенті

$$\varepsilon_\alpha \approx \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{3,5} + \frac{1}{125} \right) \right] = 1,76. \quad (3.46)$$

Z_H – тістердің түйісетін беттерінің пішінін ескеретін коэффициент. Тіктісті берілістер үшін $Z_H \approx 2,49$;

F_t – іліністегі шеңберлік күш, Н;

$u = 3,57$ – нақты беріліс коэффициенті;

K_H – жүктеме коэффициенті:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (3.47)$$

мұндағы, $K_{H\beta}$ – жанасу желілерінің ұзындығы бойынша жүктің біркелкі бөлінбеуін ескеретін коэффициент.

$K_{H\nu}$ – динамикалық жүктемені ескеретін коэффициент.

Дөңгелектің шеңберлік жылдамдығы:

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi * 70 * 960 / 60000 = 3,5 \text{ м/с}. \quad (3.48)$$

Тіктісті беріліс үшін біз өндіріс дәлдігінің 8-ші дәрежесін тағайындаймыз (5-кесте).

Кесте 5 – Берілістердің дәлдік дәрежелері

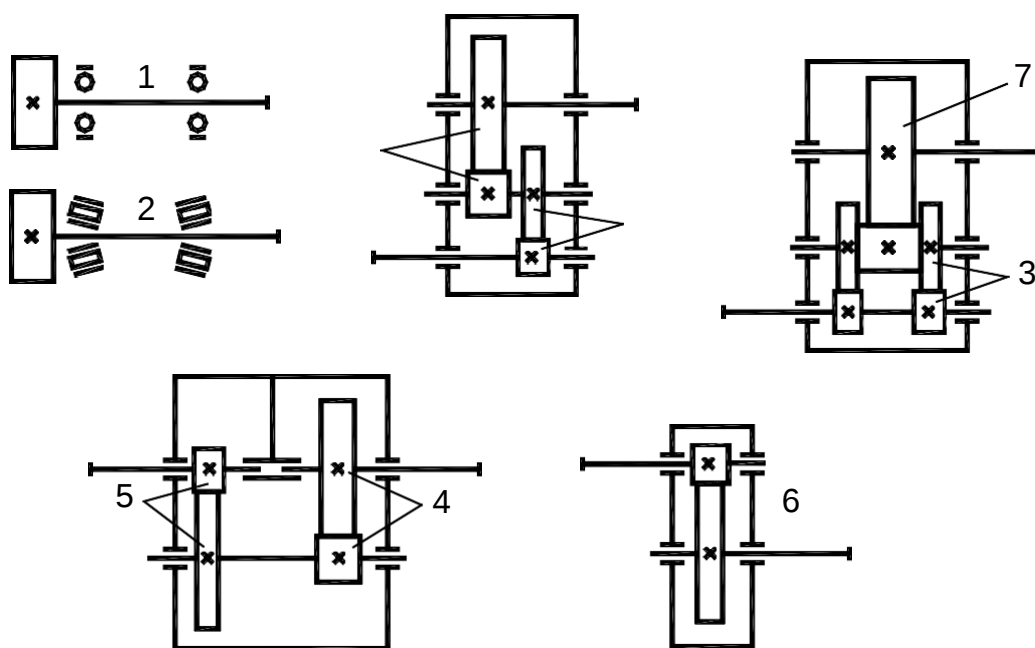
Дәлдік дәрежелері	Дөңгелектің шеңберлік жылдамдығы, v , м/с		Қолдану саласы
	тіктісті	қисық тісті және шеврондық	
7	12 дейін	20 дейін	Жоғары дәлдіктегі берілістер
8	6 дейін	10 дейін	Редукторлар
9	2 дейін	4 дейін	Төмен дәлдіктегі төмен жылдамдықты берілістер

$v = 3,5 \text{ м/с}$ және 8 дәрежесінде беріліс $K_{H\nu} = 1,17$ (6-кесте) тең.

Кесте 6 – $H \leq 350$ НВ кезіндегі динамикалық жүктеме коэффициентінің K_{Hv} мәндері

Дәлдік дәрежесі	Беріліс түрі	Шеңберлік жылдамдық, v , м/с				
		1	3	5	8	10
7	Тіктісті	1,04	1,12	1,20	1,32	1,40
	Қисықтысті	1,02	1,06	1,08	1,13	1,16
8	Тіктісті	1,05	1,15	1,24	1,38	1,48
	Қисықтысті	1,02	1,06	1,10	1,15	1,19
9	Тіктісті	1,06	1,16	1,28	1,45	1,56
	Қисықтысті	1,02	1,06	1,11	1,18	1,22

Дөңгелек тәжінің диаметрі енінің коэффициентіне $\psi_{bd} = b_2/d_1$, беру схемалары (3.2-сурет) және тістердің қаттылығына байланысты K_{Hv} коэффициентінің мәндері 7-кесте бойынша қабылданады.



Сурет 3.2 – Цилиндрлік редукторлардағы дөңгелектердің орналасу схемалары

Кесте 7 – Жүктеменің біркелкі емес таралу коэффициенті K_{Hb}

$\psi_{bd} = b_2 / d_1$	Тіс бетінің қаттылығы, НВ	3.2-сурет бойынша K_{Hb} мәні						
		1	2	3	4	5	6	7
0,4	≤ 350	1,17	1,12	1,05	1,03	1,02	1,02	1,01

	> 350	1,43	1,24	1,11	1,08	1,05	1,02	1,01
0,6	≤ 350	1,27	1,18	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02
	> 350	–	1,43	1,20	1,13	1,08	1,05	1,02
0,8	≤ 350	1,45	1,27	1,12	1,08	1,05	1,03	1,02
	> 350	–	–	1,28	1,20	1,13	1,07	1,04
1,0	≤ 350	–	–	1,15	1,10	1,07	1,04	1,02
	> 350	–	–	1,38	1,27	1,18	1,11	1,06
1,2	≤ 350	–	–	1,18	1,13	1,08	1,06	1,03
	> 350	–	–	1,48	1,34	1,25	1,15	1,08
1,4	≤ 350	–	–	1,23	1,17	1,12	1,08	1,04
	> 350	–	–	–	1,42	1,31	1,20	1,12
1,6	≤ 350	–	–	1,28	1,20	1,15	1,11	1,06
	> 350	–	–	–	–	–	1,26	1,16

Тәжірибе үшін жеткілікті дәлдікпен $K_{H\beta}$ коэффициентінің мәнін келесі тәуелділіктер арқылы анықтауға болады:
тістердің қаттылығы:

$$H \leq 350 \text{ HB} - K_{H\beta} = 1 + 0,51 \psi_{bd} / SX; \quad (3.49)$$

қаттылығы:

$$H > 350 \text{ HB} - K_{H\beta} = 1 + 1,1 \psi_{bd} / SX, \quad (3.50)$$

мұндағы SX – дөңгелектердің тіректерге қатысты орналасу схемасының нөмірі (1,2,3...7).

Қисық тісті және шевронды дөңгелектер үшін $K_{H\alpha}$ тістер арасындағы шеңберлік жылдамдыққа және беріліс дәлдігінің дәрежесіне байланысты жүктеменің таралу коэффициенті 8-кесте бойынша анықталады. [9]

Кесте 8 – Тіктісті және шевронды берілістерге арналған $K_{H\alpha}$ коэффициентінің мәндері

Дәлдік дәрежесі	Дөңгелектердің шеңберлік жылдамдығы, м/с				
	1 дейін	3	5	10	15
7	1,02	1,03	1,05	1,07	1,10
8	1,06	1,07	1,09	1,13	1,15
9	1,10	1,13	1,16	–	–

Есептік кернеудің рұқсат етілген байланыс кернеулерінен ауытқуы $[\sigma_H]$

$$\Delta\sigma_H = (\sigma_H - [\sigma_H]) 100 / [\sigma_H], \%. \quad (3.51)$$

Рұқсат етілген берілістің жүктемесі ($\sigma_H < [\sigma_H]$) 15%-дан аспайды және артық жүктелуі ($\sigma_H > [\sigma_H]$) 5%-ға дейін. Егер беріктік шарты орындалмаса, онда дөңгелек тәжі енінің немесе берілістің a_w осьаралық қашықтығының мәнін өзгерту керек.

$$K_H = 1,03 * 1,17 \approx 1,2. \quad (3.52)$$

Есептелген байланыс кернеуі:

$$\sigma_H = 190 * 0,864,2,49 \sqrt{\frac{2142,9 * 1,2 * (3,57 + 1)}{70 * 50 * 3,57}} = 396,4. \quad (3.51)$$

$$\sigma_H = 396,4 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 435,3 \text{ МПа}. \quad (3.52)$$

Есептік кернеудің рұқсат етілген байланыс кернеулерінен ауытқуы:

$$\Delta\sigma_H = (396,4 - 435,3) 100 / 435,3 = -8,9\%. \quad (3.53)$$

Беріліс жүктемесі 8,9% құрайды.

3.10 Берілістің иілуге төзімділігін тексеру есебі

Есептелген иілу кернеуі келесі формула бойынша анықталады:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_2 m} Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma_F], \quad (3.54)$$

мұндағы F_t – іліністегі шеңберлік күші, Н;

K_F – жүктеме коэффициенті;

b_2 – дөңгелек тәжінің ені, мм;

m_n – қалыпты модуль, мм. Тіктісті беріліс үшін шеңберлік модуль m ;

K_F – жүктеме коэффициенті;

Кесте 9 – Ішкі тістері бар дөңгелектің тіс пішінінің коэффициенті

z	40	50	60	≥ 70
Y_{FS}	4,02	3,88	3,80	3,75

Y_{FS} – тістің пішінін ескеретін коэффициент;

$$Y_{FS} = 3,47 + 13,2 / z_v - 27,9 x / z_v + 0,092 x^2, \quad (3.55)$$

z_v – дөңгелек тістерінің эквивалентті саны;

x – ығысу коэффициенті;

Y_β – тістің еңкеюін ескеретін коэффициент, $Y_\beta = 1$;

Y_ε – тістердің қосарлануын ескеретін коэффициент, $Y_\varepsilon = 1$.

Тіктісті берілістер үшін: $x_1 = x_2 = 0$ $z_v = z$.

Тістегергіш үшін: $Y_{FS1} = 3,47 + 13,2 / 35 = 3,85$;

Дөңгелек үшін: $Y_{FS2} = 3,47 + 13,2 / 125 = 3,57$.

Жүктеме коэффициенті: $K_F = K_{FV} K_{F\beta}$,

мұндағы, $K_{F\beta}$ – динамикалық жүктемені ескеретін коэффициент.

$v = 3,5$ м/с және 8 дәрежелі болған кезде $K_{FV} = 1,34$ тең(10-кесте);

$K_{F\beta}$ – байланыс желісінің ұзындығы бойынша жүктеменің біркелкі бөлінбеуін ескеретін коэффициент.

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 (K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5 (1,03 - 1) \approx 1,05. \quad (3.56)$$

$$K_F = 1,34 * 1,05 = 1,4. \quad (3.57)$$

Тістегергіш тістеріндегі болжамды иілу кернеуі:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{FS1}/Y_{FS2} = 107 * 3,85/3,57 = 115,5 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 293 \text{ МПа} \quad (3.58)$$

Дөңгелек тістеріндегі болжамды иілу кернеуі:

$$\sigma_{F2} = \frac{2142,9 * 1,4}{50 * 2} * 3,57 * 1 * 1 = 107 < [\sigma_F]_2 = 257 \text{ МПа}. \quad (3.59)$$

Иілу кернеуін тексеру кезінде σ_F разрядтары рұқсат етілген $[\sigma_F]$, едәуір аз болуы мүмкін, бұл рұқсат етілген, өйткені жабық берілістердің көпшілігінің жүктеме қабілеті байланыс беріктігімен шектеледі. Егер $\sigma_F > [\sigma_F]$ 5% - дан жоғары болса, онда m модулін көбейту керек, сәйкесінше $z1$ беріліс тістерінің санын қайта санап, иілу кезінде төзімділікті тексеру есебін қайталау керек. Бұл жағдайда a_w ортаңғы қашықтығы өзгермейді, сондықтан берілістің байланыс беріктігі бұзылмайды.

Кесте 10 – $H \leq 350$ НВ кезіндегі динамикалық жүктеме коэффициентінің K_{FV} мәні

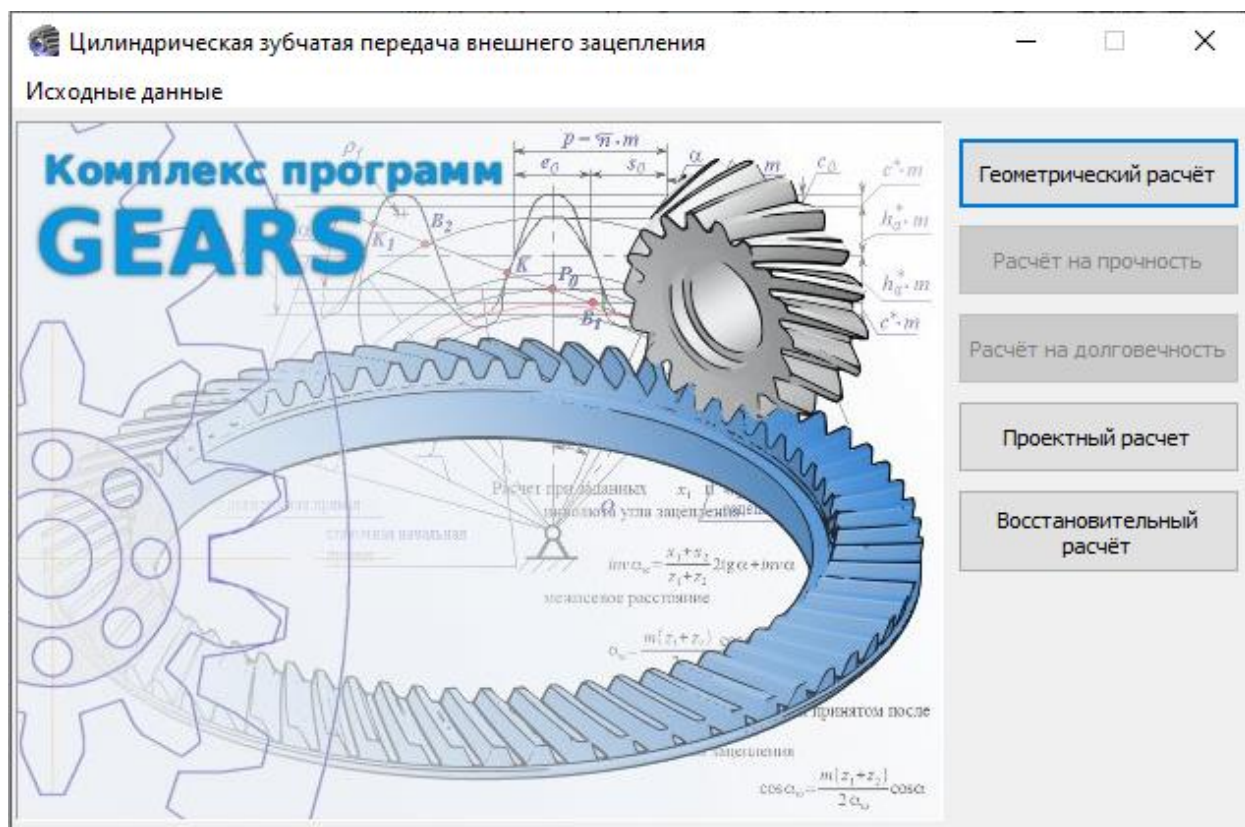
Дәлдік дәрежесі	Беріліс түрі	Шеңберлік жылдамдық, v , м/с				
		1	3	5	8	10

10 – Кестенің жалғасы

7	Тіктісті	1,08	1,24	1,40	1,64	1,80
	Қисықтысті	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
8	Тіктісті	1,10	1,30	1,48	1,77	1,96
	Қисықтысті	1,04	1,12	1,19	1,30	1,38
9	Тіктісті	1,11	1,33	1,56	1,90	–
	Қисықтысті	1,04	1,12	1,22	1,36	1,45

4 Бағдарлама арқылы цилиндрлік тісті берілісті есептеу

3D V13 компас бағдарламасында есептеуді бастау үшін жүйені іске қосып, жаңа сызық жасау, " Менеджер библиотек" мәзірін ашып, содан кейін "Расчёт и построение" папкасын ашып және "SHAFT 2D компасы" (4.1-сурет) қосымшасын іске қосу қажет. Жұмыс істеп тұрған қосымшада жаңа модель жасап және сурет түрін таңдаймыз. Егер тісті дөңгелектің конструкциясы күпшекке қатысты тісті дөңгелектің (жиектің) симметриялы орналасуына ие болса және күпгектің ұзындығы тісті дөңгелектің (жиектің) тәжінің еніне тең болса, онда модельдің құрылысы едәуір жеңілдетіліп, құрылысты бірден тісті дөңгелектен бастауға болады.



Сурет 4.1 – Механикалық берілістерді есептеуге арналған "GEARS" бағдарламасының мәзірі

Пайда болған "GEARS 5.1.01" бағдарламасының терезесінде (4.2-сурет) «Геометрический расчёт» белгішесін іске қосып және пайда болған мәзірде "сызбаны есептеу опциясы" осьаралық қашықтық бойынша сызбаларды есептеуді таңдаңыз. Экранда "сызбаларды геометриялық есептеу" мәзірі пайда болады. Сызбалардың геометриялық есебі екі бетте ұсынылғанына назар аудару керек, Келесі бетке өту үшін белгішені тінтуір курсорымен белсендіру керек. Екінші бетте енгізілген параметрлердің бірі орын ауыстыру коэффициенті болып табылады, бұл жұмыста құралдың орын ауыстыру коэффициенттері нөлге тең

болады. Тасымалдау параметрлерін енгізгеннен кейін "сызбаларды есептеу" белгішесін тінтуір курсорымен іске қосу арқылы сызбаларды есептеу керек. [10]

Геометрический расчёт

Страница 1 | Страница 2 | Предмет расчёта

Наименование и обозначение параметра		Ведущее колесо	Ведомое колесо
1. Число зубьев	z_1, z_2	125	35
2. Модуль, мм	m_n	2	
3. Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0° 0' 0"	
4. Направление линии зуба ведущего колеса	—	прямое	
5. Угол профиля зуба исходного контура	α	20° 0' 0"	
6. Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	
7. Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0.25	
8. Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0.38	
9. Ширина зубчатого венца, мм	b_1, b_2	50	55
10. Коэффициент смещения исходного контура	x_1, x_2	0	0
11. Диаметр измерительного ролика, мм	D_1, D_2	3.464	3.464
12. Тип зуборезного инструмента	—	червячная фреза	червячная фреза
13. Параметры зуборезного инструмента	Число зубьев	z_{o1}, z_{o2}	14
	Диаметр вершин, мм	d_{ao1}, d_{ao2}	90
14. Ширина нежесткой канавки для выхода инструмента (у шевронных колёс), мм	b_{t1}, b_{t2}	—	—

Сурет 4.2 – Дөңгелек параметрлерін енгізу терезесі

Таблица 1. Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра		Ведущее ^{*1} колесо	Ведомое ^{*2} колесо
Исходные данные			
Число зубьев	z_1, z_2	125	35
Модуль, мм	m_n	2	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0°0'00"	
Исходный контур	—	ГОСТ 13755-2015	
Угол профиля исходного контура	α	20°0'00"	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	h_a^*	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	c^*	0.25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	ρ_f^*	0.38	
Ширина зубчатого венца, мм	b	50	55
Коэффициент смещения исходного контура	x	-0.1124	+0.0693
Степень точности	—	7-C	7-C
Определяемые параметры			
Передаточное число	u	0.28	
Межосевое расстояние, мм	a_w	159,914 ± 0,05	
Делительный диаметр, мм	d	250	70
Диаметр вершин зубьев, мм	d_a	253,55	74,277
Диаметр впадин зубьев, мм	d_f	244,55	65,277
Начальный диаметр, мм	d_w	249,865	69,962
Основной диаметр, мм	d_b	234,923	65,778
Угол зацепления	α_{wF}	19°54'53"	
Контролируемые и измерительные параметры			
Постоянная хорда, мм	$\bar{s}$	2,63	2,863
Высота до постоянной хорды, мм	$\bar{h}_k$	1,296	1,617
Радиус кривизны равноимённых профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	ρ_s	44,152	13,494
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	ρ_P	37,22	6,777
Условие $\rho_s > \rho_P$ (возможность измерения постоянной хорды)	—	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	z_{FN}	14	5
Длина общей нормали, мм	W	83,055 _{-0,16} ^{0,08}	27,644 _{-0,125} ^{0,055}

Сурет 4.3 – Тісті берілісті геометриялық есептеудің нәтижесі

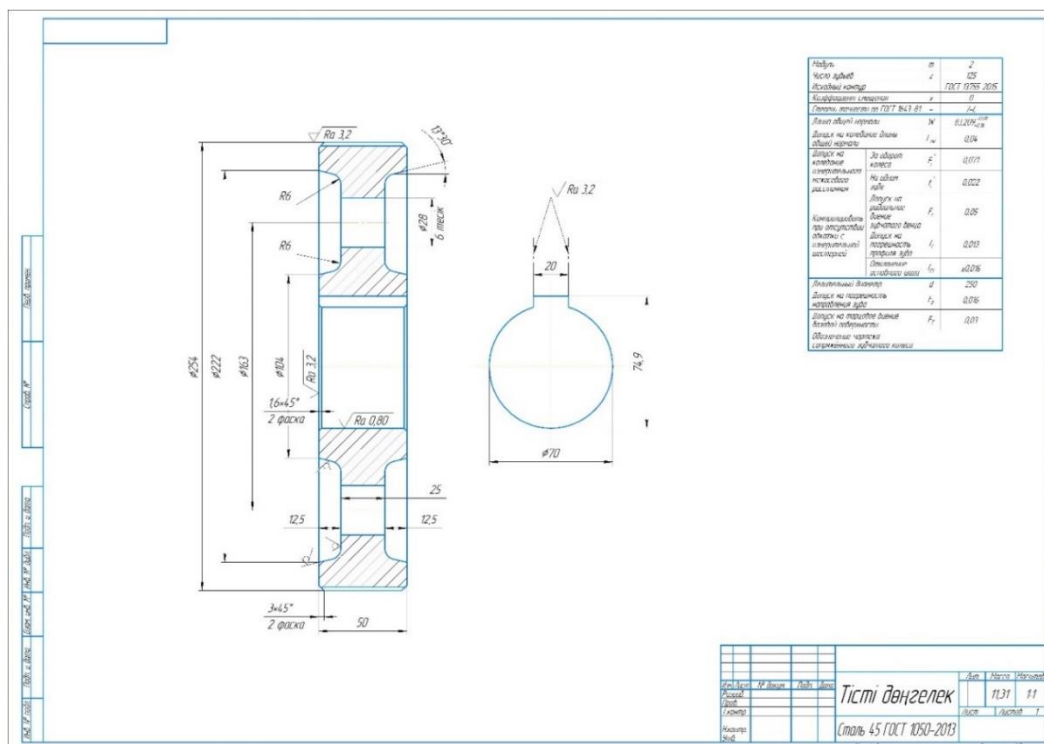
Бағдарлама өнімділікке есептеуге мүмкіндік береді. Бұл есептеуді орындау үшін "сызбаны есептеуді Бастау" мәзірінде және пайда болған терезеде белсендіру керек сызбаны есептеудің қажетті түрін таңдаңыз (беріктікті есептеу немесе төзімділікті есептеу). Орындалған сызбалардың нәтижелерін көруге, сақтауға және басып шығаруға болады, тінтуір курсорымен сызбаны есептеу мәзірінде "сызбаны есептеу нәтижесін қарау" белгішесін белсендіруге болады.

Продолжение табл. 2.

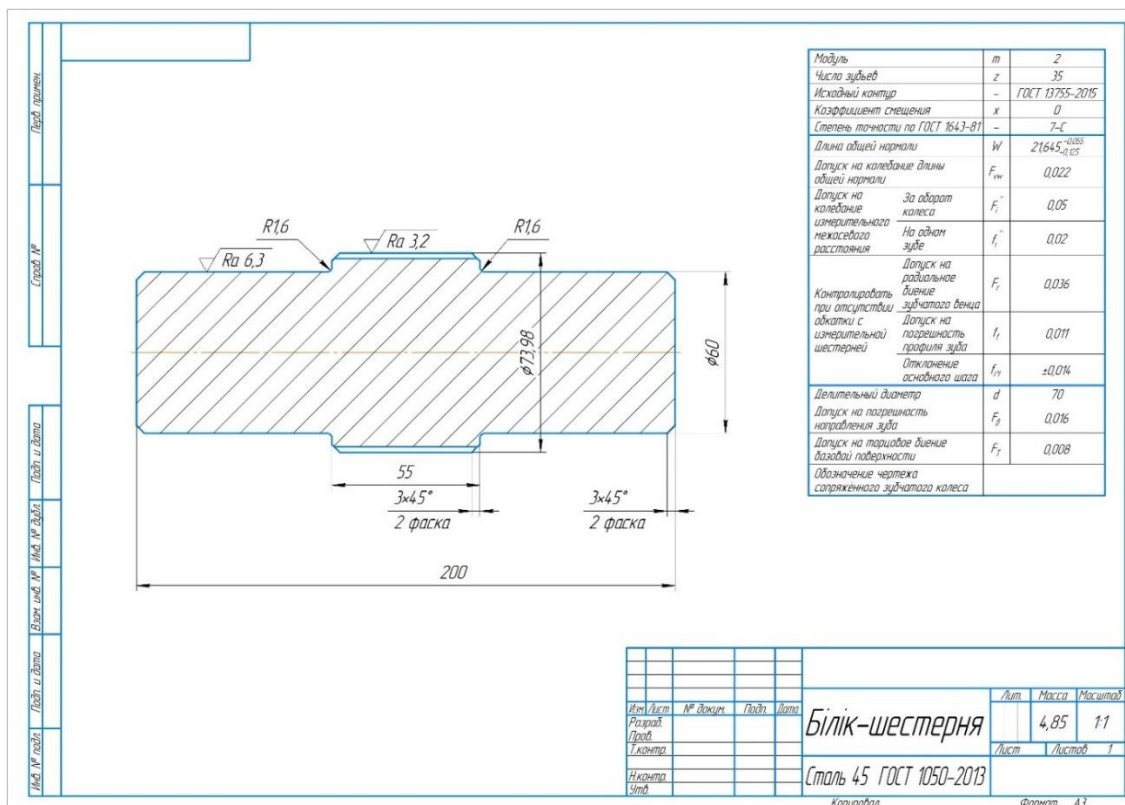
Наименование и обозначение параметра		Ведущее ^{*1} колесо	Ведомое ^{*2} колесо
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали, мм	ρ_{nr}	41,604	10,823
Радиус кривизны профиля в точке на окружности вершин, мм	ρ_a	48,288	16,95
Условие $\rho_p < \rho_{nr} < \rho_a$ (возможность измерения длины общей нормали)	—	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного ролика, мм	D	3,464	3,464
Угол профиля на окружности, проходящей через центр ролика	α_D	20°53'52"	22°53'02"
Диаметр окружности, проходящей через центр ролика, мм	d_D	251,465	71,398
Радиус кривизны разноимённых профилей зубьев в точках контакта поверхности ролика с главными поверхностями зубьев, мм	ρ_m	43,117	12,15
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Размер по роликам, мм	M	254,909 ^{-0,255 -0,423}	74,79 ^{-0,165 -0,293}
Условие $d_D + D > d_a$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$ (возможность измерения размера по роликам)	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности, мм	s_n	3,142 ^{-0,09 -0,18}	3,142 ^{-0,06 -0,13}
<i>Проверка качества зацепления по геометрическим показателям</i>			
Коэффициент наименьшего смещения	x_{min}	-6,311	-1,047
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой $x \geq x_{min}$	—	выполнено	выполнено
Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	ρ_i	36,905	6,123
Условие отсутствия подрезания $\rho_i \geq 0$	—	выполнено	выполнено
Диаметр положения нижней точки активного профиля зуба, мм	d_p	246,772	67,026
Диаметр положения точки пересечения эвольвенты с переходной кривой профиля зуба, мм	d_{Π}	246,245	66,909
Условие отсутствия интерференции $\rho_i \leq \rho_p$	—	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	s_{na}	1,628	1,501
Минимально рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при поверхностном упрочнении зубьев, мм	$0,4 \cdot m_n$	0,8	
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 \cdot m_n$	—	выполнено	выполнено
Удельное скольжение профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев	θ_p	-0,60259	-1,10122
Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	1,781	
Рекомендованное минимальное значение коэффициента торцового перекрытия	—	1,2	
Коэффициент перекрытия	ε_γ	1,781	
Условие отсутствия самопересечения контура выреза зуба	—	выполнено	выполнено

Сурет 4.4 – Тісті берілісті геометриялық есептеудің нәтижесі

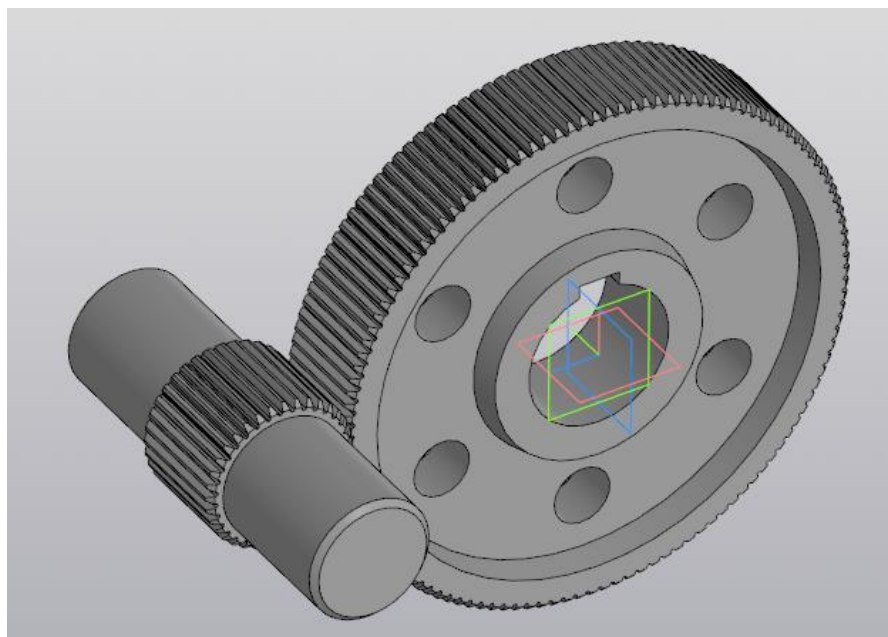
5 3D тісті беріліс моделінің соңғы элементтер әдісімен жобалау және есептеу



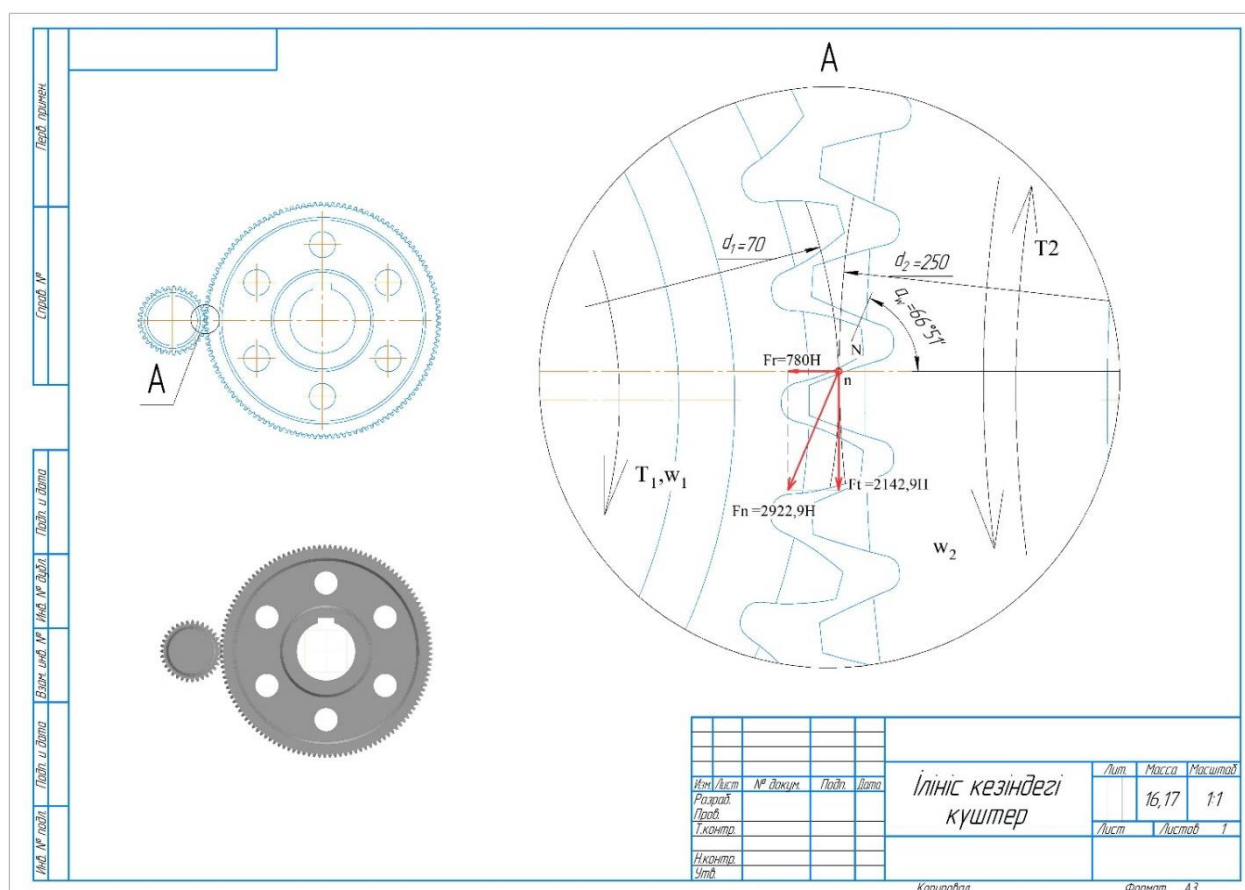
Сурет 5.1 – Тісті дөңгелектің геометриялық параметрлері



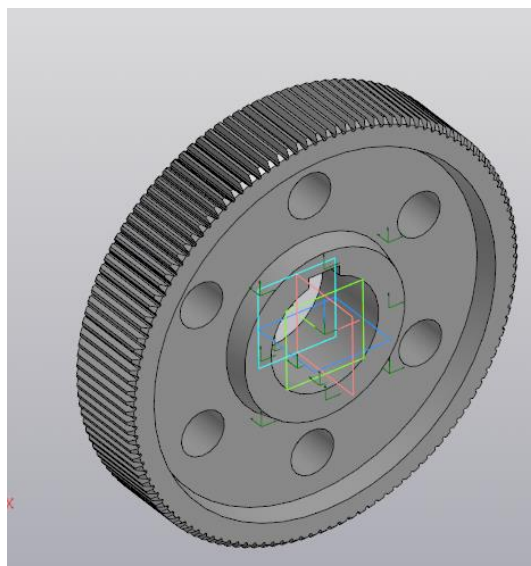
Сурет 5.2 – Тістегергіш білігінің геометиялық параметрлері



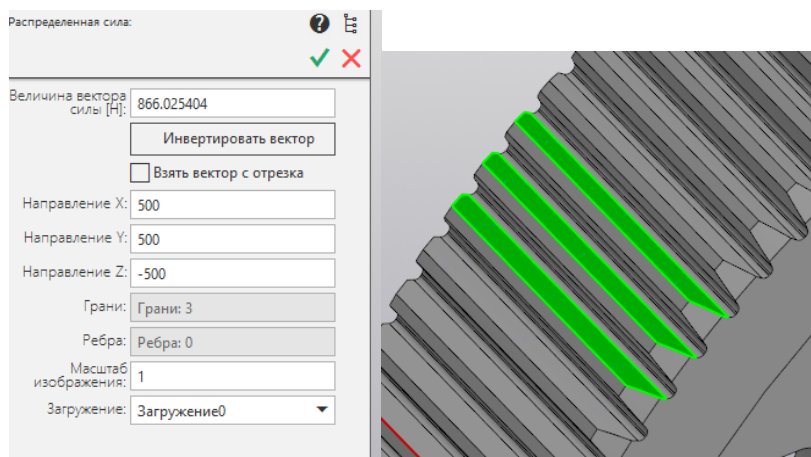
Сурет 5.3 – тісті берілістің 3Д моделі



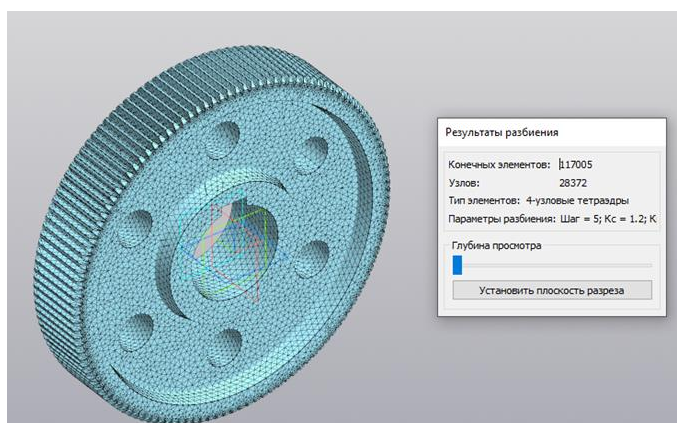
Сурет 5.4 – Тісті берілістегі тістердің ілінісі



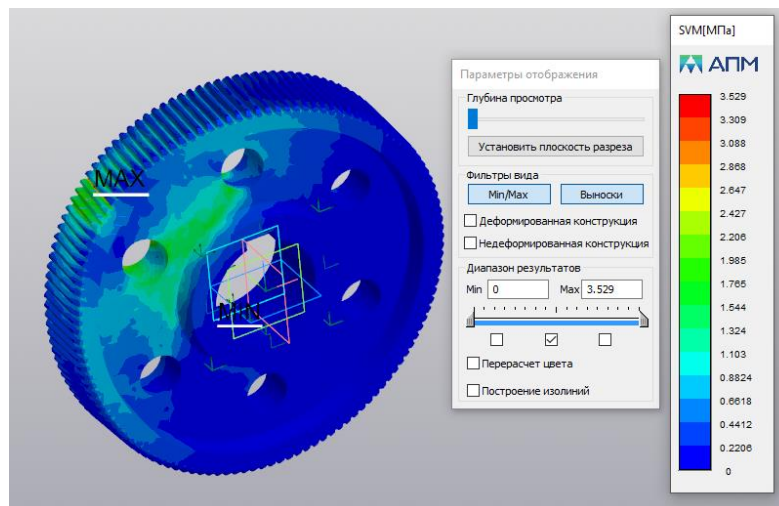
Сурет 5.5 – Дөңгелектің шетін шартты бекіту



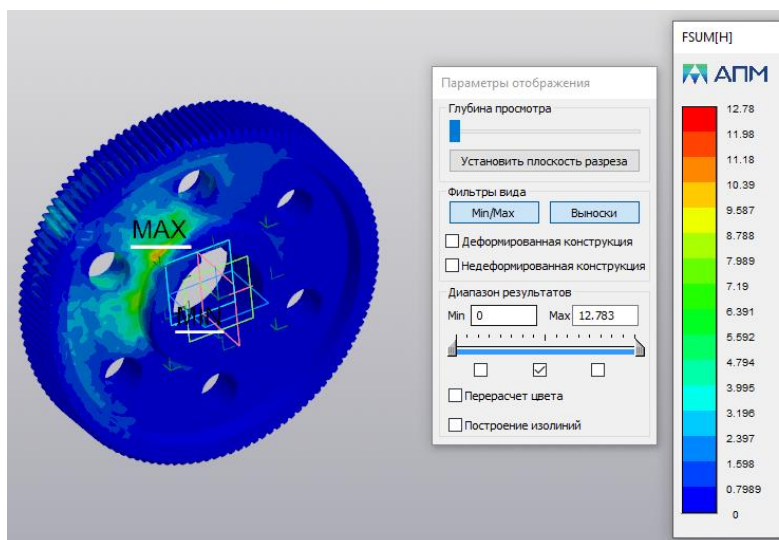
Сурет 5.6 – Дөңгелек шеттерін тандап, жүктеме беру



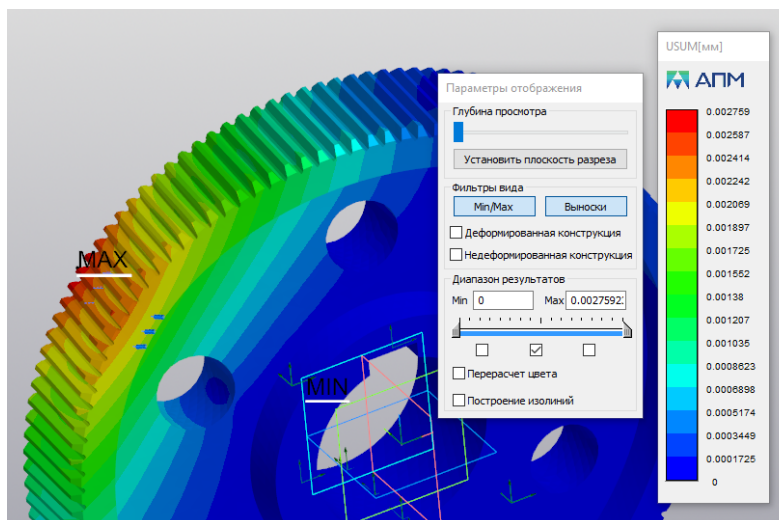
Сурет 5.7 – Модельді соңғы элементтерге жүктеу



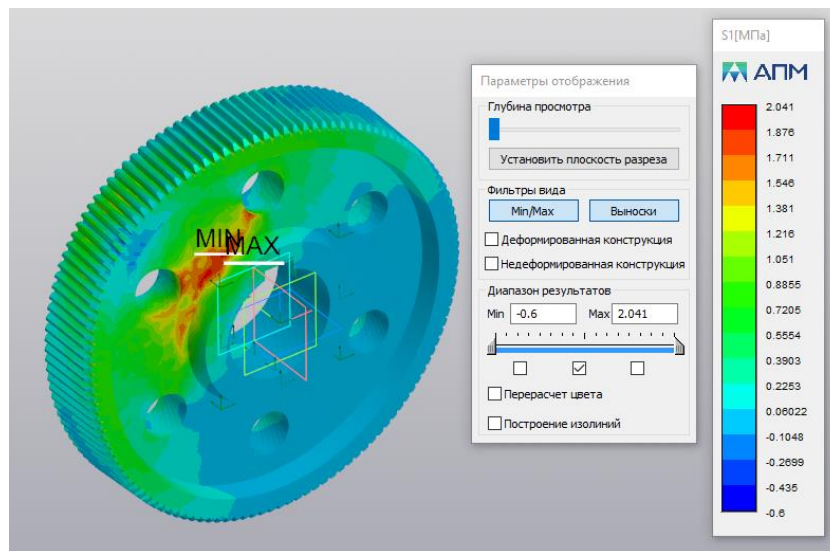
Сурет 5.8 – Кернеу нәтижесі



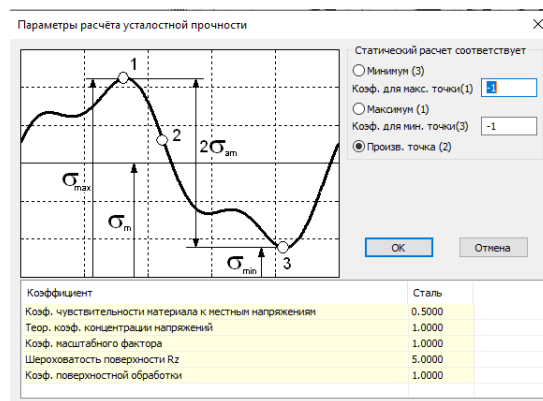
Сурет 5.9 – Жүктеме нәтижесі



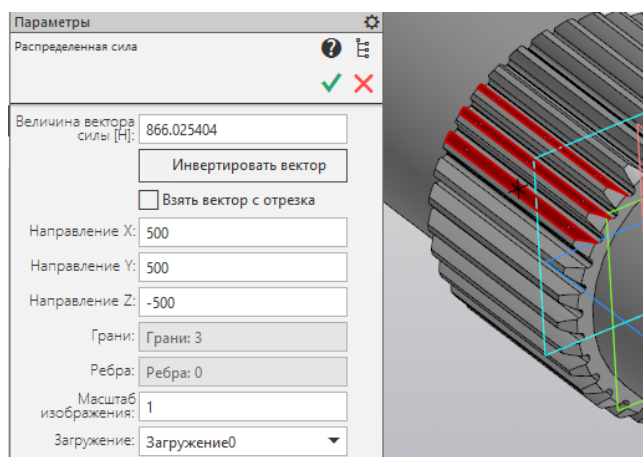
Сурет 5.10 – Жылжыту нәтижесі



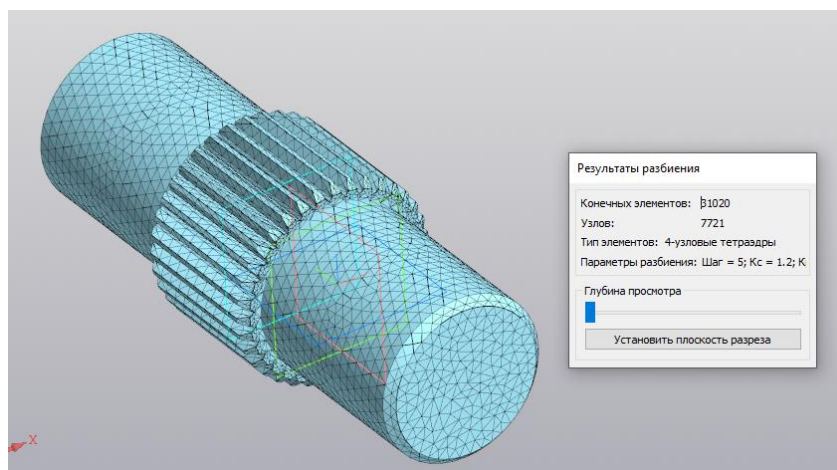
Сурет 5.11 – Негізгі кернеулер



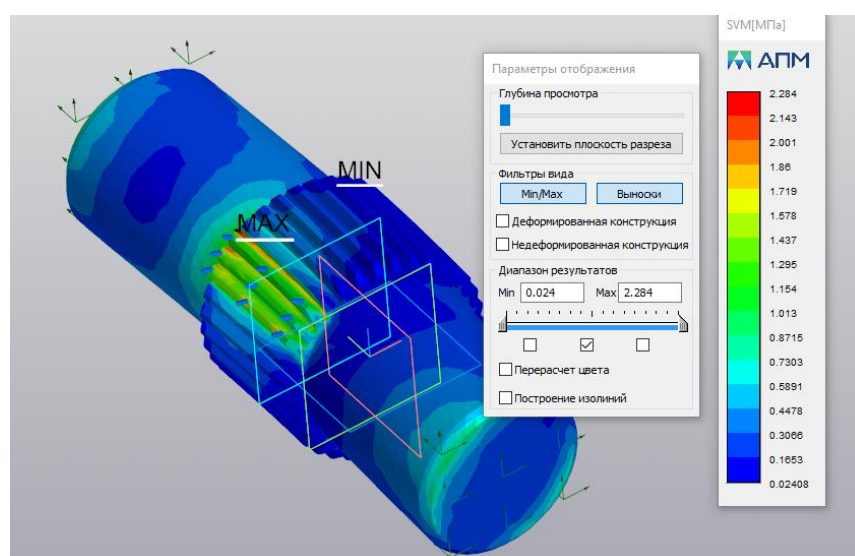
Сурет 5.12 – Тісті тістегергішті шартты бекіту



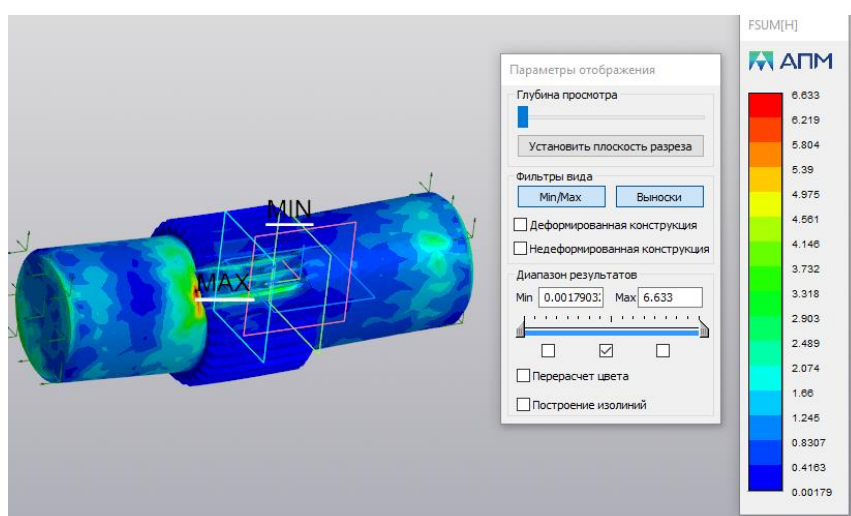
Сурет 5.13 – модельді жүктеу



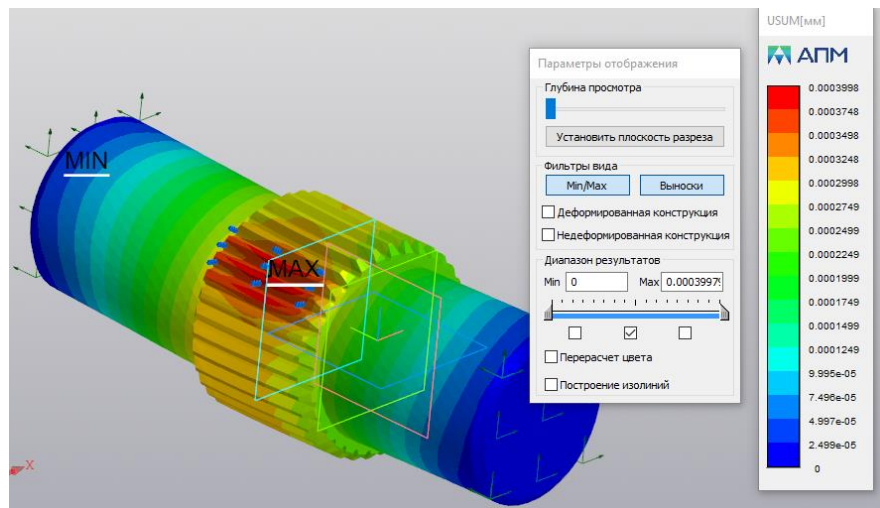
Сурет 5.14 – Тістегергішті соңғы элементтерге бөлу



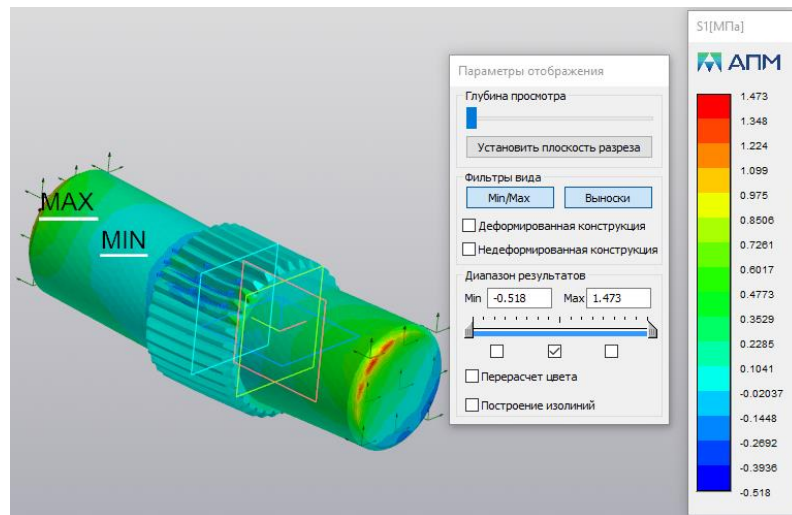
Сурет 5.15 – Кернеу нәтижесі



Сурет 5.16 – Жүктеме нәтижесі



Сурет 5.17 – Қозғалыс жүктемесі



Сурет 5.18 – Негізгі жүктеменің нәтижесі

6 Тісті берілістерді қалпына келтіру

6.1 Тісті беріліс қателерінің технологиялық көздерін анықтау, олардың дәлдігін арттыру жолдарын талдау

Берілістердің сенімділігі – бұл қажетті уақыт аралығында берілген шектерде өнімділікті сақтай отырып, берілген функцияларды орындау қасиеті. Тісті дөңгелектердің өнімділігінің негізгі көрсеткіштері екі қарама – қарсы ұғым өнімділік және істен шығу болып табылады .

Дұрыс жобаланған және дайындалған беріліс барлық эксплуатация ережелерін орындау кезінде қызып кетпеуі керек және жұмыс кезінде қатты шу шығармауы керек. Айтарлықтай қызып кетудің және шамадан тыс шудың пайда болуы оның конструкциясына, өндірісіне, майлау материалын дұрыс таңдамауына немесе тістердің ықтимал зақымдалуына байланысты беріліс жұмысындағы кемшіліктерді көрсетеді. Тістердің бұзылуының келесі түрлері байқалады: жұмыс беттерінің пластикалық деформациясы, олардың сынуы, тозуы, кептелуі, жұмыс беттерінің боялуы.

Тісті дөңгелектердің істен шығу себептерін талдай отырып, келесі факторлар тобын ажыратуға болады:

- бүйір беттерінің үгілуі 20 %;
- тозығы жетіп сыну 24 %;
- тозу 18 %;
- жүктеменің шамадан тыс бұзылуы 15 %;
- сызылу және желіну, ұштарының тозуы 23 %.

Беткі қабаттардан басталатын тісті дөңгелектердің бұзылуының басым түрлері – материалдың тозығы жетіп сынуы, тозуы, тістердің сызылуы мен желінуі барлық істен шығудың 85% құрайды .

Ауыр жүктелген берілістердің сенімділігін арттыру – бұл күрделі мәселе. Оның шешімі тісті дөңгелектердің өнімділігі бірқатар критерийлермен (иілу кезіндегі тістердің төзімділігі, жанасуға төзімділігі, желінуге төзімділігі, сондай-ақ диафрагманың және тісті дөңгелек конструкциясының басқа элементтерінің беріктігі) анықталуымен күрделене түседі, бұл жұмыс, конструкция және технологиялық факторларға байланысты жұмыс сенімділігін шектейді [29].

Сонымен қатар, әсіресе жоғары жүктемелі тісті дөңгелектер үшін барлық беріліс элементтерінің деформациясының жалпы әсері тісті дөңгелектердің жұмыс беттерінің орналасуы мен пішінінің өзгеруіне әкеледі, бұл оларды жасау қателігінен едәуір асып түседі.

Асимметриялық тіс профилін бірбағытты берілістерде пайдалану жеткілікті үлкен қабаттасу коэффициентімен ілінісу бұрышын айтарлықтай арттыруға мүмкіндік береді [12]. Үлкен тірек бұрышына ауысу сырғанау жылдамдығының төмендеуімен бірге жүреді, бұл майлаудың байланыс – гидродинамикалық қабатының жоғарылауына және тістердің беткі қабатының жабысуға қарсы тұрақтылығына жағымды әсер етеді. Қалың байланыс-

гидродинамикалық пленкасы - беріліс тістерінің тербелістерінің табиғи демпфері.

Иілу кезінде тістердің төзімділігін арттырудың және басқа критерийлер бойынша өнімділікті жақсартудың маңызды бағыттарының бірі Профильді модификацияны қолдану арқылы динамикалық жүктемелерді азайту болып табылады [12].

Жүктеме кезінде тістердің деформациясына байланысты негізгі қадамның өзгеруін өтеу үшін беріліс тістерінің модификациясын енгізу іліністегі динамикалық жүктеме мөлшерін 30% төмендетуге мүмкіндік береді. Тістің профильді модификациясының нәтижесі тісті дөңгелектің дәлдігін бір дәлдік дәрежесіне арттыруға тең.

Тіс профилінің (радиалды және тангенциалды бағытта) бірдей өндіріс дәлдігімен аралас ығысуы олардың белсенді беттерінің иілу беріктігі мен тозуға төзімділігін 1,5 – 2 есе арттырады. Профильді модификация ұштасқан беттердің байланыс сызықтарын оқшаулауға және нәтижесінде есептеулердің дәлдігін арттыруға мүмкіндік береді.

Иілу кезінде тістердің төзімділігін арттырудың маңызды шараларының қатарына өтпелі қисықтың ұтымды формасын таңдау, сондай-ақ тістердің негізін қысқартатын дөңгелектер жасау жатады. Төменгі және тегістелмеген ойық берілістердің беріктігі тегістелген өтпелі қисық дөңгелектерге қарағанда 2-2,5 есе жоғары.

Тістің ұшындағы өткір жиектер кернеу концентраторы болып табылады. Тістің ұшынан біркелкі радиустық фасканы алып тастау шеткі жанасуды болдырмайды және тістің шетінен шаршау жарықтары мен материалдың үгілу ықтималдығын азайтады.

Тісті беріліс дәлдігі төрт көрсеткішпен анықталады: кинематикалық дәлдік, жұмыстың бірқалыпты болуы, тістердің жанасуы, бүйірлік саңылау. Осы көрсеткіштердің әрқайсысы тісті берілістің белгілі бір пайдалану қасиеттерін анықтайды.

Кинематикалық дәлдік эталонды тісті дөңгелекпен ілінісу кезінде оның бір айналымында тісті дөңгелектің айналу бұрышының сәйкессіздігін сипаттайды. Кинематикалық дәлдік F_i' кинематикалық қателігі, F_R шеңбер қадамының жинақталған қателігі, F_R тісті дөңгелек профильдерінің радиалды соққысы, F_{vw} жалпы ұзындығының ауытқуы, F_i дөңгелек айналымы үшін осьаралық қашықтықтың ауытқуы", F_F іске қосу қателігі арқылы анықталады.

Жұмыстың бірқалыптылығы тісті дөңгелектің бір айналымында бірнеше рет қайталанатын жылдамдық тербелістерімен, демек, динамикалық жүктемелер және шумен сипатталады. Бірқалыптылық нормалары: F_F профилінің қателігімен, f_{pb} негізгі қадамының қателігімен, бір F_i тісіне бұрылу кезіндегі осьаралық қашықтықтың ауытқуымен, F_{RT} шеңбер қадамының қателігімен және т. б. анықталады.

Тістердің жанасуы түйісетін тісті дөңгелек тістерінің жұмыс беттерінің сәйкестігінің толықтығын сипаттайды. Бұл жағдайда жанасу нүктесінің пішінін және оның тістің бетінде орналасуын ескеру қажет.

Кинематикалық дәлдікке, бірқалыпты жұмыс істеуге және тістердің жанасуына 12 дәлдік дәрежесі орнатылған. Дәлдіктің алғашқы екі дәрежесінде төзімділік әзірленбеген, олар резервтік болып табылады. Сонымен қатар, дәлдік дәрежесіне қарамастан, ұштасудың алты түрі үшін бүйірлік алшақтық нормалары белгіленеді. Стандартта беріліс үшін жұптасудың келесі түрлері қабылданған: а-кеңейтілген саңылау, В- қалыпты, С-азайтылған, D-кіші, Е-аса кіші, Н-нөлдік кепілдендірілген бүйірлік саңылауы бар .

Тісті берілістерге төзімділіктің мемлекеттік стандарттары осы берілістердің дәлдігі туралы кинематикалық түсінікке негізделген. Кинематика мен бірқалыптылық дәл беріліс деп саналады, оның кинематограммасы абциса осімен тікелей сәйкес келеді.

Тісті дөңгелектерді өңдеу процесінде олардың элементтерінде кесу процесінде деформацияға, кескіш құралдың тозуына, станоктың және оны реттеудің дәлсіздігіне, дайындама мен кескіш құралды орнатудағы қателіктерге байланысты қателер пайда болады .

Тісті доңғалақтың жоғары дәлдігін қамтамасыз ету үшін негізгі беттерді жасау дәлдігін, тісті кесудің өрескел операцияларын орындау дәлдігін арттыру, қисаюды азайту мақсатында химиялық – термиялық операцияларды оңтайландыру, модификацияның тереңдігі мен ұзындығы бойынша да, пішіні бойынша да тіс профилін берілген модификациялауды орындау қажет [35, 36].

Тісті берілістің жоғары дәлдігін қамтамасыз ету үшін негізгі беттерді дайындаудың дәлдігін, өрескел тісті кесу операцияларын орындау дәлдігін жақсарту, деформацияны азайту мақсатында химиялық-термиялық операцияларды оңтайландыру модификацияның тереңдігі мен ұзындығы бойынша да, және пішіні бойынша да тіс профилінің берілген модификациясын жағдайда да орындау қажет.

6.2 Ұзақ жұмыс кезіндегі тісті беріліс тістерінің тозуын талдау

Архангельск Л.А., Вулгаков Э.Б., Голдфарб В.И., Дундин Н. И., Иноземцев г. г., Калашникова Н. А., Кане М. М., Колчина Н. И., Кудрявцева В. Н., Куцоконя В. А., Лившица Г. А., Литвин Ф. Л., Мурашова И. И., Попова П. К., Решетова Д. Н., Тай Б. А., Тимофеева Б. П., Тищенко О. Ф., Фридландер И. Г., Стриплинг Л. О. еңбектері тісті механизмдер туралы ғылымның дамуына, өндірістің дәлдігі, бақылау және дәлдікті есептеу әдістері саласында айтарлықтай үлес қосты.

Технологиялық жабдықтың ұзақ мерзімді жұмысының негізгі шарттары оның берілген қызмет мерзімі ішінде пайдаланудың техникалық шарттарына сәйкес оның ақаусыз жұмысы болып табылады. Зерттеу нысаны ретінде біз MSC 3200–4500 шарлы диірмен жетегінің ауыр жүктемелі берілісін таңдадық. Шарлы диірмен жетегінің ашық берілістерінің істен шығуының негізгі себептері абразивпен үйлескен механикалық тозу, сондай – ақ тістердің сынуы-тозу немесе дұрыс жұмыс істемеу нәтижесі. [13]

Сондықтан материалды дұрыс таңдауға, технологиялық, конструкторлық және сенімділік пен беріктікті арттырудың басқа әдістеріне, әртүрлі факторлардың әсер ету заңдылықтарына байланысты олардың тозуға төзімділігі мен шаршау беріктігін арттыруға ерекше назар аудару керек.

Механикалық тозу дегеніміз қатты дененің бетінен материалды бұзу және бөлу және (немесе) үйкеліс кезінде қалдық деформацияның жинақталу процесі, ол біртіндеп өлшемдер және (немесе) пішіндердің өзгеруі түрінде көрінеді. Тозу кезінде бұл құбылыстардан басқа, массаның өзгеруі, бетінің кедір-бұдырлығы, беттерде бұзылушылықтар және басқа да зақымдар пайда болады.

Үйкеліс күштерінің, динамикалық факторлардың (діріл, соққы жүктемелері және т. б.) және табиғи процестердің (материалдардың тозуы және т. б.) әсерінен бөлік материалында құрылымдық және физикалық-химиялық өзгерістер орын алады, микрокректерге әкелетін беттік кернеулер пайда болады, кристалдық тор тығыздалады, нәтижесінде беткі қабат пайда болады және т. б.

Тозу сызықтық бірліктермен, масса бірліктерімен және т. б. өлшенеді. Байланыс нормалары көбінесе контактілі шаршау, абразивті тозу және ең қауіпті бұзылу түрі – статикалық сыну арқылы жоғары жүктемелі төмен жылдамдықты берілістердің жұмыс сенімділігін анықтайды.

Сонымен қатар, мұндай берілістерді майлау, құрастыру және орнату сапасы маңызды рөл атқарады. Осылайша, осьтердің шамалы қисаюы байланыс алаңының азаюына байланысты тісті беріліс тістерінің жұмыс беттерінің тозуын едәуір күшейтуге және нәтижесінде беріліс тістерінің жұмыс беттерінің бөліктерінің шамадан тыс жүктелуіне ықпал етеді. Осьтердің қисаюын арттырудың маңызды факторы – құрылымдағы берілістердің консольдық орналасуы.

Дұрыс емес немесе рационалды емес геометрия беріліс жұмысына айтарлықтай әсер етеді. Сонымен, тістердің зақымдануы жеңіл "ысқылаудан" өте күшті "бұзақылық" формасына дейін, бір-бірімен біріктірілген кең және терең бороздармен жүреді.

Үлкен модульді беріліс қорабының істен шығуы, әдетте, өндіріске үлкен экономикалық зиян келтіреді, өйткені беріліс қорабының апаттық жағдайы қондырғының тоқтап қалуына, технологиялық жабдықтың тоқтап қалуына және соңғы өнімнің шығарылу көлемінің төмендеуіне әкеледі.

Үлкен редукторды ауыстыру үшін айтарлықтай уақыт қажет, бұл оның өндірілуіне және жеткізілуіне байланысты. Дөңгелекті шарлы диірмендердің жетектерін пайдалану процесінде тісті дөңгелектердегі циклдік және қысқа мерзімді жүктемелердің әсерінен зақымданулар үнемі жинақталады (беттік үгілу учаскелерінің пайда болуы, пластикалық деформациялар, шаршау микрокректерінің пайда болуы және т.б.).

Барлық жабдықтар үшін қабылданған тітіберілістердің зақымдану себептері:

1) сыну – шаршау, статикалық немесе бөгде заттың түсуіне байланысты. 6.1-суретте келтірілген зақымданудың бұл түрі ең көп таралмаған, бірақ бұл ең қауіптісі, өйткені ол машинаның кенеттен тоқтап қалуына әкеледі; сонымен

қатар, сынған тіс немесе оның бір бөлігі, өз кезегінде, редуктордың басқа бөліктерінің (редукторлар, мойынтіректер) сынуына әкелуі мүмкін.

Тіртегергіш тісті сындырған жағдайда, оны тісті дөңгелектің қуысын май басып қалуы мүмкін, бұл тісті дөңгелектің ауыр бұзылуына әкеледі, және ол ұзақ жөнделуіне байланысты үлкен шығындарға әкелуі мүмкін.



Сурет 6.1 – Тістердің сынуы

2) металдың балқуында, жыртылуында, борозда, дамыған қауіптерде және тістердің бетіндегі депрессияның дамуында көрінетін тістердің жабысуы және қысылуы. Тістердің жоғарғы жағындағы металл жыртықтары 6.2-суретте көрсетілген. Зақымданудың бұл түрі, әдетте, дұрыс таңдалмаған беріліс геометриясымен байланысты.



Сурет 6.2 – Тістердің жоғарғы жағындағы металл жыртықтары

3) тістердің беттерінде шаршау және тозу процесімен бірге жүретіні белгілі. Бірақ нақты жұмыс жағдайлары үшін бұл процестер әртүрлі қарқындылыққа ие. Сонымен, тістердің беткі қабатының қаттылығы төмен болған кезде олардың тозуы үлкен болады және тозу өнімдерімен бірге

тойтарылған беткі қабат алынып тасталады, бұл оны тойтаруға және үгілуге жол бермейді.

Беткі қабаттың қаттылығы жоғары болған кезде тозу процесі азаяды және үгілу басым болады. Тіс беттерінің үгілуі (шұңқыр), 6.3-суретте көрсетілген; беткі қабаттың қабыршақтануы, пластикалық деформация, полюс сызығында жотаның пайда болуы және тіс басындағы қуыс [13].



Сурет 6.3 – Тістің жұмыс бетінің үгілуі

Беткі қабаттың қабыршақтануы цементтелген, азотталған және нитроцементтелген берілістерге, сондай-ақ көлемді қатайтылған берілістерге, яғни беткі қабаттың қаттылығы жоғары (36 – 45 HRC) берілістерге тән. Ашық берілістері бар шар диірмендерінің берілістерінде қабыршақтану іс жүзінде болмайды, өйткені тістердің беткі қабатының қаттылығы үлкен емес.

4) жөндеу құжаттамасы бойынша рұқсат етілгеннен кем болмауға тиіс жалпы нормалдың ұзындығын өлшеу жолымен бағаланатын тіс беттерінің абразивті тозуы. Тозудың бұл түрі қаттылығы жоғары емес (350 HB дейін) берілістер мен күшейтілген тісті берілістерге тән. Ол әсіресе сыртқы ортадан (шаңнан) немесе тозудың салдары ретінде (майлауды уақтылы өзгертпеген жағдайда) ілінісу аймағына түсетін майлауда абразив болған кезде дамиды.

Шарлы диірмендерді жөндеу кезінде берілістерді ауыстырудың негізгі себебі-жол берілмейтін тозудың болуы. Тозу салдарынан тістердің жұмыс қимасының әлсіреуі тістердің сыну себептерінің бірі болып табылады.

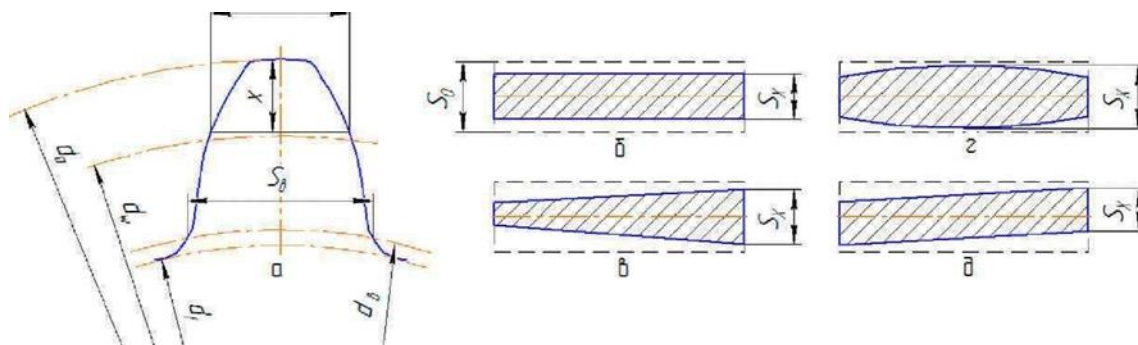
Шар диірмендерінің беріліс тістерінің абразивті тозуы олардың тозуының негізгі түрі болып табылады, бұл сыртқы абразивті ортадан қорғаныштың болмауы (ашық берілістерде) немесе қорғаныштардың сенімділігінің төмендігі (жабық берілістерде) нәтижесінде сыртқы абразивті орта майлауға және тістердің жанасатын беттеріне түсуі арқылы түсіндіріледі.

Зерттеулерге сәйкес [10], экскаваторлардың жұмыс істейтін майлау материалдары майлау көлемінің 0,1-ден 74%-ға дейінгі механикалық қоспалары бар.

Беттік сөндіруді және тозудың жоғары қарқынын қолдану нәтижесінде тісті дөңгалақтар салыстырмалы түрде жұқа ($\geq 0,1$ мм) тозу сәтіне дейін қатайтылған сияқты жұмыс істейді.) шыңдалған қабат, содан кейін металдың өте жұмсақ (186 – 217 НВ) қабаттары жұмыс істейді және олардың тозуы шыңдалмаған берілістердің тозуына тән барлық белгілермен сипатталады.

Көптеген редукторлардың зақымдануы жанасатын беттердегі металдың пластикалық деформациясымен бірге жүреді. Бұл беттерде қалыпты күштер де, тангенциалды үйкеліс күштері де жұмыс істейді, олардың әсерінен металдың жоғарғы қабаттары пластикалық деформацияға ұшырайды және жұмыс аймағынан шығарылады. Нәтижесінде тістердің профильдері бұрмаланады, бұл негізгі ілінісу теңдеуінің бұзылуына әкеледі, жұмыс беттерінің сапа көрсеткіштері өзгереді (олардың тазалығы мен қаттылығы), қосылыстағы (іліністегі) саңылаулар артады, майлау шарттары өзгереді және т. б.

Тістердің ұзындығы бойынша біркелкі емес тозуы тозудың біртіндеп өсуіне әкеледі. 6.4а-суретте дөңгелектің тісі және оның геометриялық параметрлері көрсетілген. Біркелкі тозған кезде, хорд бойымен тозған тістің көлденең қимасының пішіні тіктөртбұрыш түрінде болады (6.4б-сурет). Көлденең қиманың тікбұрышты пішінінің ішінде ең көп таралған ауытқулар: конустық немесе сына тәрізді (6.4в-сурет); бөшке тәрізді (6.4г-сурет); қисаю (6.4д-сурет).



а-тістің геометриялық параметрлері; б - біркелкі тозу;
в-конустық (сына тәрізді); г-бөшке тәрізді; д – қисаю; df –
ойықтардың диаметрі; da – шыңдардың диаметрі; dw – бөлу диаметрі;
 dv - негізгі диаметрі; Sv -тістің қалыңдығы; SX -х биіктігіндегі хорд
бойынша тістің қалыңдығы.

Сурет 6.4 – Тістің геометриялық параметрлері және оның хорд бойымен тозған тістердің қимасының пішіні

Тістердің ұзындығы бойынша тозуының әртүрлі жылдамдығы, негізінен, тісті жұп осьтерінің параллелизмі бұзылған кезде, дөңгелектің соңғы немесе радиалды соғуы нәтижесінде және мойынтіректердің біркелкі емес тозуынан, біліктердің қалдық және серпімді деформацияларынан, корпус бөліктерінен

және сол сияқтылардан туындауы мүмкін жүктемелердің біркелкі бөлінбеуінің салдары болып табылады.

Б.И. Костецкийдің еңбектерінде машина бөлшектерінің беткі кабаттарында болатын құбылыстардың мәнін талдау негізінде тозу бес түрге бөлінеді: бірінші типтегі тозу, тотығу тозуы, жылу тозуы (екінші типтегі орнату), абразивті тозу және шешек тәрізді (үгілу) тозу [11].

Тозудың негізгі өлшемі – үйкеліс бетіне қалыпты бөлік өлшемдерінің өзгеруімен анықталатын сызықтық тозу. Оның сандық сипаттамасы үшін индикатор қолданылады-тозу жылдамдығы, яғни.бөлшектің сызықтық тозуының тозу анықталатын уақытқа қатынасы.

Ақаулар мен бұзылулардың едәуір бөлігі ауыр жүктелген берілістердің үлесіне жатады [15, 16]. Олардың жұмысынан бас тартудың себептері:

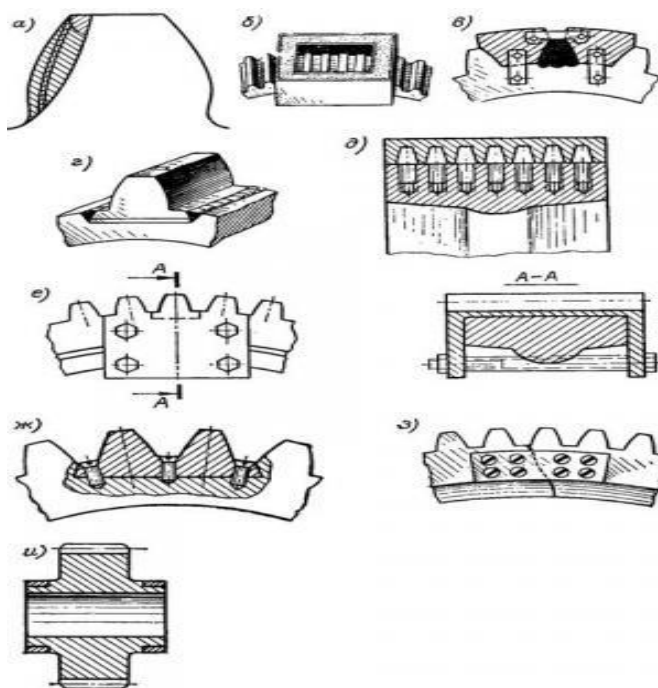
- конструктивті кемшіліктер;
- дайындау мен орнатудың жеткіліксіз дәлдігі;
- дөңгелектің құрылымды элементтерінің жоғары діріл конъюгациясы;
- механикалық өңдеу және құрастыру технологиясының ақаулары;
- жанасу жұбының конструктивтік ерекшеліктерін және пайдалану жағдайларын ескермей көлемді және беттік қатайтуды қолдану.

Тәжірибеде көбінесе тістің басына, тістің жұмыс профиліне, тістің аяғына тән тозу түрлері кездеседі.

6.3 Тісті беріліс тістерін дәнекерлеу арқылы жөндеу

Тістерді дәнекерлеу (балқыту) арқылы қалпына келтіру – үлкен модульді берілістер үшін ең көп қолданылатындардың бірі. Бұл әдіспен тісті немесе тістің тозған бөлігі металмен балқытылады, мысалы, формит (6.5а-сурет). Жартылай немесе толық сынған тістер жөнделетін аймақты опокамен балқыту арқылы қалпына келтіріледі (6.5б-сурет). Опокта қыздырылған құм балқытылған аймақтың баяу салқындауына ықпал етеді. Бір немесе бірнеше тістердің беткі қабатын мыс үлгілері арқылы жасауға болады (6.5в-сурет). Мыс жылуды жақсы өткізеді. Кейбір жағдайларда кірістіру жасалады, ол дөңгелектің жиегіне дәнекерленген (6.5г-сурет). Балқытудан (дәнекерлеуден) кейін тіс немесе тістер қажетті мөлшерде өңделеді.

Кең дөңгелектердің тістерін "сарбаздармен" қалпына келтірген жөн (6.5д-сурет), олар дөңгелектің алдын-ала дайындалған жиегіндегі жіптерге орнатылады, содан кейін балқытылады. Кейде сынған тістің орнына "аяқ киім" орнатқан жөн (6.5е-сурет) немесе кірістіру (сурет. 35, ж). Бұл беткі кабатты жөндеу мүмкін болмаған жағдайда жасалады. Болат дөңгелектердегі тәждегі немесе хабтағы жарықтар әдетте қайнатылады. Үлкен шойын тісті дөңгелектер бұрандалы төсемдермен жөнделеді (6.5з-сурет). Егер дөңгелек күпшегінде жарықтар болса, хабтың екі жағында тесік жасалады және сақиналар-жолақтар басылады (6.5и-сурет).



Сурет 6.5 – Төмен жылдамдықты тісті берілістерді жөндеу әдістері

Балқытылатын тістердің, төсемдер мен таңғыштардың материалы механизмді жөндеу және пайдалану шарттарына сәйкес таңдалады.

Жоғары жылдамдықты берілістерді жөндеу, әдетте, термиялық және химиялық-термиялық өңдеуден өткен осы дөңгелектердің тістерінің беті жоғары қаттылыққа ие болуымен қиындайды. Бұл жоғары температураны (дәнекерлеу, балқыту) қолдана отырып жөндеу әдістерін қолдануға мүмкіндік бермейді, өйткені жөндеу кезінде жергілікті қыздыру металдың құрылымдық өзгерістерін тудырады және дөңгелектердің жөнделетін бөліктерінің механикалық қасиеттерін күрт нашарлатады. Сондықтан, жылдам жүретін берілістердің тозған немесе сынған тістері әдетте жөнделмейді, ал қажет болса, олар дөңгелектегі барлық беріліс тәжін ауыстырады.

Тісті дөңгелекті жөндеу тізбегі. Саңылаулы тісті дөңгелекті жөндеудің шамамен технологиялық тізбегін келесідей ұсынуға болады: [19]

1. Тісті дөңгелекті жөнделетін механизмнің сплайн білігінен алып тастау арқылы шаю.

2. Жөнделетін механизмнен алынған сплайн білігінің ортасын тазалау.

3. Токарлық станокта дөңгелектің тісті дөңгелегін қайрау (тегістеу).

4. Тісті дөңгелекті механизмнен алынған білікке орнату және оны осьтік ығысудан қорғау.

5. Токарлық станоктың орталықтарында дөңгелегі бар сплайн білігін (құрастыру) орнату және дөңгелекті 160j7 және 130j6 диаметрлеріне бұрау (6.6а-сурет).

6. 1, 2, 3, 4 беттерінің өлшемдеріне төтеп бере отырып, сызба бойынша сақинаны кесу (6.6б-сурет)

7. Сақинаны хабқа орнатып құрастыруда М10 жіптерінің астына алты тесік бұрғылау.

8. Бөлшектерді бөлшектеп және Ø10G7 сканерлеу үшін сақинаға тесіктер бұрғылау.

9. Бұрандаларды М10, l=16 мм бұрандалы бөлігімен l_p = 10 мм қайрау; бұранданың цилиндрлік бөлігі 010g6.

10. 010G7 тесік сақинасына салыңыз.

11. Бөлшектерді бұрандалармен біріктіру арқылы жинаңыз.

12. Жиналған дөңгелекті сплайн білігіне орнату және осьтік ығысудан қорғау

13. Токарлық станоктың орталықтарында құрастыруды орнатып, дөңгелекті Ø216f7-ге дейін қайрау, 2 және 3 фаскаларды алу(6.6в-сурет).

14. Жинақты тіс кескішке орнатып, тістерді кесу (6.6г-сурет).

15. Тісті доңғалақты саңылау білігінен алу.

16. ТВЧ тісті тәжін қатайту.

17. Тісті дөңгелекті айналдыру.

Тісті дөңгелектердің тозуы жұмыс кезінде елеулі жүктемелердің әсерінен болады - иілу, мыжылу, соққылар, сонымен бірге бөгде бөлшектердің әсер етуі; олардың пайда болу көздері тозу өнімдері де, ластанған орта да болып табылады. Жылдамдық пен беріліс қорабының механизмдерінде шпиндельдің айналу жиілігін және алға жылжитын жетектердің қозғалу жылдамдығын өзгерту үшін қолданылатын беріліс дөңгелектері қарқынды түрде тозады.

Тісті дөңгелектерді пайдалану кезіндегі ақаулар:

- тістің жұмыс профилінің тозуы;
- тістің бір бөлігінің сынуы;
- бір немесе бірнеше тістердің сынуы;
- тісті бұрандадағы немесе тісті дөңгелектің хабындағы жарықтар;
- кілттің немесе сплайнның құлауымен байланысты түйісетін тесіктің тозуы;
- тістердің ұштарындағы ойықтар.

Тісті дөңгелектерді жасау үшін, әдетте, болат, шойын, түсті металдар, корытпалар және бейметалдар сияқты материалдар қолданылады, бұл тісті дөңгелектерді қалпына келтіруді таңдауға әсер етеді.

Тісті берілістер жұмыс істегенде, көбінесе тістің жұмыс профилі тозуға ұшырайды. Бұл жағдайда тісті дөңгелек, ереже бойынша, қалпына келтірілмейді, бірақ жаңасымен ауыстырылады. Сонымен қатар, егер берілістердің бірі ауыстыруды қажет етсе, онда берілістің қалыпты жұмысын сақтау үшін жұптың екінші дөңгелегі, тіпті ол тозбаған болса да, ауыстырылуы керек. Сондықтан тісті дөңгелектердің күйін үнемі бақылау өте маңызды.

Бір мезгілде жүктеме кезінде тісті дөңгелектердің тістері тек бір жағынан тозады, бұл ағымдағы жөндеу кезінде мұндай доңғалақты алмастырмауды орынды етеді, оны жаңа күйде редуктор жүктемені тозбаған жағымен беретіндей етіп бұру жеткілікті.

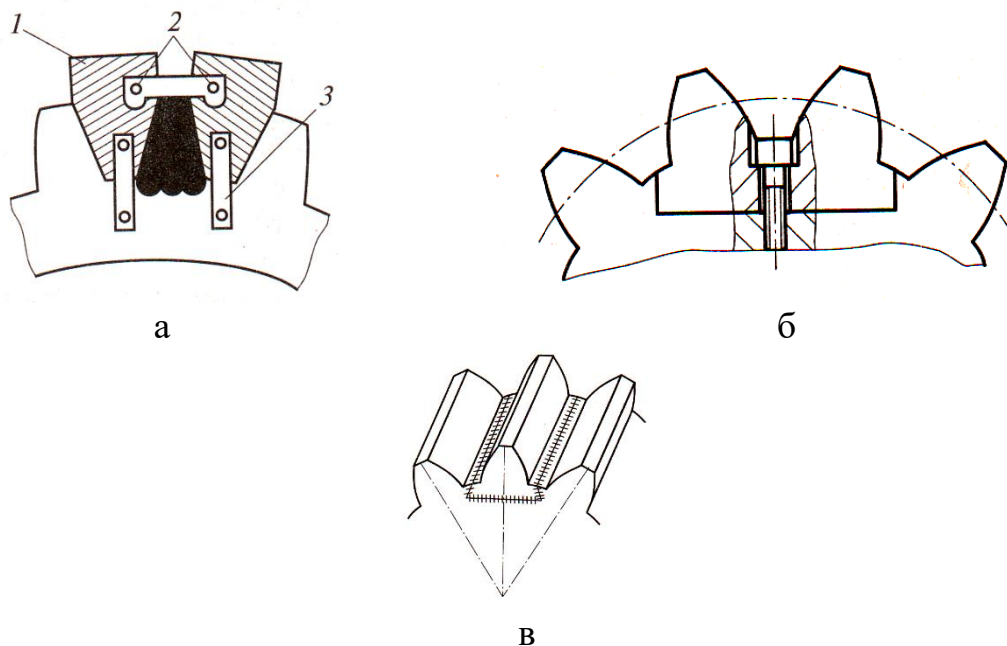
Тісті дөңгелектерді қалпына келтіру тозу сипатына байланысты бірнеше жолмен жүзеге асырылады.

Сынған немесе боялған тістері бар тісті дөңгелектерді жұмыс механизмінде қалдыруға болмайды, себебі бұл тістердің сынуына және барлық механизмнің істен шығуына әкелуі мүмкін. Жауапты жылдам берілістерде мұндай берілістер ауыстырылуы керек. Төмен жылдамдықты тісті берілістерде мұндай тісті дөңгелектерді қалпына келтіруге бағыттау тиімдірек.

Тістері сынған тісті дөңгелектерді қалпына келтіру келесі жолмен жүзеге асырылуы мүмкін:

- мыс үлгілері (6.7а-сурет) бойынша тозған тістің орнына жаңа тісті балқыту арқылы.
- бұрандамен бекітілген кірістіруді орнату (6.7б-сурет).
- "Қарлығаш құйрығы" типті ойыққа кірістіруді орнату, содан кейін оны дәнекерлеу (6.7в-сурет) арқылы бекіту.

Беткі қабатпен қалпына келтіру кезінде тістер арасындағы қуыстың пішінін қайталайтын 1 мыс үлгілері қолданылады. Бұл үлгілер тістің бүйір бетін қалыптастыруға мүмкіндік береді. Тісті тәждегі шаблондардың орны 2 және 3 жолақтармен бекітіледі. Балқытылатын металл мыстың жоғары жылу өткізгіштігіне байланысты мыс үлгілеріне дәнекерленбегендіктен, олар балқытылғаннан кейін оңай алынып тасталады. [20]



Сурет 6.7 – Тісті дөңгелектерді қалпына келтіру жолдары

ҚОРЫТЫНДЫ

Берілген дипломдық жобада тісті бірісті жобалаудың техникалық шарттары мен сипаттамалары, аналитикалық есептеулері ұсынылды. Тісті беріліс ретінде цилиндрлік тік тісті беріліс мысалға алынды. Тісті берілістің құрауыштары жеке-жеке есептеліп, бұйымдардың материалы, габариттік өлшемдері, контактілік кернеулері, осьаралық қашықтығы, модульі, тістің саны есептелді. Конструкторлық бөлімде CAD бағдарламаның көмегімен тісті берілістің аналитикалық есептеулері тексеріліп, бұйымдардың 3Д моделі жобаланды. Шекті элементтер әдісі бойынша бұйымдарға жүктеме түсіріліп, нәтижелері алынды. Тісті беріліс бұйымдарын қайта қалпына келтіру жолдары қарастырылады.

ПАЙДАЛАНЫЛҖАН ӘДБИЕТТЕР

1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ:
2. Методические указания / сост. М.В. Аввакумов, В.М. Гребенникова, А.Б. Коновалов; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2017. – 45 с.
3. БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА-Определение напряжений в многопарном зацеплении зубчатых передач с применением ANSYS- Лиликов Д.В.
4. Учебное пособие «Расчет и проектирование передач с использованием систем автоматизированного проектирования/ Составители: И.П.Талипова, Р.Н.Тазмеева. Галимянов И.Д. – Набережные Челны: изд-во НЧИ КФУ, 2017 . – 104 с.
5. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин.
6. Учеб. пособие для машиностроит. вузов. Изд. 2-е, переработ. М., «Вышш. школа», 1970. 368 с. с илл.
7. Глухарев Е. Г., Зубарев Н. И. Зубчатые соединения:
8. Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.:
9. Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. - 270 с, ил. В пер.: 1 р.
10. М. И. Петрик, В. А. Шишков. Таблицы для подбора зубчатых колес. Изд. 3-е. М., «Машиностроение», 1973, с. 528
11. Анурьев Справочник конструктора машиностроителя том 2. М.: Машиностроение 1979г
12. Игнатъев Н. П. Основы проектирование. Учебное пособие Азов 2011г
13. Игнатъев Н. П. Обеспечение точности при проектировании приводов и механизмов. Справочно – методическое пособие Азов 2012г
14. Игнатъев Н. П. Проектирование сборочной оснастки и оборудования. Справочно – методическое пособие Азов 2014г
15. Игнатъев Н. П. Проектирование механизмов. Справочно – методическое пособие Азов 2015г
16. Дроздов Ю. Н. К расчету зубчатых передач на износ. «Машиноведение» 1969г №2
17. Жабин А. И. Собираемость крупных зубчатых на основе расчета сборочных зуб-чатых цепей «Вестник машиностроения» 1973г № 3
18. Петрусеви́ч А. И. Динамические нагрузки в прямозубых цилиндрических зубча-тых колесах М.: Машиностроение 1982г
19. Рузина Р. И. Износостойкость зубчатых передач сухого трения в вакууме «Вест-ник машиностроения» 1983г № 3