

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты

«Көлік техникасы» кафедрасы

**ҚОРҒАУҒА РҰҚСАТ**

КТ кафедра меңгерушісі

т.ғ.д., профессор

Машеков С.А.

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 ж.

## ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

«Ваз-2170 жеңіл автомобилінің арнайы бөлімінде беріліс қорабын жаңғырту»  
тақырыбына

5B071300 - Көлік, көліктік техника және технологиясы  
мамандығы бойынша

Орындаған

\_\_\_\_\_ Толыбай А. С.

Пікір беруші

Ғылыми жетекші  
тьютор

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ Канажанов А. Е.

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 ж.

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 ж.

Алматы 2020

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты

«Көлік техникасы» кафедрасы

Толыбай Аяулым Серғазықызы

## **ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС**

«Ваз-2170 жеңіл автомобилінің арнайы бөлімінде беріліс қорабын жаңғырту»

мамандық 5В071300 - Көлік, көліктік техника және технологиясы

Алматы 2020

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты

«Көлік техникасы» кафедрасы

5B071300 –Көлік, көлік техникасы және технологиясы

**БЕКІТЕМІН**

КТ кафедра меңгерушісі  
Т.Ғ.Д., профессор

\_\_\_\_\_ Машеков С.А.  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 ж.

Дипломдық жұмысты даярлауға

**ТАПСЫРМА**

Білім алушыға: Толыбай Аяулым Серғазықызына

Жұмыстың тақырыбы: «Ваз-2170 жеңіл автомобилінің арнайы бөлімінде беріліс қорабын жаңғырту

Университеттің №762- б «27» 01. 2020 ж бұйырығымен бекітілген

Орындалған жобаның өткізу мерзімі « \_\_\_\_ » мамыр 2020 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы мәліметтері: Орта сыныпты жеңіл автомобильді жобалап, оның беріліс қорабын жаңғырту

Есеп–түсініктеме жазбаның талқылауға берілген сұрақтарының тізімі мен қысқаша диплом жұмысының мазмұны :

- а) ВАЗ-2170 автомобилінің ерекшеліктері, патенттік талқылама.
- б) беріліс қорабының жұмыс істеу принципі және түрлері, аталуы.
- в) беріліс қорабты жобалау және есептеу.
- г) Қорытынды, пайдаланған әдебиеттер тізімі.

Графикалық материалдардың тізімі (міндетті түрде қажет сызбалар көрсетілген) Жалпы көрініс, беріліс қорабының құрастырма сызбасы, бөлшектеу сызбасы, патенттік – әдеби шолу.

Ұсынылған негізгі әдебиеттер

1 Вахламов, В. К. Автомобили: конструкция и эксплуатационные свойства : учеб. пособие для вузов / В. К. Вахламов. -М. : Академия, 2009. -480 с. : ил. - (Высш. проф. образование. Транспорт).

2 Осепчугов, В. В. Автомобиль : Анализ конструкций, элементы расчета : учеб. для вузов/ В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. -Москва : Машиностроение, 1989. -304 с.

3 Вишняков, Н.Н. Автомобиль: Основы конструкции 2 изд-е /Вишняков Н.Н, Вахламов В.К, Нарбут А.Н. –М. :Машиностроение,1986. –304 с.

Дипломдық жұмысты даярлау  
**КЕСТЕСІ**

Бөлім атаулары, дайындалатын сұрақтар тізімі	Ғылыми жетекшілерге, Кеңесшілерге өткізі мерзімі	Ескерту
Талдамалық бөлім	18.01.2020 – 16.02.2020	
Жобалық-технологиялық бөлім	18.02.2020-1.04.2020	
Конструкциялық бөлім	1.04.2020 – 30.04.2020	

Аяқталған дипломдық жұмыстың және оларға қатысты диплом  
жұмысының бөлімдерінің кеңесшілері мен калып бақылаушылардың  
**Қолтаңбалары**

Бөлімдердің атауы	Ғылыми жетекші, Кеңесшілері (аты- жөні, тегі, ғылыми дәрежесі, атағы)	Қолтаңба қойылған мерзімі	Қолы
Қалып бақылаушы	Козбагаров Р.А. т.ғ.к., сениор- лектор		

Ғылыми жетекшісі \_\_\_\_\_ Канажанов А. Е.

Тапсырманы орындауға алған білім алушы \_\_\_\_\_ Толыбай А. С.

Күні «\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 ж.

## АҢДАТПА

Бұл дипломдық жұмыста Лада Приора (ВАЗ-2170) автомобилінің беріліс қорабының базасында беріліс қорабы жобаланып құрастырылды.

Технико-экономикалық жоба негізделіп, патенттік шолу, конструкторлық және тарту-динамикалық есеп жүргізілді.

Графикалық бөлімі өзіне А1 форматтағы 5 сызбаны, оның ішінде, автомобильдің жалпы көрінісі, және де жетілдіріліп отырған беріліс қорабының бөлшек және құрастырма сызбаларын қосады.

## **АННОТАЦИЯ**

В данной дипломной работе разработана и спроектирована коробка передач на базе существующей коробки передач автомобиля Лада Приора (ВАЗ-2170).

Проведено технико-экономическое обоснование разработки конструкции, патентные исследования, конструкторский и тягово-динамический расчёт.

Графическая часть включает в себя 5 чертежей формата А1, на которых представлены: общий вид автомобиля, а также детализовка и сборочные чертежи модернизируемой коробки передач.

## **ANNOTATION**

In this diploma project was developed and designed gearbox on the basis of the existing car gearbox Lada Priora (VAZ-2170).

A feasibility study of design, patent research, design and trailer dynamic calculation.

The graphical part consists of 5 A1 format drawings, in which performance, the overall look of the car, as well as detail and assembly drawings upgraded gearbox.

## МАЗМҰНЫ

	Кіріспе	9
1	Жалпы мәліметтер	10
1.1	Беріліс қорабының тағайындалуы	10
1.2	Беріліс қораптарына қойылатын талаптар	10
1.3	Беріліс қораптарының классификациясы	11
1.4	Беріліс қорабының құрастырылымына шолу жасау	11
1.5	Қабылданған құрастырылым нұсқасын таңдау және негіздеу	14
2	Патенттік шолу	15
2.1	RU 2508486 Беріліс қорабы	15
2.2	RU 2352476 Беріліс қорабы	17
2.3	RU 2520612 Беріліс қорабы	18
2.4	RU 2341384 Беріліс қорабы	21
3	Беріліс қорабын есептеу бөлім	23
3.1	Тартылыстық-динамикалық есептеулері	23
3.1.1	Тартылыс есебіне бастапқы берілгендерді дайындау	23
3.1.2	Басты берілістің беріліс санын анықтау	24
3.1.3	Қозғалтқыштың ГЖС есептеу	24
3.1.4	Беріліс қорабының берілістік санын анықтау	26
3.1.5	Автокөліктің тартылыс теңгерімі	28
3.1.6	Автокөліктің динамикалық сипаттамасы	30
3.1.7	Автокөліктің екпін алуы	31
3.1.7.1	Екпін алу кезіндегі жылдамдатылуы	31
3.1.7.2	Екпін алудың уақыты және жолы	32
3.1.8	Автокөліктің қуаттылық теңгерімі	33
3.1.9	Автокөліктің отын-экономикалық сипаттамаларын есептеу	35
3.2	Беріліс қорабының екіншілік білігін есептеу	36
3.2.1	Білікті алдын ала есептеу	36
3.2.2	Білікті тексеру есептеуі	38
3.3	Тісті іліністің есептеуі	41
3.3.1	Тістердің активті беттерінің контактілік төзімділігін тексеру есебі	41
3.3.1.1	Есептік контактілік кернеуді анықтау	42
3.3.1.2	Тексеру есебіндегі рұқсат етілетін контактілік кернеулер	45
3.3.1.3	Максималды жүктелудің әсері кезінде контактілік төзімділікке тексеру есебі	46
3.3.2	Тістерді иілу кезіндегі төзімділікке есептеу	47
3.3.2.1	Есептік иілу кернеуін анықтау	47
3.3.2.2	Иілуге тексеру есебіндегі рұқсат етілген кернеулер	50
3.3.2.3	Максималды жүктелумен иілу кезіндегі беріктікке есептеу	53
	Қорытынды	55
	Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	56



## КІРІСПЕ

Қазақстанда автомобильді көлік жалпы көлік жүйесінің үлкен салмақты үлесін алады, оның үлесіне 2/3 жүк – жолаушылар тасымалы келеді.

Автомобиль өнеркәсібінің басты даму үрдісі болып келесілер табылады:

- дизельдік қозғалтқышпен жеңіл автокөліктерді өндіруді көбейту және бензиндік қозғалтқыштардың үнемділігін арттыру;
- сығылған газбен жұмыс істейтін автокөліктерді өндіруді;
- жанармайдың меншікті шығынын қозғалтқыштың құрылымын жетілдіру, электрондық жүйелерді қолдану, автокөліктің аэродинамикасын жақсарту арқылы төмендету;
- меншікті металл сыйымдылығын төмендету, жұмыс қорын ұлғайту және автокөліктің ТҚК жұмыс сыйымдылығын азайту.

Трансмиссия автокөліктің басты құраушыларының бірі болып табылады. Ол тұтынушылардың сұраныстары жоғарлауына байланысты әрдайым жетілдіріледі және жаңарады. Трансмиссияның басты бөлігі – бұл беріліс қорабы, солай болғандықтан нақ ол қозғалтқыштың жұмысын трансмиссияның басқа бөліктерімен үйлестіреді. Одан автокөліктің тартылыс қасиеттері, динамикасы және екпіні байланысты болады, сондықтан беріліс қорабы әрдайым тек қана автокөлікті динамикалық ету үшін ғана емес, және сенімдірек және үнемдірек болуы үшін жаңарып тұрады. Бірақ қазір қай автоматтандырылған құрылымның жарқын болашағы боларын болжап айту қиын. Классикалық гидромеханика әлі берілмейді, оны жаңа 6–шы сериялы БМВ растайды. Роботтандырылған қораптар жетілдірілген болып жатыр, ақырындап вариатор капот астынан өзінің орнын алуда. Автоматтар арасында әлі қатаң бәсекелестік жоқ. Дегенмен механикалық қораптар өндіріле беріледі деп нақты батыл айтуымызға болады, себебі ешнәрсе «механиканы» жүргізу рахаттының орнын баса алмайды. Мұны тәжірибелі жүргізушілер бағалайды, әсіресе спорт автокөліктерінде. Сондықтан Сондықтан МБҚ сенімділігін жоғарлату тақырыбы әлі ұзақ уақыт өзекті болады.

## **1 Жалпы мәліметтер**

### **1.1 Беріліс қорабының тағайындалуы**

Беріліс қорабы қозғалтқыштың иінді білігінен пайда болған айналумоменті айналу жиілігін түрлендіру үшін арналған. Ол автокөліктің орнынан қозғалған кезінде және оның екпінінде, автокөліктің қозғалыс кезінде және әртүрлі жол кедергілерін өту кезінде алдыңғы дөңгелектерден түрлі тарту күштерін алу үшін қолданылады. Түрлендіру қажеттілігі сыртқы жүктеменің өзгеруіне қатысты аз бейімделгіш ерекшелігі болатын ІЖҚ айналу моментінің өзгеруі сипаттамасымен анықталады. Қозғалтқыштың бейімделу коэффициенті қозғалтқыштың максималды айналу моменті мен қозғалтқыштың максималды қуат кезіндегі моментіне қатынасына тең  $1,15-1,25$  [1] екенін көрсетеді.

Беріліс қорабы иінді білігі аса жоғары емес минималды тұрақты айналу жиілігін дамытатын ІЖҚ қамтамасыз ете алмайтын аз жылдамдықпен қозғалуға мүмкіндік береді. Беріліс қорабы артқы жүріспен қозғалу және қозғалтқыштың іске қосылу кезінде трансмиссиядан ұзақ уақыт ажырату, автокөліктің тұрақтану немесе домалап қозғалу мүмкіндігін қамтамсыз ету қажет.

### **1.2 Беріліс қораптарына қойылатын талаптар**

Беріліс қораптарына келесідей талаптар қойылады:

– беріліс сандары мен берілу сандарын дұрыс таңдау арқылы автокөліктің қажетті динамикалық және экономикалық сапаларын қамтамасыз ету;

– басқару қарапайымдылығы мен ыңғайлылығын қамтамасыз;

– дыбыссыз жұмыс жағдайын құру;

– жоғары ПӘК қамтамасыз ету.

Сондай-ақ, беріліс қораптарына автокөлік механизмдері үшін қойылатын жалпы талаптар қойылады, - жұмыс сенімділігі, қызмет көрсету қарапайымдылығы, шағын габариттер мен масса, сонымен қатар құнының жоғары еместігі. Сатылы беріліс қораптарында жоғары ПӘК болады және толық қуатты беріліс кезінде  $\eta = 0,96-0,98$ . Сатылы беріліс қораптары қарапайым құрастырылымы және сатылысыз беріліс қораптарына қарағанда құны төмен бойынша ерекшеленеді. Сондықтан олар автокөліктердің әртүрлі түрлерінде кең қолданыс алды [3].

Қазіргі уақытта әдетте үш-, төрт- және бес сатылы беріліс қораптары пайдаланылады. Жүк көтергіштігі үлкен жүк көліктерінде және өтімділігі жоғары автокөліктерде 6-16 саты санымен көпсатылы қораптар кең тараған [1].

Саты санын көбейту қозғалтқыштың қуатын қолдану деңгейін жоғарлатуға, жанармай үнемділігіне, қозғалыстың орташа жылдамдығын және нәтижесі ретінде – автокөліктің өнімділігін жоғарлауына, тасымалдың өзіндік

құнын төмендетуге әкеліп соғады. Басқа жағынан, беріліс санын көбейту беріліс қорабының құрастырылымын күрделендіреді және қиындатады; оның көлемі, құны ұлғаяды, басқару күрделенеді. Жүріс уақытында механикалық қол жетек кезінде саны бестен көп берілісті жылдам және қатесіз ауыстыру қиынға түседі. Сондықтан қолдан ауыстырылатын беріліс санының жоғары шегі болып, бес беріліс санын санау қабылданған. Беріліс санын одан әрі жоғарлату жетекті күрделендіруді немесе белгілі бір қозғалыс режимдерінде ғана қолданылатын өзінің тәуелсіз жетегімен қосымша беріліс қорабын орнату қажеттілігін туындатады. Үш және екі білікті беріліс қораптары ең көп қолданыс тапты. Үш білікті беріліс қораптарының басты артықшылығы - біріншілік және екіншілік біліктердің тікелей қосылуынан болатын тура берілістің болуы. Тісті дөңгелектер, мойын тіректер және аралық білік жүктемені қабылдамайды, ал біріншілік пен екіншілік біліктер тек қана айналу моментін береді. Бұл жағдайда беріліс қорабының тозуы мен шу деңгейі минималды. Беріліс қорабының үш білікті құрастырылымының басқа артықшылығы болып тізбектей қосылған екі жұп тісті дөңгелектерінің жұмыс уақыты кезінде аз осьаралық арақашықтығында бірінші берілісте үлкен беріліс санын қатысты қарапайым алу болып табылады. Осындай қораптардың кемшілігі болып, аралық берілістерде ПӘК–тің төмендеуі болады.

### **1.3 Беріліс қораптарының классификациясы**

Беріліс қораптары беріліс санының өзгеру әдісі бойынша сатылы, сатысыз және аралас болып бөлінеді.

Сатылы беріліс қораптары алдыңғы жүріс сатысының саны бойынша үш, төрт, бес және көпсатылы болып бөлінеді, ал ось орналасуы бойынша білігі қозғалмайтын осімен, білігі айналу осімен және аралас беріліс қораптары болып бөлінеді. Білігі қозғалмайтын осімен беріліс қораптары екі-, үш- және көпбілікті болып бөлінеді.

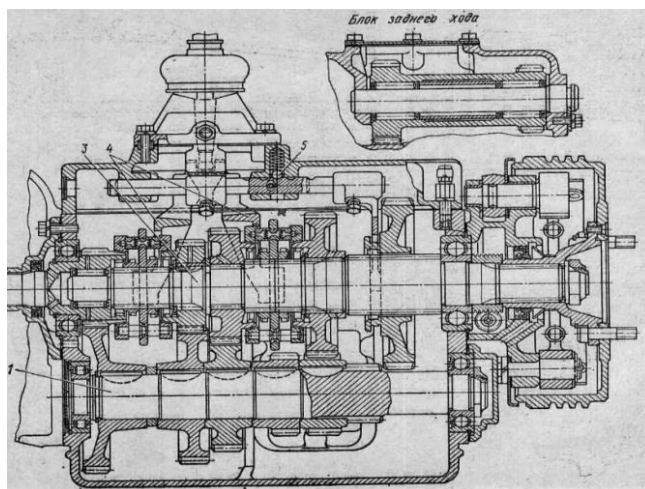
Басқару әдісі бойынша беріліс қораптары автоматты, жартылай автоматты, іріктемелі, топтық және тікелей басқарумен болады.

### **1.4 Беріліс қорабының құрастырылымына шолу жасау**

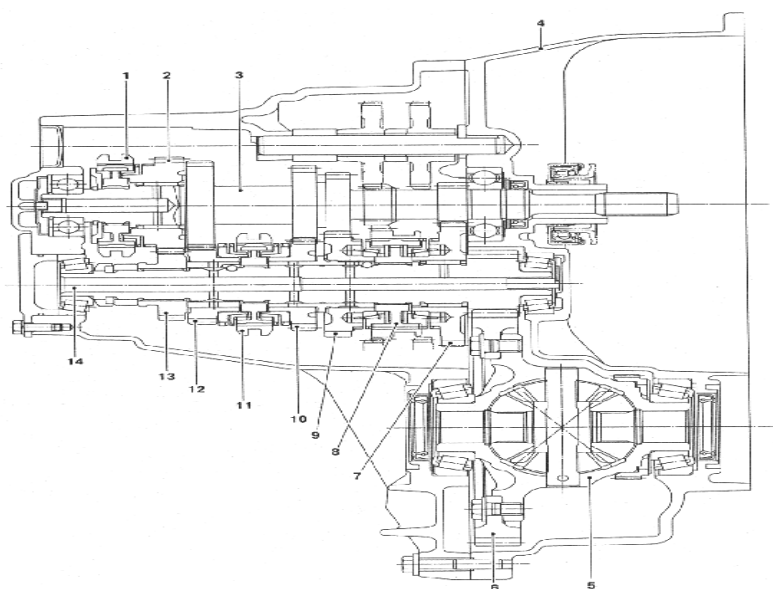
Цилиндрлік басты беріліспен бір корпуста тұратын беріліс қорабының құрастырылымының ерекшелігі болып, бос жүріс жалғастырғышы арқылы төртінші берілісті қосу мүмкіндігі және ілінісуді сөндіріместен төсеуді қамтамасыз ету болып табылады. Бұл жүрілген жол бірлігіне қозғалтқыштың иінді білігінің айналу жиілігін төмендетуге мүмкіндік береді, демек, жанармай шығыны мен қозғалтқыш тозуы азаяды. Қозғалтқышпен тежелу тек төменгі берілістерде ғана іске асады.

Төменгі берілістерде үлкен беріліс санын алуда да айтарлықтай шектеулерді ескеру керек. Бұл кемшілікті жоғары берілістердегі беріліс

сандарын азайтумен қатар бір уақытта басты берілістегі беріліс санын көбейту жолымен жоюға болады [1].

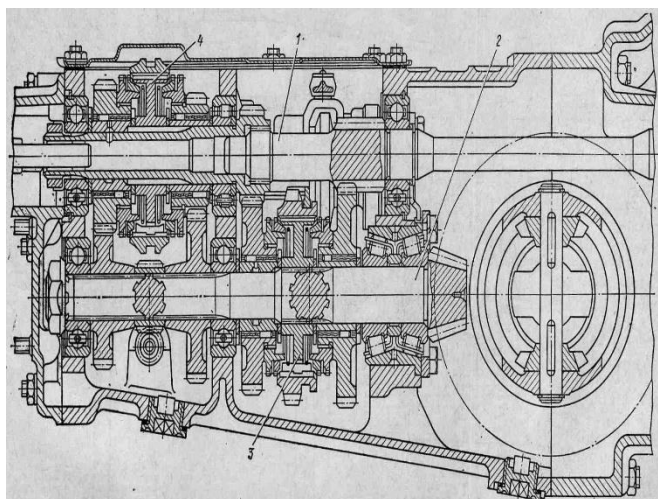


1-3- сәйкесінше аралық, біріншілік және екіншілік біліктер;  
4- ауыстырып қосу ашасы; 5- бекіткіштер  
1 Сурет – ЗИЛ-130 автокөлігінің үшбілікті беріліс қорабы

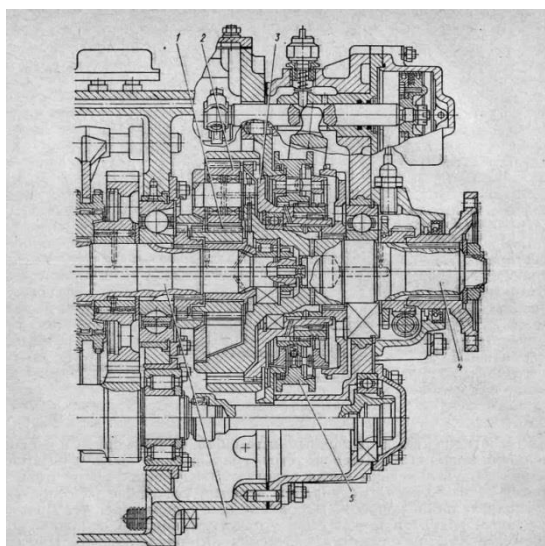


1—5-ші берілістің синхрондауышы; 2— 5-ші берілістің алдыңғы жүріс жалғастырғышы;  
3 — біріншілік білік; 4 — механикалық беріліс қорабының корпусы; 5 — дифференциал білігі; 6 — артқы жүріс тегершігі; 7 — 1-ші беріліс тегершігі; 8 — 1-ші және 2-ші берілістердің синхрондауышы; 9 — 2-ші берілістің тегершігі; 10 — 3-ші берілістің тегершігі; 11—3-ші және 4-ші берілістердің синхрондауышы; 12 — 4-ші берілістің тегершігі; 13 — 5-ші берілістің тегершігі; 14 — екіншілік білік

2 Сурет – Nissan Almera автокөлігі механикалық беріліс қорабының бойлық тілігі



1 және 2 – біріншілік және екіншілік біліктер; 3 және 4 – синхрондауыштар  
 3 Сурет – Қозғалтқыштың бойлық орналасқан кезіндегі жеңіл автокөліктің  
 екібілікті беріліс қорабы



1 және 3 – күн және тәждік тегершіктер; 2 - сателлиттер; 4- бөлгіштің шығу білігі;  
 5 – ауыстыру механизмі; 6 – басты беріліс қорабының екіншілік білігі  
 4 Сурет – Планетарлық типті қосымша артқы бәсеңдеткішпен беріліс қорабы  
 Ford Focus автокөлігінің механикалық беріліс қорабы

Беріліс қорабының алюмин картері екі секциядан тұрады. Картер қаттылығы оның құрастырылымына күшейтілген күміс қосу арқасында жоғарлатылған. Картер секциялары жұпталып қойылады, және оларды жеке ауыстыруға болмайды. Ілінісудің гидравликалық жетегі бар. Екібілікті беріліс қораптарындағы барлық беріліс тегершіктері әрдайым ілінісуде болады (артқы жүріс берілісінен басқа). Беріліс қатынасын талап ететін әрбір беріліс тегершік жұбымен қамтамасыз етіледі.

Артқы жүріс берілісін таңдау барысында екіншілік біліктің айналу бағыты аралық тегершікті қолдану көмегімен өзгереді. Барлық тегершіктерде айналмалы тістері бар, синхрондалған (артқы жүріс берілісінен басқа) және мойын тірек сырғуында орнатылады. Бірінші және екінші берілістерде екілік синхрондауыштар бар.

Ілінісудің гидравликалық жетегі бар. Екібілікті беріліс қораптарындағы барлық беріліс тегершіктері әрдайым ілінісуде болады (артқы жүріс берілісінен басқа). Беріліс қатынасын талап ететін әрбір беріліс тегершік жұбымен қамтамасыз етіледі. Картер секциялары жұпталып қойылады, және оларды жеке ауыстыруға болмайды.

### **1.5 Қабылданған құрастырылым нұсқасын таңдау және негіздеу**

ВАЗ 2110 беріліс қорабы автокөліктің техникалық-тарту сипаттамасын ескере отырып инженерлер мен конструкторлармен жобаланды. Яғни, беріліс қорабын істен шығуға әкеліп соғатын артық деформация немесе сынуды болдырмау үшін сөйтіп оған қойылатын моменттермен мен кернеулерді көтеру үшін барлық беріліс ауыстыру қорабының бөлшектері (біліктер, тегершіктер, мойынтіректер, синхрондауыштар және т.б.) таңдалды және жобаланды. Бірақ уақыт өте бере автокөлікті біртіндеп жаңартты. Және қазір осы қорапты қозғалтқышы қуаттырақ, үлкен айналу моментін беретін және үлкен айналым жиілігі бар Lada Prіога-да да орнатады. Нәтижесінде екіншілік білік бірінші берілісте үлкен момент әсерімен майысу мен қауіпті қималарда кернеулерді көтере алмау мәселесі басталды.

Бұл өзінен кейін осындай ақаулардың пайда болуына әкеліп соқты:

- мойынтіректердің тозуының жоғарлығы;
- мойынтіректердің шуы;
- басты беріліс тегершік тістерінің тозуы;
- аз жағдайларда білік бұзылуы.

Осы ақаулар үшін автокөліктің кепілдік қызмет көрсету уақытында мекеме шығынға ұшырайды. Статистика бойынша, екіншілік білікпен байланысты беріліс ауыстыру қорабы бойынша ДТР ВАЗ-дан алынған ақаулар саны жылына 1584 тал. Сондай-ақ марка брэнді бұзылады, сонымен қатар потенциалды сатып алушылар жоғалады.

Зерттемелер мен жобалаудың мақсаты болып, тұтынушы қасиеттерін жақсарту және бәсекеге жарамдылығын жоғарлату мақсатымен сенімділігі жоғары деңгейімен беріліс қорабын алу. Бұл мақсатқа екіншілік біліктің төзімділігін арттырумен жетеді, нақтырақ айтқанда, қауіпті қиманың диаметрін көбейту. Беріктік қоры коэффициенті рұқсат етілгеннен көп болған жағдайда бірінші беріліс қосылған және керекті диаметр таңдау кезінде беріліс қорабының екіншілік білігін есептеу жолымен тексеру жүргізіледі.

## 2 Патенттік шолу

### 2.1 RU 2508486 Беріліс қорабы

Өнертабыс машинажасау саласына жатады және айнымалы айналу жылдамдықты тісті берілістері бар тасымалдау құралдарының трансмиссиясында қолданылады.

Құрылғы айналу моментінің сатылы өзгерісі мен автокөліктің жетекші доңғалақтарына берілетін берілістер үшін өнертабыстың мәлімдемесінің белгілі жинақтарымен танымал.

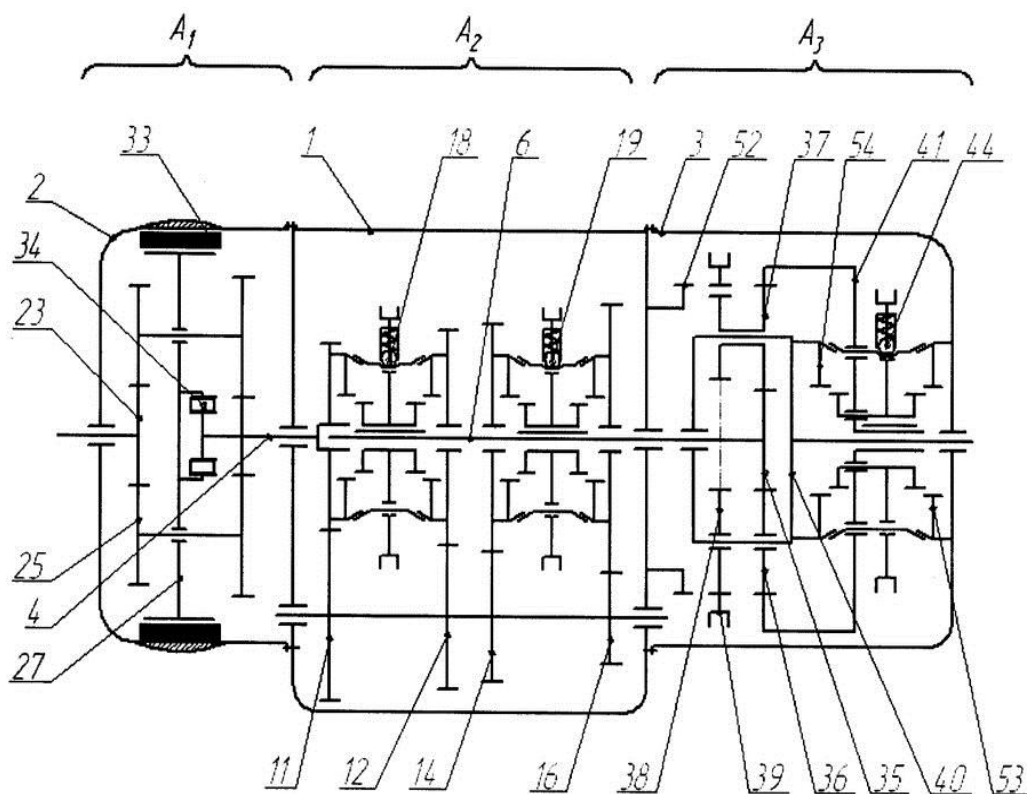
Олар механикалық беріліс қорабын ұсынады, ол негізгі төртсатылы бәсеңдеткіштен, негізгі бәсеңдеткіште орнатылған екісатылы беріліс бөлгішінен, және үшбуынды планетарлы механизмнен пайда болатын екісатылы демультипликатордан тұрады.

Екі жұпты тісті беріліс пен синхрондауыштан тұратын бөлгіштің орналасуы негізгі бәсеңдеткіштің корпусындағы жетекші және аралық біліктің ұзындығы мен салмағын жоғарылатады, тиісінше, негізгі бәсеңдеткіштің габариттерін жоғарылатады. Одан басқа негізгі бәсеңдеткіш артқы берілісті қамтамасыздандыратын қосымша тегершік қатарынан тұрады, олар да негізгі бәсеңдеткіштің корпусының габариттерін және білік ұзындығын жоғарылатады. Артқы берілістердің тегершіктер қатарының құрылымдық ерекшелігіне байланысты автокөлікті пайдалануды қолдану қажет кезінде қозғалтқышқа толық қуат бере алмайды.

Өнертабыстың тапсырмаларын шешу бағыты: аз көлемді және салмақты габаритті беріліс қорабының құрылымының сенімділігі мен қатаңдығын жоғарылату, бөлгіш берілісінің көлемін қуат ағынының үзілуісіз және іліністі қопай жылдам әрі байсалды беру, беріліс қорабының бөлгіші мен артқы қозғалыстың тісті тегершіктер қатарын қолданатын негізгі бәсеңдеткіштің тісті берілісісіз және синхрондауышсыз құрылымсыз жұмыс жасату, әр түрлі жылдамдықта және артқы қозғалысты қолдана отырып автокөлікті тасымалдау шарт кезінде қозғалтқыштың толық қуатты беру үшін беріліс қораб құрылымына таспалы тежеуішті дифференциалды бөлгіш пен артқы берілісті интегралдайтын дифференциалды димультипликаторды қосу; бөлек түйіндерді (дифференциалды бөлгіш, негізгі бәсеңдеткіш, дифференциалды димультипликатор) сынақтан өткізу мүмкіндігімен қамтамасыздандыру және үлкенсериялы өндіріс жағдайларында беріліс қорабын сапалы жинау.

Автомобильді көпсатылы беріліс қорабы іліністі картерде орналасқан, жетекші білігі қозғалтқышпен байланысқан, тісті берілістің бірнеше жұбынан пайда болатын, қозғалмайтын ось бойынша айналатын параллель біліктерде орналасқан, ілініс пен картерлі беріліс қорабының мойын тірегінде орналасқан, жетектегі білігі бар тісті доңғалақтармен екіпінсіз және дыбыссыз байланысты қамтамасыз ететін және кері берілісті интеграциялайтын дифференциалды димультипликаторлы синхрондауыштан, оның жетекші білігі

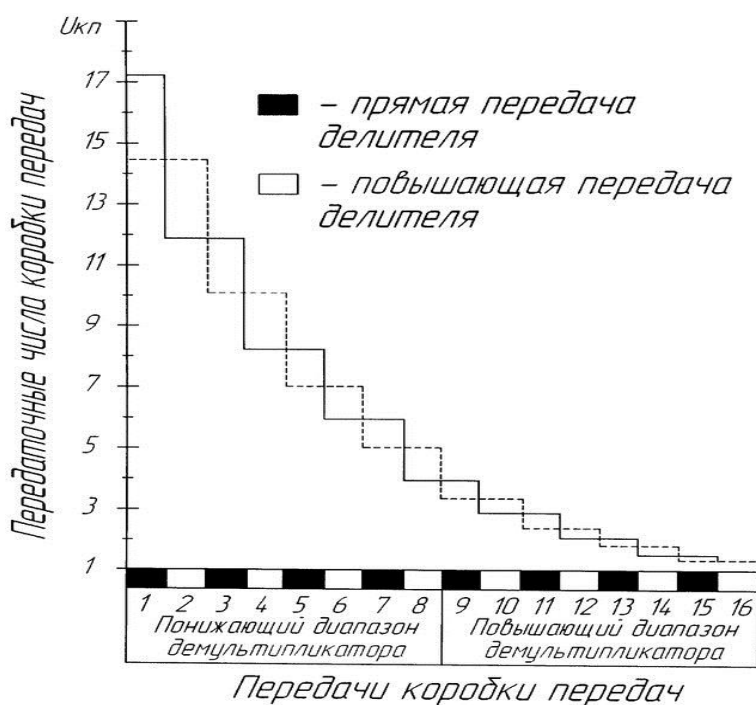
негізгі бәсеңдеткіш білігі болып, ал жетектегіші берлісі қорабының жетекші білігі болып табылатын, жетектегі білігі негізгі бәсеңдеткіштің бірсатылы білігі саналатын дифференциалды бөлгіштен тұрады, дифференциалды бөлгіші оң ішкі беріліс санынан тұратын дифференциалды механизмі болып саналатын, өстерге тіренген, жетектегіште орналасқан жетекші біліг-тегершіктен, екітамырлы сателлиттерден тұратын кіші санды, негізгі бәсеңдеткіштің жетекші білігі саналатын жетектегі тісті доңғалақтан, жетектегі тісті доңғалақ пен жетектегіш ортасында орналасқан еріксіз жүріс муфтадан, қарама-қарсы бағытына сәйкес дифференциалды бөлгіштен тұратын гидроцилиндрлі жетекті екі ленталы тежеуіштен, беріліс қорабының жетектегі білігі болатын, дифференциалды димультипликаторының жетектегішінде орналасқан, өстерге тірелген, екі тамырлы және паразитті сателлиттерден тұратын, нейтралды және кері берілісті, екі алдыңғы жүрісті қамтамасыз ететін, әр ағында ішкі беріліс қатынасы бар, екі ағынды дифференциалды механизмнен тұратын, кері берілісті интеграциялайтын дифференциалды димультипликатордан, нейтралды қалыпты қамтамасыз ететін, төменгі бөлігінде синхронизатор орналасқан тәжді доңғалақтан, арқы жүрістің тісті муфтасы болып келетін тәжді доңғалақтан тұрады



Фиг.1

5 Сурет – RU 2508486 беріліс қорабының құрылысының кинематикалық сұлбасы





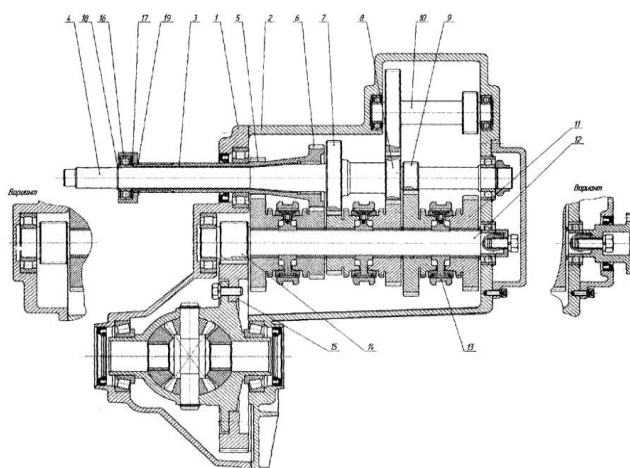
Фиг.4

6 Сурет – RU 2508486 беріліс қорабының берілістерінің сандық диаграммасы

## 2.2 RU 2352476 Беріліс қорабы

Қабықшадан (корпус), жетекші біліктен, жетектегі білік пен тісті доңғалақтардың бөлікшелерінен, тісті доңғалақтардың бөлікшелері жетеші және жетектегі біліктерден, артқы жүрісті аралық жетекшілердің бөлшектерінен, берілісті ауыстырып-қосатын муфтадан, беріліс қорабының картері қорап түрінде болуымен ерекшелінетін, алдыңғы, артқы және толық жетекті сұлба үшін қозғалтқыштың орналасуы мен доңғалақты формулаға тәуелді және оның жинақтығын қамтамасыз ететін, бекітетін элементтері бар, негізгі қақпаққа білікті бұрандамен бекітетін, оның ішінде жетекші және жетектегі біліктер орналасқан, жетекші білік сыртқы және бүтінметалды ішкі білік түрінде болып келетін, сыртқы және үш ішкі білік тісті доңғалақтармен коаксальді байланысып орналасқан, тақ берілістер ішкі жетекші берілістер арқылы, ал жұп берілістер ауыстырып-қосқышты муфтасы беріліске байланысты жетектегі білік арқылы жүретін, тісті доңғалақтардың ортасында жетектегі біліктің орналасатын, оның біліке жеңіл орналасып, сондай-ақ, қораптың ішінде артқы жүріс тегершік блогі орналасқан, ішкі біліктің ішінде біртұтас болып келетін тісті доңғалаққа байланысқан жетекті тісті доңғалағы бар, ал жетектегісі – жетектегі білікте орналасқан жетектегі тісті доңғалағы бар, доңғалақ формуласына тәуелді және фланец жабдығына тығыздалып және кіріс тесігі арқылы орналасқан қозғалтқышты, соған сәйкес беріліс қорбаның

корпусына бұрандалар көмегімен қақпақшаға бекітілетін берілісті ауыстырып-қосатын механизмдерден тұрады.



7 Сурет – RU 2352476 Беріліс қорабы

### 2.3 RU 2520612 Беріліс қорабы

Техника саласы.

Ойлап шығару көліктік машина жасауға жатады, атап айтқанда синхрондалған автокөліктік беріліс қорабына.

Техника деңгейі.

Жеңіл автомобильдерде көп тараған тұрақты ілініс тістегеріштері бар және қолмен басқарылатын сатылы механикалық үшбілікті беріліс қораптары. Бұл беріліс қораптары салыстырмалы қарапайым құрылысымен және дайындаудың арзан құнымен ерекшеленеді. Беріліс қорабының құрылғысы 6 және 7 суретте көрсетілген (дәл сол жерде 38, 41 б.). Ол ортақ білікті бәсеңдеткіштен және қартері бар, біріншілік білігі тісті тәжбен, аралық біліктің тұрақты ілінісінің тісті доңғалағымен түйіндескен. Онда екіншілік біліктің тісті доңғалақтарымен түйіндескен тұрақты ілініс тістегеріші сығымдалған. Бірден басқа алдыңғы жүрістің беріліс ауыстыру инерциялы кішкентай синхрондауышпен жүзеге асады. Бірінші берілісті және артқы жүрісті қосу қозғалмалы тістегерішпен жүзеге асады.

Автокөліктердің қозғалтқыштарының қуатын жоғарылату және оларға қойылатын экологиялық талаптар, кірістік бұраушы кезеңінің ұлғаюымен және беріктігін жоғарылату қажеттілігімен және де көрсетілген автокөлік классы үшін беріліс қорабының тозған төзімділігімен байланысты.

Ойлап шығарудың мәні.

Тапсырмасы – ГАЗ 3110 автокөлігінің беріліс қорабының түптұлғасымен габаритті – жалғанатын өлшемдері бойынша өзара ауыстырылатынын сақтау шартында кірістік бұраушы кезеңін және қорын ұлғайту.

Техникалық нәтижеге аса жоғары контактілі төзімділік пен бұрылыс кезінде төзімділік кезінде тісті беріліс құрылымын қолдану жолымен жетеді.

Өнертабыстың мәні сызбалармен түсіндіріледі, онда берілгендер (басты түрлері): 1фиг. - бастапқы қалпындағы тісті беріліс; 2 фиг. - тістегіріштің екі айналымынан кейінгі тісті беріліс; 3фиг. - инерциялы синхрондауышты беріліс қорабы.

Өнертабысты жүзеге асыру мүмкіндігі. Жобалау, сынау және жетілдіру нәтижесінде келесі анықталды, қойылған тапсырманы шешу үшін тісті берілістердің беріктілігін және төзімділігін ұлғайту қажетті екені анықталды.

Контактілі төзімділік. Тісті берілістің ілінісінің циклділігін есептеу. Тісті доңғалақтарды айналмалы қозғалысы кезінде контактілерінің үсті бойынша тістерді іске кірістіру жүзеге асады. Егер беріліс саны бірге тең болса, онда тістегеріштің тістері (МЕМСТ 16530-83 сәйкес (Ортақ терминдер, анықтамалар және белгілеулері; 2.2.2 п.) тістегеріш деп тістерінің саны аз тісті беріліс доңғалағы аталады) және жетектегі доңғалақ тістегеріштің әрбір айналымы кезінде қайтадан ілініске түседі. Беріліс саны екіге тең кезінде қайта ілініс тістегеріштің екі айналымынан кейін түседі. Бұл құрылымдық ерекшелік беткі қабатының жетілмегендігінің жетілуіне алып келуі мүмкін, оның сапасы тістердің контактілі төзімділігіне және соңында беріліс қорабының пайдалану қасиетіне әсер етуі мүмкін.

Құрылымды жақсартулары кірістік айналу моментін 410 нан 560 Н×м дейін ұлғайтуға, ал қорын 350000 нан 600000 км дейін ұлғайтуға мүмкіндік берді.

Көрсетілген елеулі белгілер бес сатылы беріліс қорабында қолданылған (фиг.3), оған кіреді: картер1, біріншілік білікті тісті тәж 2, берілісті жеделдететін оған пресстелген тісті тәжбен 4 ( $z_2=43$ ) аралық біліктің 7 жетегінің тісті доңғалағымен түйіндескен, тістегеріштің блогымен 5 және тістегеріштермен 6, тісті доңғалақтармен түйіндескен 13,15,16,18 және екіншілік біліктің 10 бесінші берілістің жылдамдататын тістегеріштен 19( $z_1=21$ ). Алдыңғы жүрістің берілісін ауыстыру инерционды синхрондауыштар 14, 17 және 20 көмегімен жүзеге асады. Кері жүрісті қосу 14 синхрондауыш көмегімен жүзеге асады.

Біріншілік біліктен 2 екіншілік білікке 10 беріліс сандарын ауыстыру мүмкіндігімен айналуы жіберу келесі түрде жүзеге асады. Тісті тәждің біріншілік білігінен айналу, оған пресстелген тісті тәжбен 4 аралық біліктің 7 жетегінің түйіндескен тісті доңғалаққа, тістегеріштің блогымен 5 және тістегеріштермен 6 жүзеге асады. Аралық біліктің тісті тәжінен 7 айналу бірінші беріліс доңғалағына беріледі 13 және кері жүрістен 15 (көрсетілмеген арлық тістегеріш арқылы), екінші берілістің тістегерішінен 6 доңғалаққа 16, тістегеріштің блогынан 5 үшінші берілістің доңғалағына 18, бесінші жылдамдататын берілістің доңғалағынан 4 тістегерішке 19. Бірінші берілісті және кері жүрісті қосу 14 синхрондауыш көмегімен жүзеге асады; екінші және

үшінші, төртінші және бесіншінің 17 және 20 синхрондауыштарын тізбектей қосу жолымен жүзеге асады.

Өндірістік пайдалану мүмкіндігі.

Берілген шешім бойынша тәжірибелі беріліс қораптары топтамасы жасалынды және сынаудан өткізілді.

1 Кіріс айналу моменті 410 до 560 Н·м басталатын, жетекші білігі тісті тамырлардың тұратын, тегершігі нығыздалмаған аралық білікті тісті доңғалақты жетектен, инерциялы синхронизатор көмегімен аралық білікті тісті доңғалақты жетегінің беріліс сандарын өзгерту мүмкіндігі бар қартерден тұратын, тығыздалған тісті берілістің бастапқы қалпына келгенге дейін әр берілістегі циклді периодты қышқыш  $n_1$  сан түрінде айналатын жетекпен ерекшелінетін автомобильді беріліс қорабы келесі қатынастармен анықталады:

$$\Delta z \neq 0 \text{ кезіндегі } n_1 = n^0 k z_2 / |\Delta z|,$$

Мұндағы  $n^0$  – беріліс санына жақын жетектің толық айналым кезіндегі саны;

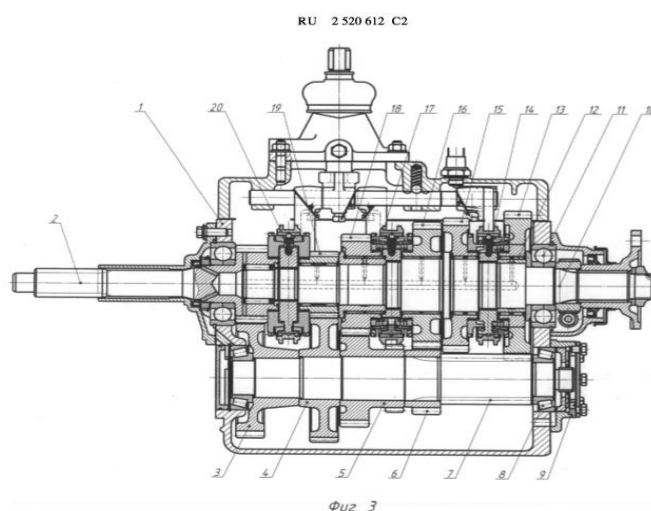
$k$  –  $k z_2 / |\Delta z|$  кезінде толық саны бар, аз көлемде толық саны көбейткіш;

$z_2$  – доңғалақтағы тіс саны,  $|\Delta z|$  –  $n^0$  санды жетектің толық айналым кезіндегі бастапқы беріліс тістерін жылжу көлемінің модулі;

$$\Delta z = z_2 - n^0 z_1;$$

$z_1$  – жетек тісінің саны және  $n_1 \geq 86$  айналымның беріліс циклін жылдамдататын жетектегі білік жетекшесі.

2 П.1 бойынша беріліс қорабы жетектегі білік доңғалағының барлық тістерінің жабысқақтығымен және шеңберлі инелі мойынтіректе орналасуымен ерекшелінеді.



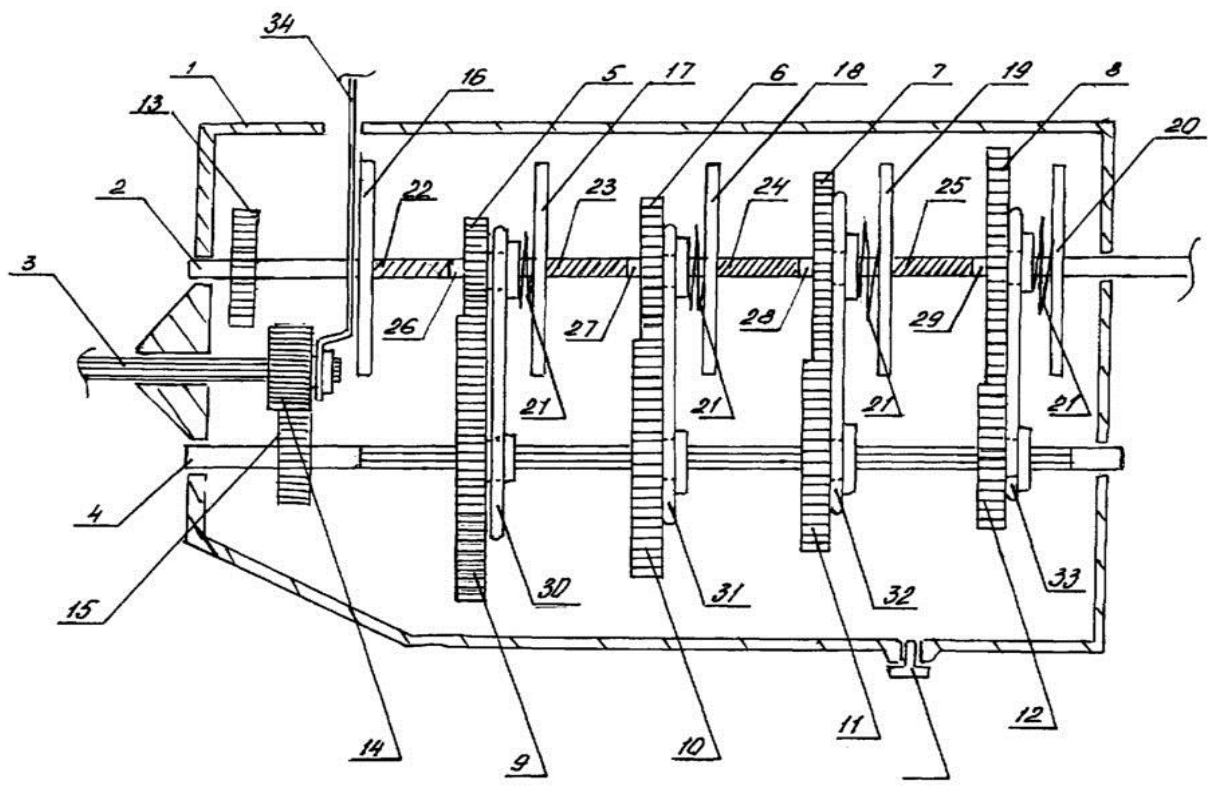
8 Сурет – RU 2520612 Беріліс қорабы

## 2.4 RU 2341384 Беріліс қорабы

1 Жылдамдықты автоматты түрде ауыстырып-қосқышы бар механикалық көпсатылы беріліс қорабы корпуста, онда орналасқан жетекші біліктен, жетектегіш біліктен, аралық біліктен, жетекші, жетектегі және аралық біліктерде орналасқан тегершектен, спидометр жетегінен, тегершікті бетке жетек орналасқан және қозғалтқышты ілінісімен байланысқан аралық білік ерекшеленетін, жетектегіш білік берілістер бойынша бірнеше бөліктерге бөлінген, олардың әр бөліктері цилиндрлік дискалармен шектелген, бір уақытта серппенің тірегі және тегершікті іліністердің фрикционды дискаларры болатын дискаларға қатаң және қимылсыз бекітілген, әр бөліктер екі аумаққа бөлінген: бірінші аумақ –кеспелі, бір аумақ соңындағы білік дискасына бекітілген винттік кеспеден тұрады, және екінші аумақтан шектелген, аймақтардың кеспелі аумақтары келесідей болуы тиіс: кеспенің ұзындығы мен қадамына байланысты басқа берілістерден бұрын жетекші берілісті беріліс санына байланысты бір уақытта қосуы тиіс, әр аумақтарда жетектегіш тегершік білігіне аралық білік қатаң және қимылсыз бекітілген, әр жетектегіш білікте білікке кигізілген және тегіс біліктегі цилиндрлік диска мен тегершік арасында орналасқан серіппелер орнатылған, әр жетектегіш білік тісті цилиндрлік дискалардан тұрады, олар кеспе аумағы жағындағы жалпақ жерде фрикционды орнатылған, тегершік ортасында кеспе тесігі орнатылған, олардың диаметрі мен параметрлері кеспе аумағына сәйкес келетін диаметр мен параметрлеге сай болуы тиіс, ол тегершікті кеспе аумағында айналдыруы тиіс, ал тегіс аумақта еріксіз орын ауыстыруы тиіс, еріксіз қозғала отырып, ол шлицтерге иеленуі тиіс, оларды әрқайсысы жетекші білік өсі бойынша қозғалады және айналады, әр жетекші тегершік жетектегіш тегершік білігіне бекітіледі, сондай –ақ сәйкес келетін жетектегіш тегершік білігімен байланысады, айналу беріліс аймағында жетекші тегершік білігі айналу үшін аралық білік жетеші білікке бекітіледі және аралық білікке әрдайым бекітіле бермейді.

2 П.1 бойынша беріліс қорабы әрқайсысы жетекші білік өсі бойынша қозғалады және айналады, әр жетекші тегершік жетектегіш тегершік білігіне бекітіледі, және жетекші тегершік білігіне байланысты жетектегіш тегершік білігі аумағына шанышқылар арқылы бекітіледі, олар тегершікті жетекші біліктің орын ауыстыруын қамтамасыз етеді.

3 П.1 бойынша беріліс қорабы барлық берілістердегі тегершіктері жетектегіш және жетектегі біліктерде орналасқан, және аралық білік арқылы айналу моментін жетектегіш және жетектегі біліктерге жіберетін тегершіктерден басқа олар әрдайым бекітілген күйде болады.



9 Сурет-RU 2341384 Беріліс қорабы

### 3 Берліс қорабын есептеу бөлім

#### 3.1 Тартылыстық-динамикалық есептеулері

##### 3.1 Кесте – Бастапқы берілгендер

Дөңгелек формуласы	4×2 , алдыңғы жетек
Жабдықталған салмағы $m_o$ , кг	1088
Орындар саны $n$	5
Максималды жылдамдық $V_{max}$ , м/с	50,8
Білік иінінің максималды айналу жиілігі $w_{e max}$ , рад/с (6000 <sub>айн/мин</sub> )	628
Аэродинамикалық кедергі коэффициенті $C_x$	0,34
Максималды меңгерілген көтерудің шамасы $\alpha_{max}$	0,24
Трансмиссияның ПӘК $\eta_{тр}$	0,92
Маңдай ауданы $F$ , м <sup>2</sup>	1,9
Тербелу кедергісінің коэффициенті $f_o$	0,014
Беріліс қорабындағы берілістер саны	5
Қозғалтқыштың айналатын бөліктерінің инерция кезеңі $I_{M, кг·м^2}$	0,24
Автокөлік дөңгелегінің инерция кезеңі $I_{K, кг·м^2}$	0,34

СИ жүйесіндегі өлшем бірлігі.

##### 3.1.1 Тартылыс есебіне бастапқы берілгендерді дайындау

Автокөліктің жалпы салмағы.

$$m_a = m_o + m_q \cdot n + m_B \quad (3.1)$$

Мұндағы  $m_o$ –автокөліктің жабдықталған салмағы (кг);

$m_q=75$  кг – адамның салмағы;

$n$  – жолаушылар саны;

$m_B$ – 1 жолаушыға жолжүгінің салмағы 10 кг.

$$m_a = 1088 + 75 \cdot 5 + 5 \cdot 10 = 1513 \text{ (кг)}$$

Шиналарды таңдау.

Бұл автокөлік және берілген жылдамдық үшін (183 км/с) 185/65R14 шиналары келеді [13].

Шинаның өлшемін біле тұра, дөңгелектің статикалық радиусын анықтаймыз:

$$r_{ст} = 0,5d + \lambda_z H \quad (3.2)$$

Мұндағы  $d$ – шинаның отырғызылатын диаметрі,

$\lambda_z=0,86$  – тороидты шиналарға арналған тік деформацияның коэффициенті,

$H$ – шинаның пішінінің биіктігі

$B$ – шинаның пішінінің ені.

$$r_{ст}=0,5 \cdot 14 \cdot 25,4 + 0,86 \cdot 122,5 = 283 \text{ (мм)}$$

Қатты жабынды жолдардағы дөңгелектің тербелуінің радиусы  $r_k \approx r_{ст}$ .

Автокөліктің сүйір пішінділігінің параметрлері.

Сүйірлік коэффициенті

$$k = C_x \cdot \rho / 2, \quad (3.3)$$

Мұндағы  $\rho = 1,293$  – қалыпты жағдайлардағы ауаның тығыздығы.

$$k = 0,34 \cdot 1,293 / 2 = 0,21981$$

Маңдайлығының ауданы

$$F = 0.8 B_r H_r \quad (3.4)$$

Мұндағы  $B_r$ – автокөліктің габариттік ені;

$H_r$ – автокөліктің габариттік биіктігі;

$$F = 1.9 \text{ (м}^2\text{)}.$$

### 3.1.2 Басты берілістің беріліс санын анықтау

$$u_0 = \frac{r_k}{u_k} \cdot \frac{w_{\max}}{V_{\max}}, \quad (3.5)$$

Мұндағы  $w_{\max}$ – қозғалтқыштың білігінің иінінің максималды бұрыштық жылдамдығы;

$u_k$ – автокөліктің максималды жылдамдығы қамтамасыз етілетін беріліс қорабындағы жоғары берілістің берілістік саны.

$$u_0 = \frac{0,283}{0,94} \cdot \frac{628}{50,8} = 3,721$$

### 3.1.3 Қозғалтқыштың ІЖС есептеу

$V_{\max}$ –кезіндегі қозғалтқыштың қуаты



$$N_V = \frac{1}{\eta_{TP}} (G_a \psi_V V_{\max} + k F V_{\max}^3) \quad (3.6)$$

Мұндағы  $\psi_V - V_{\max}$  кезіндегі жол кедергісінің коэффициенті;  
 $G_a = m_a g$  – автокөліктің жалпы салмағы.

$$\psi_V = f = f_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{2000}\right) = 0,015 \left(1 + 50,8^2 / 2000\right) = 0,034 \quad (3.7)$$

$$G_a = 1513 \cdot 9,81 = 14842,53 \text{ (H)}$$

$$N_V = \frac{1}{0,92} \left(1513 \cdot 9,81 \cdot 0,034 \cdot 50,8 + 0,21981 \cdot 1,9 \cdot 50,8^3\right) = 87,38 \text{ кВт}$$

Қозғалтқыштың максималды қуаты.

$$N_{\max} = \frac{N_V}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3} \quad (3.8)$$

Мұндағы  $a, b, c$  – эмпирикалық коэффициенттер ( $a=b=c=1$  бензинді қозғалтқыш үшін);

$$\lambda = w_{\max} / w_N = 1.07167.$$

$$N_{\max} = \frac{87,38}{1.07167 + 1.07167^2 - 1.07167^3} = 89,67 \text{ (кВт)}$$

Қозғалтқыштың ДЖС формула бойынша есептейміз:

$$N_e = N_{\max} \left[ \frac{w_e}{w_N} + \left(\frac{w_e}{w_N}\right)^2 - \left(\frac{w_e}{w_N}\right)^3 \right], \quad (3.9)$$

Мұндағы  $w_e$  – білік иінінің бұрыштық жылдамдығының ағымдық мәндері (рад/с);

$N_e$  – қозғалтқыштың тиімді қуатының ағымдық мәндері (кВт).

$$w_{eN} = w_{\max} / \lambda = 628 / 1.07167 = 586 \text{ (рад/с)}$$

Тиімді мезеттің қисығын тұрғызу үшін  $M_e$  (Н·м) келесі формуланы қолданамыз:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}. \quad (3.10)$$

Білік иінінің бұрыштық жылдамдығы қозғалтқыштың бос жүрісінің айналымына, яғни  $\omega_{\max}$  дейін сәйкес келетін  $\omega_e=90$  рад/с кейбір мәндерінен өзгеретінін ескеру қажет.

$N_e(\omega_e)$  және  $M_e(\omega_e)$  тәуелділіктерін есептейміз. Есептеулердің нәтижесін 3.2 кестеге енгіземіз.

3.2 Кесте –  $N_e(\omega_e)$  және  $M_e(\omega_e)$  тәуелділіктерінің мәндері

n, айн/мин	860	1860	2860	3860	4860	5600	5860	6000
$\omega_e$ с <sup>-1</sup>	90	194,7	299,3	404	508,7	586,1	613,3	628
$N_e$ кВт	16,17	37,81	59,17	77,08	87,93	89,44	88,37	87,4
$M_e$ Нм	179,67	194,20	197,89	190,79	172,85	152,60	144,09	139,17

### 3.1.4 Беріліс қорабының берілістік санын анықтау

Бірінші берілістің беріліс саны берілген максималды жол кедергісі  $\psi_{\max}$  бойынша анықталады.

Бұл жағдайларда автокөліктің қозғалу мүмкіндігін қамтамасыз ету үшін алдыңғы дөңгелектердегі тарту күші  $P_T$  жол кедергісінің күшінен  $P_T$  үлкен болуы қажет, яғни:

$$\frac{M_{\max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0 \cdot u_1}{r_k} \geq G_a \cdot \psi_{\max}, \text{ немесе } u_1 \geq \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{\max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0} \quad (3.11)$$

$$\psi_{\max} = f_0 + i$$

$$i = \operatorname{tg} \alpha_{\max} = \operatorname{tg} 0.24 = 0.3959$$

$$\psi_{\max} = 0,014 + 0,3959 = 0,4099$$

$$u_1 \geq \frac{1513 \cdot 9,81 \cdot 0,4099 \cdot 0,283}{197,89 \cdot 0,92 \cdot 3,721} \geq 2,56$$

Алдыңғы дөңгелектердің тайғанақтауын болдырмау үшін бірінші берілістегі тарту күші дөңгелектің жолмен ілінісу күшінен аз болуы қажет:

$$\frac{M_{\max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0 \cdot u_1}{r_{\kappa}} \leq G_{c\kappa} \cdot \varphi, \text{ немесе } u_1 \leq \frac{G_{c\kappa} \cdot \varphi \cdot r_{\kappa}}{M_{\max} \cdot \eta_{TP} \cdot u_0} \quad (3.12)$$

Мұндағы  $\varphi=0,8$ – алдыңғы дөңгелектердің жолмен ілінісу коэффициенті;  
 $G_{c\kappa}=m_1 G_1$ – автокөліктің тіркеу салмағы;  
 $m_1=0,9$ – жүктемені қайта тарату коэффициенті;  
 $G_1= G_a \cdot 0,6= 0,6 \cdot 14842,53= 8905,52$  (Н)– автокөліктің алдыңғы өсіне түсетін салмақ.

$$G_{c\kappa}=G_1 \cdot 0,9=8014,97 \text{ (Н)},$$

$$M_{\max}=197,89 \text{ (Н}\cdot\text{м)},$$

$$u_1 \leq \frac{8014,97 \cdot 0,8 \cdot 0,283}{197,89 \cdot 0,92 \cdot 3,721} \leq 2,67$$

$$2,56 \leq u_1 \leq 2,67$$

Нақты мәнді қабылдаймыз  $u_1=3,63$

Аралық сатылардың беріліс мәні:

$$q = \sqrt[4]{\frac{u_1}{u_5}} = \sqrt[4]{\frac{3,63}{0,78}} = 1,47$$

$$u_2 = \frac{u_1}{q} = 2,48$$

$$u_3 = \frac{u_1}{q^2} = 1,68$$

$$u_4 = \frac{u_1}{q^3} = 1,15$$

$$u_{3X} = 1,2 \cdot 3 = 3,6$$

Аралық сатылардың нақты беріліс мәндерін келесілерге тең етіп қабылдаймыз:

$$u_2 = 1,95$$

$$u_3 = 1,36$$

$$u_4 = 0,94$$

$$u_5 = 0,78$$

$$u_{3X} = 3,5$$

### 3.1.5 Автокөліктің тартылыс теңгерімі

Күштік теңгерім теңдеуі [13]:

$$P_T = P_D + P_B + P_{и}, \quad (3.13)$$

Мұндағы  $P_T$  – алдыңғы дөңгелектердің тарту күші;

$P_D$  – жол кедергісінің күші;

$P_B$  – ауа кедергісінің күші;

$P_{и}$  – автокөлік екпінінің кедергі күші.

Алдымен автокөліктің тартылыстық сипаттамасын құрады – беріліс қорабындағы әрбір беріліс үшін алдыңғы дөңгелектердегі  $P_T$  тарту күшінің автокөліктің жылдамдығынан  $V$  тәуелділігі. Әр түрлі берілістердегі тарту күштерін формула бойынша есептейді:

$$P_T = \frac{u_k \cdot u_0 \cdot M_e \cdot \eta_{TP}}{r_k}, \quad (3.14)$$

Мұндағы  $u_k$  – беріліс қорабының беріліс саны;

$M_e$  – қозғалтқыштың тиімді мезетінің шамасы.

Есептеу кезінде таңдалған ІЖС мәндерін  $w_e$  пайдаланамыз, соларға сәйкесінше әр түрлі берілістегі автокөлік жылдамдығын келтіріп:

$$V = \frac{r_k \cdot w_e}{u_k \cdot u_0}. \quad (3.15)$$

Есептеулердің нәтижесін 3.2-кестеге енгіземіз.

Автокөліктің және жолдың өзара әрекеттестігі автокөліктің тауға қозғалысы кезіндегі автокөлікті көтеруге кететін энергия шығындарымен және

шиналар мен жолдардың деформациясына кететін қайтымсыз шығындармен сипатталады.

### 3.3 Кесте – Автокөліктің тартылыстық сипаттамасы

n, айн/мин	Берілістегі алдыңғы дөңгелектердің тарту күші, Н				
	I	II	III	IV	V
860	7644,11	4095,06	2856,04	1974,03	1638,02
1860	8262,29	4426,23	3087,01	2133,67	1770,49
2860	8419,71	4510,56	3145,82	2174,32	1804,22
3860	8117,21	4348,50	3032,80	2096,20	1739,40
4860	7353,95	3939,61	2747,63	1899,10	1575,85
5600	6492,41	3478,07	2425,73	1676,61	1391,23
5860	6130,35	3284,11	2290,46	1583,11	1313,65
6000	5921,02	3171,98	2212,25	1529,06	1268,79

Осыған байланысты, көтеруге кететін кедергі күшінің  $P_{\text{п}}$  және тербелудің кедергі күшінің  $P_{\text{ф}}$  қосындысына тең жолдың кедергі күші  $P_{\text{д}}$  туралы түсінік пайдаланылады:

$$P_{\text{д}} = P_{\text{п}} + P_{\text{ф}}. \quad (3.16)$$

Қозғалыс кезінде автокөлік ауаның кедергі күшіне  $P_{\text{в}}$  ие болады, оны формула бойынша анықтайды:

$$P_{\text{в}} = k \cdot F \cdot V^2 \quad (3.17)$$

Автокөліктің көлденең жол бойымен қозғалу кезіндегі күштік теңгерімін құру үшін жолдың кедергі күшін формула бойынша есептейді:

$$P_{\text{д}} = P_{\text{ф}} = G_{\text{а}} \cdot f \quad (3.18)$$

Есептеулердің нәтижесін 3.3 кестеге енгіземіз және кесте түрінде келтіреміз.

Ауа кедергісінің күштерінің  $P_{\text{в}}$  мәндерін сәйкес келетін күштерден  $P_{\text{д}}$  жоғарыға алып қояды. Алдыңғы дөңгелектердің тайғанақтау мүмкіндігін ескеру үшін ілінісу күшін анықтау қажет.

$$P_{\text{сц}} \approx G_{\text{сц}} \cdot \varphi = 8014,97 \cdot 0,8 = 6411,9 \text{ (Н)}. \quad (3.19)$$

### 3.1.6 Автокөліктің динамикалық сипаттамасы

$$D = \frac{P_T - P_B}{G_a} \quad (3.20)$$

Бұл формула бойынша және күштік теңгерімнің берілгендері бойынша автокөліктің динамикалық сипаттамасын есептейді және құрады, ол әр түрлі беріліс кезіндегі беріліс қораптарындағы және автокөліктің толық жүктемесі кезіндегі динамикалық фактордың  $D$  қозғалу жылдамдығынан тәуелділігінің сызытық бейнесі болып табылады. Есептеулердің берілгендерін 3.3 – кестеге енгіземіз және график түрінде келтіреді. Осыған байланысты, көтеруге кететін кедергі күшінің  $P_n$  және тербелудің кедергі күшінің  $P_f$  қосындысына тең жолдың кедергі күші  $P_d$  туралы түсінік пайдаланылады. Қозғалыс кезінде автокөлік ауаның кедергі күшіне  $P_b$  ие болады, оны формула бойынша анықтайды. Автокөліктің және жолдың өзара әрекеттестігі автокөліктің тауға қозғалысы кезіндегі автокөлікті көтеруге кететін энергия шығындарымен және шиналар мен жолдардың деформациясына кететін қайтымсыз шығындармен сипатталады. Бұл формула бойынша және күштік теңгерімнің берілгендері бойынша автокөліктің динамикалық сипаттамасын есептейді және құрады, ол әр түрлі беріліс кезіндегі беріліс қораптарындағы және автокөліктің толық жүктемесі кезіндегі динамикалық фактордың  $D$  қозғалу жылдамдығынан тәуелділігінің сызытық бейнесі болып табылады.

3.4 Кесте – Динамикалық фактордың  $D$  қозғалу жылдамдығынан тәуелділігі

Айн/мин	Берілістегі динамикалық фактор $D$ :				
	I	II	III	IV	V
860	0,5149	0,2755	0,1917	0,1314	0,1080
1860	0,5562	0,2965	0,2044	0,1363	0,1084
2860	0,5661	0,2998	0,2035	0,1288	0,0959
3860	0,5447	0,2855	0,1890	0,1090	0,0704
4860	0,4921	0,2536	0,1607	0,0769	0,0320
5600	0,4329	0,2186	0,1311	0,0452	-0,0047
5860	0,4081	0,2040	0,1189	0,0324	-0,0193
6000	0,3937	0,1956	0,1119	0,0252	-0,0275

### 3.1.7 Автокөліктің екпін алуы

#### 3.1.7.1 Екпін алу кезіндегі жылдамдатылуы

Екпін алу кезіндегі жылдамдатылуын автокөліктің жақсы сапалы қатты жабынды көлденең жолмен қозғалтқыштың қуатын максималды пайдалану және алдыңғы дөңгелектердің тайғанақтауы жоқ кезіндегі қозғалу жағдайы үшін анықтайды. Жылдамдатылуын келесі өрнектен табады [13] :

$$J = \frac{(D-f) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (3.21)$$

Осыдан:

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{(I_M \cdot \eta_{TP} \cdot (u_0 \cdot u_k)^2 + I_k \cdot n_k) \cdot g}{G_a \cdot r_k^2}$$

Мұндағы  $I_M$  – қозғалтқыштың айналатын бөліктерінің инерция моменті (кг·м<sup>2</sup>);

$I_k$  – автокөлік дөңгелегінің инерция моменті;

$n_k$  – алдыңғы дөңгелектер саны.

#### 3.5 Кесте – Айналатын денелерді ескеретін коэффициенті

	$u_1$	$u_2$	$u_3$	$u_4$	$u_5$
$\delta_{BP}$	1,027	1,016	1,012	1,009	1,008

(3.21) формула бойынша екпін алудың жылдамдытылуын анықтайды, нәтижелерін 3.6 кестеге енгіземіз және  $j=f(V)$  тәуелділігінің графигін тұрғызамыз.

Сонан соң кері жылдамдатылулардың (1/j) жылдамдықтан V тәуелділігін тұрғызу керек. Максималдыға жақын жылдамдықтар V кезінде жылдамдатылуы нөлге ұмтылғандықтан, онда кері жылдамдатылуларды есептеу үшін  $V=(0,8 \dots 0,9)V_{max}$  жылдамдығымен шектеледі.

#### 3.6 Кесте – Екпін алудың жылдамдытылуы

n, айн/мин	Берілістегі жылдамдатылуы, м/с <sup>2</sup> :				
	I	II	III	IV	V
860	4,77	2,51	1,72	1,13	0,90
1860	5,17	2,71	1,83	1,16	0,88
2860	5,26	2,74	1,81	1,06	0,72
3860	5,05	2,59	1,65	0,83	0,42

*кестенің жалғасы 3.6*

4860	4,55	2,27	1,35	0,47	-0,03
5600	3,98	1,93	1,04	0,12	-0,45
5860	3,74	1,78	0,92	-0,02	-0,61
6000	3,60	1,70	0,84	-0,10	-0,70

### 3.1.7.2 Екпін алудың уақыты және жолы

Автокөліктің екпін алуының уақытын және жолын графоаналитикалық тәсілмен анықтайды. Бұл тәсілдің мәні интегралдауды соңғы шамалардың қосындысымен ауыстыруда

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \left( \frac{1}{j_{CP}} \right)_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i) \quad (3.22)$$

Осы мақсатпен кері жылдамдатулардың қисығын аралықтарға бөледі және  $(1/j)=const$  мәні сәйкес келетін әрбір аралықта автокөлік тұрақты жылдамдатылумен  $j=const$  екпіндетіледі деп есептейді. Бұл шамаларды келесі түрде анықтауға болады:

$$\left( \frac{1}{j_{CP}} \right)_k = \frac{(1/j)_{k-1} + (1/j)_k}{2} \quad (3.23)$$

Мұндағы  $k$ – аралықтың реттік саны.

$\Delta V_k$  аралығындағы  $(1/j)$  қисықтың аумағының нақты мәнін  $\Delta V_k$  және  $(1/j_{CP})_k$  жақтары бар тік бұрыштың ауданының мәніне ауыстыра отырып, жуық интегралдауға ауысамыз:

$$\Delta t = (1/j_{CP})_k \cdot (V_k - V_{k-1}) \quad (3.24)$$

$$t_1 = \Delta t_1, t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k \quad (3.25)$$

Мұндағы  $t_1$ –  $V_0$  жылдамдықтан  $V_1$  жылдамдыққа дейінгі екпін уақыты;  
 $t_2$ –  $V_2$  жылдамдығына дейінгі екпін уақыты.

Есептеудің нәтижесін 3.7 – кестеге енгізеді және график түрінде келтіреді. Ұқсас түрде автокөліктің жылдамдығынан екпін алу жолының  $S$  тәуелділігін алу үшін  $t=f(V)$  тәуелділігін сызбалы интегралдау жүргізіледі.

Бұл жағдайда  $t=f(V)$  қисығы уақыт бойынша аралықтарға бөлінеді, және олардың әрбіріне сәйкесінше мәндері  $V_{cpk}$  табылады.  $\Delta t_k$  аралығындағы



қарапайым тік бұрыштың ауданы, ол автокөліктің тұрақты жылдамдықпен  $V_{срk}$  қозғалғандағы  $t_{k-1}$  белгісінен  $t_k$  білгісіне дейін өткен жол.

Қарапайым тік бұрыштың ауданының шамасы келесі түрде анықталады:

$$\Delta S = V_{срk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{срk} \cdot \Delta t_k, \quad (3.26)$$

Мұндағы  $k=1\dots m$  – аралықтың реттік саны,  $m$  өз еркінше таңдалады ( $m=n$ ).

$V_0$  жылдамдықтан екпін алу жолы,  $V_1$ :  $S_1=\Delta S_1$  жылдамдығына дейін,  $V_2$ :  $S_2=\Delta S_1+\Delta S_2$  жылдамдығына дейін,  $V_n$ :  $S_n=\sum_{k=1}^m \Delta S_k$  жылдамдығына дейін.

Есептеудің нәтижесін 3.7 – кестеге енгізеді және график түрінде келтіреді.

3.7 Кесте –  $V_0$  жылдамдықтан екпін алу жолы

Жылдамдық аралығы, м/с	Уақыты, с
0 - 0	0
0 - 8,28	1,58
0 - 14,61	3,23
0 - 20,94	5,00
0 - 27,27	7,25
0 - 33,60	9,53

### 3.1.8 Автокөліктің қуаттылық теңгерімі

Қуаттылық теңгерім теңдеуі [13]:

$$N_T = N_e - N_{тр} = N_f + N_{п} + N_{в} + N_{и}, \quad (3.27)$$

Мұндағы,  $N_T$  – алдыңғы дөңгелектерге келетін тартылыс қуаты;

$N_{тр}$  – трансмиссияның агрегатында жоғалған қуат;

$N_f = P_f \cdot V$  – дөңгелектің тербелуінің кедергі күшін меңгеруге жұмсалған қуат;

$N_{п} = P_{п} \cdot V$  – көтеруге кеткен кедергі күшін меңгеруге жұмсалған қуат ( $N_{п}=0$ );

$N_{в} = P_{в} \cdot V$  – ауаның кедергі күшін меңгеруге жұмсалған қуат;

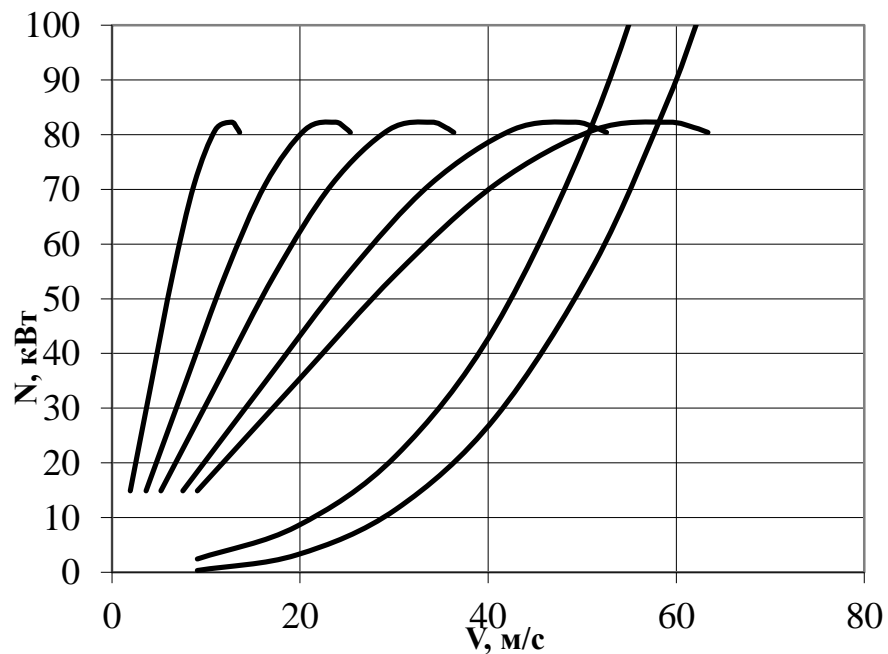
$N_{и} = P_{и} \cdot V$  – автокөліктің инерция күшін меңгеруге жұмсалған қуат, ( $N_{и}=0$ );

$N_f$  - қисығының үстінен ауа кедергісінің қуатының мәнін алады.

$$N_T = N_e \cdot \eta_{TP} = 0.92 \cdot N_e \quad (3.28)$$

3.8 Кесте – Қуат теңгерімі

$V, \text{ м/с}$	9,08	19,65	30,2	40,77	51,33	59,14	61,89	63,37
$N_e, \text{ кВт}$	16,17	37,81	59,23	77,08	87,93	89,44	88,37	87,40
$N_T, \text{ кВт}$	14,88	34,79	54,49	70,91	80,90	82,28	81,30	80,41
$N_B, \text{ кВт}$	0,31	3,17	11,50	28,30	56,48	86,39	99,01	106,28
$N_D, \text{ кВт}$	2,10	5,22	9,79	16,62	26,48	36,19	40,17	42,44
$N_{B+D}$	2,42	8,39	21,29	44,92	82,97	122,58	139,17	148,72
$(N_D + N_B)/N_T$	0,16	0,24	0,39	0,63	1,03	1,49	1,71	1,85



10 Сурет – Қуат балансы

### 3.1.9 Автокөліктің отын-экономикалық сипаттамаларын есептеу

Отын-экономикалық сипаттамасын алу үшін автокөліктің жоғары берілісте көлденең жолда минималды тұрақтыдан максималдыға дейінгі берілген тұрақты жылдамдықпен қозғалған кездегі отын шығынын есептеу қажет [13].

$$Q_s = \frac{1,1 \cdot g_{e\min} K_H \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \quad (3.29)$$

Мұндағы  $g_{e\min}=240$  г/(кВт·ч) – отынның минималды меншікті тиімді шығыны;

$\rho_T=0,72$  кг/л – отынның тығыздығы.

$$K_H = 1,152 \cdot I^2 - 1,728 \cdot I + 1,523 \quad (3.30)$$

Шамалардың өзгеруін ескеретін коэффициент.

Қатты пайдалану дәрежесінен тәуелді отынның меншікті тиімді шығыны.

$$N = \frac{N_f + N_B}{N_T}, \quad (3.31)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227 \quad (3.32)$$

Шамалардың өзгеруін ескеретін коэффициент.

$w_e$  тәуелді отынның меншікті тиімді шығыны.

$$E = \frac{w_e}{w_{eN}}, \quad (3.33)$$

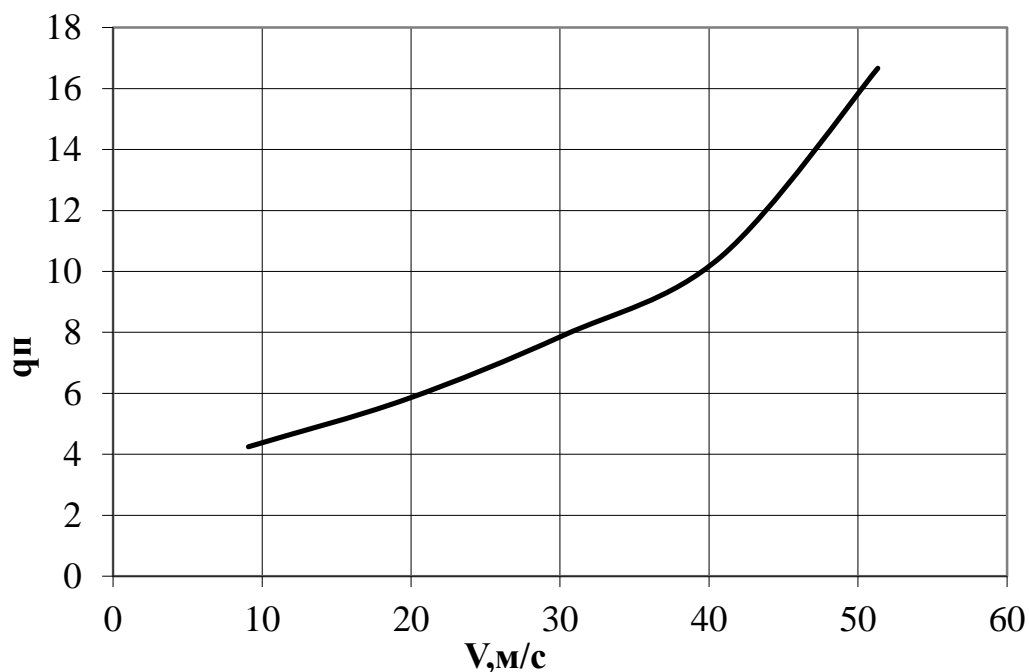
Есептеулердің нәтижесін 3.9 кестеге енгізеді және график түрінде келтіреді.

3.9 Кесте – Отын экономикалық сипаттамалары

$V_A$ м/с	$I$	$E$	$K_H$	$K_E$	$Q_s$ л/100 км
9,08	0,16	0,14	1,276	1,132	4,3
19,65	0,24	0,31	1,175	1,045	5,8

кестенің жалғасы 3.9

30,2	0,39	0,48	1,024	0,988	7,9
40,77	0,63	0,64	0,892	0,962	10,5
51,33	1,03	0,81	0,965	0,965	16,7



11 Сурет – Отын экономикалық сипаттамасы

### 3.2 Беріліс қорабының екіншілік білігін есептеу

#### 3.2.1 Білікті алдын ала есептеу

Бастапқы берілгендері:

$$F_t = 10053H \quad F_a = 4903H \quad F_r = 4087H \quad d = 0,105м$$

$$F_t = \frac{2T_{e \max} \cdot 3.64}{d} = \frac{1055.6}{0.105} = 10053 (H)$$

$$F_r = \frac{2T_{e \max} \cdot 3.64 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{(d \cdot \cos \beta)} = \frac{2 \cdot 145 \cdot 3.64 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{(0.105 \cdot \cos 26^\circ)} = \frac{384.2}{0.094} = 4087 (H)$$

$$F_a = \frac{2T_{e \max} \cdot 3.64 \cdot \operatorname{tg} \beta}{d} = \frac{2 \cdot 145 \cdot 3.64 \cdot \operatorname{tg} 26^\circ}{0.105} = 4903 (H)$$

1 Тік жазықтық:

а) Тіректік әсерлерін анықтаймыз:

$$\sum M_3 = 0 \quad -R_{Ay} \cdot 0.208 - F_r \cdot 0.046 + F_a \cdot 0.0355 = 0 \Rightarrow R_{Ay} = \frac{F_a \cdot 0.0355 - F_r \cdot 0.046}{0.208} = -67 (H)$$

$$\sum M_1 = 0 \quad F_r \cdot 0.162 + F_a \cdot 0.0355 - R_{By} \cdot 0.208 = 0 \Rightarrow R_{By} = \frac{F_a \cdot 0.0355 + F_r \cdot 0.162}{0.208} = 4020 (H)$$

Тексеру:

$$\sum Y = 0 \quad R_{By} - F_r - R_{Ay} = 0$$

$$4020 - 4087 + 67 = 0$$

Дурыс

б) X осіне қатысты иілу моментінің эпюрасын тұрғызамыз:

$$M_{x1} = 0 \quad M_{x2} = -R_{Ay} \cdot 0.162 = 10.9 (Hm) \quad M'_{x2} = F_a \cdot 0.0355 + 10.9 = 185 (Hm) \quad M_{x3} = 0$$

2 Көлденең жазықтық:

а) Тіректік әсерлерін анықтаймыз:

$$\sum M_3 = 0 \quad F_t \cdot 0.046 + R_{Ax} \cdot 0.208 = 0 \Rightarrow R_{Ax} = \frac{-F_t \cdot 0.046}{0.208} = -2223 (H)$$

$$\sum M_1 = 0 \quad R_{Bx} \cdot 0.208 - F_t \cdot 0.162 = 0 \Rightarrow R_{Bx} = \frac{F_t \cdot 0.162}{0.208} = 7830 (H)$$

Тексеру:

$$\sum X = 0 \quad R_{Ax} - R_{Bx} + F_t = 0$$

$$-2223 - 7830 + 10053 = 0$$

Дурыс

б) Y осіне қатысты иілу моментінің эпюрасын тұрғызамыз:

$$M_{y1} = 0 \quad M_{y2} = R_{Ax} \cdot 0.162 = -360 (Hm) \quad M_{y3} = 0$$

3 Айналу моментінің эпюрасын тұрғызамыз:

$$M_K = M_Z = \frac{F_t d}{2} = 528 (Hm) \tag{3.34}$$

4 Қосынды радиал реакциясын анықтаймыз:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = 2224 (H)$$
$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = 8802 (H) \tag{3.35}$$

5 Ең көп жүктелген қималардағы қосынды иілу моменттерін анықтаймыз:

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = 405 \text{ (Hм)} \quad (3.36)$$

### 3.2.2 Білікті тексеру есептеуі

Есептеу мақсаты: біліктің қауіпті қимасындағы беріктік қорының коэффициентін анықтау және оны рұқсат етілгенімен тексеру  $s \geq [s] = 1,3 \dots 2,1$ .

Қауіпті қима болып бірінші беріліс және басты жұп тегершігі арасындағы жырашық табылады, сондықтан дәл осы жерде статистика бойынша екіншілік біліктің сынуы болады.

Қауіпті қимадағы иілу моменттерін есептейміз:

X осіне қатысты:

$$M_{xon} = -R_{Ay} \cdot 0.170 = 11.39 \text{ (Hм)} \quad M'_{xon} = F_a \cdot 0.0355 + 11.39 = 185,5 \text{ (Hм)}$$

Y осіне қатысты:

$$M_{yon} = R_{Ax} \cdot 0.170 = -378 \text{ (Hм)}$$

Қауіпті қимадағы қосынды иілу моменті:

$$M_{on} = \sqrt{M_{xon}^2 + M_{yon}^2} = 421 \text{ (Hм)}$$

Жетілдірілмеген білік үшін.

Біліктің қауіпті қималарындағы кернеуін анықтау.

Қиманың кедергі моменті:

$$W_{кр} = \pi(D^4 - d^4)/16D \quad (3.37)$$

$$W_{кр on} = 3.14(31,3^4 - 10^4)/16 \cdot 31,3 = 5.96 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_{a on} = \sigma_{u on} = \frac{M_{on} \cdot 10^3}{W_{кр on}} = \frac{421 \cdot 10^3}{5,96 \cdot 10^3} = 70,64 \frac{\text{H}}{\text{мм}^2}; \quad (3.38)$$

Мұндағы  $\sigma_a$  - кернеу амплитудасы;

$\sigma_u$  - иілудің есептік кернеуі;

M – қимадағы қосынды иілу моменті;

$W_{кр}$  - білік қимасының остік кедергі моменті.

$$\tau_{aon} = \frac{\tau_k}{2} = \frac{M_k \cdot 10^3}{2W_{kron}} = \frac{527,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 5,96 \cdot 10^3} = 44,3 \frac{H}{мм^2}; \quad (3.39)$$

Мұндағы  $\tau_a$  - цикл амплитудасы;

$\tau_k$  - бұралудың есептік кернеуі;

$M_k$  - бұралу моменті.

Қалыпты және жанама кернеулердің шоғырлануының коэффициентін анықтау

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left( \frac{1,8}{0,73} + 1 - 1 \right) \frac{1}{1,2} = 2,05 \quad (3.40)$$

Мұндағы  $K_\sigma$  - кернеудің тиімді коэффициенті;

$K_d$  - көлденең қиманың абсолютті мөлшерінің әсерінің коэффициенті;

$K_F$  - кедір-бұдырлық әсерінің коэффициенті;

$K_y$  - беттік орнығу әсерінің коэффициенті.

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left( \frac{1,45}{0,73} + 1 - 1 \right) \frac{1}{1,2} = 1,65 \quad (3.41)$$

Мұндағы  $K_\tau$  - кернеудің тиімді коэффициенті.

Біліктің есептік қимасындағы төзімділік шегін анықтау

$\sigma_{-1}$  - иілудің симметриялы циклі кезіндегі болаттың төзімділік шегі, 19 ХГН үшін  $500 \text{ Н/мм}^2$  қабылдаймыз[5];

$$\begin{aligned} (\sigma_{-1})_D &= \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D} = \frac{500}{2,05} = 243,9 \frac{H}{мм^2}; \\ (\tau_{-1})_D &= \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D} = \frac{0,58\sigma_{-1}}{(K_\tau)_D} = \frac{0,58 \cdot 500}{2,05} = 141,5 \frac{H}{мм^2}; \end{aligned} \quad (3.42)$$

Мұндағы  $\sigma_{-1}$  және  $\tau_{-1}$  - иілудің және айнарудың симметриялы циклі кезіндегі төзімділік шегі.

Қалыпты және жанама кернеулер бойынша беріктік қорының коэффициентін анықтау

$$s_{\sigma 2} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_{a2}} = \frac{243,9}{70,64} = 3,45;$$

$$s_{\tau 2} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_{a2}} = \frac{141,5}{44,3} = 3,19. \quad (3.43)$$

Қауіпті қимадағы беріктік қорының жалпы коэффициентін анықтау

$$s_2 = \frac{s_{\sigma 2} \cdot s_{\tau 2}}{\sqrt{s_{\sigma 2}^2 + s_{\tau 2}^2}} = \frac{3,45 \cdot 3,19}{\sqrt{3,45^2 + 3,19^2}} = 2,3 > [s]$$

Беріктік шарты орындалады.

Жетілдірілген білік үшін.

Біліктің қауіпті қимасындағы кернеуді анықтау.

Қиманың кедергі моменті:

$$W_{кр\ on} = 3,14(37^4 - 10^4) / 16 \cdot 37 = 9,89 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_{a\ on} = \sigma_{u\ on} = \frac{M_{on} \cdot 10^3}{W_{кр\ on}} = \frac{421 \cdot 10^3}{9,89 \cdot 10^3} = 42,6 \frac{H}{\text{мм}^2};$$

Мұндағы  $\sigma_a$  - кернеу амплитудасы;

$\sigma_u$  - иілудің есептік кернеуі;

$M$  – қимадағы қосынды иілу моменті;

$W_{кр}$  - білік қимасының остік кедергі моменті.

$$\tau_{a\ on} = \frac{\tau_k}{2} = \frac{M_k \cdot 10^3}{2W_{кр\ on}} = \frac{527,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 9,89 \cdot 10^3} = 26,7 \frac{H}{\text{мм}^2};$$

Мұндағы  $\tau_a$  - цикл амплитудасы;

$\tau_k$  - айналудың есептік кернеулері;

$M_k$ - бұралу моменті.

Қалыпты және жанама кернеулердің шоғырлануының коэффициентін және біліктің есептік қимасындағы төзімділік шегін дәл жетілдірілмеген біліктегі сияқты етіп қабылдаймыз.

Қалыпты және жанама кернеулер бойынша беріктік қорының коэффициентін анықтау



$$s_{\sigma 2} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_{a2}} = \frac{243,9}{42,6} = 5,7;$$

$$s_{\tau 2} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_{a2}} = \frac{141,5}{26,7} = 5,3.$$

Қауіпті қимадағы беріктік қорының жалпы коэффициентін анықтау

$$s_2 = \frac{s_{\sigma 2} \cdot s_{\tau 2}}{\sqrt{s_{\sigma 2}^2 + s_{\tau 2}^2}} = \frac{5,7 \cdot 5,3}{\sqrt{5,7^2 + 5,3^2}} = 3,9 > [s]$$

Беріктік шарты орындалады.

Есептеулерден көргеніміздей, жетілдірілмеген біліктің қауіпті қимасындағы беріктік қорының коэффициенті рұқсат етілген мәнінің шегінде, ол оның беріктігіне күмән келтіреді. Ал жетілдірілген біліктің қауіпті қимасындағы беріктік қорының коэффициенті рұқсат етілгеннен екі есе көп, яғни ол беріктігінің артықшылығын көрсетеді.

### 3.3 Тісті іліністің есептеуі

#### 3.3.1 Тістердің активті беттерінің контактілік төзімділігін тексеру есебі

Бастапқы берілгендер:

$u = 3,64$  – берілістік саны.

$n_1 = 4000$  об/мин – тегершіктің айналу жиілігі ( $n_2 = 1099$  айн/мин);

$T_1 = 145$  Нм – тегершіктегі айналу моменті ( $T_2 = 527,8$  Нм);

Қозғалтқышты іске қосқандағы асқын жүктелу коэффициенті  $K_{неp} = 1,8$ .

Қосымша қабылданған бастапқы берілгендер:

Тегершіктің материалы – болат 19ХГН;

Дөңгелектің материалы – болат 20ХГНМ;

Термиялық өңдеу әдісі:

- тегершіктер – нитрокіркірту, ТУ 5.00147/1 бойынша суару және жұмсарту (тіс беттерінің қаттылығы  $>58$  HRC (88 HRC)) [5];

- дөңгелектер – ТУ 5.00147/1 бойынша суару және жұмсарту (тіс беттерінің қаттылығы  $>58$  HRC (88 HRC)) [5];

- тегершіктің жылжу коэффициенті  $x_1 = 0,55$ ,  $x_2 = 0$ .

Беріліс реверсивтік емес.

### 3.3.1.1 Есептік контактілік кернеуді анықтау

Контактілік төзімділігі ілінісу жолағындағы әсер ететін есептік және рұқсат етілетін контактілік кернеулерді салыстырылуымен орнатылады:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}, \quad (3.44)$$

Мұндағы  $K_H$  – жүктелу коэффициенті;

$\sigma_{H0} - K_H = 1$  кезіндегі ілінісу полюсіндегі контактілік кернеу;

$K_H = 1$  кезіндегі ілінісу полюсіндегі контактілік кернеуді келесі түрде анықтайды, *МПа*:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH}}{b_\omega d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (3.45)$$

Мұндағы  $Z_E$  – түйіндескен тісті дөңгелектердің материалдарының механикалық қасиетін ескеретін коэффициенті;

$Z_H$  – ілінісу полюсіндегі түйіндескен тіс беттерінің формасын ескеретін коэффициенті;

$Z_\varepsilon$  – контактілік желілерінің қосынды ұзындығын ескеретін коэффициенті;

$F_{tH}$  – бөлгіш цилиндрдегі айналма күші, *H*;

$b_\omega$  – тісті берілістің тәжінің жұмыстық ені, *мм*;

$d_1$  – тегершіктің бөлгіш диаметрі, *мм*.

Ілінісу полюсіндегі түйіндескен тіс беттерінің формасын ескеретін коэффициент  $Z_H$  формула бойынша анықталады:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_d}{\sin 2\alpha_{t\omega}}} = \frac{1}{0,926} \sqrt{\frac{2 \cdot 0,912}{0,7}} = 1,74, \quad (3.46)$$

Шеткі қимадағы пішіннің бөлгіш бұрышы:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = \arctg \frac{0,364}{0,89} = 22,24^\circ; \quad (3.47)$$

негізгі көлбеу бұрышы:  $\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos 20^\circ) = 24,19^\circ$ ;

$$\operatorname{inv} \alpha_{t\omega} = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} 20^\circ}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t, \quad (3.48)$$

$x_1 + x_2 = 0,55$  болғандықтан, онда  $\alpha_{t\omega} = 22,25^\circ$

Түйіндескен тісті дөңгелектердің механикалық қасиетін ескеретін коэффициенті  $Z_E = 190$ .

Осьтік жабу коэффициенті  $\varepsilon_\beta$  формула бойынша анықталады:

$$\varepsilon_\beta = b_w / p_x = 16 / 6,94 = 2,3, \quad (3.49)$$

осьтік қадам:  $p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta} = 6,94$ .

Контакттік желілерінің қосынды ұзындығын ескеретін коэффициенті  $Z_\varepsilon$ , формула бойынша анықталады:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,81}} = 0,743, \quad (3.50)$$

Шеткі жабу коэффициенті:  $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}$ .

Шеткі жабу коэффициентін құраушылар:

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \frac{z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{t\omega})}{2\pi} = \frac{11 \cdot (1,055 - 0,4)}{2\pi} = 1,15, \quad (3.51)$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{z_2(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{t\omega})}{2\pi} = \frac{40 \cdot (0,504 - 0,4)}{2\pi} = 0,66.$$

Ұшының айналасындағы нүктелердегі тіс пішінің бұрышы:

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos \frac{25}{36,34} = 46,53^\circ \quad (3.52)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \arccos \frac{98,24}{110} = 26,74^\circ$$

Онда  $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 1,15 + 0,66 = 1,81$ .

Бөлгіш цилиндрдегі айналма күші  $F_{тН}$  формула бойынша анықталады,  $H$ :

$$F_{тН} = 2000 \cdot T_{1Н} / d_1 = 2000 \cdot 145 / 28,76 = 10083,5. \quad (3.53)$$

Алынған деректерді формулаға қойып, алатынымыз:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{тН}}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = 190 \cdot 1,74 \cdot 0,743 \cdot \sqrt{\frac{10083,5}{16 \cdot 28,76} \cdot \frac{3,64+1}{3,64}} = 1298$$

Жүктелу коэффициентін  $K_H$  келесі тәуелділік бойынша анықтайды:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (3.54)$$

Мұндағы  $K_A$  – сыртқы динамикалық жүктемені ескеретін коэффициент;  
 $K_{H\alpha}$  – тістер арасында жүктеменің біркелкі емес таралуын ескеретін коэффициент;

$K_{H\beta}$  – тістің ені бойынша жүктеменің біркелкі емес таралуын ескеретін коэффициент;

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

Сыртқы динамикалық жүктемені ескеретін коэффициент:  $K_A = 1,12$ .

Тістер арасында жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент  $K_{H\alpha}$ , бірқалыптылық нормасы бойынша айналма жылдамдық және дәлділік дәрежесінің тәуелділігінің кестесі бойынша таңдалады:  $K_{H\alpha} = 1,05$ .

Контакттік желілердің ұзындығы бойынша жүктеменің біркелкі емес таралуын ескеретін коэффициент  $K_{H\beta}$ , параметрден тәуелді алады  $\psi_{bd}$ , беріліс сұлбасын және тістің активті беттерінің қаттылығын график бойынша  $K_{H\beta} = 1,12$ .

Динамикалық коэффициент  $K_{H\nu}$  формула бойынша анықталады:

$$K_{H\nu} = 1 + \omega_{H\nu} \cdot b_{\omega} / (F_{tH} \cdot K_A) = 1 + 18,12 \cdot 16 / (10083,5 \cdot 1,12) = 1,03, \quad (3.55)$$

мұндағы

$$\omega_{H\nu} = \delta_H g_0 \nu \sqrt{\frac{a_{\omega}}{u}} = 0,04 \cdot 4,7 \cdot 22,3 \sqrt{\frac{68}{3,64}} = 18,12, \quad (3.56)$$

Мұндағы  $\omega_{H\nu}$  – меншікті айналма динамикалық күші,  $H/мм$ ;

$\nu$  – бөлгіш цилиндрдегі айналма жылдамдық,  $м/с$ ;

$\delta_H = 0,04$  – тісті берілістің және тістердің бастиегінің пішінінің түрленуінің әсерін ескеретін коэффициент;

$g_0 = 4,7$  – тегершік тістерінің және дөңгелектерінің ілінуісінің кадамдарының әр түрлілігінің әсерін ескеретін коэффициент.

Осылайша:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = 1,12 \cdot 1,05 \cdot 1,12 \cdot 1,03 = 1,36.$$

Онда:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 1298 \cdot \sqrt{1,36} = 1512 \text{ МПа}.$$

### 3.3.1.2 Тексеру есебіндегі рұқсат етілетін контактілік кернеулер

Рұқсат етілетін контактілік кернеулер  $\sigma_{HP}$  тегершік және дөңгелек үшін жеке-жеке анықтайды, МПа:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X, \quad (3.57)$$

Мұндағы  $\sigma_{Hlimb}$  – кернеу циклдерінің базалық санына сәйкес келетін контактілік төзімділік шегі, МПа;

$S_H$  – беріктік қорының коэффициенті;

$Z_N$  – төзімділік коэффициенті;

$Z_R$  – тістердің үйкеліскен беттерінің кедір-бұдырлығын ескеретін коэффициент;

$Z_v$  – айналма жылдамдықты ескеретін коэффициент;

$Z_L$  – майдың тұтқырлығының әсерін ескеретін коэффициент;

$Z_X$  – тісті дөңгелектің мөлшерін ескеретін коэффициент.

Контактілік төзімділік шегі  $\sigma_{Hlimb1}$ , МПа:

- нитрокіріктірілген тегершік үшін  $\sigma_{Hlimb1} = 23 \cdot H_{HRC} = 23 \cdot 88 = 2024$ ;

- нитрокіріктірілген дөңгелек үшін  $\sigma_{Hlimb2} = 23 \cdot H_{HRC} = 23 \cdot 88 = 2024$ .

Беріктік қорының коэффициенті: біртекті құрылымды материалдан дайындалған тегершік және дөңгелек үшін,  $S_{H1} = 1,1$  и  $S_{H2} = 1,1$  деп қабылдаймыз.

Майлаудың әсерін ескеретін коэффициент  $Z_L$ , тәжірибелік берілгендердің жоқ кезінде  $Z_L = 1$  деп қабылдаймыз.

Тістің үйкеліскен беттерінің бастапқы кедір-бұдырлығының әсерін ескеретін коэффициент  $Z_R$ , тістерінің беті дөрекі келетін түйіндес дөңгелектер бойынша анықталады, яғни беттің кедір-бұдырлығының параметрлерінің тәуелділігінен:  $Z_R = 1$  [6].

Айналма жылдамдықты ескеретін коэффициент  $Z_v$ , формула бойынша анықтайды:  $H(550 \text{ HV}) > 350 \text{ HV}$  кезінде

$$Z_{v1} = Z_{v2} = 0,925 \cdot v^{0,05} = 0,925 \cdot 22,3^{0,05} = 1,08. \quad (3.58)$$

Тісті дөңгелектің мөлшерін ескеретін коэффициент  $Z_X$ :

$d_1 < 700$  және  $d_2 < 700$  болғандықтан, онда  $Z_{X1} = 1$  және  $Z_{X2} = 1$ .

Онда рұқсат етілетін контактілік кернеу, МПа:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_{v1} Z_L Z_{X1} = \frac{2024 \cdot 1}{1,1} 1 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1 = 1987,2, \quad (3.59)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim 2} Z_{N2}}{S_{H2}} Z_R Z_{U2} Z_L Z_{X2} = \frac{2024 \cdot 1}{1,1} 1 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1 = 1987,2.$$

Есептікпен салыстыратын берілістің рұқсат етілген контактілік кернеуі ретінде қабылдайды:

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \quad (3.60)$$

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (1987,2 + 1987,2)$$

$$\sigma_{HP} = 1788,5$$

Есептік және рұқсат етілген контактілік кернеуді салыстырамыз:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP},$$

1512 < 1788,5 – шарт орындалды.

Кем жүктелуі =  $\frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% = \frac{1788,5 - 1512}{1788,5} \cdot 100\% = 15,5\%$  (кем жүктелуі 20% аспауы тиіс).

### 3.3.1.3 Максималды жүктелудің әсері кезінде контактілік төзімділікке тексеру есебі

Жанама кернеу  $\sigma_{H \max}$  формула бойынша анықтайды:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max} K_{AS}}{T_H K_A}} \quad (3.61)$$

Максималды жүктелуден беріктікке есептеу кезіндегі сыртқы динамикалық жүктелу коэффициенті  $K_{AS} = 2$ ; сыртқы динамикалық жүктемені ескеретін коэффициент,  $K_A = 1,12$  (бұрын анықталған);  $T_{\max} / T_H = K_{nep}$  (бастапқы берілгендер). Осылайша:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{nep} \cdot \frac{K_{AS}}{K_A}} = 1512 \sqrt{1,8 \cdot \frac{2}{1,12}} = 2711 \text{ МПа.}$$

Беттік қабатының морт бұзылуын немесе қалдық деформацияны болдырмайтын, максималды жүктелуі кезіндегі рұқсат етілген контактілік кернеу  $\sigma_{HP \max}$ , тісті дөңгелекті химия-термиялық өңдеу әдісінен және тістің

тереңдігі бойынша қаттылығының өзгеруінің сипатынан тәуелді. Нитрокірігуге немесе беттік суаруға ұшыраған тістер үшін қабылдайды:

$$\sigma_{HP \max} = 44 \cdot H_{HRC};$$

онда

$$\sigma_{HP \max 1} = \sigma_{HP \max 2} = 44 \cdot H_{HRC} = 44 \cdot 88 = 3872 \text{ МПа}.$$

Беріктік шартын тексеру:

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max 1} \rightarrow 2711 \text{ МПа} \leq 3872 \text{ МПа} - \text{шарт орындалды};$$

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max 2} \rightarrow 2711 \text{ МПа} \leq 3872 \text{ МПа} - \text{шарт орындалды}.$$

### 3.3.2 Тістерді иілу кезіндегі төзімділікке есептеу

#### 3.3.2.1 Есептік иілу кернеуін анықтау

Әрбір тісті дөңгелек үшін тістің өтпелі бетінің қауіпті қимасындағы кернеуді есептеп анықтайды.

Тістердің тозғаннан сынуын жоюға қажетті тістердің төзімділігін есептік нақты кернеуді өтпелі бетіндегі қауіпті қиманың иілуімен және рұқсат етілген кернеумен салыстыру арқылы орнатады:  $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$ .

Иілу кезіндегі есептік нақты кернеуді формула бойынша анықтайды, МПа:

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{b_\omega m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon, \quad (3.62)$$

Мұндағы  $F_{tF}$  – бөлгіш цилиндрдегі айналма күш,  $H$ ;

$b_\omega$  – тісті берілістің ілінісуінің жұмыстық ені,  $мм$ ;

$m$  – қалыпты модуль,  $мм$ ;

$Y_{FS}$  – тістің формасын және кернеудің шоғырлануы ескеретін коэффициент;

$Y_\beta$  – тістің көлбеу бұрышының әсерін ескеретін коэффициент;

$Y_\varepsilon$  – тістердің жабынын ескеретін коэффициент;

$K_F$  – жүктелу коэффициенті.

Бөлгіш цилиндрдегі айналма күш  $F_{tF}$  формула бойынша анықталады,  $H$ :

$$F_{tF} = 2000 \cdot T_{1F} / d_1 = 2000 \cdot 145 / 28,76 = 10083,5, \quad (3.63)$$

Мұндағы  $T_{1F}$  – тегершіктегі айналу моменті,  $Нм$ ;

$d_1$  – тегершіктің бөлгіш диаметрі,  $мм$ .

Тістің формасын және кернеудің шоғырлануы ескеретін коэффициенті  $Y_{FS}$ , келесі формула бойынша анықталады:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 27,9 \frac{x}{z_v} + 0,092x^2, \quad (3.64)$$

Мұндағы  $x_1 = 0,55$ ,  $x_2 = 0$  – жылжу коэффициенті;

$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 11 / 0,89^3 = 15,6$  – тегершік тістерінің эквивалентті саны;

$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 40 / 0,89^3 = 56,7$  – дөңгелек тістерінің эквивалентті саны.

Онда:

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} - 27,9 \frac{x_1}{z_{v1}} + 0,092x_1^2 = 3,47 + \frac{13,2}{15,6} - 0,98 + 0,03 = 3,37,$$

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} - 27,9 \frac{x_2}{z_{v2}} + 0,092x_2^2 = 3,47 + \frac{13,2}{56,7} = 3,7,$$

Тістің көлбеу бұрышының әсерін ескеретін коэффициенті  $Y_\beta$ , келесі формула бойынша анықталады:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta^\circ}{120} = 1 - 2,3 \cdot \frac{26}{120} = 0,502, \quad (3.65)$$

Мұндағы  $\varepsilon_\beta$  – осьтік жабын коэффициенті (есептік контактілік кернеуді есептеу кезінде анықталған).

Тістердің жабынын ескеретін коэффициентін  $Y_\varepsilon$ ,  $\varepsilon_\beta = 2,3 \geq 1$  екенін ескере отырып формула бойынша анықтайды:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,81} = 0,552, \quad (3.66)$$

Мұндағы  $\varepsilon_\alpha$  – шет жабынын ескеретін коэффициент (есептік контактілік кернеуді есептеу кезінде анықталған).

Жүктелу коэффициенті  $K_F$  формула бойынша қабылдайды:

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (3.67)$$



Мұндағы  $K_A$  – сыртқы динамикалық жүктелуді ескеретін коэффициент, (жүктелу циклограммасында ескерілмеген);

$K_{Fv}$  – резонанстық аумаққа дейінгі ілінісудегі пайда болатын динамикалық жүктелуді ескеретін коэффициент;

$K_{F\beta}$  – контактілік желілердің ұзындығы бойынша жүктеменің бірқалыпты емес таралуын ескеретін коэффициент;

$K_{F\alpha}$  – тістер арасынан жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент.

Сыртқы динамикалық жүктелуді ескеретін коэффициент:  $K_A = 1,12$ .

Динамикалық коэффициент  $K_{Fv}$  формула бойынша анықталады:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv} b_{\omega}}{F_{IF} K_A} = 1 + \frac{27,2 \cdot 16}{10083,5 \cdot 1,12} = 1,04, \quad (3.68)$$

мұндағы

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_{\omega}}{u}} = 0,06 \cdot 4,7 \cdot 22,3 \sqrt{\frac{68}{3,64}} = 27,2, \quad (3.69)$$

Мұндағы  $\omega_{Fv}$  – меншікті айналма динамикалық күш,  $H/мм$ ;

$v$  – бөлгіш цилиндрдегі айналма жылдамдық,  $м/с$ ;

$\delta_F$  – тісті берілістің әсерін және тістердің ұшының пішінінің түрленуін ескеретін коэффициент (қиғаш тісті және шырша тісті берілістер үшін и  $\delta_F = 0,06$ );

$g_0 = 4,7$  – тегершік және дөңгелек тістерінің ілінісуінің кадамдарының әр түрлілігінің әсерін ескеретін коэффициент.

Контактілік желілердің ұзындығы бойынша жүктеменің бірқалыпты емес таралуын ескеретін коэффициент  $K_{F\beta}$ ,  $K_{H\beta} = 1,12$  коэффициентінің және  $b_{\omega} / m = 16 / 2,35 = 6,8$  қатынасының тәуелділігінің графигі бойынша анықталады:

$$K_{F\beta} = 1,05.$$

Тістер арасынан жүктеменің бірқалыпты емес таралуын ескеретін коэффициент  $K_{F\alpha}$ ,  $\varepsilon_{\beta}$  мәніне байланысты анықталады:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_{\omega} \cdot \operatorname{tg} \beta}{\pi \cdot m} = \frac{16 \cdot 0,488}{3,14 \cdot 2,35} = 1,06, \quad (3.70)$$

$\varepsilon_{\beta} > 1$  болғандықтан, онда  $K_{F\alpha}$  келесі формула бойынша анықталады:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,81 - 1)(7 - 5)}{4 \cdot 1,81} = 0,78, \quad (3.71)$$

Мұндағы  $n$  – жалғасу нормасы бойынша дәлділік дәрежесі (анықталып қойған);

$\varepsilon_\alpha$  – шет жабын коэффициенті.

Осылайша:

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,12 \cdot 1,04 \cdot 1,05 \cdot 0,78 = 0,95.$$

Онда:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{tF}}{b_\omega m} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{10083,5}{16 \cdot 2,35} \cdot 0,95 \cdot 3,37 \cdot 0,502 \cdot 0,552 = 237,9 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{tF}}{b_\omega m} \cdot K_F \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{10083,5}{16 \cdot 2,35} \cdot 0,95 \cdot 3,7 \cdot 0,502 \cdot 0,552 = 261,2 \text{ МПа}.$$

### 3.3.2.2 Иілуге тексеру есебіндегі рұқсат етілген кернеулер

Рұқсат етілген кернеулер  $\sigma_{FP}$  формула бойынша анықталады:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X, \quad (3.72)$$

Мұндағы  $\sigma_{F \text{ limb}}$  – кернеу циклінің негізгі санына сәйкес келетін иілу кезіндегі тістердің төзімділік шегі, МПа;

$S_F$  – беріктік қорының коэффициенті;

$Y_N$  – ұзықтылық коэффициенті;

$Y_\delta$  – кернеудің шоғырлануына материалдың сезімталдығын және кернеу градиентін ескеретін коэффициент;

$Y_R$  – өтпелі беттің кедір-бұдырлығын ескеретін коэффициент;

$Y_X$  – тісті дөңгелектің өлшемін ескеретін коэффициент.

Беріктік қорының коэффициенті  $S_F$  термиялық және химия-термиялық өңдеудің әдісіне байланысты анықталады:

маркасы 19ХГН болаттан жасалған нитрокіріктірілген тегершік үшін  $S_{F1} = 1,55$ ; маркасы 20ХГНМ болаттан жасалған дөңгелек үшін  $S_{F2} = 1,55$  [5].

Ұзақтылық коэффициенті  $Y_N$  формула бойынша табылады:

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}} \text{ бірақ } 1 \text{ кем емес,} \quad (3.73)$$

$q_F = 9$  кезінде  $Y_{N \text{ max}} = 2,5$ .

Мұндағы  $q_F$  – дәреже көрсеткіші (азоттандырылған, сондай ақ тегістелмеген өтпелі бетпен кіріктірілген және нитрокіріктірілген тісті дөңгелектер үшін  $q_F = 9$ );

$N_{F \text{ lim}}$  – кернеудің ауысу циклінің негізгі саны,  $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$  цикл;

$N_K$  – кернеудің ауысу циклінің қосынды саны:

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 4000 \cdot 6000 = 1440 \cdot 10^6 \text{ цикл,} \quad (3.74)$$

$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 1099 \cdot 6000 = 395,64 \cdot 10^6 \text{ цикл.}$$

$N_{K1} > N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$  және  $N_{K2} > N_{F \text{ lim}}$  болғандықтан, онда  $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$ .

Кернеудің шоғырлануына материалдың сезімталдығын және кернеу градиентін ескеретін коэффициент  $Y_\delta$ ,  $m$  модулінің мәніне байланысты формула бойынша табылады:

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 2,35 = 1,02 \quad (3.75)$$

Өтпелі беттің кедір-бұдырлығын ескеретін коэффициентті  $Y_R$ , өңдеу түріне байланысты таңдаймыз:

Нитроцементтелген тегершік және дөңгелек үшін  $Y_{R1} = Y_{R2} = 1,05$ .

Тісті дөңгелектің өлшемін ескеретін коэффициент  $Y_X$ , келесі формула бойынша анықталады:

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_1 = 1,05 - 0,000125 \cdot 28,76 = 1,05, \quad (3.76)$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_2 = 1,05 - 0,000125 \cdot 104,59 = 1,04.$$

Кернеу циклінің негізгі санына сәйкес келетін иілу кезіндегі тістердің төзімділік шегі  $\sigma_{F \text{ limb}}$ , келесі формула бойынша анықталады:

$$\sigma_{F \text{ limb}} = \sigma_{F \text{ limb}}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A, \quad (3.77)$$

Мұндағы  $\sigma_{F \text{ limb}}^0$  – иілудің нөлдік циклі кезіндегі төзімділік шегі, кесте бойынша термиялық немесе химия-термиялық өңдеу әдісінің тәуелділігіне байланысты таңдалынады;

$Y_T$  – дайындау технологиясын ескеретін коэффициент;  
 $Y_Z$  – тісті дөңгелектің дайындамасын алу әдісін ескеретін коэффициент;

$Y_g$  – тістің өтпелі бетінің тегістелуінің әсерін ескеретін коэффициент;

$Y_d$  – тістің өтпелі бетінің деформациялық орнығуының немесе электрохимиялық өңдеудің әсерін ескеретін коэффициент;

$Y_A$  – екі жақты қосымша жүктелуді ескеретін коэффициент;

Иілудің нөлдік циклі кезіндегі төзімділік шегі  $\sigma_{F\lim b}^0$ , термиялық немесе химия-термиялық өңдеу әдісінің тәуелділігіне байланысты таңдалынады.

Маркасы 19ХГН болаттан жасалған нитрокіріктірілген тегершік үшін  $\sigma_{F\lim b1}^0 = 950 \text{ МПа}$ , маркасы 20ХГНМ болаттан жасалған дөңгелек үшін  $\sigma_{F\lim b2}^0 = 950 \text{ МПа}$  [6].

$Y_T$  коэффициентін  $Y_{T1} = Y_{T2} = 1$  деп қабылдайды, себебі тегершікті және дөңгелекті дайындау технологиясында ескертулерден жаңылысу жоқ.

Тісті дөңгелектің дайындамасын алу әдісін ескеретін коэффициент  $Y_Z$ : шыңдалу үшін  $Y_{Z1} = Y_{Z2} = 1$ .

Тістің өтпелі бетінің тегістелуінің әсерін ескеретін коэффициент  $Y_{g1} = Y_{g2} = 1$ , себебі тегістеу пайдаланылмайды.

Өтпелі қисықтың деформациялық орнығуының немесе электрохимиялық өңдеудің әсерін ескеретін коэффициент  $Y_{d1} = Y_{d2} = 1$ , себебі деформациялық орнығуы жоқ.

Екі жақты қосымша жүктелуді ескеретін коэффициент  $Y_A = 1$ , бір жақты қосымша жүктелу болғандықтан:

Онда:

$$\sigma_{F\lim b1} = \sigma_{F\lim b1}^0 \cdot Y_{T1} \cdot Y_{Z1} \cdot Y_{g1} \cdot Y_{d1} \cdot Y_A = 950 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 950 \text{ Мпа},$$

$$\sigma_{F\lim b2} = \sigma_{F\lim b2}^0 \cdot Y_{T2} \cdot Y_{Z2} \cdot Y_{g2} \cdot Y_{d2} \cdot Y_A = 950 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 950 \text{ Мпа}.$$

Осылайша:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\lim b1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_{\delta} Y_{R1} Y_{X1} = \frac{950}{1,55} \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 1,05 \cdot 1,05 = 689 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F\lim b2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_{\delta} Y_{R2} Y_{X2} = \frac{950}{1,55} \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 1,05 \cdot 1,04 = 683 \text{ МПа}.$$

Иілуге есептік және рұқсат етілген кернеулерді салыстырамыз:

$$\sigma_{F1} = 237,9 < \sigma_{FP1} = 689,$$

$$\sigma_{F2} = 261,2 < \sigma_{FP2} = 683.$$

Сәйкесінше, иілу кезіндегі тістердің төзімділігі бұзылмау ықтималдылығымен 99 % кепілдендіріледі.

### 3.3.2.3 Максималды жүктелумен иілу кезіндегі беріктікке есептеу

Қалдық деформацияны, морт сынуын немесе беттік қабаттағы бастапқы жарықтың пайда болуын жоюға қажетті тістердің беріктігін максималды жүктелудің әсері кезінде қауіпті қимадағы иілудің есептік және рұқсат етілген кернеуін салыстырумен анықтайды:  $\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}$  [2].

Есептік тұрақты кернеу  $\sigma_{F \max}$ , формула бойынша анықтайды:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max} K_{AS}}{T_F K_A}, \quad (3.78)$$

Максималды жүктелуден беріктікке есептеу кезіндегі сыртқы динамикалық жүктелу коэффициенті  $K_{AS} = 2$ ; сыртқы динамикалық жүктелуді ескеретін коэффициент  $K_A = 1,12$  (бұрын анықталған);  $T_{\max} / T_F = K_{nep}$  (бастапқы берілгендер). Осылайша:

$$\sigma_{F \max 1} = \sigma_{F1} \cdot K_{nep} \frac{K_{AS}}{K_A} = 237,9 \cdot 1,8 \cdot \frac{2}{1} = 856,44 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \cdot K_{nep} \frac{K_{AS}}{K_A} = 261,2 \cdot 1,8 \cdot \frac{2}{1} = 940,3 \text{ МПа}.$$

Рұқсат етілген кернеу  $\sigma_{FP \max}$  тісті дөңгелектер үшін (тегершіктер және дөңгелектер) жеке формула бойынша анықтайды:

$$\sigma_{FP \max} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSt}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta tT}}, \quad (3.79)$$

Мұндағы  $\sigma_{FSt}$  – максималды жүктелумен иілу кезіндегі тістердің шектік кернеуі, МПа;

$S_{FSt} = 1,75$  – беріктік қорының коэффициенті;

$Y_X$  – тісті дөңгелектің өлшемін ескеретін коэффициент,  $Y_{X1} = 1,05$ ,  $Y_{X2} = 1,04$  (бұрын анықталған).

$Y_{RS_t} = 1$  коэффициент және  $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1$  қатынасы.

Максималды жүктелумен иілу кезіндегі тістердің шектік кернеуі  $\sigma_{FS_t}$ :

$$\sigma_{FS_t} = \sigma_{FS_t}^0 \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt}, \quad (3.80)$$

Мұндағы  $\sigma_{FS_t}^0$  – максималды жүктелумен иілу кезіндегі тістердің шектік кернеуінің негізгі мәні:  $\sigma_{FS_{t1}}^0 = 2200 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{FS_{t2}}^0 = 2200 \text{ МПа}$ ;

$Y_{gSt}$  – тістің өтпелі бетінің тегістелуінің әсерін ескеретін коэффициент:  $Y_{gSt1} = 1$ ,  $Y_{gSt2} = 1$ ;

$Y_{dSt}$  – деформациялық орнығу әсерін ескеретін коэффициент:  $Y_{dSt1} = 1$ ,  $Y_{dSt2} = 1$ .

Онда:

$$\sigma_{FS_{t1}} = \sigma_{FS_{t1}}^0 \cdot Y_{gSt1} \cdot Y_{dSt1} = 2200 \cdot 1 \cdot 1 = 2200 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FS_{t2}} = \sigma_{FS_{t2}}^0 \cdot Y_{gSt2} \cdot Y_{dSt2} = 2200 \cdot 1 \cdot 1 = 2200 \text{ МПа}.$$

Алатынымыз:

$$\sigma_{FP \max 1} = \frac{\sigma_{FS_{t1}}}{S_{FS_t}} \cdot Y_{RS_t} \cdot Y_{X1} \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = \frac{2200}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1320 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP \max 2} = \frac{\sigma_{FS_{t2}}}{S_{FS_t}} \cdot Y_{RS_t} \cdot Y_{X2} \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = \frac{2200}{1,75} \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 1 = 1307 \text{ МПа}.$$

Беріктік шартын тексеру:

$$\sigma_{F \max 1} \leq \sigma_{FP \max 1} \rightarrow 856,44 \text{ МПа} < 1320 \text{ МПа} \text{ – шарт орындалды};$$

$$\sigma_{F \max 2} \leq \sigma_{FP \max 2} \rightarrow 940,3 \text{ МПа} < 1307 \text{ МПа} \text{ – шарт орындалды}.$$

## ҚОРЫТЫНДЫ

Атқарылған бұл жұмыстың нәтижесінде, сонымен қатар техника–экономикалық негіздеменің, патенттік ізденістің, конструкторлық есептердің, тарту–динамикалық есептердің, экономикалық есептің және екінші біліктің құрастыру техпроцесі сипаттамасының, талаптарының және т.б. нәтижесінде келесідей тұжырым жасауға болады: басты мақсат – беріліс қорабының екінші білігін күшейту есебінен бәсекеге қабілетті автокөлік алу. Яғни тұтыну қасиетін жақсартуға (сенімділігін арттыруға) қол жеткізілді.

Дипломдық жобада сондай-ақ әзірленген беріліс қорабын орындаудың экономикалық нәтижесі бар.

Менің ойымша, бұл жаңғырту кәсіпорында автомобильдерге кепілдік қызмет көрсету кезеңінде шығындарды азайту, сондай-ақ маркасын жақсарту үшін пайдаланылуы мүмкін, осылаша тағы да көп әлеуетті сатып алушыларға ие бола алады.

## ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Румянцев С.И. и др. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебник для ПТУ / С.И. Румянцев, А.Ф. Синельников, Ю.Л. Штоль.-М.: Машиностроение, 1989.-272 с.: ил.
- 2 Устройство, техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учеб./Ю.И. Боровских, Ю.В. Буралев, К.А. Морозов, В.М. Никифоров, А.И. Фешенко - М.: Высшая школа; Издательский центр «Академия», 1997.-528с.: ил.
- 3 Волгин, С. А. Руководство по ремонту, эксплуатации и техническому обслуживанию автомобилей ВАЗ-2110, ВАЗ- 2111, ВАЗ-2112 / С. А. Волгин, А. П. Игнатов, С. Н. Косарев [и др.]. — Москва : Третий Рим, 2000.
- 4 Гусаков, Н. В. Конструкция автомобиля. Шасси / Н. В. Гусаков, И. Н. Зверев, А. Л. Карунин [и др.]. — Москва: МГТУ «МАМИ», 2000.
- 5 Вершигора, В. А. Автомобили Спутник ВАЗ 2108-2109: устройство и ремонт / В. А. Вершигора, А. П. Игнатов, К. В. Новожилов [и др.]. — 2-е изд. — Москва: Транспорт, 1992.
- 6 Проикшат, А. Шасси автомобиля. Типы приводов / А. Проикшат. — Москва : Машиностроение, 1989.
- 7 Раймпель, Й. Шасси автомобиля/Й. Раймпель. — Москва: Машиностроение, 1983.
- 8 Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузову, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф.Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
- 9 Вахламов, В. К. Автомобили: конструкция и эксплуатационные свойства : учеб. пособие для вузов / В. К. Вахламов. -М.: Академия, 2009. -480 с.: ил. - (Высш. проф. образование. Транспорт).
- 10 Иванов, А.М. Основы конструкции современного автомобиля. -М: ООО «Изд. «За рулем», 2012.-336с.
- 11 Осепчугов, В. В. Автомобиль :Анализ конструкций, элементы расчета : учеб. для вузов/ В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. -Москва: Машиностроение, 1989. -304 с.
- 12 Скютнев, В. М. Эксплуатационные свойства автомобиля : учеб.пособие для студ., обуч. по спец. "Автомобиле-и тракторостроение" / В. М. Скютнев. - Гриф УМО; ТГУ. -Тольятти: ТГУ, 2011. -139 с.
- 13 Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/ под общ. ред. А.И. Гришкевича.-М.: Машиностроение, 1984,-272с.
- 14 Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузову, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф.Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.



- 15 Кузнецов, Б.А Краткий автомобильный справочник. – 10-е изд / Б.А. Кузнецов. –М.: Транспорт, 1984. –220 с.
- 16 Гаспарян, Г. А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля / Г.А. Гаспарян. –М.: Машиностроение, 1978. –351 с.
- 17 Вишняков, Н.Н. Автомобиль: Основы конструкции 2 изд-е /Вишняков Н.Н, Вахламов В.К, Нарбут А.Н. –М.: Машиностроение,1986. –304 с.
- 18 Родионов, В.Ф. Легковые автомобили / В.Ф. Родионов, Б.А. Фиттерман. –М.: Машиностроение, 1973. –490 с.
- 19 Раймпель, Й. Шасси автомобиля / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1983