

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

«КамАЗ-4310 жүктік автокөлігінің үлестіргіш қорабын жобалау.» тақырыбына

5B071300 - Көлік, көліктік техника және технологиясы
мамандығы бойынша

Орындаған

_____ Тұрмахан Қ. Б.

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

Тұрмахан Қаламқас Бегебатқызы

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

«КамАЗ-4310 жүктік автокөлігінің үлестіргіш қорабын жобалау.»

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: Тұрмахан Қаламқас Бегебатқызына

Жұмыстың тақырыбы: «КамАЗ-4310 жүктік автокөлігінің үлестіргіш қорабын жобалау»

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

Орындалған жобаның өткізу мерзімі « ____ » мамыр 2020 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы мәліметтері: КамАЗ-4310 жүктік автокөлігінің сипаттамасы

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

- а) КамАЗ автокөлігінің ерекшеліктері, патенттік талқылама. .
- б) Үлестіргіш қорабының жұмыс істеу принципі және түрлері, аталуы.
- в) Үлестіргіш қораптың есептелуі.
- г) Қорытынды, пайдаланған әдебиеттер тізімі.

Графикалық материалдардың тізімі (міндетті түрде қажет сызбалар көрсетілген) Жалпы көрініс, үлестіргіш қораптың құрастырма сызбасы, бөлшектеу сызбасы, патенттік - әдеби шолу, автомобильдің динамикалық көрсеткіштері.

Ұсынылған негізгі әдебиеттер

1. А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов, Л.А. Молибошко, О.С. Руктешель Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия. Под ред. А.И. Гришкевича.- Мн.: Выш. шк., 1985.-240с.

2. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Радионов В.Ф., Конструирование и расчет автомобиля. - М.: Машиностроение, 1984г.

3. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, основы расчета. - М.: Машиностроение, 1984г.

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 _____ Тұрмахан Қ. Б.

Күні «__» _____ 2020 ж.

АНДАТПА

Дипломдық жұмыстың басты бөлімінде КамАЗ-4310 автомобилінің тұжырымдамасы қарастырылып, техникалық мәліметтер талдауы келтірілген. Сондай-ақ осы бөлімде біз автомобильдің техникалық сипаттамасы мен пайдалану қасиеттерін оқи аламыз. Дипломдық жұмыста келесі сұрақтар қарастырылды: үлестірме қораптарының функциясы, жіктелуі, кинематикалық сұлбалары, қолданылуы, түрлері және тағайындалуы.

Патенттік шолу жүргізілді, яғни көлік техникасының үлестіруші қалталарының жаңа өнертабыстары қарастырылды. Және ең қолайлы патент таңдалды.

Автомобильдің тартымдық есебі, тарату қораптарының конструктивтік есебі жүргізілді.

Дипломдық жұмыста біз КамАЗ-4310 автокөлігінің тарату қорабының негізгі сипаттамаларын есептедік. Жобалау кезінде біз осы автокөліктің үлестіру қорабын түрлендіруге болатынына көз жеткіздік, сондай-ақ әдебиетте көрсетілген есептеу әдісімен қажетті параметрлер мен үлестіру қорабының жүктемесін есептедік.

АННОТАЦИЯ

В главной части дипломной работы, рассмотрена концепция автомобиля КамАЗ-4310 и приведен анализ технических данных. А так же в этом же разделе мы можем прочесть техническую характеристику и эксплуатационные свойства автомобиля. В дипломной работе рассмотрены следующие вопросы: функция, классификация, кинематические схемы, применяемость, виды и назначения раздаточных коробок.

Производился патентный обзор, то есть рассматривались новые изобретения раздаточных коробок транспортной техники. И был выбран, самый приемлемый патент.

Произведены тяговый расчет автомобиля, конструктивный расчет раздаточных коробок.

В дипломной работе мы вычислили основные характеристики раздаточной коробки автомобиля КамАЗ-4310. При проектировании мы убедились в том что раздаточную коробку данного автомобиля можно модифицировать, а также методом расчета показанной в литературе рассчитали нужные параметры и нагрузки раздаточной коробки.

ANNOTATION

In the main part of the thesis, the concept of the KAMAZ-4310 car is considered and the analysis of technical data is given. And also in this section we can read the technical characteristics and performance properties of the car. The thesis deals with the following issues: function, classification, kinematic schemes, applicability, types and purposes of transfer boxes.

A patent review was carried out, that is, new inventions of handouts for transport equipment were considered. And the most acceptable patent was chosen.

Produced traction calculation of the car, constructive calculation of transfer boxes.

In the thesis, we calculated the main characteristics of the transfer case of the KAMAZ-4310 car. When designing, we made sure that the transfer case of this car can be modified, and also calculated the necessary parameters and loads of the transfer case using the calculation method shown in the literature.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	
Жалпы бөлім	10
1 КамАЗ-4310 автомобилі	10
1.1 КамАЗ-4310 автокөлігінің техникалық бөлімі	11
1.2 КамАЗ-4310 автокөлігінің даму тарихы мен түрлері	12
1.3 КамАЗ-4310 автомобилінің негізгі техникалық сипаттамалары	12
2 Үлестіргіш қорап туралы жалпы мәліметтер	14
2.1 Тағайындалуы мен түрлері	14
2.2 Үлестіргіш қорабына қойылатын талаптар	16
2.3 КамАЗ-4310 автокөлігінің үлестіргіш қорабы	17
2.4 Патенттік әдеби шолу	19
3 Автомобильдің тарту есебі	21
3.1 Бастапқы мәліметтерді таңдау	21
3.2 Қозғалтқыштың сыртқы жылдамдық сипаттамасын анықтау	21
3.3 Негізгі берілістің беріліс санын анықтау	24
3.4 Автомобильдің қуат теңестірілімі	26
3.5 Өртүрлі берілістердегі автомобильдің динамикалық факторы	29
3.6 Өртүрлі берілістердегі автомобильдің үдеулері	31
3.7 Автомобильдің шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы	33
3.8 Автомобильдің отындық сипаттамасы	38
4 Үлестіргіш қораптың негізгі элементтерін есептеу	40
4.1 Жүктеме режимін есептеу	40
4.2 Тісті берілістер есебі	41
4.2.1 Тістің белсенді бетінің жанасу төзімділігін есептеу	41
4.2.2 Беріктікке есептеу	45
4.3 Біліктер есебі	47
Қорытынды	53
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	
Қосымша	

КІРІСПЕ

Дипломдық жұмысты жасау жас, жоғарғы оқу орынын жаң бітіргелі отырған маманға үлкен өмірдің кілті болатын, іс әрекет болып табылады. Жұмысты жасау барысында жобаланғалы отырған автомобиль жайлы толық мәлімет келтіріледі, оның жеңіл автокөлік екенін ескерсек жалпы қолданыста қала ішінде және де басқа мақсаттарға ие болады деп ойлаймын. Автокөлік бұл баршаға мәлім өте тиімді көлік құралы болып табылады. Автомобильдік көлік жүктердің және пассажирлердің негізгі үлкен көлемін тасымалдаушының негізі болып табылады.

Көрсетіп отырған дипломдық жұмысымыздың мақсаты болып өзіміздің таңдап алынған автомобиль аналогтың бір түйінін тиімділік тұрғысынан және экономикалық жағынан жақсарту болып табылады. Сол түйін ретінде таңдаған автомобиль аналогтың үлестіргіш қорабы болып табылады. Онда біз түрлі көлік техникасында қолданатын үлестіргіш қораптардың өнертабыстары көрсетіліп, ішінен бір өзімізге қойылуға қажетті біреуі іріктеліп таңдалып қойылды. Осы өнертабысқа сәйкес негізделіп үлестіргіш қораптың құрлымдық, есептеулері жүргізілген, сондай-ақ осының қойылуы барысында, көлік қауіпсіздігі бөліміне сәйкес тісті доңғалақтарда туындайтын шудың мөлшерінің төмендету жолдары қарастырылған. Тағыда басқа жаңадан құрылымдап қойылғалы отырған үлестіргіш қораптың, экономикалық бөлімінде экономикалық тұрғыдан қандай әсері бар, қандай тиімділік көрсеткіштері бар екендігі жайлы мәліметтерді келтірдік.

Жазылып есептелгелі отырған дипломдық жұмыс біраз уақыттан кейін біздің болашақ маман иесі болатын инжинерлердің келешекке жол ашатын кілт болып табылады. Болашақта жұмыс істеу барысында өз септігін тигізеді деп ойлаймын.

1 Жалпы бөлім

1.1 КамАЗ-4310 автомобилі.

КамАЗ-4310 — халық арасында жақсы танылған тұрақты толық жетекті жоғарғы жүргішті жүктік автомобиль.

Қозғалтқышы

КамАЗ-740.10 үлгісі—КамАЗ-43105 үшін және КамАЗ-740.10-20 үлгісі—КамАЗ-43101 және КамАЗ-43106 үшін

КамАЗ-740.10 үлгісі: 2600 айн/мин-да қуаты 154кВт (210л.с), 1600-1800 айн/мин-да айналдырушы моменті 637Н·м (65 кгс·м).

Трансмиссиясы және рөлдік басқаруы.

Трансмиссиясы механикалық беріліс қорабымен үлестіргіш қорабы базасындағы толық жетекті қамтамасыз етеді. Жетегі тұрақты толық. Белдігі механикалық бұғаттау дифференциалымен жабдықталған. Беріліс қорабы бес сатылы, II, III, IV және V берілістеріндегі синхронизатормен бірге.

I — 7,82; IV — 1,53;
II — 4,03; V — 1,0;
III — 2,50; Артқы — 7,38.

Үлестіргіш қорабы айналдырушы моментті тұрақты қосылған алдыңғы белдікпен артқы арба белдігін 1:2 қатынасында бөліп тұратын екі сатылы редуктормен және цилиндрлік бұғаттау өсаралық дифференциалмен планетарлық типті.

Үлестіргіш қорабтың беріліс саны:

I — 1,692; II — 0,917.

Үлестіргіш қорап электоропневматикалық жетекті қосқыш беріліспен қашықтықтан басқарылады. 1988 жылдан бастап үлестіргіш қорап басқарылуы пневматикалық болды. Дифференциалды бұғаттау механизм жетегі пневматикалық қашықтықтан басқарылатын. Үлестіргіш қораптың іріктеу қуаты— 44,12 кВт дейін (60 л. с.). Күштік агрегаттан көпірге қуатты беру кардандық беріліс арқылы жүзеге асырылады. Автомобильде төрт кардандық білік болады: аралық, ортаңғы көпір жетегіндегі, артқы көпір жетегіндегі және алдыңғы көпір жетегіндегі. Жетекші көпірдің негізгі берілісі — екі еселі: спиральді тісті жұп конусты тістегеріш және қиғаш тісті жұп цилиндрлік тістегеріш; беріліс саны 7,22. Ортаңғы көпір — өтпелі. Алдыңғы көпір дискілі типті шарнирлі тең бұрыштық жылдамдықпен жасалынған.

Аспа, дөңгелек және тежегіш жүйесі.

Дөңгелек — дискілі, ободы 310—533. Шиналары 1220×400-533 модельдері ИП-184 (кеңпрофильді), КамАЗ-43101автомобилінде — жол жағдайына байланысты ауа қысымы 0,8-3,2 кгс/см² аралығында реттеледі.

КамаЗ-43105 және КамаЗ-43106 автомобильдерінің алдыңғы және артқы дөңгелектерінің шиналарындағы ауа қысымы 3,5 кгс/см². Дөңгелек саны 6+1.

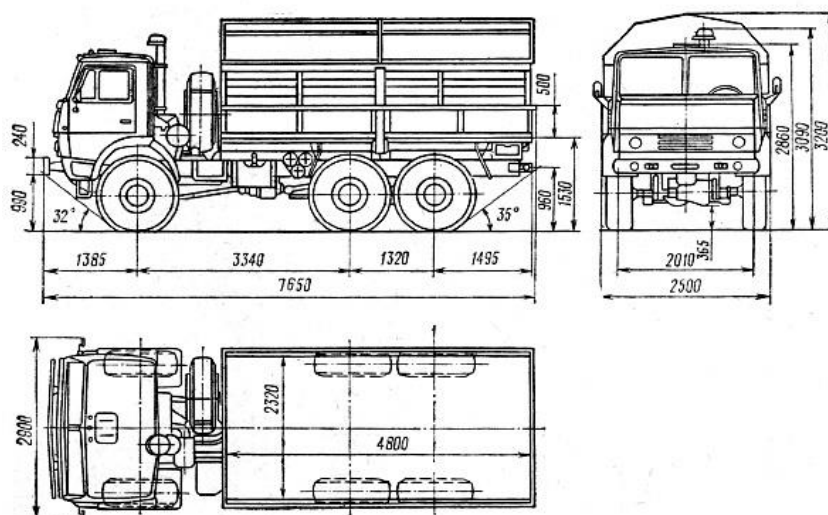
Аспа рессорлы, алдыңғы жартылайэллиптикалық ресоры амортизатормен, артқы ресордың соңғы жағы сырғанайтын. Артқы аспасы реактивті штангалары теңгерілетін.

Тежеу жүйесі барабанды тежеу механизмінде жасалынған, барабанның диаметрі 400 мм, қаптаманың ұзындығы 140 мм, сығуы — жұдырықшалы. Жетегі пневматикалық, екіконтурлы, алдыңғы тежеу камералары 24 типті, арбашасы — 24/24 серіппелі энергия аккумулятормен.

1.2 КАМАЗ-4310 автокөлігінің техникалық бөлімі

Негізгі нұсқада құрылымдаушылармен сол кездегі жетекші бел жұмыс жасауының заманауи принципі – төрт карданды біліктері бар тұрақты жетек пайдаланылған. Трансмиссия электрлік-пневматикалық оқшаулауы бар симметриялы емес өс аралық дифференциалмен жабдықталған.

Әр түрлі нұсқалардың жүріс бөліктерінде аз ғана айырмашылықтары бар, жүрістің негізгі сипаттамалары бірдей. КАМАЗ-740.10 автокөлігі қуаты 210 ат күшіндей болатын қозғалтқышпен жабдықталған, немесе жаңа түрі КАМАЗ-740.20 қуаты 220 а.к. болатын қозғалтқышпен жабдықталған. Трансмиссия ретінде жықпылдың электрлік-пневматикалық күшейткіші бар бес сатылы механикалық үлестіргіш қорабы пайдаланылады. Алдыңғы жәе артқы берілістер тіктісті тегершікпен, ал қалғандары үйлестіргіштер көмегімен іске қосылады.



1 - сурет - КамаЗ - 4310 автокөлігінің жалпы көрінісі

Пайда болу тарихы

КамаЗ-4310 — Камск автомобиль зауытының жоғарғы жүргішті жүк машинасы. Бұл машиналардың негізгі бөлігі Советтік армия үшін шығарылған. Оны техникалық жағынан алып қарағанда 80-ші жылдардағы ең бір

жетілдірілген, биік кедергілерден өтуге қабілетті, жарты метрге дейінгі тереңдіктегі өзендерден жүзіп өтетін жүк машинасы болған. Оның бірінші топтамасы 1981 жылдың қаңтар айында шығарылған.

1.3 КамАЗ-4310 автокөлігінің даму тарихы мен түрлері

Атауына қарағанда автомобиль Челн жағалауындағы КамАЗ өндірісінен шыққаны көрініп тұр. Алайда шын мәнінде КамАЗ-4310 автомобилі Мәскеулік түбірден шыққан және "ЗИЛ" өндірістік бірлестігінің құрастырушылары құрастырып шығарған. Жүк автомобилін жобалау үшін ЗИЛ инженерлері тапсырманы 1967 жылы алған, бір жылдан кейін техникалық жағдайы анықталып, құрастыруға он жыл уақыт берілген. Жұмыс уақытында ЗИЛ қуатының жобасына болашақ "КамАЗ"-дың 12 түпнұсқасы жиналған. Тәжірибелі үлгілер әр түрлі жол жағдайларында жарты миллион километрге сынақ жүргізілген.

Дегенмен, 4310 нөмерімен шығарылған ауыр көліктердің көптеген түрлерін талдап қарайтын болсақ, бір нұсқа шеңберінде шығарылған әр түрлі топтамалар жеке нұсқаларға қарағанда бір-бірінен қатты ерекшеленеді.

Шығарылған автокөліктердің бір бөлігі зауытта тұмшаланылды, ал қалған бөлігі әскерге жіберіліп, ол жақта да пайдаланылмай қалды, осының арқасында қазіргі кезде КАМАЗ 4310 автокөлігінің жақсы сақталған нұсқасын арзанға сатып алу мүмкіндігі бар.

1.4 КамАЗ-4310 автомобилінің негізгі техникалық сипаттамалары

Кесте – 1.1 – КамАЗ – 4310 автокөлігінің техникалық сипаттамалары

жүккөтергіштігі, кг	6000
толық массасы, кг	15000
жарақталған массасы, кг	8410
Габариттік өлшемдері (ҰхЕхБ), мм	7650 x 2500 x 2900
Платформа өлшемі (ҰхЕхБ), мм	4800 x 2320 x 500
Жүк тиеу биіктігі, мм	1530
Жол саңлағы, мм	365
Дөңгелек базасы, мм	3340 + 1320
Алдыңғы/ артқы дөңгелек колясы, мм	2010/ 2010
Сыртқы бұрылқ радиусы, м	11,2
Максималды жылдамдығы, км/ч	85
Отын шығыны, л/100 км	30
Отын багінің көлемі, л	125 x 2

Кесте – 1.2 – Қозғалтқышы: КамАЗ-740.10

дизель, төрттактілі, 8 цилиндрлі, V-тәрізді 90°, жоғарғы клапанды, сұйықпен салқындатылатын	
Цилиндр диаметрі, мм	120,0
Поршен жүрісі, мм	120,0
Жұмыс көлемі, л	10,85
Сығу дәрежесі	17
Қозғалтқыш қуаты, л.с. (кВт)	210 (154) 2600 айн/мин
Бұраушы момент, кгс*м (Нм)	65,0 (637) 1500-1800 айн/мин

Кесте – 1.3 – Трансмиссиясы

Ілініс механизмі	Екі дискілі, құрғақ
Беріліс қорабы	Механикалық, 5-сатылы (синхронизаторлары 2, 3, 4, 5)
Үлестіргіш қорабы	2-сатылы (1,692:1 және 0,917:1) бұғаттайтын өсаралық дифференциалмен (1:2)
Басты беріліс	Екі еселі, жұп конусты және жұп цилиндрлі тістегерішпен (7,22:1)
Алдыңғы бел жетегі	Тұрақты, өшірілмейтін

2 Үлестіргіш қорап туралы жалпы мәліметтер

Өтімділігі жоғары автомобильдер үшін алдыңғы және артқы көпір арасына айналу моментін үлестіргіш үшін үлестіргіш қорап орнатылады.

Үлестіргіш қораптар беріліс санын, біліктердің орналасуы және санына, осьаралық дифференциалдың бар болуы және типіне, дифференциалды блоктау және алдыңғы көпір жетегін ажырату муфтасының бар болуына қарай ажыратылады.

Беріліс санына қарай үлестіргіш қораптар бір және екі сатылы болуы мүмкін. Құрылымдық жағынан үлестіргіш қорапта бәсеңдеткіш болады, ол ауыр жол жағдайында автомобильдің жетекші доңғалақтарында айналу моментін көбейтеді. Үлестіргіш қорапта екі берілістің бар болуы трансмиссияның беріліс санын өзгертуге және жалпы беріліс санын екі еселеуге мүмкіндік береді.

Үлестіргіш қорап беріліс қабынан кейін орнатылады және онымен карданды беріліс арқылы қосылады.

Автомобильдерді тағайындауына байланысты әр түрлі түрлері қолданылады.

Жетекші көпір жетегіндегі ортақ білікті үлестіргіш қораптар кеңінен қолданылады, себебі олар алдыңғы және артқы жетекші көпірлерді бір басты беріліске қолдануға мүмкіндік береді. Алайда мұндай жағдайда алдыңғы көпірдегі басты берілісінің жетекші тістегеріші, тістерінің сол бағытта бұралып жұмыс жасайды, сондықтан

2.1 Тағайындалуы мен түрлері

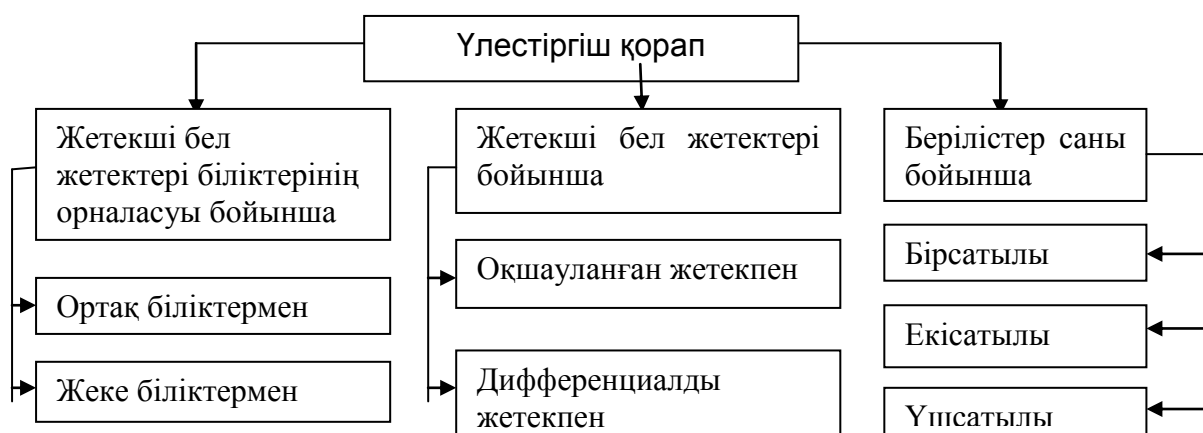
Берілістерді үлестіргіш қорабы деп қозғалтқыштың айналу моментін автокөліктің жетекші белдері арасына бөліп тарататын қосымша берілістер қорабын атайды.

Үлестіргіш қорабы жетекші дөңгелектердегі тарту күшін арттыру үшін және автокөліктің өтімділігін жоғарылату үшін қызмет етеді. Ол бір мезгілде демумультипликатор қызметін атқарады, бұл беріліс қорабының беріліс сандары аралығын арттыруға және автокөлікті әр түрлі жолдарда тиімді пайдалануға мүмкіндік береді.

Автокөліктің тағайындалуына байланысты оларда әр түрлі үлестіргіш қораптары пайдаланылады (сурет 2).

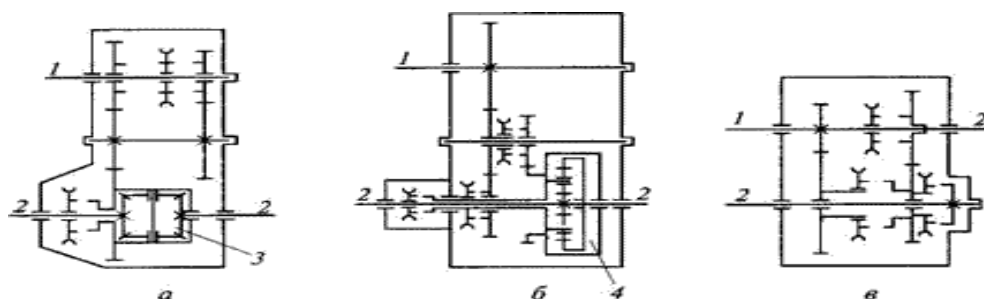
Алдыңғы белдер жетегінің біліктері ортақ болып келетін үлестіргіш қорабы (сурет 3, а, б) өте кең таралған, себебі онда алдыңғы және артқы белдер үшін сол бір бас берілісті пайдалануға мүмкіндік берілген. Дегенмен бұл жағдайда алдыңғы белдің бас берілісінің жетекші тегершігі тістері сол бағытта жасалғандықтан бұрандалу қызметін атқарады, сондықтан мойынтіректер тартылуы кезінде алдыңғы белдің бас берілісінің сыналануы орын алуы мүмкін.

Жеке жетекші біліктері бар үлестіргіш қораптарында (сурет 3, в) жетекші біліктері ортақ болып келген үлестіргіш қораптарымен салыстырғанда аралық білік болмайды. Олардың көлемі кішірек, металл сыйымдылығы аз, жұмыс кезінде шусыз және өте жоғары ПӘК-ке ие.



2 - сурет - Үлестіргіш қораптарының әр түрлі белгілері бойынша жіктелуі

Жетекші бел жетегі дифференциалды болып келетін үлестіргіш қораптары (сурет 3, а, б) жоғарыда аталған кемшіліктердің орын алуына жол бермейді. Бұл қораптарда пайдаланылатын өс аралық дифференциал жетекші белдің жетекші біліктерінің әр түрлі жылдамдықпен қозғалуына және оларға әсер ететін тік жүктемелерге сәйкес қозғалтқыштың айналу моментін белдер арасында таратып бөлуге мүмкіндік береді.



а,б-ортақ біліктері мен дифференциалды жетекті; в-жеке біліктері мен оқшауланған жетекті; 1-жетекші білік, 2-жетектелуші білік; 3-симметриялы дифференциал; 4-симметриялы емес дифференциал

3 - сурет - Үлестіргіш қораптары сызбалары

Егер жүктемелер көлемі бойынша бірдей болса симметриялы дифференциалды қолданады, ал әр түрлі болса, симметриясыз дифференциалды пайдаланады. Дифференциалды жетекті үлестіргіш қорабында алдыңғы бел әрқашан қосулы болады.

Нәтижесінде алдыңғы белді өшіргендегіге қарағанда шиналар тозуы төменірек болады. Бірақ өс аралық дифференциал автокөліктің өтімділігін

нашарлатады, себебі автокөлік дөңгелектерінің бірі бір орында тайғанақтаған кезде автокөлік орнына қозғала алмайды. Сондықтан да өтімділікті жоғарылату үшін өс аралық дифференциалды оқшаулап жасайды.

Жоғары өтімділікті автокөліктерде екі сатылы үлестіргіш қораптары ең көп қолданысқа ие..

2.2 Үлестіргіш қорабына қойылатын талаптар

Үлестіргіш қорабына жалпы талаптардан басқа сәйкесінше келесілерді қамтамасыз етуі тиіс қосымша арнайы талаптар да қойылады:

- автокөліктің жетекші белдері арасындағы айналу моментін белдерге түсетін тік жүктемелерге сәйкес бөлу;
- автокөліктің нашар жолдар мен жолсыз жерлердегі қозғалысы кезінде жоғары кедергіні жоюға керекті жетекші дөңгелектердегі тарту күшін ұлғайту;
- автокөлік трансмиссиясындағы қуат айналымының болмауы;
- қозғалтқыштың максималды айналу моменті режимімен жұмыс жасауы кезінде автокөліктің минималды тұрақты жылдамдықпен (2,5...5,0 км/сағ) қозғалу мүмкіншілігі;

Үлестіргіш қорабына қойылатын талаптарды қарастырайық.

Айналу моментін бөлу. Үлестіргіш қорабы қозғалтқыштың айналу моментін автокөліктің жетекші белдері арасында оларға түсетін тік жүктемелерге сәйкес бөлуі керек, сол кезде автокөлік жоғары өтімділікке ие болады. Айналу моментін бөлу сипаты үлестіргіш қорабы түріне байланысты болып келеді.

Көпшілігінің төменгі берілістері шамамен $i_r = 1,7...2$ беріліс санына ие болып келеді, бұл жетекші дөңгелектердегі тарту күшін біршама жоғарылатады және автокөлікке нашар жолдармен, жолсыз жағдайда жүруге, сонымен қатар өте биік төбелер ($30...35^\circ$ дейін) мен сулы жол аймақтарын кесіп өтуге мүмкіндік береді.

Автокөліктің жетекші дөңгелектерінің тарту күшін жоғарылатуға жетекші бел біліктерінің дифференциалды жетегін пайдалану арқылы да қол жеткізуге болады. Осылайша, мысалы, үлестіргіш қораптарында пайдаланылатын конустық дифференциал аз үйкеліске ие болғанымен, үйкеліс есебінен автокөліктің жетекші дөңгелектеріндегі қосынды тарту күшін 4...6% есеге ұлғайтады.

Дифференциалды жетек жұмысы кезінде трансмиссиядағы қуат айналымы болмайды. Бірақ үлестіргіш қорабында дифференциалды оқшаулауға арналған құрылғы болуы тиіс, әйтпесе жетекші бел дөңгелектерінің бірі тайғанақтаған кезде немесе оқшауланбаған дөңгелек аралық дифференциал жұмысы кезінде автокөлік қозғалысы мүмкін болмайды. Дифференциалды жетек жұмысы кезінде алдыңғы жетекші бел әрқашан қосулы болады. Осының арқасында оқшауланған жетекті үлестіргіш қорабындағы алдыңғы белді өшіру жағдайымен салыстырғанда шиналар тозуы біршама төмен болады.

Минималды қозғалыс жылдамдығы. Автокөліктің нашар жолдармен, жолсыз және өте қатты бүлінген жерлермен жүруі үшін, өте биік төбелер мен су бөгеттерінен өтуі үшін үлестіргіш қорабы 2,5...5 км/сағ аралығындағы автокөліктің минималды тұрақты қозғалыс жылдамдығын қамтамасыз етуі тиіс.

Толық жетекті автокөліктің мұндай жылдамдығына үлестіргіш қорабының төменгі берілісінің беру саны есебінен қол жеткізуге болады, бұл беру санының мәні тізбектік салмақты толық пайдалану кезінде және жетекші дөңгелектердің тайғанақтауы болмаған жағдайда автокөлік қозғалысын жүзеге асыруға кепілдік береді. Жоғарыда айтылғандай үлестіргіш қораптарының көпшілігіндегі бір мезгілде демультипликатор қызметін атқаратын төменгі берілістер $i_r=1,7...2$ аралығындағы беріліс санына ие.

2.3 КамАЗ-4310 автокөлігінің үлестіргіш қорабы

Үлестіргіш қорабы айналу моментін алдыңғы бел мен арбашаның артқы белдері арасында бөліп үлестіргіш қызметін атқарады, ол қиын жол жағдайларындағы қозғалыста айналу моментін қосымша жоғарылата алады, ал ЗиЛ-131 автокөлігінде алдыңғы жетекші белді қосып-өшіру қызметін атқара алады.

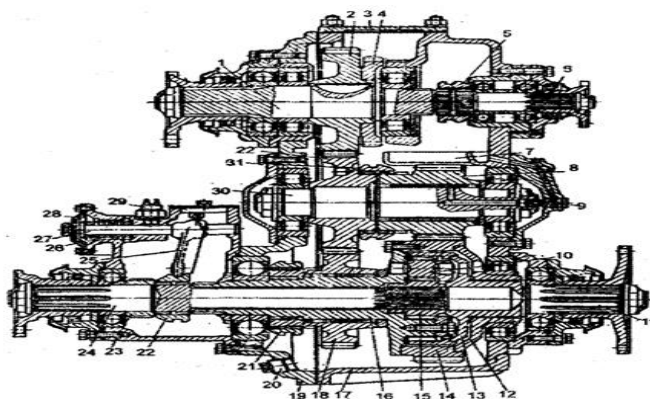
КАМАЗ-4310 автокөлігінде жалпы типті цилиндрлік оқшауланған дифференциалды және электрлік-пневматикалық басқарылатын жетекті үлестіргіш қорабы орнатылған. Бірінші берілістің беру саны 1.692, ал екінші берілістікі 0.917. Үлестіргіш қорабы жақтаудың ұстағыш темірі мен көлденең орналасқан бойлық арасындағы арқалыққа тіреуіштер мен резеңке тығырықтар арқылы бекітіледі.

Үлестіргіш қорабының негізгі бөліктеріне қақпақты картер 16 (сурет 110), тегершіктері 2, 4 мен мойынтіректері бар жетекші білік, тегершіктері 8, 32, жалғастырғышы (муфтасы) 31 және мойынтіректері бар аралық білік, өс аралық дифференциал, жалғастырғышты 21 жоғары беріліс тегершігі 18, дифференциалды оқшаулайтын жалғастырғышы 22 бар алдыңғы бел жетегінің білігі 24, артқы арбаша жетегінің білігі, жалғастырғышы 5 бар шығырға қуат алатын білік және басқару жетегі жатады.

Картер 17 тік жалғағышқа ие және қақпақпен 19 жабылады. Картерді маймен толтыру конустық тығындамамен жабылған үстіңгі тесік арқылы жүргізіледі. Май деңгейі тығындамамен жабылған төменгі тесік арқылы бақыланып отырылады. Май магнитті тығындамамен 20 жабылған тесік арқылы ағызылады. Картердің жоғарғы бөлігінде қақпақпен 3 жабылатын қуат алу құрылғысына арналған тесік бар.

Өс аралық дифференциал алдыңғы бел мен артқы арбаша дөңгелектеріне қисық жолдағы қозғалыс кезінде әр түрлі жиілікпен айналуына мүмкіндік беріп, айналу моментін алдыңғы бел мен артқы арбаша арасында 1:2 қатынасымен бөліп таратады. Дифференциал картердің төменгі жағында бір дөңгелек және екі роликті цилиндрлік мойынтіректермен орнатылған. Ол

жетекші тегершіктен 14, алдыңғы 16 және артқы 12 құрсаулардан, күн тегершігінен 13, эпициклдік тегершіктен 14, төрт сателлиттерден тұрады, 16 және 12 құрсаулар жетекші тегершікке 14 бекітіледі, күн тегершігі алдыңғы бел жетегінің білігіне орнатылады, эпициклдік тегершік артқы арбаша жетегінің білігімен бір бүтін етіліп жасалған, сателлиттер құрсаумен 16 бұрандамалар арқылы байланысқан дифференциалдың алдыңғы құрсауы мен тіректік шайбадағы қола төлкелерде орналасқан, олар күн және эпициклдік тегершіктермен әрдайым ілінісуде болады.



1 – жетекші білік; 2 – жетекші тегершік; 3 – жоғарғы тесік қақпағы; 4 – қуат алу тегершігі; 5, 21, 22, 31 – жалғастырғыштар (муфталар); 6 – қуат алу білігі; 7 – май жинағыш; 8 – төменгі беріліс тегершігі; 9 – май аулағыш; 10 - сателлит; 11 – артқы бел жетегінің білігі; 12 - дифференциалдың артқы құрсауы; 13 – эпициклдік тегершік; 14 - дифференциалдың жетекші тегершігі; 15 – күн тегершігі; 16 - алдыңғы құрсау; 17 - картер; 18 – жоғарғы беріліс тегершігі; 19 – картер қақпағы; 20 - тығындама; 23 - спидометр датчигі жетегінің тегершігі; 24 – алдыңғы бел жетегінің білігі; 25 - қаша; 26 - серіппе; 27 - шток; 28 - диафрагма; 29 - өшіргіш; 30 – аралық білік; 32 – аралық тегершік.

5 - сурет - КамАЗ - 4310 автокөлігінің үлестіргіш қорабы

Дифференциалдың алдыңғы құрсауында екі роликті мойынтірекер арқылы екінші (жоғары) беріліс тегершігі сақинасыз айналады, бұл тегершік тісті жалғастырғыш 21 көмегімен алдыңғы құрсаумен байланыса алады.

Алдыңғы бел мен тележканың артқы бел жетектерінің біліктері 24, 11 күн және эпициклдік тегершіктер мен дифференциал құрсаулары арасында орналасқан дөңгелек мойынтірекер арқылы және қола төлкелер арқылы айналады. 11 және 24 біліктері май айдағыш сақиналары бар тығыздамамен тығыздалады.

Дифференциал оқшаулауы жалғастырғыш 23 көмегімен жүзеге асырылады. Алдыңғы бел жетегінің білігінде спидометр датчигі жетегінің тегершігі 24 орналасқан, ал спидометрдің электрлік датчигі картерде орнатылған.

Үлестіргіш қорабын майлау сепкілеу әдісімен жүзеге асады. Оның картеріне 4,5 л ТСП-15к маркалы май құйылады.

2.4 Патенттік шолу

МПК бөлімдері: F15B11/12 бекітілген аралық жағдайға, деңгейлік әрекетке ие

Автор(лар): Алпитаров Рустем Тагирович (RU), Зарипов Ленар Фаридович (RU), Козлов Юрий Михайлович (RU)

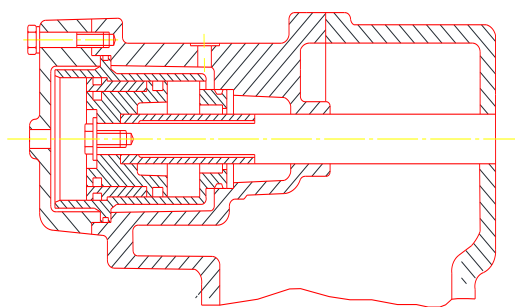
Патент иесі (лері): Ашық акционерлік қоғам "КАМАЗ" (RU)

Артықшылықтары:

Тапсырыс беру: 2011-06-14

Патентті жариялау: 10.03.2013

Өнертабыс көлік құралдары трансмиссияларындағы берілістерді ауыстыру құрылғысына жатады. Үлестіргіш қорабының берілістер ауыстыру құрылғысы үлестіргіш қорабының қартері қақпағымен бір бүтін етіп жасалған тұрықтан (1) тұрады. Тұрыққа (1) қақпақ (3) бекітілген. Тұрықта (1) ішкі беті деңгейлік болып келген пневматикалық цилиндр (5) орнатылған. Қартер (2) артқы ілмекпен (6) жасалған. Тұрық (1) пен қартерлердің (2) бағыттаушы тесіктерінде шток (7) орналасқан. Штоктың (7) бір шетіне жоғары беріліс поршені (10) бекітілген, оған екінші төмен беріліс поршені (11) орнатылған. Штоктың (7) келесі шеті артқы ілмекте орналасқан, онда серіппе асты бекіткіш (12), штоктың бейтарап жағдайы датчигі (14) және жоғары беріліс датчигі (15) бекітілген. Бекіткішпен (12) өзара байланыс үшін штокта үш жырашық (16) жасалған, және сәйкесінше орта жағдай датчигі мен жоғары беріліс датчиктерінің жұмыстары үшін қажетті қуыстар (17) мен ойық (18) жасалған. Қақпақ (3) пен тұрықта (1) сәйкесінше ішке (20) және пневматикалық цилиндрге (5) ауа беру үшін бұрандалы тесіктер (19,22) жасалған. Штоктың (7) орталық бөлігінде штокқа екі тілгіш штифттер (25) арқылы бекітілген берілістерді ауыстыруға арналған қаша (24) орналасқан. Артқы ілмектегі (6) тесіктер тығындамамен (26) жабылған, ал шток (7) соңында бұрандалы тесік (27) жасалуы мүмкін. Берілістерді ауыстыру құрылғысының жұмыс істеу ұзақтығы мен сенімділігін арттыруға қол жеткізілді. 2 з.п. ф-лы, 2 ил.



7 - сурет - Үлестіргіш қорабының берілістер ауыстыру құрылғысы

Өнертабыс көліктік машина жасауға жатқызылады және дөңгелекті көлік құралдарының трансмиссиясында қолданыла алады.

Берілістерді ауыстыру қашасы штокқа екі тілгіш штифттер көмегімен бекітілуі мүмкін, ал штокта тығындама жағынан бұрандалы тесік жасалынуы мүмкін.

Айрықша ерекшеліктері, яғни пневмоцилиндрдің ішкі беті деңгейлік етіп жасалғаны, ал шток поршенінде екінші штоктың бекітілуі, екі поршень де диаметрлер қатынасы $d_1 > d_3$, $d_3 > d_2$ болатын фланецтермен жасалғандығы, мұндағы d_1 – екінші поршень фланеці диаметрі; d_3 - бірінші поршень фланеці диаметрі; d_2 – бірінші поршеннің сыртқы диаметрі, пневматикалық цилиндрде екі бетті құрай отыра, штокты бейтарап жағдайға кайтпалы серіппесіз-ақ қоюға мүмкіндік береді, бұл кезде үлестіргіш қорабы жұмысы кезіндегі қайтпалы серіппе кедергісін жеңу үшін ауаны үздіксіз беру қажеттілігі жойылады, нәтижесінде берілістерді ауыстыру құрылғысы бөлшектері мен жалпы үлестіргіш қорабының тозуы жойылады, сәйкесінше құрылымды пайдалану кезіндегі сенімділік пен жұмыс істеу ұзақтығы артады.

Бұл техника саласындағы белгілі техникалық шешімдер талдауы бұл ұсынылып отырған техникалық шешімнің басқа нұсқаларда жоқ белгілерге ие екенін көрсетеді, ал осы ерекшеліктерді ұсынылып отырған құрылғыда пайдалану жаңа техникалық нәтиже алуға мүмкіндік береді, сәйкесінше ұсынылатын техникалық шешім патенттік қабілеттіліктің «жаңалық» және «өнертабыс деңгейі» талаптарына жауап береді.

ӨНЕРТАБЫС ФОРМУЛАСЫ

1. Пневматикалық цилиндрден, бір шетіне поршень, ал екінші шетіне берілістерді қосу датчигімен байланысуға арналған ойық жасалған штоктан, штокта бекітілген берілістерді ауыстыру қашасынан құралған берілістерді ауыстыру құрылғысы пневматикалық цилиндрі үлестіргіш қорабы қақпағымен бір бүтін етіп жасалған тұрықта орналасқандығымен ерекшеленеді, қартер тесіктеріне ойықты шток шеті бекітілген артқы ілмекпен орындалған, артқы ілмекке штокта жасалған жырашықтар мен қуыстармен байланысатын серіппе асты бекіткіш пен шток бейтарап жағдайының датчигі бекітілген, пневматикалық цилиндрдің ішкі беті деңгейлік болып келеді, ал шток поршенінде екінші поршень орнатылған, екі поршень де диаметрлер қатынастары $d_1 > d_3$, $d_3 > d_2$ болатын фланецтермен жасалған, мұндағы d_1 – екінші поршень фланеці диаметрі; d_3 - бірінші поршень фланеці диаметрі; d_2 – бірінші поршеннің сыртқы диаметрі, сонымен қатар пневматикалық цилиндр тұрығына қақпақ бекітілген, қақпақта да, тұрықта да пневматикалық цилиндр ішіне ауа беретін бұрандалы тесіктер жасалған, ал артқы ілмектегі тесік тығындамамен жабылған.

2. П1. бойынша берілістерді ауыстыру құрылғысы берілістерді ауыстыру қашасының штокқа екі тілгіш штифттер арқылы бекітілгендігімен ерекшеленеді.

3. П1. бойынша берілістерді ауыстыру құрылғысы штокта тығындама жағынан бұрандалы тесік жасалғандығымен ерекшеленеді.

3 Автомобильдің тарту есебі

3.1 Бастапқы мәліметтерді таңдау

Автомобильдің түрі	жүктік
Қажеттігі және қолдану саласы	жалпы қажеттікті жолдық автомобиль
Ең үлкен жылдамдық км/сағ	85
Жүк көтергіштік, кН	60
Қозғалтқыш түрі	дизельді
Трансмиссия түрі	
Доңғалақтың формуласы	6×6
Автомобильдің толық салмағы G_a , кН	152.05
Алдыңғы оське түсетін жүктеме G_1 , кН	50,2
Артқы оське түсетін жүктеме G_2 , кН	101.85
Автомобиль табаны, L мм	33,4+13,2
Сүйірлік фактор $K_B F_B$ Н·см ² /м ²	3,1
Трансмиссияның ПӘК-і	0,9
Ең кіші сыбағалы отын шығыны g_e , г/кВт·сағ	240
Бір доңғалаққа түсетін жүктемені табамыз	
$\frac{G_1}{2} = \frac{50.2}{2} = 25,1$ кН	
$\frac{G_2}{2} = \frac{101.85}{4} = 25.46$ кН	

Сырғанаусыз домалап келе жатқан доңғалақтың домалау радиусы шамалап жетеленетін тәртіпте домалаған доңғалақтың домалау радиусіне тең болады. Ол еркін радиус r_c мен статикалық радиус $r_{ст}$ арасында орын алады. Іс жүзіндегі мақсаттар үшін жеткілікті дәлділікпен $r_{ко}$ радиусы (жетеленетін тәртіптегі домалау радиусы) мына формуламен табылуы мүмкін:

$$r_{ко} = \lambda_{ш} \cdot r_c$$

мұнда $\lambda_{ш} = 0,95 \dots 0,97$ - шинаның жаншылу коэффициенті. Оның шамасы шинаның түріне, өлшемдеріне және моделіне тәуелді болады; r_c – доңғалақтың еркін радиусы.

$$r_{ко} = 0,95 \cdot 0,45 = 0,43 \text{ м}$$

3.2 Қозғалтқыштың сыртқы жылдамдық сипаттамасын анықтау

Ең үлкен жылдамдық кезінде автомобильдің үдеуі нольге тең болғандықтан, қуат теңестірімінің теңдеуінен берілген v_{max} (км/сағ) жылдамдықтағы қозғалысты қамтамасыз ету үшін қозғалтқыштың керекті қуаты N_{ev} (кВт) мына формуламен табылады

$$N_{ev} = \frac{\left(G_a \psi_v + \frac{K_B F_B v_{\max}^2}{13} \right) v_{\max}}{3600 \eta_{TP}}, \quad (3.1)$$

мұнда ψ_v - жол кедергісінің коэффициенті.

Жол кедергісінің коэффициенті ψ_v мына формуламен анықталады:

$$\psi_v = (0,015 \dots 0,020) + 6 \cdot 10^{-6} \frac{v_{\max}^2}{3,6^2}$$

мұнда v_{\max} - км/сағ өлшенген автомобильдің ең үлкен жылдамдығы.

$$\psi_v = (0,015 \dots 0,020) + 6 \cdot 10^{-6} \frac{85^2}{3,6^2} = 0,018 \dots 0,023$$

$\psi_v = 0,020$ деп қабылдаймыз.

$$N_{ev} = \frac{(152,05 \cdot 10^3 \cdot 0,020 + \frac{3,1 \cdot 85^2}{13}) \cdot 85}{3600 \cdot 0,9} = 124,97 \text{ кВт}$$

Қозғалтқыштың сыртқы жылдамдық сипаттамасын салу үшін мына формуланы пайдаланады

$$N_e = N_{\text{emax}} \left[a \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (3.2)$$

мұнда a , b және c - коэффициенттер. Олардың шамалары қозғалтқыш түрі мен құрылысына тәуелді болады; N_e , n_e - қуат пен қозғалтқыштың иінді білігінің айналу санының ағында шамалары; N_{emax} , n_N - ең үлкен қуат және ең үлкен қуатқа сәйкес келетін иінді біліктің айналу жиілігі.

$$\left. \begin{aligned} a &= 1 - \frac{M_3 k_\omega (2 - k_\omega)}{100 (k_\omega - 1)^2}; \\ \hat{a} &= 2 \frac{M_3 k_\omega}{100 (k_\omega - 1)^2}; \\ c &= \frac{M_3}{100} \left(\frac{k_\omega}{k_\omega - 1} \right)^2. \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

мұнда M_3 - айналдырғыш момент қоры, %; K_ω - жиілік бойынша бейімделу коэффициенті. Дизельді қозғалтқыштар үшін $M_3 = 10 \dots 20$, $K_\omega = 1,4 \dots 2,0$, $M_3 = 20\%$, $K_\omega = 1,5$ деп қабылдаймыз. Онда

$$a=1-\frac{20}{100}\frac{1.5(2-1.5)}{(1.5-1)^2}=0.4$$

$$b=2\frac{20}{100}\frac{1.5}{(1.5-1)^2}=2.4$$

$$c=\frac{20}{100}\left(\frac{1.5}{1.5-1}\right)^2=1.8$$

Таблған коэффициенттердің дұрыстығын мына теңдеумен тексереді

$$a + 2b - 3c = 0.$$

Шынында

$$0,4+2,4-1,8=1$$

Айналу жиілігін шектегішпен немесе айналу жиілігін реттегішпен жабдықталған қозғалтқыштар үшін $\frac{n_r}{n_N} = 0,9...1$; $n_v/n_N = 1$ деп қабылдауға болады,

онда $N_{e \max} = N_{ev}$.

Қозғалқыштың сыртқы жылдамдық сипаттамасын салу үшін n_N жиілігін таңдап алу керек. Жүктік автомобильдердің дизельді қозғалтқыштары үшін n_N жиілігі (2000...3200 айн/мин). $n_N=2400$ айн/мин деп қабылдаймыз.

Автомобильге қойылған қозғалтқыштың жұмысы кезінде қозғалтқыш қуатының бір бөлігі қосымша механизмдердің жетегіне жұмсалады, сондықтан қозғалтқыш және автокөлік құралының түріне тәуелді k_c коэффициенті енгізіледі. Әдетте, қозғалтқыштардың техникалық сипаттамаларында қуаттың N_c стандарттік шамалары келтіріледі, ал ол N_e қуатының сәйкес шамаларымен келесі байланыста болады

$$N_e = k_c N_c, \text{ кВт} \quad (3.4)$$

Осыдан

$$N_c = \frac{N_e}{k_c}, \text{ кВт} \quad (3.5)$$

Есептерде $k_c = 0,93.. .0,95$ деп қабылдауға болады. $k_c = 0,93$ деп қабылдаймыз.

Қозғалтқыштың иінді білігіндегі айналдырғыш момент мына формуламен анықталады

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_e} \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.6)$$

Мұнда N_e кВт, ал n_e айн/ мин өлшенеді.

Қозғалтқыштың иінді білігінің айналу жиілігінің әртүрлі шамаларын беріп, қуат пен айналдырғыш моменттің сәйкес шамаларын табады. Дизельді қозғалтқыштар үшін иінді біліктің ең кіші орныққан айналу жиілігі (600...800 айн/мин) құрайды. $n_{\min}=700$ деп қабылдаймыз. Онда табатынымыз

$$N_{e \min} = 154 \left[0,4 \left(\frac{700}{2400} \right) + 2,4 \left(\frac{700}{2400} \right)^2 - 1,8 \left(\frac{700}{2400} \right)^3 \right] = 42.35 \text{ кВт}$$

Сәйкес табатынымыз

$$N_c = \frac{42.35}{0.93} = 45.53 \text{ кВт}$$

$$M_c = 9554 \frac{42.35}{700} = 578.01 \text{ Н·м}$$

$$M_c = 9554 \frac{45.53}{700} = 621.4 \text{ Н·м}$$

N_c қалған мәндері үшін ізделінетін шамалардың есептік мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.1-кесте).

Кесте – 3.1 – Қозғалтқыштың есептік параметрлерінің шамалары

n_c айн/мин	700	950	1200	1450	1700	1950	2200	2400
N_c , кВт	42.35	64.68	88.55	110.88	130.9	144.76	152.46	154
N_c , кВт	45.53	69.54	95.21	119.22	140.75	155.65	163.93	165.59
M_c , Н·м	578.01	650.47	705	730.58	735.65	709.24	662.09	613.04
M_c , Н·м	621.4	699.35	758.03	785.53	791.01	762.60	708.25	659.18

3.3 Негізгі берілістің беріліс санын анықтау

Негізгі берілістің беріліс саны мына формула бойынша анықталады

$$U_0 = 0,377 \frac{n_{e \max} r_{ko} c_v}{v_{\max} U_b}, \quad (3.7)$$

мұнда $n_{e \max}$ - қозғалтқыштың иінді білігінің ең үлкен айналу жиілігі; c_v – жоғарғы берілістің коэффициенті. $c_v = 1$ деп қабылдайды; U_b – берілістер қорабының жоғарғы берілісінің беріліс саны.

$$U_0 = 0,377 \frac{2400 \cdot 0,43 \cdot 1}{85 \cdot 1} = 4,57$$

3.3.1 Бірінші берілістің беріліс санын анықтау.

Бірінші берілістің беріліс саны келесі шарттардан анықталады:

а) автомобильдің жолдың ең үлкен кедергісінен ψ_{\max} өту мүмкіндігі, олай болса бірінші берілістің керекті беріліс саны

$$U_1 = \frac{\psi_{\max} G_a r_{ko}}{M_{e \max} U_o \eta_{TP}} \quad (3.8)$$

мұнда ψ_{\max} - бірінші берілісте өтетін ең үлкен жол кедергісі.

$\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,4$; $\psi_{\max} = 0,35$ деп қабылдаймыз.

$$U_1 = \frac{0,35 \cdot 152,05 \cdot 0,43 \cdot 10^3}{735,65 \cdot 4,57 \cdot 0,90} = 7,56$$

б) формуламен есептелген U_1 беріліс саны автомобильдің жетекші доңғалақтарындағы айналма күшті іске асыру мүмкіндігіне тексеріледі. Сонымен, ілініс бойынша айналма күш іске асырылғанда бірінші берілістің беріліс саны былай анықталады

$$U_{1\varphi} = \frac{G_\varphi \cdot \varphi \cdot r_{ko}}{M_{e_{\max}} U_o \eta_{TP}}, \quad (3.9)$$

мұнда G_φ -автомобильдің ілінісу салмағы; φ - ілінісу коэффициенті. Құрғақ төсемді жол үшін ол 0,6...0,8 тең. $\varphi=0,6$ деп қабылдаймыз. Жетекші белдіктері артында орналасқан автомобильдердің ілінісу салмағы

$$G_\varphi = K_{R2} G_2, \quad (3.10)$$

мұнда K_{R2} – жүктеме үлестірілу коэффициенті. $K_{R2} = 1,1 \dots 1,3$ деп қабылдауға болады. $K_{R2}=1,15$

$$G_\varphi = 1,15 \cdot 101,85 = 117,12 \text{ кН}$$

Әрі қарай

$$U_{1\varphi} = \frac{117,12 \cdot 0,6 \cdot 0,43}{735,65 \cdot 4,57 \cdot 0,90} = 9,98$$

в) бірінші берілістің беріліс саны қозғалыстың ең кіші орныққан жылдамдығын қамтамасыз ету шартын қанағаттандыруы тиіс, яғни

$$U_{1v} = 0,377 \frac{n_{e_{\min}} r_{ko}}{U_o v_{\min}}, \quad (3.11)$$

мұнда v_{\min} -қозғалыстың ең кіші орныққан жылдамдығы. Оның шамасын (3...5) км/сағ деп алуға болады. $v_{\min}=4$ деп қабылдаймыз. Онда

$$U_{1v} = 0,377 \frac{700 \cdot 0,43}{4,57 \cdot 4} = 6,20$$

Онда біржолата $U_1=7,56$ деп қабылдаймыз.

3.3.2 Берілістер қорабының сатылар санын анықтау

Алдымен берілістер қорабының беріліс сандарының диапазонын D_k анықтайды. Ол мына формула арқылы табылады

$$D_k = \frac{U_1}{U_b}, \quad (3.12)$$

мұнда U_b - берілістер қорабының жоғары берілісінің беріліс саны.

Олай болса

$$D_k = \frac{7.56}{1} = 7.56$$

4.3.3 Аралық берілістердің беріліс сандарын анықтау
 $U_b=1$ болғанда «m» аралық берілісінің беріліс саны мына формула арқылы анықталады

$$U_m = U_1^{\frac{n-m}{n-1}}, \quad (3.13)$$

мұнда n – берілістер қорабының сатылар саны. Олай болса

$$\begin{aligned} U_2 &= 7.56^{\frac{5-2}{5-1}} = 7.56^{\frac{3}{4}} = 4,55 \\ U_3 &= 7.56^{\frac{5-3}{5-1}} = 7.56^{\frac{1}{2}} = 2,74 \\ U_4 &= 7.56^{\frac{5-4}{5-1}} = 7.56^{\frac{1}{4}} = 1,65 \\ U_5 &= 1 \end{aligned}$$

3.4 Автомобильдің қуат теңестірілімі

Автомобильдің қуат теңестірімінің теңдеуін келесі түрде көрсетуге болады

$$N_e = N_{\psi} + N_a + N_{aj}, \quad (3.14)$$

мұнда N_k -жетекші доңғалақтарға келтірілген қуат; N_{ψ} -жол кедергілерін өтуге жұмсалатын қуат; N_b - ауа кедергісін жеңуге жұмсалатын қуат; N_{aj} -автомобильдің шапшаңдата қозғалуы үшін жұмсалатын қуат.

Автомобильдің жетекші доңғалақтарына келтірілген қуат мына формула арқылы есептелінуі мүмкін

$$N_k = P_k \cdot v = N_e \eta_{mp} = N_e \cdot \Delta N_{mp} \quad (3.15)$$

мұнда ΔN_{TP} -трансмиссиядағы қуат жойылымы; P_k -жетекші доңғалақтардағы айналма күш.

Жол кедергілерін өтуге жұмсалатын қуат мына формула арқылы анықталады

$$N_{\psi} = P_{\psi} \cdot v = \Psi G_a v = (f+i) G_a v, \quad (3.16)$$

мұнда P_{ψ} -жолдың кедергі күші.

Ауа кедергісін жеңуге жұмсалатын қуат мына формула арқылы табылады

$$N_b = P_b v = K_b F_b v^3, \quad (3.17)$$

мұнда P_B -ауа кедергісінің күші.

Автомобильдің шапшаңдата қозғалуы үшін жұмсалатын қуат мына формула арқылы анықталады

$$N_{aj} = P_{aj} v = m_a \frac{dv}{dt} v, \quad (3.18)$$

мұнда m_a -автомобильдің толық массасы; P_{aj} -автомобильдің инерция күші; $\frac{dv}{dt} = j$ – автомобильдің үдеуі.

Алдымен қозғалтқыштың иінді білігінің айналу жиіліктеріне сәйкес келетін әр түрлі берілістердегі жылдамдықтарын анықтаймыз. Ол мына формуламен табылады.

$$v = 0,377 \frac{n_e r_{ko}}{U_o U_k} \quad (3.19)$$

мұнда U_k -берілістер қорабының сәйкес сатысының беріліс саны. $n_e=700$ айн/мин және $U_1=8,1$ болғанда табатынымыз

$$v_1 = 0,377 \frac{700 \cdot 0,43}{4,57 \cdot 7,56} = 3,28 \text{ км/сағ}$$

n_e және U_k қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлерінің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.2 - кесте).

Кесте – 3.2 – Әр түрлі n_e және U_k болғанда автомобиль жылдамдығының мәндері

n_e , айн/мин	700	950	1200	1450	1700	1950	2200	2400
v_1	3,28	4,45	5,63	6,80	7,97	9,15	10,32	11,26
v_2	5,45	7,40	9,35	11,30	13,25	15,20	17,15	18,71
v_3	9,06	12,30	15,53	18,77	22,01	25,24	28,48	31,07
v_4	15,05	20,42	25,8	31,17	36,55	41,92	47,3	51,6
v_5	24,83	33,69	42,56	51,43	60,30	69,17	78,03	85

Осыдан табатынымыз:

$$N_\psi = (f + i) G_a \frac{v}{3,6} \quad (3.20)$$

және

$$N_b = \frac{k_b F_b \cdot v^3}{3,6^3} \quad (3.21)$$

$v=24.83$ км/сағ (тікелей беріліс үшін) және $\Psi_0=0,05$ болғанда табатынымыз

$$N_\psi = 0,05 \cdot 152,05 \cdot 10^3 \frac{24,83}{3,6} = 52,43 \text{ кВт}$$

$$N_B = \frac{3,1 \cdot 24,83^3}{3,6^3} = 1,017 \text{ кВт}$$

$$N_{\psi} + N_B = 52.43 + 1,017 = 53.44 \text{ кВт}$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге (3.3-кесте) жинақтаймыз.

Кесте – 3.3 – Әр түрлі жылдамдықтарда ізделінетін параметрлердің мәндері.

v км/сағ	24.83	33.69	42.56	51.43	60.30	69.17	78.03	85
N_{ψ} , кВт	52.43	71.14	89.87	108.61	127.34	146.07	164.78	179.5
N_B , кВт	1,017	2.54	5.12	9.03	14.57	21.99	31.57	40.81
$(N_{\psi} + N_B)$, кВт	53.44	73.68	94.99	117.64	141.91	168.06	196.35	220.31

Жетекші доңғалақтарға келтірілген қуат N_k берілістер қорабының сатысының номеріне байланысты емес, сондықтан берілістер қорабының әртүрлі сатылары үшін ол қозғалтқыштың иінді білігінің айналу жиілігіне байланысты анықталады. n_e барлық өзгеру диапазоны үшін N_e шамалары 1-кестеде келтірілген және осыған сәйкес келе отырып, N_k шамаларын табамыз (3.4-кесте).

Кесте – 3.4 – Әр түрлі n_e мәндерінде N_k және N_e қуаттарының мәндері

n_e , айн/мин	700	950	1200	1450	1700	1950	2200	2400
N_e , кВт	42.35	64.68	88.55	110.88	130.9	144.76	152.46	154
$N_k = N_e \eta_{mp}$, кВт	38.11	58.21	79.69	99.79	117.81	130.28	137.21	138.6

Әртүрлі берілістерде автомобильдің жетекші доңғалақтарына келтірілетін қуатты табады, жол кедергілерін өтуге жұмсалатын қуатты анықтайды, сонан соң автомобильдің қуат теңестірілімінің графигін салады. Осы графикке $N_{\psi v} = f(v)$ және $(N_{\psi v} + N_b) = f(v)$ байланыстарының сызықтарын көрсетеді. $\Psi_0 = 0,020$ (тікелей беріліс үшін) және $v = 24.83$ км/сағ болғанда табатынымыз

$$N_{\psi v} = 0,020 \cdot 152.05 \cdot 10^{\frac{3 \cdot 24.83}{3,6}} = 20.97 \text{ кВт}$$

Осы жылдамдық үшін $N_g = 1,33 \text{ кВт}$. Олай болса

$$N_{\psi v} + N_g = 20.97 + 1,017 = 21.98 \text{ кВт}$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.5-кесте).

Кесте – 3.5 – Әр түрлі жылдамдықтарда $N_{\psi v}$ және N_B қуаттарының мәндері

v км/сағ	24.83	33.69	42.56	51.43	60.30	69.17	78.03	85
$N_{\psi v}$, кВт	20.97	28.45	35.95	43.44	50.93	58.42	65.91	71.80
N_B , кВт	1,017	2.54	5.12	9.03	14.57	21.99	31.57	40.81
$(N_{\psi v} + N_B)$, кВт	21.98	30.99	41.07	52.47	65.5	80.41	97.48	112.61

3.5 Әртүрлі берілістердегі автомобильдің динамикалық факторы

Динамикалық фактор мына формула бойынша анықталады

$$D = \frac{P_{ko} - P_b}{G_a}, \quad (3.22)$$

мұнда P_{ko} – автомобильдің жетекші доңғалақтарындағы толық айналма күш; P_b – ауа кедергісінің күші.

Автомобильдің жетекші доңғалақтарындағы толық айналма күш мына формула бойынша анықталады

$$P_{ko} = \frac{M_{e \max} \cdot U_0 \cdot U_k}{r_{ko}} \eta_{TP}. \quad (3.23)$$

Ауа кедергісінің күші мына формула бойынша анықталады

$$P_b = \frac{k_b F_b v^2}{3,6^2}. \quad (3.24)$$

Динамикалық фактор әр беріліс үшін анықталады, сонда M_e және v мәндері 1 және 2 –кестеден алынады. Бірінші беріліс үшін $U_1=7.56$ және $v=3,42$ км/сағ болғанда табатынымыз

$$P_{ko1} = \frac{578.01 \cdot 4,57 \cdot 7.56}{0,43} \cdot 0,90 = 41.79 \text{ кН}$$

$$P_b = \frac{3,1 \cdot 3.28^2}{3,6^2} = 0.0025 \text{ кН}$$

$$D_1 = \frac{41.79 - 0,0025}{152.05 \cdot 10^3} = 0,27$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.6-кесте).

Кесте – 3.6 – Бірінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

v_1	3,28	4,45	5,63	6,80	7,97	9,15	10,32	11,26
$M_e, \text{Н} \cdot \text{м}$	578.01	650.47	705	730.58	735.65	709.24	662.09	613.04
$P_{ko}, \text{кН}$	41.79	47.03	50.98	52.82	53.19	51.28	47.87	44.33
$P_b, \text{кН}$	0,0025	0,0047	0,075	0,011	0,015	0,020	0,025	0,030
D	0,27	0,30	0,33	0,347	0,349	0,337	0,314	0,291

Екінші беріліс үшін $U_2=4,55$ және $v=5,45$ км/сағ болғанда табатынымыз

$$P_{ko1} = \frac{578.01 \cdot 4,57 \cdot 4,55}{0,43} \cdot 0,90 = 25.15 \text{ кН}$$

$$P_b = \frac{3,1 \cdot 5,45^2}{3,6^2} = 0,0071 \text{ кН}$$

$$D_1 = \frac{25,15 - 0,007}{152,05 \cdot 10^3} = 0,16$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.7-кесте).

Кесте – 3.7 – Екінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

V_2	5,45	7,40	9,35	11,30	13,25	15,20	17,15	18,71
$M_e, H \cdot m$	578.01	650.47	705	730.58	735.65	709.24	662.09	613.04
$P_{ko}, кН$	25.15	28.30	30.68	31.79	32.01	30.86	28.81	26.68
$P_e, кН$	0,007	0,013	0,020	0,030	0,041	0,055	0,070	0,83
D	0,16	0,186	0,201	0,208	0,210	0,202	0,189	0,170

Үшінші беріліс үшін $U_3=2,74$ және $v=9,06$ км/сағ болғанда табатынымыз

$$P_{kol} = \frac{578.01 \cdot 4,57 \cdot 2,74}{0,43} \cdot 0,90 = 15,14 \text{ кН}$$

$$P_e = \frac{3,1 \cdot 9,06^2}{3,6^2} = 0,019 \text{ кН}$$

$$D_I = \frac{15,14 - 0,019}{152,05 \cdot 10^3} = 0,095$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.8-кесте).

Кесте – 3.8 – Үшінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

V_3	9.06	12.30	15.53	18.77	22.01	25.24	28.48	31.07
$M_e, H \cdot m$	578.01	650.47	705	730.58	735.65	709.24	662.09	613.04
$P_{ko}, кН$	15.14	17.04	18.47	19.14	19.28	18.58	17.35	16.06
$P_e, кН$	0,019	0,036	0,057	0,084	0,115	0,152	0,194	0,230
D	0,099	0,111	0,121	0,125	0,126	0,121	0,112	0,104

Төртінші беріліс үшін $U_4=1,65$ және $v=15.05$ км/сағ болғанда табатынымыз

$$P_{kol} = \frac{578.01 \cdot 4,57 \cdot 1,65}{0,43} \cdot 0,90 = 9,12 \text{ кН}$$

$$P_e = \frac{3,1 \cdot 15,05^2}{3,6^2} = 0,054 \text{ кН}$$

$$D_I = \frac{9,12 - 0,054}{152,05 \cdot 10^3} = 0,059$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.9-кесте).

Кесте – 3.9 – Төртінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

V_4	15.05	20.42	25.8	31.17	36.55	41.92	47.3	51.6
$M_e, H \cdot m$	578.01	650.47	705	730.58	735.65	709.24	662.09	613.04
$P_{ko}, кН$	9.12	10.26	11.12	11.53	11.61	11.19	10.44	9.67
$P_e, кН$	0,054	0,099	0,159	0,232	0,319	0,420	0,535	0,636
D	0,059	0,066	0,072	0,074	0,074	0,070	0,065	0,059

Бесінші беріліс үшін $U_5=1$ және $v=24.83$ км/сағ болғанда табатынымыз

$$P_{kol} = \frac{578.01 \cdot 4.57 \cdot 1}{0.43} \cdot 0.90 = 5.52 \text{ кН}$$

$$P_e = \frac{3.1 \cdot 24.83^2}{3.6^2} = 0.147 \text{ кН}$$

$$D_l = \frac{5.52 - 0.147}{152.05 \cdot 10^3} = 0.031$$

Жылдамдықтың қалған мәндері үшін ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.10-кесте).

Кесте – 3.10 – Бесінші берілістегі автомобильдің динамикалық факторы

V_5	24.83	33.69	42.56	51.43	60.30	69.17	78.03	85
$M_e, H \cdot m$	578.01	650.47	705	730.58	735.65	709.24	662.09	613.04
$P_{ko}, кН$	5.52	6.22	6.74	6.98	7.03	6.78	6.33	5.86
$P_e, кН$	0,147	0,271	0,433	0,632	0.869	1.144	1.456	1.728
D	0,035	0,039	0,041	0,041	0,038	0,037	0,032	0,027

6,7,8,9 және 10 –кестелердің нәтижелері бойынша автомобильдің динамикалық көрсетеміз, ал ол мына формула бойынша анықталады

$$G_\varphi = \varphi \cdot \left(\frac{G_2}{G_a} \right) \quad (3.25)$$

Бұл формулаға белгілі шамалардың мәндерін қойып, $\varphi=0,6$ болғанда табатынымыз

$$G_\varphi = 0,6 \cdot \left(\frac{101.85 \cdot 10^3}{152.05 \cdot 10^3} \right) = 0,401$$

3.6 Әртүрлі берілістердегі автомобильдің үдеулері

Автомобиль үдеуі мына формула арқылы табылуы мүмкін

$$j = \frac{(D - \psi_v) g}{\delta}, \quad (3.26)$$

мұнда $\psi_v = f(v)$. Алдында анықталғандай $\psi_v = 0,020$.

Мынаны ескеру қажет, яғни жол кедергісінің коэффициенті ψ_v жылдамдық 50 км/сағ артқанда қарқынды өсетіндігі байқалады. Сондықтан бірінші, екінші, үшінші және төртінші берілістердегі жылдамдықтарда жол кедергісінің коэффициенті тұрақты деп есептейді және оның шамасы домалауға кедергі коэффициентіне тең деп санайды. Қанағаттанарлық күйдегі асфальбетон жол үшін домалауға кедергі коэффициент $f = 0,0015 \dots 0,020$ құрайды; $f=0,0015$ деп қабылдаймыз. δ – автомобильдің айналмалы массаларын ескеретін коэффициент; Автомобильді жобалау бойынша мәліметтер тапшы болғанда

айналмалы массаларды ескеретін коэффициент мына формула көмегімен анықталуы мүмкін

$$\delta = 1 + \sigma_1 U_k^2 + \sigma_2, \quad (3.27)$$

мұнда σ_1 -қозғалтқыштың айналмалы массаларын ескеретін коэффициент. $\sigma_1 = 0,04 \dots 0,06$; $\sigma_1 = 0,05$ деп қабылдаймыз. σ_2 -доңғалақтардың айналмалы массаларын ескеретін коэффициент. $\sigma_2 = 0,03 \dots 0,05$; $\sigma_2 = 0,04$ деп қабылдаймыз. g - еркін түсу үдеуі, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Бірінші беріліс үшін $U_1 = 7.56$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,27$ (3,28 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot 7.56^2 + 0,04 = 3.89$$

$$j = \frac{(0,2 - 0,015) \cdot 9,81}{3.89} = 0,64 \text{ м/с}^2$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге (3.11-кесте) жинақтаймыз.

Кесте – 3.11 – Бірінші берілістегі автомобиль үдеулері

v_1	3,28	4,45	5,63	6,80	7,97	9,15	10,32	11,26
D	0,27	0,30	0,33	0,347	0,349	0,337	0,314	0,291
$j, \text{м/с}^2$	0,64	0,71	0,79	0,83	0,84	0,81	0,75	0,69

Екінші беріліс үшін $U_2 = 4,55$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,163$ (5,45 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot 4,55^2 + 0,04 = 2,07$$

$$j = \frac{(0,16 - 0,015) \cdot 9,81}{2,07} = 0,68 \text{ м/с}^2$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге (3.12-кесте) жинақтаймыз.

Кесте – 3.12 – Екінші берілістегі автомобиль үдеулері

V_2	5,45	7,40	9,35	11,30	13,25	15,20	17,15	18,71
D	0,16	0,186	0,201	0,208	0,210	0,202	0,189	0,170
$j, \text{м/с}^2$	0,68	0,81	0,88	0,91	0,92	0,88	0,82	0,73

Үшінші беріліс үшін $U_3 = 2,74$, $\Psi_v = f = 0,015$, $D = 0,099$ (9,06 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot 2,74^2 + 0,04 = 1,41$$

$$j = \frac{(0,099 - 0,015) \cdot 9,81}{1,41} = 0,58 \text{ м/с}^2$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге (3.13-кесте) жинақтаймыз.

Кесте – 3.13 – Үшінші берілістегі автомобиль үдеулері

V_3	9.06	12.30	15.53	18.77	22.01	25.24	28.48	31.07
D	0,099	0,111	0,121	0,125	0,126	0,121	0,112	0,104
$j, м/с^2$	0,58	0,66	0,73	0,76	0,77	0,73	0,67	0,61

Төртінші беріліс үшін $U_4=1,65$, $\Psi_v=f=0,015$, $D=0,059$ (15,05 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot 1,65^2 + 0,04 = 1,17$$

$$j = \frac{(0,059 - 0,015) \cdot 9,81}{1,17} = 0,34 м/с^2$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге (3.14-кесте) жинақтаймыз.

Кесте – 3.14 – Төртінші берілістегі автомобиль үдеулері

V_4	15.05	20.42	25.8	31.17	36.55	41.92	47.3	51.6
D	0,059	0,066	0,072	0,074	0,074	0,070	0,065	0,059
$j, м/с^2$	0,36	0,42	0,47	0,49	0,49	0,46	0,41	0,36

Бесінші беріліс үшін $U_5=1$, $\Psi_v=f=0,015$, $D=0,035$ (24,83 км/сағ жылдамдықта) болғанда табатынымыз

$$\delta = 1 + 0,05 \cdot 1^2 + 0,04 = 1,09$$

$$j = \frac{(0,035 - 0,015) \cdot 9,81}{1,09} = 0,18 м/с^2$$

Динамикалық фактордың қалған мәндері үшін ізделінетін шаманың мәндерін кестеге (3.15-кесте) жинақтаймыз.

Кесте – 3.15 – Бесінші берілістегі автомобиль үдеулері

V_5	24.83	33.69	42.56	51.43	60.30	69.17	78.03	85
D	0,035	0,039	0,041	0,041	0,038	0,037	0,032	0,027
$j, м/с^2$	0,18	0,21	0,23	0,23	0,20	0,19	0,15	0,10

3.7 Автомобильдің шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы

Белгілі берілісте v_{\min} жылдамдығынан v жылдамдығына дейін автомобильдің шапшаңдата қозғалу уақыты келесі байланыстан анықталады

$$t = \int_{v_{\min}}^v \frac{dv}{j_x}. \quad (3.28)$$

Бұл байланысты интегралдау сандық әдіспен жүргізіледі.

Автомобиль жылдамдығы Δv_i шамасына өскенде, оның қозғалыс уақыты Δt_i бір қалыпты үдемелі қозғалыстың заңдылығымен анықталады, яғни

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{CP}} = \frac{2(v_i - v_{i-1})}{j_{x(i-1)} + j_{xi}}. \quad (3.29)$$

«к» берілісінде $v_{k \min}$ жылдамдығынан $v_{k \max}$ жылдамдығына дейін автомобильдің жинақталған шапшаңдата қозғалу уақыты жылдамдықтар аралықтарындағы шапшаңдата қозғалу уақыттарының қосындысымен анықталады. Берілістер алмастыру уақыты кезінде жылдамдық жойылымы

$$\Delta v_n = \frac{g\psi \cdot t_n}{\delta_n}, \quad (3.30)$$

мұнда t_n -берілістер алмастыру уақыты. $t_n = 0,8.. 0,15$ с; Оны 1с деп қабылдаймыз. δ_n – берілістер алмастыру кезінде айналмалы массаларды ескеретін коэффициент. $\delta_n = 1,03...1,05$. $\delta_n = 1,04$ деп қабылдаймыз; ψ -жол кедергісінің коэффициенті.

$\Delta v_i = v_i - v_{i-1}$ жылдамдықтар аралығында автомобильдің шапшаңдата қозғалу жолы былай табылады

$$\Delta S_i = v_{cp} \cdot \Delta t_i = 0,5(v_i + v_{i-1}) \Delta t_i. \quad (3.31)$$

$v_{k \min}$ жылдамдығынан $v_{k \max}$ жылдамдығына дейін автомобильдің шапшаңдата қозғалу уақыты:

$$S = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta S_i, \quad (3.32)$$

мұнда n-жылдамдықтар аралықтарының саны.

«к» берілісінен «к+1» берілісіне өткенде t_n алмастыру уақыты ішінде автомобильдің жүрген жолы былай анықталады

$$\Delta S_n = (v_{k \max} - 0,5\Delta v_n) \cdot t_n.$$

Екінші берілісте 5,77 км/сағ жылдамдықпен 7,8 км/сағ жылдамдыққа дейін автомобиль шапшаңдата қозғалуы үшін шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы (3.12-кесте):

$$\Delta t_i = \frac{2 \cdot (7,40 - 5,45)}{3,6 \cdot (0,68 + 0,81)} = 0,72 \text{ с}$$

$$\Delta S_i = 0,5 \cdot (7,40 + 5,45) \cdot 0,72 / 3,6 = 1,28 \text{ м}$$

Жылдамдықтардың қалған аралықтары үшін (жылдамдықтар аралықтары 3.12-кестеде көрсетілген жылдамдық мәндері бойынша құрастырылады) ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.16-кесте).

Кесте – 3.16 – Екінші берілісте жылдамдықтар аралықтарындағы шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы

V_{i-1} жылдамдығынан	5,45	7,40	9,35	11,3	13,25	15,20	17,15
V_i жылдамдығына	÷	÷	÷	÷	÷	÷	÷
дейінгі аралық, км/сағ	7,40	9,35	11,3	13,25	15,20	17,15	18,71
$\Delta t_i, c$	0,72	0,64	0,60	0,59	0,60	0,63	0,55
$\Delta S_{i, м}$	1,28	1,48	1,72	2,01	2,37	2,83	2,73

Екінші берілістегі шапшаңдата қозғалу уақыты

$$t_2 = \sum \Delta t_i = 0,72 + 0,64 + 0,60 + 0,59 + 0,60 + 0,63 + 0,55 = 4,33c$$

Екінші берілістегі шапшаңдата қозғалу жолы

$$S_2 = \sum \Delta S_i = 1,28 + 1,48 + 1,72 + 2,01 + 2,37 + 2,83 + 2,73 = 14,42m$$

Екінші берілістен үшінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде жылдамдық жойылымы

$$\Delta v_n = \frac{9,81 \cdot 0,020 \cdot 1}{1,04} = 0,18 \frac{m}{c}$$

Екінші берілістен үшінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде автомобильдің жүрген жолы

$$\Delta S_n = \left(\frac{18,71}{3,6} - 0,5 \cdot 0,18 \right) \cdot 1 = 5,10 m$$

Үшінші берілісте 18,71 км/сағ жылдамдықпен 18,77 км/сағ жылдамдыққа дейін автомобиль шапшаңдата қозғалуы үшін шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы (13-кесте):

$$\Delta t_i = \frac{2 \cdot (18,77 - 18,71)}{3,6 \cdot (0,73 + 0,76)} = 0,02 c$$

$$\Delta S_i = 0,5 \cdot (18,77 + 18,71) \cdot 0,02 / 3,6 = 0,10 m$$

Жылдамдықтардың қалған аралықтары үшін (жылдамдықтар аралықтары 13-кестеде көрсетілген жылдамдық мәндері бойынша құрастырылады) ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.17-кесте).

Үшінші берілістегі шапшаңдата қозғалу уақыты

$$t_3 = \sum \Delta t_i = 0,02 + 1,17 + 1,19 + 1,28 + 1,12 = 4,78c$$

Үшінші берілістегі шапшаңдата қозғалу жолы

$$S_3 = \sum \Delta S_i = 0,1 + 6,62 + 7,8 + 9,55 + 9,26 = 33,33 \text{ м}$$

Кесте – 3.17 – Үшінші берілісте жылдамдықтар аралықтарындағы шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы

V_{i-1} жылдамдығынан	18,71	18,77	22,01	25,24	28,48
V_i жылдамдығына	÷	÷	÷	÷	÷
дейінгі аралық, км/сағ	18,77	22,01	25,24	28,48	31,07
$\Delta t_i, c$	0,02	1,17	1,19	1,28	1,12
$\Delta S_i, м$	0,1	6,62	7,80	9,55	9,26

Үшінші берілістен төртінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде жылдамдық жойылымы

$$\Delta v_n = \frac{9,81 \cdot 0,020 \cdot 1}{1,04} = 0,18 \frac{м}{с}$$

Үшінші берілістен төртінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде автомобильдің жүрген жолы

$$\Delta S_n = \left(\frac{31,07}{3,6} - 0,5 \cdot 0,18 \right) \cdot 1 = 8,54 \text{ м}$$

Төртінші берілісте 31,07 км/сағ жылдамдықпен 31,17 км/сағ жылдамдыққа дейін автомобиль шапшаңдата қозғалуы үшін шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы (3.14-кесте):

$$\Delta t_i = \frac{2 \cdot (31,17 - 31,07)}{3,6 \cdot (0,49 + 0,61)} = 0,05 c$$

$$\Delta S_i = 0,5 \cdot (31,17 + 31,07) \cdot 0,05 / 3,6 = 0,43 \text{ м}$$

Жылдамдықтардың қалған аралықтары үшін (жылдамдықтар аралықтары 3.14-кестеде көрсетілген жылдамдық мәндері бойынша құрастырылады) ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.18-кесте).

Төртінші берілістегі шапшаңдата қозғалу уақыты

$$t_4 = \sum \Delta t_i = 0,05 + 3,04 + 3,14 + 3,43 + 3,10 = 12,76 c$$

Төртінші берілістегі шапшаңдата қозғалу жолы

$$S_4 = \sum \Delta S_i = 0,43 + 28,59 + 34,22 + 42,50 + 42,58 = 148,32 \text{ м}$$

Төртінші берілістен үшінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде жылдамдық жойылымы

$$\Delta v_n = \frac{9,81 \cdot 0,020 \cdot 1}{1,04} = 0,18 \frac{m}{c}$$

Кесте – 3.18 – Төртінші берілісте жылдамдықтар аралықтарындағы шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы

<i>V_{i-1} жылдамдығынан</i>	31,07	31,17	36,55	41,92	47,3
<i>V_i жылдамдығына</i>	÷	÷	÷	÷	÷
<i>дейінгі аралық, км/сағ</i>	31,17	36,55	41,92	47,3	51,6
$\Delta t_i, c$	0,05	3,04	3,14	3,43	3,10
$\Delta S_{i,m}$	0,43	28,59	34,22	42,50	42,58

Төртінші берілістен үшінші беріліске өткенде берілістер алмастыру уақыты ішінде автомобильдің жүрген жолы

$$\Delta S_n = \left(\frac{51,6}{3,6} - 0,5 \cdot 0,18 \right) \cdot l = 14,24 \text{ м}$$

Кесте – 3.19 – Динамикалық фактор

<i>V₅</i>	24.83	33.69	42.56	51.43	60.30	69.17	78.03	85
<i>D</i>	0,035	0,039	0,041	0,041	0,038	0,037	0,032	0,027
<i>j, м/с²</i>	0,18	0,21	0,23	0,23	0,20	0,19	0,15	010

Бесінші берілісте 51,6 км/сағ жылдамдықпен 51,43 км/сағ жылдамдыққа дейін автомобиль шапшаңдата қозғалуы үшін шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы (3.15-кесте):

$$\Delta t_i = \frac{2 \cdot (60,30 - 51,6)}{3,6 \cdot (0,20 + 0,36)} = 8,63 c$$

$$\Delta S_i = 0,5 \cdot (51,6 + 60,30) \cdot 8,63 / 3,6 = 134,12 \text{ м}$$

Жылдамдықтардың қалған аралықтары үшін (жылдамдықтар аралықтары 3.15-кестеде көрсетілген жылдамдық мәндері бойынша құрастырылады) ізделінетін параметрлердің мәндерін кестеге жинақтаймыз (3.20-кесте).

Бесінші берілістегі шапшаңдата қозғалу уақыты

$$t_5 = \sum \Delta t_i = 8,63 + 12,63 + 14,47 + 15,48 = 51,21 c$$

Кесте – 3.20 – Бесінші берілісте жылдамдықтар аралықтарындағы шапшаңдата қозғалу уақыты мен жолы

<i>V_{i-1} жылдамдығынан</i>	51,6	60,30	69,17	78,03
<i>V_i жылдамдығына</i>	÷	÷	÷	÷
<i>дейінгі аралық, км/сағ</i>	60,30	69,17	78,03	85
$\Delta t_i, c$	8,63	12,63	14,47	15,48
$\Delta S_{i,m}$	134,12	227,11	295,83	350,51

Бесінші берілістегі шапшаңдата қозғалу жолы

$$S_5 = \sum \Delta S_i = 134,12 + 227,11 + 295,83 + 350,51 = 1007,57 \text{ м}$$

3.8 Автомобильдің отындық сипаттамасы

Жолдық отын шығыны (л/100км) мына формула бойынша анықталады

$$Q_s = \frac{10^2 g_{eN} \cdot K_{II} \cdot K_E \cdot (N_{\psi} + N_b)}{\rho \cdot v \cdot \eta_{TP}}, \quad (3.33)$$

мұнда g_{eN} – қозғалтқыштың ең үлкен қуат кезіндегі сыбағалы отын шығыны; K_{II} – қозғалтқыштың қуатын пайдалану коэффициенті; K_E – қозғалтқыштың айналу жиілігін пайдалану дәрежесіне тәуелді коэффициент; ρ - отынның тығыздығы. Дизельдің жанар майы үшін $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$.

Қозғалтқыштың ең үлкен қуат кезіндегі сыбағалы отын шығынын шамалап былай алуға болады

$$g_{eN} = (1,15 \dots 1,05) g_e. \quad (3.34)$$

$$g_{eN} = 1,1 \cdot g_e = 1,1 \cdot 240 = 264 \text{ г/кВт} \cdot \text{сағ}$$

K_{II} коэффициенті мына формуламен табылады

- дизельдер үшін

$$K_{II} = 1,2 + 0,14I - 1,8I^2 + 1,46I^3 \quad (3.35)$$

Қозғалтқыштың қуатын пайдалану дәрежесі

$$I = \frac{\Delta N_{дв} + \Delta N_{TP} + N_{\psi} + N_b}{N_c}, \quad (3.36)$$

мұнда $\Delta N_{дв}$ – қосымша механизмдердің жетегіне жұмсалатын қуат; ΔN_{TP} - трансмиссиядағы қуат жойылымдары.

K_E коэффициенті мына формула арқылы табылады

$$K_E = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3; \quad (3.37)$$

Қозғалтқыштың айналу жиілігін пайдалану дәрежесі былай табылады

$$E = n_e / n_N. \quad (3.38)$$

Жолдық отын шығынын автомобиль тікелей берілісте қозғалғанда жолдың кедергісінің коэффициенті $\psi_v = 0,020$ болғанда анықтаймыз. $n_e = 700$ айн/мин, $v = 24,83 \text{ км/сағ}$ (3-кесте) болғанда табатынымыз:

$$\Delta N_d = N_c - N_e = 45,53 - 42,35 = 3,18 \text{ кВт} \quad (3.1\text{-кесте})$$

$$\Delta N_{mp} = N_e - N_k = 42,35 - 38,11 = 4,24 \text{ кВт} \quad (3.4\text{-кесте})$$

$$I = \frac{3,18 + 4,24 + 20,97 + 1,017}{45,53} = 0,645 \quad (3.5 \text{ және } 3.3\text{-кестелер})$$

$$K_H = 1,2 + 0,14 \cdot 0,645 - 1,8 \cdot (0,645)^2 + 1,46 \cdot (0,645)^3 = 0,933$$

$$E = \frac{700}{2400} = 0,29 \quad (3.1\text{-кесте})$$

$$K_E = 1,25 - 0,99 \cdot 0,29 + 0,98 \cdot (0,29)^2 - 0,24 \cdot (0,29)^3 = 1,03$$

$$Q_S = \frac{10^2 \cdot 264 \cdot 0,933 \cdot 1,03 \cdot (20,97 + 1,017)}{860 \cdot 24,83 \cdot 0,9} = 29,02 \text{ л/100км}$$

Кесте – 3.21 – Автомобильдің отындық сипаттамасын құруға арналған есептік мәліметтер

$n_e, \text{айн/мин}$	700	950	1200	1450	1700	1950	2200	2400
$v, \text{км/сағ}$	24.83	33.69	42.56	51.43	60.30	69.17	78.03	85
$\Delta N_d, \text{кВт}$	3,18	4,86	6,66	8,34	9,85	10,89	11,47	11,59
$\Delta N_{mp}, \text{кВт}$	4,24	6,47	8,86	11,09	13,09	14,48	15,25	15,4
$(N_{\psi} + N_e), \text{кВт}$	21,98	30,99	41,07	52,47	65,5	80,41	97,48	112,61
I	0,645	0,608	0,594	0,603	0,628	0,679	0,757	0,843
K_H	0,933	0,943	0,857	0,95	0,939	0,929	0,907	0,913
E	0,29	0,39	0,5	0,604	0,708	0,812	0,916	1,0
K_E	1,03	1	0,97	0,956	0,955	0,963	0,971	1,0
$Q_S, \text{л/100 км}$	29,02	29,58	27,36	31,60	33,22	35,47	37,52	41,25

4 Үлестіргіш қораптың негізгі элементтерін есептеу

4.1 Жүктеме режимін есептеу

КамАЗ-4310 автокөлігінің үлестіргіш қорабы оқшауланған жетекке ие, сондықтан алдыңғы дөңгелектердің жолмен ең үлкен үйкелісі бойынша жүктеменің есептік режимін аламыз.

Үлестіргіш қорабының шығар біліктеріндегі ілінісу бойынша қосынды айналу моменті:

$$T_{\varphi} = T_{\varphi_{н.м}} + T_{\varphi_{з.м}} = \varphi_{\max} r_k (G_{н.м} + G_{з.м}) / u_{в.к}, \quad (4.1)$$

мұндағы $T_{\varphi_{н.м}}$, $T_{\varphi_{з.м}}$ - шығар біліктердегі, сәйкесінше алдыңғы бел мен артқы белдегі ілінісу бойынша айналу моменттері, $H \cdot м$;

φ_{\max} - шиналардың жолмен ілінісуінің максималды коэффициенті:
 $\varphi_{\max} = 0,8$;

r_k - дөңгелектің тербеліс радиусы, м: $r_k = 0,45 м$

$G_{н.м}$, $G_{з.м}$ - сәйкесінше алдыңғы және артқы белдегі жүктемелер, Н:

$$G_{н.м} = 50200 \text{ Н}, \quad G_{з.м} = 10185 \text{ Н}$$

$u_{в.к}$ - шығар біліктер мен жетекші дөңгелектерге дейін беріліс саны;

$$u_{в.к} = 6,83, \quad T_{\varphi} = 0,8 \cdot 0,45 \cdot (50200 + 10185) / 6,83 = 3182,81 \text{ Н} \cdot м;$$

Айналу моментінің 30%-ға артуы:

$$T_{\varphi} = 3182,81 + 0,3 \cdot 3182,81 = 4137,65 \text{ Н} \cdot м;$$

Кіріс білікке арналған есептік айналу моменті.

үлестіргіш қорабының төмен берілісі кезінде:

$$T'_p = T_{\varphi} / u_{р.к.н} \quad (4.2)$$

мұндағы $u_{р.к.н}$ - үлестіргіш қорабының төмен берілісіндегі беріліс саны:

$$u_{р.к.н} = 1,692$$

$$T'_p = 4137,65 / 1,692 = 2445,41 \text{ Н} \cdot м;$$

Үлестіргіш қорабының жоғары берілісінде:

$$T'_p = T_{\varphi} / u_{р.к.в} \quad (4.3)$$

мұндағы $u_{p.k.в}$ - үлестіргіш қорабының жоғары берілісіндегі беріліс саны:

$$u_{p.k.в} = 0.917$$

$$T'_p = 4137.65 / 0.917 = 4512.15 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Үлестіргіш қорабының төмен берілісіндегі айналу жиілігі:

$$n_{p.k.n} = n_{двТ} / i_1, \quad (4.4)$$

мұндағы $n_{двТ}$ - максималды момент кезіндегі қозғалтқыштың айналу жиілігі, айн/мин: $n_{двТ} = 1700 \text{ айн/мин};$

i_1 - і-ші берілістің беру қатынасы: $i_1 = u_1;$

$$n_{p.k.n} = 1700 / 1.692 = 1004.72 \text{ айн/мин}$$

4.2 Тісті берілістер есебі

Алдыңғы бел жетегінің білік тегершігі, аралық білік тегершігі.

Бастапқы мәліметтер:

қозғалтқыштың максималды моменті T_{emax} , Н·м;

қозғалтқыштың максималды моменті кезіндегі айналу жиілігі $n_{двТ}$, айн/мин;

берілістердегі автокөліктің орташа қозғалыс жылдамдығы V_j , км/сағ;

автокөлік салмағы G_a , Н;

тұрақты үйкелісті тістердің $U_{ПЗ}$, бас берілістің U_0 беріліс саны;

күрделі жөндеуге дейін жоспарланған жүріс L_0 , км;

берілістегі жұмыстың салыстырмалы ұзақтығы a ; тістер көрсеткіштері: модуль m , м, тістер саны z , тэж (венец) ені b_w , м, конустық ара-қашықтық R_e , м,

жұмыс қарқындылығы нормасына байланысты нақтылық деңгейі $n_{стт}$, тістің материалы, кедір-бұдырлылық тобы және белсенді бетінің қаттылығы.

4.2.1 Тістің белсенді бетінің жанасу төзімділігін есептеу

Тексеру есебі тіс жұмыс бетінің нашар боялуы кесірінен жұмыс істемей қалуының алдын-алуға арналған.

Есепті рұқсат етілген жанасу кернеуі бойынша жүргіземіз.

1) Алдыңғы бел жетегінің білігіндегі есептік айналу моменті

$$T'_p = 4137.65 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

2) Есептік шеңберлік күш

$$F_t = 2T_1 / d_{w1} = 2T_2 / d_{w2}, \quad (4.5)$$

мұндағы T_1, T_2 – сәйкесінше тегершік пен дөңгелектегі айналу моменттері, Н·м;

d_{w1}, d_{w2} – бастапқы шеңберлер диаметрлері, м;

$$F_t = 2 \times 4137.65 / 0,128 = 2 \times 5348,8 / 0,118 = 89865,79 \text{ Н};$$

3) Біліктің есептік айналу жиілігі.

$$n = n_1 / U_{1B}; \quad (4.6)$$

мұндағы n_1 – беріліс қорабының алғашқы білігінің айналу жиілігі.

$$n = 2200 / 6,55 \cdot 1982 = 169,46 \text{ айн/мин};$$

4) Бірінші деңгейдегі жанама кернеудің көрсеткіштерін анықтау.

$$\Pi_{H1} = [F_{it} / (b_w d_{wm1})] Z_H Z_\varepsilon K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HVi}, \text{ МПа}, \quad (4.7)$$

мұндағы F_{it} – шеңберлік күш; Z_H – жанама кернеуі коэффициенті;

Z_ε – тісті дөңгелектер жабыны деңгейін есепке алатын коэффициент;

$K_{H\alpha}$ – жүктеменің тістер арасында таралуын есепке алатын коэффициент;

$K_{H\beta}$ – жүктеменің тәж ені бойынша таралуын есепке алатын коэффициент; K_{HVi} – іліністеі динамикалық жүктемені есепке алатын коэффициент.

Түзетілмеген және теңараласқан тісті дөңгелектер үшін;

$$Z_H = 1,77 \cos \beta_B,$$

мұндағы β_B – негізгі цилиндрдегі тістің еңкею бұрышы, град;

КамАЗ-4310 автокөлігінің үлестіргіш қорабында барлық тегершіктер тіктісті болып жасалынған, $\beta_B = 0^\circ$.

$$Z_H = 1,77 \cos 0 = 1,77;$$

$K_{H\alpha}$ – цилиндрлік тісті берілістер үшін 1-ге тең;

$K_{H\beta}$ коэффициентін келесі қатынасқа байланысты таңдаймыз:

$$\Psi_{bd} = b_w / d_{w1} = 30 / 128 = 0,23 \approx 0,2$$

Мәндер кестесі бойынша: $K_{H\beta} = 1,06$.

K_{HVi} коэффициентін айналу жиілігі 1000 айн/мин дейін болып келетін тіктісті цилиндрлік дөңгелектер үшін мәндер кестесінен аламыз -1,08.

$$\Pi_H = [89865,79 / (30 \cdot 128)] 1,77 \cdot 1 \cdot 1,06 \cdot 1,08 = 47,84 \text{ МПа};$$

5) Базалық циклдер саны кезінде жанасу төзімділігінің шектік көрсеткіштерін анықтау.

$$P_{Hlim} = P_{Hlim}^0 Z_R, \text{ МПа}, \quad (4.8)$$

мұндағы P_{Hlim}^0 - базалық циклдер санына N_{ho} сәйкес берілген өлшемдерін, жылулық өңдеу мен тістер бетінің кедір-бұдырлылығын есепке ала отырып, дөңгелектерді тақталарда сынау кезіндегі жанасу төзімділігінің шегі, МПа.

Тісті дөңгелек 20X2H4A болаттан жасалынған. $P_{Hlim}^0 = 21,0 \text{ МПа}$.

Z_R – іліністегі ірі тісті дөңгелектер тістерінің белсенді бетінің кедір-бұдырлылығын есепке алатын коэффициент. Кедір-бұдырлылық тобы-7.

$$Z_R = 1,00.$$

$$P_{Hlim} = 21,0 \cdot 1,00 = 21,00 \text{ МПа};$$

6) Жанасу кернеуінің көрсеткіштері мәндерін бағалау.

Егер $P_H < 0,9P_{Hlim}$ болса, онда жанасу төзімділігі қамтамасыз етілді деп саналады да, есеп аяқталады.

$$47,84 > 0,9 \cdot 21,00 = 18,9; P_H > 0,9P_{Hlim}.$$

7) Автокөліктің 1 км жүрісі кезінде тегершік пен дөңгелектер үшін жинақтық тозу мөлшерін есептеу.

$$R_{IH1} = a_1 \cdot N_s \left(P_{HI}^{mH} \cdot \alpha_{HI} \cdot K_{nHI} \cdot U_{(1k)I} + P_{HII}^{mH} \cdot \alpha_{HII} \cdot K_{nHII} \cdot U_{(1k)II} + \dots \right);$$

$$R_{IH2} = a_2 \cdot N_s \left(P_{HI}^{mH} \cdot \alpha_{HI} \cdot K_{nHI} \cdot U_{(2k)I} + P_{HII}^{mH} \cdot \alpha_{HII} \cdot K_{nHII} \cdot U_{(2k)II} + \dots \right), \quad (4.9)$$

мұндағы $U_{(1k) i}$, $U_{(2k) i}$ – i -ші берілістегі сәйкесінше тегершік пен дөңгелектен жетекші дөңгелектерге дейінгі берілістер саны;

mH – жанасу тозу қисығының көрсеткіші. $mH=3$;

a_1 , a_2 – сәйкесінше тегершік пен дөңгелектердің бір айналымына тең келетін циклдер саны: бір іліністі тісті дөңгелектер үшін $a=1$;

α_{Hi} – берілістегі орташа жұмыс ұзақтығы;

$$\alpha_{HI}=0,01; \alpha_{HII}=0,03; \alpha_{H3}=0,14; \alpha_{H4}=0,82;$$

N_s - 1км жүріс кезіндегі автокөліктің жетекші дөңгелектерінің қосынды айналымдар саны.

$$N_s = 1000 / (2\pi r_k);$$

$$N_s = 1000 / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,505) = 315.$$

K_{nHi} - i -ші берілістегі жүріс коэффициенті. Бұл коэффициентті табу үшін жетекші дөңгелектердегі меншікті тарту күшін анықтау керек.

$$P_{y\partial i} = P_{K_i} / G_a; \quad (4.10)$$

$$P_{y\partial I} = 0,434; P_{y\partial II} = 0,2; P_{y\partial 3} = 0,11; P_{y\partial 4} = 0,06;$$

$$K_{nHI}=0,05; K_{nHII}=0,25; K_{nH3}=0,4; K_{nH4}=0,45;$$

$$R_{IH1}=1 \cdot 315 (47,84^3 \cdot 0,01 \cdot 0,05 \cdot 6,83) = 117780,8;$$

$$R_{IH2}=1 \cdot 315 (47,84^3 \cdot 0,01 \cdot 0,05 \cdot 6,83 \cdot 1,06) = 124847,7;$$

8) Есептік жанасу кернеуін анықтау.

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\Pi_H}, \text{ МПа}, \quad (4.11)$$

мұндағы Π_H – тістердің бірнеше деңгейлерде жұмыс жасауы кезіндегі көрсеткіштерінің ең үлкен мәні, МПа.

$$\sigma_H = 275 \cdot \sqrt{47,84} = 1902,07, \text{ МПа};$$

9) Кернеу өзгерісі циклінің эквивалентті санын анықтау

$$N_{HE1} = R_{IH1} L_0 / \Pi_H^{mH};$$

$$N_{HE2} = R_{IH2} L_0 / \Pi_H^{mH}. \quad (4.12)$$

$$N_{HE1} = 117780,8 \cdot 250000 / 47,84^3 = 268931;$$

$$N_{HE2} = 124847,7 \cdot 250000 / 47,84^3 = 285067;$$

10) Жұмыс жасау ұзақтығы коэффициентін есептеу.

$$K_{HL1} = \sqrt[mH]{N_{H0} / N_{HE1}};$$

$$K_{HL2} = \sqrt[mH]{N_{H0} / N_{HE2}}. \quad (4.13)$$

$$K_{HL1} = 7,64.$$

$$K_{HL2} = 7,49.$$

11) Мүмкін жанасу кернеуін есептеу

$$\sigma_{HP1} = 275 \sqrt{\Pi_{H \lim}} K_{HL1}, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 275 \sqrt{\Pi_{H \lim}} K_{HL2}, \text{ МПа}. \quad (4.14)$$

$$\sigma_{HP1} = 275 \sqrt{21 \cdot 7,64} = 3483,28, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 275 \sqrt{21 \cdot 7,49} = 3448,92, \text{ МПа}.$$

Егер $\sigma_{HP} > 0,8\sigma_{HLimM}$ болған жағдайда $\sigma_{HP} = 0,8\sigma_{HLimM}$ мәні алынады, мұндағы σ_{HLimM} – шектік жанасу кернеуі, бұл кезде тістердің белсенді беттері майысып, жарылуы мүмкін, МПа.

20X2H4A маркалы болат үшін $\sigma_{HLimM} = 3800$ МПа мәні алынады.

$$\sigma_{HP} > 0,8 \cdot 3800 = 3040 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP1} = 3040, \text{ МПа}, \sigma_{HP2} = 3040, \text{ МПа}.$$

12) Мүмкін кернеулер бойынша жанасу төзімділігі шарттарының орындалуын тексеру.

$$\sigma_n \leq \sigma_{np};$$

Алдыңғы бел жетегінің білік тегершігі үшін:

$$1902,07 \leq 3040.$$

Аралық білік тегершігі үшін мүмкін кернеулер бойынша жанасу төзімділігі шарты орындалады.

Аралық білік тегершігі үшін:

$$1902,07 \leq 3040.$$

Аралық білік тегершігі үшін мүмкін кернеулер бойынша жанасу төзімділігі шарты орындалады.

Кесте – 4.1 – Төмен берілісті қос тегершік үшін есеп нәтижесі

Төменгі берілістің жұп тістегірішінің есеп нәтижесі: σ_{n1}	1880,30
σ_{HP1}	3040
σ_{n2}	1400,20
σ_{HP2}	3040

4.2.2 Беріктікке есептеу

Тістердің қалдық деформациялары мен сынуларының алдын-алу мақсатында жүргізіледі.

Есеп максималды динамикалық айналу моменттері бойынша жасалады. Есепті беріліс қорабының төмен берілісі кезінде жүргіземіз.

1) Есептік айналу моменті мен шеңберлік күшті анықтау.

$$T_P = T_{max} \cdot u_{1B}, \quad (4.15)$$

мұндағы T_{max} – беріліс қорабының бірінші білігіндегі максималды динамикалық момент, Н·м. Динамикалық момент мәнін келесі әдістердің бірімен анықтайды: а) трансмиссия беріліс санына байланысты, б) динамикалық коэффициентіне байланысты.

Үлестіргіш қорабының тексеру есебі үшін динамикалылық коэффициенті бойынша есептеуді таңдаймыз.

$$T_{max} = K_D T_{emax}, \quad (4.16)$$

мұндағы K_D – динамикалылық коэффициенті:

$K_D=1,2,2,0$ – жеңіл автокөліктер үшін;

$K_D=2,0,3,0$ – ауыр автокөліктер үшін;

$K_D=2,5,3,0$ – жоғары өтімділікті автокөліктер үшін.

$K_D=2,5$ коэффициентін таңдаймыз.

КамаЗ-4310 автокөлігі қозғалтқышының максималды айналу моменті 637 Н·м тең. Айналу моменті 30% өскен кезде 828,1 Н·м моментті аламыз.

$$T_{max} = 2,5 \cdot 828,1 = 2070,25 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_p = 2070,25 \cdot 6,55 \cdot 1,982 = 26876,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Шеңберлік күш:

$$F_t = 2T_1 / d_{w1} = 2T_2 / d_{w2}, \quad (4.17)$$

$$F_t = 2 \cdot 2070,25 / 0,128 = 2 \cdot 1114,2 / 0,118 = 17689,9, \text{ Н}.$$

2) Максималды жанасу кернеуін анықтау.

$$\sigma_{Hmax} = 275 \cdot \sqrt{\cdot} \cdot [F_{tmax} / (b_w \cdot d_{wm1})] \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}. \quad (4.18)$$

$$\sigma_{Hmax} = 275 \sqrt{\cdot} [18885,9 / (30 \cdot 128)] \cdot 1,77 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 835,3.$$

2) Тегершік пен дөңгелектер тістерінің майысуының максималды кернеуін есептеу.

3)

$$\sigma_{F1max} = [F_{tmax} / (b_{w1} \cdot m_{nm})] Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta};$$

$$\sigma_{F2max} = [F_{tmax} / (b_{w2} \cdot m_{nm})] Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta}. \quad (4.19)$$

$$\sigma_{F1max} = [18885,9 / (30 \cdot 4,65)] 3,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 559,7;$$

$$\sigma_{F2max} = 559,7.$$

4) Қажетті беріктік шартын тексереміз.

$$\sigma_{Hmax} \leq 0,9 \cdot \sigma_{HLimM}; \quad \sigma_{F1max} \leq 0,9 \cdot \sigma_{Flim};$$

$$\sigma_{F2max} \leq 0,9 \cdot \sigma_{Flim} \quad 0)$$

$$835,3 \leq 0,9 \cdot 1950 = 1755;$$

$$559,7 \leq 0,9 \cdot 3800 = 3420;$$

$$559,7 \leq 0,9 \cdot 3800 = 3420.$$

Беріктік шарты орындалады.

Кесте – 4.2 – Төмендететін берілісті тегершіктер есебінің нәтижесі

σ_{Hmax}	750,36
σ_{F1max}	570,3
σ_{F2max}	570,3

4.3 Біліктер есебі

Алдыңғы бел жетегінің білігін есептеу.

Жұмысқа қабілеттілігін және жалпы құрылғы трансмиссиясын анықтау үшін біліктерді статикалық беріктікке, қаттылыққа және тозу беріктігіне есептейді.

4.3.1 Білікке түсетін жүктемелерді анықтау

Білікті есептеу үшін, біріншіден, оған әсер ететін күштерді анықтау керек: айналу моменті, тісті іліністер күштері, тірек күштері мен қосымша күштер, мысалы, үлкен берілістердегі ортадан тепкіш күштер, кардандық берілістердегі күштер және т.б.

1) Есептік моментті таңдау.

$$T'_p = T_\varphi / u_{p.k.n} \quad (4.21)$$

$$T'_p = 4512,15 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

2) Тісті іліністегі күшті есептеу

3) Жетекші белдің серіппелі темірде тербелуі есебінен болатын карданды берілістегі өстік және радиалды құраушы күштерді анықтау.

$$Q_a = 4T_e \cdot \mu \cdot \cos\gamma / (D_{uu} + d_{uu});$$

$$Q_r = 4T_e \cdot \mu \cdot \sin\gamma / (D_m + d_{uu}). \quad (4.22)$$

мұндағы T_e – карданды беріліс беретін есептік айналу моменті, Н·М;

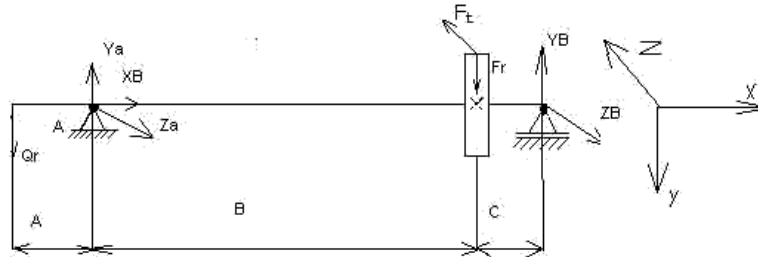
μ – оймакілтекті (шлицті) байланыстағы үйкеліс коэффициенті: жақсы майланған кезде $\mu = 0,04.0,06$, нашар майланған кезде $\mu = 0,11.0,12$, желіну кезінде $\mu = 0,40.0,45$.

$\mu = 0,05$ коэффициентін таңдаймыз.

$$Q_a = 4 \cdot 4512,15 \cdot 0,05 \cdot \cos 17^\circ / [(50 + 34) \cdot 10^{-3}] = 12714,8;$$

$$Q_r = 4 \cdot 4512,15 \cdot 0,05 \cdot \sin 17^\circ / [(50 + 34) \cdot 10^{-3}] = 387,7.$$

4) Біліктің есептік сызбасын жасау.



8 - сурет - Біліктің есептік сызбасы

5) Тірек күштері құраушыларының екі перпендикуляр жазықтықтардағы бағыты мен мәнін анықтау.

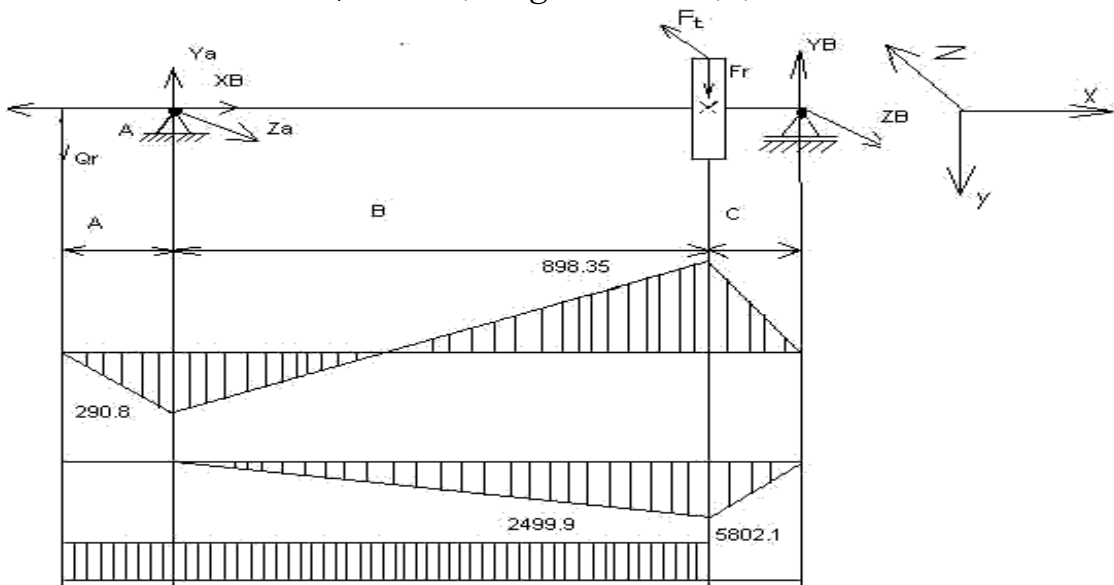
Іліністердегі күштер:

$$F_t = 2T_e / d_w; \quad (4.23)$$

$$F_t = 2 \cdot 4512,1 / 0,128 = 2 \cdot 5348,8 / 0,118 = 90657,81, \text{ H},$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_w; \quad (4.24)$$

$$F_r = 90657,81 \cdot \tan 20^\circ = 32996,7, \text{ H}.$$



9 - сурет - Иілу және айналу моменттерінің эпюрі

Z жазықтығындағы тірек күштері:

$$\sum M_A (F_i) = 0: Q_R \cdot A - F_r \cdot B + Y_B \cdot (B+C) = 0, \sum M_B (F_i) = 0: Q_R \cdot (A+B+C) - Y_A \cdot (B+C) + F_r \cdot C = 0, \sum X_i = 0: -Q_A + X_B = 0. \text{ Осыдан } Y_A = 12800,5 \text{ Н}; Y_B = 24239,8 \text{ Н}; X_B = 13210,8 \text{ Н}.$$

Y жазықтығындағы тірек күштері:

$$Z_B = 71427,36 \text{ Н}; Z_A = 19230,4 \text{ Н}.$$

4.3.2 Білікті тозу беріктігіне есептеу

1) Шартты қосынды кернеулер амплитудасын есептеу

$$\sigma_{a_{шарт}} = K_{\sigma_{орм}} (\sqrt{M_a^2 + T_a^2} \cdot 10^3 / W), \text{ МПа}, \quad (4.25)$$

мұндағы $K_{\sigma_{орм}}$ – білік материалына тәуелді болмайтын кернеулер мөлшері коэффициентінің орташа мәні;

M_a – есептелінетін қимадағы ең үлкен қосынды иілу моментінің амплитудасы, Нм;

T_a -айналу моменті амплитудасы, Нм: реверсивтік емес біліктер үшін $T_a = 0,5 T_p$.

$$W = \pi d^3 / 32 \text{ мм}^3 \quad (4.26)$$

$$W_1 = 3,14 \cdot 40^3 / 32 = 6280 \text{ мм}^3;$$

$$W_2 = 3,14 \cdot 50^3 / 32 = 12265,6 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{a_{ycl}} = 3 (\sqrt{290,8^2 + 2901^2} \cdot 10^3 / 6280) = 1392,7.$$

$$\sigma_{a_{ycl}} = 2,5 (\sqrt{(898,35 + 2499,9)^2 + 2901^2} \cdot 10^3 / 12265) = 910,7$$

2-2 қимасын қауіпсіз деп санауға болады, себебі шартты кернеулер арасындағы айырмашылық 31% құрайды.

2) Өстік және көлденең күштерді есепке алмай, қауіпті білік қимасындағы қалыпты және жанама кернеулердің орташа мәндері мен амплитудаларын анықтау.

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (1 - r_\sigma) \cdot M / W;$$

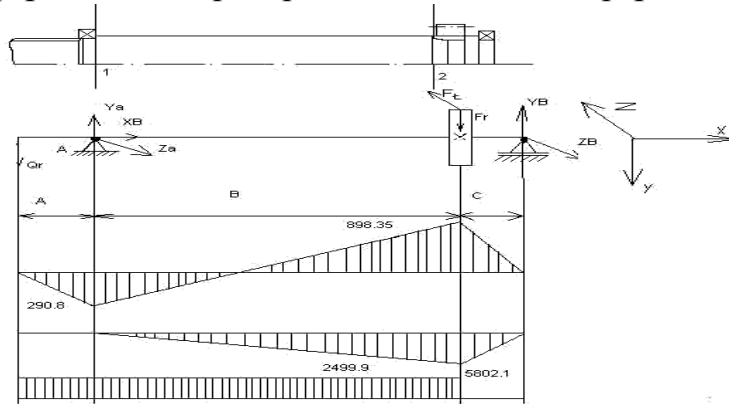
$$\sigma_m = 0,5 \cdot (1 + r_\sigma) \cdot M / W;$$

$$\tau_a = 0,5 \cdot (1 - r_\tau) \cdot T / W_p;$$

$$\tau_m = 0,5 \cdot (1 + r_\tau) \cdot T / W_p, \quad (4.27)$$

мұндағы M – қосынды иілу моменті, Нм;

r_{σ}, r_{τ} – сәйкесінше қалыпты және жанама кернеулердің кезеңдік асимметрия коэффициенті: $r_{\sigma} = -1$ – жүктеме бағытына байланысты айналатын біліктер мен өстер үшін; $r_{\tau} = 0$ – реверсивтік емес біліктер үшін;



10 - сурет - Біліктің эпюрасы

Полярлық кедергі моменті:

$$W = \pi d^3 / 16 \text{ мм}^3, \quad (4.28)$$

$$W = 3,14 \cdot 40^3 / 16 = 12560 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (1+1) \cdot 290,8 / 6280 \cdot 10^{-9} = 46,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0,5 \cdot (1-1) \cdot 290,8 / 6280 \cdot 10^{-9} = 0;$$

$$\tau_a = 0,5 \cdot (1-0) \cdot 2901 / 12560 \cdot 10^{-9} = 115,4 \text{ Мпа};$$

$$\tau_m = 115,4 \text{ Мпа}.$$

2) Келтірілген кернеу амплитудаларын анықтау.

$$\sigma_{анр} = \sigma_{a\max} \cdot K_{L\sigma};$$

$$\tau_{анр} = \tau_{a\max} \cdot K_{L\tau}; \quad (4.29)$$

мұндағы $K_{L\sigma}, K_{L\tau}$ – сәйкесінше иілу мен бұралу кезіндегі жұмысқа шыдамдылық коэффициенті.

Иілу мен айналу тұрақты жүктемелер болған жағдайда жұмыс жасау төзімділігі коэффициенті

$$K_L = \sqrt[m]{N_H / N_0}; \quad (4.30)$$

$$K_L = \sqrt[6]{41672400 / 2 \cdot 10^6} = 1,46$$

$$N_{II} = 60nt;$$

мұндағы t – білік жұмысының ұзақтылығы, сағ

$$N_{II} = 60 \cdot 169,4 \cdot 4100 = 41672400;$$

$$K_{L\tau} = 0,8 \cdot 1,46 = 1,168;$$

$$\sigma_{анп} = 46,3 \cdot 1,46 = 67,59;$$

$$\tau_{анп} = 115,4 \cdot 1,168 = 134,7.$$

4) Кернеу мөлшерінің тиімді коэффициенттерін есептеу (үлгі шыдамдылығы шегінен білік шыдамдылығы шегіне өту коэффициенті).

$$(K_{\sigma})_D = (K_{\sigma} + K_{\sigma n} - 1) / \varepsilon_{\sigma};$$

$$(K_{\tau})_D = (K_{\tau} + K_{\tau n} - 1) / \varepsilon_{\tau}, \quad (4.31)$$

мұндағы K_{σ} , K_{τ} -сәйкесінше иілу мен айналу кезіндегі кернеу мөлшерінің коэффициенттері

$K_{\sigma n}$, $K_{\tau n}$ -білік бетінің кедір-бұдырлылығы әсерінің коэффициенттері.

ε_{σ} , ε_{τ} -негізгі өлшемдер әсерінің коэффициенттері.

$$(K_{\sigma})_D = (1,75 + 1 - 1) / 0,73 = 2,39;$$

$$(K_{\tau})_D = (2,80 + 1 - 1) / 0,73 = 3,83.$$

5) Беріктік қоры коэффициенттерін есептеу.

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / [(K_{\sigma})_D \sigma_{анп} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m];$$

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / [(K_{\tau})_D \tau_{анп} + \psi_{\tau} \tau_m], \quad (4.32)$$

мұндағы ψ_{σ} , ψ_{τ} – білік материалының цикл ассиметриясына сезімталдығының коэффициенттері: қалыпты және жақсартылған легірленген болаттар үшін:

$$\sigma_B > 800 \text{ МПа}; \psi_{\sigma} = 0,3.0,4, \psi_{\tau} = 0,15.0, 20;$$

σ_{-1} , τ_{-1} – сәйкесінше иілу мен айналу кезіндегі симметриялы цикл жағдайында тегіс үлгілердің төзімділік шектері, МПа;

$$n_{\sigma} = 650 / (2,39 \cdot 67,59 + 0,35 \cdot 0) = 4,02;$$

$$n_{\tau} = 330 / (3,83 \cdot 134,7 + 0,15 \cdot 115,4) = 0,62.$$

б) Шарттардың орындалуын тексеру.

Беріктік қоры коэффициентінің мүмкін мәні ретінде $[n] = 1,7$ қабылдаймыз.

$$n = n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}; \quad (4.33)$$

$$n = 4,02 \cdot 0,62 / \sqrt{4,02^2 + 0,62^2} = 2,5/4 = 0,625.$$

$$n > 1,7$$

$$0,625 < 1,7$$

Тозу беріктігі шарты орындалмайды. Төзімділікті қима өлшемдерін ұлғайту мен беріктендіретін өңдеу жүргізу арқылы арттыруға болады.

Кесте – 4.3 – Аралық білік есебінің нәтижелері:

n_{σ}	3.01
n_{τ}	0.25
n	0.752

ҚОРЫТЫНДЫ

Кез келген өндірістің бір-бірімен технологиялық байланысы, олардың арасындағы жүктердің қозғалуымен байланысты. Қазіргі Қазақстан Республикасында өзінде өндіріп, құрылымдап шығаратын автомобиль жасау саласы болмағаныменде, әр оннан бір Қазақстан азаматтарында автомобильдердің түрлі түрлері бар. Осыған байланысты біздің мамандық автомобиль жасау саласы болғандықтан, осындай автомобильдерді пайдалану, күту, жинау немесе қайта құрылымдау барысында мамандығымыз сөзсіз бірінші орынды иемденеді. Сондай-ақ біздің отанымызда неше түрлі шетел автомобильдерінің және өзімізге көршілес Ресей Федерациясында шығаратын автомобильдердің диллерлік компаниялары көптеп жиналған. Осындай компанияларда тағы басқа автобустік паріктерде, автомобильге қызмет көрсету орталықтарында біз өзіміздің мамандығымыздышындай түсеміз.

Көрсетіп отырған дипломдық жұмысымыздың мақсаты болып өзіміздің таңдап алынған автомобиль аналогтың бір түйінін тиімділік тұрғысынан және экономикалық жағынан жақсарту болып табылады. Сол түйін ретінде таңдаған автомобиль аналогтың үлестіргіш қорабы болып табылады. Онда біз түрлі көлік техникасында қолданатын үлестіргіш қораптардың өнертабыстары көрсетіліп, ішінен бір өзімізге қойылуға қажетті біреуі іріктеліп таңдалып қойылды. Осы өнертабысқа сәйкес негізделіп үлестіргіш қораптың құрлымдық, есептеулері жүргізілген.

Дипломдық жұмысты қорытындылай келгенде, үлестіргіш қорапты құрылымдап есептеуді үйрендік. Бұл жұмыс жалпы осы оқуға түскеннен бастап, бітіргенге дейінгі аралықта оқып, тәлім алған пәндердің барлығын қорытындылайды. Алда мамандығымыз бойынша қызмет атқару барысында өлкен септігін тигізер деген ойдамын

ПАЙДАЛАНҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов, Л.А. Молибошко, О.С. Руктешель Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия. Под ред. А.И. Гришкевича.- Мн.: Выш. шк., 1985.-240с.
2. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Радионов В.Ф., Конструирование и расчет автомобиля. - М.: Машиностроение, 1984г.
3. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, основы расчета. - М.: Машиностроение, 1984г.
4. Барски И.Б. Конструирование и расчет тракторов. - М.: Машиностроение, 1989г
5. Н.А. Бухарин., В.С. Прозоров., М.М. Шукин. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Под ред. Н.А. Бухарина. - Л.: Машиностроение, 1973. - 592 с.
6. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости/ Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова., И.С. Цитовича. - М.: Машиностроение, 1983.- 299 с.
7. Прочность и долговечность автомобиля/ Под ред. Б.В. Гольда. - М.: Машиностроение, 1974. - 328 с.
8. Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей. - Мн.: Наука и техника, 1979. - 256 с.
9. 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.
10. 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.
11. 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.
12. Гусаков, Н. В. Конструкция автомобиля. Шасси / Н. В. Гусаков, И. Н. Зверев, А. Л. Карунин [и др.]. — Москва : МГТУ «МАМИ», 2000.
13. 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.
14. 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).
15. Иванов, А.М. Основы конструкции современного автомобиля. -М: ООО «Изд. «За рулем», 2012.-336с.
16. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/ под общ. ред. А.И. Гришкевича.-М.: Машиностроение, 1984,-272с.