

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сатбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машинажасау институты

Технологиялық машиналар және көлік кафедрасы

Медет Ілияс Медетұлы

«Карьерлік тиегіштің гидрожетек жүйесін жетілдіру»

МАГИСТРЛІК ДИССЕРТАЦИЯ

7М07111 - «Машиналар мен жабдықтардың сандық инженериясы»

Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сатбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машинажасау институты

«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы

ӘОЖ 622.684 (043)

Қолжазба құқығында

Медет Ілияс Медетұлы

Техникалық ғылымдардың магистрі академиялық дәрежесін алу үшін дайындалған

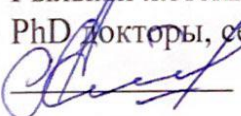
МАГИСТРЛІК ДИССЕРТАЦИЯ


Диссертация атауы


Карьерлік тиегіштің гидрожетек жүйесін жетілдіру

Дайындау бағыты

7М07111 – Машиналар мен жабдықтардың сандық инженериясы

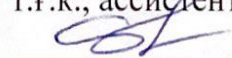
Ғылыми жетекші
PhD докторы, сениор-лектор
 Утегенова Ә.Е.

Пікір беруші
т.ғ.к., доцент,
«Қазақстан ядерлік университеті»
филиалының аға әдіскері
 Граф А.Ю.

Норма бақылаушы
Тех. ғыл. магистрі, лектор
 Балғаев Д.Е.



ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

ТМЖК кафедрасының меңгерушісі,
т.ғ.к., ассистент-профессор
 Бөртебаев С.А.
« 06 » 06 2022 ж.

Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сатбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

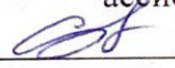
Энергетика және машинажасау институты

Технологиялық машиналар және көлік кафедрасы

7M07111 - «Машиналар мен жабдықтардың сандық инженериясы»

БЕКІТЕМІН

ТМжК кафедрасының меңгерушісі,
Техника ғылымдарының кандидаты,
ассистент-профессор

 Бөртебаев С.А.
« ____ » _____ 20 ____ жыл

**Магистрлік диссертацияны орындауға арналған
ТАПСЫРМА**

Магистрант Медет Илияс Медетұлы

Тақырыбы Карьерлік тиегіштің гидрожетек жүйесін жетілдіру

Университет басшысының 2020 жылғы «03» қараша №2026-М бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жобаны тапсыру мерзімі 2022 жылғы «08» маусым

Магистрлік диссертацияның бастапқы деректері: карьерлік өндірісте қолданылатын тиегіштердің гидравликалық жүйесін өзгерте отырып жаңа түрдегі жүйелерді енгізу арқылы отын-энергетикалық тиімділігін арттыру бойынша ұсыныстарды әзірлеу болып табылады.

Магистрлік диссертацияда әзірлеуге жататын мәселелер тізімі

а) Конструкторлық бөлім: Патенттік-техникалық талдау: негізгі жобаланатын тиегіш техникасын жетілдіру бойынша қабылданған шешімдердің негіздемесіне түсініктеме беру;

ә) Есептеу бөлімі: Негізгі параметрлеріне және беріктігіне есептеулер жүргізілді;

б) Жобаның экономикалық тиімділігі және жаңа техниканың мақсаты мен қолданылу саласын анықтау, жаңа техниканың конструкторлық және пайдалану артықшылықтарын анықтау экономикалық әсерді есептеу

Графикалық материалдар тізімі (міндетті сызбалардың дәл көрсетілуімен):


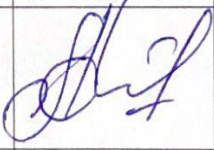


11-кесте, 8-сурет, 11 слайд

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер 21 атау

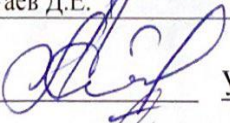
Магистрлік диссертация дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзұмдері	Ескерту
1. Белгілі тиегіш гидравликалық жүйесіне негізделген патенттерге техникалық талдау жүргізу және зерттеу, олардың негізгі артықшылықтары мен кемшіліктерін анықтау	12.11.2020	
2. Тиегіштің гидравликалық жүйесін AutoCAD Electrical және FluidSIM программалары арқылы иммитациялау	15.03.2021	
3. Ұйымдардың жұмыс істеуінің экономикалық модельдеріндегі өзгерістерді ескере отырып, гидравликалық жүйенің енгізу стратегиясының есептеулерін әзірлеу.	05.01.2022	


Аяқталған магистрлік диссертация бөлімдеріне кеңесшілер мен норма бақылаушының қойған қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
1 Белгілі тиегіш гидравликалық жүйесіне негізделген патенттерге техникалық талдау жүргізу және зерттеу, олардың негізгі артықшылықтары мен кемшіліктерін анықтау	PhD докторы, сениор-лектор Утегенова Ә.Е.	12.11.2020	
2 Тиегіштің гидравликалық жүйесін AutoCAD Electrical және FluidSIM программалары арқылы иммитациялау	PhD докторы, сениор-лектор Утегенова Ә.Е.	15.03.2021	
3 Ұйымдардың жұмыс істеуінің экономикалық модельдеріндегі өзгерістерді ескере отырып, гидравликалық жүйенің енгізу стратегиясының есептеулерін әзірлеу.	PhD докторы, сениор-лектор Утегенова Ә.Е.	05.01.2022	
4 Норма бақылаушы	Тех. ғыл. магистрі, лектор Балғаев Д.Е.	31.05.2022	

Ғылыми жетекші

 Утегенова Ә.Е.

Тапсырманы орындауға алған білім алушы

 Медет І.М.

АҢДАТПА

Диссертациялық жобада ұсынылған гидравликалық энергия үнемдеу жүйесін енгізу арқылы тиегішті пайдалану тиімділігін жетілдіру бойынша жұмыстар орындалды. AutoCAD Electrical және FESTO FluidSIM сияқты бағдарламада оны пайдалану перспективасына бағалау жүргізіледі.

Патенттік-техникалық талдау және базалық гидравликалық жүйе мен ұсынылған жүк тиегіш гидрожүйесінің есебі жүргізілді.

Нәтижесінде жанармайдың жылдық үнемдеуі анықталды және базалық жүйемен салыстырғанда энергия үнемдеу жүйесімен Жүк тиегіштің отын үнемділігін арттыруға қатысты қорытындылар жасалды. Сызбалар жасау мақсатында Компас 3D V18 бағдарламасында жұмыс жүргізіледі.

АННОТАЦИЯ

В диссертационном проекте выполнены работы по совершенствованию эффективности использования погрузчика посредством внедрения предлагаемой гидравлической энергосберегающей системы. Проводится оценка перспективности ее использования в программе такие как AutoCAD Electrical и FESTO FluidSIM.

Проведен патентно-технический анализ и расчет базовой гидравлической системы и предлагаемой гидросистемы погрузчика.

В результате определена годовая экономия топлива и сделаны выводы касательно повышения топливной экономичности погрузчика с системой энергосбережения по сравнению с базовой системой. В целях создания чертежей проводится работа в программе Компас 3D V18.

ANNOTATION

In the dissertation project, work was carried out to improve the efficiency of using the loader through the introduction of the proposed hydraulic energy-saving system. The prospects of its use in the program such as AutoCAD Electrical and FESTO FluidSIM are being evaluated.

The patent and technical analysis and calculation of the basic hydraulic system and the proposed hydraulic system of the loader were carried out.

As a result, the annual fuel economy was determined and conclusions were drawn regarding the increase in fuel efficiency of a loader with an energy saving system compared to the basic system. In order to create drawings, work is carried out in the Compass 3D V18 program.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	9
1 Патенттік-техникалық талдау	11
2 Жобаланатын техниканы жетілдіру бойынша қабылданған шешімдердің негіздемесі	20
3 Негізгі параметрлерді есептеу	21
3.1 Бір шөмішті фронталды тиегіштің негізгі параметрлерін таңдау және есептеу	21
3.2 Бір шөмішті фронталды тиегіштің атқарушы гидроцилиндрлеріндегі күштерді анықтау	26
3.3 Бір шөмішті фронталды тиегіштің өнімділігін анықтау	28
3.4 Жүк тиегіштің тартым есебі	32
3.5 Тиеу жабдығының гидрожүйесін есептеу	34
3.6 Энергия үнемдеу позициясынан бір шөмішті фронталды тиегіштердің энергия үнемдеу гидрожетегін бағалау	37
4 Беріктікке есептеу	41
5 Экономикалық тиімділікті есептеу	46
5.1 Жаңа техниканың мақсаты мен қолданылу саласын анықтау	46
5.2 Жаңа техниканың конструкторлық және пайдалану артықшылықтарын анықтау	46
5.3 Біржолғы күрделі шығындарды есептеу	46
5.4 Тұтынушының жылдық ағымдағы шығындарын анықтау	52
5.5 Экономикалық әсерді есептеу	54
Қорытынды	58
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	59

КІРІСПЕ

Экономикалық дамуды одан әрі табысты жеделдету үшін өндірістің тиімділігін, еңбек өнімділігін арттыра отырып, ғылым мен техникалық прогреске, сондай-ақ қолда бар ресурстарды, оның ішінде энергияны ұтымды пайдалануға (үнемдеуге) жетекші орын беріледі. Дамудың қазіргі кезеңінде біздің қоғамымыздың маңызды проблемасы – отын-энергетикалық ресурстарды ақылға қонымды жұмсау болып табылады, өйткені олардың қорлары шектеулі және құны үнемі өсіп келеді. Осыған байланысты машиналардың, атап айтқанда, тау-кен өнеркәсібінің көптеген салаларында кеңінен қолданылатын бір шөмішті фронтальды тиегіштердің отын-энергетикалық көрсеткіштерін жақсарту мәселелері жоғары өзектілікке ие.

Бір шөмішті фронтальды тиегіштерді шығару жыл сайын өсіп келеді. Ауыстырылатын жұмыс органдарымен бірге олар құрылыс, жол, тау-кен және басқа да жұмыстарды орындай алады. Ауыстырылатын жұмыс органдарының жиынтығы бар және олармен жұмыс істеуге бейімделген жүк тиегіштер әмбебап болып саналады. Қазір бір шөмішті фронтальды тиегіштерде гидрокөлемді трансмиссияларды қолдану үрдісі белгіленіп отыр, өйткені олар металды аз тұтынады, пайдалы әрекет коэффициенттері (ПӘК) мен машинаның тарту көрсеткіштерін жақсартады. Гидрокөлемді трансмиссиясы және реттелетін сорғылары мен қозғалтқыштары бар тиегіштер үшін жұмыс процесін басқару және автоматтандыру жеңілдейді.

Жүк тиегіштердің бәсекеге қабілеттілігін арттыру үшін әзірлеушілер жұмыс өнімділігі мен ұзақ мерзімділігін арттыру, қолданыстағы үлгілермен салыстырғанда жаңадан жасалған машиналардың отын шығынын азайту міндетіне тап болады.

Жүк тиегіштердің өнімділігі мен үнемділігін арттыруға энергияны үнемдеу арқылы орташа жұмыс жылдамдығын арттыру арқылы қол жеткізуге болады, ал ұтымды схемалар мен жұмыс режимдерін таңдау арқылы гидрокұрылғылардың ұзақ мерзімділігін арттыруға болады.

Қазіргі уақытта энергияны үнемдеу мәселелеріне көп көңіл бөлінеді, энергияны үнемдейтін технологиялар мен осы талаптарға жауап беретін машиналарды құру үрдісі байқалады. Мұндай бағыт жұмыс кезінде энергия шығынын азайтуды, өнімділікті арттыруды, отын үнемдеуді, гидрокұрылғылардың жүктелуін азайтуды және оның ресурсын ұлғайтуды қамтамасыз ететін энергия үнемдейтін гидрожетектерді бір шөмішті фронтальды тиегіштерде құру және қолдану болып табылады.

Тиегіштердің тиімділігін арттыру және отын шығынын азайту жолдарының бірі – жұмыс циклінің жұмысын орындау кезінде энергияны қалпына келтіру, тиімділігі жоғары машиналар жасау және олардың жұмыс режимдерін оңтайландыру.

Қолданыстағы энергия үнемдейтін гидropиводтардың кемшілігі – олар тиеу жабдықтарының ауырлық күшінің потенциалдық энергиясын және ПГА-да машинаның аудармалы қозғалысының кинетикалық энергиясын қалпына

келтіреді, бұл соңғысында айтарлықтай энергия жоғалтуға және құрылыстың күрделенуіне әкеледі. Гидравликалық жетектердің құрылымдық схемалары мен олардың жұмыс режимдері де ұтымды емес. Осылайша, бір шөмішті фронталды тиегіштердің тиімділігін арттыру мақсатында олардың гидрожетектерін одан әрі жетілдіру қажеттілігі бар.

1 Патенттік-техникалық талдау

Бір шөмішті фронтальды тиегіштер – бос тау-кен массасын тиеуге арналған көлік техникасының ең көп таралған түрі болып табылады. Қазіргі уақытта шетелдік фирмалар алдыңғы пневматикалық доңғалақты тиегіштердің жүзден астам моделін шығарады, олар техникалық және экономикалық көрсеткіштері бойынша ішкі және сыртқы нарықтардағы кез-келген сатып алушының талаптарын қанағаттандырады.

Дөңгелекті тиегіштердің конструкцияларын жетілдірудің негізгі бағыттары машиналардың тиімділігі мен үнемділігін арттыру, оператор үшін қолайлы еңбек жағдайларын жасау, пайдалану және техникалық қызмет көрсету жағдайларын жақсарту, негізгі түйіндер мен агрегаттарды диагностикалау үшін микропроцессорлық жүйелерді пайдалану, жұмыс процестерін бақылау.

Бір шөмішті фронталды тиегіштердің тиімділігі мен техникалық деңгейін арттырудың маңызды құралы – олардың гидрожетектерін жетілдіру, өнімділікті арттыруға, отын шығынын азайтуға және машинаның техникалық-экономикалық көрсеткіштерін жақсартуға мүмкіндік беретін энергия үнемдейтін жүйелер құру болып табылады.

Қазіргі уақытта тежеу кезінде энергия жинақталатын көлік құралының гидравликалық жетегі белгілі, оның құрамында золотникті басқару қорабы бар гидромеханикалық беріліс (ГМБ) қорабы, жетекші дөңгелектерге механикалық қосылған сорғы-моторы, ПГА және басқару жүйесі бар. Бұл гидравликалық жетектің кемшілігі жеткіліксіз тиімділік пен энергияны үнемдеу болып табылады [1].

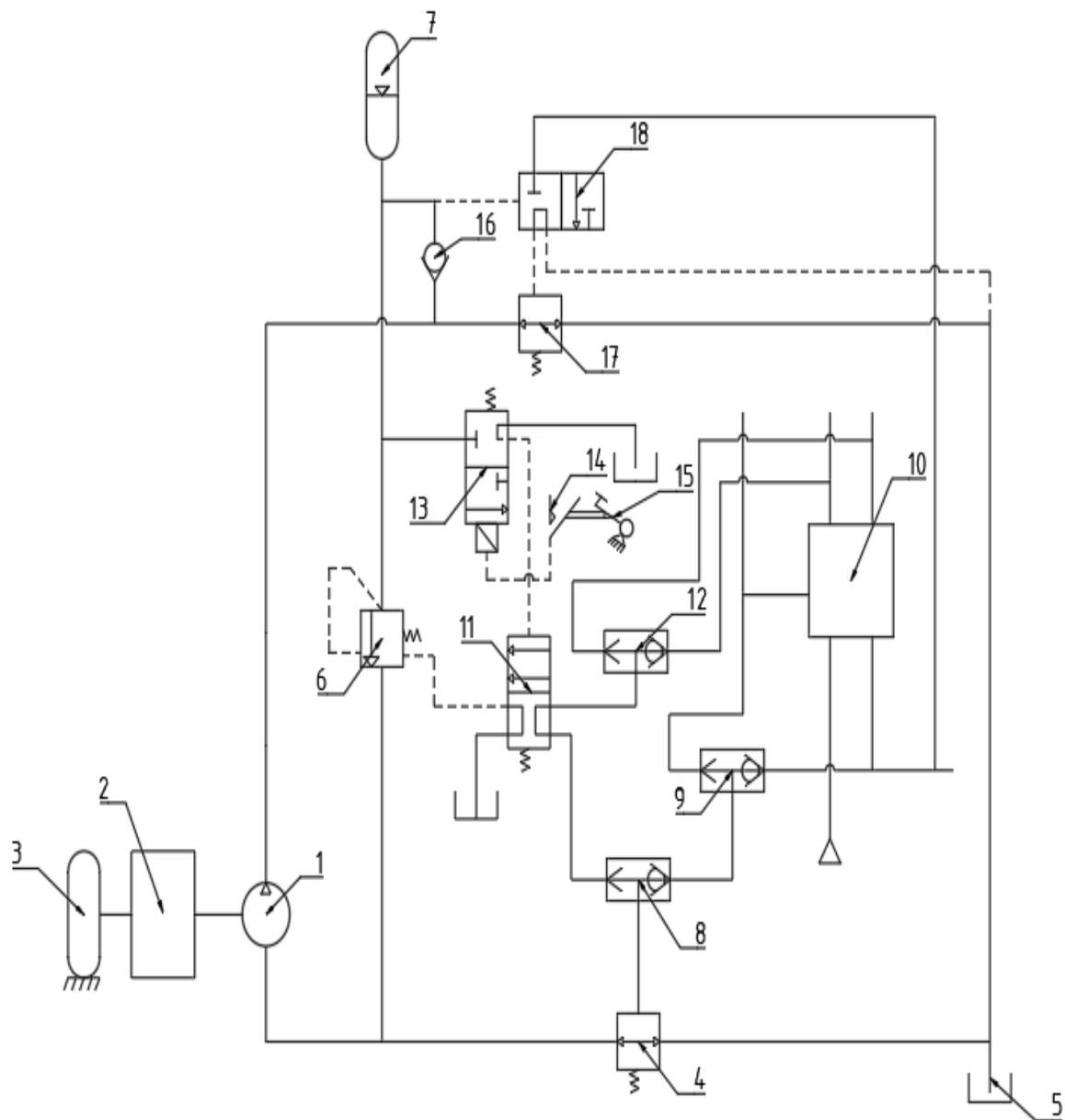
Көлік құралының [2] гидравликалық жетегі де белгілі (1.1-сурет), ол төменде сипатталғандай жұмыс істейді.

Тежеу режимінде, тежегіш педальының аз соққысы кезінде, 10 золотниктің бейтарап золотнигі жұмыс сұйықтығының негізгі сорғыдан – тиегіш машинаның қозғалтқышынан беріліс фрикцияларына қол жетімділігін жабады және негізгі сорғының қысым гидротізбегін 4 және 17 гидравликалық клапандарды басқару желілерімен байланыстырады. Басқарылатын гидравликалық клапан 17 жабылады, сорғы-мотордың қысым желісін 1 су төгетін құбырдан ажыратады. Басқарылатын гидроклапан 4 ашылады және жұмыс сұйықтығы 5 гидробактан сорғы-мотордың сору гидротізбегіне түседі, ол жұмыс сұйықтығын 5 гидробактан 16 кері клапаны арқылы ПГА 7-ге сорып, сорғы режимінде жұмыс істейді. Гидроклапан "ИЛИ" 8 басқару гидроклапан гидротізбегін 4 гидроклапанмен "ИЛИ" 9 байланыстырады және таратқышқа 11 кіруді бұғаттайды. Гидроклапанда "ИЛИ" 9 басқару гидроклапан гидротізбегін 4 золотникті қораптың 10 нейтралды золотнигімен байланыстыратын кіріс ашық, ал осы қораптың реверс золотнигімен жабық. Осылайша, ПГА 7 тиеу машинасының кинетикалық энергиясына байланысты зарядталады. ПГА зарядталғаннан кейін, басқару гидротізбегі ПГА-ға қосылған 18 гидравликалық таратқыш 17 басқару гидроклапан гидротізбегін

золотник қорапшасының гидротізбегімен ажыратады 10. Гидроклапан басқармасы 17 ашылады және 5 гидробакпен 1 сорғы-мотордың қысым гидротізбегін хабарлайды. 16 кері клапаны ПГА 7 жұмыс сұйықтығын ағызу үшін 1 сорғы-қозғалтқыш қысым гидротізбегімен бөліп жабылады. Егер тежегіш педалінің жүрісі өзгермесе, онда тиеу машинаның тежелуі 1 сорғы-мотор тудыратын және ГМП 2 арқылы берілетін 3 жетекші доңғалақтардағы тежеу моменті есебінен жүреді. Тежегіш педалінің жүрісі ұлғайған кезде тиеу машинаның жұмыс тежегіш жүйесі іске қосылады.

Жер қазу машинасының үдеуі келесідей іске асады.

Алдыңғы редуктордың кез-келген берілісі және үлкен педаль соққысы қосылған кезде, 15 жанармай беру, оның астында 14 таратушы басқару микро қосқышы орнатылған 13, гидравликалық клапан "ИЛИ" 12 гидравликалық клапанның 6 басқару гидротізбегін 11 таратқыш арқылы золотник қорабының беріліс золотниктің гидротізбегімен байланыстырады 10. Тиегіш машинаның негізгі сорғы-моторынан жұмыс сұйықтығы алдыңғы жүрістің тиісті берілісінің фрикционна және гидроклапанның басқару 6 гидротізбегіне түседі. Басқарылатын гидравликалық клапан 6 қысым гидротізбегін гидравликалық қозғалтқыш режимінде жұмыс істейтін 1 қозғалтқыш сорғымен байланыстыру арқылы ашылады. Сорғы-мотордың қысым гидротізбегі 5 гидробакпен 17 гидроклапан арқылы қосылған.



1.1 Сурет – Тиегіштің гидрожетегінің сызбасы

Жеделдету аяқталғаннан кейін, тиегіш машинаның біркелкі қозғалысының басында 15 отын беру педалінің жүрісі азаяды, отын беру педалінің астына орналастырылған 14 микро қосқышпен басқарылатын гидравликалық таратқыш 11 гидравликалық басқару желісін ПГА-дан ажыратады. 11 таратқыш жұмыс сұйықтығының 10 золотниктен гидроклапан "ИЛИ" арқылы 12 гидроклапан басқару гидротізбегіне 6 және 10 золотник тығынының гидротізбегін 8 гидроклапан "ИЛИ" басқару гидротізбегімен 4 арқылы қосады. Гидроклапанда "ИЛИ" 8 басқару гидроклапан гидротізбегін 4 гидроклапанмен "ИЛИ" 9 байланыстыратын кіріс жабылады. Басқарылатын гидроклапан 6 жабылады және ПГА 7 қысымды гидротізбегін 1 сорғы-моторымен ажыратады. Басқарылатын гидравликалық клапан 4 сорғының қозғалтқышының сору гидротізбегін гидробакпен қосу арқылы ашылады. Сорғы қозғалтқышы сорғы режимінде жұмыс істейді және жұмыс сұйықтығын

гидробакка жібереді.

Егер машинаны үдету аяқталғанға дейін ПГА-дағы қысым белгілі бір минималды мәнге жетсе, қосымша 11 таратқыш, сондай-ақ үдету аяқталған жағдайда, гидроклапан 6-ны өшіреді және гидроклапан 4-ті қосады. Сорғы қозғалтқышы сорғы режимінде жұмыс істемейді.

Артқы қозғалыс кезінде негізгі сорғы-қозғалтқыштан жұмыс сұйықтығы 10 золотник қорапшасы арқылы гидроклапанға "ИЛИ" 12, ол гидроклапан арқылы жұмыс сұйықтығына қол жеткізуге мүмкіндік береді және 8 гидроклапан "ИЛИ" басқару гидротізбегіне 4 қол жетімділігін ашады. Гидроклапан 4 сорғы-мотордың сору гидротізбегін қосу арқылы ашылады, бұл жағдайда қысым гидротізбегі 5 гидробакта болады. Сорғы қозғалтқышы жұмыс сұйықтығын 17 және 4 гидроклапандары арқылы 5 гидробакқа сорып, сорғы режимінде жұмыс істейді.

Бұл гидравликалық жетектің кемшілігі тежеу тиімділігінің жеткіліксіздігі болып табылады, ол беріліс қорабының аралық білігінде қайтымды сорғы-мотордың орналасуына байланысты баяу баяулауда көрінеді, онда көрсетілген сорғыдан жетек доңғалақтарына беріліс қатынасы аз, сондықтан тежеу моментінің жеткіліксіздігі, артқы қозғалыс кезінде энергия жинақталуының болмауы, сондай-ақ қосымша сорғы-мотор мен ПГА болуы.

Бір шөмішті фронтальды тиегіштер – бұл жебенің көтерілуімен тиегішті үдеткенде максималды мәнге жететін жұмыс циклінің жұмысында қозғалтқыштың біркелкі емес жүктемесімен сипатталатын мерзімді машиналар.

Энергия үнемдейтін гидравликалық жетек (ЭҮГЖ) бар, онда жебені мәжбүрлеп түсірген кезде ПГА зарядталады, содан кейін көтеру кезінде сығылған газдың энергиясы қайтарылады. Майлы-азотты ПГА "Terex" (АҚШ) және "Dart" (АҚШ) фирмаларының тиегіштерінде де пайдаланылады. Бұл дизайнның кемшілігі – үлкен ПГА болуы [3,4,5].

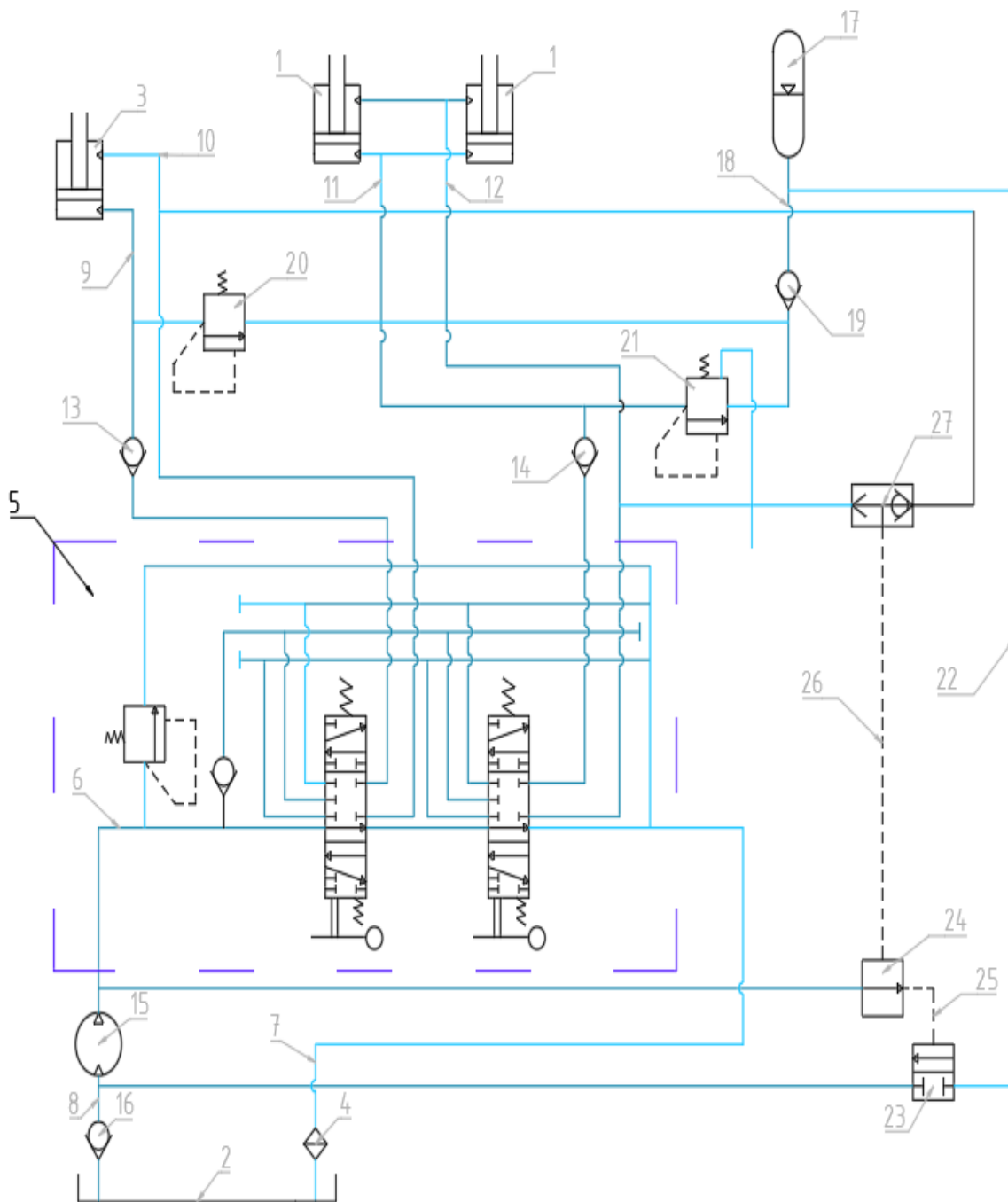
Жебенің және шөміштің ауырлық күшінің потенциалдық энергиясын оны бөлек түсіру кезінде пайдалану үшін гидравликалық жетек бар (1.2-сурет), ол ПГА-да энергияны сақтауды қамтамасыз етеді, содан кейін оны шөмішті лақтыру және жебені көтеру кезінде береді, ол келесідей жұмыс істейді [6].

Тиегіштің жебесін көтеру үшін 5 гидротаратқыш золотнигі төмен қарай жылжиды. Сонымен қатар, 15 сорғы қозғалтқышының шығыс гидротізбегі 5 гидравликалық цилиндрлі поршеньдік қуыстарға 11 гидротізбегі қосылады, ал 12 гидротізбегі өзек қуыстары 5 су таратқыш арқылы 7 су төгетін гидротізбекпен қосылады, оған 4 сүзгі орнатылған. 26 басқару гидротізбегінде ағызу қысымы орнатылады, сондықтан 24 гидроклапан ашық күйде болады, ал 15 сорғы-мотордың шығыс гидротізбегінен қысым сигналы 25 басқару камерасына 23 құлыптау гидроэлементінен беріледі, оның золотнигі ПГА 17-ді 8 сорғы-мотордың сору гидротізбегімен 15-ке қосады. Егер ПГА 17 жебені көтеру басталғанға дейін жұмыс сұйықтығымен зарядталған болса, онда жебені көтеру ПГА 17-ден жұмыс сұйықтығын 8 сорғы қозғалтқышының 15 сору гидротізбегіне 16 клапанымен берген кезде жүзеге асырылады. Егер ПГА

17 зарядталмаса немесе одан жұмыс сұйықтығы пайдаланылса, онда жебені көтеру әдеттегідей 15 гидравликалық резервуардан 2 қозғалтқыш сорғымен жұмыс сұйықтығын 16 кері клапаны арқылы сору арқылы энергияны қалпына келтірместен жүзеге асырылады. Жебенің көтерілуі 5 гидравликалық таратқыш золотнигін құлыпталған күйге орнату арқылы тоқтатылады. ПГА 17-ден сору гидротізбегіне 8-ге жұмыс сұйықтығын беру нәтижесінде 15 сорғы қозғалтқышының білігіндегі қарсылық моменті және оның тұтынатын қуаты төмендейді, гидравликалық жетектің тиімділігі артады. Жебені түсіру үшін 5 таратқыш золотнигі жоғары қарай жылжиды. 15 сорғы-моторынан жұмыс сұйықтығы 5 гидравликалық желі арқылы 12 арқылы гидравликалық цилиндрлердің өзек қуыстары беріледі 1. Осы гидравликалық цилиндрлердің поршеньдік және өзек қуыстарында 14 кері клапанының арқасында біршама артық қысым пайда болады, оның әсерінен қалыпты жабық клапан 21 ашылады және 1 гидравликалық цилиндрлердің поршеньдік қуыстарынан жұмыс сұйықтығы 19 кері клапаны арқылы ПГА 17-ге түседі. Жебенің түсірілуі 5 гидро таратқыш золотнигін құлыпталған қалыпқа орнатқаннан кейін тоқтатылады. Осылайша, жебені түсіру кезінде тиеу жабдығының көтерілген массаларының энергиясын ПГА-ға рекуперациялау жүзеге асырылады.

Шөмішті түсіру үшін 5 таратқыш золотнигі жоғары қарай жылжиды. 15 сорғы-моторынан 5 жұмыс сұйықтығы 10 гидравликалық желі арқылы гидравликалық цилиндрдің өзек қуысына 3 беріледі. 13 кері клапаны жабылады және 3 гидравликалық цилиндрдің жұмыс қуыстарында біршама артық қысым пайда болады, оның әсерінен 20 клапаны ашылады және 3 гидравликалық цилиндрдің поршеньдік қуысынан жұмыс сұйықтығы 19 кері клапаны арқылы ПГА 17-ге жеткізіледі.

Шөмішті түсіру кезінде гидроклапан арқылы 3 гидроцилиндрдің шток қуыстарындағы қысым 27 гидроклапанның "ИЛИ" 26 басқару гидротізбегіне беріледі 24. Соңғысы жабылып, 23 құлыптау элементі де жабық күйінде қалады. Гидравликалық цилиндрдің поршеньдік қуысынан жұмыс сұйықтығы ПГА 17-ге беріледі, ал осы гидравликалық цилиндрдің өзек қуысына 2 кері клапаны арқылы 16 гидравликалық резервуардан мотор сорғысы жіберіледі. Шөмішті түсіру 5 гидравликалық таратқыш золотнигін бейтарап күйге орнатқан кезде тоқтатылады.



1.2 Сурет – Жұмыс жабдығының гидрожетегінің сызбасы

Шөмішті тарту кезінде бұру үшін 5 клапанның золотнигі төмен қарай жылжиды. 15 сорғы-моторынан жұмыс сұйықтығы 5 гидротізбегі арқылы 9 гидравликалық цилиндрдің поршеньдік қуысына жіберіледі 3. Бұл жағдайда осы гидравликалық цилиндрдің өзек қуысы 5 гидравликалық таратқыш арқылы 2 гидробакпен байланысады. 1 гидравликалық цилиндрлердің өзек қуыстарында қысым жоқ, сондықтан 24 клапаны ашық күйде және қысыммен жұмыс істейтін сұйықтық 23 бекіту элементінің золотнигінің ұшына жеткізіліп, оны қосады. Бұл ретте ПГА 17-ден жұмыс сұйықтығы сорғы-мотордың 8 сору гидротізбегіне беріледі 15. Сондықтан, материалды жинау кезінде шөмішті түсіру және жебені түсіру кезінде ПГА-да жинақталған

энергия қолданылады. Бұл гидравликалық жетектің кемшіліктері – ПГА болуы және соңғысында айтарлықтай энергия шығыны.

Жебені көтеру кезінде ІЖҚ жүктеу режимін едәуір тұрақтандыру үшін [7] гидравликалық жетек бар, онда қысым жоғарылаған кезде тиеу жабдықтарының сорғылары бір-бірімен жүйелі түрде қосылады, сондай-ақ келесі гидравликалық жетекте бір сорғы өшеді, нәтижесінде жебенің жылдамдығы төмендейді [8].

Гидрожүйеде энергияның едәуір жоғалуы жебе мен шөміштің гидравликалық цилиндрлері гидравликалық таратқыш өшірілген кезде жұмыс істемеген кезде пайда болады, яғни сорғылар бос тұрған кезде. Мұнда қуат гидрожүйедегі шығындарды жеңуге жұмсалады. Бұл шығындарды азайту үшін жебенің гидравликалық цилиндрлерде қысым болмаған кезде сорғыларды ағызуды арқылы хабарлау ұсынылады. Реттелетін сорғыларды қолдану да ұтымды [9].

Жебенің гидравликалық цилиндрлерінің өзектері төтенше жағдайларға жеткенде, гидравликалық жүйедегі қысым күрт көтеріліп, қауіпсіздік клапаны іске қосылады және бұл құбылыс жебенің гидравликалық цилиндрлерін қосумен байланысты тиегіштің жұмыс циклінің барлық дерлік операцияларында қайталаынады. Жебелі гидроцилиндрлердегі қысымның жоғарылауын жою үшін гидрожетектің [10] конструкциясы ұсынылған, онда жебенің шеткі жағдайында тоқтаудың бұғаттағыш элементтері болады. ЭҮГЖ тиімділігін жұмыстың өзгермелі режимін енгізу арқылы арттыруға болады [11].

Жебені түсіру кезінде тиеу жабдығының энергиясын рекуперациялау үшін тиегіштің гидрожетегі бар (1.3–сурет), ол мынадай түрде жұмыс істейді [12].

Жүк тиегіштің жебесін көтеру 4 гидравликалық таратқыштың 3 золотнигінің төмен қосу арқылы жүзеге асырылады. Сорғы-мотордан 1-ден 3 бөлім арқылы жұмыс сұйықтығы 5 жебе гидравликалық цилиндрлерінің поршеньдік қуыстарына енеді, ал өзек қуыстарынан 3 бөлім арқылы 11 гидробакқа құйылады.

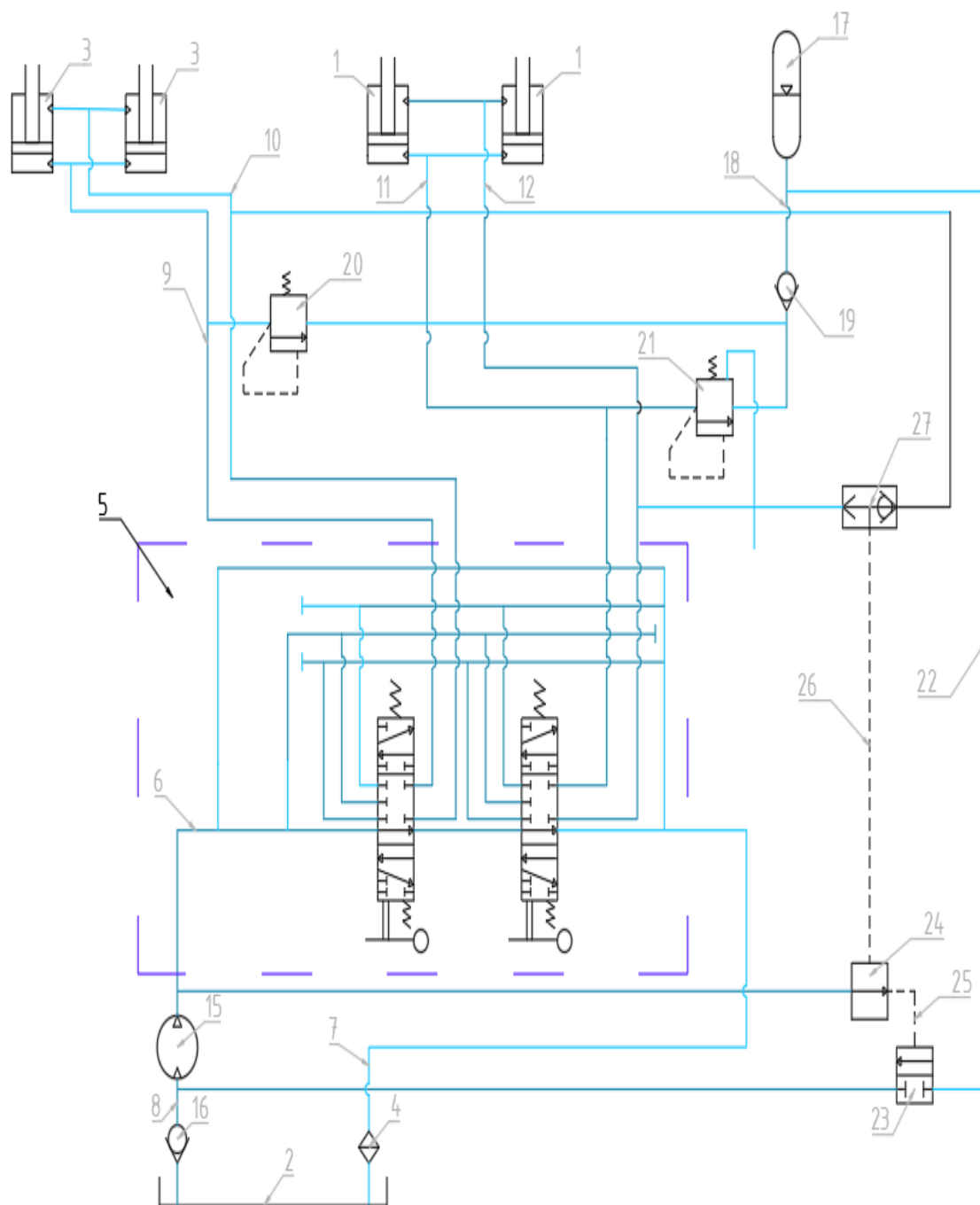
Материалды тарту кезінде шөмішті лақтыру және жүктемеден кейін бастапқы қалпына қайтару 2 гидравликалық таратқыштың золотнигінің 4 қосу арқылы жүзеге асырылады. Сорғының 1 қозғалтқышынан жұмыс сұйықтығы 2 золотник арқылы 6 гидравликалық цилиндрлердің поршеньдік қуыстарына беріледі, шыбықтарды кеңейтіп, шөмішті лақтырады, ал өзек қуыстарынан 2 золотниктер мен 9 су төгетін гидротізбегі арқылы 11 гидробакқа түседі.

Жебені түсіру үшін 3 клапанның 4 золотнигі жоғары қарай қосылады. 1 сорғының қозғалтқышынан жұмыс сұйықтығы 3 золотник арқылы 5 гидравликалық цилиндрлердің өзек қуыстарына енеді, ал 15 қысым клапаны арқылы поршень қуыстарынан 10 қосымша су төгетін гидротізбегіне түседі және 1 сорғы-қозғалтқышының кірісіне беріледі.

Шөмішті түсіру үшін 2 клапанның 4 золотнигі жоғары қарай жылжиды. Сорғының 1 қозғалтқышынан жұмыс сұйықтығы 2 золотниктер арқылы 6

гидравликалық цилиндрлердің өзек қуыстарына жіберіліп, оны босатады. Бұл жағдайда поршеньдік қуыстардан жұмыс сұйықтығы 2 золотниктер арқылы және 16 қысым клапаны 10 қосымша су төгетін гидротізбекке түседі және 1 сорғы-қозғалтқышының кірісіне беріледі.

5 және 6 гидравликалық цилиндрлердің поршеньдік қуыстарынан жұмыс сұйықтығының шығыны 1 сорғы-қозғалтқышының кірісіне беріледі, бұл гидравликалық цилиндрлердің өзек қуыстарын толтыру үшін қажет ағыннан көп, содан кейін 1 сорғы қозғалтқышының кірісінде артық қысым пайда болады. 12 гидроклапанды баптау қысымы 15 және 16 клапандарды баптау қысымынан асып түседі, осыған байланысты 5 және 6 гидроклапан 12 гидроцилиндрлерінің штоктарын тарту кезінде ашық болады. Бұл жағдайда сорғы-мотордың шығуындағы қысым оның кіруінен 1 аз, яғни, сорғы-мотор 1 гидравликалық қозғалтқыш режимінде жұмыс істей бастайды. 1 сорғы-қозғалтқыш білігі тиегіштің жетек қозғалтқышымен байланысты болғандықтан, момент жетек қозғалтқышының білігіне беріледі, ал тиегіштің жетегінің энергия шығыны азаяды.



1.3 Сурет – Тиегіштің гидрожетегінің сызбасы

Бұл гидравликалық жетектің кемшілігі – жебені мәжбүрлеп түсіріп, шөмішті босатқан кезде артық жұмыс сұйықтығы қауіпсіздік клапаны арқылы ағып кетеді, бұл энергия шығынын азайтады және оның тиімділігін төмендетеді.

Құрылымдық әзірлемелермен қатар бір шөмішті фронтальды тиегіштердің тиеу жабдықтарының гидрожетектері мен кинематикалық схемаларын жетілдіру бойынша талдамалық зерттеулер жүргізілуде.

2 Жобаланатын техниканы жетілдіру бойынша қабылданған шешімдердің негіздемесі

Бір шөмішті фронтальды тиегіштер жер қазатын көлік техникасының ең көп таралған түрі болып табылады. Қазіргі уақытта шетелдік фирмалар алдыңғы пневматикалық доңғалақты тиегіштердің жүзден астам моделін шығарады, олар техникалық және экономикалық көрсеткіштері бойынша ішкі және сыртқы нарықтардағы кез-келген сатып алушының талаптарын қанағаттандырады.

Дөңгелекті тиегіштердің конструкцияларын жетілдірудің негізгі бағыттары: машиналардың тиімділігі мен үнемділігін арттыру, оператор үшін қолайлы еңбек жағдайларын жасау, пайдалану және техникалық қызмет көрсету жағдайларын жақсарту, негізгі түйіндер мен агрегаттарды диагностикалау үшін микропроцессорлық жүйелерді пайдалану, жұмыс процестерін бақылау.

Бір шөмішті фронталды тиегіштердің тиімділігі мен техникалық деңгейін арттырудың маңызды құралы олардың гидрожетектерін жетілдіру, энергия үнемдейтін жүйелер құру, отын шығынын азайту және машинаның техникалық-экономикалық көрсеткіштерін жақсарту болып табылады.

Әдеби дереккөздерді талдау бір шөмішті фронтальды тиегіштерде энергия үнемдеу жүйелерінің едәуір санының болуын көрсетті. Энергия үнемдейтін гидравликалық жетекті дамыту мәселесімен көптеген отандық және шетелдік фирмалар айналысады.

Осы жұмыстарды талдау негізінде келесі қорытынды жасауға болады:

1. Бір шөмішті фронталды тиегіштердің гидрожетектерінің оларға қойылатын үнемі өсіп отыратын қазіргі заманғы талаптар шеңберіндегі тиімділігі жеткілікті деңгейде емес, бұл осы бағыттағы жаңа жолдарды іздеуді талап етеді;

2. Энергия үнемдейтін гидрожетектердің конструктивтік схемалары және олардың жұмыс режимдері де жеткілікті ұтымды болып табылмайды және одан әрі жетілдіруді талап етеді.

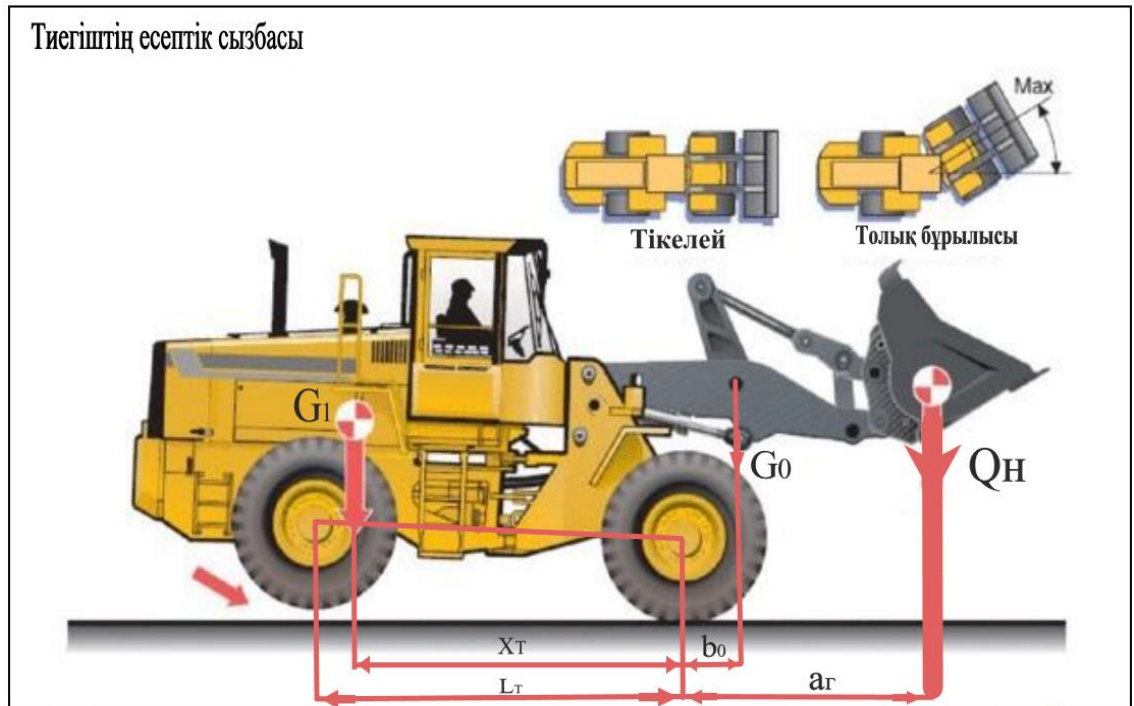
Ғылыми-зерттеу жұмыстарын шолу және талдау негізінде отын шығынын азайтуға, гидрокұрылғылар мен тежегіш жүйесінің ресурсын арттыруға, қозғалтқыштың жүктемесі мен кернеуін азайтуға мүмкіндік беретін энергия үнемдейтін гидрожетектің конструкциясын әзірлеу міндеті қойылды.

Энергия үнемдейтін гидравликалық жетегі бар тиегіштің тиімділігі машинаның тежегіш процестерінің энергиясын қалпына келтіруге, тиеу жабдықтарының ықтимал энергиясын қозғалыс кезінде пайдалы жұмысқа айналдыруға байланысты.

3 Негізгі параметрлерді есептеу

3.1 Тиегіштің негізгі параметрлерін таңдау және есептеу

Q_H номиналды жүк көтергіштігі максималды биіктік кезінде негізгі шөміштің ауырлық центрінде қолданылатын статикалық жүктеменің 50% құрайды.



3.1 Сурет – Тиегіштің есептік сызбасы

G_0 – тиеу жабдықтарының конструкциялық салмағы;
 X_T – базалық тиегіштің ауырлық центрінің бойлық координаты;
 a_r және b_0 – сәйкесінше шөміштегі және жабдықтағы жүктің ауырлық орталықтарының көлденең координаттары;

a_r қашықтығы әдетте тең:

– шынжыр табанды тиегіштер үшін $a_r = (0,7...1,0)L_T$;

– пневмодөңгелек тиегіштер үшін $a_r = (0,6...0,95)L_T$,

мұндағы, L_T – тиегіш базасы.

Номиналды жүк көтергіштігі тең:

$$\sum M_0 = -Q_H \cdot a_c - G_0 \cdot b_0 + G_T \cdot x_T = 0$$

$$Q_H = \frac{G_T \cdot x_T - G_0 \cdot b_0}{2a_c} g = \frac{107000 \cdot 1.75 - 29960 \cdot 1.2}{2 \cdot 2.2} = 34386 \text{ Н}$$

Тиеу жабдыктарының құрылымдық салмағы негізгі трактордың салмағы бойынша анықталады G_T :

$$G_0 = k_0 \cdot G_T = 107000 \cdot 0,28 = 29960 \text{ Н}$$

мұндағы, $k_0 = 0,25-0,35$ –ке тең өлшемсіз коэффициент (коэффициенттің кіші мәндері сапалы болаттарды пайдалану кезінде қабылданады).

Негізгі машинаның салмағын пайдаланудың ұтымдылығы және шассидің жетілуі нақты жүктеме коэффициентімен анықталады:

$$q_H = \frac{Q_H}{(G_T + G_0)} = \frac{34386}{107000 + 29960} = 0,25 \geq [q].$$

Жүк көтергіштігі коэффициентінің келесі мәндері ұсынылады:

– шынжыр табанды тиегіштер үшін $[q]$ 0,20–0,22 тең;

– дөңгелекті тиегіштер үшін $[q]$ 0,25–0,3 тең.

Негізгі шөміш материалдың $\gamma_c = 1,6 \text{ т/м}^3$ тығыздығымен сусымалы және ұсақ кесекті материалдарда жұмыс істеуге арналған.

Шөміштің есептелген сыйымдылығы формула бойынша есептеледі:

$$V_M = \frac{Q_H}{\gamma_c K_H} = \frac{34386}{1,6 \cdot 1,25 \cdot 10} = 1,7 \text{ м}^3$$

мұндағы, K_H – шөмішті толтырудың есептік коэффициенті 1,25-ке тең.

ТО-18 базалық тиегішінің сыйымдылығы $V_H = 1,5 \text{ м}^3$ -ке тең.

Тиегіштің пайдалану салмағы базалық трактор мен тиеу жабдығының пайдалану таразыларының сомасына тең:

$$G_3 = G_T + G_0 = 107000 + 29960 = 136960 \text{ Н},$$

Тиегіштің арынды күші, яғни негізгі тартқыштың тарту күші жұмыс берілісіндегі тиеу жабдығының салмағын ескере отырып, көлденең алаңдағы тиегіштің жұмыс жағдайынан тарту сипаттамасы бойынша анықталады.

Қозғалтқыштағы қысым күші шамамен формула бойынша анықталады [13]:

$$T_H = \frac{3,6 \times N_{e \max}}{V_p \times (1 - \delta_p)} \eta_T - G_0 \times f, \quad (3.1)$$

мұндағы, $N_{e \max}$ – ең жоғары тиімді қозғалтқыш қуаты;

V_p – енгізудің жұмыс жылдамдығы км/сағ;

η_T – гидромеханикалық трансмиссияның ПӘК-і 0,60÷0,75;

f – тербеліс кедергісінің коэффициенті $0,03 \div 0,04$ дөңгелекті жүріс бөлігінде қабылданады;

δ_p – дөңгелекті жүріс бөлігі кезінде есептік іркілу $0,20$ -ке тең деп аламыз.

Ілінісу салмағы бойынша арынды күш:

$$T_{\text{сц}} = G_{\text{сц}} \cdot \phi_{\text{сц}} = 107000 \cdot 0,7 = 74900 \text{ Н},$$

мұндағы, $\phi_{\text{сц}}$ – қозғалтқыштардың ілінісу коэффициенті;

$G_{\text{сц}}$ – жүк тиегіштің ілінісу салмағы.

Негізгі машинаның түріне байланысты ілінісу коэффициенті қабылданады:

– шынжыр табанды өнеркәсіптік тракторлар үшін $0,9$;

– доңғалақты өнеркәсіптік тракторлар үшін $0,6-0,8$.

Тиегіштердің жұмыс жүрісі жылдамдығы $3,0-4,0$ км/сағ. Көрсетілген жылдамдық мәндерінен асып кету сырғудың жоғарылауына, шөмішті толтыру процесінің баяулауына, жүргізушінің шаршауына және тиегіштің тиімділігінің төмендеуіне әкеледі. Біз жұмыс жылдамдығын 4 км/сағ тағайындаймыз:

$$T_{\text{н}} = \frac{3,6 \times 95}{4 \times (1 - 0,20)} \times 0,67 - 29960 \times 0,03 = 70700 \text{ Н}$$

Кері бос жүріс жылдамдығы жұмыс жылдамдығынан $25 \div 40\%$ жоғары таңдалады. Біз $5,6$ км/сағ кері бос жүріс жылдамдығын тағайындаймыз.

Шөміштің айналу жылдамдығы – шөміштің кесу жиегінде шөміштің орташа сызықтық лақтыру жылдамдығы ($V_{\text{зк}}$) және төңкерілуі ($V_{\text{ок}}$) анықталады.

Лақтыру жылдамдығы [13]:

$$V_{\text{зп}} = 0,277 \times k_v \times \gamma_v \times V_p, \quad (3.2)$$

мұндағы, k_v – қозғалтқыш білігінің айналу жиілігінің төмендеуі, гидросорғылардың өнімділігінің төмендеуі, іркілу және т. б. есебінен енгізу процесінде жұмыс жылдамдығын төмендету коэффициенті $0,5$ -ке тең;

γ_v – біріктіру коэффициенті, $1,0-1,2$ -ге тең;

V_p – енгізу жылдамдығы.

$$V_{\text{зп}} = 0,277 \times 0,5 \times 1,2 \times 4/3,6 = 0,18 \text{ м/с}$$

Егер шөмішті толтыру кезінде гидравликалық цилиндрдің поршеньдік қуысы жұмыс істесе, онда жұмыс органының $V_{оп}$ лақтыру жылдамдығы төнкеру жылдамдықтан $V_{зп}$ 1.3÷1.35 есе жоғары болады. Шұңқырлы қуыстың жұмысы кезінде құлау жылдамдығы 0.74÷0.77 айналу жылдамдығын құрайды.

$$V_{оп} = 0.75 \times V_{зп} = 0.75 \times 0.18 = 0.135 \text{ м/с.}$$

Жебенің көтеру жылдамдығы жүк көтергішті түсіру операциясы аяқталған кезде жүктің көтерілуі аяқталатындай етіп таңдалады:

$$V_{пс} = \frac{S_{п}}{S_{д}} \times V_{х}, \quad (3.3)$$

мұндағы, $S_{п}$ – жебені көтеру кезінде шөмішті бекіту топсасының жол ұзындығы;

$S_{д}$ – тиегіштің жұмыс жүрісі жолының орташа ұзындығы;

$V_{х}$ – тиегіштің кері бос жүрісінің жылдамдығы, м/с.

$$V_{пс} = \frac{1.92 \times 5.6}{40 \times 3.6} = 0.08 \text{ м/с}$$

Жебенің түсіру жылдамдығын жебенің гидроцилиндрлерінің түсіру қуысында вакуум пайда болмайтындай есеппен көтеру жылдамдығы бойынша анықтайды:

$$V_{ос} = (1.2 \div 1.3) \times V_{пс} = 1.25 \times 0.08 = 0.1 \text{ м/с.}$$

Қазу күші $N_{в}$ – бұралмалы цилиндрлермен әзірленген және негізгі шөміштің кесу жиегіне қолданылатын күш, әдетте машинаның көтеру қабілетінен айтарлықтай асып түседі.

Жебедегі тиегіштер үшін номиналды жүк көтергіштікке сәйкес қазу күші:

$$N_{в} = (2,0...3,0)Q_{н} = (2...3) \times 34386 = (68772...103158) \text{ Н.}$$

$N_{в}=80000$ Н деп қабылдаймыз.

Көтергіш күш $N_{п}$ – жебенің гидроцилиндрлерімен дамытылатын және машинаның тұрақтылығы бойынша анықталатын шөміштің кесу жиегіндегі күш номиналды жүк көтергіштігі бойынша шамамен анықталуы мүмкін:

$$N_{п} = (1,8...2,3)Q_{н} = (1,8...2,3) \cdot 34386 = (61895...79088), \text{ Н}$$

$N_{\pi}=70000$ Н деп қабылдаймыз.

Шөміш жиегіндегі қысым күші:

$$q = \frac{T_{\text{сц}}}{B} = \frac{74900}{2,44} = 30696 \frac{\text{Н}}{\text{м}},$$

мұндағы, $T_{\text{сц}}$ – қозғалтқыш немесе ілінісу салмағы бойынша ең үлкен тарту күші;

B – жұмыс органының сыртқы ені.

Шөміш жиегіндегі меншікті тереңдеткіш күш:

$$q_{\text{в}} = \frac{N_{\text{в}}}{B} = \frac{80000}{2,44} = 32786 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Жүріс бөлігінің типі мен типіне байланысты негізгі шөміш үшін үлестік қысымды және тереңдететін күштердің ұсынылатын мәндері 3.1–кестеде келтірілген.

3.1 Кесте – Нақты қысым мен тереңдететін күштердің ұсынылатын мәндері

Параметрлері	Жүріс бөлігі	Жүк көтерімділігі, кН		
		30 дейін	40–60	60 жоғары
Меншікті қысым күші, кН/см	Шынжыр табанды	0,25–0,4	0,4–0,6	0,6 жоғары
	Пневмодөңгелекті	0,15–0,3	0,25–0,4	0,4 жоғары
Меншікті қазу күші, кН/см	Шынжыр табанды	0,20–0,35	0,25–0,4	0,3 жоғары
	Пневмодөңгелекті			

Ұсынылатын мәндер ($q_{\text{т}}$) және ($q_{\text{в}}$) материалдар мен топырақтың көтергіш қабілетінің мәндерінен асып түседі, соның арқасында құрылыс тиегіштерін тек тиеу және жер қазу–тасымалдау жұмыстары үшін ғана пайдалануға болмайды.

Шөмішті түсіру биіктігі ($H_{\text{р}}$) – жүк түсірудің ең жоғары бұрышы және шынжыр табанды машиналар үшін толық батырылған грунтозацепы немесе дөңгелекті машиналар үшін шиналардағы номиналды қысым кезінде тірек бетінен негізгі шөміштің кесу жиегіне дейінгі ең үлкен қашықтық.

Түсіру биіктігі тиегішпен жұмыс істеуге арналған көлік құралдары мен мөлшеріне байланысты таңдалады. Бір шөмішті құрылыс тиегіштері үшін ол техникалық жағдайлармен реттеледі.

Осы техникалық шарттарда көзделмеген тиегіштердің үлгі мөлшерлері үшін түсіру биіктігін мынадай формула бойынша анықтайды:

$$H_p = h_T + \Delta h_p = 2750 + 400 = 3150, \text{ мм}$$

мұндағы, h_T – жүк тиегіш жұмыс істей алатын көлік құралдары борттарының ең жоғары биіктігі;

Δh_p – шөміштің аударылуын және дайындалмаған негіздегі жұмысты ескере отырып таңдалатын және 300–500 мм-ге тең қосымша саңылау.

Жұмыс органының ұшуы L – базалық трактордың алдыңғы шығыңқы бөліктерінен жүк түсірудің ең үлкен бұрышы кезінде ең жоғары биіктікте орналасқан шөміштің кесу жиегіне дейінгі қашықтық.

$$L = \frac{B_T}{2} + \Delta b = \frac{2500}{2} + 150 = 1400, \text{ мм}$$

мұндағы, B_T – тиегіш жұмыс істеуге арналған ең ауыр көлік құралының шанағының ені;

Δb – жұмыс қауіпсіздігі шарттары бойынша қажетті және 150–200 мм тең жүк тиегіш пен көлік құралының арасындағы қашықтық.

Төменгі позициядағы шөміштің бұрышы және жоғарғы позициядағы түсіру бұрышы ГОСТ 12568-67 сәйкес таңдалады. Жебенің төменгі позициясында 42–46° градус бұрылу бұрышының ұсынылған мәні. Көтеру кезінде ожауды одан әрі 15° градусқа дейін лақтыруға рұқсат етіледі. Разгружать шөміш болады, және кез келген биіктікте жебенің қоса алғанда, төменгі ереже. Биіктіктердің аралық мәндері кезінде негізгі шөмішті түсіру бұрышы 45° градустан кем болмауы тиіс.

3.2 Тиегіштің атқарушы гидроцилиндрлеріндегі күштерді анықтау

Атқарушы гидроцилиндрлердің штоктарындағы күштер ең үлкен тереңдеткіш күш (N_B) – шөміштің гидроцилиндрлері үшін және көтергіш күш (N_{II}) – енгізу жағдайында шөміштің кесу жиегіне салынған жебенің гидроцилиндрлері үшін белгіленген жұмыс режимінде анықталады.

Күш штокте бір гидроцилиндра шөміш [13]:

$$S_K = \frac{N_B \times i_{II} + G_K \times i_K}{n_{II}} \times k_1, \quad (3.4)$$

мұндағы, G_K – шөміш салмағы;

n_{II} – шөмішті айналдыруға арналған гидравликалық цилиндрлердің саны;

i_{II} және i_K – шөміштің күші (N_B) мен ауырлық күші (G_K) үшін рычагтық жүйе иықтарының қатынасымен анықталатын тиеу жабдығы механизмінің лездік беріліс коэффициенттері;

k_1 – гидравликалық цилиндрлер мен топсалардағы жоғалтуларды есепке алатын қауіпсіздік коэффициенті (1,25-ке тең қабылданған).

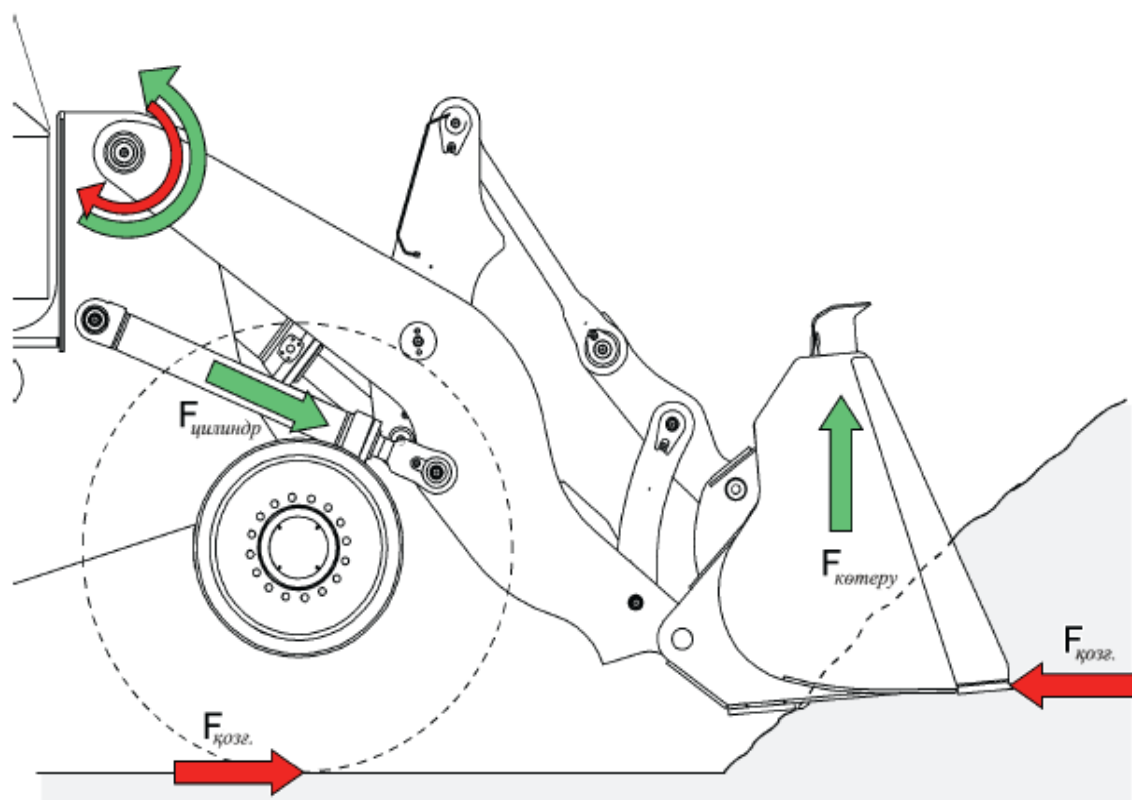
$$S_K = \frac{80 \times 0.6 + 10 \times 0.2}{2} \times 1.25 = 31,25 \text{ кН}$$

Механизмнің лездік беріліс қатынасы материалға сәйкес келетін шөміштің орналасуы үшін есептеледі [13]:

$$i_n = \frac{l_6 \times l_8}{l_7 \times l_9}; \quad i_k = \frac{l_{11} \times l_8}{l_7 \times l_9}, \quad (3.5)$$

мұндағы, l_i – механизмнің жүктелген элементтерінде күш қолдану нүктелері.

$$i_n = \frac{1.27 \times 0.33}{0.87 \times 0.81} = 0.6; \quad i_k = \frac{0.87 \times 0.81}{0.42 \times 0.33} = 1.2.$$



3.2 Сурет – Тиеу жабдығының гидравликалық цилиндрлерінің күштерін анықтау схемасы

Жебенің гидравликалық цилиндрлерімен орындалатын күштер тиеу жабдығының кинематикалық схемасына байланысты.

Айқас жүйесі бар механизмнің кинематикалық схемасы кезінде жебенің бір гидроцилиндріндегі күштер мынадай формула бойынша анықталады [13]:

$$S_C = \frac{N_B \times l_3 + G_P \times l_{10} - S'_K \times l_5 \times n_n}{l_4 \times n_C} \times k_2, \quad (3.6)$$

мұндағы, G_P – тиеу жабдығының салмағы;

S'_K – қор коэффициентін есепке алмағанда шөміштің гидроцилиндрінің күші; n_n және n_C – шөмішті айналдыруға және жебені көтеруге арналған гидравликалық цилиндрлер саны;

k_2 – топсалар мен гидроцилиндрлердегі шығындарды ескеретін және 1.25-ке тең қор коэффициенті;

l_3, l_4, l_{10} – күштердің иықтары.

$$S_C = \frac{80 \times 2,2 + 15,2 \times 1,5 - 31,25 \times 0,25 \times 2}{0,7 \times 2} \times 1,25 = 163,55 \text{ кН}$$

Шөміш пен жебенің гидравликалық цилиндрлерінің поршеньдерінің жылдамдығы шөміш пен жебенің қажетті жылдамдығына байланысты анықталады. Шөміш гидравликалық цилиндрлерінің поршеньдерінің орташа жылдамдығы енгізу орны үшін формула бойынша есептеледі:

$$V_K = \frac{V_3}{i_n} = \frac{0,18}{0,6} = 0,3 \text{ м/с.}$$

Жебенің гидравликалық цилиндрлерінің поршеньдерінің орташа жылдамдығы мына формуламен анықталады:

$$V_C = 57,3 \times \frac{V_{nc} \times S_C}{l_C \times \phi_C}, \quad (3.7)$$

мұндағы, S_C – жебенің гидравликалық цилиндрінің жүрісі;

l_C – жебенің ұзындығы;

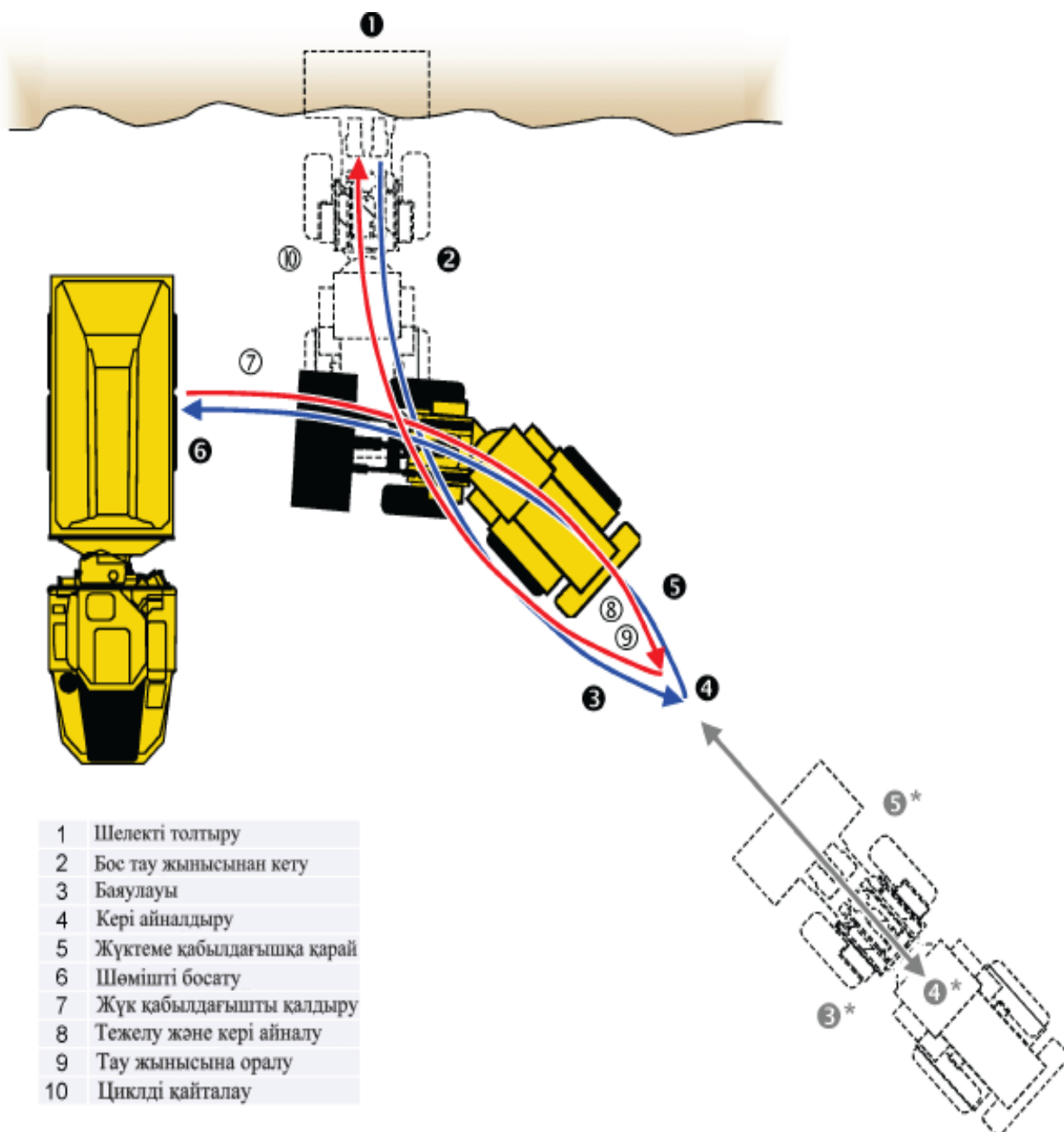
ϕ_C – жебенің айналу бұрышы әдетте 90° құрайды.

$$V_C = 57,3 \times \frac{0,08 \times 1,2}{1,9 \times 90} = 0,03 \text{ м/с}$$

3.3 Алдыңғы тиегіштің өнімділігін анықтау

Алдыңғы жүк тиегіштер негізінен таза жүк тиеу жабдықтары ретінде қолданылады (олар бір шөмішті экскаватормен бәсекелеседі, бірақ олардан гөрі мобильді).

Доңғалақты тиегіштер әртүрлі сызбаға сәйкес жұмыс істейді: доңғалақты тиегіштердің жұмыс істеу принципі төменгі суретте көрсетілген (3.3-сурет).



3.3 Сурет – Қозғалмайтын автокөлік кезінде тиегіштің қозғалыс траекториясы (дөңгелекті тиегіштерді пайдалану кезінде қолданылады)

Жүктегіштің өнімділігі мына формуламен анықталады:

$$P_{\text{э}} = V \cdot K_c \cdot \frac{60}{T} k_B \text{ м}^3/\text{сағ} \quad (3.8)$$

мұндағы, V – геометриялық шөміш сыйымдылығы, м^3 ;

K_c – шөмішті толтыру коэффициенті;

T – тиегіш циклінің уақыты, мин;

k_B – уақыт бойынша машинаны пайдалану коэффициенті.

Шөміштің геометриялық сыйымдылығы V машинаның техникалық сипаттамасынан анықталады. Айта кету керек, бірқатар шет елдерде SAE нормалары бойынша техникалық сипаттамада геометриялық қоспамен "шляпасы бар" шөміштің сыйымдылығын білдіреді, бұл ТМД елдерінде бірдей геометриялық мөлшерде қабылданған шөміштен 10–20% жоғары.

Номиналды шөміш сыйымдылығы термині "шляпасы бар" сыйымдылықты да білдіреді, ал шөміштегі материалдың көлбеуі 1:2 қабылданады.

Тиегіштің t циклінің уақыты шөмішті толтыру уақытынан, машинаны жүктелген күйде жылжыту уақытынан, жүктеме уақытынан, бастапқы күйіне оралу уақытынан тұрады. Жалпы жағдайда, ол циклдің тұрақты және ауыспалы бөлігінен тұрады деп қабылдауға болады:

$$T = t_{\text{пост}} \cdot t_{\text{пер}}, \quad (3.9)$$

мұндағы, $t_{\text{пост}}$ – цикл уақытының тұрақты бөлігі материалды тасымалдау және $t_{\text{пер}}$ тиегішті бастапқы күйіне қайтару уақытын қоспағанда, тиегіштің циклде жұмыс істеуге жұмсаған барлық уақытын қамтиды. Бұл шөмішті жинау және түсіру уақыты. Бұл көбінесе әзірленетін материалдың түріне байланысты және 3.2–кестеде келтірілген.

3.2 Кесте – Тиегіштің шөмішін толтырудың орташа уақыты бойынша деректер, мин.

Материалдың түрі	Құм және қиыршық тас	Щебень және галька	Мергель	Жарылған тау жынысы
Шөмішті толтыру және түсіру уақыты, мин.	0,08	0,12	0,15	0,20

Материалды тасымалдау және тиегішті бастапқы қалпына қайтару уақыты келесі формула бойынша анықталады:

$$T = t_{ном} + 0.06 \left(\frac{L_{ЗАГ}}{V_{ЗАГ}} + \frac{L_{ПОР}}{V_{ПОР}} \right) \quad (3.10)$$

Жалпы жағдайда цикл уақытының тұрақты бөлігін 0,4–0,8 мин тең қабылдау керек.

Машиналардың орташа жылдамдығы төменде келтірілген.

3.3 Кесте – Жүк тиегіш қозғалысының орташа жылдамдығы, км/сағ

Тиегішті жүктеу сипаттамасы	Шынжыр табанды тиегіштер	Пневмодөңгелекті тиегіштер
Тиелген машинаның қозғалысы, км/сағ	2–4	4–8
Бос машинаның қозғалысы, км/сағ	4–6	10–15

Тиегіштің карьерде тау жыныстарын тиеу жұмысы кезінде: материалды тасымалдау қашықтығы 30 м, қозғалтқыш қуаты 95 кВт, шөміш сыйымдылығы $V = 1,5 \text{ м}^3$.

Өнімділікті анықтау.

Жұмыс органын толтыру коэффициенті $k_c = 1,25$.

SAE стандарттарын ескере отырып, k_c мәні 0,1-ге азайды.

Цикл уақыты:

$$T = t_{ном} + 0.06 \left(\frac{L_{ЗАГ}}{V_{ЗАГ}} + \frac{L_{ПОР}}{V_{ПОР}} \right) = 0.65 + 0.06 \left(\frac{23,04}{4.8} + \frac{23,04}{7.5} \right) = 1,12 \text{ мин}$$

Қозғалыс жолының ұзындығы (машинаның ұзындығын ескере отырып):

$$L_{заг} = 30 - 6,96 = 23,04 \text{ м}$$

Тиелген тиегіштің қозғалыс жылдамдығы:

$$V_{заг} = 0,6 \cdot 8 = 4,8 \text{ км/ч.}$$

Бос тиегіштің қозғалыс жылдамдығы:

$$V_{пор} = 0,5 \cdot 15 = 7,5 \text{ км/ч.}$$

Тиегіштің өнімділігі:

$$П_{\text{э}} = V \cdot K_c \cdot \frac{60}{T} k_B = 1,5 \cdot 1,25 \cdot \frac{60}{1,12} \cdot 0,8 = 80,4 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

3.4 Жүк тиегіштің тартым есебі

Жұмыс кезінде жүк тиегіш үздіксіз қозғалыста болады: шөмішпен үйілген материалды итеру кезінде, шөмішті түсіру орнына көшкенде, тиегішті материалдың орнына қайтарғанда, тиегішті тасымалдағанда.

Жалпы жағдайда, жетек пен қозғаушы еңсеру керек машинаның қозғалысына жалпы қарсылық кедергілердің қосындысы болып табылады:

$$\sum W = W_P + W_{\text{пер}} + W_{\text{пов}} \pm W_v + W_{\text{и}} + W_B \quad (3.11)$$

мұндағы, W_P – жұмыс органының өңделген ортамен өзара әрекеттесуіне байланысты жұмыс кедергісі;

$W_{\text{пер}}$ – қозғағыштардың қозғалуына (домалатылуына) қарсылық;

$W_{\text{ное}}$ – машинаның бұрылуына төзімділік;

W_v, W_u, W_e – жердің еңісіне, ауа ортасының үдеуі кезіндегі инерцияға қарсылық.

W_P жұмыс кедергісі жұмыс органының параметрлеріне, әзірленген материалдың физика–механикалық қасиеттеріне, тарту әдісіне байланысты және оны анықтауға болады:

$$W_P = b \times h \times n \times k_p = 18 \times 8 \times 8 \times 15 = 17,3 \text{ кН}$$

мұндағы, b – тістің ені, см;

h – жоңқаның қалыңдығы, см;

n – тістердің саны;

k_p – кесуге меншікті кедергі, Н/см.

Қозғағыштардың қозғалуына (домалатылуына) қарсылық:

$$W_{\text{пер}} \approx f \cdot G_M = 0,3 \cdot 107 = 32,1 \text{ кН}$$

мұндағы, f – орташа мәні 3.4-кестеде келтірілген қозғалтқыштардың қозғалысына кедергі коэффициенті;

G_M – машинаның ауырлық күші, Н.

Тиегіштің шөмішімен материалды тарту процесі көбінесе көлденең алаңда, машинаның төмен жылдамдықтарда тік сызықты қозғалысы кезінде

жүреді, сондықтан негізгі құрамдастармен салыстырғанда шағын шамаға ие кедергілер ($W_{пов}$, W_y , W_u , W_B) ескерілмейді.

Содан кейін тиегіштің шөмішімен материалды тарту процесінде тиегіштің қозғалысына жалпы қарсылық анықталады:

$$\sum W = W_p + W_{пер} = 17,3 + 32,1 = 49,4 \text{ кН}$$

Машинаның қозғалысы кезінде пайда болатын кедергілерді $\sum W$ жеңу жетекші қозғалтқыштан берілетін машинаның T_k қозғағыштарының (жетек доңғалақтары, шынжыр табандар) айналмалы (тартқыш) күші есебінен жүзеге асырылады. Тарту күшінің ең үлкен мәні қозғалтқыштан машинаның қозғағыштарына берілетін максималды моментпен немесе қозғағыштардың қозғаушы бетке жабысуымен шектеледі. Сондықтан автокөліктің қозғалысының шарты келесі түрде жазылады:

$$T_{сц} > T_n > \sum W \quad (3.12)$$

$$74,9 \text{ кН} > 70,7 \text{ кН} > 49,4 \text{ кН},$$

мұндағы, T_n – қозғалтқыш бойынша тарту (арынды) күші, кН.

3.4 Кесте – Жылжу және орын ауыстыру кедергісінің коэффициенті

Тірек бетінің түрі	Пневмодөңгелек			
	Жоғары қысымды шиналар		Төмен қысымды шиналар	
	f	φ	f	φ
Құрғақ асфальт	0,015–0,02	0,7–0,8	0	0,7–0,8
Лас жол: құрғақ илектелген	0,02–0,06	0,6–0,7	0,025–0,035	0,4–0,6
Лас, дымқыл	0,013–0,25	0,1–0,3	0,15–0,20	0,15–0,25
Топырақ: борпылдақ жаңадан себілген	0,20–0,30	0,3–0,4	0,1–0,2	0,4–0,6
Тұтасқан, тығыздалған	0,10–0,20	0,4–0,6	0,10–0,15	0,5–0,7
Құм: ылғалды	0,10–0,40	0,3–0,6	0,06–0,15	0,4–0,5

3.5 Тиеу жабдығының гидрожүйесін есептеу

Гидроқозғалтқыштарды есептеу

Бастапқы деректер:

- номиналды қысым $P_{НОМ} = 16.0$ МПа;
- гидроцилиндрлер саны $K_C = 4$;
- гидромоторлар саны $K_M = 0$.

№1 Гидроцилиндр үшін бастапқы деректер: (шөміш)

- мультипликация коэффициенті 1.25-ге тең;
- механикалық ПӘК-і 0.9-ға тең;
- көлемді ПӘК-і 0.98-ге тең;
- гидроцилиндр өзегіндегі күш: итеру кезінде 31250 Н-ға; тарту кезінде 0 Н-ға тең;
- гидроцилиндр өзегінің жылдамдығы 0.5 м/с тең.

Есептеу нәтижелері:

- гидравликалық цилиндрдің белгіленуі – 1.16.0.У.63×28×360
- гидроцилиндрдің есептік диаметрлері: итеру кезінде 55,42 мм-ге, тарту кезінде 0 мм-ге тең;
- гидравликалық цилиндрдің қабылданған диаметрі 63 мм-ге тең;
- гидроцилиндр штокындағы болжамды күш: штокты итергенде 31250 Н-ге; штокты тарту кезінде 24997,56 Н-ге тең;
- гидравликалық цилиндрдің қажетті шығынын 1589.625 см³/с деп аламыз.

№2 Гидроцилиндр үшін бастапқы деректер: (жебе)

- мультипликация коэффициенті 1,25-ге тең;
- механикалық ПӘК-і 0,9-ге тең;
- көлемді ПӘК-і 0.98-ге тең;
- гидроцилиндр штокындағы күш: шығару кезінде – 163550 Н, тарту кезінде – 0 Н;
- гидроцилиндр өзегінің жылдамдығы – 0.44 м/с.

Есептеу нәтижелері:

- гидравликалық цилиндрдің белгіленуі – 1.16.0.У.125×56×800;
- гидроцилиндрдің есептік диаметрлері: итеру кезінде – 126.8 мм; тарту кезінде – 0 мм;
- гидравликалық цилиндрдің қабылданған диаметрі – 125 мм;
- гидроцилиндр штокындағы болжамды күш: штокты итергенде – 163550 Н, штокты тарту кезінде – 130858.866 Н;
- гидравликалық цилиндрдің қажетті шығыны – 5507 см³/с.

Есептеу гидроцилиндрлер мынадай формулалар бойынша жүргізіледі:

Гидравликалық цилиндрдегі қысымның төмендеуін ΔP тең қабылдаймыз:

$$\Delta t = t_{НОМ} \times 0.9 = 16 \times 0.9 = 14.4 \text{ Мпа,}$$

мұндағы, $P_{\text{ном}}$ – гидрожүйедегі номиналды қысым.

Гидравликалық цилиндрлердің диаметрлерін формулалар бойынша анықтаймыз:

– итерген кезде,

$$D_{i2} = 2 \times \sqrt{\frac{S_{i1}}{\Delta P \times \pi \times \eta_M}}, \text{ мм} \quad (3.13)$$

– тартылған кезде,

$$D_{i2} = 2 \times \sqrt{\frac{S_{i2} \times \Psi}{\Delta P \times \pi \times \eta_M}}, \text{ мм} \quad (3.14)$$

мұндағы, ΔP – гидравликалық цилиндрдегі қысымның төмендеуі;

S_{i1} – итерген кезде гидроцилиндр өзегіндегі күш;

S_{i2} – тарту кезіндегі гидроцилиндр өзегіндегі күш;

η_M – гидравликалық цилиндрдің механикалық ПӘК-і.

Шамаланған күш формулалар бойынша анықталады:

– итерген кезде:

$$S_{\text{ВЫТ}} = \frac{\pi \times D_i^2}{4} \times \Delta P \times \eta_M, \quad (3.15)$$

– тартқан кезде:

$$S_{\text{ВТ}} = \frac{\pi \times D_i^2}{4 \times \Psi} \times \Delta P \times \eta_M, \quad (3.16)$$

Поршеньдің берілген жылдамдығын қамтамасыз ету үшін қажетті ағын поршень қуысына май құйылған кезде болады, өйткені өзек итеру үшін жұмыс істейді және формула бойынша анықталады:

$$Q_i = \frac{\pi \times V_i \times D_i^2}{4 \times \eta_o}, \quad (3.17)$$

мұндағы, V_i – гидравликалық цилиндрдің шток жылдамдығы;

D_i – гидравликалық цилиндрдің қабылданған диаметрі;

η_o – көлемді ПӘК-і.

Егер жұмыс операциясы поршеньді тарту кезінде ғана орындалса, онда шығын формула бойынша анықталады:

$$Q_{i2} = \frac{\pi \times V_i \times D_i^2}{4 \times \eta_o \times \Psi}, \quad (3.18)$$

мұндағы, Ψ – мультипликация коэффициенті.

Сорғыны таңдау.

Сорғының қажетті берілісі бір уақытта жұмыс істейтін барлық гидравликалық цилиндрлер мен гидроқозғалтқыштардың шығынының қосындысы ретінде анықталады. Бұл жағдайда беріліс гидравликалық цилиндрлер 1, 2 арқылы анықталады.

Қажетті сорғы берілісі $7096,625 \text{ см}^3/\text{с}$ тең.

Сорғының қажетті жұмыс көлемі формула бойынша анықталады:

$$V_p = \frac{Q}{\omega \times \eta''}, \quad (3.19)$$

мұндағы, Q – сорғының қажетті берілісі;

ω – сорғы жетегінің айналу жиілігі.

$$V_p = \frac{7096,625}{28,3 \times 0,95} = 263,9 \text{ см}^3/\text{с}$$

Таңдалған сорғының техникалық сипаттамасы

– сорғы түрі – НШ 250-3;

– сорғының жұмыс көлемі: керекті – $263,9 \text{ см}^3$, жарамды (нақты) – 250 см^3

– сорғы ПӘК-і: толық – 0.850, көлемді – 0.940

– сораптың берілуі: керекті – $7096,625 \text{ см}^3/\text{с}$, нақты – $7021,9 \text{ см}^3/\text{с}$

– сорғы жетегінің айналу жиілігі: 32 с^{-1} қабылданған.

Сорғының нақты берілуі формула бойынша анықталады:

$$Q_d = V_{pd} \times \omega \times \eta_o = 263,9 \times 28,3 \times 0,94 = 7021,9 \text{ см}^3/\text{с}$$

мұндағы, η_o – көлемді сорғының ПӘК-і;

V_{pd} – сорғының жұмыс көлемі.

Сорғымен тұтынылатын толық қуат мына формула бойынша анықталады:

$$N = \frac{P_{НОМ} \times Q_d}{\eta \times \eta_p} = \frac{16 \times 7021,9}{0,85 \times 0,9} = 146,86 \text{ кВт},$$

мұндағы, $P_{\text{НОМ}}$ – номиналды қысым;

Q_d – сорғының нақты берілуі;

η_n – сорғының толық ПӘК-і;

η_p – жетектің ПӘК-і (0,87–0,9).

Сұйық түрі (типi) – ВМГЗ;

Кинематикалық тұтқырлығы – 0.000010 м²/с;

Тығыздығы – 865 кг/м³.

3.6 Энергия үнемдеу позициясынан бір шөмішті фронталды тиегіштердің энергия үнемдеу гидрожетегін бағалау

Көлденең платформада тежеу кезінде жүк тиегішінің энергияны үнемдейтін тежеу жүйесінің максималды мүмкіндіктерін анықтаймыз, ол келесі сипаттамаларға ие:

Массасы:

– жүксіз операторы бар тиегіш $m_0 = 10780$ кг;

– жүксіз тиеу жабдығы $m_{\text{ПЖ}} = 2996$ кг;

– шөміштегі жүк $m_r = 3000$ кг;

– максималды жұмыстық жылдамдығы $U_0 = 15$ км/сағ = 4,17 м/с;
дөңгелектің теңселу радиусы $R_K = 0,8$ м.

Тиеу жабдықтарының сорғылары:

– типі – 350.40;

– жұмыстық көлемі $V_H = 40 \cdot 10^6$ м³ /айн;

– гидромеханикалық ПӘК-і $\eta = 0,955$;

– саны $Z_H = 1$;

– көтеру кезінде жебенің гидравликалық цилиндрлерінің поршеньдік камераларындағы қысым $p_n = 14,4$ МПа = const;

– жебенің гидравликалық цилиндрлерінен тиеу жабдығының сорғы-моторларына дейінгі қысымның жоғалуы – 0,1 p_n ;

– тиегіштің дөңгелектерінен сорғыларға жалпы беріліс қатынасы $i = 0,0032$;

– тиегіштің дөңгелектерінен сорғыға гидромеханикалық ПӘК-і $\eta = 0,7$.

$e = 1$ кезінде тиеу жабдығының сорғыларындағы айналу сәті [16]:

$$M = \frac{0,159 e V_H 1,1 p_n Z_H}{\eta_{\text{ГМН}}} = \frac{0,159 \times 1 \times 40 \times 10^{-6} \times 1,1 \times 14,4 \times 10^6 \times 1}{0,955} = 398 \text{ Нм}$$

Тежеу кезіндегі тиегіштің дөңгелектеріндегі айналу сәті:

$$M_K = \frac{M}{i \times \eta} = \frac{398}{0,032 \times 0,7} = 17767,8 \text{ Нм}$$

Тиегіштің доңғалақтарындағы тежеу күші:

$$F_T = \frac{M_k}{Rk} = \frac{17767,8}{0,8} = 22209,75 \text{ Н}$$

Теңселуге қарсылық күші:

$$F_f = f (m_0 + m_r) g \cos \alpha = 0,04 (10780 + 3000) 9,81 \times 1 = 5407,34 \text{ Н}$$

Тиегіштің инерциялық күші [16]:

$$a_T (m_0 + m_r) a_T = F_T + F_f \quad (3.20)$$

Тежеу кезіндегі баяулау:

$$a_T = \frac{F_T + F_f}{\delta_T (m_0 + m_r)} = \frac{22209,75 + 5407,3}{1,1(10780 + 3000)} = 1,8 \text{ м/с}.$$

Тежеу уақыты:

$$t_T = U_0 / a_T = 4,17 / 1,8 = 2,32 \text{ с}.$$

Тежеу жолы:

$$S_T = \frac{U_0 \times t_T}{2} = 4,84 \text{ м}$$

Тиелген тиегіштің кинетикалық энергиясы:

$$W_r = \frac{\delta_T (m_0 + m_r) U_0^2}{2} = \frac{1,1 \times (10780 + 3000) 4,17^2}{2} = 131790,5 \text{ Дж}$$

Трансмиссиядағы үйкеліс күштерінің жұмысы:

$$A_{TP} = 0,39 W_r = 0,39 \times 131790,5 = 51398,3 \text{ Дж}$$

Теңселуге қарсылық күштерінің жұмысы:

$$A_f = F_f \times S_T = 5407,3 \times 4,84 = 26171,3 \text{ Дж}$$

Тежеу кезінде жасалатын жиынтық жұмыс [16]:

$$W_r = A_f + A_{T2} + A_{TP} \quad (3.21)$$

Жүк тиеу жабдықтарын көтеруге арналған пайдалы жұмыс [16]:

$$A_{T2} = K(m_{nK} + m_r)g \times H_{ATr}, \quad (3.22)$$

мұндағы, H_{ATr} – тиелген тиегішті бір тежеу кезінде шыңды көтеру биіктігі [16].

$$W_r = A_f + K(m_{nK} + m_r)g \times H_{AT} + 0,39W_r \quad (3.23)$$

Осыдан,

$$H_{ATr} = \frac{(0,61Wr - Af)}{[K(m_{nK} + m_r)g]} = \frac{0,61 \times 131790,5 - 26171,3}{1(2996 + 3000)9,81} = 0,92 \text{ м.}$$

Тау-кен жынысынан шыққанда және көлік құралына жақындаған кезде тиелген тиегіш екі тежеуді жүзеге асырады. Тежеу есебінен жебенің көтерілу биіктігі:

$$\Sigma H_{ATr} = 2 H_{ATr} = 2 \times 0,92 = 1,84 \text{ м.}$$

Жүк тиегіш жебесінің шыңын көтерудің толық биіктігі $H = 2,75$ м.

Демек, тежеу кезінде тиегіштің кинетикалық энергиясын қалпына келтіруге байланысты жүк тиегіш жабдықты көтеру биіктігі:

$$\frac{1,84}{2,75} 100 = 67 \%,$$

толық көтерілу биіктігінен.

Жебені түсіру кезінде тиеу жабдығының потенциалдық энергиясын рекуперациялау есебінен тиегішті жеделдету кезіндегі A_p пайдалы жұмысы жүк тиеу жабдығын H_{ap} биіктікке көтеруге тең, яғни [16]:

$$H_{Ap} = \frac{m_{nK}H_A \times \eta}{(m_{nK} + m_r)} = \frac{2996 \times 0,052H_A}{2996 + 3000} = 0,47 H_A$$

немесе толық көтерілу биіктігінің 47%.

Тиегіштің тау-кен жынысынан көлік құралына дейінгі жолдың ұзындығы 35 м тең болғандықтан, ІЖҚ жұмысының шамамен 19%-ы жүгі бар тиеу жабдығын көтеруге жұмсалатындықтан онда, үнемдеу ІЖҚ-тың циклы үшін орындайтын жұмыстың $19 \times 1,14 = 21,7\%$ -ын құрайды.

Номиналды режимдегі отынның сағаттық шығыны, мынадай формула бойынша анықталады:

$$G_{\text{НОМ}} = N_e \cdot g_e \cdot 10^3 = 95 \times 225 \times 10^3 = 21,8 \text{ кг/сағ}$$

мұндағы, g_e – дизельді қозғалтқыштар үшін отынның меншікті шығыны 225 гр/кВт · сағ.

Отын үнемдеу құрайды:

$$21,8 \times 0,217 = 4,7 \text{ кг/сағ.}$$

4 Беріктікке есептеу

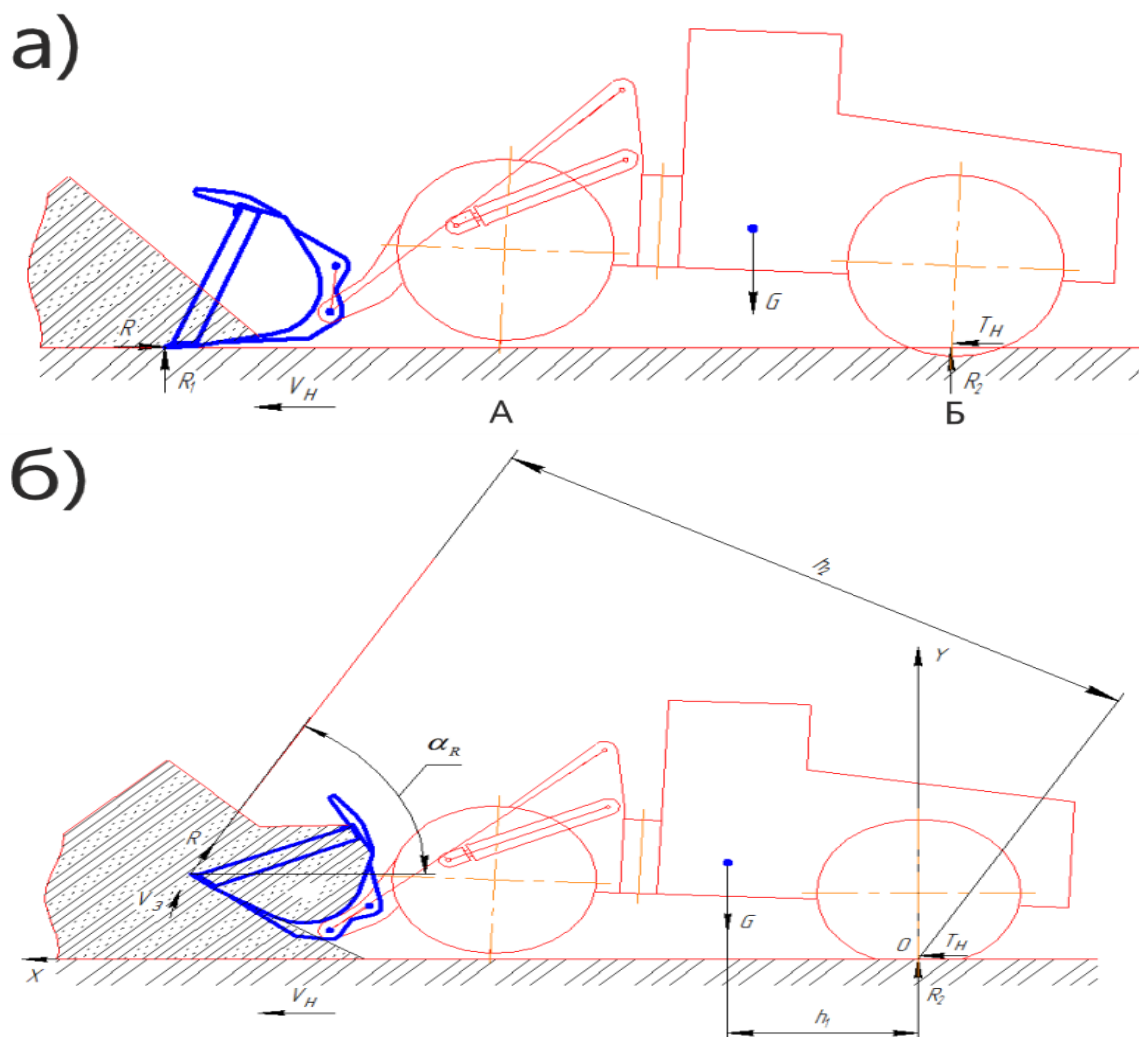
Тиегіштің тораптары мен бөлшектерін есептеуді шөміш кезінде материалды қатарлап енгізу жағдайында жүргізеді. Шөміштің түбі жұмыс алаңына 5° бұрышпен орнатылады деп қабылданады.

Негізгі есептік ережелер (4.1-сурет):

1. Шөміштің шетінен жеңу қиын кедергі: жүк тиегіш көлденең бетінде қозғалады; жұмыс жабдықтарының гидравликалық цилиндрлері құлыпталған.

2. Шөміштің шетін материал массасына көлденең бетіндегі бағыттағыштарға немесе алдыңғы дөңгелектерге тиегішті ілу арқылы енгізу; шөмішті бұрудың гидроцилиндрлері машинаның А нүктесіне қатысты аударылуын қамтамасыз ететін кесу жиегінде тереңдететін күшті дамытады.

3. Көлденең бет бойымен алға жылжу кезінде артқы дөңгелектерге ілініп, шөміштің шетін тереңдету; жебенің гидравликалық цилиндрлері Б нүктесіне қатысты тиегішті төңкеруге қажетті күшті дамытады.



4.1 Сурет – Есептеу жағдайлары және сыртқы жүктемелер: а – тиегіштің жағдайы; б – жүктемелерді қолдану схемасы

Есептеу кезінде кедергі күштерінің бүйір компоненті ескерілмейді, тиегіштердің ең көп таралған жұмыс схемалары мен конструкциялары үшін оның мөлшері мен пайда болу жиілігі салыстырмалы түрде аз.

Әрбір есеп айырысу жағдайы үшін сыртқы күштер әртүрлі мағынаға ие:

I есептік жағдай шөмішті енгізудің бастапқы кезеңінде немесе бульдозерлік жұмыстар кезінде кедергіге соққы беру сәтіне сәйкес келеді. Сыртқы жүктеме шөміштің шеткі тісімен қабылданады. Көлденең күш R_x тістің осі бойымен әрекет етеді деп қабылданады.

Көлденең күштің шамасы тиегіштің тарту күшімен, машинаның массасымен және қозғалыс жылдамдығымен анықталады:

$$R_x = R_{xc} + R_{xD} = 72,8 + 96,8 = 169,6 \text{ кН}$$

мұндағы, R_{xc} – негізгі трактордың немесе тартқыштың номиналды тарту күшіне тең тиегіштің статикалық қысым күші ($R_{xc} = T_H$);

R_{xD} – динамикалық күш.

$$R_{xD} = V_p \sqrt{CM} = 4 \sqrt{23,5 \times 178,4} = 129,5 \text{ кН}$$

мұндағы, C – берілген қаттылық;

M – қозғалтқыштың және трансмиссияның айналатын массаларын ескере отырып, тиегіштің келтірілген массасы.

Келтірілген қаттылық тиеу жабдығының қаттылығымен және ықтимал кедергілермен айқындалады:

$$C = \frac{C_1 \times C_2}{C_1 + C_2} = \frac{29,96 \times 110}{29,96 + 110} = 23,5 \text{ кН/см},$$

мұндағы, C_1 – тиеу жабдығының қаттылығы;

C_2 – кедергілердің қаттылығы.

Ең көп таралған тиеу жабдығы үшін қаттылық шамасын мына формула бойынша анықтауға болады:

$$C_1 = k_c G_n = 0,001 \times 29960 = 29,96 \text{ кН/см},$$

мұндағы, K_c – 1 кг салмаққа жабдықтың қаттылық коэффициенті, 0,001 тең.

Жеке кедергілердің қаттылығы мен үлес коэффициенті техника ғылымдарының кандидаты А. А. Белоконевтің деректері кестеде келтірілген.

4.1 Кесте – Кедергілердің қаттылық мәні

Кедергі	Кедергілердің қаттылығы, кН / см	Қаттылықтың үлес коэффициенті	
		Ауданы, кН/см ²	Диаметрі бойынша, кН/см
Тереңдігі 80 см-ге дейін кірпіш қалауы (d=45 см; F=2700 см ²)	105	0,040	2,33
120 см тереңдікте қазылған темірбетон бағанасы (d=20 см, F=400 см ²)	110	0,275	5,50
100 см тереңдікте қазылған қарағай бағанасы (d=20 см)	65	0,207	3,25

Берілген масса шамамен формула бойынша анықталады:

$$M = \frac{G_n}{g} + k_M \frac{I_k i^2}{r_k^2} \eta_m = \frac{107000}{9,81} + 1,3 \frac{1,025 \times 67,65^2}{0,74^2} 0,65 = 178,4 \text{ кН с}^2/\text{м}$$

мұндағы, k_T – трансмиссия мен жүріс бөлігінің ең жоғары массаларының әсер ету коэффициенті ($k_T=1,3$);

I_k – қозғалтқыштың айналмалы массаларының инерция моменті;

i – жұмыс редукторындағы беріліс қатынасы.

R_x көлденең күшінің алынған мәні тіркеме салмағы бойынша тиегіштің есептік тарту күшінен аспауы тиіс.

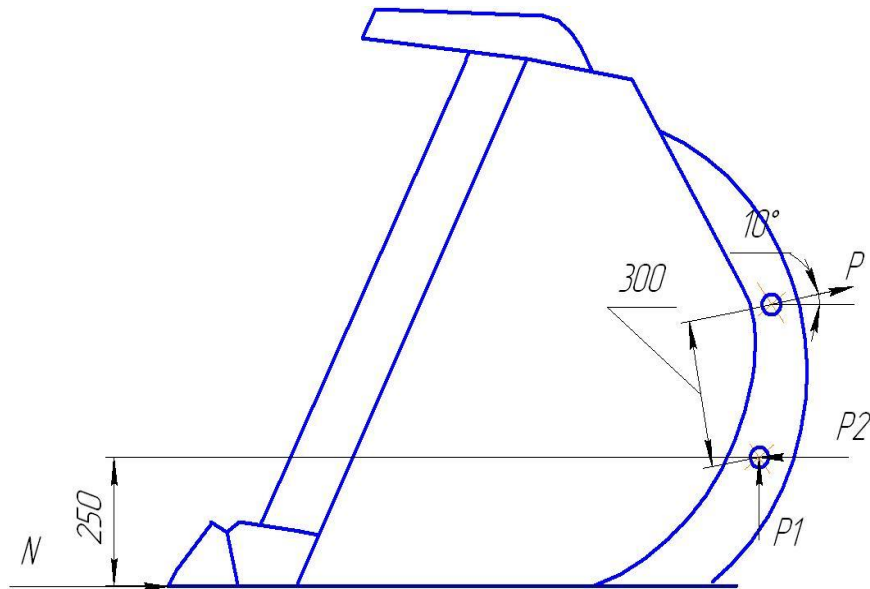
$$\text{Егер, } T_{CЦ} + V_{PV} \sqrt{CM} > G_n \phi, \text{ онда } R_x = G_n \phi_{\max}$$

$$74,9 + 129,5 = 204,4 > 85,6 \text{ Кн,}$$

$$R_x = 107 \times 0,8 = 85,6 \text{ кН,}$$

мұндағы, ϕ_{\max} – қозғалтқыштар жасаған ең үлкен ілінісу коэффициенті, шынжыр табанды тартқыштар үшін $\phi_{\max} = 1,1$ -ге, пневмодөңгелектер үшін $\phi_{\max} = 0,8$ -ге тең.

Шөміштің саусағын есептеу М.Н. Ивановтың әдісі бойынша кесуге және ұсақтауға беріктік жағдайынан жасалады.



4.2 Сурет – Шөміштің саусағын есептеу сұлбасы

Жоғарғы саусақты есептеу.

Кесу кернеулерін анықтаймыз:

$$\tau = \frac{4 \times P}{\pi \times d^2 \times i} \leq [\tau] \quad (4.1)$$

мұндағы, P – кесу күші;

i – кесу жазықтықтарының саны, $i = 2$;

d – саусақ диаметрі, $d = 40$ мм;

$[\tau]$ – рұқсат етілген кернеулер, $[\tau] = 100$ МПа.

$$P = \frac{N \times 0,25}{0,3} = \frac{169,6 \times 0,25}{0,3} = 141,3 \text{ кН}, \quad (4.2)$$

$$\tau = \frac{4 \times 141300}{3,14 \times 0,04^2 \times 2} = 56,25 \text{ МПа} \leq [100 \text{ МПа}]$$

Саусақты ұсақтауға есептеу формула бойынша жүзеге асырылады:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d \times \delta_2} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (4.3)$$

мұндағы, δ_2 – қабырға қалыңдығының қосындысы, $\delta_2 = 40$ мм;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – рұқсат етілген сыну кернеулері, $[\sigma_{\text{см}}] = 160$ МПа.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{141300}{0,04 \times 0,04} = 88,3 \text{ МПа} \leq [160 \text{ МПа}]$$

Осылайша, кесу және ұсақтау кернеулеріндегі саусақтың беріктігі шарттары орындалады деген болжам жасалады.

Жебенің төменгі саусақтың бекітуін есептеу:

$$\tau = \frac{4 \times P_3}{\pi \times d^2 \times i} \leq [\tau] \quad (4.4)$$

мұндағы, P_3 – кесу күші;

i – кесу жазықтықтарының саны, $i = 2$;

d – саусақ диаметрі, $d = 70$ мм;

$[\tau]$ – рұқсат етілген кернеулер, $[\tau] = 100$ МПа.

$$P_1 = P \cdot \sin 10^\circ = 141.3 \cdot \sin 10^\circ = 24,5 \text{ кН},$$

$$P_2 = N + P \cdot \cos 10^\circ = 169.3 + 141.3 \cdot \sin 10^\circ = 308,7 \text{ кН},$$

$$P_3 = \sqrt{P_1^2 + P_2^2} = \sqrt{24,5^2 + 308,7^2} = 309 \text{ кН},$$

$$\tau = \frac{4 \times 309000}{3,14 \times 0,07^2 \times 2} = 40,2 \text{ МПа} \leq [100 \text{ МПа}].$$

Саусақты ұсақтауға есептеу формула бойынша жүзеге асырылады:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d \times \delta_2} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (4.5)$$

мұндағы, δ_2 – қабырға қалыңдығының қосындысы, $\delta_2 = 60$ мм;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – рұқсат етілген сыну кернеулері, $[\sigma_{\text{см}}] = 160$ МПа.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{309000}{0,07 \times 0,06} = 73,6 \text{ МПа} \leq [160 \text{ МПа}]$$

Осылайша, кесу және ұсақтау кернеулеріндегі саусақтың беріктігі шарттары орындалады деген болжам жасалады.

5 Жобаның экономикалық тиімділігін есептеу

5.1 Жаңа техниканың мақсаты мен қолданылу аясын анықтау

Тиегіш сусымалы және кесек материалдарды көлік құралдарына тиеуге және алдын ала қопсытусыз III санатқа дейінгі топырақта жер қазу жұмыстарын жүргізуге арналған.

Жүк тиегішті карьерлік өнеркәсіпте -20°C-тан +40°C-қа дейінгі температура диапазонында қалыпты климаты бар аудандарда пайдалануға болады.

Негізгі нұсқа ретінде ТО-18 фронталды тиегіш алынды.

5.2 Жаңа техниканың конструкторлық және пайдалану артықшылықтарын анықтау

Экономикалық әсерге қол жеткізуге әсер ететін конструкциялық өзгерістердің сипаттамасы 5.1-кестеде келтірілген

5.1 Кесте – Құрылымдық өзгерістердің сипаттамасы

Дизайндағы өзгеріс		Артықшылықтары	Экономикалық әсердің қалыптасуына әсері	
Негізгі нұсқада	Жаңа нұсқада		Оның аралық көрсеткіштеріне	Тікелей оның мөлшеріне
	Жебені көтеру және түсірудің әлеуетті энергиясына тежеу және үдеу кезінде тиегіштің кинетикалық энергиясын рекуперациялау есебінен энергия үнемдейтін гидрожетек.	Отын шығынын азайтады	1.Үнемділіктің жоғарылауы	1.Экономикалық тиімділіктің артуы
			2.Күрделі салымдарды ұлғайту	2.Экономикалық әсердің төмендеуі

5.3 Біржолғы күрделі шығындарды есептеу

Біржолғы күрделі шығындар мына формула бойынша есептеледі:

$$K = K_T + K_{пр} = 142922 + 314 = 143236 \text{ мың тг,}$$

мұндағы, K_T – жаңа техниканың баланстық құны, мың тг,

$K_{пр}$ – жобалауға арналған шығындар, мың тг.

Тау-кен машиналарының теңгерімдік құны мынадай формула бойынша айқындалады:

$$K_T = Ц \times K_6, \quad (5.1)$$

мұндағы, $Ц$ – техника бағасы, мың тг. (салыстыру ретінде қабылданған техника бойынша);

K_6 – бағадан баланстық құнға көшу коэффициенті. Монтаждауды талап етпейтін тау-кен техникасы үшін $K_6 = 1,09$, орнатуды қажет ететіндер үшін $K_6 = 1,12$.

$$K_T = 131121,65 \times 1,09 = 142922 \text{ мың тг.}$$

Жаңа техниканың бағасы формула бойынша базалық техниканың бағасымен салыстырғанда белгіленген:

$$Ц = Ц' - Ц'_{ан} + Ц'_{вв} = 125000 + 6121,65 = 131121,65 \text{ мың тг,}$$

мұндағы, $Ц'$ – жаңғыртуға дейінгі машина бағасы мың тг. (диссертация алдындағы практика материалдары бойынша қабылданады) $Ц' = 125000$ мың тг.;

$Ц'_{ан}$ – жаңғырту нәтижесінде жойылған агрегаттардың (тораптардың, бөлшектердің) бағасы мың тг;

$Ц'_{вв}$ – жаңғырту нәтижесінде жаңадан енгізілетін агрегаттардың (тораптардың, бөлшектердің) бағасы мың тг.

Жойылған және жаңадан енгізілген қондырғылардың бағасын мына формула бойынша анықтауға болады:

$$Ц_{вв} = (C + П) \times 1,25 = (4081,1 + 816,22) \times 1,25 = 6121,65 \text{ мың тг.}$$

мұндағы, C – агрегаттарды, тораптарды дайындаудың өзіндік құны, мың тг;

$П$ – агрегат (торап) бағасындағы пайда, мың тг;

$1,25$ – салықтар мен бағадағы аударымдарды ескеретін коэффициент.

Агрегаттар бағасындағы пайда мөлшерін формула бойынша анықтауға болады:

$$П = H_{ц} \times C, \quad (5.2)$$

мұндағы, $N_{\text{п}}$ – өзіндік құнға бірлік үлестеріндегі пайданың шамасы (0.15–0,25 шегінде қабылданады)

$$П = 0.2 \times 4081,1 = 816,2 \text{ мың тг.}$$

Агрегатты дайындаудың өзіндік құнын есептеу мынадай формула бойынша жүргізіледі:

$$C = (C_{\text{м}} + C_{\text{к}} + 3_0 \times K_{\text{пд}} \times K_{\text{с}} + 3_0 \times K_{\text{н}}) \times K_{\text{сб}}, \quad (5.3)$$

мұндағы, $C_{\text{м}}$ – материалдарға арналған шығындар, мың тг;

$C_{\text{к}}$ – агрегатқа кіретін сатып алынатын жиынтықтаушы бұйымдарға арналған шығындар, мың тг;

3_0 – өндірістік жұмысшылардың негізгі жалақысы, мың тг;

$K_{\text{пд}}$ – сыйлықақы мен қосымша жалақыны ескеретін коэффициент, $K_{\text{пд}}=1,4$;

$K_{\text{с}}$ – жалақыға есептеуді, жұмыспен қамту қорына аударымдарды ескеретін коэффициент, $K_{\text{с}}=1,36$;

$K_{\text{н}}$ – үстеме шығыстарды ескеретін коэффициент, $K_{\text{н}} = 5,5$;

$K_{\text{сб}}$ – агрегатты құрастыруға жұмсалатын шығындарды ескеретін коэффициент, $K_{\text{сб}}=1,1$.

$$C = (11,2 + 12,5 + 548 \times 1,4 \times 1,36 + 548 \times 5,5) \times 1,1 = 4081,1 \text{ мың тг.}$$

Материалдарға арналған шығындар мынадай формула бойынша айқындалады:

$$C_{\text{м}} = M_{\text{ск}} \times C_{\text{ск}} + M_{\text{мо}} \times C_{\text{мо}} + M_{\text{м}} \times C_{\text{м}} + M_{\text{о}} \times C_{\text{о}}, \quad (5.4)$$

мұндағы, $M_{\text{ск}}$ – агрегатқа кіретін гидравликалық жабдықтың массасы, $M_{\text{ск}}=0,002$ т;

$C_{\text{ск}}$ – гидравликалық жабдықтың бір тоннасының өзіндік құны, $C_{\text{ск}}=5600$ мың тг;

$C_{\text{мо}}$ – агрегатқа кіретін қарапайым механикалық өңдеу бөлшектерінің өзіндік құны, $C_{\text{мо}}=0$ мың тг;

$M_{\text{м}}$ – агрегатқа кіретін тісті берілістер түріндегі бөлшектердің массасы, $M_{\text{м}}=0$;

$C_{\text{м}}$ – агрегатқа кіретін редукторлар түріндегі бөлшектердің өзіндік құны, $C_{\text{м}}=0$.

Жаңартылған нұсқа үшін материалдарға арналған шығындар шамасы:

$$C_{\text{м}} = 2 \times 5600 = 11,2 \text{ мың тг.}$$

Құрылғыға кіретін сатып алынған компоненттердің құнын есептеу 5.2-кестеге сәйкес келеді.

5.2 Кесте – Жиынтықтаушы бұйымдарға арналған шығындар

Атауы	Саны, дана	Бірлік үшін бағасы, мың тг	Сомасы, мың тг
Жалғастық (штуцер)	2	2.5	5.0
Түтік (рукав)	1	7.5	7.5
Жиыны			12.5

Өндірістік жұмысшылардың негізгі жалақысына арналған шығындар:

$$Z_o = (M_{ck} \times t_{ck} + M_{mo} \times t_{mo} + M_m \times t_m + M_a \times t_a) \times T_{орт}, \quad (5.5)$$

мұндағы, t_{ck} – гидравликалық жабдықтың 1т массасын дайындаудың еңбек сыйымдылығы, адам-сағат,

$$t_{ck} = 2000 \text{ адам-сағат};$$

$T_{орт}$ – орташа тарифтік мөлшерлеме, тг/адам-сағат;

t_{mo} – 1т қарапайым механикалық өңдеу өндірісінің еңбек сыйымдылығы, адам-сағат, $t_{mo} = 0$.

$$Z_o = 0.002 \times 2000 \times 137 = 54,8 \text{ мың тг.}$$

Орташа тарифтік мөлшерлеме:

$$T_{орт} = \frac{S_1 \times k_1}{\Phi_M}, \text{ мың тг/адам-сағ}, \quad (5.6)$$

мұндағы, S_1 – 1-разрядтың орташа тарифтік мөлшерлемесі;

k_1 – тиісті разрядтың тарифтік коэффициенті;

Φ_M – айлық жұмыс уақыты қоры.

Орташа тарифтік мөлшерлемені мына формула бойынша анықтаймыз:

$$T_{орт} = \frac{170 \times 1,35}{168} = 1,370 \text{ мың тг / адам-сағат.}$$

Негізгі өндірістік жұмысшылардың жалақысына арналған шығындары. Жобалау шығындары тең:

$$K_{пр} = Z_k + H, \quad (5.7)$$

мұндағы, Z_k – әлеуметтік сақтандыру бойынша шегерімдері бар әзірлемелерге арналған конструкторлардың жалақысы;
 H – үстеме шығыстар (конструкторлар жалақысының 50%).

$$K_{\text{пр}} = 209 + 105 = 314 \text{ мың тг.};$$

Конструктордың жалақысы:

$$Z_k = C_{\text{ч}} \times T_{\text{пр}} \times K_{\text{пр}} \times K_c, \quad (5.8)$$

мұндағы, $C_{\text{ч}}$ – конструктор жалақысының орташа сағаттық мөлшерлемесі, мың тг;

$T_{\text{пр}}$ – жобалау жұмыстарының еңбек сыйымдылығы, сағат;

K_c – әлеуметтік сақтандыруға аударымдарды ескеретін коэффициент;

$K_{\text{пр}}$ – сыйлықақыларды ескеретін коэффициент.

$$Z_k = 1,8 \times 61 \times 1,4 \times 1,36 = 209 \text{ мың тг.}$$

Конструктор жалақысының орташа сағаттық мөлшерлемесі:

$$C_{\text{ч}} = \frac{O}{P_{\text{ай}}}, \quad (5.9)$$

мұндағы, O – конструктордың жалақысы;

$P_{\text{ай}}$ – тиімді айлық жұмыс уақыт қоры.

$$C_{\text{ч}} = \frac{306000}{168} = 1821,4 \text{ тг.}$$

$T_{\text{пр}}$ жобалаудың күрделілігі Гант ленталық графиктері негізінде ықтималдылықты бағалау әдісімен анықталады. Оның мәні – оларды жүзеге асыруда жеткілікті тәжірибесі бар тікелей жұмыс жетекшісі максималды t_{MAX} және минималды t_{MIN} еңбек сыйымдылығын бағалайды. Осы бағалаулар негізінде формула бойынша ең ықтимал еңбек сыйымдылығы анықталады:

$$t_{\text{ож}} = \frac{3t_{\text{min}} + 2t_{\text{max}}}{5}, \quad (5.10)$$

мұндағы, $t_{\text{ож}}$ – күтілетін еңбек сыйымдылығы, адам/күн;

t_{min} – ең аз еңбек сыйымдылығы, адам/күн;

t_{max} – ең көп еңбек сыйымдылығы, адам / күн.

5.3 Кесте – Кезеңдер бойынша күтілетін еңбек сыйымдылығын есептеу

Кезең №	Кезең атауы	Орындаушы	t_{min} адам/күн	t_{max} адам/күн	$t_{ож}$ адам / күн
1	Әдебиетпен және тапсырманың қойылымымен танысу	Құрастырушы	2	5	3.2
2	Техникалық шешімдердің нұсқаларын талдау	Құрастырушы	2	5	3.2
3	Электр жабдықтары мен кинематика схемаларын әзірлеу	–	–	–	–
4	Монтажды әзірлеу	Құрастырушы	2	5	3,2
5	Құрылымдық схеманы әзірлеу және сенімділікті есептеу	Құрастырушы	2	5	3.2
6	Техникалық - экономикалық есеп	Конструктор-экономист	5	10	7
7	Стандарттау мәселелерін шешу	Құрастырушы	2	5	3.2
8	Түсіндірме жазбаны ресімдеу	Құрастырушы	5	10	7
9	Графикалық бөлікті безендіру	Құрастырушы	25	40	31
Жиыны					61

Жеке кезеңдердің күрделілігін анықтағаннан кейін диссертациялық жобаның тақырыбын орындаудың таспа кестесі жасалады.

Таспалы кестеде құрастырушының негізгі жұмыс кезеңдерін ай бойынша көрсетіледі. Құрастырушының жұмысының басталуы жобаны әзірлеуге тапсырма алуымен белгіленеді. Ең алдымен, ол бөлшектер мен механизмдердің сызбаларын қарастырады, математикалық есептеулер жүргізеді.

Жасалынған сызбалар нұсқаулықты мақұлдауы керек, содан кейін техникалық құрылғылар жасай аламыз немесе өзгерте аламыз. Құрастыру, сынау процесі, ұсыныстар берілуі, қажет болған жағдайларда ескертулер секілді кезеңдерден өтілу қажет.

Құрылғыны, техникалық паспорттарды және басқа да ұқсас құжаттарды пайдалану туралы нұсқауларды құрастырумен құрастырушылар өздері айналасу қажет.

Таспада негізгі 9 кезең белгіленіп алынды және 4 жұмысты орындау айлары көрсетілді (5.4-кесте).

5.4 Кесте – Тақырыптың таспа кестесі

Кезең №	Кезең атауы	Орындаушы	Еңбек сыйымдылығы адам/күн.	Жұмыстарды айлар бойынша орындау			
				наурыз	сәуір	мамыр	маусым
1	Әдебиетпен және тапсырманың қойылымымен танысу	Құрастырушы	3.2				
2	Техникалық шешімдердің нұсқаларын талдау		3.2				
3	Электр жабдықтары мен кинематика схемаларын әзірлеу		–				
4	Монтажды әзірлеу		3,2				
5	Құрылымдық схеманы әзірлеу және сенімділікті есептеу		3.2				
6	Техникалық-экономикалық есеп		7				
7	Стандарттау мәселелерін шешу		3.2				
8	Түсіндірме жазбаны ресімдеу		7				
9	Графикалық бөлікті безендіру		31				

5.4 Тұтынушының жылдық ағымдағы шығындарын анықтау

Техниканы пайдалану кезіндегі тұтынушының жылдық ағымдағы шығындары мынадай формула бойынша есептеледі:

$$И = C_a + C_p + C_{кр} + C_{зр} + C_{тд} + C_{гм} + C_{ч} + C_{пб} + C_{смд}, \quad (5.11)$$

мұндағы, C_a – реновацияға амортизациялық аударымдар, тг;
 C_p – ағымдағы, жоспарланбаған жөндеулерді және техникалық қызмет көрсетуді орындауға арналған шығындар, тг;
 $C_{кр}$ – күрделі жөндеулерді орындауға арналған шығындар, тг;
 $C_{з}$ – техниканы басқаратын жұмысшылардың жалақысы, тг;
 $C_{тд}$ – отын шығындары, тг;
 $C_{гм}$ – гидравликалық сұйықтық құны, тг;
 $C_{ч}$ – тез тозатын бөлшектерді ауыстыруға арналған шығындар, тг;
 $C_{пб}$ – көшіру шығындары, тг;
 $C_{смд}$ – ГЖҚ жетегі бар техникаға арналған майлау материалдарына арналған шығындар, тг.

Реновацияға амортизациялық аударымдар мынадай формула бойынша айқындалады:

$$C_a = \frac{P_a \times K}{100}, \quad (5.12)$$

мұндағы, P_a – реновацияға амортизациялық аударымдардың нормасы, %;

K – жабдықты сатып алуға, оны тұтынушыға жеткізуге және орнатуға байланысты тұтынушының күрделі салымдары, мың тг.

Негізгі машина арқылы тұтынушының күрделі инвестицияларын анықтаймыз:

$$K_{баз} = 125000 \times 1.09 = 136250 \text{ мың тг.}$$

Базалық нұсқа бойынша реновацияға амортизациялық аударымдар:

$$C_a^{баз} = 9.5 \times 142922 / 100 = 12943,75 \text{ мың тг.}$$

Жаңғыртылған нұсқа бойынша реновацияға амортизациялық аударымдар:

$$C_a^M = 9.5 \times 142922 / 100 = 12949,5 \text{ мың тг.}$$

Ағымдағы, жоспарланбаған жөндеулерді және техникалық қызмет көрсетуді орындауға арналған шығындар мынадай формула бойынша айқындалады:

$$C_p = C_{pз} \times K_{п} \times \left[T_{г} \times K_{ч} \times \left[\frac{a_{тк-1} \times t_{тк-1} + a_{тк-2} \times t_{тк-2} + a_{т} \times t_{т}}{T_p} + \frac{t_{иш} \times B_p}{T_{иш}} \right] \right] + 2 \times t_{co} + 1.2 \times C_{зчр} \quad (5.13)$$

мұндағы, $C_{pз}$ – машиналарды жөндеу жұмыстарының орташа тарифтік мөлшерлемесі,

$C_{pз} = 229,5$ мың тг./адам-сағат;

$K_{п}$ – жұмысшыларға сыйлықақыны ескеретін коэффициент, $K_{п} = 1,3$;

$T_{г}$ – бір жылдағы техника жұмысының машина-сағаттарының саны, сағат;

$a_{тк-1}$ – бір жөндеу цикліндегі ТК-1 саны;

$t_{тк-1}$ – бір ТК-1 орындаудың еңбек сыйымдылығы;

$a_{тк-2}$ – бір жөндеу цикліндегі ТК-2 саны;

$t_{тк-2}$ – бір ТК-2 орындаудың еңбек сыйымдылығы;

$a_{т}$ – бір жөндеу цикліндегі ағымдағы жөндеулер саны;

$t_{т}$ – бір ағымдағы жөндеуді орындаудың еңбек сыйымдылығы;

T_p – күрделі жөндеуге дейінгі орташа ресурс;

$t_{иш}$ – бір істен шығуды жоюдың орташа уақыты, $t_{иш} = 12$ машина сағаты;

B_p – бас тартуды жоюмен айналысатын жұмысшылар саны, $B_p = 1$ адам;

$T_{иш}$ – бас тартуға арналған жұмыс, $T_{иш} = 300$ мото-сағ.;

$C_{зчр}$ – техника жұмысының жылына арналған қосалқы бөлшектердің шығысы, қосалқы бөлшектерге арналған шығын Пинск қаласындағы жөндеу зауытында қабылданды, базалық машина үшін қосалқы бөлшектердің шығыны $C_{зчр} = 30$ мың тг. жаңартылған машина үшін $C_{зчр} = 24$ мың тг. гидроаппаратураның қызмет ету мерзімін арттыру шартынан қабылданды.

Барлық сандар әдістемелік әдебиеттерден алынған.

Базалық нұсқа бойынша ағымдағы, жоспарланбаған жөндеулерді және техникалық қызмет көрсетуді орындауға арналған шығындар:

$$C_p^{баз} = 0,2295 \times 1,3 \times \left[1719 \times 0,36 \times \left(\frac{96 \times 3 + 24 \times 9 + 500}{7680} + \frac{2,5 \times 1}{300} \right) \right] + 1,2 \times 500 = 625,9 \text{ мың тг.}$$

Жаңғыртылған нұсқа бойынша ағымдағы, жоспарланбаған жөндеулер мен техникалық қызмет көрсетулерді орындауға арналған шығындар:

$$C_p^M = 0,248 \times 1,3 \times \left[1719 \times 0,36 \times \left(\frac{96 \times 3 + 24 \times 9 + 500}{7680} + \frac{2,5 \times 1}{300} \right) \right] + 1,2 \times 300 = 385,9 \text{ мың тг.}$$

Күрделі жөндеулерді орындауға арналған шығындар мынадай формула бойынша айқындалады:

$$C_{кр} = \frac{T_r \times K_q}{T_p} \times (C_{рз} \times K_{п} \times t_k + 1,2 \times C_{зчкр}), \quad (5.14)$$

мұндағы, t_k – күрделі жөндеудің күрделілігі, $t_k = 1100$;

$C_{зчкр}$ – бір күрделі жөндеуге арналған қосалқы бөлшектердің шығыны, мың тг. қосалқы бөлшектерге жұмсалатын шығын, негізгі машинаға арналған қосалқы бөлшектердің шығыны $C_{зрр}^б = 7000$ мың тг., жаңартылған машина үшін $C_{зрр}^м = 4000$ мың тг. гидроаппаратураның қызмет ету мерзімін арттыру шартынан қабылданды.

Базалық нұсқа бойынша күрделі жөндеулерді орындауға арналған шығындар:

$$C_{зрр}^б = \frac{1719 \times 0,36}{7680} \times (0,229 \times 1,3 \times 1100 + 1,2 \times 7000) = 698,2 \text{ мың тг.}$$

Жаңғыртылған нұсқа бойынша күрделі жөндеулерді орындауға арналған шығындар:

$$C_{зрр}^м = \frac{1719 \times 0,36}{7680} \times (0,229 \times 1,3 \times 1200 + 1,2 \times 4000) = 412,6 \text{ мың тг.}$$

Техниканы басқаратын жұмысшылардың жалақысы мына формула бойынша анықталады:

$$C_{зр} = K_{қос} \times K_{п} \times T_r \times B_T \times C_T, \quad (5.15)$$

мұндағы, $K_{қос}$ – екінші және үшінші ауысымға қосымша ақыны ескеретін коэффициент, $K_{қос} = 1,06$;

B_T – бір ауысымда техниканы басқарумен айналысатын жұмысшылар саны, адам;

C_T – техниканы басқаратын жұмысшылардың орташа тарифтік мөлшерлемесі, $C_T = 1,5$ мың тг/адам-сағ.

Техниканы басқаратын жұмысшылардың базалық нұсқа бойынша жалақысы:

$$C_3^б = 1,06 \times 1,3 \times 1719 \times 1 \times 1,5 = 3553,2 \text{ мың тг. (жылдық жалақы)}$$

Жаңғыртылған нұсқа бойынша техниканы басқаратын жұмысшылардың жалақысы:

$$C_3^м = 1,06 \times 1,3 \times 1719 \times 1 \times 1,5 = 3553,2 \text{ мың тг. (жылдық жалақы)}$$

Іштен жану қозғалтқышына арналған отын шығындары мынадай формула бойынша айқындалады:

$$C_{\text{Тд}} = C_{\text{Т}} \times 1.03 \times 10^{-3} \times N_{\text{ен}} \times q_{\text{ен}} \times K_{\text{н}} \times K_{\text{дв}} \times K_{\text{дм}} \times T_{\text{г}}, \quad (5.16)$$

мұндағы, $C_{\text{Т}}$ – отын бағасы (орташа жылдық), $C_{\text{Т}} = 1,6$ мың тг/кг;
 $N_{\text{ен}}$ – қозғалтқыштың номиналды қуаты, АМ-01, $N_{\text{ен}} = 95$ кВт.;
 $q_{\text{ен}}$ – қалыпты қуат кезіндегі отынның үлестік шығысы, $q_{\text{ен}} = 225$ г/л.к.с.;
 $K_{\text{н}}$ – қозғалтқыштың қуаты бойынша пайдалану дәрежесіне байланысты отын шығынының өзгеруін ескеретін коэффициент;
 $K_{\text{дв}}$ – қозғалтқышты уақыт бойынша пайдалану коэффициенті;
 $K_{\text{дм}}$ – қозғалтқышты қуат бойынша пайдалану коэффициенті;

Базалық машина бойынша іштен жану қозғалтқышына арналған отынға арналған шығындар:

$$C_{\text{Тд}}^{\text{б}} = \frac{1,6 \times 1,3 \times 10^{-3} \times 95 \times 225 \times 1}{0,6 \times 0,7 \times 1719} = 89164,5 \text{ мың тг.}$$

Жаңғыртылған машина бойынша іштен жану қозғалтқышына арналған отынға арналған шығындар:

$$C_{\text{Тд}}^{\text{м}} = \frac{1,6 \times 1,3 \times 10^{-3} \times 95 \times 179 \times 1}{0,6 \times 0,7 \times 1719} = 70935 \text{ мың тг.}$$

ЖЖҚ жетегі бар техникаға арналған майлау материалдарына арналған шығындар мынадай формула бойынша айқындалады:

$$C_{\text{смд}} = K_{\text{ст}} \times C_{\text{Тд}}, \quad (5.17)$$

мұндағы, $K_{\text{ст}}$ – отынға арналған жылдық шығындардан майлау материалдары шығындарына көшу коэффициенті, $K_{\text{ст}} = 0,19$.

Базалық машина үшін майлау материалдарының шығындары:

$$C_{\text{смд}}^{\text{б}} = 0,19 \times 89164,5 = 16941,2 \text{ мың тг.}$$

Жаңғыртылған машина үшін жағармайларға арналған шығындар:

$$C_{\text{смд}}^{\text{м}} = 0,19 \times 70935 = 13477,6 \text{ мың тг.}$$

Гидравликалық сұйықтықтың шығындары мына формула бойынша анықталады:

$$C_{\text{ГМ}} = V_{\text{Г}} \times O_{\text{М}} \times Ц_{\text{ГМ}} \times K_{\text{д}} \times \frac{T_{\text{Г}}}{T_{\text{М}}}, \quad (5.18)$$

мұндағы, $V_{\text{Г}}$ – гидрожүйенің сыйымдылығы, $V_{\text{Г}} = 170$ л;
 $O_{\text{М}}$ – гидравликалық сұйықтықтың көлемдік массасы, $O_{\text{М}} = 0,885$ кг/дм³;
 $Ц_{\text{ГМ}}$ – гидравликалық сұйықтық бағасы, гидравликалық май ГМ-32АС,
 $Ц_{\text{ГМ}} = 2500$ мың тг;
 $K_{\text{д}}$ – толтыру коэффициент, $K_{\text{д}} = 1,5$;
 $T_{\text{М}}$ – гидравликалық сұйықтықты ауыстыру мерзімділігі, машина-сағат;

Негізгі машина гидравликалық сұйықтық құны:

$$C_{\text{ГМ}}^{\text{б}} = \frac{170 \times 0,885 \times 2,5 \times 1,5 \times 1719}{360} = 2310 \text{ мың тг.}$$

Циклонның жұмыс жағдайынан гидравликалық сұйықтық жаңартылған машинаның құны, сұйықтық құю қажет:

$$C_{\text{ГМ}}^{\text{м}} = \frac{170 \times 0,885 \times 2,5 \times 1,5 \times 1719}{500} = 1346 \text{ мың тг.}$$

Тез тозатын бөлшектерді ауыстыруға жұмсалатын шығындар мынадай формула бойынша айқындалады:

$$C_{\text{ч}} = Ц_{\text{ч}} \times n_{\text{ч}} \times \frac{T_{\text{Г}}}{T_{\text{слч}}}, \quad (5.19)$$

мұндағы, $Ц_{\text{ч}}$ – тез тозатын бөлшектердің бағасы, мың тг;
 $n_{\text{ч}}$ – тез тозатын бөліктердің саны, $n_{\text{ч}} = 4$ дана;
 $T_{\text{слч}}$ – тез тозатын бөліктердің нормативтік қызмет ету мерзімі, $T_{\text{слч}} = 1000$ сағ.

Тез тозатын бөлшектерді базалық нұсқа бойынша ауыстыруға арналған шығындар:

$$C_{\text{зап}}^{\text{б}} = 260 \times 4 \times 1719 / 1000 = 1787,6 \text{ мың тг.}$$

Жаңғыртылған нұсқа бойынша тез тозатын бөлшектерді ауыстыруға арналған шығындар:

$$C_{\text{зап}}^{\text{м}} = \frac{260 \times 4 \times 1719}{1000} = 1787,6 \text{ мың тг}$$

Тұтынушының шығындарын анықтаймыз:

$$I^{\text{баз}} = 12943,75 + 625,9 + 698,2 + 542,5 + 89164,5 + 16941,2 + 2310 + 1787,6 = 125013,6 \text{ мың тг.},$$

$$I^{\text{м}} = 12949,5 + 385,9 + 412,6 + 542,5 + 26654 + 5064,3 + 1346 + 1787,6 = 49142,4 \text{ мың тг.}$$

Есептеу нәтижелерін 5.5–кестеге келтіреміз.

5.5 Кесте – Техниканы пайдалану кезіндегі тұтынушының жылдық ағымдағы шығындарының калькуляциясы, мың тг.

Шығындар баптары	Көрсеткіштердің мәні		
	Шартты белгілер	Базалық	Жобаланатын
Реновацияға амортизациялық аударымдар	C_a	12943,75	12949,5
Ағымдағы, жоспарланбаған жөндеулерді және техникалық қызмет көрсетуді орындауға арналған шығындар	C_p	625,9	385,9
Күрделі жөндеулерді орындауға арналған шығындар	$C_{кр}$	698,2	412,6
Техниканы басқаратын жұмысшылардың жалақысы	$C_з$	3553,2	3553,2
Отын шығындары	$C_{тд}$	89164,5	70935
ІЖҚ жетегі бар техникаға арналған майлау материалдар шығындары	$C_{смд}$	16941,2	13477,6
Гидравликалық сұйықтық құны	$C_{гм}$	2310	1346
Тез тозатын бөлшектерді ауыстыруға арналған шығындар	$C_ч$	1787,6	1787,6
Тұтынушының жылдық ағымдағы шығындарының жиынтығы	I	125013,6	101713,8

5.5 Экономикалық әсерді есептеу

Салыстырылатын нұсқалар бойынша жылдық пайдалану өнімділігі тең болған кезде жылдық экономикалық тиімділік мынадай формула бойынша есептеледі:

$$\mathcal{E} = Z^b - Z^h. \quad (5.20)$$

Жылдық өзгермейтін шығындар мына формула бойынша анықталады:

$$Z = I + E_n K, \quad (5.21)$$

мұндағы, И – базалық және жаңа (жаңартылған) машина бойынша тиісінше пайдалану кезіндегі тұтынушының жылдық ағымдағы шығындары, млн. тг.;

К – базалық және жаңа (жаңартылған) машина бойынша біржолғы күрделі салымдар;

E_n – күрделі салымдар тиімділігінің нормативіне санмен тең әртүрлі уақыт шығындарын келтіру нормативі, ($E_n = 0,1$).

Нәтижелердің құндық бағасы формулалар бойынша есептеледі:

$$Z^b = 125013,6 + 0,1 \times 136250 = 138638,6 \text{ мың тг.}$$

$$Z^n = 101713,8 + 0,1 \times 136310,76 = 115344,8 \text{ мың тг.}$$

$$\Delta = 138638,6 - 115344,8 = 23293,7 \text{ мың тг.}$$

5.6 Кесте – Салыстырылатын нұсқалар бойынша техникалық-экономикалық көрсеткіштер

Көрсеткіштердің атауы	Шартты белгілеулер	Өлшем бірліктері	Машина	
			Базалық	Жаңартылған
1. Жылына техника жұмысының машина-сағаттарының саны	Т _г	машина-сағат	1719	1719
2. Техниканың қызмет ету мерзімі	Т _{сл}	жыл	11	11
3. Жылдық ағымдағы шығындар	И	мың тг.	125013,6	49142,4
4. Тұтынушының күрделі салымдары	К	мың тг.	136250	136310,76
5. Машина массасы	m	кг	10700	10700
6. Отынның меншікті шығыны	Q _{пр}	г/л күш-сағ.	225	179
7. Шығындарды құндық бағалау	З _г	мың тг.	138638,6	115344,8
8. Модернизациядан экономикалық тиімділік	Э _г	мың тг.	23293,7	

Бөлім бойынша қорытындылар: тиегіштің конструкциясына енгізілген өзгерістер ТҚК жүргізуге және жөндеуге байланысты шығындарды айтарлықтай азайтады. Энергия үнемдейтін гидрожетек гидрокұрылғылардың қызмет ету мерзімін ұлғайтуға мүмкіндік береді және отын шығынын азайтады.

ҚОРЫТЫНДЫ

Диссертациялық жобада патенттік ұсыныстарды қолдана отырып дөңгелекті тиегіштің отын-энергетикалық ресурстарының шығынын азайтуға, гидрокұрылғылар мен тежегіш жүйесінің ресурсын арттыруға, қозғалтқыштың жүктелімі мен кернеуін азайтуға мүмкіндік беретін энергия үнемдейтін гидрожетектің конструкциясы ұсынылды. Энергия үнемдейтін гидравликалық жетегі бар тиегіштің тиімділігі машинаның тежегіш процестерінің энергиясын қалпына келтіруге, тиеу жабдықтарының ықтимал энергиясын қозғалыс кезінде пайдалы жұмысқа айналдыруға байланысты.

Жүк тиегішінің гидравликалық жүйесі зерттеледі, зерттеу құрылымы белгіленеді, гидравликалық жүйенің сызбасы AutoCAD Electrical бағдарламасында жасалады және FESTO FluidSIM бағдарламасы көмегімен ұсынылған жүйенің имитациялық талдау жүргізілді. Сонымен қатар, доңғалақты тиегіштерге арналған гидравликалық тұжырымдама перспективалы нәтижелерді көрсетеді. Жүргізілген имитация гидравликалық жүйені ақылға қонымды сұлбаларды енгізу арқылы энергияны айтарлықтай үнемдеуге қол жеткізуге болатындығын көрсетеді. Нәтижелер пневмогидроаккумуляторларда сақталған энергиясын энергия тиімділігіне айтарлықтай әсер ететіндігі көрсетеді. ПГА көлемін ұлғайту арқылы рекуперация процессі негізінде көбірек қуатты қайта пайдалану үшін материалдардың немесе энергияның бір бөлігін қайтара аламыз.

Жоғарыда келтірілген есептеулер осы дизайнның ұтымдылығы мен тиімділігін көрсетеді және экономикалық бөлімде әзірленген дизайнды енгізу арқылы экономикалық әсердің болуын көрсететін техникалық-экономикалық есеп берілген. Бірақ жүргізушілердің барлық динамикалық мінез-құлқын немесе әрекетін қамтымайды. Осы аспектілерді қамту үшін экспериментті сынақтар тұрғыда жүргізу керек. Сонымен қатар, бұл диссертациялық жобада зерттеу идеяларын алға жылжытуға және ұқсас зерттеулердің теориялық негізін қалау үшін қолданылады.

ПАЙДАЛАНЫЛГАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1 Патент №1478924 Англия, / Improvements in or relating to motor vehicles with energy storage systems / Robert James Abbot, Malcolm Bath. - № 26612/05; Заявл. 4.06.2005; Оpubл. 30.03.2007.

2 Патент на изобретение № 2173270 (РФ) Грузоподъёмный механизм / А. С. Ереско, С. П. Ереско (РФ); заявл. 25.10.1999. Оpubл. 10.09.2001, Бюл. № 25.

3 Патент на изобретение № 2195276 (РФ) Фронтальный погрузчик / А. С. Ереско, С. П. Ереско и др.; заявл. 25.10.2002. Оpubл. 20.09.2003. Бюл. № 26.

4 Ереско С. П., Ереско А. С. Рабочее оборудование фронтального погрузчика // Изобретатели – машиностроению. 2003. № 4. С. 42–43.

5 Патент на изобретение № 2233237 (РФ) Гидросистема управления рабочим оборудованием фронтального погрузчика / С. П. Ереско, А. С. Ереско, С. И. Васильев, С. Н. Терентьев, Т. Т. Ереско (РФ); заявл. 17.03.2003. Оpubл. 04.03.2004. Бюл. № 3.

6 Исследование плоских рычажных механизмов специальных систем / А. А. Казанцев, С. П. Ереско, А. С. Ереско, С. М. Шевцов // Вестник СибГАУ. 2011. № 2. С. 25–29.

7 Ереско С. П., Ереско А. С. Динамический анализ привода рычажных гидромеханизмов грузоподъёмных машин // Вестник СибГАУ. 2011. Вып. 3 (36). С. 16–19

8 Пат. 2312258 Российская Федерация МПК F15B20/00. Отсекатель гидротока/ П.Г. Елистратов. - № 2006119159/06; заявл. 31.05.06; опубл. 10.12.07

9 Пат. 2258842 Российская федерация, МПК F15B20/00. Гидравлическая система с автоматическим отключением подачи гидравлической жидкости потребителям/ А.В. Гончаров, Б.Н. Новосельский, Б.Г. Сиротин, Ю.М. Фролков.- № 2003128347/06; за-явл. 22.09.03; опубл. 20.03.05.

10 Патент 205224, E 02 F 9/22. Гидросистема рабочего оборудования погрузчика / Кондрашин Ф.А. - № 284548; Заявлено 13.05.2010; Оpubл. 15.01.2011, Бюл. № 2 // Открытия. Изобретения. - 2011. -№ 2. - С. 296.

11 Патент, F15B21/00 Австрия, гидравлическая система и способ подачи гидравлической жидкости в гидравлическую систему / ШНАЙДЕР, Клаус (DE), КРОЙТЛЕР, Вильгельм (AT) - Заявлено 21.06.2010; Оpubл. 27.09.2014, // Открытия. Изобретения. - 2014. - № 9. - С. 256.

12 RU183694U1 / Гидравлическая система транспортного средства / Алексей Дмитриевич Горбачёв, Александр Фёдорович Ивагин. и др. – Заявлено 04.09.2018; Оpubл. 01.10.2018, Бюл. № 7 // Открытия. Изобретения. № 7. - С. 320.

13 Руководство пользователя AutoCAD Electrical // Электронная версия на сайте <https://knowledge.autodesk.com/ru/support/autocad-electrical/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2023/RUS/AutoCAD-Electrical/files/GUID-25D4B513-8E04-42C2-BA86-23B709FFC3D3-htm.html>

14 Бородочев, И.П. Справочник конструктора дорожных машин / М.П. Бородочев. – М.: Машиностроение, 1973. – ил.

15 Щемелев, А.Н. Проектирование гидропривода машин для земляных работ / А.Н. Щемелев. – М.: 1995. – 322с: ил.

16 Улитик, Н.С. Сопротивление материалов / Н.С. Улитик. – М.: Высшая школа, 1973. – 410с: ил.

17 Смирнов А. Н. Разработка и обоснование путей повышения эффективности гидроприводов одноковшовых фронтальных погрузчиков. Минск 2003.-151с.

18 Проектирование по технологии машиностроения: Учебное пособие для вузов / В.В. Бабук, П.А. Горезко, К.П. Забродин и др./Под общ. ред. В.В. Бабука. – Мн.: Выш. Школа, 1979г.

19 Проектирование: Методические указания к выполнению проектов для студентов специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / Сост. Канд. Техн. Наук, доц. И.В. Лесковец; ст. преподаватель А. Н. Хустенко – Могилев: Бел. - Рос. ун-т, 2006. – 47 с.: ил.

20 Единая система конструкторской документации // Электронная версия на сайте <http://gk-drawing.ru/plotting/>

21 Руководство по гидравлике в программе FluidSIM // Электронная версия на сайте <https://www.festo-didactic.com/ru-ru/4442/6213/26709/27060/?fbid=cnUucnUuNTcxLjI5LjI4LjI3MDYw>

Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К. И. Сатпаева

Институт энергетики и машиностроения

Кафедра «Технологические машины и транспорт»

7M07111 - по образовательной программе «Цифровая инженерия машин и
оборудования»

Магистрант 2 курса Медет Ильяс Медетулы

Тема: "Совершенствование системы гидропривода карьерного погрузчика»

РЕЦЕНЗИЯ

Структура магистерской диссертации:

- а) пояснительная записка 60 страниц
- б) графическая часть страниц

Магистерская диссертация Медета И. М. на тему «Совершенствование системы гидропривода карьерного погрузчика» посвящена одной из наиболее актуальных задач усовершенствования конструкции гидропривода карьерного погрузчика, позволяющей снизить расход топлива, увеличить ресурс гидравлической и тормозной систем, снизить нагрузку на двигатель погрузчика. Широкое распространение гидропривода на карьерных погрузчиках, его высокая энергоёмкость и не высокие значения коэффициента полезного действия (КПД) делают актуальным и необходимым проведение исследований в направлении повышения эффективности гидропривода погрузчиков.

Целью диссертационной работы является повышения эффективности гидропривода карьерных погрузчиков за счет применения энергосберегающих систем (ЭС) и минимизации гидравлических сопротивлений.

В диссертационной работе на основе обзора научно-исследовательских работ и патентно-технического анализа поставлена задача разработки технических решений ЭС, путем преобразования потенциальной энергии погрузочного оборудования в полезную работу при движении. Разработка математической модели ЭС, использующей потенциальную энергию гидропривода выполнена с использованием программного обеспечения Festo Fluid SIM.

В первом разделе приведен обзор и анализ тенденций и исследований в области развития, снижения энергозатрат и повышения эффективности гидросистем погрузчиков.

Во втором разделе представлена ЭС, использующая потенциальную энергию рабочего органа погрузчика, математическая модель, описывающая

работу данной системы на примере погрузчика.

В третьем разделе представлена методика оценки влияния гидравлических сопротивлений в гидросистеме погрузчика на расход топлива. На основании данной методики проведена оценка работы гидросистемы и разработаны рекомендации по снижению гидравлических потерь.

К достоинствам представленного исследования следует отнести то, что проведенный автором анализ различных технологических схем гидроприводов карьерных погрузчиков, позволил ему выявить их достоинства и недостатки и на этой основе разработать энергосберегающую систему погрузчика, отличающуюся непосредственным направлением рабочей жидкости из нагруженных полостей гидроцилиндров на входы двух насос-моторов погрузчика, позволяющую снизить затрачиваемую энергию и расход топлива погрузчиком.

Имеются следующие замечания:

1. В тексте присутствуют отдельные стилистические погрешности изложения (с. 21)
2. Хотелось бы уточнить, как учитывается грузоподъемность погрузчика при разработке и оценке энергосберегающей системы.

Заключение

Представленная магистерская диссертация является самостоятельным исследованием, оформленным надлежащим образом в соответствии с требованиями СТО НАО -09-2017 и методическими указаниями по написанию магистерской диссертации, поставленные цели и задачи выполнены в полном объеме. Следует заключить, что магистерская диссертация «Совершенствование системы гидропривода карьерного погрузчика» заслуживает положительной оценки 91%, а ее автор магистрант Медет Ильяс Медетулы присуждения степени магистра техники и технологии по образовательной программе 7М07111 - «Цифровая инженерия машин и оборудования»

Рецензент:

канд. техн. наук, доцент,

старший методист филиала

"Казахстанский ядерный университет"

ТОО «ИВТ»



Граф А.Ю.

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Медет Илияс Медетулы

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Магистерская диссертация

Название работы: «Карьерлік тиегіштің гидрожетек жүйесін жетілдіру»

Научный руководитель: Асем Утегенова

Коэффициент Подобия 1: 1.4

Коэффициент Подобия 2: 0.4

Микропробелы: 3

Знаки из здругих алфавитов: 72

Интервалы: 5


Белые Знаки: 0

После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

- Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.
- Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.
- Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.
- Обоснование:

Дата 30.05.2022.

Жушаршова А.С.

 проверяющий эксперт

Протокол

о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

Автор: Медет Лияс Медетулы

Соавтор (если имеется):

Тип работы: Магистерская диссертация

Название работы: «Карьерлік тиегіштің гидрожетек жүйесін жетілдіру»

Научный руководитель: Асем Утегенова

Коэффициент Подобия 1: 1.4

Коэффициент Подобия 2: 0.4

Микропробелы: 3

Знаки из других алфавитов: 72

Интервалы: 5

Белые Знаки: 0

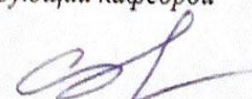
После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:

- Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.
- Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.
- Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.
- Обоснование:

Дата

03.06.22

Заведующий кафедрой



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

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

Автор: Медет Ілияс Медетұлы

Тақырыбы: «Карьерлік тиегіштің гидрожетек жүйесін жетілдіру»

Жетекшісі: Асем Утегенова

1-ұқсастық коэффициенті (30): 1.4

2-ұқсастық коэффициенті (5): 0.4

Дәйексөз (35): 0.3

Әріптерді ауыстыру: 72

Аралықтар: 5

Шағын кеңістіктер: 3

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

03.06.22

Кафедра меңгерушісі

