ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Энергетика және машина жасау институты

«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы

Туреахметов Мырзаахмет Жусип-улы

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

«Жеңіл автомобильдің автоматты беріліс қорабын жаңғырту »

мамандық 5В071300 - Көлік, көліктік техника және технологияр

Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Энергетика және машина жасау институты

«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ
НАО «КазНИТУ им.К.И.Сатпаева»
Институт энергетики
и машиностроения

ҚОРҒАУҒА РҰҚСАТ

ТМжК кафедра меңгерушісі
т.ғ.к., ассистент профессор
_____ Бортебаев С.А.
«27» 05 2022 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

«Жеңіл автомобильдің автоматты беріліс қорабын жаңғырту » тақырыбына

5В071300 - Көлік, көліктік техника және технологиялар
мамандығы бойынша

Орындаған
_____ Туреахметов М.Ж.

Пікір беруші
_____ оқ.проф. Кожабаров Р.А.
«26» 05 2022 ж.

Ғылыми жетекші
Лектор
_____ Сарыбаев Е.Е.
«25» 05 2022 ж.

Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Энергетика және машина жасау институты

«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы

5В071300 – Көлік, көліктік техника және технологияр

БЕКІТЕМІН

ТМжК кафедра меңгерушісі
т.ғ.к., ассистент профессор
_____ Бортебаев С.А.
«20» 01 2022 ж.

Дипломдық жұмысты даярлауға

ТАПСЫРМА

Білім алушыға: Туреахметов Мырзаахмет Жусип-улы
Жұмыстың тақырыбы: «Жеңіл автомобильдің автоматты беріліс қорабын жаңғырту .
Университеттің №489-П/Ө «24» 12. 2021 ж бұйырығымен бекітілген
Орындалған жобаның өткізу мерзімі « » мамыр 2022 жыл
Дипломдық жұмыстың бастапқы мәліметтері: *Ваз 2190 жеңіл автомобилінің техникалық сипаттамасы*
Есеп–түсініктеме жазбаның талқылауға берілген сұрақтарының тізімі мен қысқаша диплом жұмысының мазмұны :
а) Диплом жұмысы тақырыбының дәйектемесі.
б) Әдеби-патенттік шолу
в) Есептеу бөлімі
г) Қорытынды, пайдаланған әдебиеттер тізімі.
Графикалық материалдардың тізімі (міндетті түрде қажет сызбалар көрсетілген) *1 – автомобильдің жалпы көрінісі – А1 1 бет; 2 – әдеби-патентік шолу материалы – А1 1 бет; 3 – беріліс қораптың құрастырма сызбасы – А1 1бет; 4 –ілініс муфтасының құрастырма сызбасы А1 1 бет; 5 – жұмыстық сызба А1 1 бет*

Ұсынылған негізгі әдебиеттер

1. Шарипов В. М., Крумбольт Л. Н., Маринкин А. П. Планетарные коробки передач колесных и гусеничных машин./Под общ. ред. В. М. Шарипова.-М.: МГТУ «МАМИ», 2000.-142 с.
2.Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Т. 1. Учеб. Для вузов Б.А. Афанасьев, Н.Ф. Бочаров, Л.Ф. Жеглов; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 488 с.

Дипломдық жұмысты даярлау

КЕСТЕСІ

Бөлім атаулары, дайындалатын сұрақтар тізімі	Ғылыми жетекшілерге, Кеңесшілерге өткізі мерзімі	Ескерту
Диплом жұмысы тақырыбының дәйектемесі	15.03.2022 – 31.03.2022	
Әдеби-патенттік шолу	1.04.2022-16.04.2022	
Есептеу бөлімі	17.04.2022 – 1.05.2022	

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	Камзанов Н.С. м.т.н, сениор-лектор		

Ғылыми жетекшісі _____ Сарыбаев Е.Е.

Тапсырманы орындауға алған білім алушы _____ Туреахметов М.Ж.

Күні «25» 05 2022 ж.

АҢДАТПА

Бұл дипломдық жұмыста ВАЗ-2190 жеңіл автокөлігі негізге алынды. Дипломдық жұмыста планетарлық беріліс қорабының есептеуінің негізгі бөлімдері қамтылған, беріліс қорабының кинематикалық және күштік есептеулері жүргізілген. Беріліс қораптарының әртүрлі түрлері мен техникалық деректердің талдауы қарастырылды. Әдеби-патенттік шолу жүргізілді, модернизацияның негізі ретінде өнертабыс патенті Планетарлық беріліс қорабы (патент RU2351818C2) қабылданды.

АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе за основу взят легковой автомобиль Ваз-2190. В дипломной работе охвачены основные разделы расчета планетарной коробки передач, проведены кинематические и силовые расчеты коробки передач. Были рассмотрены различные виды коробок передач и анализ технических данных. Был проведен литературно-патентный обзор, за основу модернизации был принят: патент на изобретение Планетарная коробка передач (патент RU2351818C2).

ANNOTATION

In this thesis, the VAZ-2190 passenger car is taken as a basis. The thesis work covers the main sections of the calculation of the planetary gearbox, carried out kinematic and power calculations of the gearbox. Various types of gearboxes and analysis of technical data were considered. A literature and patent review was carried out, and the following was adopted as the basis for modernization: a patent for the invention Planetary gearbox (patent RU2351818C2).

МАЗМҰНЫ

Кіріспе		9
1	Автомобиль концепциясы	10
1.1	ВАЗ 2190 автомобилінің қолданушылық қасиеттері және техникалық сипаттамалары	10
1.2	ВАЗ 2190 автомобилінің қолданушылық қасиеттері және керекті сипаттамалары	11
2	Беріліс қорабы	13
2.1	Беріліс қорабы жайлы мағлұмат	13
2.2	Беріліс қорабының негізгі түрлері	13
2.3	Автоматтандырылған беріліс қорабы	15
2.4	Гидравликалық берілістер	16
2.5	Механикалық беріліс қораптары	18
2.6	Синхронизатор	23
2.7	Жеңіл машинаның беріліс қорабы	25
3	Әдеби-патенттік шолу. Планетарлы қораптардың әр-түрлі құрылымдарына баға беру	28
3.1	Іріктеліп алынған, ВАЗ 2190 автомобилінің құрылымына сай және қойылғалы отырған өнер табыс жайлы	28
4	Планетарлы беріліс қорабын Ваз 2190 автокөлігіне есептеуі	30
4.1	Ваз 2190 тартуын есептеу	30
4.2	Тарту диапазонын таңдау	30
4.3	Формула бойынша P_f тың домалауға кедергі күшін анықтаймыз	30
4.4	Жұмыс жылдамдықтары және трансмиссияның беріліс сандарының таңдауы	31
4.5	Қозғаушының тұтыну қуатын анықтау	32
4.6	Бірінші берілістегі трансмиссияның беріліс санының анықтау	33
4.7	Планетарлы қорап берілісінің жалпыланған кинематикалық жоспарын құру	34
4.8	Бастапқы теңдеулерді құрастыру және ең оңай түрге бастапқы теңдеулерді келтіру	36
4.9	Теңдеулердің туындыларын құрастыру	37
4.10	Қосып жасалған теңдеулерді тексеру	40
4.11	ТДМ ақауын іріктеу	41
4.12	Теңдеулердің топтарын құрастыру	46
4.13	ТДМ және ПБҚ құрылымдық схемаларын құрастыру	46
4.14	Планетарлы қорап берілісіндегі тісті берілістер санын анықтау	53
4.15	Планетары қорап берілісінің күштік сараптамасы	57
Қорытынды		62
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі		63

КІРІСПЕ

Машина жасау өнеркәсіптер ең маңызды салалардың бірі болып жатыр. Оның өнім – әр түрлі тағайындаулар машиналар – халық шаруашылықтар барлық салаларға пайдасы тиіп жатыр. Өнеркәсіп және халық шаруашылықтарының өсуі, ал осылай түбегейлі дәрежесінде олардың жаңа технологиясымен және техникасымен қайта жабдықтаулар екпіндері машина жасауды дамыту деңгейіне тәуелді болып жатыр.

Нақты қозғалтқышқа және автомобильге беріліс қораптары бейімделуі нақтылы беріліс сан болатын негізгі беріс көмекпен іске асып жатыр. Бұл негізде автомобилдің негізгі берілісі арналған.

Конструктивтік негізгі беріліс өзі қозғалтқыштың бұраушы сәттің үлкею қамтамасыз еткен тісті редуктор ұсынып жатыр және автомобильдің бастаушы доңғалақтардың айналулар жиіліктері кішірейтуін қамтамасыз етеді.

Көлігінің барлығын түрлерінің жылдамдықтардың техникалар, өсуі дамыту, көптеген машиналардың массалардың және габариттердің өзгерісі тіркейтін муфталармен берілетін тежегіш және фрикциялық құрылымдармен қылғыхатын қуаттан қатты үлкеюмен сабақтас т.д және. Барлық жоғарғы талапқа фрикциялық материалдарға бұл байланысқа туралы: үйкелістерге, және тұрақты тоздырғыштарға ұзақ жүктеуге, тұрақты коэффициентке шарттарда жылу тұрақтылықтарына ұсынылады.

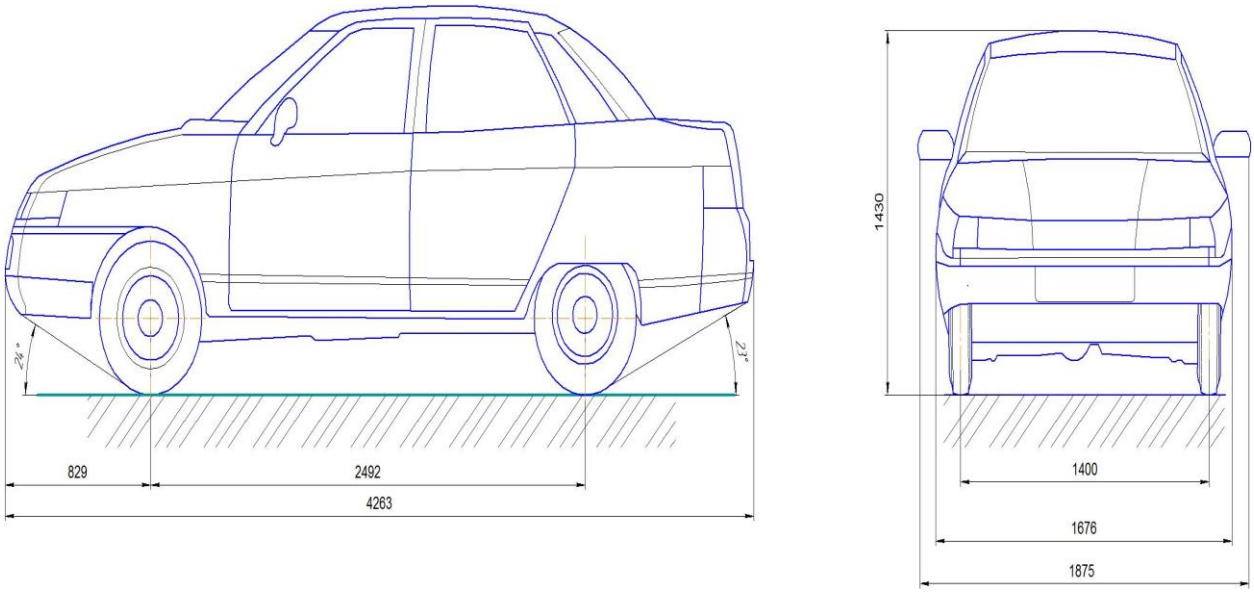
Фрикциялық полимерлік бұл сияқты салдар материалдардың қолдану қызметтер мерзімдер жоғарылату көптеген жағдайларға мүмкіндік беріп жатыр, машина және тетік және, ремонттау мерзімдерді үлкейту және жөндеу жұмыстарға шығындар азайту керек, металлдардан механикалық өңдеумен салыстыру бойынша бұйымдарға пластмассалар өңдеу биігірек тиімділік арқасында үйкелістер түйіндердің және бөлшектердің жасаулары қиындығы едәуір азайту керек.

1 Автомобиль концепциясы

1.1 ВАЗ 2190 автомобилінің қолданушылық қасиеттері және техникалық сипаттамалары

Автомобильдің эксплуатациялық қасиеті жинаудың негізгі көрсеткіштеріне байланысты болады: базасына, өстік күшіне, алдыңғы және артқы свес және басқа жинақтау схемасына байланысты артқы және алдыңғы салмағына.

Қазіргі заманғы автомобиль жасауда жеңіл автокөліктерді құрастырудың екі негізгі нобайы кең таралған: двигателдің алдына орналасқан кабинамен; двигателдің үстіне орналасқан кабинамен (1-сурет).



Сурет 1 – Жеңіл автомобильдің нобайы

«Кабинасы қозғалтқыштың үстінде орналасқан» құрастырудың артықшылықтары: дөңгелекті базаны тиімді пайдалану және автокөліктің габаритті ұзындығын тиімді пайдалану; автокөліктің алдыңғы көпірінің рұқсат етілген максималды күштелуін алу мүмкіндігі, сонымен бірге автокөліктің жүк көтергіштігін арттыру; автокөліктің ұзындығын азайту және капоттың қанаттарын, бөлшектерді қаптамамен дайындаудағы еңбек сыйымдылығын бір уақытта жоюмен автокөліктің өзінің салмағын төмендету; автокөліктің маневрлігін жақсарту және автокөлік жүргізушісінің орнымен шолушылығы; двигателге және осымен байланысты түйіндер мен механизмдерге өтуді жақсарту, осы жағдайда кабина бектіудің алдыңғы нүктесіне салыстырмалы аударылады.

Жататын орнымен жабдықталған кабиналы автокөліктердің артықшылығы, сол автокөліктің габариттік ұзындығымен және дөңгелекті базаны қолданумен «двигателдің үстіндегі кабина» схемасын пайдалану.

«Двигателдің үстіндегі кабина» схемасы бойынша автокөлікті жинау, седелді тартқыштар үшін өте ыңғайлы, сонымен бірге басқа схемалармен салыстырған кезде теңдей көрсеткіштерімен, олардың поетнциалды жүк көтергіштігін максималды пайдалануға мүмкіндік береді.

Шығыңқы капот пен алдыңғы қанаттарының жоқ болуы және желдік әйнектің төменгі жағы төмендетілуі, жүргізушінің орынан шолуды жақсы қамтамасыз етеді. Автокөліктің алдындағы жолдағы көрінбейтін аймақ 3-4 м-ге дейін азайды (капоты жиналған автокөлікте 10-12 м-ге дейін жетеді).

«Двигательдің үстіндегі кабина» схемасының жетіспеушілігі сол: кабинаны жабу мен аудару механизмінің қондырғысынан кабина конструкциясының күрделенуі; кабинадан шығып және кірудің қолайсыздығы; тежеуішпен және ілініспен, беріліс коробкасымен басқару жетегінің қиындауы. Кабина мен автокөліктерді жақсы жинаған кезде, аталған жетіспеушілктер минимумға дейін жетеді.

«Двигателдің үстіндегі кабина» схемасы бойынша автокөліктерді жинаған кезде, алдыңғы өстік күштер артады, және артынша іліністік салмақ коэффициентінің төмендеуі салдырынан, автокөліктің өтімділігі нашарлайды. Бұл әсіресе тайғақ жолдардағы қозағлысы кезінде жүктелген автокөілкте байқалады және батпақты жолдарда тиелген автокөліктерді пайдалану кезінде байқалады.

Сондықтан екі өсті ВАЗ-2190 автокөліктерін құрастырған кезде, және әртүрлі жол жағдайларында пайдалану кезінде, батпақта жолдарды және ауысымдық жол болмай қалған кездегі жағдайларды қоса алғанда, «двигателдің алдындағы кабина» схемасын пайдалану өте қолайлы болады екен. Осымен байланысты ұсынылған жинақ өте тиімді болады, кабина мүмкіндігінше алға қарай жылжытылған, ол өтуді шарттарын қанағаттандырады және алдыңғы өстен кабинаның артқы қабырғасына дейінгі қашықтықты қысқартады.

Отандық және шет елдік жобалау тәжірибелерінен көріп отырғанымыздай, мұнда «двигателдің үстіндегі кабина» схемасымен автокөліктерді жинау көбірек ұсынылады, жоғарыда аталған артықшылықтары толығымен көрсетіледі.

Магистралды автокөліктерді алдыңғы өстік күшін 60 кН–ға дейін арттырудың нақты тенденциясы келешекте кабинаны алға орналастырумен байланысты, мұнда тиелген автокөліктің іліністік салмағын азайтады және жүксіз кезіндегі қозғалысын, тайғақ жолдарда, өтуді нашарлатады.

1.2 ВАЗ 2190 автомобилінің қолданушылық қасиеттері және керекті сипаттамалары

Енді біз өзіміз таңдаған автомобиль аналогтың үлестіргіш қорабын есептеуге қажетті қозғалтқыштың бірқатар сипаттамаларын аламыз (кесте 1):

Кесте 1 – Ваз 2190 автокөлігінің техникалық сипаттамалары

Түрі	бензинді, қатарлы, 4 цилиндрлі
Толық массасы, кг	1560
Жабдықталған массасы, кг	1085
Цилиндірдағы клапандар саны	2
Цилиндірлердің жұмыс істеу реті	1-3-4-2
Номиналды қуаты, кВт (а.к)	73
Жұмыстық көлемі, $см^3$	1596
Қысу дәрежесі	10,5
Номиналды қуат кезіндегі иінді біліктің айналу жилігі, аин/мин	5100
Максималды жылдамдығы, км/сағ	167
Үдеу уақыты 100 км/сағ дейін, с	11,8
Максималды қуаты, кВт	132
Максималды айналдырушы момент кезіндегі иінді біліктің айналу жилігі, $мин^{-1}$	3800
Иінді біліктің минималды айналу жилігі, $мин^{-1}$	840±30
Отын шығыны, 100км/л (қалалық цикл)	9,0
Отын шығыны, 100км/л (қала сырты цикл)	5,2
Отын шығыны, 100км/л (аралас цикл)	6,6
Отын багінің көлемі, л	50
Берілістер қорабы	автомат
Тежегіш жүйесі: Алдыңғы тежегіштері Артқы	 дискілі барабанды
Аспасы: Алдыңғы Артқы	 тәуелсіз, Макферсон жартылай тәуелді
Шиналар өлшемдері	175/65 Р14

2 Беріліс қорабы

2.1 Беріліс қорабы жайлы мағлұмат

Автокөлік беріліс қорабы деп тістерінің саны әр түрлі шестерниялардан тұратын, олардың жеке парларын тістестірумен, мотордан жетекші механизмге бірнеше берілістер санын беретін механизмді айтады. Автокөліктің беріліс қорабы жетекші механизмге берілетін айналу моментінің шамасын өзгертуі, олай болса тарту күшін де өзгерту қажет. Бұл жұмыс жағдайында, тіркелген құралдардың және жолдың жасайтын кедергілерін жеңіп, күшін үнемді түрде пайдалануға, сонымен қатар, мотордың әрдайым толық жүктелуіне, яғни дұрыс пайдалануына мүмкіндік береді. Ал, автомобильдегі берілістер санын, бірінен соң бірін тізбектеп, қалыпты түрде өзгертумен, автомобильдің екпін алуына жеңілдік беріп, оның орнынан қозғалтып жүрерінде, керекті қозғалыс жылдамдығын береді.

Автомобильдегі беріліс қорабының болуы жолдың өте зор кедергісін және өрге қарай шығуын ең төменгі берілісіне көшу арқылы жеңіп шығуға шамасын келтіреді.

Мотор күшінен келген жұмысы кезінде, тарту күшін мынадай теңдеу арқылы анықтауға болады:

2.2 Беріліс қорабының негізгі түрлері

Автомобильдің беріліс қорабы жетекші доңғалақтарының тарту күшін, беріліс санын анықтауға, қозғалтқышты трансмиссиядан ұзақ уақытқа ажыратуға және жүру бағытын өзгертуге арналған.

Беріліс қорабы сатылы, сатысыз, механикалық, гидравликалық, электрлік, автоматтық және құрама болып бөлінеді. Сатылы механикалық беріліс қорабы алға жүру сатыларының санына байланысты төрт сатылы, бес сатылы және т.с.с. болып бөлінеді.

Беріліс саны көп болған сайын қозғалтқыш қуатын жақсы пайдаланады және жанармай үнемділігі жоғары болады.

Бұл жағдайда беріліс қорабының конструкциясы күрделенеді және берілісті оптимальды таңдау қиынға соғады. Беріліс қорабы әдетте цилиндрлі тісті дөңгелектен және механизмдерден тұрады.

Берілісті ауыстыру ілініс ажыратып қосумен жүргізіледі, яғни берілісті ауыстыру күш ағынының үзілісімен болады. Ауыстыру уақыты әдетте 1-2 сек құрайды. Кейбір беріліс қорабында берілісті ауыстыру үшін фрикционды (көп дискілі фрикционды) ілініс қолданады, олар күштік ағындарды үзбей-ақ берілісті ауыстыруды қамтамасыз етеді. Бұл қосатын берілісте фрикционды қосу, сонымен бірге ажырататын берілісте фрикционын ажырату арқылы жүзеге асады. Фрикционды ауыстыруларды пайдалану трансмиссиядан ілініс алып тастауға мүмкіндік береді.

Берілісті ауыстыру уақытын қысқарту үшін синхронизатор қолданылады. Синхронизатор қосылатын бөлшектердің жылдамдығын теңестіреді.

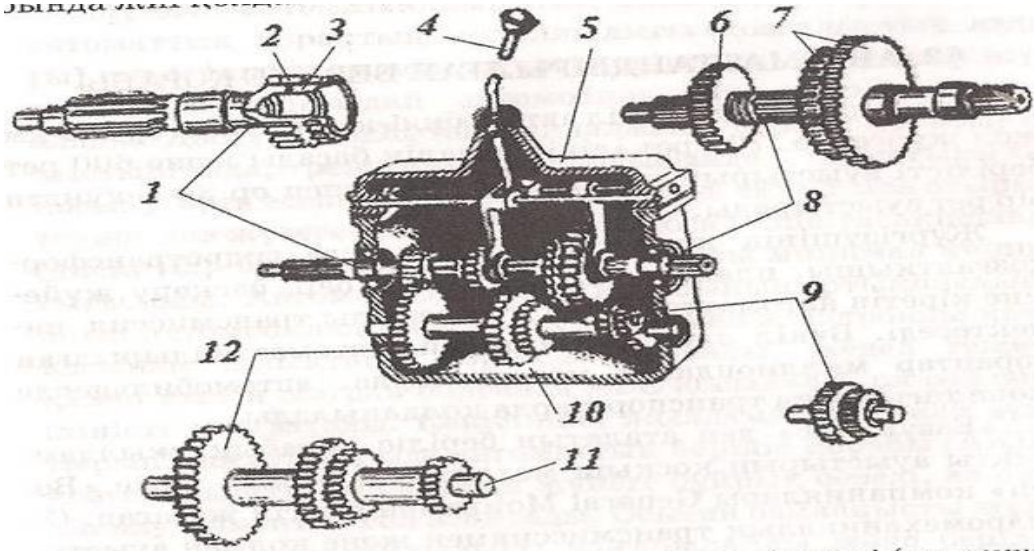
Сатылы беріліс қорабының механизмдерінде қосымша қондырғылар қарастырылған:

1 фиксатор (ілгек) бұл өздігінен шығып немесе автомобильдің қозғалыс барысында қосылып қалуын болдырмайды;

2 артқа жүру берілісінің қосылуын қиындату қондырғысы — алға автомобиль жүріп бара жатқанда байқаусыз қосып алуды болдырмау;

3 бөгеуіш қондырғы (кілт) бір мезгілде екі берілістің қосылып кетуін болдырмау.

Планетарлы (кейбір тісті дөңгелектерінің осьтері қозғалыста болатын) механизм гидравликалық беріліс қорабында жиі қолданылады.



1—бірінші (жетекші) білік, 2—бірінші білік шестернясы, 3—тісті тәж, 4~берілісті ауыстырып қосқыш рычаг, б—қақпақ;, 6—IIIжәне IVберіліс шес тернялары, 7—I және II беріліс шестернялар блогы, 8—екінші (жетектегі) білік, 9 – артқы жүріс шестернялар блогы, 10—кар тер, 11—аралық білік, 12—ұдайы ілініс шестернясы

Сурет 2 – Автомобильдің беріліс қорабы

Планетарлы беріліс қорабының тісті дөңгелекті беріліс қорабына қарағанда артықшылығы — өлшемдері үлкен емес, массасы кіші, беріліс және беріліс саны үлкен. Кемшілігі планетарлы беріліс қорабының бағасы қымбат.

Көбіне жүк тартқыш автомобильдерде, қосымша беріліс қорабы (белгілі, демультипликатор) әдетте екі сатылы, негізгі беріліс қорабына біріктріліп жалғанып қолданылады. Жоғары өтімді автомобильдерде тарату қорабына біріктірілген демультипликатор қолданылады.

Сатысыз беріліс қорабын қолдану кез-келген беріліс санын алуға мүмкіндік береді. Сатысыз беріліс қорабы механикалық (екпіндік, фрикционды, т.с.с), гидравликалық (гидродинамикалық, гидрокөлемдік), электрлік және құрама болып бөлінеді. Автомобильдерде көп тараған құрама гидромеханикалық беріліс қорабы, ол гидродинамикалық сатысыз берілістен

(гидротранформатор) және оған жалғанған механикалық сатылы берілістен тұрады.

2.3 Автоматтандырылған беріліс қорабы

Жылдамдықты өзгертетін механизм - Easytronic деп аталатын беріліс қорабының жаңа түрін Genera1 Motors Lик және Bosch компаниялары бірігіп жасады. Ол гидромеханикалық трансмиссиямен /ГМТ/ жабдықталған және қолмен қосылатын беріліс қораптарының көптеген "оңды жақтарын" біріктіреді. Құрылымның, негізі - сапалы қосымша үш тактілі электрмотор, оның, екеуі жылдамдықты ауыстыруды қамтамасыз етеді, ал үшіншісі ілініісті басқарады.

Жүргізуші жұмысты қолмен атқарады немесе автоматты жұмыс режимін таңдай алады. Қолмен қосу режимі, жоғарғы немесе төменгі. беріліске ауысу үшін қораптың қосқышын тербеп, ілініс басқышын баспай /ол жоқ/ орындауды қарастырған. Қосқыш келесі беріліске қозғала бастаған кезде, дабылқаққыштар ілініске "хабар береді". Ол автоматты түрде дискілерді ажыратады және келесі сатыға жаймен ауысуын қамтамасыз етеді. Мотор мен дабылқаққыштардың жұмысын ЭББ компьютері басқарады.

Мұндай автоматтандыру бір жағынан автоматты ыңғайлылық мүмкіншілігі жасалған/қозғалыс санының жиналуы/, екінші жағынан жүргізуші дәстүрлі қораптардағыдай автокөліктің қозғалысын бақылай алады. Дәстүрлі АБҚ-мен (айналмалы беріліс қорабы) салыстырғанда, режимнің әрқайсысында ауыстырылып қосылу орта есеппен 300 миллисекунд уақыт ала отырып, тез әрі дәл жүзеге асады.

Бұл автоматты беріліс қорабының артықшылығы, оның автокөліктің басқа жүйелерімен электронды қатынасынан толықтай көрінеді. Мысалы, егер шұғыл тежеу жағдайы болса, онда шапшаң түрде ілініісті ажыратады. Жылдамдықты жай ауыстыру кезінде, автоматты беріліс қорабы моторды басқару жүйесіне команда береді, ол оның айналдыру моментін сәл азайтады. Соның арқасын да жұлқылау жойылады және берілісті қосу ырғақтылығы жоғарылайды.

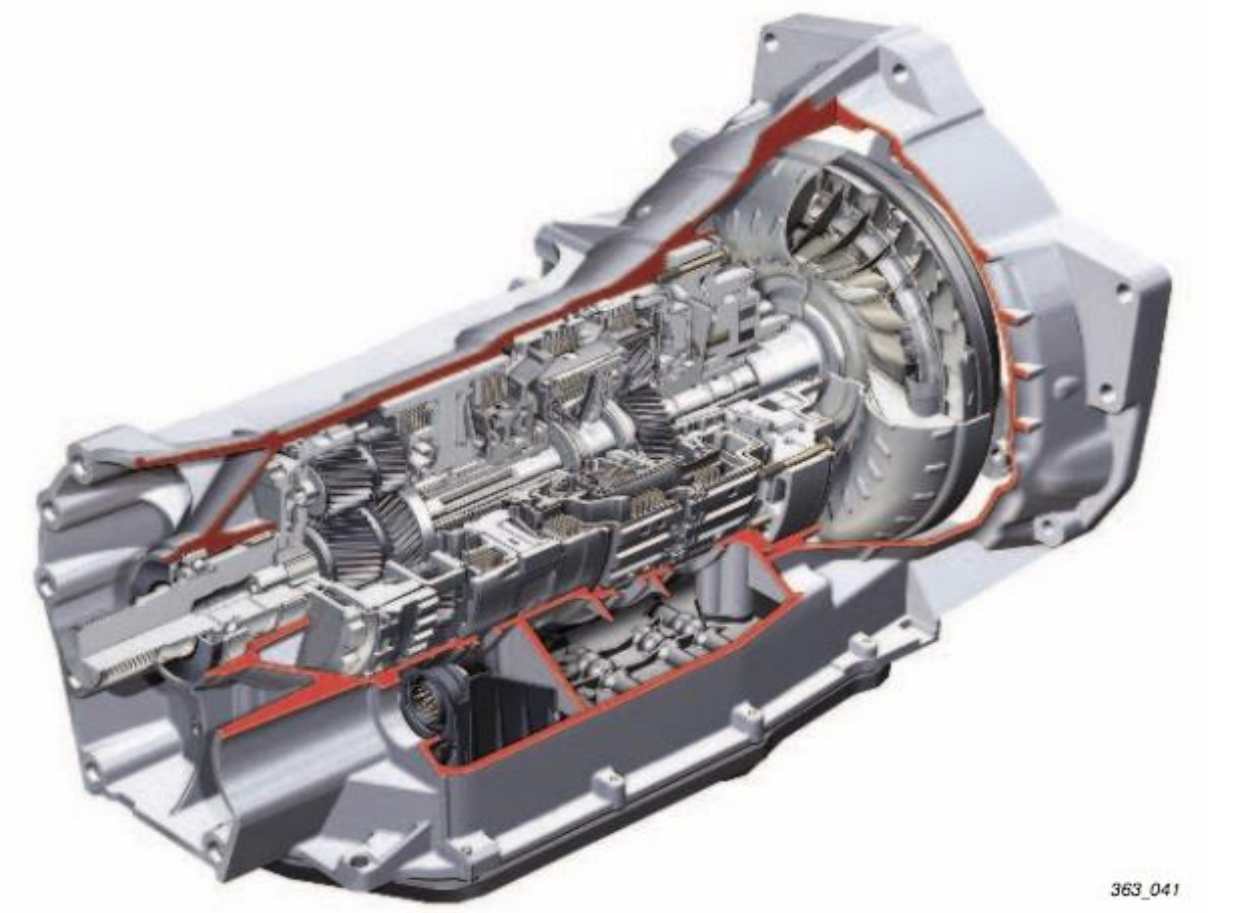
Автоматты беріліс ауыстыру қорабының /АБАҚ/ тағы бір артықшылығы, оның жағдайды талдауға және қорытынды шығаруға қабілеттілігінде. Сонымен, жаңа қорап тіркеме тіркегендегі немесе таулы жерде өрге қарай жүргенде автомобильге түсетін артық күшті реттейді. Нәтижесінде берілісті ауыстыру жағдайы соған байланысты өзгереді.

Автоматты қорапта бірнеше жылдамдықтан ырғып кету мүмкіндігі бар. Бұл, мысалы, басқа автокөлікті басып озу кезінде қажет. "Төменгі" екінші жылдамдыққа үнемді бесіншіден ауысуға болады. АБАҚ ГБҚ-ке қара ғанда анағұрлым жеңіл және механикалық қораптан бірнеше кг-ға ауыр.

Easytronica-ның негізгі артықшылғы отын үнемдеу болып табылады, автоматты тәртіпке/режим/отынның қолданылуы орташа 100 км/0,1 л. Сонымен

қатар АБАҚ жүйесімен жабдықталған механикалық қораптың баға- сы 4-сатылы автоматты қораптың бағасының 50%-ын құрайды.

АБАҚ жүйелі механикалық қорап әсіресе тәжірибесіз жүргізушілер мен әйелдер үшін ыңғайлы. Болашақта мұндай автоматты беріліс ауыстыру қорабы тек қана жеңіл автокөліктерде ғана емес, сонымен қатар, трак- торларда, басқа транспорттық құралдарда қолданыс табады.



Сурет 3 – Автоматтандырылған беріліс қорабы

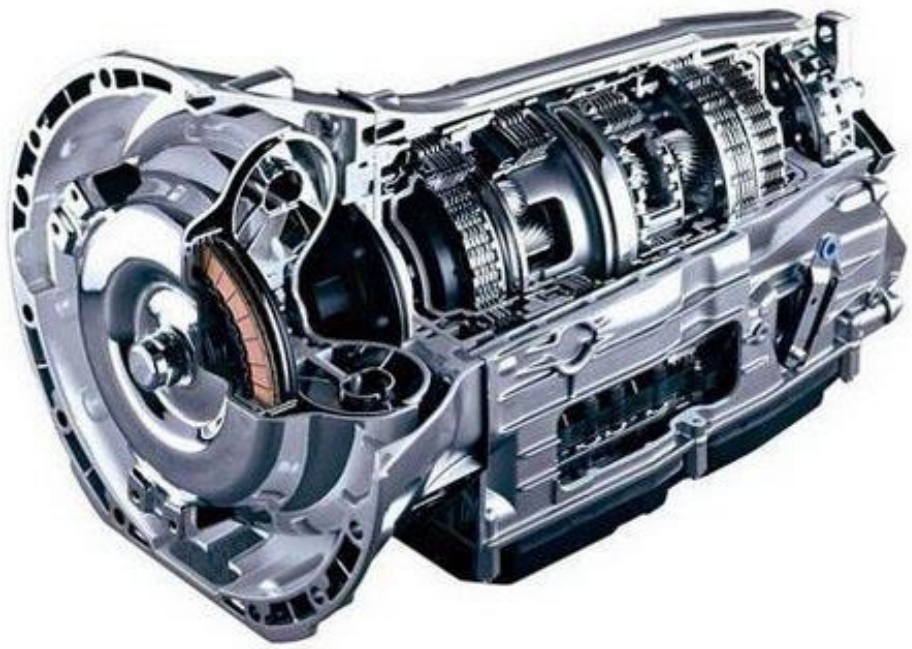
2.4 Гидравликалық берілістер

Гидравликалық беріліс деп - жұмысшы буындарының біреуі сұйықтық болатын механизмді айтады. Сұйық сорғыдан энергияны қабылдап және оны гидроқозғалтқышқа береді. Қозғалыстағы сұйықтың энергетикалық жағдайын қарап зерттеу сұйықтың түрлі энергияларға ие бола алатындығын көрсетеді: олар — қысым, жылдамдық (кинетикалық) және жағдай (потенциалдық).

Автомобильдерде екі типті гидроберіліс кеңінен пайдаланылады. Кең көлемді және гидродинамикалық. Кең көлемді гидроберілістер қысымның энергиясын беру принципіне негізделген. Мұнда жұмыстық күш (немесе айналдыру моменті) жұмыстық сұйықтың қозғалысының жылдамдығына

тәуелді болмайды. Негізгі ескертетініміз бұл берілістерге жылдамдық (кинетикалық) энергиясының берілу принципі енгізілген. Сорғымен қуылған сұйық ағыны кинетикалық энергияны гидроқозғалтқышға береді.

Көлемді гидравликалық берілістер кем дегенде екі негізгі көлемді гидромашиналар жиынтығынан құралады. Олар өз араларында құбырлы желілермен байланысқан: энергияның айналдырушы механикалық ағынын ілгерілемелі гидравликалық ағынға түрлендіретін көлемді сорғыдан және керісінше, энергияның гидравликалық ағынын айналдырушы механикалық ағынға өзгертетін гидроқозғалтқыштан тұрады.



Сурет 4 – Гидравликалық беріліс қорабы

Көлемді гидравликалық берілістердің ашық және жабық түрлері болады. Ашық түрдегі берілістер, гидроқозғалтқыш мен сорғы арасындағы кері гидравликалық қатынастың жоқтығымен сипатталады. Жұмыстық сұйық бактан сору жолдары арқылы сорғыға келеді, одан қысым арқылы айдау жолдарымен гидроқозғалтқышқа және одан кейін қайтадан бакқа құйылады.

Мұндай берілістердің артықшылығы — құрылысының салыстырмалы қарапайымдылығында, ал кемшілігі — берілетін қуаттың шектеулігінде. Шектеулі гидробактың сыйымдылығына және сорғының сору магистраліндегі жұмыстық сұйықтың кавитациясына тәуелді. Сол себепті көлемді гидравликалық берілістердің ашық түрін автомобильдерде, аспалы механизм сияқты көмекші механизмдерге қызмет көрсету кезінде ғана қолданады.

Автомобильдің трансмиссиясында негізінен көлемді гидравликалық берілістердің КГБ (ОГП) жабық түрін пайдаланады. Мұндай берілісте жұмыстық сұйық гидроқозғалтқыштан тікелей сорғының сору магистраліне

келеді. Төмен қысымды магистральға сору кезінде кавитациялық құбылысты болдырмау үшін, сіңірген сорғының көмегімен атмосфералық қысымнан сәл жоғары қысым пайда болады. Мұндай түрдегі КГБ (ОГП) картердің көлемін кішірейту және берілістің ыңғайлылығын арттыру мүмкіндігін береді.

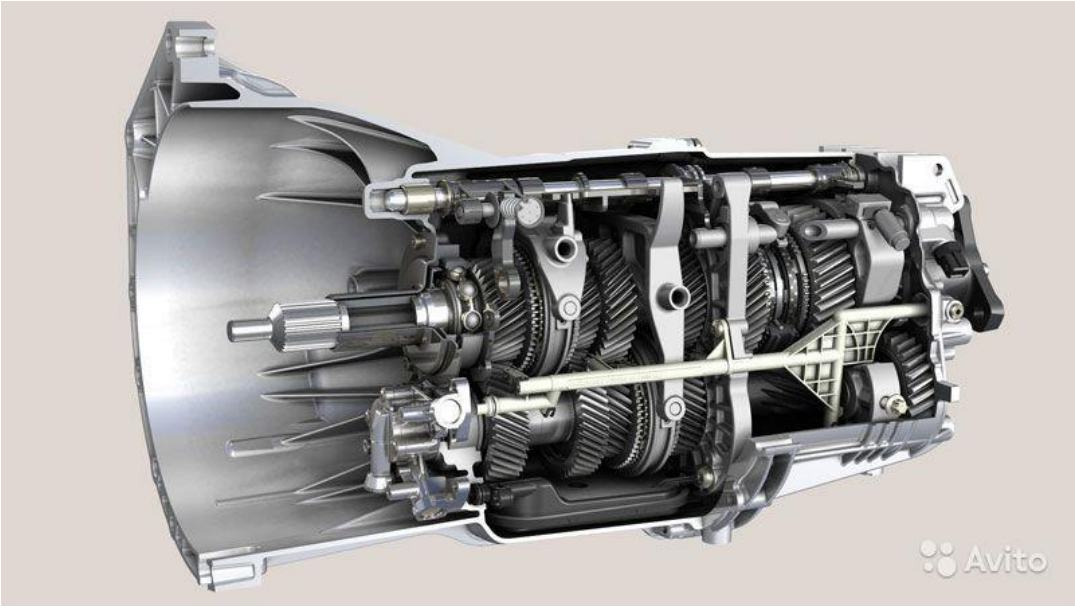
2.5 Механикалық беріліс қораптары

Автомобильдердің беріліс қорабы двигательдің айналдыру моментін жетекші дөңгелектерге көбейтіп беруге арналған. Оның үстіне, автомобильдің жүріс жағдайына байланысты сол моменттің әр түрлі мәндерге өзгерту қажет болады. Автомобильдің жүруге кедергі көбейген кезде, жүріс жылдамдығын, сонын есесін тарту күшін арттырады. Осыған қосымша, автомобиль артқа жүруі үшін, жетекші дөңгелектің айналу бағытында осы беріліс қорабы іске асырады.

Осындай жұмыстарды іске асыру үшін, беріліс қорабының жұмыс принципі әр түрлі болуы мүмкін. Солардың ішінде автомобильдерде көп қолданылатын түрі – ол механикалық беріліс қорабы. Ондай механикалық беріліс қорабы механикалық тораптардан құралады. Сондай тораптар беріліс санын өзгерту арқылы айналдыру моментін өзгертеді. Беріліс саны дегеніміз жетектелуші бөлшектердің айналыс жиілігінің жетектелуші біліктің айналыс жиілігіне қатынасы болады. Яғни беріліс қорабының беріліс саны оның жетекші (бірінші) білігінің жетектелушіп (екінші) білігінің айналыс жиіліктерінің қатынасы болады.

Механикалық беріліс қораптары осындай беріліс сандарын екі түрлі өзгерту мүмкін. Біріншісі — сатылы мәнге, ал екіншісі беріліс санының кез-келген мәніне өзгерте алады. Сондықтанда автомобильдің трансмиссиясы сатылы немесе сатысыз болып екі түрге бөлінеді. Эксплуатациялық тиімділігі жағынан сатысыз трансмиссия өте тиімді, бірақ ол үшін қол данылатын әртүрлі механикалық берілістердің құрылыстары мен жұмыстары әлі жеткіліксіз дәрежеде болғандықтан, бүгінгі таңда автомобильдер беріліс қорабы тек сатылы етіліп жасалады. Ол үшін көбінесе тісті берілістерді қолданады.

Тісті берілістермен жасалған беріліс қорабы, беріліс санын өзгерту үшін өзара тістесетін қосақ тісті дөңгелектердің әртүрлі тіс санына байланысты тіркестерін іске қосады. Мысалы тіс саны аз дөңгелектен тіс саны көп дөңгелек арқылы қозғалыс берілсе, онда айналдыру моменті көбейіп, жылдамдық азаяды, ал керісінше берілсе, онда айналдыру моменті азайып, жылдамдық артады. Автомобильдер қорабында осы принцип пайдаланылады, яғни төменгі берілістерде аз тісті дөңгелектерден көп тісті дөңгелекке береді, ал жоғарғы берілісте керісінше болады. Сонымен, беріліс санын қанша рет өзгерту керек болса, беріліс қорабына сонша қосақ тісті дөңгелектер қойылады. Автомобилыді жүргізуші жүріс жағдайына байланысты сол керекті қосақ тісті берілістерді бір-бірімен тістестіріп іске қосады, ал басқа берілістер бұл кезде ажырап тұрады.



Сурет 5 – Механикалық беріліс қорабы

Автомобильдер қорабында осы принцип пайдаланылады, яғни төменгі берілістерде аз тісті дөңгелектерден көп тісті дөңгелекке береді, ал жоғарғы берілісте керісінше болады. Сонымен, беріліс санын қанша рет өзгерту керек болса, беріліс қорабына сонша қосақ тісті дөңгелектер қойылады. Автомобилыді жүргізуші жүріс жағдайына байланысты сол керекті қосақ тісті берілістерді бір-бірімен тістестіріп іске қосады, ал басқа берілістер бұл кезде ажырап тұрады.

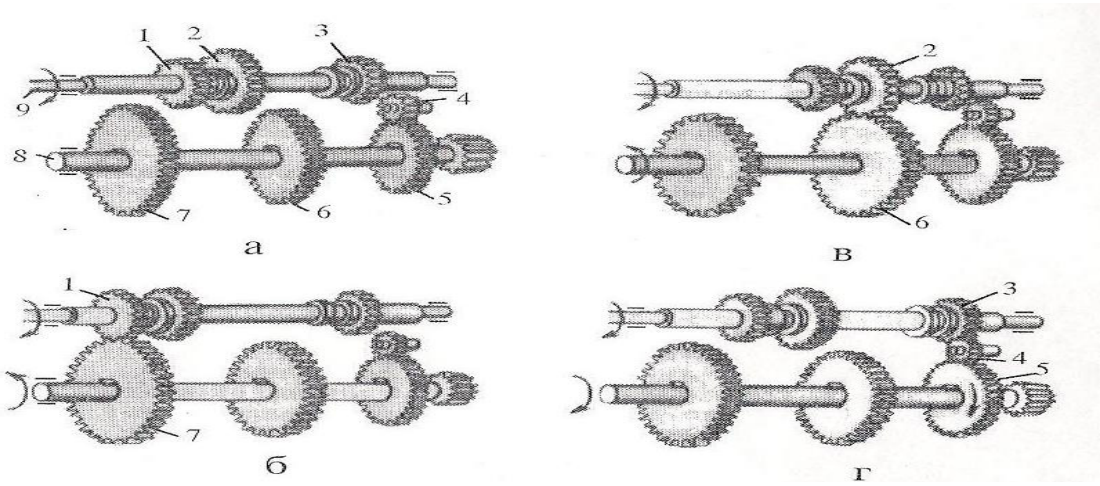
Осыған байланысты беріліс қорабы, алға қарай жүретін беріліске қарай үш сатылы, төрт немесе бес сатылы беріліс қораптары болып бөлінеді.

Беріліс қорабындағы екі тісті тістестірудің екі түрлі тәсілі болады. Біріншісі бір жылжымалы тісті дөңгелекті жылжымайтын екінші дөңгелекке алып келіп тістестіреді. Мұндай беріліс қорабын берілістің қуат ағынын үзіп беретін қорап деп атайды. Ал екіншісі - екі тісті дөңгелек тұрақты тістесіп тұрады. Олардың біреуінің білігімен жалғасуы май ыдысында жұмыс істейтін фрикциондық муфтаның көмегімен іске асады. Сонда берілісті қосу үшін тиісті фрикциондық муфтаны жалғастырса болғаны. Мұндай беріліс қорабын берілетін қуат ағынын үзбей беретін қорап деп атайды. Енді солардың жұмысы мен құрылысын қарастырамыз.

Берілетін қуат ағынын үзіп беретін механикалық беріліс қорабының жұмыс схемасы 8-суретте, ал кинематикалық схемасы 7-суретте көрсетілген.

Оның құрылысы мына төмендегідей. Беріліс қорабы, трансмиссияда бөлек торап болып жасалады. Сондықтанда оның барлық бөлшектері арнаулы қорапқа жиналады. Беріліс қорабының негізгі бірінші және екінші білік құрастырады. Бірінші білік ілінісу муфтасының білігімен жалғасады, кейде тіпті бірге жасайды. Оның өн бойына қозғалмайтын тісті дөңгелектер бекітіледі. Ал екінші білікте жылжымалы шестернялар подшипникке орналатылады да оның шығаберісі әрі қарай трансмиссияның басқа

тораптарымен жалғасады. Схемада екінші біліктің шыға беріс ұшы ось аралық дифференциалға жалғаскан. Ондай құрылыс автомобильдің екі осіндегі дөңгелектер жетекші қызмет атқаратын жағдайда қолданыла ды. Ол туралы төменде қаралады.



а-бейтарап қалпы; б-бірінші беріліс; в-екінші беріліс; г-артқы беріліс; 1,2,3-бірінші біліктің- шестернялары; 4-аралық шестерня; 5.6,7-екінші біліктің шестернялары; 8-екінші білік; 9-бірінші білік

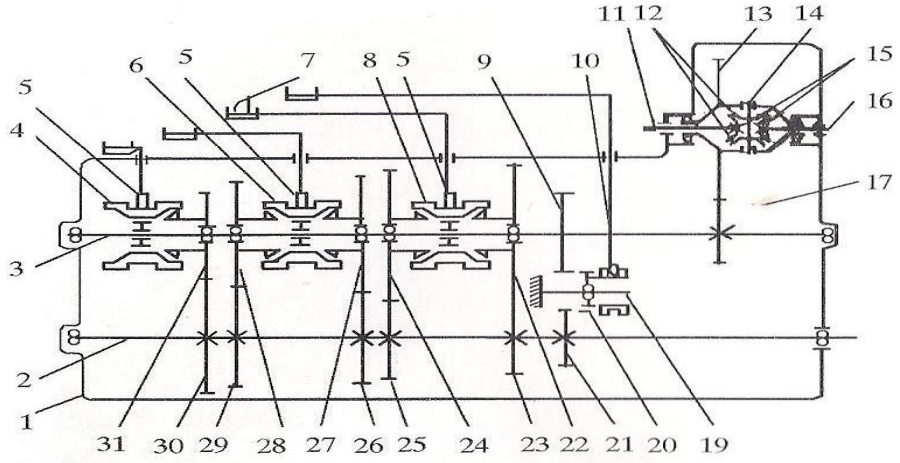
Сурет 6 – Қуат ағынын үзіп беретін беріліс қорабыныңжұмыс схемасы

Осыларға қосымша беріліс қорабында артқа жүргізетін берілістің де аралық білігі болады.

Осылай құрылған беріліс қорабының жұмысы мынандай болады. Автомобиль жүргізушсі ілінісу муфтасын ажыратып, беріліс қорабының бірінші білігін тоқтатады. Сонда оның бойындағы тісті дөңгелектер де тоқтайды. Олай болса, онымен тістесіп тұрған жылжымалы тісті дөңгелектер де тоқтайды. Енді жүргізуші қажетті берілісті қосу үшін жылжымалы тісті дөңгелекті, оның қасында жасалған шлицалы муфта арқылы екінші білікпен жалғастырады. Ажырату муфтасын іске қосқан кезде қозғалыс бірінші біліктен қозғалмайтын, қозғалатын тісті берілістер арқылы шлицалы муфтаның көмегімен екінші білікке берледі. Шлицалы муфталарды жылжытатын беріліс қорабының тұтқасы болады. Сол арқылы кез келген шлицалы муфтаны жылжыту арқылы қажетті беріліске қосады.

Мысалы автомобильді орнынан қозғау үшін бірінші сатыдағы берілісті қосу керек болады. Ол үшін жүргізуші тұтқа арқылы 1-берілістің шлицалы муфтасын жылжытып, сол берілістің тісті дөңгелектерін екінші білікке жалғастырады. Бұл кезде басқа тісті дөңгелектер бос айналыс жасап тұрады. Автомобиль орнынан қозғалғаннан кейін, келесі берілісті (II) қосады. Сөйтіп әрі қарай рет-ретімен қоса береді де автомобильді үдетіп, тиісті жылдамдыққа жетеді. Жоғарыда берілісті қосу үшін, ілінісу муфтасын ажыратып, бірінші білікті тоқтату керек деп қарағанбыз. Ол әрине автомобильді алғаш орнынан

қозғаған кезде ғана болады. Ал қалған берілістерді автомобиль жүріп келе жатқанда ауыстырады. Ол кезде біліктерді тоқтату мүмкін болмайды.



1-қорап; 2-бірінші білік; 3-екінші білік;4,6,8-сипхронизаторлар; 5-аша; 7-тұтқа; 9,22,24,27,28,31-бірінші біліктің шестернялары; 11,12,13,14,15,16,19,20-артқы берілістің және аралық дифференциал дың шестернялары мен біліктері; 21,23,25,26,29,3О-екінші біліктің шестернялары

Сурет 7 – Қуат ағынын үзіп беретін беріліс қорабының кинематикалық схемасы

Бірақ бірінші білік екінші білікке қарағанда жылдамырақ айналатын болғандықтан, муфтаны ажыратқан кезде оның айналысы шамамен жуықтап екінші біліктің айналыс жылдамдығына теңеседі де, шлицалы муфтаны өз тісті дөңгелегімен жалғастыру онша қиынға түспейді.

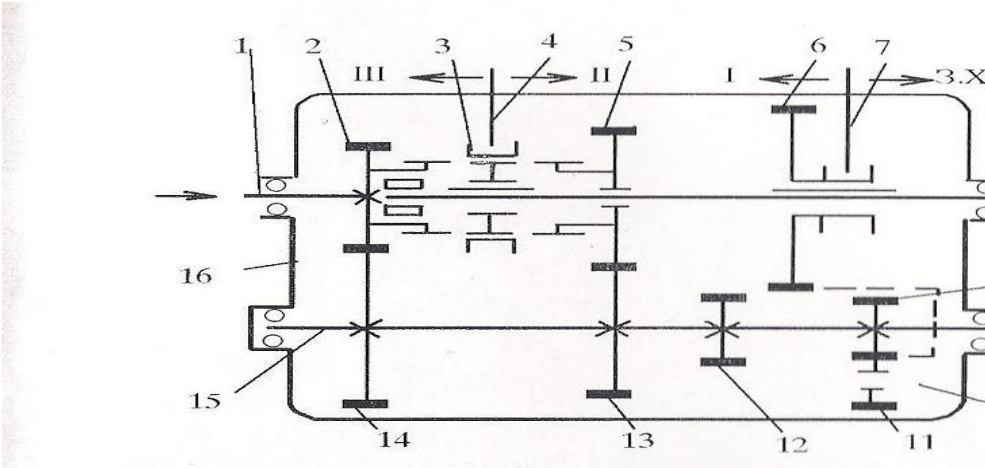
Дегенмен, осындай беріліс алмастыруды жеңілдету үшін, көптеген автомобильдерде синхронизаторлар қолданылады. Олардың негізгі міндеті тістесетін екі тісті дөңгелектің айналыс жылдамдықтарын теңестіру болып табылады. Ол үшін оның түсті металдан (үйкеліс аз болуы үшін) жасалған іші конус бетті синхронизаторлары болады. Ондай құралғы екі тісті дөңгелекті тістестірмес бұрын, конус бетімен оларға жанасып, үйкеліс күшінің әсерінен екеуін бірдей жылдамдықпен айналдырады. Содан кейін ғана оларды бір-бірімен жалғастырады. Көбінесе олар жеңіл машиналарда көп қолданылады.

Жоғарыда түсіндірілген беріліс қорабы көбінесе жеңіл машиналарында қолданылады, ал жеңіл машиналарда оның аздап өзгерген түрі пайдаланылады.

Ондай беріліс қорабының бірінші білігі ілінісу муфтасының білігімен бірге жасалады, ал оның ұшындағы тісті дөңгелек аралық білікте орналасқан жылжымайтын тісті дөңгелектер жиынтығымен үнемі тістесіп тұрады. Сондықтанда аралық білік өз тісті дөңгелектерімен үнемі айналыста болады. Ал екінші білікке қозғалатын тісті дөңгелектер мен синхронизаторлар бекітіледі. Сондай құрылған беріліс қорабында І-беріліс жылжымалы тісті дөңгелектің көмегімен, ал қалғандары (ІІ, Ш-берілістер) синхронизатордың көмегімен іске қосылады. Соңғы (ІІІ-беріліс) берілісте бірінші білік пен екінші

білік синхронизатор арқылы тікелей жалғасады да тура беріліс жасайды. Бұл кезде беріліс қорабы айналдыру моментін ешбір өзгеріссіз екінші білікке береді, яғни беріліс қорабының беріліс саны 1-ге тең болады.

Осы айтылған беріліс қораптары, берілісті алмастырады, трансмиссия тасымалдайтын қуат ағынын үзіп барып алмастырады. Ал сол қуат ағынын үзбей қосатын беріліс қораптарында әрбір беріліске сәйкес тісті дөңгелектер қосағының қасына, майлы ыдыста жұмыс істейтін көп дискілі фрикциондық ілінісу муфтасы қойылған.



1-бірінші білік; 2,5,6-екінші білік шестернялары; 3-синхронизатор; 4,7-ашалар; 8-екінші білік; 9,10,11-артқы берілістің шестернялары мен біліктері; 12,13,14-аралық біліктің шестернялары; 15-аралық білік; 16-қорап

Сурет 8 – Жеңіл машиналардың беріліс қорабының схемасы

Сол муфтаның көмегімен тісті дөңгелек екінші білікпен жалғасады, яғни ондай ілінісу муфтасының жетекші бөлігі тісті дөңгелекке бекітіліп, жетектелетін бөлігі екінші білікке бекітілген. Енді оларды жалғастыру үшін фрикциондық ілінісу муфтасын қосса болғаны.

Осы мақсат үшін қолданылатын ілінісу муфтасындағы жетекші және жетектеуші дисклерді, алдында қаралған басты муфта сияқты серіппе қоспайды, ал оларды өзара сұйық май қысымының көмегімен бір-біріне қысады. Сондықтанда оларды гидроқысымды муфталар деп атайды.

Осындай гидроқысымды муфталарды пайдалану үшін беріліс қорабы арнаулы гидрожүйемен жабдықталады. Сондықтанда ондай қораптардағы берілісті алмастыру процесін автоматтандыру ыңғайлы болады. Ол туралы толығырақ көлік трансмиссиясында айтылады.

Автомобильдердің беріліс қораптарында жоғарыда айтылған негізгі жұмыстарды атқаратын механизмдерден басқа, қосалқы механизмдер де қажет болады. Олар көбінесе берілісті алмастыру кезінде қолданылады. Сондай қосалқы механизмдердің көмегімен беріліс қорабындағы мынандай негізгі екі жұмысты атқарады. Бірінші - қосылып жүріп келе жатқан беріліс өздігінен ажырап кетпеуге тиіс. Ол үшін берілісті қосқаннан кейін ұстап тұратын

фиксаторлық механизм қойылады. Екіншісі — алғашқы жұмыс істеп келген берілісті ажыратпайынша, басқа берілісті қосуға болмайды. Егер олай болса, онда беріліс қорабының екінші білігі екі түрлі жылдамдықпен айна- луы қажет болады, ал олай болуы мүлде мүмкін емес. Сондықтанда ол кезде қорап бөлшектері сынуына байланысты істен шығуы мүмкін. Ендеше беріліс қорабын бір мезгілде екі берілісті қостырмайтын, бекіткіш механизм қойылады. Ондай механизм, алғашкы беріліс ажырамайынша, басқа берілісті қостырмайды.

2.6 Синхронизатор

Тісті доңғалақтардың тозуын азайту және берілісті ауыстырып қосудағы соққы салдарынан пайда болатын шудың деңгейінің төмендетуі үшін синхронизаторларды пайдаланады.

Синхронизатор үш элементтен тұрды:

1 (Конусты сақиналар) бұрыштық жылдамдықтарды түзеуде;
2 (Байластыратын саусақтар) байланыстарды қосуда;
3 (Тісті муфта) берілулерді қосуда.

Автокөлік беріліс қорабының синхронизаторы жылжымалы дискісі бар муфтадан және берілулерді қосуда тісті веноктан тұрады. Бастаушы білік шлицаларында муфта орнатылған.

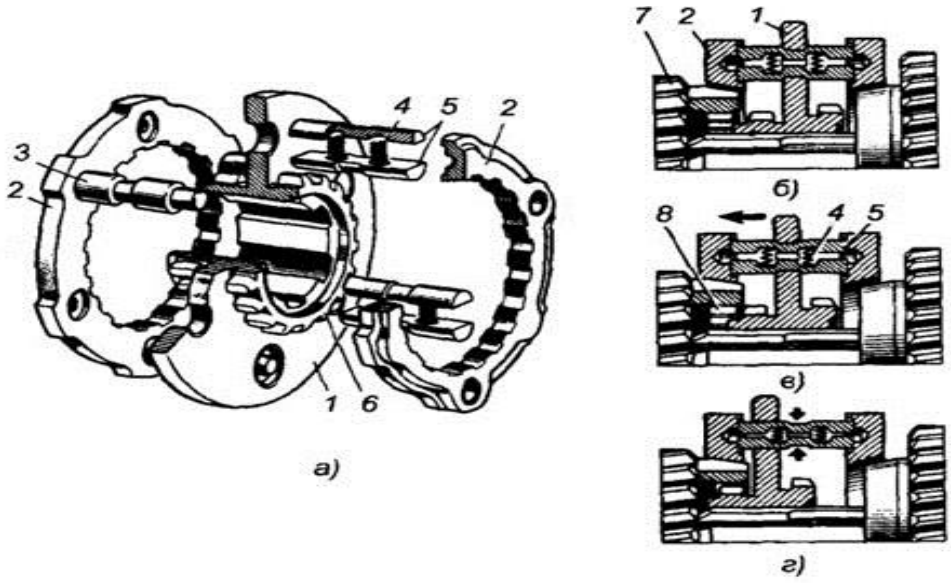
Муфтаның дискісі үш саңылау бойынша бекіткіш саусақтарына ие, екі бекітілген конусты сақинамен және бекітілген саусақтарға арналған қатты конусты саусақтармен жалғастырылған. Бекіткіш саусақтарда серіппелер болады. Бейтарап жағдайда синхронизатордың корпусы тісті дөңгелектердің ортасында орналастырылған, сонымен бірге конустық сақиналар және конусты тісті дөңгелектердің арасында саңылаулары бар, сонымен қатар байланыстыратын саусақтары сақиналы саңылауларымен муфтаның ортасында орналасады. Синхронизатор муфтасының берілісінің қосылуында бекіткіш саусақтары ауыстырылып, тісті дөңгелектің бетінде конустық сақинаны қысады.

Муфта әр түрлі айналымда болады.

Конусты беттердің арасында пайда болатын үйкеліс күші әсерінен конусты сақина айналады, дөңгелек пен муфта арасында байланыс пайда болады. Тісті дөңгелекті біліктің теңестірілу жиілігінен кейін және муфтамен оны байланыстыратын конусты сақинамен байланыс саусағының әсері бітеді, муфта әрі қарай айналады, ал оның тістері тісті іліктірулерге дыбыссыз кіреді. Дәл сол сияқты басқа да құрылым синхронизаторлары жұмыс жасайды.

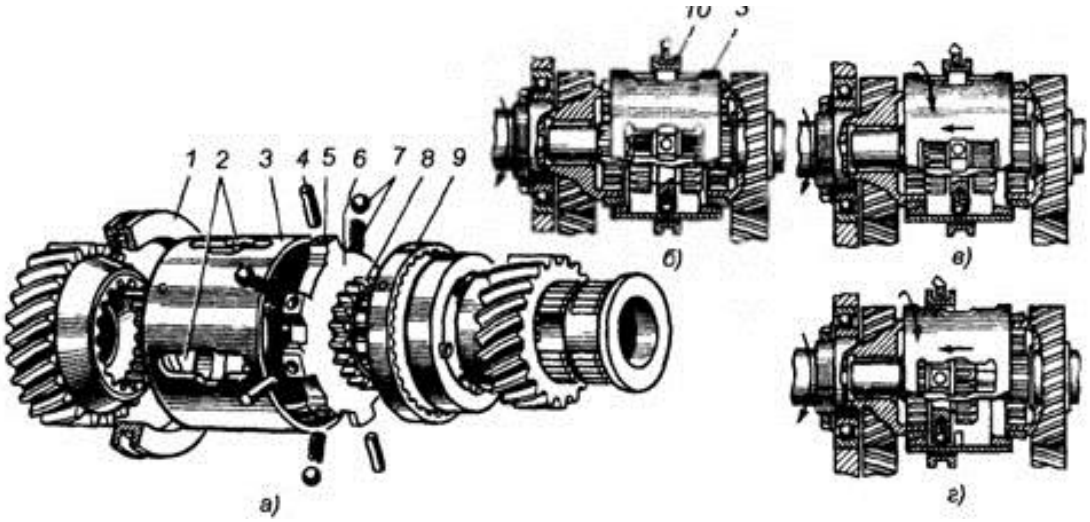
Бесбаспалдақты беру қорабы үш біліктен тұрады: бастапқы аралықты және екінші біліктен. Олардың тістегіріштері, синхронизаторлары бар. Біліктер мен беру қорабының шестерндері құйылған алюминий картерде және артқы қақпақта орналасқан. Бастапқы білік екі шарлы мойынтіректе айналады. Біреуі қозғалтқыш білігінде екіншісі беру қорабы картерінің алдыңғы қабырғасында орналасқан. Артқы мойынтірек білікте орталық сақинамен және тәрелкелік

шайбаның серіппесімен ұсталынып тұрады. Аралық білік төрт шестерннің блогын береді. Олар алдыңғы ұшымен екіқатарлы шарлы мойынтірекке тіреледі, ал артқы ұштары роликті мойынтірекке тіреледі. Аралық мойынтірек беру қорабы картерінің артқы қабырғасында орналасқан. Екінші біліктің артқы ұшы роликті цилиндр мойынтіректе орналасқан. Және қақпақтан шығар кезде сальникпен тығыздалып тұрады.



а) құрылым; б—г— жұмыс;1 —синхронизатор муфтасы; 2 — конустық сақина; 3 — блок саусақтары; 4 — серіппе; 5 — фиксатор саусағы; 6 — тісті тәж муфтасы; 7 — тісті дөңгелек; 8 — тісті дөңгелектің іші

Сурет 9 – Автокөлік қорабындағы синхронизаторы

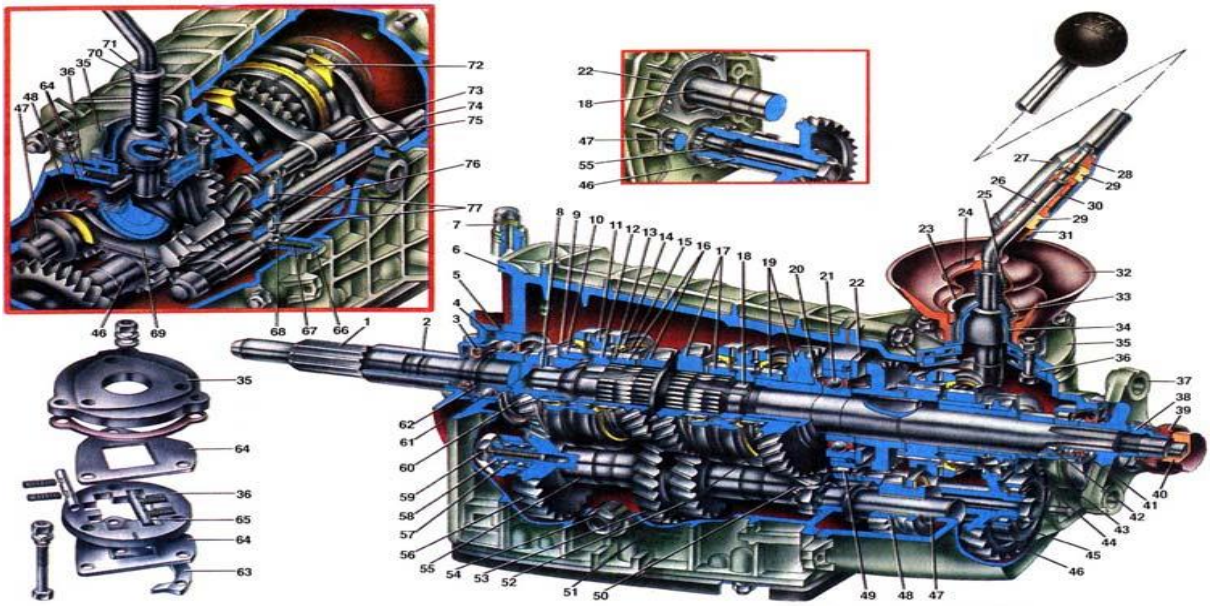


а — құрылым; б—г — жұмыс; 1 — қысылу вилкасы; 2 — корпус қиылысы; 3 — корпус; 4 - штифт; 5— муфта басы; 6 — тісті муфта; 7— фиксатор; 8 — тісті муфта іші; 9— конусты дөңгелек; 10— қосылу вилка жиегі.

Сурет 10 – Автокөлік қорабындағы синхронизаторы

Үшінші беру қосылғанда айналу кезеңінің берілуі осыған ұқсас болады. Тек тістегіріштің тісті веногы арқылы. Төртінші беру қосылған кезде синхронизатор муфтасы бірінші біліктің тісті веногын синхронизатор ортасымен жалғайды. Және айналу кезеңі бірінші біліктен екінші білікке беріледі. Сондықтан бұл берілу тіке берілу деп аталады.

2.7 Жеңіл машинаның беріліс қорабы



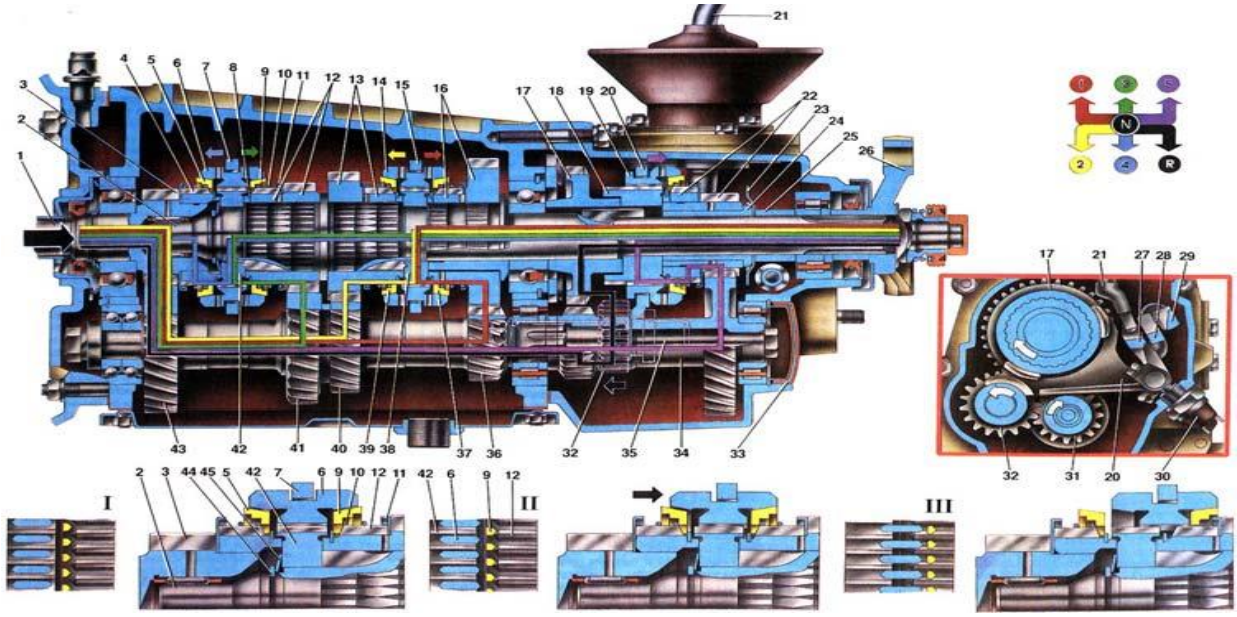
1-бастапқы білік; 2-жабысуды ажырату подшипнигі муфтасының бағыттаушы тығынымен беру қорабының алдыңғы қорабы; 3-бастапқы білік сальнигі; 4-серіппелі шайба; 5-подшипниктәң орнатқыш сақинасы; 6-беру қорабының картері; 7-сапун; 8-екінші біліктің ине тәріздес подшипнигі; 9-синхронизатор серіппесінің тірек шайбасы; 10-беру синхронизаторының тісті веногы; 11 – 3-ші және 4-ші беру синхронизаторының сырғанақ муфтасы; 12 – 3-ші және 4-ші беру синхронизаторының муфтасының ортасы; 13-синхронизатордың трта сақинасы; 14-синхронизатордың блоктау сақинасы; 15 -синхронизатор серіппесі

Сурет 11 – Жеңіл машинаның беріліс қорабы

Берілісті ауыстырып қосу қиындығы білік шлицалары мен тістегіріш тістерінің желінуінен және жаншылуы салдарынан болады. Бұл жағдайда білік шлицаларын түзетіп, желінген бөлшектерді алмастыру қажет. Сонымен бірге беріліс қорабының блоктау құрылғысы реттелінбесе де, тістегіріштерді ауыстырып қосу қиындайды..

Тістегіріштi беру қорабының жұмыс қағидасы айналу кезеңін беруге қатысатын тістегіріш жұптарының жабысуының өзгеруіне негізделген. Айналу кезеңі бірінші біліктен екінші білікке беріледі. Бұған синхронизатордың немесе аралық шестерннің сырғанақ муфталар орналасуы арқылы қол жеткізіледі. Осы орайда берілу сандары өзгереді демек, айналу кезеңінің берілу көлемі де өзгереді. 1-ші беру де кезең 3.67 есе көбейеді, 2-ші беруде 2.10 есеге ал, 3-ші

беруде 1.36 есеге, артқы беруді қосқанда 3.53 есеге, ал, 5-ші беруді қосқанда кезең 0,82 есе азаяды. 1-ші беру қосылған кезде синхронизатор муфтасы шестерннің кіші веногын ортамен жалғайды. Осы орайда айналу кезеңі шестерн, муфта және орта арқылы жүргізілетін білікке беріледі. Екінші беру қосылған кезде муфта шестерн синхронизаторының тісті веногын ортамен жалғайды. Және кезеңі екінші білікке муфта арқылы беріледі.



1-бірінші білік; 2-екінші білік; 3-бірінші біліктің тұрақты жабысу шестерні; 4 – 4-ші беру синхронизаторының тісті веногы; 5 – 4-ші беру синхронизатор сақинасының блоқтаушы сақинасы; 6- 3-ші және 4-ші беру синхронизаторының сырғанақ муфтасы; 7- 3-ші және 4-ші беруді қосу вилкасы; 8-синхронизатордың орталық сақинасы; 9- 3-ші беру синхронизаторының блоктаушы сақинасы; 10- Синхронизатордың серіппесі; 11-синхронизатордың тірек шайбасы

Сурет 12 – Беріліс қорабының жұмыс сызбасы

Үшінші беру қосылғанда айналу кезеңінің берілуі осыған ұқсас болады. Тек шестерннің тісті веногы арқылы. Төртінші беру қосылған кезде синхронизатор муфтасы бірінші біліктің тісті веногын синхронизатор ортасымен жалғайды.Және айналу кезеңі бірінші біліктен екінші білікке беріледі. Сондықтан бұл берілу тіке берілу деп аталады.

Бесінші беруді қосқан кезде сырғанақ муфта ортаны шестерннің үлкен веногымен жалғайды. Айналу кезеңі шестерн арқылы бірінші біліктен аралық білікке беріледі.

Автомобильдің жүргізуші көпірлері мен трансмиссиясына берілетін күшті бөлу үшін тарарату қорабы ендірілген. Ол екі баспалдақты редуктордан тұрады. Артқы және алдыңғы көпірлерге айналу кезеңін беруші біліктер өзара осаралық дифференциалмен байланысқан. Олар екі жүргізгіш көпірлердің тұрақтылығын қамтамасыз етіп, машинаның беріктігін күшейтеді.Осаралық дифференциал рпопорционалды жабысу массасы бойынша машинаның жүргізгіш көпірлеіне күш бөліп тұрады. Пропорционалды масса дегеніміз-

жүргізгіш доңғалақтардың әр үлесіне келетін машинаның толық массасының бөлігі. Онымен қоса дифференцтаол доңғалақтарға әртүрлі жылдамдықпен айналу мүмкіндігін береді. Бұл жағдай доңғалақтардың сырғанауы мен тез тозуына жол бермей, трансмиссиядағы жүкті төмендетеді.машинаның өтуін көбейту үшін дифференциалды блоктау мүмкін. Дифференциалды блоктаған кезде құралдар панеліндегі бақылау шамы күйіп кетеді. Жүргізуші білік екі шарикподшипникте орналасқан. Ал олар Алдыңғы қақпақ және тарату қорабының картерінің ұяшығында орналасқан. Алдыңғы подшипниктіңішкі сақинасы жүргізуші біліктің буртиктері арасында подшипниктің тірек сақианамен, гайкамен және фланцпен қысылған. Алдыңғы подшипник және оның тірек сақинасы сальник орналасқан қақпақпен жабылған. Жүргізуші білікке подшипник тіректі шайбалы гайкамен бекітіледі. Жоғарғы берудің шестерні жүргізгіш біліктің термо-өңделген мойнында айналады.Оның екітісті веноны бар. Шестерннің үлкен веногы аралық біліктің шестернімен ұдайы жабысып тұрады. Шестерннің кіші веногымен жоғарғы беруді қосқан кезлегі муфта жалғанған. Төменгі берудің де екі веногы бар. Кіші венок төменгі беруді қосқан кездегі муфтамен жалғанған, ал үлкен венок аралық біліктің шестернімен ұдайы жабысып тұрады. Шестерн термоөңделген болат тығында айналып тұрады.

Машинаның қатты қапталған жолда қозғалысы кезінде және доңғалақтардың тығыз жолмен жақсы жабысуы кезінде дифференциалды блоктаусыз жоғары беріліспен қозғалған жөн. Осы ретте сырғанақ муфта орта арқылы, жүргізгіш білікті жоғары берілістің шестернімен жалғайды. Және айналу кезеңі жүргізуші білікпенг ортадан берілісті қосу муфтасына беріледі. Сосын жоғарғы берілі арқылы аралық біліктің ұдайы жабысу шестерніне беріледі, ол арқылы жүргізілетіншестернге және дифференциал корпусына. Дифференциал корпусы ось және сателлит арқылы біліктерге және алдыңғы, артқы көпірлердің приводына беріледі.Берілетін айналу кезеңінің мөлшері көпірлердегі жүктемелерге байланысты болады. Әлсіз балшықтарда жүру кезінде қырларды жою үшін, сондай ақ жолдарда тұрақты минималды жылдамдыққа қол жеткізу үшін төменгі берілісті қосу керек. Машинаны толық тоқтатқан соң ғана жоғары берілісті төменгі беріліске қайта қосуға болады. Осы орайда сырғанақ муфта төменгі берілістің жүргізгіш білігін шестернмен бірге блоктайды. Және айналу кезеңі жүргізгіш біліктен муфта және шестерн арқылы аралық білікке беріледі.

3 Әдеби-патенттік шолу. Планетарлы қораптардың әр-түрлі құрылымдарына баға беру

3.1 Іріктеліп алынған, ВАЗ 2190 автомобилінің құрылымына сай және қойылғалы отырған өнер табыс жайлы

Кесте 2 – Патентке арналған өнертабыс сипаттамасы

(21), (22) тапсырыс: 2007118840/11, 21.05.2007 (24) Патенттің жүзеге асу уақытының санақ басы: 21.05.2007 (30) Конвенциялық мүмкіндіктер: 31.05.2006 BY a20060533 (43) Тапсырыстың баспаға шығу уақыты: 27.11.2008 (46) Баспаға шығарылды: 10.04.2009 (56) Ізденіс туралы есеп беруде айтылатын құжаттар тізімі: SU 806939 A1, 23.02.1981.RU 2164316 C2, 20.03.2001. RU 2164316 C2, 20.03.2001. US 3067632 A, 11.12.1962. Мекен-жайы: 222160, Минск обл., Жодино қаласы, Октябрьға 40 жыл көш., 4, «Белоруссиялық автокөлік заводы» РУПП	(72) Автор(лар): Мытько Анатолий Никитич (BY), Региня Владимир Владиславович (BY), Егоров Александр Николаевич (BY) (73) Патент иегері(лері): «Белоруссия автокөлік заводы» республикалық унитарлы өндірістік кәсіпорыны (BY)

Планетарлы беріліс қорабы.

Өнертабыс көліктік машинажасауға, соның ішінде карьерлі самосвал трансмиссияларында қолданылатын планетарлы беріліс қораптарына жатады. Алдыңғы картерда (1) кіріс білігін (9) және бірінші планетарлы берілістің (12) басты тісті дөңгелегін осы планетарлы берілістің водилосымен (11) біріктіретін бір фрикциялық муфта (7) орналастырылған. Алдыңғы картерде сонымен қатар, планетарлы берілістің күндік тісті дөңгелегімен (15) біріккен және (1) және (4) екі картері ортасында бекітілген тежегіш орналасқан. Фрикциялық дискілер (17) поршень (18) мен артқы картердің (4) вертикаль аралығында (5) орналастырылған. Тежегіш (14) цилиндрін (13) (1) және (4) картерлер арасында орналастыру картерлердің бірігу мүмкіндігін қамтамасыз етеді. Бұл құрылғының конструкциясы мен технологиясын жеңілдетуге мүмкіндік береді.

Өнертабыс көліктік машинажасауға, соның ішінде карьерлі самосвал трансмиссияларында қолданылатын планетарлы беріліс қораптарына жатады.

Планетарлы беріліс қорабына (ПБҚ) гидротрансформатор, гидротежеуіш, картерлар (олардың бірі тігінен орналасқан аралықпен жасалған), біліктер, тығыздықты арттырушы құрылғылары фрикциялы муфталар, тежеуіштер, планетарлы берілістер және мойынтіректі аралықтары бар біліктер жатады [1]. Белгілі құрылымның кемшілігі болып дайындау құнының жоғары болуы саналады. Себебі екінші және үшінші планетарлы беріліс водилалары бір

мойынтіректе орналасқан және бұйымның жұмысқа қабілеттілігін қамтамасыз ету үшін олардың жоғары дәрежедегі дайындау дәлдігі қажет. Сонымен қатар, құрылымдық ерекшеліктері мен ПБҚ картерлеріне орналастырылатын бөлшектер мен түйіндердің өзара әрекеті ПБҚ құру және бөлу операцияларын арнайы құрылғыларды қолданбай жүзеге асыру мүмкін емес.

Берілген өнертабыстың ұқсас түрі ретінде құрамына өзара біріккен бірі тігінен орналасқан аралықпен жасалған картерлер, біліктер, тығыздықты арттырушы құрылғылары фрикциялы муфталар, тежеуіштер, планетарлы берілістер және мойынтіректі аралықтары бар біліктер, фрикциялық муфталар және планетарлы берілістер кіретін ПБҚ қарастырамыз [2].

Бұның және берілген өнертабыстың кемшілігі ретінде ПБҚ құру және бөлу кезінде корпус қалпын «жоғары-төмен» өзгертуге арналған контователь арнайы құрылғысын қолдануды санауға болады, себебі алдыңғы картерде бір жиынға біріккен екі фрикциялық муфта орналасқан. Олар екі мойынтіректе орналасқан кіріс білігі түрінде келеді, бұл жерде артқы мойынтірек алдыңғы отырғызу қабатының осьтік орналастыруларында бекітілген, аотқы отырғызу қабаты үшінші фрикциялы муфта үшін алдыңғы тірек болып табылады, ол тігінен орналасқан аралық аймақтың артқы картеріне бекітілген, құрылу операцияларының реті екінші фрикциялық муфта бөлшектерін құру үшін анықталады және алдыңғы отырғызу аймағында мойынтіректің дәл орналасуын қамтамасыз ету қажет.

Бұл түрдің кемшіліктеріне, сонымен қатар артқы картердің тігінен орналасқан аралығында фланецтар арқылы бекінген тірек төлкесінің дайындалу технологиясының күрделілігі жатады. Екі тығыздық аттырушы құрылғылары және майлау арналарының екі жүйесі ПБҚ құрылымын күрделендіре түседі. Екі фрикциялық муфта мен сәйкес екі бөлек орналасқан шарикмойынтіректердің және тығыздығын арттырушы құрылғылардың жұмыс істеу тәртіптері әртүрлі. Осының нәтижесінде жұмыс қабаттарының біртексіз қорларына және бөлшектердің жұмыс қабілеттіліктері бір сипаттама бойынша азайған кезде міндетті алмастыруға әкеледі.

Берілген өнертабыс құру орындарын қамтамасыз ету шығындарын азайтуға, ПБҚ өңдеу операцияларын жою арқылы құрастыру, бөлу операцияларының еңбек өнімділігін төмендетуге, тірек төлкесін дайындау технологиясын арттыруға, алдыңғы және артқы картерлерді өңдеуге мүмкіндік береді.

4 Планетарлы беріліс қорабын Ваз 2190 автокөлігіне есептеуі

4.1 Ваз 2190 тартуын есептеу

Егер оның параметрлері таңдалғандар болса Ваз 2190 тарту көрсеткіштеріне жетіп және тек қана сол жағдайда тиімді қолдана ала алды: (трансмиссияның беріліс саны) салмақ, қозғалыс жылдамдығы және қозғаушының қуаттылығы.

Бастапқы деректер:

Автокөлік типі: ВАЗ 2190, 4х2.

Тарту сыныбы: 0,3.

Трансмиссия: гидромеханикалық.

4.2 Тарту диапазонын таңдау

Ваз 2190 тарту қасиеттері мен тарту диапазондарында анықтаған максимал және ең төменгі тартқыштық күштермен анықталады.

Тарту сыныбының мәліметі бойынша Ваз 2190 артқы тарту сыныбымен қарастырамыз. Онда тарту диапазонын қабылдаймыз: $\Delta_T = 3$.

$$P_{кр.расч.} = K_н \cdot P_н = 1{,}15 \cdot 3 = 3{,}45;$$

$P_{КР.РАС.}$ - төменгі жұмыс берілуіндегі есептік тартқыштық күші,

Мұнда $K_П$ - тарту бойынша шамадан тыс жүктеудің коэффициенті; тасты жолдарда жүру үшін арналған Ваз 2190 ті НЕАТИ $K_П = 1{,}1 \div 1{,}15$ бойынша, қабылдаймыз $K_П = 1{,}15$.

4.3 Формула бойынша P_f тың домалауға кедергі күшін анықтаймыз

$$P_f = f \cdot G_Э \tag{3.1}$$

Мұнда, f – жолдың фондық мәліметтері, Ваз 2190 домалауына кедергі коэффициенті.

Абсциссалар шамасы $\varphi_{КР}$, өстер бойынша бөліп қойылған формула бойынша анықтаймыз.

$$\varphi_{КР} = \frac{P_{КР}}{G_{СЦ}} \tag{3.2}$$

Мұнда, $G_{СЦ}$ - Ваз 2190 тіркейтін салмағы, формула бойынша есептеледі

$$G_{СЦ} = \lambda \cdot G_{Э} \tag{3.3}$$

Мұнда, λ- жетекші доңғалақтардың жүктемесінің коэффициенті; ВАЗ 2190 Ваз 2190і үшін 4К2 λ=0,8.

ЭЕМ арқылы әрбір қисық есептің шешімдері үшін $\delta=\delta(\varphi_{КР})$ түрдің екі түзу сызықтарымен аппроксимация жасаймыз $a+b\cdot\varphi_{КР}$ және $c+d\cdot\varphi_{КР}$. a, b, c, d коэффициенттер қисыққа максимал жуықтау шартынан тереміз $\delta=\delta(\varphi_{КР})$.

Тұрып тайғанаудың қисықтарының аппроксимациялық коэффициенттері $\delta=\delta(P_{КР})$.

Кесте 3 – Домалауға кедергі күштер параметрлері

Ваз 2190 түрі	Жердің фонның түрі	f	a	B	C	d	$\varphi_{КР}$
ВАЗ 2190	Топырақты жерде	0,1	0	0,2	-0,6	1,44	0,5
	Кедір-бүдір жерде	0,18	0,03	0,4	-0,3	1,5	0,3
	Жер астындағы жол	0,05	0	0,11	-0,5	0,96	0,58
	Бетон немесе асфальт жолы	0,02	0	0,11	-0,96	1,55	0,64

4.4 Жұмыс жылдамдықтары және трансмиссияның беріліс сандарының таңдауы

Берілулердегі жылдамдық диапазоны және анықталатын Ваз 2190 сипатында атқарылатын операциялардың тартқыштық күші қамтуы керек. Жылдамдықтар диапазондары айырады:

– Технологиялық үдерістің операцияларымен ерекше ескертетін жылдамдықтарын алулары үшін орташа қозғалыс баяулатылған немесе қосалқы;

– Адамдарды тасмалдау операцияларының көпшілігі орындалатын негізгі жұмыс жылдамдықтары;

– Жүктер және өткелдердің бос тасымалдаулары үшін қолданылатын көлік жылдамдықтары.

Тартуды есептеуде жылдамдықтар және негізгі жұмыс жылдамдықтарының тек қана диапазоның беріліс сандарын таңдаумен жүзеге асырамыз.

Негізгі жұмыс жылдамдықтарының диапазонын формула бойынша анықтаймыз

$$\Delta_V = \gamma_g \cdot \Delta_T = 0{,}75 \cdot 3 = 2{,}25$$

Мұнда, $\gamma_{g\ min}$- жоғарғы берілуде қозғаушының минималды мүмкін жүктеу коэффициенті; $\gamma_{g\ min}$=0,75 - для проектируемых сельскохозяйственных тракторов общего назначения.

Жалпы тағайындаудағы жобаланатын Ваз 2190 жолаушы тасымалдау үшін $V_H^{(I)}$ шектердегі қабылданады 1,6÷2,5 м/с, аламыз $V_H^{(I)} = 4 м/с.$

Ваз 2190 негізгі жылдамдық қатары қозғаушының жүктеу өзгерісін бірдей дәрежелік өткелде, бір-берілуден басқасына ауыстыратын прогрессия геометриялық қағидасына сәйкес саламыз. Жылдамдықтар қатарының негізгі теңдеуі келесі түрі болады:

$$\frac{V_H^{(Z)}}{V_H^{(Z-1)}} = ... = \frac{V_H^{(III)}}{V_H^{(II)}} = \frac{V_H^{(II)}}{V_H^{(I)}} = q \quad ; \qquad (3.4)$$

Мұнда, q- геометриялық прогрессияның бөлімі формуламен анықталады

$$q = \sqrt[z-1]{\Delta_\upsilon}, \qquad (3.5)$$

Мұнда, Z=4 - негізгі Ваз 2190 бойынша таңдайтын негізгі берілулердің саны;

$V_H^{(z)}$- жоғарғы жұмыс берілуіндегі жылдамдық.

$$q = \sqrt[Z-1]{\Delta_V} = \sqrt[3]{2{,}25} = 1{,}3$$

$$V_H^{(II)} = V_H^{(I)} \cdot q = 4 \cdot 1{,}3 = 5{,}2 м/с;$$

$$V_H^{(III)} = V_H^{(II)} \cdot q = 5{,}2 \cdot 1{,}3 = 6{,}67 м/с;$$

$$V_H^{(IV)} = V_H^{(III)} \cdot q = 6{,}67 \cdot 1{,}3 = 8{,}78 м/с.$$

4.5 Қозғаушының тұтыну қуатын анықтау

Қозғаушының атаулы қуаты N_H тап қалған төменгі жұмыс жылдамдығындағы есептің тартқыштық $P_{КР.РАС.}$ күшін іске асырудың шартынан болады $V_H^{(I)}$:

$$N_H = \frac{(P_{кр.расч.} + f \cdot G_Э) \cdot V_H^{(I)}}{\eta_{тр} \cdot \eta_{Г.тр} \cdot \chi_Э} = \frac{(3{,}45 + 0{,}02 \cdot 6{,}2) \cdot 4}{0{,}92 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}85} = 20кВт$$

Тұтыну қуаты бойынша қозғаушыны таңдаймыз: атаулы қуатпен 10 кВт.

4.6 Бірінші берілістегі трансмиссияның беріліс санының анықтау

Беріліс қорабының беріліс санын беске тең деп қабылдаймыз, баспалдақтардың арасындағы аражабынды жақсарту үшін Ркр.рас нүктені сәйкес келеді, гидротрансформатордың ηг мах болатын нүктесі бар нәсілдері сермеу жоғарғы берілуге өткелдің нүктесі

– гидромуфтаның өткел кезде орналасуы.

I берілістегі трансмиссияның беріліс саны $i_{ТР}^{(1)}$.

$$i_{TP}^{(1)} = \frac{\left(P_{КР.расч} + f \cdot G_Э\right) \cdot r_k}{M_T \cdot \eta_{TP}} \tag{3.6}$$

$$\eta_{TP} = \eta_м \cdot \eta_{ГТР}$$

Мұнда, f – біздің жағдайда кездесетін өте ықтимал жер фондағы домалауға кедергінің коэффициенті f=0,02;

$M_т$ – қозғаушытың тәртіптік және гидротрансформатордың бірлескен жұмысының моменті $\eta_{г\ max.}$;

r_k – донғалақтың динамикалық радиусы, м;

η_M - механикалық КПД трансмиссиясы, жүріс жүйесіндегі ішкі жоғалтуларын қосады: жолдарда жүруге арналған Ваз 2190-тердің $\eta_M = 0{,}91 \div 0{,}92$, қабылдаймыз $\eta_{TP} = 0{,}92$;

КПД жартылай гидротрансформаторда $\eta_{ГТР} = 0{,}87$.

$$\eta_{TP} = 0{,}92 \cdot 0{,}87 = 0{,}8$$

Мерседетің ВАЗ 2190 классы 0,3 $r_к = 0{,}17м$.

$$i_{TP}^{(1)} = \frac{(3{,}45 + 0{,}02 \cdot 6{,}2) \cdot 0{,}17}{0{,}06027 \cdot 0{,}8} = 12{,}6$$

$$i_{TP}^{(IV)} = \frac{i_{TP}^{(III)}}{q} = \frac{i_{TP}^{(II)}}{q^2} = \frac{i_{TP}^{(I)}}{q^3} \tag{3.7}$$

$$i_{TP}^{(II)} = \frac{12,6}{1,3} = 9,7$$

$$i_{TP}^{(III)} = \frac{9,7}{1,3} = 7,46$$

$$i_{TP}^{(IV)} = \frac{7,46}{1,3} = 5,7$$

Планетарлық беріліс қорабының өңге берілулеріне беріліс сан U5 = 1 қабылдай табамыз: U_1 = 2,52; U_2 = 2; U_3 = 1,6; U_4 = 1,3.

4.7 Планетарлы қорап берілісінің жалпыланған кинематикалық жоспарын құру

ПБҚ сұлба синтезі келесі тізбекпен орындалады. Курстық жұмыста, алдыңғы жүрістің бес берілісін қамтамасыз ететін екі еркін дәрежесі бар, бес берілісті ПБҚ қарастырылады.

Кинемтикалық теңдеуді қолдана отырып, ПБҚ ның жалпыланған кинематикалық жоспарын құрайық. Ол өз алдына орталық түйіндердің айналу жиілігін $n_р$, бірлік ретінде қабылданған алдыңғы қатар білігінің $n_{ещ}$ тұрақты айналу жиілігі кезінде, алдыңғы қатарлы біліктің $n_{вм}$, айналу жиілігіне тәуелдігін көрсету:

$n_р=f(n_{вм})$ $n_{вщ}$=1-тең кезінде

[1, 2.8] теңдігіне $n_{вщ}$=1 қойып, мынаны аламыз

$$n_p = \frac{u_p n_{вм} - 1}{u_p - 1}. \qquad (3.8)$$

Мұнда, $n_р = f(n_{вм})$ тәуелділігі сызықты сипатқа ие екендігі және ЖҚЖ ПБҚ түзу сызықты екендігі алынған теңдіктен көрініп тұр. Бұл тәуелділікті екі нүкте бойынша құруға болады.

ПБҚ барлық түйндерінің блокталуының режимі үшін бірінші нүктені анықтайық, соның негізінде

$$n_p = n_{вщ} = n_{вм} = 1.$$

Барлық теңергіш түйіндердің, ПБҚ үшін, жылдамдық жоспарлары (1;1) координатты нүктелер арқылы өтуі тиіс.

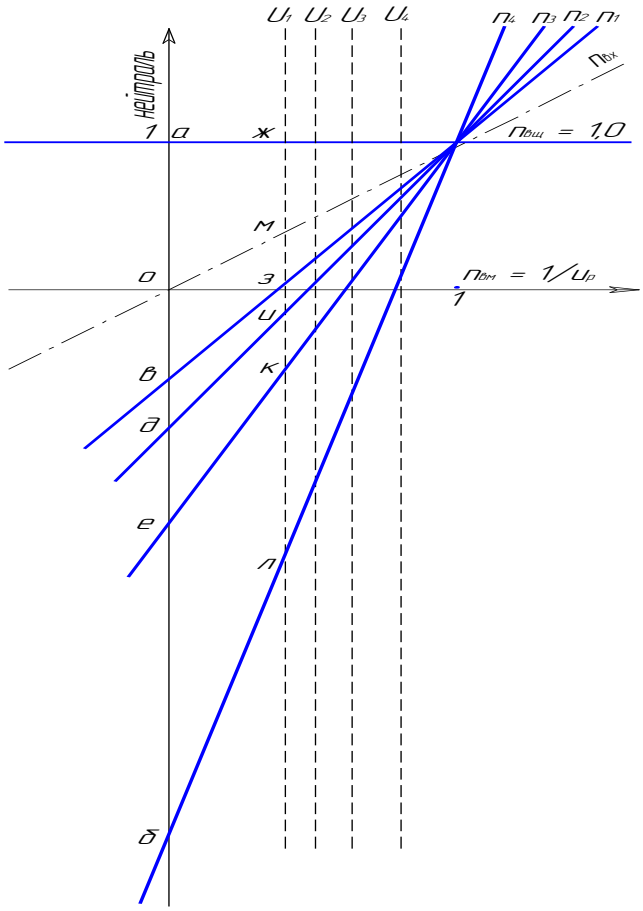
[1,2.9] теңдігінде $n_р = 0$ болған кезде, қосылған р беріліс негізінде, ЖКЖ ПБҚ екінші нүктесін таңдап табамыз. Нәтижесінде, алдыңғы біліктің айналу жиілігі келесідей болады. $n_{вм} = 1/u_р$.

Бұл нүкте жоспарда мынадай координаға ие $\left(\frac{1}{u_р};0\right)$.

Осының арқасында ЖҚЖ ПБҚ да $n_р=f(n_{вм})$ тәуелділік графигі (1;1), $(1/u_р;0)$ координаттарымен нүкте арқылы өтетін түзу болып табылады. Физикалық түрде (1;1) бірінші нүкте механизм блокталған екендігін және ($n_р = n_{вщ} = n_{вм} = 1$) бірге қабылданған алдыңғы біліктің айналу жиіліктері барлық орталық ПБҚ түйіндеріне тең екендігін білдіреді. Екінші нүкте $(1/u_р;0)$ тежелгіштің тоқталған жағдайда $n_р = 0$ анықталады.

Ол ПБҚ алдыңғы білігінің айналу жиілігі қосылған р берілісі ($n_р = 1/u_р$) кезінде анықтайды.

Сурет 13 – ОКП ПКБ қалған беріліс сандар үшін



ЖКЖ ПБҚ да алдыңғы біліктің айналу жиілігі, абсциса осіне параллельнүктелер (1;1) арқылы өтетін түзу болып табылады.

ПБҚ құрылымын ықшамдау мақсатында, трансмиссия агрегаттарының арасындағы беріліс сандарын бөлу кезінде, оның беріліс саны $u_р$ = 1 тең түзу ретінде қарастырамыз.

ПБҚ мен жобаланатын беріліс сандары үшін қажет ЖКЖ 13 суретте көрсетілген. Бұл жоспар, берілген беріліс сандарын жүзеге асыратын ПБҚ ның кез-келген сұлбалары үшін жалпы болып табылады. Ол нейтралда және барлық берілістерде ПБҚ ның орталық түйіндерінің абсалютті және қатысты айналу жиіліктерін анықтауға мүмкіндік береді. Алдыңғы біліктің $n_{вм}$ айналу жиілігін абсцисса өстерінің кесіктермен және бірлік нүктемен координатар басынан жүргізілген штрихпунктирлі сәуле ординаталарымен өрнектеледі. Нейтралды және қосылған берілістердің тежегіш түйіндерінің $n_р$ айналу жиілігі олардың сәуле ординаталарымен анықталады.

Орталық түйіндердің қатыстық айналу жиіліктері олардың сәулелер арасындағы вертикаль нүктелермен анықталады.

$n_{вщ}$ пен n_4 алдыңғы түйін арасындағы бірінші берілісте айналудың қатыстық жиілігі максималды болады.

Орталық буындар биік салыстырмалы айналу жиіліктеріне келтіре алады сонымен қолшоқпарлар подшипниктерінің үлкен айналу жиіліктеріне рұхсат етілмейді. Бұл жерде атап өтуге керек домалау мойынтіректерінің шекті жүрдектігі сақиналардың шекті айналу жиілігімен тізбеде шектелген. Подшипниктің шекті жүрдектігімен, подшипниктің ұзақ уақытқа есептеу жарамдылықтың шектеріне кепілдік берілмейтін сақиналардың ең үлкен айналу жиілігі ұлғаяды.

ОКП ПКП негізгі кинематикалық параметрлерінен басқа тікелей хабар мені алу үшін, байластыратын фрикциондарды моменттер буындарын бітеуін әр түрлі варианттарында анықтауға мүмкіндік береді.

4.8 Бастапқы теңдеулерді құрастыру және ең оңай түрге бастапқы теңдеулерді келтіру

Ол үшін [1, 2.8] теңдеуді қолданылады. Төртінші бастапқы теңдеулерді нәтижеде аламыз:

$$'n_{вщ} + 1{,}52 \cdot n_1 - 2{,}52 \cdot n_{вм} = 0$$

$$'n_{вщ} + n_2 - 2 \cdot n_{вм} = 0$$

$$'n_{вщ} + 0{,}6 \cdot n_3 - 1{,}6 \cdot n_{вм} = 0$$

$$'n_{вщ} + 0{,}26 \cdot n_4 - 1{,}26 \cdot n_{вм} = 0$$

[1, 2.4-2.6] теңдіктерінде келтірілген ең аз коэффициент плюс бірлікке тең және абсалютті шама бойынша өсу ретімен орналасатын орталық түйіндердің айналу жиілігі кезіндегі өзіндік коэффициентеріне ие.

Өз құрлымы бойынша [1, 2.4-2.6] теңдіктеріне толығымен сәйкес келеді. Содықтан біз оларды өзгеріссіз жазамыз.

$$n_{вщ} + 1{,}12 \cdot n_1 - 2{,}12 \cdot n_{вм} = 0$$

$$n_{вщ} + n_2 - 2 \cdot n_{вм} = 0$$

n_2, n_3, n_4 айналу жиіліктері кезіндегі коэффициентер бірден төмен.

Берілістердің планетарлы қорабындағы тістегеріш сандарын 0, 6 және 0, 26-шы тау және коэффициенттердің абсолюттік шамасы бойынша орталық буындардың айналу жиіліктерінде өсу ретінде қайта жазамыз.Нәтижеде аламыз

$$n_3 + 1{,}33 \cdot n_{вщ} - 2{,}33 \cdot n_{вм} = 0$$

$$n_4 + 3{,}85 \cdot n_{вщ} - 4{,}85 \cdot n_{вм} = 0$$

4.9 Теңдеулердің туындыларын құрастыру

Теңдеуінің туындылары кіретін орталық буындардың айналу жиіліктерінің теңдеулеріндегі бастапқы және бір-бірімен комбинациясымен айырмашылығы болады.

Бастапқы және W ның теңдеулер туындыларының жалпы саны үш бойынша p ның тежеу буындарының айналу жиіліктерінің жалпы сандары, (жинағы p + 2 звено) жетекші және жетектелінетін звенолардың болуы мүмкін тіркестер санымен анықталады, әрбір теңдеуге үш орталық буын ТДМ нің айналу жиіліктері кіреді.

Жалпы түрде

$$W = C_{p+2}^{3} = \frac{(p+2)(p+1)p}{3!}. \qquad (3.9)$$

Мысалыға қараймыз p = 4. Онда

$$W = C_{4+2}^{3} = \frac{6 \cdot 5 \cdot 4}{3!} = 20.$$

Демек, төрт бастапқы теңдеулерге 16 шы туындылар қосуы керек.

Теңдеулер туындыларының бірінші тобы жетекші звеноның айналу жиілігінің бастапқы теңдеулерінің шығаруы пайда болады $n_{вм}$. Ол үшін жұп бойынша екінші теңдеулер қаралады. Төртінші теңдеулерде сонымен бірге

$$C_4^2 = \frac{4 \cdot 3}{2!} = 6.$$

Демек, $n_{вм}$ ның теңдеуінің екі-екіден комбинацияларын жетекші звеноларының айналу жиілігін шығаруды төрт бастапқы теңдеулерінен 6 туындыларынан келесі сан алуға болады.

$n_{вм}$ теңдеулердің шығаруы үшін (52/2) 2-ші теңдеуді өркендетейміз және оның 1-ші теңдеумен жинақтаймыз. Теңдеудің нәтижесінде аламыз\

$$'-0{,}26 \cdot n_{вщ} + 1{,}52 \cdot n_1 - 1{,}26 \cdot n_2 = 0$$

Қалған бесінші теңдеу туындылары сол сияқты алынған:

$$'-0{,}58 \cdot n_{вщ} - 0{,}94 \cdot n_3 + 1{,}52 \cdot n_1 = 0$$

$$'-n_{вщ} + 0{,}52 \cdot n_4 + 1{,}52 \cdot n_1 = 0$$

$$'-0{,}25 \cdot n_{вщ} - 0{,}75 \cdot n_3 + n_2 = 0$$

$$'-0{,}56 \cdot n_{вщ} - 0{,}41 \cdot n_4 + n_2 = 0$$

$$'-0{,}45 \cdot n_{вщ} - 0{,}55 \cdot n_4 + n_3 = 0$$

Ең оңай түрге алған теңдеулерді келтірулерінен кейін аламыз:

$$n_{вщ} + 4{,}85 \cdot n_2 - 5{,}85 \cdot n_1 = 0$$

$$n_{вщ} + 1{,}63 \cdot n_3 - 2{,}63 \cdot n_1 = 0$$

$$n_{вщ} + 1{,}92 \cdot n_3 - 2{,}92 \cdot n_1 = 0$$

$$n_{вщ} + 4{,}02 \cdot n_3 - 5{,}02 \cdot n_2 = 0$$

$$n_4 + 1{,}37 \cdot n_{вщ} - 2{,}37 \cdot n_2 = 0$$

$$n_{вщ} + 1{,}22 \cdot n_4 - 2{,}22 \cdot n_3 = 0$$

Теңдеулердің туындыларының екінші тобы жетекші буынды 1-4 айналу жиілігінің бастапқы теңдеулерін шығаруда пайда болады $n_{вщ}$.

Бұл жерде, сонымен қатар бұрын қарастырылған жағдайда, n вщтың жетекші буындарының айналу жиілігі олардың шығаруын төрт бастапқы теңдеулерінен, теңдеулердің 6 туындылары алуға болады:

$$-0{,}52 \cdot n_{вм} + n_2 - 1{,}52 \cdot n_1 = 0$$

$$1{,}54 \cdot n_{вм} + n_3 - 2{,}54 \cdot n_1 = 0$$

$$4{,}85 \cdot n_{вм} + n_4 - 5{,}85 \cdot n_1 = 0$$

$$0{,}67 \cdot n_{вм} + n_3 - 1{,}67 \cdot n_2 = 0$$

$$2{,}85 \cdot n_{вм} + n_4 - 3{,}85 \cdot n_2 = 0$$

$$-0{,}57 \cdot n_{вм} + n_3 - 0{,}43 \cdot n_4 = 0$$

Ең оңай түрге алған теңдеулер келтірулерінен кейін аламыз:

$$n_{вм} + 1{,}9 \cdot n_2 - 2{,}9 \cdot n_1 = 0$$

$$n_3 + 1{,}54 \cdot n_{вм} - 2{,}54 \cdot n_1 = 0$$

$$n_4 + 4{,}76 \cdot n_{вм} - 5{,}76 \cdot n_1 = 0$$

$$n_{вм} + 1{,}5 \cdot n_3 - 2{,}5 \cdot n_2 = 0$$

$$n_{вм} + 2{,}86 \cdot n_4 - 3{,}86 \cdot n_3 = 0$$

$$n_4 + 1{,}33 \cdot n_{вм} - 2{,}33 \cdot n_3 = 0$$

Қалған жетпей тұрған төрт теңдеуді 5-10 теңдеулерінен жетекші буынның айналу жиілігін алып тастап немесе 11-16 теңдеулерінен жетектегі буының айналу жиілігін алып тастап анықтаймыз. Нәтижеде:

Өңдеуге жетіспеушіліктің төртінші теңдеуі жетекші $n_{вщ}$ буынды айналу жиілігінде олардың 5-10 шығарудың теңдеулері немесе $n_{вм}$ ның бастаушы буынның айналу жиілігінде олардың 11-16 да шығару теңдеулерінен анықтаймыз. Нәтижеде аламыз:

$$-0{,}65 \cdot n_3 + 1{,}92 \cdot n_2 - 1{,}27 \cdot n_1 = 0$$

$$-0{,}75 \cdot n_4 + 2{,}4 \cdot n_3 - 1{,}65 \cdot n_1 = 0$$

$$-0{,}35 \cdot n_4 + 1{,}5 \cdot n_3 - 1{,}15 \cdot n_2 = 0$$

$$-0{,}35 \cdot n_4 + 3{,}27 \cdot n_2 - 2{,}92 \cdot n_1 = 0$$

Ең оңай түрге алған теңдеулердің келтірулерінен кейін аламыз:

$$n_3 + 1{,}26 \cdot n_1 - 2{,}26 \cdot n_2 = 0$$

$$n_4 + 2{,}17 \cdot n_2 - 3{,}17 \cdot n_3 = 0$$

$$n_4 + 3{,}29 \cdot n_1 - 4{,}29 \cdot n_2 = 0$$

$$n_4 + 8{,}34 \cdot n_1 - 9{,}34 \cdot n_2 = 0$$

4.10 Қосып жасалған теңдеулерді тексеру

Теңдеулер келесі параметрлер бойынша тексереді. Әрбір теңдеудегі орталық буынның айналу жиілігінің жанында ең кіші коэффициент бірлікке тең бол болуы керек. Коэффициент абсолюттік шама бойынша ең үлкен бірлікке көбірек орташа болуы керек. Қайталау тиісті емес немесе қайталау тиісті әрбір теңдеу кіретін орталық буындардың айналу жиіліктерінің комбинациясы.

Барлық теңдеулер осы жағдайда 1-20 жауап береді жоғары аталған талаптарға.

Барлық алған теңдеулер 1-кестеге тасымалданады, ТДМ-ның мінездемелерін жазуы үшін баған 3, 4, 5 және 6 ескереді, сателиттердің салыстырмалы максимал айналу жиіліктері, ТДМ-ның құрылымдық схемалары және тетіктің ортақ бағасы.

4.11 ТДМ ақауын іріктеу

Планетарлық қатардың мінездемесі ТДМ ақауын іріктеу мәні бойынша. Планетарлық қатардың мінездемесінің аралас іліктірумен ТДМ схемалары үшін шектердегі өзгере аладуға жобалаған 1,5 < к < 4,0 (4,5).

ПБҚ схемалар синтезі үшін аралас іліктіруі бар ТДМ-ға ғана пайдалана жобалаған, үшін 1,5 < к < 4,0.

4-кестедегі планетарлық қатардың мінездемесі сонда мәні бойынша, теңдеу ақауын іріктейміз 1, 2, 3, 5, 8, 9, 10, 13, 15, 16, 17 және 20 (см. 3 график және 6 кесте).

n_{Bo}-ның сателитінің мәні бойынша салыстырмалы айналу жиіліктерінің ТДМ да ақауын іріктеу. Тек қана тетіктер бұл жерде қаралады, планетарлық қатардың мінездемелерінде қолайлы шектерде болады.

Аралас іліктіруі бар Тдм схемалар үшін сателиттердің салыстырмалы айналу жиіліктері ілінісуі анықталады, сонымен қатар берілуге жылжымайтын водилода.

n_{Bo} ның сателитерінің салыстырмалы айналу жиіліктері [1, 2.11-2.13] өрнектерден бір-бірден анықтаймыз. Бұл n_{Bo}-да берілуді сол үшін анықтаймыз, олар қайсы ең үлкені, қайда ең үлкен орталық буындарының салыстырмалы жиіліктері. Біздің жағдайда, бірінші берілуде (1-ші сурет) ОКП ПБҚ, орталық буындардың ең үлкен салыстырмалы айналу жиіліктері сәйкес.

Кесте 4 – Ары қарай қолданудың мүмкіндігіне ТДМ схемаларын талдауы

ТДМ дегі кинематиканың теңдеуі	К	$\left\lvert \frac{n_{B0}}{n_{вщ}} \right\rvert$	Структуралық схема	Ескерту
$n_{вщ} + 1{,}12 \cdot n_1 - 2{,}12 \cdot n_{вм}$	1,12			Бойынша шығару
$n_{вщ} + n_2 - 2 \cdot n_{вм}$	1			Бойынша шығару
$n_3 + 1{,}33 \cdot n_{вщ} - 2{,}33 \cdot n_{вм}$	1,33			Бойынша шығару
$n_4 + 3{,}85 \cdot n_{вщ} - 4{,}85 \cdot n_{вм}$	3,85	4,2		Жарамдысы
$n_{вщ} + 4{,}85 \cdot n_2 - 5{,}85 \cdot n_1$	4,85			Бойынша шығару
$n_{вщ} + 1{,}63 \cdot n_3 - 2{,}63 \cdot n_1$	1,63	3,15		Жарамдысы
$n_{вщ} + 1{,}92 \cdot n_3 - 2{,}92 \cdot n_1$	1,92	1,64		Жарамдысы
$n_{вщ} + 4{,}02 \cdot n_3 - 5{,}02 \cdot n_2$	4,02			Бойынша шығару
$n_4 + 1{,}37 \cdot n_{вщ} - 2{,}37 \cdot n_2$	1,37			Бойынша шығару
$n_{вщ} + 1{,}22 \cdot n_4 - 2{,}22 \cdot n_3$	1,22			Бойынша шығару

4 кестенің жалғасы

$n_{вм} - 1{,}9 \cdot n_2 + 2{,}9 \cdot n_1$	1,9	1,37		Жарамдысы
$n_3 + 1{,}54 \cdot n_{вм} - 2{,}54 \cdot n_1$	1,54	2,25		Жарамдысы
$n_4 + 4{,}76 \cdot n_{вм} - 5{,}76 \cdot n_1$	4,76			Бойынша шығару
$n_{вм} + 1{,}5 \cdot n_3 - 2{,}5 \cdot n_2$	1,5	2,4		Жарамдысы
$n_{вм} + 2{,}86 \cdot n_4 - 3{,}86 \cdot n_3$	2,86	1,86		Жарамдысы
$n_4 + 1{,}33 \cdot n_{вм} - 2{,}33 \cdot n_3$	1,33			Бойынша шығару
$n_3 + 1{,}26 \cdot n_1 - 2{,}26 \cdot n_2$	1,26			Бойынша шығару
$n_4 + 2{,}17 \cdot n_2 - 3{,}17 \cdot n_3$	2,17	1,57		Жарамдысы
$n_4 + 3{,}29 \cdot n_1 - 4{,}29 \cdot n_2$	3,29	0,9		Жарамдысы
$n_4 + 8{,}34 \cdot n_1 - 9{,}34 \cdot n_2$	8,34			Бойынша шығару

Деректер беру үшін орталық буын ПБҚ-ның айналуының абсолют жиіліктері ОКП ПБҚ-дан анықтаймыз (1-сурет).

Мұнда:

$$n_1 = 0; \quad n_2 = \frac{-из}{жз} \cdot n_{вщ} = \frac{-0{,}23}{1} \cdot n_{вщ} = -0{,}23 \cdot n_{вщ};$$

$$n_3 = \frac{-зк}{жз} \cdot n_{вщ} = \frac{-0{,}6}{1} \cdot n_{вщ} = -0{,}6 \cdot n_{вщ};$$

$$n_4 = \frac{-зл}{жз} \cdot n_{вщ} = \frac{-1{,}94}{1} \cdot n_{вщ} = -1{,}94 \cdot n_{вщ};$$

$$n_{вм} = \frac{мз}{жз} \cdot n_{вщ} = \frac{0{,}4}{1} \cdot n_{вщ} = 0{,}4 \cdot n_{вщ};$$

Төртінші ТДМ үшін 4-кестеде $n_{Во}$ анықтаулары үшін [1, 2.11] өрнекті пайдаланамыз [1, 2.11].

Мұнда: $n_{a4} = n_4 = -1{,}94 \cdot n_{вщ}$; $K_4 = 3{,}85$; $n_{B4} = n_{Bм} = 0{,}4 \cdot n_{вщ}$; $K_1 = 1{,}12$; $K_2 = 1$; $K_3 = 1{,}33$; $K_5 = 4{,}85$.

Өрнекке бұл мәндерін қоя [1,2.11], аламыз

$$n_{BO4} = -(n_{a4} - n_{B4}) \cdot \frac{2}{\kappa_4 - 1} = -(-1{,}94 \cdot n_{вщ} - 0{,}4 \cdot n_{вщ}) \cdot \frac{2}{3{,}85 - 1} = 4{,}2 \cdot n_{вщ}$$

$\left|\frac{n_{B0}}{n_{вщ}}\right|$ 4 теңдеу үшін абсолюттік шама бойынша мәні 4 графикте аламыз.

Алтыншы ТДМ үшін 4-кестеде n_{Bo} анықтау үшін өрнекті пайдаланамыз [1, 2.13].

Мұнда: $n_{a6} = n_{вщ}$; $\kappa_6 = 1{,}63$; $n_{B6} = n_1 = 0$; $n_{c6} = n_3 = -0{,}6 \cdot n_{вщ}$.

Өрнекке бұл мәндерін қоя [1, 2.13], аламыз

$$n_{BO6} = (n_{a6} - n_{c6}) \cdot \frac{2 \cdot \kappa_6}{\kappa_6^2 - 1} = (n_{вщ} + 0{,}6 \cdot n_{вщ}) \cdot \frac{2 \cdot 1{,}63}{1{,}63^2 - 1} = 3{,}15 \cdot n_{вщ}$$

Жетінші ТДМ үшін 4-кестеде n_{Bo} анықтау үшін өрнекті пайдаланамыз [1, 2.13].

Мұнда: $n_{a7} = n_{вщ}$; $\kappa_7 = 1{,}92$; $n_{c7} = n_4 = -1{,}94 \cdot n_{вщ}$; $n_{B7} = n_1 = 0$.

Өрнекке бұл мәндерін қоя [1, 2.13], аламыз

$$n_{BO7} = (n_{a7} - n_{c7}) \cdot \frac{2 \cdot \kappa_7}{\kappa_7^2 - 1} = (n_{вщ} + 1{,}94 \cdot n_{вщ}) \cdot \frac{2 \cdot 1{,}92}{1{,}92^2 - 1} = 1{,}64 \cdot n_{вщ}$$

Он бірінші ТДМ үшін 4-кестеде n_{Bo} анықтау үшін өрнекті пайдаланамыз [1, 2.11].

Мұнда: $n_{a11} = n_{вм} = 0{,}4 \cdot n_{вщ}$; $\kappa_{11} = 1{,}9$; $n_{c11} = n_2 = -0{,}23 \cdot n_{вщ}$;

$$n_{B11} = n_1 = 0.$$

Өрнекке бұл мәндерін қоя [1, 2.11], аламыз

$$n_{BO11} = -(n_{a11} - n_{c11}) \cdot \frac{2}{\kappa_{11} - 1} = -(0{,}4 \cdot n_{вщ} + 0{,}23 \cdot n_{вщ}) \cdot \frac{2}{1{,}9 - 1} = -1{,}37 \cdot n_{вщ}$$

Он екінші ТДМ үшін 4-кестеде n_{Bo} анықтау үшін өрнекті пайдаланамыз [1,2.13].

Мұнда: $n_{a12} = n_3 = -0{,}6 \cdot n_{вщ}$; $\kappa_{12} = 1{,}54$; $n_{c12} = n_{вм} = 0{,}4 \cdot n_{вщ}$;

$$n_{B12} = n_1 = 0.$$

Өрнекке бұл мәндерін қоя [1, 2.13], аламыз

$$n_{BO12} = (n_{a12} - n_{c12}) \cdot \frac{2 \cdot \kappa_{12}}{\kappa_{12}^2 - 1} = (-0{,}6 \cdot n_{вщ} - 0{,}4 \cdot n_{вщ}) \cdot \frac{2 \cdot 1{,}54}{1{,}54^2 - 1} = -2{,}25 \cdot n_{вщ}$$

Он төртінші ТДМ үшін 4-кестеде n_{Bo} анықтау үшін өрнекті пайдаланамыз [1,2.13].

Мұнда: $n_{a14} = n_{вм} = 0{,}4 \cdot n_{вщ}$; $\kappa_{14} = 1{,}5$; $n_{c14} = n_3 = -0{,}6 \cdot n_{вщ}$;

$$n_{B14} = n_2 = -0{,}23 \cdot n_{вщ}.$$

Өрнекке бұл мәндерін қоя [1,2.13], аламыз

$$n_{BO14} = (n_{a14} - n_{c14}) \cdot \frac{2 \cdot \kappa_{14}}{\kappa_{14}^2 - 1} = (0{,}4 \cdot n_{вщ} + 0{,}6 \cdot n_{вщ}) \cdot \frac{2 \cdot 1{,}5}{1{,}5^2 - 1} = 2{,}4 \cdot n_{вщ}$$

Он бесінші ТДМ үшін 4-кестеде n_{Bo} анықтау үшін өрнекті пайдаланамыз [1,2.13].

Мұнда: $n_{a15} = n_4 = -1{,}94 \cdot n_{вщ}$; $\kappa_{15} = 2{,}86$; $n_{c15} = n_{вм} = 0{,}4 \cdot n_{вщ}$;

$$n_{B15} = n_2 = -0{,}23 \cdot n_{вщ}.$$

Өрнекке бұл мәндерін қоя [1,2.13], аламыз

$$n_{BO15} = (n_{a15} - n_{c15}) \cdot \frac{2 \cdot \kappa_{15}}{\kappa_{15}^2 - 1} = (-1{,}94 \cdot n_{вщ} - 0{,}4 \cdot n_{вщ}) \cdot \frac{2 \cdot 2{,}86}{2{,}86^2 - 1} = -1{,}86 \cdot n_{вщ}$$

Он сегізінші ТДМ үшін 4-кестеде n_{Bo} анықтау үшін өрнекті пайдаланамыз [1,2.13].

Мұнда: $n_{a18} = n_4 = -1{,}94 \cdot n_{вщ}$; $\kappa_{18} = 2{,}17$; $n_{c18} = n_1 = 0$;

$$n_{B18} = n_3 = -0{,}6 \cdot n_{вщ}.$$

Өрнекке бұл мәндерін қоя [1,2.13], аламыз

$$n_{BO18} = (n_{a18} - n_{B18}) \cdot \frac{2 \cdot \kappa_{18}}{\kappa_{18}^2 - 1} = (-1{,}94 \cdot n_{вщ} + 0{,}6 \cdot n_{вщ}) \cdot \frac{2 \cdot 2{,}17}{2{,}17^2 - 1} = -1{,}57 \cdot n_{вщ}$$

Он тоғызыншы ТДМ үшін 4-кестеде n_{Bo} анықтау үшін өрнекті пайдаланамыз [1,2.13].

Мұнда: $n_{a19} = n_4 = -1{,}94 \cdot n_{вщ}$; $\kappa_{19} = 3{,}29$; $n_{c19} = n_2 = -0{,}23 \cdot n_{вщ}$;

$$n_{B19} = n_3 = -0{,}6 \cdot n_{вщ}.$$

Өрнекке бұл мәндерін қоя [1,2.13], аламыз

$$n_{BO19} = (n_{a19} - n_{B19}) \cdot \frac{2 \cdot \kappa_{19}}{\kappa_{19}^2 - 1} = (-1{,}94 \cdot n_{вщ} + 0{,}6 \cdot n_{вщ}) \cdot \frac{2 \cdot 3{,}29}{3{,}29^2 - 1} = -0{,}9 \cdot n_{вщ}$$

Негізгі шектеулердің бірі ПБҚ-ның схеман құрастыруы үшін ТДМ-ді таңдауда машинаның ағымында, тап қалған қызмет мерзімінің подшипник түйіндерінің нормалы жұмысының шартына қанағаттандыруы керек болатын сателиттердің n_{Bo} ның шекті салыстырмалы айналу жиілігі болып табылады.

Сателиттердің сериялы домалау мойынтіректері үшін қолданылатын n_{Bo} ның сақиналарының салыстырмалы айналу жиілігі жүктемемен 6000 мин - 1ге дейін жібереді, жүктемесіз - 10000 мин - 1ге дейін. Сондықтан, ТДМ-ның кинематикасының 6000 мин - 1 теңдеуіне n_{Bo} ның жанында ары қарай зерттеу үшін жарамды болып есептеледі, 6000 болғанда 10000 мин - 1 шартты жарамды, 10000 мин n_{Bo} ның жанында 10000 мин - 1-жарамсыз.

Егер оларды сателиттердің максимал салыстырмалы айналу жиіліктерімен берілуде жүктемесіз жұмыс істесе шартты жарамды ТДМ-дар қолданылады. ПБҚ-ның схемасын құрастыруы тек қана содан кейін мүмкін, тетік жүктік орнату.

N вщ = 2000 мин - 1-ші жетекші белдіктің айналу жиілігі ПБҚ зерттелетін схемалар үшін. Сонда жарамды теңдеулер болып табылады 7, 11, 12, 14, 15, 18 және 19 (4-график және 6. 1-кесте).

Ізделіп отырған схемада ПБҚ төрт ТДМ ды қосуы керек, ол өйткені беріліс сандармен төртінші берілісті алу қамтамасыз етуі керек $u_p \neq 1$.

3.12 Теңдеулердің топтарын құрастыру

Жарамды кіретін жеті теңдеулерден 7, 11, 12, 14, 15, 18 және 19 жарамдысы, суреттейтін тиісті ТДМ дарда, топтағы төрт теңдеу бойынша әр түрлі комбинациялар құрауы керек, ПБҚ ды дағы беріліс саны төрте беріледі $u_p \neq 1$:

$$C_7^4 = \frac{7 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 4}{4!} = 35$$

Демек, әрбір топтағы төртінші теңдеу бойынша теңдеулердің қайталамайтын топтары 35 құрауға болады. Болуы мүмкін теңдеулердің топтарының комбинациялары 4-ші кестеге келтірілген. Теңдеулер топтарының қосып жасалған қайталамайтын комбинацияларынан, орталық буындардың р+2 айналу жиіліктерінің әрқайсысына ең болмаса бір рет кездеспейтін топ ақауын іріктейміз. Демек, теңдеулердің әрбір тобында ПБҚ ның схемасының құрастырулары тап қалған беріліс сандармен үшін, тежеу буындарының айналу жиілігі, сонымен бірге жетекші $n_{вщ}$ буындардың және жетектегі $n_{вм}$ ның айналу жиілігімен қатысуы керек.

Кесте 5 – Болуы мүмкін теңдеулердің топтарының комбинациялары

7.11.12.14	7.11.12.15	7.11.12.18	7.11.12.19	7.11.14.15
7.11.14.18	7.11.14.19	7.11.15.18	7.11.15.19	7.11.12.15
7.11.14.15	7.12.14.18	7.12.14.19	7.12.14.15	7.12.15.18
7.12.15.19	7.12.18.19	7.14.15.18	7.14.15.19	7.12.14.18
7.12.15.18.	7.15.18.19	7.14.18.19	11.12.15.19	11.12.18.19
11.14.15.19	11.14.18.19	11.12.15.18	11.12.14.18	11.12.14.15
11.12.15.19	11.12.15.18	11.12.14.15	11.12.14.19	11.15.18.19

Егер мәні бойынша жақындау, жеткілікті теңдеулердің тобын мәні бойынша құрайтын планетарлық тетіктерге мінездеме болса, тығыз конструкциядан астам ПБҚ пайда болады. Сондықтан ПБҚ ның құрылымдық схемалары мінездемесіне (кесте 5) бірлікке аспайтын айырмашылығы болатын теңдеулердің топтарын, тек қана сол үшін саламыз. Бұл теңдеулердің топтары 4 кестеге (13 топтар) астын сызуы, жуан шрифтпен ерекшеленген.

4.13 ТДМ және ПБҚ құрылымдық схемаларын құрастыру

ТДМ ның 7 кинематикасының жарамды теңдеуі 3 кестеден қарап шығамыз:

$$n_{вщ} + 1{,}92 \cdot n_3 - 2{,}92 \cdot n_1 = 0$$

Осы теңдеуде күн тісті донғалағы $n_{вщ}$, циклдік тісті доңғалағының айналу жиілігімен жетекші сырық болып табылады n_2, айналу жиілігі бар тежеу сырығы жүргізді.

ТДМ ның 7 кинематиканың теңдеуі үшін құрылымдық схеманы 5 графике 3 кестеге көшіреміз. Қалған жарамды теңдеулер үшін құрылымдық схемаларды сол сияқты топтаймыз және 3 кестеге көшіреміз. Әрбір сырық құрылымдық сұлбаға, сонымен бірге индекске шартын қоямыз (1, 2, 3, 4) тежеу сырығымен (вщ) жетекші немесе (вм) жетектегі білікпен бұл сырық жалғасады.

(5-кесте) теңдеулерінде ерекшеленген 13 топтарынан ПБҚ 2-ші сурет келтірілген, 6 құрылымдық схемалары құрастырудың сәті түсті.

ПБҚ ның құрылымдық схемасының таңдап өндіріп аламыз:

– машинадағы ПБҚ бойынша құрастырылымдар талаптардың қамтамасыз ету;

– біліктердің ең төменгі қабаттылығы бойынша;

– тікелей хабар мен қосындылар үшін байластыратын фрикционды амалдарын ұтымды қою;

– ПБҚ максимал ПӘКі бойынша қамтамасыз ету.

Құрастырылым талаптары. ПБҚ жетекші және жетектегі біліктернің өзара орналастырылу өте орынды, трансмиссияның құрастырылымын қабылданған ортақ сұлбаға тәуелді болады. Трансмиссияның құрастырылымдары талаптарда жетекші және жетектегі біліктерді өстес орналастыруы бар сұлбаларды қанағаттандырады, яғни 6, 23, 18, 8 және 22 2-ші сурет. Сұлбалардағы дегенмен 18, 8 және 22 барлық берілулерде ПБҚ жұмысын қамтамасыз ету мүмкін емес, сондықтан ары қарай қарастыру үшін сұлба 6 және 23 қабылдаймыз.

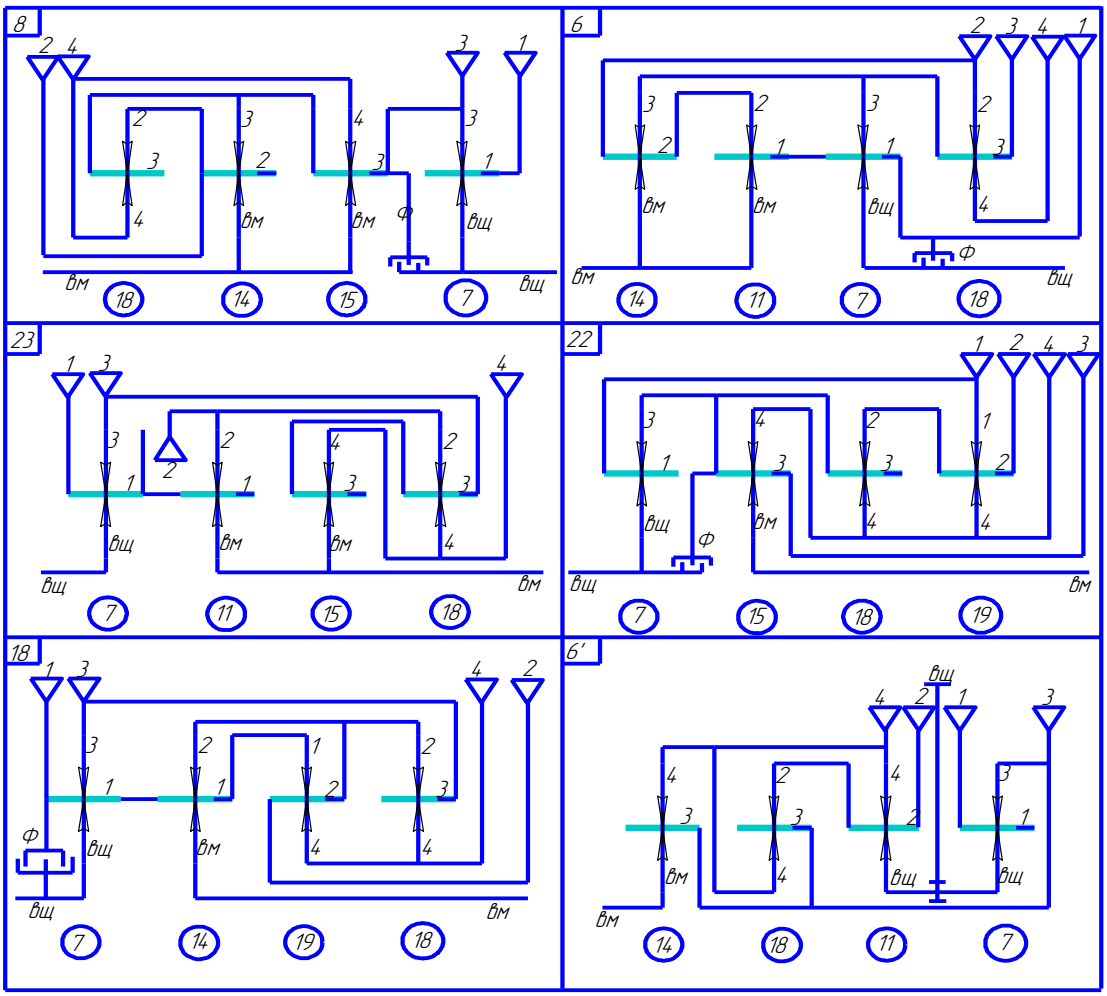
Байластыратын фрикционды қою. Байластыратын фрикциондағы ең кіші есептің моменті (1-ші сурет) ОКП ПБҚ ға сәйкес төртінші берілудің тежеу сырығының жетекші сырықтың бейтараптағы жанында пайда болады:

$$M_{ф\min} = M_{вщ} \cdot \frac{оа}{ам} = M_{вщ} \cdot \frac{28}{50} = 0{,}54 \cdot M_{вщ}$$

6, 23, 18, 8 және 22 мұндай бітеу сұлбаларды ары қарай талдауы үшін қалған орындау мүмкін емес (2-ші сурет).

Байластыратын фрикционның есептік моменттері 6, 23 ең кішісі сұлбада бірінші берілуді (1) тежеу сырығы (вщ) жетекші сырықтың бекіту жанында пайда болады. Байластыратын фрикционды бұл жерде есепті момент

$$M_{ф\min} = M_{вщ} \cdot \frac{оа}{ав} = M_{вщ} \cdot \frac{50}{83} = 0{,}6 \cdot M_{вщ}$$



Сурет 14 – ПБҚ ның структуралық сұлбасы

Кез-келген қосылған берілуде ПБҚ ның ПӘК тің анықтауын ортақ әдістеме келесі кезеңдердің түрінде келтірілген:

1 ТДМ ның кинематикасы ПБҚ кинематикалық сұлбасы бойынша теңдеулерді қолданып (2.19-шы өрнекті қара) берілуге u_p кинематикалық р беріліс санды анықтаймыз;

2 [1, 2.21] өрнек бойынша қасында x_i у η_0 дәреженің көрсеткіштерінің таңбаларын анықтаймыз;

3 [1, 2.20] өрнек бойынша берілуге р ға күш беретін беріліс санды анықтаймыз;

4 [1, 2.18] өрнек бойынша ПБҚ ПӘК ті анықтаймыз η_p берілуге р ға.

5 қабылдаймыз өте екінші n_2 нің айналу жиілігі бар тежегіш сырығының тоқтатуында жүзеге асырылатын беріс болуға жиі қолданылатын.

ПБҚ ның кинематикалық беріліс санының аналитикалық анықтауы.

ПБҚ ның құрылымдық сұлбасында (жүктелген) жұмыс істейтін планетарлық қатарларда қаралатын берілулерінде ерекшелейміз. Ең болмаса

еркін қатарлары жүктелген бр катар.

Сұлбада (2-ші сурет) 23 қасында еркін жүргізілген төртінші беріс өшірілген (4) тежеуішпен бірлескен 18-ші планетарлық қатар жүктеген. Планетарлық қатарлар 7, 11 және 14 жүктелген.

– Әрбір (жүктелген) жұмыс істейтін планетарлық қатар үшін кинематиканың қатарына мінездемесі арқылы бейнеленген теңдеуін құраймыз (2.4) өрнек. (2-ші сурет) 7, 11 және 14 планетарлық қатарлардың кинематиканың теңдеулері үшін біздің жағдайда сияқты болады:

$$n_{a14} + \kappa_{14} \cdot n_{c14} - (1 + \kappa_{14}) \cdot n_{в14} = 0$$

$$n_{a11} + \kappa_{11} \cdot n_{c11} - (1 + \kappa_{11}) \cdot n_{в11} = 0$$

$$n_{a7} + \kappa_{7} \cdot n_{c7} - (1 + \kappa_{7}) \cdot n_{в7} = 0$$

– Байланыстың теңдеуін құраймыз. Байланыстың теңдеулері негізде кинематикалық немесе (2-ші сурет) ПБҚ ның құрылымдық 6 шы сұлбасын құраймыз. ПБҚ көрсетілген сұлбалардан не шығады:

$n_{в7} = n_{в11}$; $n_{a7} = n_{вщ}$; $n_{a11} = n_{a14} = n_{вм}$; $n_{c14} = n_{c7} = n_{в18}$; $n_{в14} = n_{c11} = n_{c18} = 0$.

– Кинематика теңдеулер және жетекші және жетектегі біліктермен сабақтас барлық сырықтардың айналу жиілігінің байланыстарында $n_{вщ}$ және $n_{в}$ ге ауыстырылады. [1, 2.22] кинематика теңдеудің нәтижесінде түрлермен қабылдайды:

$$n_{вм} + \kappa_{14} \cdot n_{c14} = 0$$

$$n_{вм} - (1 + \kappa_{11}) \cdot n_{в11} = 0$$

$$n_{вщ} + \kappa_{7} \cdot n_{c7} - (1 + \kappa_{7}) \cdot n_{в7} = 0$$

– Екінші берілісте ПБҚ ның беріліс санын анықтаулары үшін теңдеулердің жүйесін шешеміз [1,2.23]. [1, 2.2,3] теңдеулерінде алынған жүйелерін, екінші және үшінші теңдеулерден бастапқыда анықтаймыз.

$$n_{вм} = (1 + \kappa_{11}) \cdot n_{в11} \tag{3.10}$$

$$n_{вм} = -\kappa_{14} \cdot n_{c14} \tag{3.11}$$

Сондықтан $n_{в11} = n_{в7}$ и $n_{с14} = n_{с7}$, бұл теңдеулерді теңдестіріп аламыз

$$(1+\kappa_{11}) \cdot n_{в7} = -\kappa_{14} \cdot n_{с7}$$

$$n_{в7} = -\frac{\kappa_{14} \cdot n_{с7}}{1+\kappa_{11}} \tag{3.12}$$

Жинағы:

$$u_2 = \frac{n_{вщ}}{n_{вм}} = \frac{(\frac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7) \cdot n_{с7}}{\kappa_{14} \cdot n_{с7}} = \frac{\frac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}} \tag{3.14}$$

– 4 кестеден алған теңдеулерінде істелінген аналитикалық есептулерін тексерулері үшін, планетарлық қатарлардың мінездемелерінің мәнін қоямыз $\kappa_7 = 1{,}92;\ \kappa_{11} = 1{,}92;\ \kappa_4 = 1{,}5$. Нәтижесінде аламыз:

$$u_2 = \frac{\frac{1+1{,}92}{1+1{,}9} \cdot 1{,}5 + 1{,}92}{1{,}5} = 2{,}02$$

Алынған өрнек u_2 тапсырмаға тең, өрнектің қорытындысы бәріде дұрыс орындалған.

Дәреже көрсеткіштерінің таңбаларын анықтауы x_i b η_0.

Құрылымдық 5 сұлба ПБҚ өрнегі үшін сәйкес [1,2.25],

$$u_2 = \frac{\frac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}} \tag{3.15}$$

Өрнекті пайдаланамыз [1,2.21],

$$x_7 = Sign\frac{\kappa_7 \cdot \partial u_2}{u_2 \cdot \partial \kappa_7} = Sign\frac{\kappa_7}{\dfrac{\dfrac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}}} \cdot \frac{\partial\left[\dfrac{\dfrac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}}\right]}{\partial \kappa_7} =$$

$$= Sign\frac{\kappa_7}{\dfrac{\dfrac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}}} \cdot \left[\frac{1+\kappa_{11}}{(1+\kappa_{11})^2} + \frac{1}{\kappa_{14}}\right] = +1$$

Сол сияқты анықтаймыз

$$x_{11} = Sign\frac{\kappa_{11} \cdot \partial u_2}{u_2 \cdot \partial \kappa_{11}} = Sign\frac{\kappa_{11}}{\dfrac{\dfrac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}}} \cdot \frac{\partial\left[\dfrac{\dfrac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}}\right]}{\partial \kappa_{11}} =$$

$$= Sign\frac{\kappa_{11}}{\dfrac{\dfrac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}}} \cdot \left[\frac{0-(1+\kappa_7)}{(1+\kappa_{11})^2} + 0\right] = -1$$

$$x_{14} = Sign\frac{\kappa_{14} \cdot \partial u_2}{u_2 \cdot \partial \kappa_{14}} = Sign\frac{\kappa_{14}}{\dfrac{\dfrac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}}} \cdot \frac{\partial\left[\dfrac{\dfrac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}}\right]}{\partial \kappa_{14}} =$$

$$= Sign\frac{\kappa_{14}}{\dfrac{\dfrac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}}} \cdot \left[0 + \frac{0-\kappa_7}{\kappa_{14}^2}\right] = -1$$

Екінші берісте күш беретін беріліс санын өрнек бойынша анықтаймыз [1,2.20]. Онда 5-ші структуралық сұлбасын аламыз

$$u_2^* = \frac{\dfrac{1+\kappa_7 \cdot \eta_0^{X_7}}{1+\kappa_{11} \cdot \eta_0^{X_{11}}} \cdot \kappa_{14} \cdot \eta_0^{X_{14}} + \kappa_7 \cdot \eta_0^{X_7}}{\kappa_{14} \cdot \eta_0^{X_{14}}} = \frac{\dfrac{1+1{,}92 \cdot 0{,}96^{+1}}{1+1{,}9 \cdot 0{,}96^{-1}} \cdot 1{,}5 \cdot 0{,}96^{-1} + 1{,}92 \cdot 0{,}96^{+1}}{1{,}5 \cdot 0{,}96^{-1}} = 1{,}88$$

2 берілісте ПӘК анықтау. ПКП 5 структуралық схема үшін

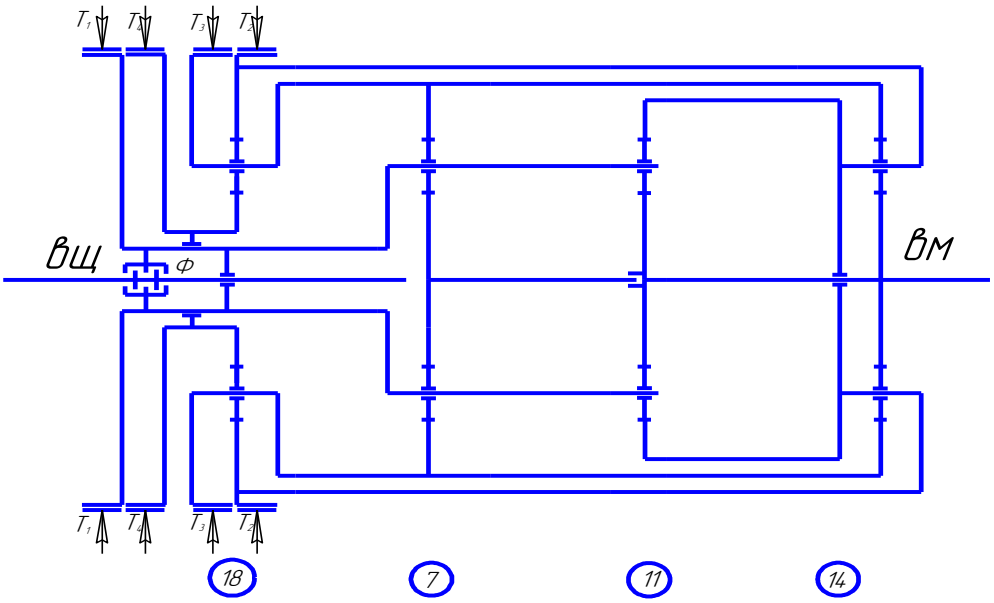
$$\eta_2 = \frac{u_2^*}{u_2} = \frac{1{,}88}{2{,}02} = 0{,}931$$

15 суретте құрлымдық сұлба 6 бойынша орындалған ПБҚ кинематикалық сұлбасы келтірілген. Т1 тежегіші бірінші берілісті қосады. Бұл жағдайда жүктеме астында 7,11 және 14 планетарлық қатарлары жұмыс атқарады.

Т2 тежегіші екінші берілісті қосады. Бұл жағдайда жүктеме астында 7,11 және 14 планетарлық қатарлары жұмыс атқарады.

Т3 тежегіші үшінші берілісті қосады. Бұл жағдайда жүктеме астында 7,11 және 14 планетарлық қатарлары жұмыс атқарады.

Т4 тежегіші төртінші берілісті қосады. Бұл жағдайда жүктеме астында 7,11,14 және 18 планетарлық қатарлары жұмыс атқарады. Ф фрикционды (тік) берілісті іске қосады.



Сурет 15 – ПБҚ кинематикалық сұлбасы

Сайып келгенде, өте тиімді оның кинематикалық сұлбаларында ПБҚ ның синтездеу әдісін пайдалана таңдаймыз.

4.14 Планетарлы қорап берілісіндегі тісті берілістер санын анықтау

Тісті берілістерге жататын ТДМ да тістегеріш тістерінің санын өз еркінше тағайындауға болмайды, себебі ең алдымен олардың орталық түйіндерінің айналу өстерінің әйкес келуін қамтамасыз ету қажет. Сонымен қатар, бірнеше сателитің бар болу кезінде, механизімдерді жинау мүмкіндігін және де бір қарат сателиттердің бір-біріне жанасуын болдырмауды қамтамасыз ету қажет. Соның негізінде ТДМ нің кішкене тістегеріштің тіс саны, тіс аяғының жонылу ықтималдылығын шектеуі тиіс сондықтан ТДМ тітістегеріш тістерінің санын таңдаған кезде көршілестік және жинау біліктестік шартарының ескерілуін бақылаған жөн.

Біліктестік шарты. Бұл шартың орындалуы ТДМ орталық тісті сақиналарының біліктестілігін қамтамасыз етеді. Тістегеріштердің аралас ілмектілігіне бір текті ТДМ ның ПБҚ сұлбаларында кең тараған және шағын біліктестілік шарты келесі түрде жазылады:

$$m\,Z_c = mZ_a + 2\,m\,Z_{B0}, \qquad (3.16)$$

Мұнда, m – ілмек модулі; Z_c, Z_a, Z_{B0}- эпицикілге, сатилитке және күн тістегерішіне сәйкес тістердің саны.

Барлық тістегеріштердің модулі бірдей болғандықтан,

$$Z_c=Z_a+2Z_{Bo}. \qquad (3.17)$$

[1,2.29] біліктестілік шартынан тістер санын таңдау кезінде, маңызды тәжрибелік ереже келіп шығады: олардың айырымы жұп шама болу үшін, күн тістегеріші және эпецикілдің тіс сандары жұп немесе тақ мәнге ие болуы шарт. Керісінше жағдайда сателиттердің тіс сандары түбір түрінде болады.

Жинау шарттары. Бұл шар ТДМ ның жинау мүмкіндіктерін, яғни орталық тісті сақиналардың сателиттерімен бір уақытта ілінісуін анықтайды.

Эпецикілмен С және күн тістегерішімен а бір уақытта ілінісі болатын сателитті В бар аралас баланысқан тіс тегерішті ТДМ [1, сурет. 2.1, а], мысалы ретінде қарастырайық. Ол мына шарт орындалған кезде ғана мүмкін болады.

$$\frac{Z_c + Z_м}{d} = \gamma, \qquad (3.18)$$

Мұндағы d- сателиттер саны; γ- кезкелген бүтін сан.

Сондықтан аралас іліністі тістегеріші бар бір тәжді ТДМ ді жинау шарты. Күн тістегеріші мен эпецикілдің тістерінің сан жиынтығы сателит сандарына қарағада ықшам болу керектігіне негізделеді. Көршілестік шарты. Бұл шартың орындалуы, май барбатажына қуаттың шамадан тыс жұмсалуын және сателиттердің бір-біріне жанасуын шектеиді (екі көршілес стелиттерінің тістерінің биіктіктер арасындағы саңылау 3...5 2мм ден болуы тиіс)

Көршілестік шартын көбінесе графикалық түрде тексереді. 3…5мм ден артық өлшемі бар сателиттің тістерінің биіктіктері арасындағы саңылауды қамтамассыз ету үшін, олардың бастапқы дөңгелектенген пішімі арасындағы саңылаудың планетарлы қатардың аз өлшемді тіс тегерішінің бастапқы дөңгелегінің диаметірі 0,02-ден төмен болмауы қажет екендігі бекітілген.

Тістер санын таңдауды, олардың тістер саны 12-14 тен кем емес болатын аз өлшемді тіс тегеріштен бастаған жөн. Соның арқасында Z_{mn} =12-14, ол тіс аяақтарының жонылу ықтималдылығын шектейді.

Қатар сипаттамасына тәуелді бір тәжді сателиттер [1, сур. 2.1, а] мен тістегеріштің аралас ілінісуі бар ТДМ де тістерінің саны ең азы сателит немесе күн тіс тегеріші болып табылады.

Егер планетарлы қатардың сипаттамасы к > 3, болса онда Z_{min} –күн тістегерішіне тиесілі болады. Онда жинау шартынан мыналар шығады [1,2.30]

$$Z_a = \frac{d\gamma}{1+k}. \tag{3.19}$$

Егер к < 3, онда Z_{min} – сателитте тиесілі. Онда біліктестілік шартынан

$$Z_{B0} = \frac{Z_a(k-1)}{2}. \tag{3.20}$$

Z_a ны [1,2.31] теңдігінен [1,2.32], теңділігіне қоя отырып мынаны аламыз

$$Z_{B0} = \frac{k-1}{k+1} \cdot \frac{d\gamma}{2}. \tag{3.21}$$

к=3 кезінде күн тіс тегеріші мен сателиттің тіс сандары бірдей болады және олардың анықтамаларын [1,2.31] немесе [1,2.33] теңдіктерінен алуға болады.

15 суретте көрсетілген 6 ПКБ сұлбасын қарастырайық.

ПБҚ сұлбасына кіретін ТДМ құрылысының қажетті қарапайымдылығын қамтамассыз ету үшін, оның барлық төрт қатары үшін сатетиттерінің санын - d=3 деп қабылдаймыз.

ПБҚ сұлбасына кіретін барлық төрт планетарлы қатарды тізбектей қарап шық.

Планетарлы қатар 7 үшін $к_7$=1.92. $\kappa_7 < 3$, болғандықтан [1,2.33], өрнегі бойынша γ=30, деп қабылдап, күн тістегерішінің тістер санын анықтаймыз:

$$Z_{a7} = \frac{\kappa_7 - 1}{\kappa_7 + 1} \cdot \frac{d \cdot \gamma}{2} = \frac{1{,}92 - 1}{1{,}92 + 1} \cdot \frac{30 \cdot 3}{2} = 14$$

Онда эпицикілдің саны

$$Z_{c7} = Z_{a7} \cdot \kappa_7 = 14 \cdot 1{,}92 = 28$$

Ал сателиттер тістер саны

$$Z_{BO7} = \frac{Z_{c7} - Z_{a7}}{2} = \frac{28-14}{2} = 7$$

Саның негізінде, планетарлы қатар сипатының дәлелденген мәні

$$\kappa_7 = \frac{Z_{c7}}{Z_{a7}} = \frac{28}{14} = 2$$

Планетарлы қатар 11 үшін κ_{11}=1,9. $\kappa_{11} < 3$, болғандықтан, [1,2.33], өрнегі бойынша γ=32, деп қабылдап, күн тістегерішінің тістер санын анықтаймыз.

$$Z_{a11} = \frac{\kappa_{11} - 1}{\kappa_{11} + 1} \cdot \frac{d \cdot \gamma}{2} = \frac{1{,}9-1}{1{,}9+1} \cdot \frac{32 \cdot 3}{2} = 15$$

Онда эпицикілдің тістер саны

$$Z_{c11} = Z_{a11} \cdot \kappa_{11} = 15 \cdot 1{,}9 = 29$$

Сателиттің тістер саны

$$Z_{BO11} = \frac{Z_{c11} - Z_{a11}}{2} = \frac{29-15}{2} = 7$$

Соның негізінде планетарлы қатар сипттамасын дәлелденген мәні:

$$\kappa_{11} = \frac{Z_{c11}}{Z_{a11}} = \frac{29}{15} = 1{,}93$$

Планетарлы қатар 14 үшін κ_{14}=1,5 $\kappa_{14} < 3$, болғандықтан [1,2.33], өрнегі бойынша γ=40, деп қабылдап, күн тіс тегерішінің тістер санын анықтаймыз:

$$Z_{a14} = \frac{\kappa_{14} - 1}{\kappa_{14} + 1} \cdot \frac{d \cdot \gamma}{2} = \frac{1{,}5 - 1}{1{,}5 + 1} \cdot \frac{40 \cdot 3}{2} = 12$$

Онда эпицикілдің тістер саны

$$Z_{c14} = Z_{a14} \cdot \kappa_{14} = 12 \cdot 1{,}5 = 18$$

Сателиттердің тістер саны

$$Z_{BO14} = \frac{Z_{c14} - Z_{a14}}{2} = \frac{18 - 12}{2} = 3$$

Соның негізінде планетарлы қатар сипаттамасының дәлелденген мәні:

$$\kappa_{14} = \frac{Z_{c14}}{Z_{a14}} = \frac{18}{12} = 1{,}5$$

Планетарлы қатар 18 үшін κ_{18}=2.17 $\kappa_{18} < 3$, болғандықтан [1,2.31], өрнегі бойынша γ=42, деп қабылдап күн тістегерішінің тістер санын анықтаймыз:

$$Z_{a18} = \frac{\kappa_{18} - 1}{\kappa_{18} + 1} \cdot \frac{d \cdot \gamma}{2} = \frac{2{,}17 - 1}{2{,}17 + 1} \cdot \frac{42 \cdot 3}{2} = 22$$

Онда эпицикілдің тістер саны

$$Z_{c18} = Z_{a18} \cdot \kappa_{18} = 23 \cdot 2{,}17 = 50$$

Ал сателлиттердің тістер саны

$$Z_{BO18} = \frac{Z_{c18} - Z_{a18}}{2} = \frac{50 - 22}{2} = 14$$

Соның негеізінде планетарлы қатар сипатамасының дәлелденген мәні

$$\kappa_{18} = \frac{Z_{c18}}{Z_{a18}} = \frac{50}{22} = 2{,}27$$

Планетарлы қатардың тістегеріш тістерінің таңдаған кезде 7, 11 және 18 қатарларының сипаттамасы елеулі түрде өзгермегендіктен, түзуді шектей отырып жиі қолданатын беріліс үшін ПБҚ ның беріліс саның мәнін анықтау қажет. Біздің жағдайда, тасмалдауда жиі қолданылады деп екінші берілісті таңдадық.

Онда [1,2.28], өрнегіне сәйкес ол үшін, кинематикалық беріліс санына дәлелденген мәні:

$$u_2 = \frac{\frac{1+\kappa_7}{1+\kappa_{11}} \cdot \kappa_{14} + \kappa_7}{\kappa_{14}} = \frac{\frac{1+2}{1+1{,}9} \cdot 1{,}5 + 2}{1{,}5} = 2{,}08$$

Ол шығыс $u_2 = 2$ мәнінен тек 0,4% ға ғана рекшеленеді.

Ескерту: беріліс қорабының планетарлы қатарының тістегеріш тістерінің санын таңдаған кезде, беріліс сандарын 3% ға дейін ғана түзетуге рұқсат беріледі.

Біздің жағдайда берілістің, жиі қолданылатын беріліс саны, рұқсат етілгендей 0,4% ға өзгереді. Соған сәйкес, планетарлы қатар тістегерішінің саны дұрыс таңдалған.

4.15 Планетары қорап берілісінің күштік сараптамасы

ПБҚ ның күштік сипатамасы максималды айналу моментін, жүктелетін фрикционды элементер мен планетарлы қораптардң тістегеріштерін анықтайды. Бұлар олардың келесі есептеулерін жүргізу үшін қажет.

Айналу моментері [1, сурет. 2.1] сәулелі тіс тістегеріштердегі $M_а$ абсаютті момент мөлшері, $M_в$ вадилода және $M_с$ эпицикілде мынадай теңсіздіктен байланысуы:

$$M_в = M_а(1+к); \quad (3.22)$$

$$M_с = M_а к; \quad (3.23)$$

$$M_в = M_с \frac{1+k}{k}. \quad (3.24)$$

Осы байланыстардың негізгі қасиетерін белгілейік:

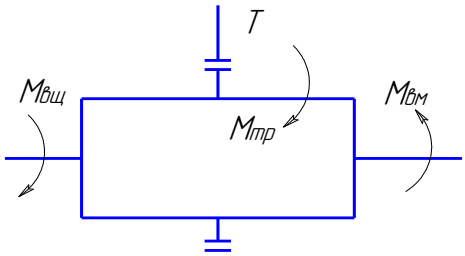
1 Олар кез-келген ТДМ жұмыс режимына әділетті(блоктау, үшінші түйінің тежеуімен,екі түйінің айналуы,жүктеме әсерімен барлық түйіндердің айналуы);

2 Егер бір түйінің моменті нөлге тең болса, онда қалған екі түйін де нолге тең болады және барлық ТДМ жүктелмеиді (бұл қасиет ПБҚ жүктелген қатарларын анықтағанда қолданылады);

3 Моменті біле тұра, бұл түйінге келтіріп қалған екі моменті анықтауға болады;

4 Бағыттары бойынша сәйкес келетін күн тістегеріш пен эпицикл моментері жүргізу моментеріне қарсы бағытталады және барлық ТДМ теңеледі.

Тежеу моментерін анықтау. Тежеу моментері ПБҚ ға қатысты алғанда беттік болып саналады. Сонымен қатар тежеу моментерінен басқа ПБҚ да $и_р \neq 1$ беріліс санын қосқанда , тағы сыртқы екі момент бар: оның жетекші $М_{вщ}$ және жетектелінетін $М_{вм}$ біліктерінде мәлім (4-сурет).



Сурет 16 – Сыртқы моменттердің сұлбасы, ПБҚ да екі еркіндік сатысымен әсер етеді.

Жүйенің тепе-теңдік шартын жазатын болсақ:

$$M_{вщ} + M_{Тр} - M_{вм} = 0,$$

Мұндағы $М_{Тр}$ - р берілісіндегі тежеуіштің үйкелу моменті.

$$М_{вм}=М_{вщ}\ u_р\ \eta_р\ , \qquad (3.25)$$

Қабылдай отырып

$$M_{Тр} = M_{вщ}(u_р \eta_р - 1). \qquad (3.26)$$

ПБҚ да шығындарды ескерсек (қателік 3%-тен аспайды), нәтижесінде

$$M_{Тр} = M_{вщ}(u_р - 1). \qquad (3.27)$$

[1,2.43] тежеуіштің моментін есептеуді анықтауға мүмкіндік береді, яғни кез-келген ПБҚ ның $u_р$ беріліс санымен анықтайды.

Анықталған ПБҚ-дағы барлық планетарлық қатардағы сәулелік тістегеріштердің моментерінің есептеуін анықтймыз (16 суретте), яғни оның

тежеуін және блоктау фрикционын қарастырамыз. Мұнда ПБҚ жұмысын барлық берілісте қарастыру қажет.

Бірінші беріліс. Жүктеме әсерімен планетарлы 7, 11 және 14 қатарлары жұмыс істейді.

Бірінші берілістің тежелу моментін есептеуде [1,2.43] мәні және осы қатарлар үшін байланыспен кинематика теңсіздігі бойынша анықтаймыз.

Онда $M_{m1} = M_{в7} = M_{в11} = M_{вщ} \cdot (u_1 - 1) = M_{вщ} \cdot (2{,}64 - 1) = 1{,}64 \cdot M_{вщ}$

Күн тістегеріште планетарлы 7, 11 және 14 қатарларында момент (16 суретте)

$$M_{a7} = M_{вщ}$$

$$M_{a11} = M_{a14} = \frac{M_{c14}}{\kappa_{14}} = \frac{1{,}64 \cdot M_{вщ}}{1{,}5} = 1{,}09 \cdot M_{вщ}$$

Екінші беріліс. Жүктеме әсерімен планетарлы 7, 11 және 14 қатарлары жұмыс істейді.

Екінші берілістің тежеу моментін есептеуде [1,2.43] мні және осы қатарлар үшін байланыспен кинематика теңсіздігі бойынша анықтайды.

Онда

$$M_{m2} = M_{в14} = M_{вщ} \cdot (u_2 - 1) = M_{вщ} \cdot (2{,}08 - 1) = 1{,}08 \cdot M_{вщ}$$

Күн тістегерішінде планетарлы 7, 11 және 14 қатарларында момнет (16 суретте)

$$M_{a7} = M_{вщ}$$

$$M_{a11} = M_{a14} = \frac{M_{14}}{1 + \kappa_{14}} = \frac{1{,}08 \cdot M_{вщ}}{1 + 1{,}5} = 0{,}43 \cdot M_{вщ}$$

Үшінші беріліс. Жүктеме әсерімен планетарлы 7, 11 және 14 қатарлары жұмыс істейді.

Үшінші берілістің тежеу моментін есептеуде [1,2.43] мәні және осы қатарлар үшін байланыспен кинематика теңсіздігі бойынша анықтаймыз.

Онда

$$M_{т3} = M_{в14} = M_{с7} = M_{вщ} \cdot (u_3 - 1) = M_{вщ} \cdot (1{,}67 - 1) = 0{,}67 \cdot M_{вщ}$$

Күн тістегеріште планетарлы 7, 11 және 14 қатарларында момент (16 суретте)

$$M_{а7} = M_{вщ}$$

$$M_{а11} = M_{а14} = \frac{M_{в14}}{1 + \kappa_{14}} = \frac{0{,}67 \cdot M_{вщ}}{1 + 1{,}5} = 0{,}27 \cdot M_{вщ}$$

Төртінші беріліс. Жүктеме әсерімен планетарлы 7, 11, 14 және 18 қатарлары жұмыс істейді.

Үшінші берілістің тежеу моментін есептейміз де [1,2.43] мәні және осы қатарлар байланыспен кинематика теңсіздігі бойынша анықтаймыз.

Онда

$$M_{т4} = M_{а18} = M_{вщ} \cdot (u_4 - 1) = M_{вщ} \cdot (1{,}28 - 1) = 0{,}28 \cdot M_{вщ}$$

Күн тістегеріште планетарлы 7, 11, 14 және 18 қатарларында момент (16 суретте)

$$M_{а7} = M_{вщ}$$

$$M_{а11} = M_{а14} = \frac{M_{с11}}{\kappa_{11}} = \frac{M_{а18} \cdot \kappa_{18}}{\kappa_{11}} = \frac{0{,}28 \cdot 2{,}27 \cdot M_{вщ}}{1{,}9} = 0{,}34 \cdot M_{вщ}$$

Бесінші беріліс. Ф блоктау фрикционы қосылған және жүктеме әсерімен планетарлы 7, 11 және 14 қатарлары жұмыс істейді.

$$M_{ф} = M_{в7} = M_{в11} = M_{а7} \cdot (1 + \kappa_7) = M_{вщ} \cdot (1 + \kappa_7) = M_{вщ} \cdot (1 + 2) = 3 \cdot M_{вщ}$$

$$M_{а11} = M_{а14} = \frac{M_{в11}}{1 + \kappa_{11}} = \frac{3 \cdot M_{вщ}}{1 + 1{,}9} = 1{,}3 \cdot M_{вщ}$$

Орындалған есептеулердің нәтижелері 6-кестеге енгізіледі.

ПБҚ элементеріне жүктеме

Кесте 6 – Барлық планетарлық қатардағы сәулелік тістегеріштердің моментерінің есептеуі

Берілістер	Моментің есептік бөлімі $M_{вщ}$ үшін								
	M_{T1}	M_{T2}	M_{T3}	M_{T4}	Ф	M_{a7}	M_{a11}	M_{a14}	M_{a18}
1	1,64	0	0	0	0	1	1,09	1,09	0
2	0	1,08	0	0	0	1	0,43	0,43	0
3	0	0	0,67	0	0	1	0,27	0,27	0
4	0	0	0	0,28	0	1	0,34	0,34	0,28
5	0	0	0	0	3	1	1,3	1,3	0

Беріліс қораптарының планетарлы қатарлар есептеулерін, 6-кестеде берілген моментер бойынша максималды жүктелетін моментермен орындау қажет.

ҚОРЫТЫНДЫ

Дипломдық жобаның конструкциялық бөліміне Ваз 2190 автокөлігінің беріліс қорабын планетарлы етип және оған ілініс муфтаны жобаладым.

Машинаның трансмиссиясыз қажетті қозғалыс жылдамдығынан шығатын беріліс санының біреуінде жүруші едік. Сондықтан, беріліс қорабы автоматтандырылғаның себебі механикадағыдай, автоматтың негізгі мақсаты – қозғалтқыштың кіру жылдамдықтарының тарылған аралығында жұмыс жасауына мүмкіндік беру және шығуда жылдамдықтардың кең аралығын алу.

Дипломдық жұмыста планетарлық беріліс қорабының есептеуінің негізгі бөлімдері қамтылған, беріліс қорабының кинематикалық және күштік есептеулері жүргізілген. Беріліс қораптарының әртүрлі түрлері мен техникалық деректердің талдауы қарастырылды. Әдеби-патенттік шолу жүргізілді, модернизацияның негізі ретінде өнертабыс патенті Планетарлық беріліс қорабы (патент RU2351818C2) қабылданды.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1 Шарипов В. М., Крумбольт Л. Н., Маринкин А. П. Планетарные коробки передач колесных и гусеничных машин./Под общ. ред. В. М. Шарипова.-М.: МГТУ «МАМИ», 2000.-142 с.

2 2.Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Т. 1. Учеб. Для вузов / Б.А. Афанасьев, Н.Ф. Бочаров, Л.Ф. Жеглов; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 488 с.

3 Справочник НИИАТ: 12 – е изд. переработанное. и доп. – М.: Транспорт, 1984. – 546 с.

4 Баженов С.П. Методические указания к курсовой работе по теории автомобиля и трактора для очной и очно-заочной формы обучения специальности «Автомобиле и тракторостроение»/ С.П. Баженов.– Липецк: ЛГТУ, 2001. – 35 с.

5 Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.

6 Анурьев А.Н. Справочник канструктора машиностроениея, Машиностроение, М.1999 г.

7 Анализ и синтез планетарных коробок передач колесных машин: Учебное пособие/ Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Г. И. Гладов, А. А. Купреянов; Под ред. Б. А. Афанасьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. 72 с.

8 Кирдяшев Ю. Н. Многопоточные передачи дифференциального типа. Л.: Машиностроение, 1981, 223 с.

9 Планетарные коробки передач/ В. М. Шарипов, Л. Н. Крумбольдт, А. П. Маринкин, Е. Л. Рыбин; Под общ. ред. В. М. Шарипова. – М.: МГТУ “МАМИ”, 2000. 137 с.

10 Шестопалов, С.К. Устройство, техническое обслуживание и ремонт легковых автомобилей: Учебник / С.К. Шестопалов. - М.: Академия, 2018. - 288 с.

11 Виноградов, В.М. Техническое обслуживание и ремонт шасси автомобилей: Учебник / В.М. Виноградов. - М.: Academia, 2018. - 719 с.

12 Вишняков Н. Н., Вахламов В. К., Нарбут А. А. и др. Автомобили. Основы конструкции. М., 1986.

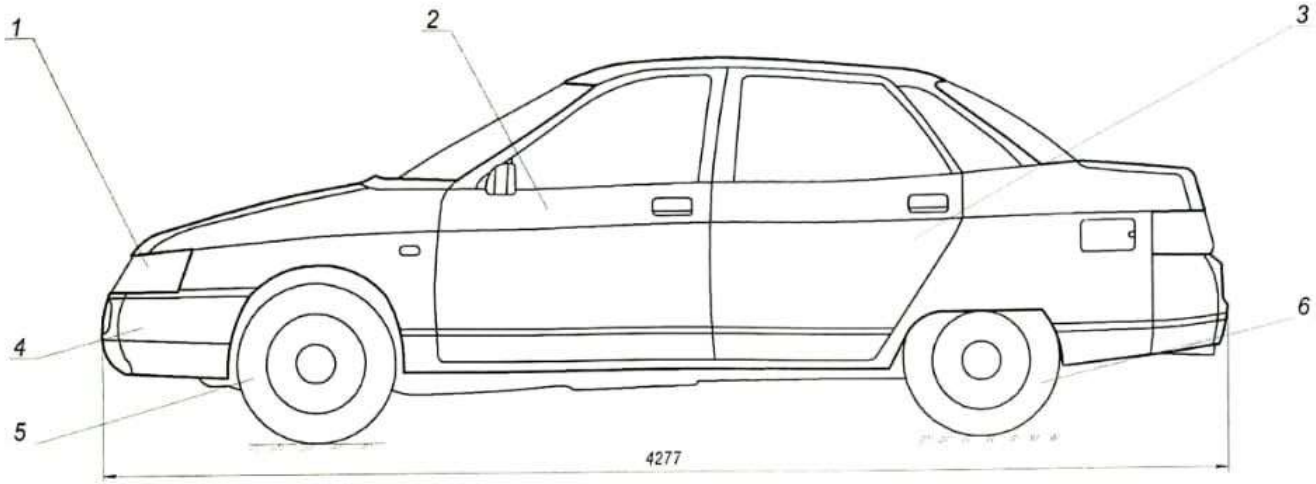
13 Вахзшмов В. К. Техника автомобильного транспорта. Подвижной состав и эксплуатационные свойства. М.: Издательский центр «Академия», 2004.

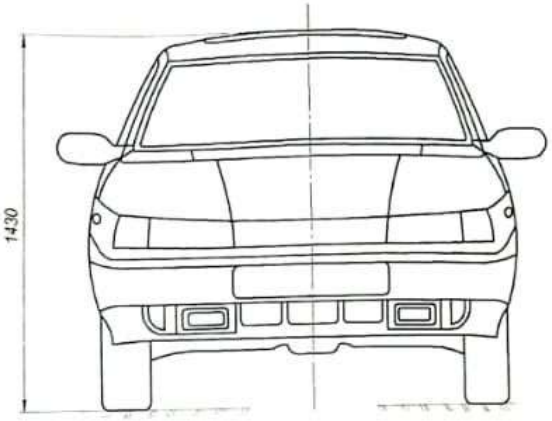
14 Скляр, Д. Ремонт и обслуживание автомобилей / Д. Скляр. - М.: Диалектика, 2018. - 528 с.

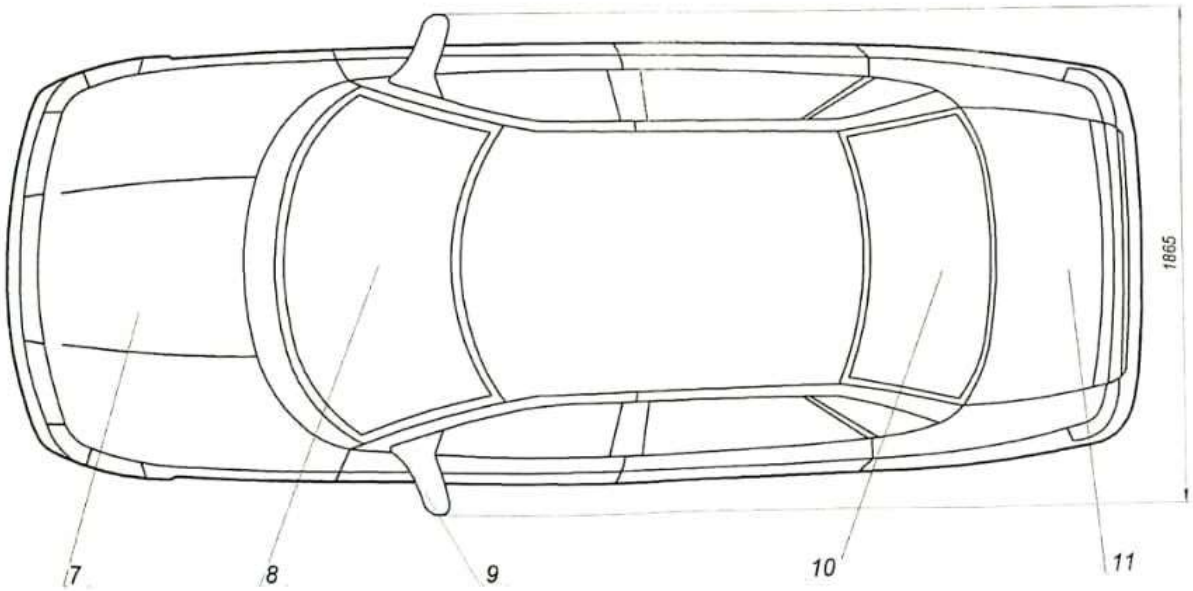
15 Епифанов, Л.И. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебное пособие / Л.И. Епифанов, Е.А. Епифанова. - М.: Форум, 2017. - 272 с.

16 Власов, В.М. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: Учебник / В.М. Власов. - М.: Академия, 2018. - 352 с.

ДЖ.АжТ 18 16 00 000ЖК





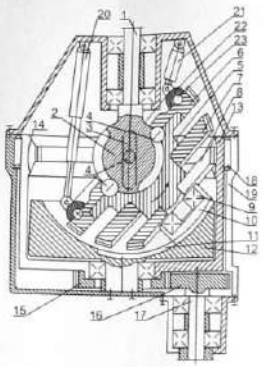


Техникалық сипаттама

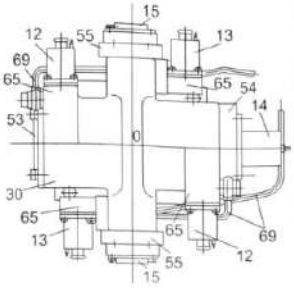
Шанақ түрі	седан
Автомобильдің толық массасы, кг	1160
Автомобильдің тиелген кездегі массасы, кг	1560
Дөңгелек формуласы	4x2
Қозғалтқыш түрі	бензинді
Максималды қуат, кВт/айн/мин	132, 3800
Максималды айналдырушы момент, Нм айн/мин	3800
Максималды жылдамдық, км/сағ	167
Жанармай бағының көлемі, л	43

				ДЖ.АжТ 18.16 00 000 ЖК	
				ВАЗ 2110 автомобилі жолы кезінде	Лист 1 / Парақтар 1 / Масштаб 1:10
					Сызбаны рәсімдеген / Тексерген

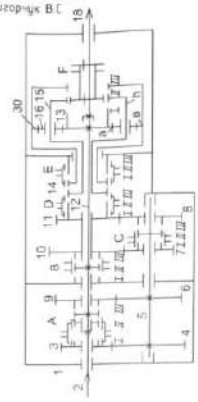
RU 2006722 F16H3/00
Планетарлы қорап беріліс
Варнашов В.М. Варнашов В.М.



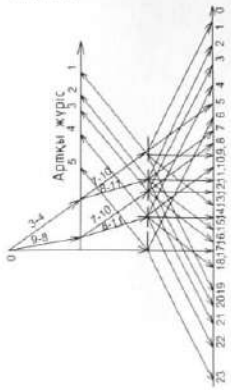
RU 2017034 F16H3/04
Механикалық сатылы қорап беріліс
Першин Н.Е. Топорков В.П.



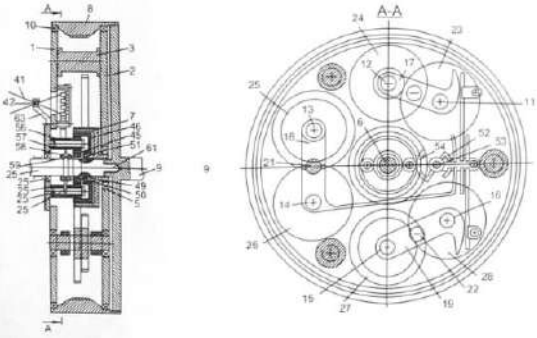
RU 2351818 F16H3/44
Беріліс қорабынын айналдыру моменті гидроусилителмен
Григорчук В.С.



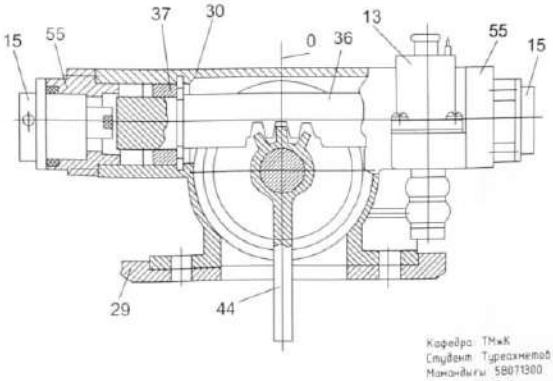
RU 2351818 F16H3/44
Беріліс қорабы
Акимов К.Т.



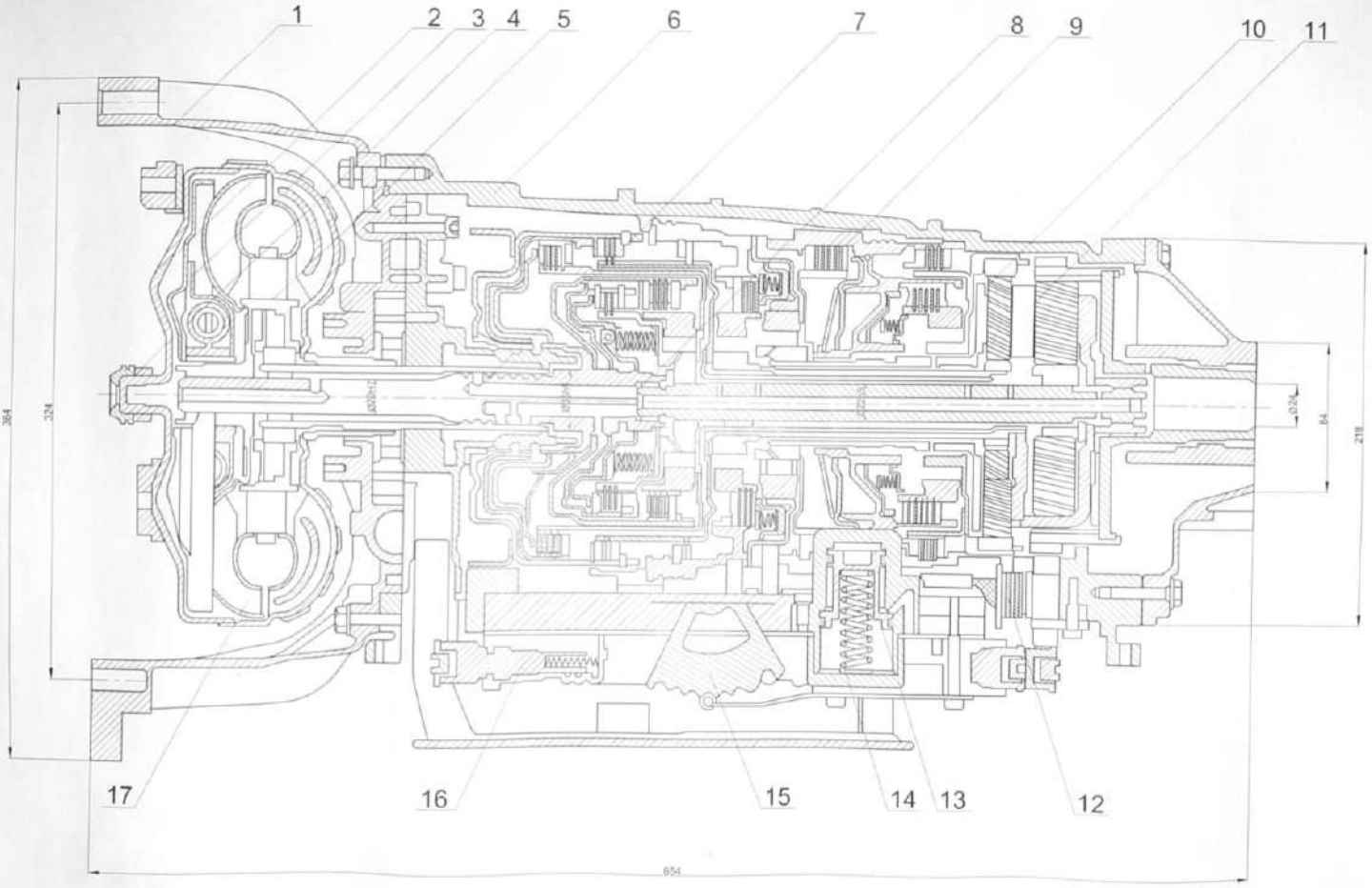
RU 2351818 F16H3/44
Планетарлы беріліс қорабы
Мытько А.Н. Регина В.В. және Егоров А.Н.



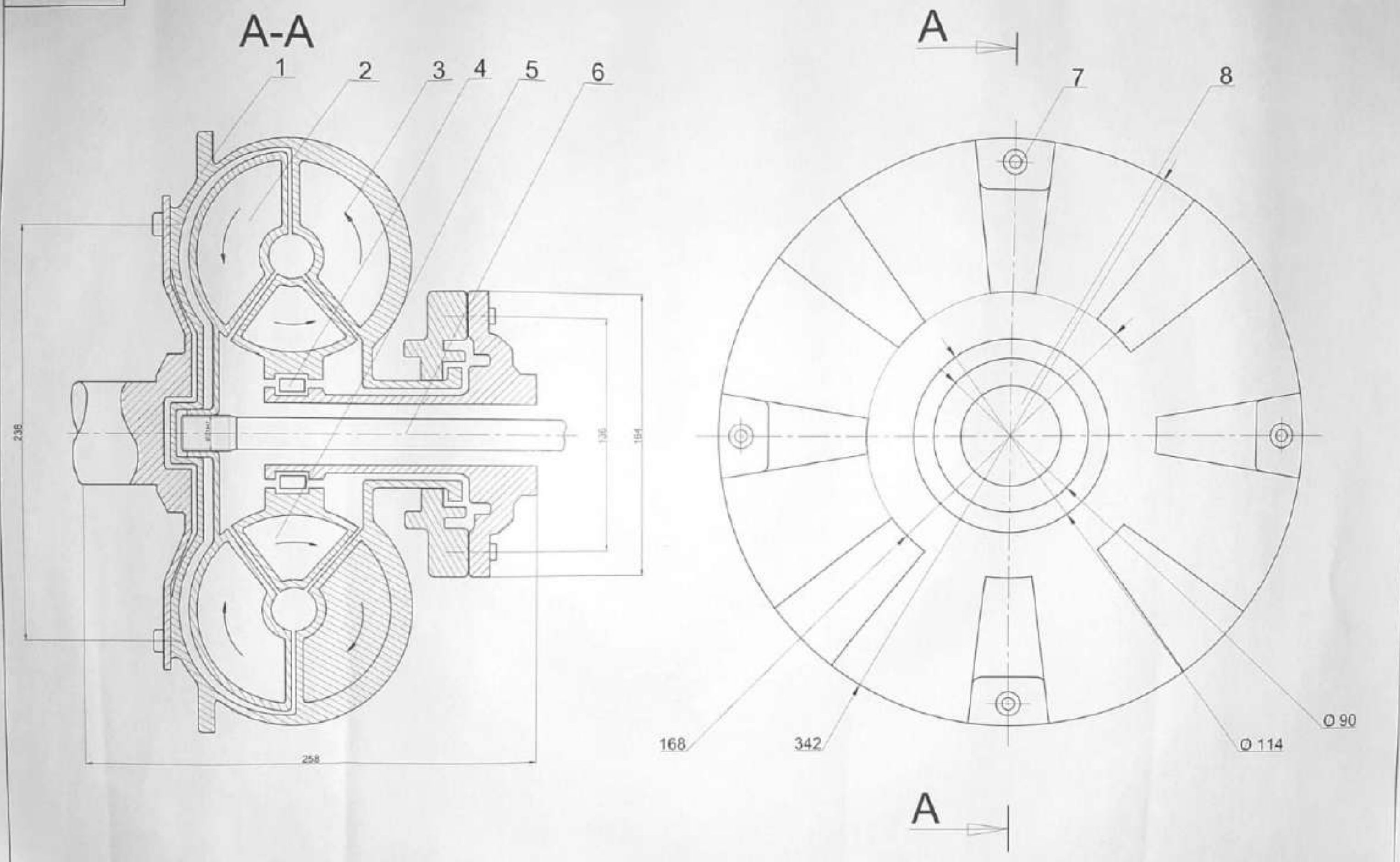
RU 2006362 B60K17/08
Беріліс қорабы
Некрасов В.И. Терехов А.С.



Кафедра: ТМжК
Студент: Турсахметов М.Ж.
Мамандығы: 5B071300
Тобы: АжТ-18-1к

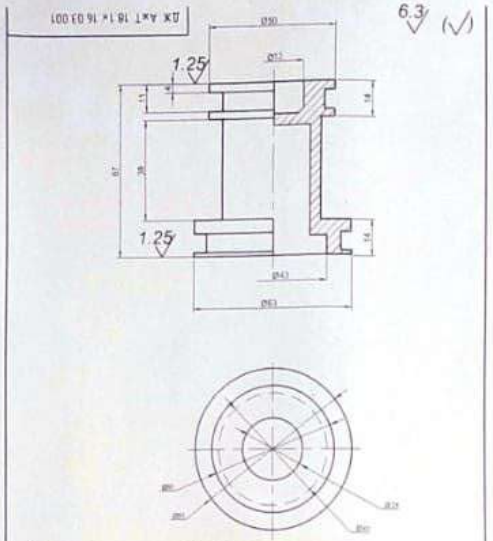


						ДЖ АжТ 18 1к 16 03 000 КС	
Разраб.	Гаевой И.					Корпус коробки	Лит.	Масса	Масштаб
Пров.	Дмитриев Г.								1:1
Т.контр.	Ананьев А.						Лист	Листов 1
Н.контр.	Ковальский А.						Учебный университет ТГУ кафедра
Утверд.	Ковальский А.						



ДЖ АжТ 18.1к 66.03.005 КС

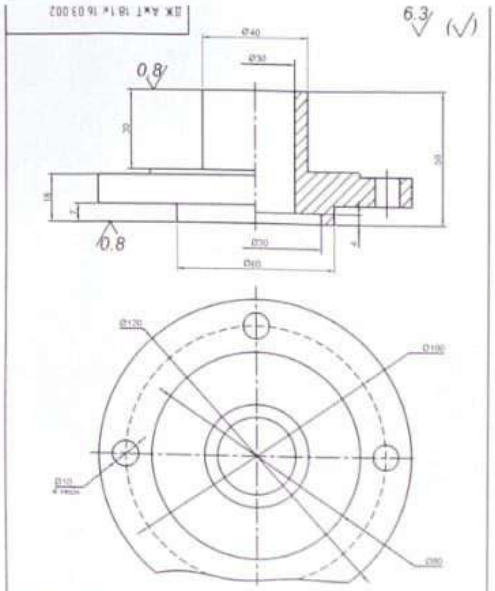
ДЖ АжТ 18.1к 16.03.001



Көрсетілмеген өлшемдердегі қайта айтарлық ауытқулары: санылау +t ,валда t /2,қалғандары +t /2 МЕСТ 25670-83 пен

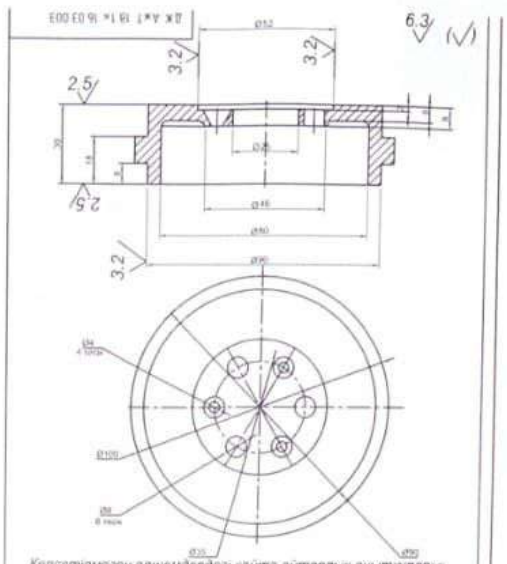
Өз.Бет	Қажан №	Қол	Күн	Стакан	Аянып	Масса	Масштаб
Сызған	дипломный №				0	0.25	1:2
Тексерді	оқытушы Г.К				Бет 5	Беттер 5	
Т.Бақыл					Сембаев университеті ТМК кафедрасы		
Н.Бақыл	Кенжаев Н			Болат 45 МЕСТ1050-88			
Бекітемін	Бортебаев						

ДЖ АжТ 18.1к 16.03.002



Өз.Бет	Қажан №	Қол	Күн	Жалғастырушы муфта	Аянып	Масса	Масштаб
Сызған	дипломный №				0	0.35	1:1
Тексерді	оқытушы Г.К				Бет 5	Беттер 5	
Т.Бақыл					Сембаев университеті ТМК кафедрасы		
Н.Бақыл	Кенжаев Н			Болат 45 МЕСТ1050-88			
Бекітемін	Бортебаев						

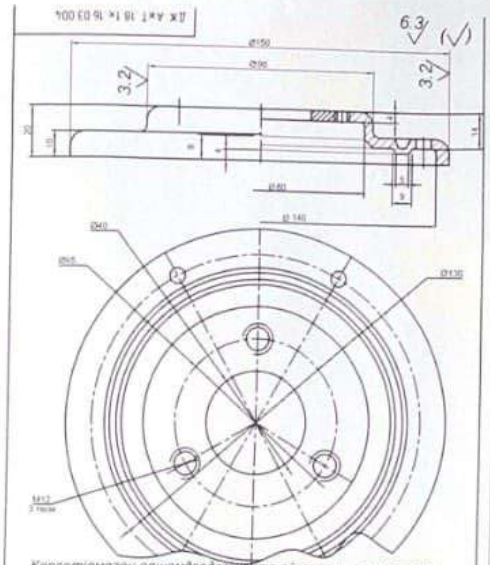
ДЖ АжТ 18.1к 16.03.003



Көрсетілмеген өлшемдердегі қайта айтарлық ауытқулары: санылау +t ,валда t /2,қалғандары +t /2 МЕСТ 25670-83 пен

Өз.Бет	Қажан №	Қол	Күн	Комбинирленген муфта	Аянып	Масса	Масштаб
Сызған	дипломный №				0	0.52	1:1
Тексерді	оқытушы Г.К				Бет 5	Беттер 5	
Т.Бақыл					Сембаев университеті ТМК кафедрасы		
Н.Бақыл	Кенжаев Н			Болат 45 МЕСТ1050-88			
Бекітемін	Бортебаев						

ДЖ АжТ 18.1к 16.03.004

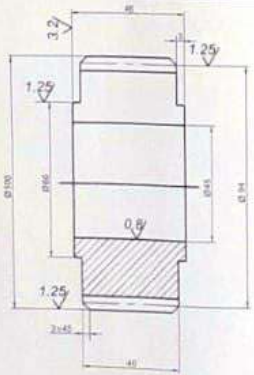


Көрсетілмеген өлшемдердегі қайта айтарлық ауытқулары: санылау +t ,валда t /2,қалғандары +t /2 МЕСТ 25670-83 пен

Өз.Бет	Қажан №	Қол	Күн	Қақпақ	Аянып	Масса	Масштаб
Сызған	дипломный №				0	0.758	1:1
Тексерді	оқытушы Г.К				Бет 5	Беттер 5	
Т.Бақыл					Сембаев университеті ТМК кафедрасы		
Н.Бақыл	Кенжаев Н			Болат 45 МЕСТ1050-88			
Бекітемін	Бортебаев						

ДЖ АжТ 18.1к 16.03.005

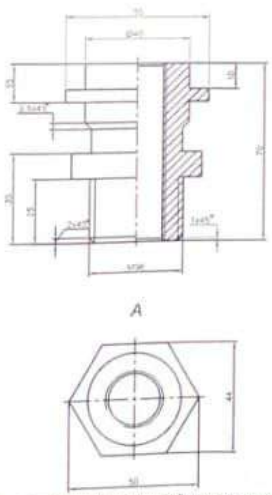
Модуль	m	2
Тістер саны	Z	38
Бөлінген диаметрі	D	100



Көрсетілмеген өлшемдердегі қайта айтарлық ауытқулары: санылау +t ,валда t /2,қалғандары +t /2 МЕСТ 25670-83 пен

Өз.Бет	Қажан №	Қол	Күн	Сопелит	Аянып	Масса	Масштаб
Сызған	дипломный №				0	0.375	1:1
Тексерді	оқытушы Г.К				Бет 5	Беттер 5	
Т.Бақыл					Сембаев университеті ТМК кафедрасы		
Н.Бақыл	Кенжаев Н			Болат 45 МЕСТ1050-88			
Бекітемін	Бортебаев						

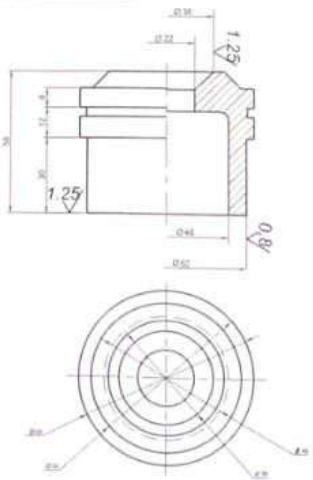
ДЖ АжТ 18.1к 16.03.006



Көрсетілмеген өлшемдердегі қайта айтарлық ауытқулары: санылау +t ,валда t /2,қалғандары +t /2 МЕСТ 25670-83 пен

Өз.Бет	Қажан №	Қол	Күн	Шкуиер	Аянып	Масса	Масштаб
Сызған	дипломный №				0	0.28	1:1
Тексерді	оқытушы Г.К				Бет 5	Беттер 5	
Т.Бақыл					Сембаев университеті ТМК кафедрасы		
Н.Бақыл	Кенжаев Н			Болат 45 МЕСТ1050-88			
Бекітемін	Бортебаев						

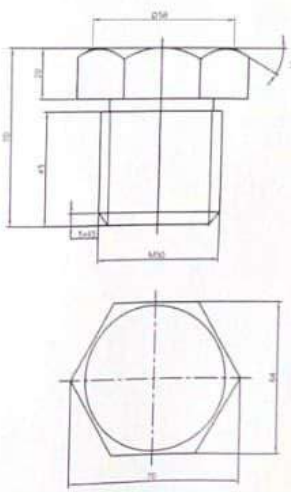
ДЖ АжТ 18.1к 16.03.007



Көрсетілмеген өлшемдердегі қайта айтарлық ауытқулары: санылау +t ,валда t /2,қалғандары +t /2 МЕСТ 25670-83 пен

Өз.Бет	Қажан №	Қол	Күн	Муфтаның қақпағы	Аянып	Масса	Масштаб
Сызған	дипломный №				0	0.35	1:2
Тексерді	оқытушы Г.К				Бет 5	Беттер 5	
Т.Бақыл					Сембаев университеті ТМК кафедрасы		
Н.Бақыл	Кенжаев Н			Болат 45 МЕСТ1050-88			
Бекітемін	Бортебаев						

ДЖ АжТ 18.1к 16.03.008



Көрсетілмеген өлшемдердегі қайта айтарлық ауытқулары: санылау +t ,валда t /2,қалғандары +t /2 МЕСТ 25670-83 пен

Өз.Бет	Қажан №	Қол	Күн	Май бекіткіш	Аянып	Масса	Масштаб
Сызған	дипломный №				0	0.22	1:2
Тексерді	оқытушы Г.К				Бет 5	Беттер 5	
Т.Бақыл					Сембаев университеті ТМК кафедрасы		
Н.Бақыл	Кенжаев Н			Болат 45 МЕСТ1050-88			
Бекітемін	Бортебаев						

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Ғылыми жетекшінің
ПІКІРІ

Дипломдық жоба
(жұмыс түрінің атауы)
Туреахметов Мырзаахмет Жусип-улы
(оқушының аты-жөні)
5В071300 – «Көлік, көліктік техника және технологиялар инженерия»
(мамандықтың шифры мен атауы)

Тақырыбы: Жеңіл автомобильдің автоматты беріліс қорабын жаңғырту

Дипломдық жобада жеңіл автокөліктің автоматты беріліс қорабын жаңғырту ұсынылған. Дипломдық жоба кешенді болған соң диплом қорғаушыға ауқымды мәселені шешу мақсаты қойылды, яғни автоматты беріліс қораптардың түрлерін қарастырып, патенттік шолу жасап, тиімді беріліс қорабын таңдау. Диплом қорғаушыға жобаны орындау үшін тапсырмалар бөлінін берілді. Берілген тапсырма бойынша алдымен ақпарат жинақтап, жоспарға сәйкес оларды уақытылы орындап отырды. Патенттік зерттеу нәтижесінде планетарлы беріліс қорабын қолдану ұсынылды.

Дипломдық жобаны орындау барысында диплом қорғаушы Туреахметов Мырзаахмет теориялық білімінің тереңдігімен ерекшеленді, патенттік зерттеу жүргізу барысында зерттеушілік дағдыларын, есептеу жұмыстарын орындауда техникалық әдебиеттерді пайдалана білулерін, сызба жұмыстарын Компас 3D және AutoCAD қолданбалы бағдармаларында орындауда конструкторлық дағдыларын көрсете білді.

Жалпы алғанда дипломдық жоба кешенді, тапсырмаға сай орындалған және жұмысты рәсімдеуге арналған стандартқа сай жасалған. Жоғарыда айтқандарымды ескере отырып, дипломдық жобаны мемлекеттік аттестаттау комиссияның алдында қорғауға ұсынамын, оның авторын Туреахметов Мырзаахметті 5В071300 – Көлік, көліктік техника және технологиялар инженерия мамандығы бойынша техника және технология бакалавры академиялық дәрежесіне лайықты деп есептеймін.

Ғылыми жетекші

(қызметі, ғыл. дәрежесі, атағы)
Сарыбаев Е.Е.
(қолы)
«25» 05 2022г.

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

РЕЦЕНЗИЯ

дипломдық жұмыс
(жұмыстың атауы)

Туреахметов Мырзаахмет Жусип улы
(студенттің аты жөні)

5В071300- Көлік, көліктік техника және технология
(мамандықтың шифры және атауы)

Тақырыбы: Жеңіл автомобильдің автоматты беріліс қорабын жаңғырту

Орындалды:
a) 5 парақтан тұратын графикалық бөлім
b) 55 парақтан тұратын түсіндірме бөлім

ЖҰМЫСҚА ТҮСІНІКТЕМЕ

Рецензияланған жұмыс бойынша келесідей ескертулер жасалды:
1. Түсіндірме бөлімінде ақпарат көздерінің кейбіріне сілтемелер келтірілмеген.
2. Кестелерді ұқыпты емес орындаған.

Жұмысты бағалау

Ескертулерге қарамастан, бұл дипломдық жұмыс «жақсы» (85 балл) деген бағаға, ал жұмыстың авторы Туреахметов Мырзаахмет Жусип улы, 5В071300- «Көлік, көліктік техника және технология» мамандығы бойынша бакалавр дәрежесін иемденуге лайықты деп есептеймін.

Рецензент

ассоц.профессор
(дәрежесі, ғылыми лауазымы)
Козбагаров Р.А.
(қолы) аты-жөні
«26» мамыр 2022 ж.

Университеттің жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаменті директорының ұқсастық есебіне талдау хаттамасы

Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры көрсетілген еңбекке қатысты дайындалған Плагиаттың алдын алу және анықтау жүйесінің толық ұқсастық есебімен танысқанын мәлімдейді:

Автор: Турсахметов М.Ж.

Тақырыбы: Жеңіл автомобильдің автоматты беріліс қорабын жаңғырту

Жетекшісі: Ержан Сарыбаев

1-ұқсастық коэффициенті (30): 1.4

2-ұқсастық коэффициенті (5): 0.5

Дәйексөз (35): 0

Әріптерді ауыстыру: 2

Аралықтар: 0

Шағын кеңістіктер: 0

Ақ белгілер: 0

Ұқсастық есебін талдай отырып, Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры келесі шешімдерді мәлімдейді :

☑ Ғылыми еңбекте табылған ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді. Осыған байланысты жұмыс өз бетінше жазылған болып санала отырып, қорғауға жіберіледі.

☐ Осы жұмыстағы ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді, бірақ олардың шамадан тыс көптігі еңбектің құндылығына және автордың ғылыми жұмысты өзі жазғанына қатысты күмән тудырады. Осыған байланысты ұқсастықтарды шектеу мақсатында жұмыс қайта өңдеуге жіберілсін.

☐ Еңбекте анықталған ұқсастықтар жосықсыз және плагиаттың белгілері болып саналады немесе мәтіндері қасақана бұрмаланып плагиат белгілері жасырылған. Осыған байланысты жұмыс қорғауға жіберілмейді.

Негіздеме:

Күні 30.05.22

Кафедра меңгерушісі