

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті
Энергетика және машина жасау институты
Технологиялық машиналар және көлік кафедрасы

Үмбетқали М.М.

Қатты топырақтарды өңдеуге арналған тиегіш шөмішін жаңғырту

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

6В07108 – «Көліктік инженерия» оқу бағдарламасы

Алматы 2023

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті
Энергетика және машина жасау институты
Технологиялық машиналар және көлік кафедрасы



ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі,
т.ғ.к., қауым. профессор

 С.А. Бортебаев

« 09 » 06 2023 ж

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Қатты топырақтарды өңдеуге арналған тиегіш шөмішін жаңғырту»


6B07108 – «Көліктік инженерия» оқу бағдарламасы

Орындаған

Үмбетқали М.М.

Пікір беруші
қауым. профессор ЛжКА
 М.Н. Есенғалиев
« 02 » 06 2023ж




Ғылыми жетекші
доктор PhD
 Н.С. Камзанов
« 31 » 05 2023ж

Алматы 2023

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті
Энергетика және машинажасау институты
Технологиялық машиналар және көлік кафедрасы
6В07108 – «Көліктік инженерия» оқу бағдарламасы

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі,
т.ғ.к., қауым профессор
 С.А. Бортебаев

«28» 11 2022ж

**Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Үмбетқали Манарбек Мурзагелдіұлы

Тақырыбы Қатты топырақтарды оңдеуге арналған тиегіш шомішін
жаңғырту

Университет басшысының «23» 11 2022 ж №408-П бұйырығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «31» мамыр 2023 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: Қатыңқы топырақтарды
оңдеуге арналған техника конструкциясы, ғылыми-техникалық оқулықтар
және патентті-ақпараттар

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі:

а) Кіріспе

б) Жалпы бөлімі

в) Жобалық-конструкторлық бөлімі

г) Қортынды

д) Әдебиеттер тізімі

Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)




1. Конструкциялар анализі – 1 бет; 2. Жалпы көрініс – 1 бет; 3. Құрама
сызбалар және гидравликалық сұлба – 4 бет.

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер: 13 атау


Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Жалпы бөлімі	06.01.23 ж - 27.02.23 ж	орындағанды
Жобалық-конструкторлық бөлімі	13.04.23 ж - 05.05.23 ж	орындағанды

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының аяқталған жұмысқа қойған қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Жалпы бөлімі	Н.С. Камзанов, доктор PhD		23.01.2023
Жобалық-конструкторлық бөлімі	Н.С. Камзанов, доктор PhD	30.05.2023	
Норма бақылау	А.Т. Альпенсов, қауымдастырылған профессор	07.06.2023 ж.	

Ғылыми жетекші  Н.С. Камзанов

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  М.М. Үмбетқали

Күні «25» 11. 2022 ж.

АННОТАЦИЯ

В этой дипломной работе произведен расчет машин для разработки твердых грунтов и выбраны их основные параметры. Конические отверстия (колодцы) для обработки грунтов изготавливаются на самоходных машинах.

Основной задачей проектирования машин с ударно-вибрационными механизмами является создание длинной и компактной стадии погашения, которая соответствует текущим темпам технического прогресса в наземной технике.

Количество страниц	47 страниц
Лист А-3	6
Литература	13

АНДАТПА

Бұл дипломдық жұмыста қатыңқы топырақтарды өндеуге арналған машиналарды есептеулер келтіріліп отыр және олардың параметрлері іріктеп, таңдалған. Өздігінен жүретін машиналар көмегімен қатыңқы топырақтарды өндеуге арналған конустық тесіктер (ұңғымалар) жасалады.

Сокқы-діріл механизмдері бар машиналарды жобалаудың негізгі міндеті жерүсті техникасындағы техникалық прогрестің ағымдағы қарқынының талаптарына жауап беретін ұзақ және ықшамды өтеу кезеңін құру болып табылады.

Түсіндірме жазба беттерінің саны	47 бет
А-3 пішімді сызбалық бөлігінің парақтары	6
Әдебиет	13

ABSTRACT

This graduation paper calculates machines for the development of solid soils and selected their main parameters. Conical holes (wells) for soil treatment are made with the help of self-propelled machines.

The main task of designing machines with shock-vibration mechanisms is to create a long and compact stage of repayment, which corresponds to the current rates of technological progress in ground technology.

Number of pages	47 pages
Sheet A-3	6
Literature	13

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Жұмыстың тақырыбы бойынша аналитикалық шолу	9
1.1 Ең перспективалы патенттік шешімдердің сипаттамасы	9
1.2 Патенттік ақпаратты өңдеу әдісі	18
1.3 Жүктеушінің белсенді тістерінің негізгі нұсқасын таңдау	20
2 Жұмыста қабылданған жобалы-конструкторлық шешімдерді талдау және негіздеу	21
2.1 ТО-17 біршөмішті тиегіштердің техникалық сипаттамалары	21
2.2 Активті шөміш үшін гидравликалық параметрлерін есептеу	23
2.3 Гидравликалық жетектің элементтерін таңдау және есептеу	25
2.4 Гидравликалық жүйені таңдау	27
2.5 Белсенді (дірілдеу) әрекеттің шөміші бар жүктеушінің жұмыс режимдерін есептеу	29
2.6 Жүктеушінің тұрақтылығын есептеу	31
2.7 Жүк тиеу құрылғыларының тұрақтылығына тежеу әсерін есепке алу	39
2.8 Жұмыс жабдығының металл конструкцияларын есептеу	40
Қорытынды	46
Қолданылған әдебиеттер тізімі	47

КІРІСПЕ

Жер қазу техникасын дамытудың жаңа бағыты - белсенді жұмыс істейтін органдармен жер үстіндегі машиналарды жасау. Мұндағы й машиналардың конструктивті ерекшелігі - жұмыс органы (шөмңш, пышақ, тіс, сынама, жетекші құбыр және т.б.) соққы-діріл механизмімен (СҚМ) жабдықталған, бұл жердегі жұмыс құралының күшін айтарлықтай және тіпті бірнеше рет арттыруға мүмкіндік береді. Инерциалды, гидравликалық, электромагниттік, пневматикалық, магнитостриктивті және СҚМ-нің басқа да түрлері қолданылады. Жерге құралды енгізу базасы машинада статикалық күші және оның пропорционалды салмағы мен СҚМ жинақталатын динамикалық күштердің жалпы әрекетке байланысты және ал машинаның салмағына байланысты емес. Өндірістің елеулі әсері СҚМ-нің төмен салмақтағы үлкен күш-қуат жұмсауына байланысты, бұл машина салмағын айтарлықтай арттырмай, жұмыс құралында әлдеқайда көп күш береді.

Соққы-діріл механизмдері бар машиналарды жобалаудың негізгі міндеті жерүсті техникасындағы техникалық прогрестің ағымдағы қарқынының талаптарына жауап беретін ұзақ және ықшамды СҚМ өтеу кезеңін құру болып табылады.

Соққы-діріл механизмін жобалаудың негізгі міндеті - жиынтықта белгілі бір санаттағы топырақта жұмыс процесінің өнімділігін қамтамасыз ететін техникалық сипаттамалардың негізгі көрсеткіштерін анықтау. Оңтайлы шаманың өлшемі немесе осы көрсеткіштердің қатынасы өнімділіктің бірлігінің ең төменгі құны болып табылады. Көптеген практикалық жағдайларда әртүрлі шектеулер ұтымды қасалық көрсеткіштерді табу міндетін азайтады. Жұмыста циклдык және қабатты қаттылықты төмендету және мұздатылған топырақтардағы алдыңғы тесіктер үшін соққы-діріл машиналарын жобалау үшін қажетті индикаторлар жиынтығы анықталады: жұмыс процесінің нақты энергия сыйымдылығы; аспаптың көлденең қимасының бірлігіне немесе кесу жиегінің ені бірлігіне әсер етудің ерекше энергиясы; жүктің статикалық күші мен соңғы жылдамдығының нақты мәндері; соққы-діріл механизмінің күші мен жүктеме (тартқыш) механизмі; таза жұмсарту уақытының жұмыс циклінің уақытына қатынасы; соққы - діріл механизмінің қуаты бірлігіне арналған салмақ индикаторлары және тағы басқалары.

Оңтайлылық критерийі өзгеріссіз қалады немесе құрылымдық элементтердегі минималды жүктемелер, мысалы, берілген әсер ету қуатын қамтамасыз ете отырып, неғұрлым тар болуы мүмкін. Есептеу әдісінің көмегімен жойылатын жердің статистикалық сипаттамаларын есепке ала отырып, жұмыс режимдерінің параметрлері мен параметрлерін анықтау мүмкін болады.

Түрлі қазба жұмыстарын орындау үшін, соның ішінде мұздатылған және қатты топырақтарда СҚМ-ды пайдаланудың мүмкіндігі мен тиімділігі дәлелденді.

Түрлі жабдықтар СҚМ нәтижелілігін көптеген қолданыстағы жер қазатын машиналар түрлерін (мысалы, экскаваторлар, бульдозерлер, қырғыштар), сондай-ақ жаңа машиналар соңғы өндірістік тестілеуге қолданылды. Көліктер саны құрылды жобалаушылар, соғу үшін машиналарды сынақтан өткізді. Техникалық-экономикалық көрсеткіштер - қазатын машиналар кем дегенде жылына қарағанда, атап айтқанда, олардың көпшілігі үшін қосымша капитал өтемділік мерзімі бүгінгі технологиялық жетістіктерді талаптарына сай.

Зарядтау құрылғысының жұмыс органында соққыға қарсы діріл механизмін қолдану күшті топырақтың дамуы үшін төмен қуатты машиналарды пайдалануға мүмкіндік береді, сондай-ақ осындай топырақты дамытатын қуатты машиналардың өнімділігін арттыру үшін 3 ... 5 есе дерлік.

Жұмыстың мақсаты - ПЧ-26 Акадыр жағдайында негізгі жұмыс органын жетілдіру арқылы бір шелек тиегіштің жұмыс сенімділігін арттыру.

Жұмыстың ғылыми жаңалығы мынадай маңызды нәтижелермен анықталады:

- көпфункционалды және әмбебап машиналардың дамуын сипаттайтын анықталған аумақтар;

- соққыға қарсы діріл механизмі бар тиеу-түсіру құрылғыларының конструкциясы әзірленді;

- жүктеушінің ұсынылатын құрылысының тиімділігі мен тиімділігін растайтын есептеулер жүргізілді.

Жұмыстың практикалық құндылығы - тиегіштің дизайны, тиімділігі мен тиімділігі есептеулермен расталады.

Дипломдық жұмыстарды жазудың теориялық және әдіснамалық негізі әдебиет көздеріне және технологияларға байланысты, атап айтқанда, жүктеуші сайттарға негізделген.

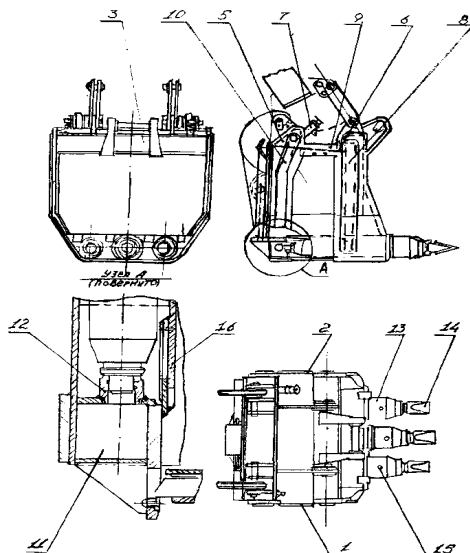
1 Жұмыстың тақырыбы бойынша аналитикалық шолу

1.1 Ең перспективалы патенттік шешімдердің сипаттамасы

Авторлық куәлік №876784 (сурет 1).

Өнертабысқа белсенді әрекеттердің шөміштеріне жатады.

Тікелей күрекшелі шелек дәнекерленген корпус, үш әсерлі блок және жабу тетігі бар түбі бар.



1 - сурет- Авторлық куәлік №876784

Шөміш денесі оң және сол жақ бүйір қабырғаларынан, артқы қабырғасынан 3 және жоғарғы және төменгі қаттылық қабырғаларымен бекітілген 4 ішкі қабырғадан тұрады. Қаттылық белдіктерінде пневматикалық балғаларыға сығылған ауа беру үшін 5 (камералар) және 6 (атмосфераға шығатын ауаны шығару үшін) камералар бар. 5-камерада ауаны беру шлангісін бекітуге арналған кронштейні бар 7-тармағы бар құбыр құбыры пневматикалық балғаларды майлау үшін ашасы бар камераға құйылады.

Астыңғы 10 төменгі белдеуінде катігездік арналарын, ауаның беру арналарын, 11 байланысты құбырлар.

Коллектордың алдыңғы парағында пневматикалық балғалардың түтікшелері салынған үш бағыттайтын біліктер 12 дәнекерленген. Саңылауларды тығыздау резеңке сақиналардың көмегімен жүзеге асырылады.

Қақпақ пластиналары 8 үстіңгі бекітуші белдікте шығатын ауаны атмосфераға камераға 6 және борттың бүйір қабырғаларында орналасқан шығыс порттарына 9 ауа ағынына түсетін топырақ пен атмосфералық жауын-шашынның мүмкіндігін болдырмау үшін жібереді.

Алдыңғы бөліктегі шөміштегі корпусы арнайы шкафтармен жабдықталған, оларда 13 стопор орнатылып, шелектің ішкі қабырғасында орналасқан әсерлі блоктарын бекіту үшін орналастырылған. 13 торларында соқпалы блоктарын түзету үшін 15 стопор орнатылды. Импульстік блоктары шекті ортаға қарай әсер етеді, соққы энергиясын шектеулі аймақта тістерге 14

шоғырландырады.

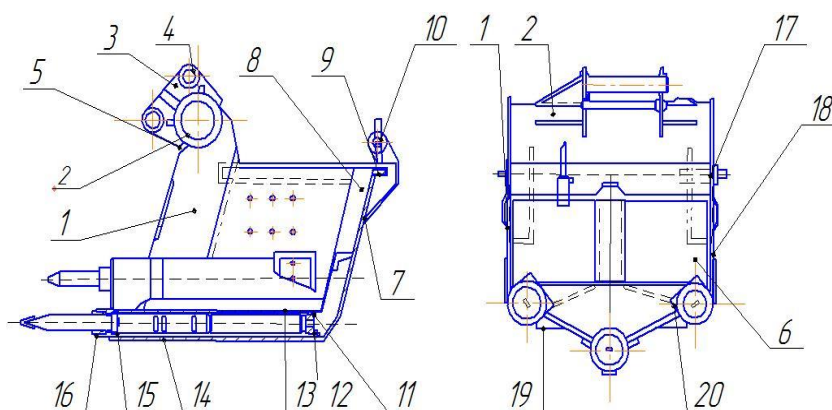
Шок денесінде блоктарын орнату үшін, реттеуді орындаңыз, алуан түріндегі алуандардың тығыздығын тексеріңіз және шелектің ішінде үш люктің бар екендігін тексеріңіз.

Шаң мен ылғалдың пневматикалық гаммерлерге кіруіне жол бермеу үшін 16 люктер резеңке тығыздағыштарға орнатылады.

Жоғарғы белдіктің тозған шеттері шелектің алдыңғы қабырғасына жақын, ВСН-6 дәнекерлеу электродымен (МЕСТ 9466-60) нығайтылды. Беткі қабаттың қалыңдығы 2-4 мм. Сол электродтар 13-ші конустық беттерге дәнекерленген, бұл олардың тозуын жердегі үйкелуден азайтады.

Шөміш жиынтығы экскаватор қолына шелек тартуға және блоктар мен шелек көтергіштерге арналған штырдарды қамтиды.

Авторлық куәлік № 781259 (сурет 2).



2 – сурет - Авторлық куәлік № 781259

Өнертабысқа белсенді қолданысқа арналған қазандық шөміші жатады.

Шахталық шелектің дәнекерленген корпусы, үш пневматикалық балғалары және бекітетін шыбықтары бар.

Соққы блоктарының (пневматикалық балғамен жасалған тістер) жер үстіне түсіп, жырту процесінің қарқындылығын едәуір арттыруға мүмкіндік беретін ортақ тіске барлық күштерді шоғырландыруға мүмкіндік беретін екі жазықтықта (ортасы төтенше жағдайлардан төмен) орналасқан.

Шөміштің төменгі бөлігінің профильдерін қалыптастыратын бұрыш 1: 1.5-ке сілтеме жасайтын білім шарттарынан таңдалады.

Жартасты тау жыныстарын жою үшін тістерді тікелей күрекшелер сияқты бұрғылаумен белгілеуге болмайды және шелектің жұмыс бөлігіне жүктемені азайтатын тасты жою үрдісіне байланысты пышақтың орналасуымен кез келген бұрышпен өздігінен реттелуі мүмкін.

Мұздатылған топырақты бұзу үшін кеңейтілген кесу жиектері бар тістер бекітіліп, ротациядан бекітілген.

Шелек денесі жоғарғы бөлігінде 2 құбырымен біріктірілген оң және сол жақ 18 18 белдеуін құрайды; соққы блоктарын орнату үшін қуысымен төменгі белдеуі 14; артқы қабырғаға 6 пісірілген аралық.

Төртінші пісірілген көздер 3, жетекшілер 4 және қабырғалары 5 түтікке 2 дәнекерленген, бұл шелекті тұтқаға бекітуге және шөміш блоктарын бекітуге мүмкіндік береді.

Артқы қабырға пневматикалық балғаларыға ауа беру және атмосфераға шығатын ауаны шығару үшін сыртқы 7 және ішкі 8 парақты қалыптастыратын арналардан тұрады. Қораптың артқы артқы қабырғасының үстіңгі бөлігі ауа шығатын түтікшені 9 құрайды, оған саңылаулар 10 ауаны беру шлангін қосу үшін бұрышта дәнекерленген.

Пневматикалық балғамен әуе беру цилиндр артқы қабырғасында орналасқан орталық канал бойымен жүзеге асырылады. Балғылардан шыққан ауаның ауаның алуан түрінде орналасқан екі терезе арқылы шелек денесінің екі бүйірлік арнасы бойынша атмосфераға шығарылады. Терезелер топырақ пен атмосфераның жауын-шашындылары пештің арналарына түспеуі үшін ұйымдастырылған.

Көздер 17 сорғы сызбаларын бекітуге арналған аралықтары бар ауа көпфункционасына дәнекерленген.

Пневматикалық балғалары жеке шлемдерде орналастырылады, бұл шелектің жұмыс бөлігінің беткі қабатын азайтады және қазу жұмыстарына кедергі келтіреді.

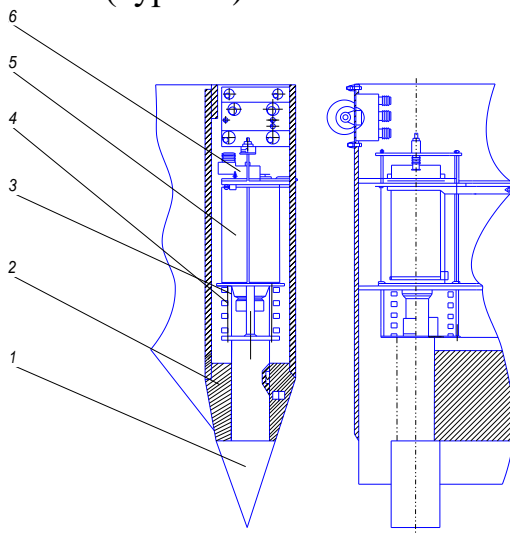
Алдыңғы бөлігінде құсбелгі 15 дәнекерленеді, ол соқпалы блоктың 16 бесігін кіргізеді және ол сондай-ақ жеңге дәнекерленген болады.

Құрылымның қаттылығын арттыру үшін 19 және 20 арматуралық табақтар жеңдерге дәнекерленген.

Шақпақтың төменгі үстіңгі қабатының 11 парағында пневматикалық балға арналған түтікшелерді қамтитын нұсқаулықтар 12 енгізілді.

Шелек денесіндегі балғаларды орнату үшін, саңылаулардың тығыздығын алуан түрлендіреді және әр жеңге тексереді, 13 алынбалы қабырғалар болттарға бекітіледі, балқытқышқа кіретін ылғалдың алдын алу үшін резеңке тығыздағыштарға орнатылады.

Авторлық куәлік №186336 (сурет 3).

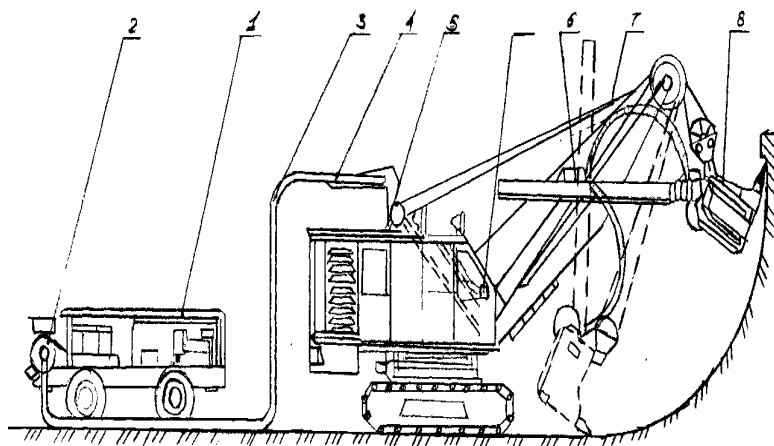


3 - сурет - Авторлық куәлік №186336

Құрылымдары 0,75 м³ бейнесі шөміш әлеуетін бастан. Алдыңғы қабырғасында шабуылшылары шабуылшылардың шанақтарында әрекет ететін төрт балға арналған. Бұл кескіш 1 сәл алға жылжиды. Олардың арасында трамвайлар 7 тазаланады, олардың арасына 2 дәнекерлеу жүргізіледі. 1-соққыға арналған кескіш 1 серіппелі тазалағыш арқылы 4 пішінді жуу машинасымен қамтамасыз етіледі. 7-тен 752 экскаваторы үшін 750 кг-ға дейін тістерге арналған шелек тәрізді тістерге . Көктемгі күшіне бұл қысу реттеуге болады.

Тістің салмағының асып кеткен мәнінен асып кетуіне себеп болады, бұл серіппелер мен 6-шы шыбықтың көмегімен бастапқы құрылғыға жалғасатын 3 жуу машинасының кейбір қозғалысын азайтады. Жуу цехын 3 жылжытқан сәтте, түйіспелі жәшігіндегі ауа шлангтың 5 балғасына кіреді және ол жұмысқа кіріседі. Тістің салмағын азайғаннан кейін триггер балканы өшіреді. Осылайша, шелектің конструкциясы белгілі бір тістің күші белгілі бір мәннен асып кеткеннен кейін әрбір балға автоматты қосуды қарастырады. Бұл машинаның экономикалық жұмысын қамтамасыз етеді.

Авторлық куәлік №615204 (сурет 4).



4 - сурет - Авторлық куәлік №615204

Өнертабысқа белсенді әрекет етудің шелегі бар жабдыққа қатысты. Шкафтан, ауа ағытпасы мен манометрді орнатудан тұрады.

Белсенді қолданысқа арналған шелек стандартты экскаватор тұтқасына іліп қойылған, бірақ базалық станцияның өзгеруі талап етілмейді. Экскаваторға арналған жабдықты тікелей бір бетінде бір станокты ауыстыру арқылы орнатуға болады.

Белсенді әрекеттердің шелегі әдеттегіден ерекшеленеді, өйткені олардың корпусының алдыңғы қабырғалары әсерлі блоктармен жабдықталған, пневматикалық балғалары қозғалыстағы тістерге арналған соққыларға соққы береді. Әрбір пневматикалық балғаларды іске қосу тісте қазудың белгілі бір күшімен автоматты түрде және жеке түрде жүзеге асырылады.

Белсенді әрекеттің шелекпен жұмыс істеу үшін экскаваторға компрессор беріледі.

Компрессордан 1 ауа қабылдағыш арқылы 2 шланг 3, көлденең түтік 4

және қалақшаның орналасуына 5 беріледі. 5 қалақшасы экскаватор корпусының үстіне орнатылып, екі бөлікке бекітіледі. Экскаваторды 240 - 2700 жж. Жұмыс кезінде бұру мүмкіндігін қамтамасыз етеді. Тікелей күрекшенің білік тірегінің осында шлангтарды 7 қамтамасыз ететін аралық тірек 6 беріледі.

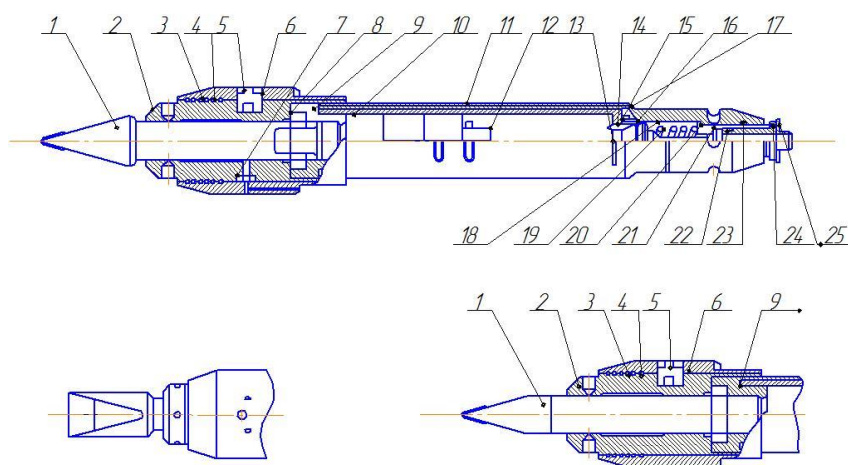
Қақпақты бойлай ауа сорғы құрылғысынан пневматикалық балғаларыға шелек 8 кіреді.

Ұстағыш тұтқаны кеңейту және қайтару тиісті ұзындығы 7 арқылы қамтамасыз етіледі.

Пневматикалық балғаларды электрмен жабдықтау жүйесіндегі ауа қысымы экскаватор корпусында орнатылған қысым датчигі 9 арқылы бақыланады.

Экскаваторлар МК-4 пневматикалық балғалары, қысым шлангтары және олардың бекіткіштері, арматураланған ауа өткізгіш қосылыстары және желдеткіш құрылғылары бар біртекті шок блоктары.

Авторлық куәлік №550212 (сурет 5).



5 - сурет - Авторлық куәлік №550212

Жерге орналастыру және тау-кен машиналары үшін соққы блогы.

Соққы бөлімі тістерді жинау қондырғысынан, пневматикалық балға және іске қосу механизмінен тұрады.

Тістің 1 жұмыс бөлігін 70 мм ұзындығы 2 - 3 мм қалың қабаты бар ВСН-6 электродымен дәнекерледі.

Соққы блогы үшін тіреуіш блогы 2-осьтік корпустан тұрады, шкафтың корпусына дәнекерленген корпус, ось және цех арасында орнатылған аралық сақина 5, осьтік қорапты бекітуге арналған штырмалы штыры 7, екі жарты сақина 8, бұта 9 және екі саусағыңыз бар. Семирингтер 8 тістің құлап кетуін тоқтатады, ал саусақтардың тістің шұңқырындағы бүйірлік пәтерлерге жабысып, бұрылуға жол бермейді.

Пневматикалық балға 10 бөшкесі бар 11 баррельден, 12 балғамен, үш сатылы сполза механизмінен (13-тен 13-ге дейін және спулалардан 14) және бұтадан тұратын баррельден тұрады.

Пневматикалық балканы іске қосу механизмі пневматикалық балға

баррельге резеңке сақинамен 16 тығыздағышпен бұралып салынған гайкада 17 орналасқан. Жаңғақ пен магистраль арасындағы өздігінен сөндірудің алдын алу үшін, фибретонды бекіту 18.

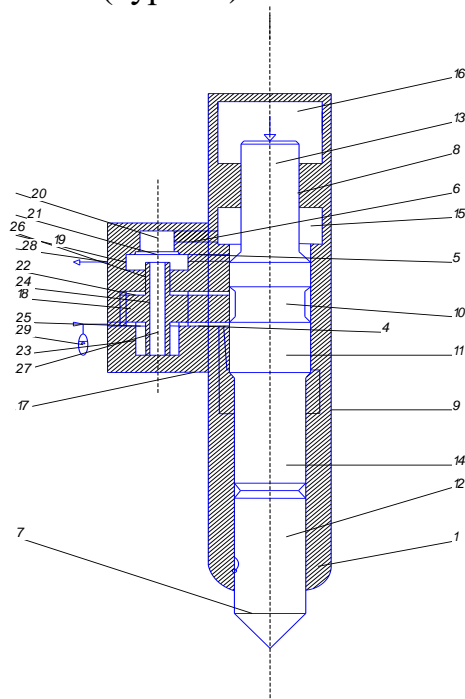
Бастапқы механизм 19, итергішті 19, көктем 20, шыныаяқ 21, 22 клапаны және тоқтау қалтасы 23 тұрады. Шыны мен тоқтау арасындағы қашықтық 24 резеңке сақина мен шыны мен гайканы арасында резеңке сақина 25 арқылы жүзеге асырылады. Пневматикалық балғамен тіс мұздатылған топыраққа немесе 500 кг-нан артық тіс үстінде осьтік күшке қол жеткізуге мүмкіндік береді.

Тіс 1 бұтаның 2-де, полукруг 8-де және 9-шы пневматикалық балғамен баррельді бастырады, оның серіппесінің қарсыласуын жеңеді. Мұндағы гайка 17 салалық түтік 23 мен шприц пластинасын 26 шелек денесінің коллекторына таяды. Пневматикалық балға қозғалысының қозғалысы 13 мм құрайды және гайканың аяғымен 17 салалық құбырдың 23 жағында шектеледі.

Итергіш 19 баррельмен бірге қозғалады, 22 клапаны жақындап келеді және оны ашады, сығылған ауаны спулға кіргізіп, пневматикалық балканы іске қосуға мүмкіндік береді. Тұтастай алғанда, 13 мм-ге тең итергішті ауыстыру, клапанның максималды көтерілуі 8 мм, және итергіш пен клапанның арасы арасындағы 5 мм аралық, қарапайым топырақты қазып жатқанда пневматикалық балғамен жұмыс істеу мүмкіндігін болдырмауға арналған.

Тістің жүктемесін алып тастаған кезде, серіппелі өзегін бастапқы орнына қайтарады, клапан ауа қысымды орынға қарсы басады және пневматикалық балға жұмыс істейді. Шелекке орнатылған әрбір пневматикалық балға бір-бірінен тәуелсіз қосылады.

Авторлық куәлік №1733568 (сурет 6).



6 - сурет - Авторлық куәлік №1733568

Өнертабысқа құрылыс және жол машиналары жатады және құрлықтың әртүрлі салаларынан ауқымды жыныстарды бұзу жағдайында топырақты тығыздау үшін арналған.

Суретте гидравликалық соққыға арналған құрылғы қарастырылған.

Гидравликалық соққы құрылғысы модульдік орналасуға ие және соққы блогы мен басқару блогынан тұрады.

Соққы бөлігінде радиалды арна бар корпусы бар 1: қысымды басы 2, басқару элементі 3 - 5 және толып кету 6, құрастырушы құралы 7 пышақ пен шыңдар түрінде жасалған, поршень 8 - төменгі 9 және жоғарғы 10 белдіктермен, ағын 11 және төменгі 12 және жоғарғы 13 штангалар, олар дененің 1 қуысына 14 айналымда, 15-тен асатын және газ жинағышымен 16 қалыптасады.

Басқару блогы 17 қысымды басы 18 және дренажды порты 19, осьтік арна 20 және осьтік тесік 21, 22 төменгі тесігі бар 22 тесігі және 24 бақылау шифі, 25 канавкасы, 26 тіреуі және осьтік тесік 27, 28 бақылау. Басқару блогының корпусы 17 корпусының корпусының 2 корпусына жауап беретін радиалды арналардың жүйесінен тұрады.

Желілік аккумулятор 29 және сұйықтықтар сорғы мен қысым портымен байланыстырылған қысым желісіне қосылады.

Басқару блогының 17 корпусында 25 ұңғымадан, ағызу порты 18, қысымды басы 2 және басқару 3 арналары сорғымен берілген сұйықтықтың ағынын таратуға арналған. Қысым порты 18 қысқышы 22 төменгі позициясындағы 25 аралық арқылы қысым арна 2 мен басқару каналына 3, сондай-ақ қаптаманың 22 жоғарғы жағында тек 3-ші басқару каналына жалғанады.

Бұл нәтиже қысымды арна 2 босатылған тесікке қатысты жылжытылуына байланысты жүзеге асырылады 18. Тесіктердің ені ағызу тесікшесінің 18 және қысымды арна 2-ні 22 спутниктің төменгі позициясындағы қосылымды қамтамасыз етеді. канавка ені 18 және қысым арна 2 арасындағы қашықтыққа қарағанда үлкенірек.

22 үстіңгі позициясында қысым порты 18 және қысымды арна 2 спиральдің 22 төменгі бөлігімен бөлінеді, төменгі ұшы 23 босатылған тесік 18-ден төмен, і. белдік 23 қысымды арна 2 мен қысым порты 18 арасында орналасады және оның ені 25 тесік ені мен 18 қысымды арна 2 диаметрі арасындағы айырмашылыққа тең болады. Бұл жағдайда слайдтың инсульті төменгі баудың 23 ені мен қысымды арна 2 диаметріне тең болады.

Осылайша, 22 қысқышы 22-нің төменгі позициясындағы бос тоқтау 14-ге тұрақты түрде қосылатын қысымды арна 2 25 поршенді арқылы ағызу порты 18-ге қосылады, ал 22-нің үстіңгі позициясында осьтік тесігі 27 27, осьтік арна 20 және арна 6 асып кету.

Тасымалдау арнасы 6 толассыз қуысына 15 қосылады, ал 22 білікшесінің төменгі позициясында 20 осьтік өту арқылы ағызу сызығына және 19 ағынды саңылауға қосылады, ал үстіңгі қабаттың 22 жоғарғы жағында жоғарыда сипатталғандай қысым каналына 2 қосылады. Бұл жағдайда 6 канал ағызу

тесігінен 19 білікше 26 арқылы кесіледі, осьтік тесікке 21 кіреді.

Қысым бастарының 18 және ағын саңылауы 19 тесіктеріне тұрақты түрде қосылған 3 және 5 басқару каналдары кезек-кезек басқарушы қуысқа 28 қосылатын басқару каналына 8 шабуылшының поршенін 11 аралық арқылы қосыла алады. Құрылғы келесідей жұмыс істейді.

Суретте көрсетілген бастапқы күйде поршень 8 және тіреу 22 төменгі қалыпта орналасқан. Бұл жағдайда ағызу порты 18 ағызу жолына 14 25 және арнадан 2 және сол арақатынан 25 және арнадан 3 арқылы басқарушы қуысқа 28 жалғасады. Су толқынының шұңқыры 15 канализациялық желілерге 6 және 20, осьтік тесікке 21 және ағынды саңылауларға 19.

Операцияның басында қысым құбырынан жұмыс қысымы 18 порты арқылы өтеді. Түтік 25 және арна 2 бос кеуекті 14.

9 белдеуінің төменгі шетіндегі қысым қысымымен 8 поршенді шабуылшы 8 батареядан газды қысып, жоғарыдан жылжи бастайды және сұйықтықты 15 толқын қуысынан су ағызу сызығына 6 және 20 арналар арқылы, осьтік тесік 21 және су төгетін тесігі 19 артады.

Бланттың басында 9 белгінің жоғарғы жағы 3-арнаны жауып, қысым порты 18-нен 28-ге дейінгі басқару қуысынан кесіп тастайды, онда дөңгелекті алдын ала белгіленген жерде ұстау үшін жабық көлем қалыптасады. 8 поршенді шабуылшы 8 арна 4, 11 тесікшесі, 5 арна және 19 ағынды саңылау арқылы ағызу желісіне қосылуды басқарғанша 28 босатылғанға дейін жалғасады.

Операцияның басында қысым сызығынан ағызу порты арқылы 18 жұмыс істейтін сұйықтық, 25 және 2 канал бос айналдыруға кіреді.

9 белдеуінің төменгі шетіндегі қысым қысымымен 8 поршенді шабуылшы жұмыс істеп тұрғанда, аккумуляторда 16 газды сығып, сұйықтықты толтырылған қуыстың 15-тен су ағызу сызығына 6 және 20 арналар арқылы, осьтік тесік 21 және су төгетін тесігі 19 арқылы жылжытады.

Бланттың басында 9 белгінің жоғарғы жағы 3-арнаны жауып, қысым порты 18-нен 28-ге дейінгі басқару қуысынан кесіп тастайды, онда дөңгелекті алдын ала белгіленген жерде ұстау үшін жабық көлем қалыптасады. Поршень - бақылау қуысы 28 арна 5 және су төгетін тесік 19. Осыдан кейін, қуысында 28 сұйықтық қысымы ағысының қысымы теңестірді, арналық 4, каналынан 11 арқылы су төгетін желісімен қосылу мүмкін емес дейін шабуылшы 8 бос жүріс жасау дейін жоғары қарай қозғалатын жалғасуда шпульке 22 белдеуі 24 төменгі соңында қысым белсенді алаңында қысым әсерінен желісі дейін жылжытылады толып канализация жылғы 19 қуысын 15 өшірілген, хвостовик 22 осьтік үндестік золотник 26 19 кезінде хвостовик 24 21 туып және жеткізу порты Золотник 22 осьтік 21 туып және жеткізу порты 18 белдеуін 23 бос жүріс қуысында 14 кесіп отыр, онда ағынының арна төменгі соңы Бұл жағдайда 2. қуысындағы 14 астам жоғары енгізіледі және бос жүріс құйылуын 15 ағыны арна 2, осьтік арқылы өзара қосылған қамтиды тесік 27, осьтік 20 және арнаны 6 туды.

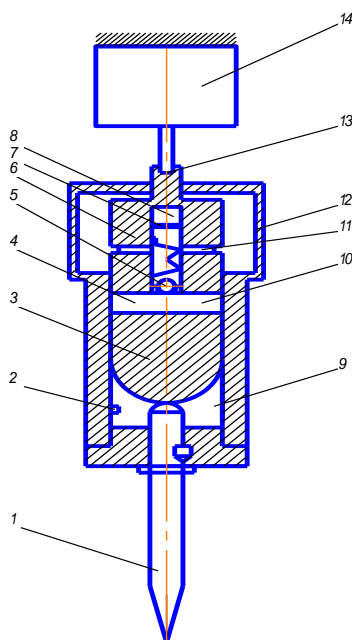
Сығымдалған газдың қысымы кезінде пневматикалық аккумулятордың 16 аккумуляторы майысып, содан кейін төменге қарай жылжып, жұмыс істемейді.

Жұмыс соққысы кезінде сораппен қамтамасыз етілген сұйықтық батареядағы 29 аккумуляторда жинақталады, себебі арна 2 поршенді 18 пленкадан шығатын тесігі 23 мен 3 арна поршеньдің 9 бүріккішімен жабылады, 14 бос квадраттың ішінен жылжытылған сұйықтық 14 толып кету қуысына құйылады арна 2, осьтік тесік 27, осьтік арна 20 және арна 6.

Жұмыс инсультінің соңында поршенді шабуылшы 8 құралды 7 соқтырады және поршенді шабуылшының сақиналы ойығы 28 поршенді шоғырсықты 28 28 3 және 4 арна арқылы қысым портымен 18 байланыстырады. Иықтың 24 жоғарғы жағынан үлкен белсенді аймағының арқасында 22 қаптама шеткі төменгі позиция, ағызу порты 18 18 каналға қосылады, ал 6 канал ағынды саңылауға 19 жалғасады және цикл қайталанады.

Авторлық куәлік №777217 (сурет 7).

Сорғы - жалғыз пульсаторлы машина. Басқа тетіктерден айырмашылығы, шабуылшының қаптамасы 3 камерада атмосфералық қысыммен және камерада 4 шығарумен жүзеге асырылады. Құрылғы келесідей жұмыс істейді.

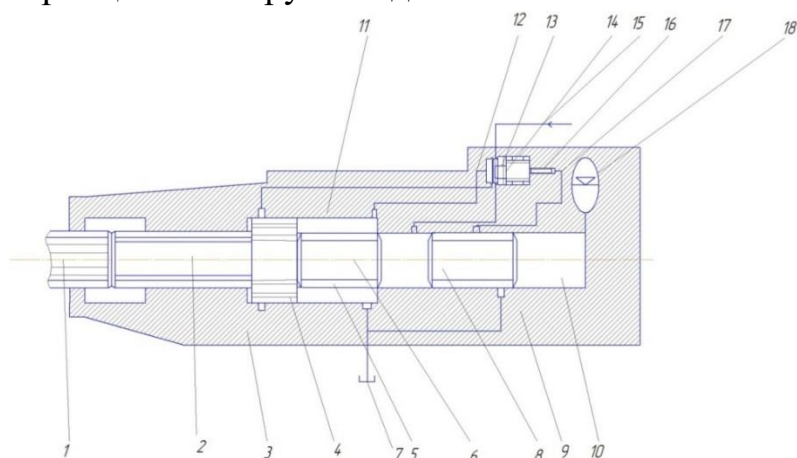


7 - сурет - Авторлық куәлік №777217

Корпустың цилиндрі таятқыштар 13 арқылы қозғалтқыш механизмінен 14 жылжыту арқылы жүзеге асырылады. 6 цилиндрі 3-шабуылшыға су тартатын камерада 4 жылжытылғанда, сұйықтық алдымен 10 арна арқылы, ал кейін қайтарылмайтын клапанды 5 12 жұмыс камерасына ауыстырады. 12 камерасындағы қысымның артуы пневматикалық аккумулятордың 7 поршенінің қозғалысы арқылы өтеледі. 6 цилиндрі камераға 4 айналғанда, вакуум пайда болады. 3 камерада атмосфералық қысымнан кейін 6 цилиндрге ұқсайды. Шабуылдаушының шегіну соңында 12 камерасы камераға және 10 тесікке қосылады. Шабуылшы сұйықтықтың қысымын алға тартып, құралға ұрады. 13 шыбық цилиндрді 6 төмендетеді және цикл қайталанады.

Авторлық куәлік №655823 (сурет 8).

Өнертабыс шок-гидравликалық құрылғыларға жатады. Екі сатылы бум 3-ден 3 қысым камерасынан артқы камераға 4 өтетін сұйықтық қысымымен және гидропневматикалық аккумулятордағы газ қысымын поршеньге 5 камера 10 ішіндегі сұйықтық арқылы жібереді. Құрылғы төмендегідей жұмыс істейді жол. Қысыммен жұмыс сұйықтығын беру кезінде



8 – сурет - Авторлық куәлік №655823

13 арна арқылы сұйықтық қысымы желісі 15, 6 камерасы арқылы штоктың 5 шұңқырдың 8. разряд желісі стационарлық кіреді. балға құралы оңға 2 қадамдар басылса, және оның ойықтан 7 поршень 5 арналарын 13 және 17 байланыстыратын дифференциалды клапан 14 солға жылжиды және қысым желісі 15. отырып камераны 4 арнаны II қосылу үшін кезде қысыммен кері болады. Барабаншы канализацияға бар су төгетін желісі 8 аралық камера жылғы 6 сұйықтық ығыстырып, кері орындауға бастайды және түзетуге ойыққа 7 соңында газ 18. қысу поршень камераны 16 байланыстырады, арналар 9 және 17. оңға шпульке 14-ден астам дифференциалдық төгілуін және 2 алға инсультке штоктың газ қысымымен қайтару жолы арналар 11 және 12, 18 қадамдар балға 5 камераны 4 қосылады. алға инсульт ойыққа 7 соңында арналарын 13 және 17 цикл қайталанады қосылады.

1.2 Патенттік ақпаратты өңдеу әдісі

Дизайн объектілерін жаңғырту (реконструкциялау) әдістерінің бірі әлемдік прогрессивті техникалық идеяларды, әлемдік жетістіктер деңгейіндегі заманауи технологияларды қамтитын ғылыми-техникалық ақпаратты талдау болып табылады.

Тапсырманы шешу үшін математикалық статистика үшін материалдарды (патенттерді) іздедік және жинадық. Осыдан кейін әрбір патент G0T-мен салыстырылады, әрбір сипаттамаға сәйкес тиісті позиция анықталады және патент лайықтаған бағалаудың сомасы анықталады. Өнертабыстың толықтығы коэффициенті әрбір патент үшін жеке формулаға сәйкес есептеледі:

$$r = q/Q = \frac{\sum j\phi(i)}{n\sum \phi(i)}; \quad (1)$$

мұндағы q – Патент әрбір сипатқа лайықтайтын бағалаудың сомасы ГОТ;
 Q – бірдей сипаттамаларға арналған бағалаудың максималды сомасы;
 n – Негізгі матрицада максималды баллға тең сипаттамалардың саны;
 j – базистік бағалау ($1, 2, 3, \dots, n$); $S_{\phi}(i)$ - Барлық сипаттамаларды қалыпқа келтіретін функция ГОТ.

Патенттік шешімдерді өндіріске ықтимал енгізу мерзімі формула бойынша анықталады:

$$T - t_0 * \exp(0,5r^2 - r0,18), \quad (2)$$

мұндағы $t_0 = const$ - функционалдық гомогенді техникалық салаларды енгізу кезеңдері.

Болашақтың коэффициенті формула бойынша анықталады: $b = a$
 Стьюдент критерийі

$$D = b/Sq, \quad (3)$$

мұндағы S - регрессия сызығының стандартты ауытқуы;

Sb - перспективалық фактор үшін стандартты ауытқу.

Жоғарыда келтірілген әдістеме перспективалы және өте перспективалы патенттерді анықтауға қолданылмайды, яғни бір күнде бір патенттің маңыздылығын анықтау мүмкін емес. Сондықтан бірыңғай патенттің санын анықтау үшін жалпы анықтама кестесі (ГОТ) дайындалған. ГОТ-де ұсынылған ең төменгі бағалар нөлдік жаңаға сәйкес келеді, ал ең көп дегенде теориялық және тәжірибелік дәлелденген техникалық шешімді білдіреді.

Патенттердің нормативтік бағасы сараптамалық бағалау әдісімен белгіленуі мүмкін. Сарапшыларға сауалнама жасау үшін. Содан кейін бұл бағалаудың барлығы 1970-1996 жж. Әдісімен өңделеді. Зерттелетін кезең үшін жиналған ақпарат тиісті тақырыптар бойынша параметрлер жиынтығын құрайды.

Жиналған патенттерге сәйкес, массив қалыптастырады t_i және N_i . Бұдан кейін патентингтің динамикасы салынып, экспоненталық түріне жақындады:

$$N_i = N_0 \cdot \exp^n b \cdot t_i^N, \quad (4)$$

мұндағы N_i – жылына берілетін патенттік өтінімдердің саны;

N_0 – Жылына бір рет патенттер саны туралы есеп;

\exp – табиғи логарифмдердің негізі;

b – келешектің коэффициенті;

$t_i = Z_i - Z_0$ – жылдың нөмірі;

Z_i – ағымдағы жыл;

Z_0 – жылдық есеп беру;

Осы формуладағы әрбір бағыт бойынша перспективалар коэффициентін анықтау іс жүзінде ыңғайсыз, сондықтан осы тәуелділіктің логарифмі сызықтық тәуелділікті аламыз, ол «ең кіші квадраттар» әдісімен шешіледі

$$\ln N_i = \ln N_0 + b \cdot t_i, \quad (5)$$

Белгілейміз $\ln N_i = y_i$; $y_i = a + b \cdot t_i$ немесе $y_i = y + b \cdot (t_i + t)$;

мұндағы – абсцисс бойынша нүктелер саны t_i . мұндағы $t = \frac{\sum t}{k}$; $y = \frac{\sum y}{k}$.

1.3 Жүктеушінің белсенді тістерінің негізін ұсқасын тандау

Патенттік және әдебиет көздерін талдау негізінде біз ТО-18 бір шелекті жүк тиегіштің ең перспективалы дизайнымен таңдалды. Жүк тиегіштің жүк көтерімділігі 4 тонна.

Бұл тиегішті жасау мақсатымен біз оған түтінге тітіркендіретін діріл механизмі қолданылған. Осындай механизмнің ең перспективалы құрылысы № 655823-де ұсынылған.

Осындай құрылғыны жүктеуші шөміштің тістеріне пайдалану сығылған, бітелген және мұздатылған жүктерді босатуға мүмкіндік береді. Белсенді тістері бар осындай шелектердің жүк тиегіштің жабдықтары оның қолданылу аймағын айтарлықтай кеңейтеді және еңбек өнімділігін арттырады.

2 Жұмыста қабылданған жобалы-конструкторлық шешімдерді талдау және негіздеу

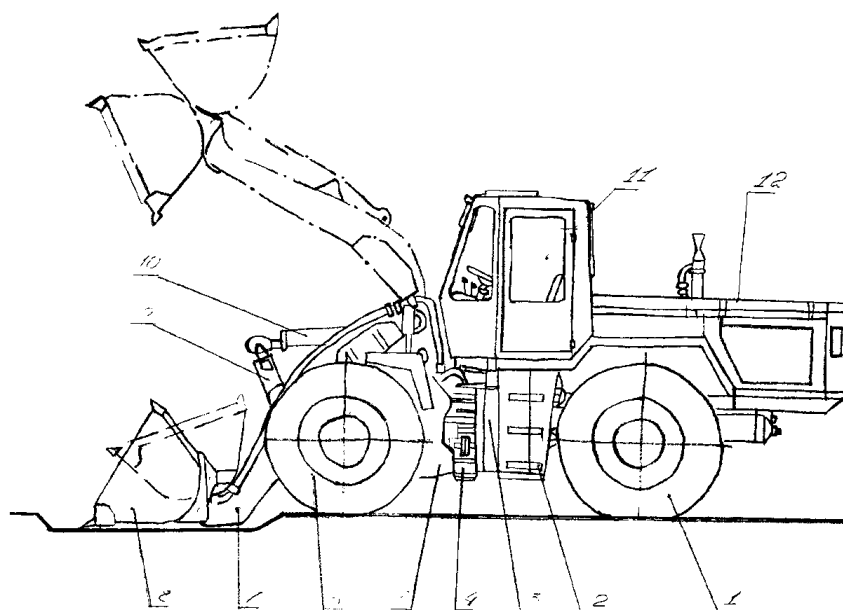
2.1 ТО-17 бір шөмішті тиегіштердің техникалық сипаттамалары

1. Түсіру бағыты	фронтальды
2. Негізгі трактор немесе шасси модулі	арнайы шасси
3. Жүк көтеру қабілеті, <i>t</i>	4,0
4. Шөміш сыйымдылығы, <i>м³</i>	2,0
5. Жүк түсіру биіктігі, <i>мм</i>	3350
6. База, <i>мм</i>	2670
7. жол саңылауы, <i>мм</i>	400
8. Габариті, <i>мм</i> : ұзындығы	7240
ені	2240
9. Төменгі шөміш қалыптарындағы биіктік	3145
10. Жүру жылдамдығы, <i>км/сағ</i> : алдыға	0-44
артқа	0-25,2
11. Қозғалтқыш түрі	А-01 МД
12. Тиегіш массасы, <i>кг</i>	9950

Пневматикалық дөңгелектерге арналған ТО-17 бірроторлы тиегіштер, сондай-ақ оның соңғы модификациясы ТО-17А теміржол көлігінің жүк вагондарында жиі қолданылады. Ол бірінші кезекте жаппай және түйіршікті материалдармен жұмыс істеуге арналған. Әр түрлі ауа температурасы -400-ден + 400-ге дейін және номиналды жүктемесі 4,0 тоннаға есептеледі. Жүк тиегішті «Ударник» Минск зауыты шығарады. Оның жалпы көрінісі мен жалпы құрылысы тиісінше 9-суретте көрсетілген. Жүктің барлық бөліктері мен қондырғылары бір-біріне 5 және артқы 3 жартылай фреймдерді қамтитын жақтауға орнатылады, олардың арасында тік топсаның құрылысы 4. Бұл бағдарларды бір-біріне бұрып, маневрлікті жоғарылату және жұмыс циклінің ұзақтығын қысқарту арқылы жүк қозғалысы бағытын өзгертуді қамтамасыз етеді. Алдыңғы көпірге 6 алдыңғы фреймге қатаң қосылған. Артқы ось 1 көлденең топсаның көмегімен жартылай фреймге 3 ұсақталады. Артқы осьтің осындай теңгерімді суспензиясы қозғалыстағы дөңгелектер біркелкі емес жол бетіне немесе өрескел жерге қондыру кезінде тік жазықтықта айналуға мүмкіндік береді. Нәтижесінде, дөңгелектер жолға мықтап бекітіліп, рамка бүгілу деформацияларынан құтылады. Көпірлер бірдей дизайнға ие және артқы осьті көлік режимінде ажырату мүмкіндігі бар жетекші болып табылады.

Жүк тиегіштің негізгі жұмыс органы - қуаты 2 м³ болатын шпиндельнің 8 шөміші. Ол көтеру бумының 7 сыртқы жағында бекітіледі және 9 тұтқышы оның айналуының екі гидравликалық цилиндріне қосылады. Бумдың ішкі соңы алдыңғы жартылай фреймге бекітілген. Топсаны қосу екі гидравликалық цилиндрлермен басқарылатын бумның көтерілуін немесе төмендеуін тудырады. Гидравликалық цилиндрлердің шелек шүмегін айналдырып, бумды көтеруі

алдыңғы жартылай фронттың шеттеріне бекітілген.



9 - сурет - Жүк тиегіштің жалпы көрінісі

Қосалқы жұмыс жабдығынан жүктеушіге басқа типтегі шанақтарды және қуаттарды, форшточные көтергіштерін, кранды блоксыз бумды және шнурды ұстауды орнатуға болады.

Жүк тиегіштің қуат блогы - алты цилиндрді және қуаттылығы 135 а.к. тік винтовкалы орнатылған А-01МД 12 модельді төрт винтельді қозғалтқыш. Қозғалтқыш артқы аралық жақтауға 3 бекітіліп, кабинадан 11 басталады. Айналмалы вибрациялық амортизатор арқылы оның білігі қуаттың ұшуына байланысты. Оны трансформациялау, сондай-ақ гидромеханикалық беріліс қорабында крутящий осьмен кардандық трансмиссия арқылы, тиісінше, беріліс бөлігіне таратылады. Трансмиссиясы артқы жартылай фреймге орнатылған. Төмен температураларда қозғалтқышты іске қосуды жеңілдету үшін электр қуатын өшіруге арналған механизм берілді.

Жүктеуші автобустарға, жұмыс жабдығына және рульге қызмет көрсету үшін үш автономды гидравликалық жүйемен жабдықталған. Гидравликалық жүйені жұмыс сұйықтығымен қамтамасыз ету және жүктің екі жағынан қажетті жүктемесін қамтамасыз ету үшін кабинаның астында табақты болаттан жасалған үш резервуар. Бұл жағдайда жұмыс жабдығының гидравликалық жүйесі оң жақтағы және басқа екі гидравликалық жүйелердің танкілері солға орналасқан. Соңғыларда гидромеханикалық жүйеге тиесілі кеменің алдында резервуармен және гидромеханикалық беріліс қорабына артқы бөлікке бөлінген жалпы дене бар. Танкілерде мұнай танктерінің болуы сізде жұмыс сұйықтығының нақты деңгейін байқауға мүмкіндік береді.

Барлық қозғалатын дөңгелектер пневматикалық жүйеде аяқты қолданумен екі баррельдік пневматикалық барабан типті тежегіштермен жабдықталған. Қолмен орталық тежегіш трансмиссияда орналасқан және автокөлікті автотұрақтарда тежеуге және төтенше жағдайда қозғалу кезінде

қысқа мерзімде тежеуге арналған.

Жүк тиегіштің рулы гидравликалық қадағалау сервосы жүйесі негізінде құрастырылған және раманың екі жағында орналасқан екі рульдік цилиндрді басқару механизмін (гидродивай) қамтиды. Бұл жағдайда цилиндрлердің корпусы артқы жартылай фреймге және олардың алдыңғы жартылай фреймге біріктіріледі.

Жүк тиегіштің барлық металдан жасалған қос корпусы резеңке жастықшалар арқылы артқы жартылай фасадқа қосылған, бұл жұмыс орнында жүргізуші қабылдаған шу мен дірілді елеулі түрде азайтады. Екі жағынан кокпитке кіруге арналған сатысымен қамтамасыз етіледі 2. Кабинаның бүкіл периметрі бойынша үлкен шыны ғимараты ерекшеленеді. Басқару механизмі, жұмсақ реттелетін жүргізушісі және жолаушылар орындары, тұтқыштар мен педальдар, желдету және жылыту жүйелері, басқару құрылғыларының тақтасы және т.б. бар.

Жүктеуші түнде жұмыс істеген кезде айқын көрінуді, сондай-ақ жалпы жарықтандыруды, тоқтату сигналдарын және бағыт көрсеткіштерін қамтамасыз ететін төрт қуатты фарға бар. Мұнай резервуарларының орналасуы сәтті таңдап алынды. Қозғалтқыштың айтарлықтай массасы кері тасымалданады, бұл арнайы қарсы тұру қажеттілігін жойды.

Қозғалатын дөңгелектер негізгі жиегі мен борттық сақинасынан тұратын, алынатын, 12-қабатты пневматикалық шиналармен жабдықталған. Бұл жағдайда доңғалақтың шетіне шинасы оның жағында тоқтағанша және ұзаққа созылған жаңғақпен сақинаның бүйірлі сақинасына қарай басылғанға дейін қойылады.

2.2 Активті шөміш үшін гидравликалық параметрлерін есептеу

Бір шөмішті алдыңғы тиегіштердің жұмыс жабдығының гидравликалық схемасы тұрақты және қуатты сорғы, гидравликалық дистрибьютор, негізгі және қосымша жабдықтардың атқарушы гидравликалық цилиндрлері, фильтр, резервуар, тесік тесікшелері бар бақылау клапандары, басқару манометрі және термометрі, гидравликалық цилиндрлерді автоматты басқару үшін құбырлар мен құрылғылар.

Негізгі гидравликалық қозғаушы қондырғыларды есептеу және іріктеу үшін бастапқы деректер болып табылады: типтік гидравликалық жетек схемасы, P_k қауіпсіздік клапанының қысымы, атқарушы гидравликалық цилиндрлердің штандарындағы күштер, гидравликалық цилиндр поршендерінің жылдамдығы.

Қозғалтқыш цилиндрлердің штангаларындағы күштер шұңқырлы гидравликалық цилиндрлер үшін және N -ны көтеру күші үшін шұңқырдың кесу жиегіне бекітілген гидравликалық цилиндр үшін ең үлкен рецессивтік күшінің мәніне сәйкес тұрақты күйде жұмыс режимінде анықталады. Шөмішті штангалардың күші бумның құрылымына байланысты (10-сурет). Егер бум

шаңғымен жабдықталған болса, жарылыс күші тәуелділікте анықталады.

$$N_B = (2, 0-3, 0) Q_H, \quad (5)$$

$$N_B = 2 \cdot 4 = 8 \text{ т.}$$

Бір шөміштегі гидравликалық цилиндрдің шыбықтағы күші келесі өрнекпен анықталады:

$$S_k = \frac{N_{Bin} + G_H i_k k_1}{n_n}, \quad (6)$$

мұндағы G_H – шөміш салмағы;

n_n – гидравликалық цилиндрлер мен топсаларда шығындарды есепке алатырып, қауіпсіздік коэффициенті тиісінше k_1 шөміш G_H гравитациялық күші үшін иық белдігі жүйесінің ара қатынасы бойынша анықталған жүктеме механизмі механизмінің лездік беріліс механизмі мен шекті гидравликалық цилиндрлер саны.

Лездік тісті берілу коэффициенті материалдарға кіргізуге сәйкес келетін шелек позициясына есептеледі.

$$i_n = \frac{l_6 \cdot l_8}{l_7 \cdot l_9}; \quad i_c = \frac{l_2 \cdot l_8}{l_7 \cdot l_9}, \quad (7)$$

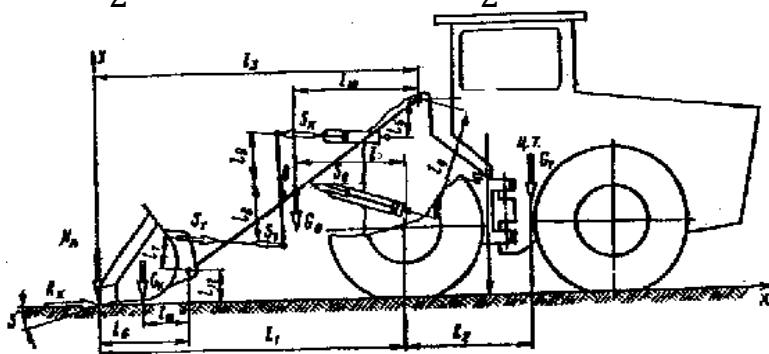
мұндағы L – механизмнің кернеулі бөліктерінде күш қолданудың жолдары

$$G_H = \rho \cdot \vartheta = 1,7 \text{ Т/м}^3 \cdot 2 = 3,4 \text{ т,}$$

$$n_n = 2$$

$$i_n = \frac{1,2 \cdot 0,675}{0,38 \cdot 0,5} = \frac{0,26325}{0,19} = 1,4,$$

$$S_k = \frac{8 \cdot 4,3 + 3,4 \cdot 1,4 \cdot 1,25}{2} = \frac{34,4 + 4,76 \cdot 1,25}{2} = 24,5 \text{ т} = 245 \text{ кз.}$$



10 - сурет - Жүктеме жабдығының гидравликалық цилиндр күштерін анықтау схемасы

Бір гидравликалық цилиндрде күштің кросс-жүйесі бар механизмнің кинематикалық схемасы арқылы көрсеткілер келесі формула бойынша анықталады:

$$S_c = \frac{N_B l_3 + G_p \cdot l_{va} - S_k' l_5 - n_n \cdot k_2}{l_4 n_c}, \quad (8)$$

мұндағы G_p - экскаватор салмағы;

S_k - шекті гидравликалық цилиндр, қауіпсіздік коэффициентін ескерусіз;

n_c - гидравликалық цилиндрлер саны;

k_2 - ілмектерде және гидравликалық цилиндрлердегі ысыраптарды ескере отырып, 1.25 тең,

$$\begin{aligned} G_p &= 20kH; S_k' = 196kH; n_c = 2. \\ S_c &= \frac{8 \cdot 4,65 + 20 \cdot 2,1 - 196 \cdot 0,065 \cdot 2 \cdot 125}{0,94 \cdot 2} = \frac{37,2 + 42 - 12,74 \cdot 1,25}{0,94 \cdot 2} \\ &= 44,2m = 442kH. \end{aligned}$$

Гидравликалық цилиндрдің орташа поршеньдік жылдамдығы ендіру күйіне есептеледі.

$$\begin{aligned} \vartheta_k &= \frac{\vartheta_3 k}{i_n} = \frac{0,277 \cdot k \vartheta_{yu} \cdot \vartheta_{p,m}/сек}{in} \\ \vartheta_k &= \frac{0,277 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 0,8}{4,3} = 0,03m/сек. \end{aligned} \quad (9)$$

Бум цилиндрлерінің поршеньдік қозғалысының орташа жылдамдығы қатынасы бойынша анықталады

$$\vartheta_c = 57,3 \vartheta_n \cdot c \frac{S_u}{l_c 4c}, \quad (10)$$

мұндағы S_u - гидравликалық цилиндрлердің инсульты.

$4c$ - жебе айналуының бұрышы

$$\vartheta_c = 57,30,4 \frac{0,85}{3,2 \cdot 91} = 0,03m/сек.$$

2.3 Гидравликалық жетектің элементтерін таңдау және есептеу

Шөміш және жебе гидравликалық цилиндрлердің диаметрі шыбықтардағы s_{kus_c} күштермен анықталады.

Егер шөміштің шапшандығы және жебенің көтерілуі поршеньдік қуыспен жүзеге асырылса, гидравликалық цилиндрдің диаметрі формулалармен анықталады

$$D_c = \sqrt{1.27 \frac{S_c}{p_k}}, \quad D_k = \sqrt{1.27 * \frac{245}{110}} = 1.7 \text{ см},$$

$$D_k = \sqrt{1.27 * \frac{245}{110}} = 1.7 \text{ см}; \quad D_c = \sqrt{1.27 \frac{442}{110}} = 2.3 \text{ см}.$$

Шөміш шүмегінің қуысына қарай созылса, гидравликалық цилиндрлердің конструкциялық ауданы формула бойынша анықталады:

$$F_k = \frac{S_k}{p_k} = \frac{245}{110} = 2.23 \text{ м}.$$

Сорғының шығысы гидравликалық цилиндрлердің параметрлеріне және поршеньдің қажетті жылдамдықтарына негізделеді. Гидравликалық драйвтың өнімділігін есептеудің айқындаушы параметрі - бөм көтеру жылдамдығы. Гидравликалық сорғының болжамды қуаты.

$$n_p = \frac{6 \cdot n_c \cdot v_c}{\eta_{ov-H}} \text{ л/мин}, \quad (11)$$

мұндағы F_c - бір гидравликалық цилиндрдің ауданы;
 $\eta_{овн}$ - көлемді сорғының П.Ә.К - і;

$$n_p = \frac{6 \cdot 2 \cdot 314 \cdot 0.07}{0.92} = 275 \text{ л/мин}.$$

Құбырдың ішкі диаметрі

$$d_T = \sqrt{\frac{21,22 \cdot \Pi'}{v_{max}}} \quad (12)$$

мұндағы Π' - құбыр арқылы өтетін сұйықтың мөлшері;
 v_{max} - негізгі жолдағы рұқсат етілген сұйықтықтың жылдамдығы:
 сору үшін $1,2 \text{ м/сек}$;
 айдау үшін 5 м/сек ;

$$d_{T-H} = \sqrt{\frac{21,22 \cdot 275}{5}} = 34 \text{ мм (айдау)};$$

$$d_{T-с} = \sqrt{\frac{21,22 \cdot 27,5}{1,2}} = 69 \text{ мм (сору)}.$$

Белгілі гидравликалық диск жетегі бар сыйымдылық тәуелділіктен анықталады

$$\gamma_v = R_{\sigma} \cdot P_p, \quad (13)$$

мұндағы R_{σ} - өтпелі коэффициент - 0,4-0,8,

$$\gamma_v = 0.6 \cdot 275 = 165 \text{ л.}$$

2.4 Гидравликалық жүйені таңдау

Гидравликалық жүйені есептеу жалпы П.Ә.К. анықтамасын қамтиды. жүйе, шөміштегі жүктемені көтеру кезінде қысым, максималды көтеру қабілеті, гидравликалық цилиндрдің жұмыс уақыты.

Жалпы гидравликалық жүйелер П.Ә.К.-і

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{ov} \cdot \eta_{mex}, \quad (14)$$

мұндағы η_{Γ} - гидравликалық жүйелер П.Ә.К.-і;

η_{ov} - көлемдік жүйе П.Ә.К.-і;

η_{mex} - механикалық сорғылар П.Ә.К.-і.

П.Ә.К. гидравликалық жүйеде қысым жоғалтуымен сипатталады

$$n_{\Gamma} = 1 - \frac{\Delta p}{p_k} = 1 - \frac{26,297}{110} = 0,761$$

$$n_{ov} = 0,92 \cdot 0,998 = 0,919$$

$$n_{mex} = 0,96$$

$$\eta = 0,761 \cdot 0,919 \cdot 0,96 = 0,672.$$

Гидравликалық цилиндрлердің әрбір тобы үшін жалпы шығындар анықталған

$$\Delta P = \Delta P_H + \Delta P_c + \Delta P_{\psi}, \quad (15)$$

мұндағы ΔP_H - қысым сызығындағы қысымның төмендеуі;

ΔP_c - қысымның жоғалуы оң қысым сызығында;

ΔP_{ψ} - гидравликалық цилиндрлердегі ішкі үйкелуге қысымның жоғалуы;

$$\Delta P_H = \Delta P_p + \Delta P_{T.H} = 8,0 + 2,045 = 10,045 \text{ кг/см}^2,$$

$$\Delta P_C = \Delta P_p + \Delta P_{T.C} + \Delta P_\phi = 8,0 + 1,282 + 1,25 = 10,532 \text{ кг/см}^2.$$

Гидравликалық цилиндрлердегі ішкі үйкелуге қысымның жоғалуы ротордың күші 4-8% құрайды

$$\Delta P_\psi = \frac{(0.04-0.08)Sk(c)}{F}, \quad (16)$$

мұндағы $Sk(c)$ - соташықтағы күш;

$$\Delta P_\psi = \frac{0,06 \cdot 442000}{314,16} = 85 \text{ Н/см}^2. \quad (17)$$

Жұмыс қысымы - номиналды жүктемені шөмішті біркелкі көтеру процесінде гидравликалық цилиндрлердегі ең үлкен қысым. Эскаваторлық техниканың ең кең тараған схемалары үшін бұл қысым, мотордың үстінгі позициясы болған кезде, бомды көтеру цилиндрлері ең кішкентай иық болған кезде пайда болады.

Бом гидравликалық цилиндрлердегі күш жүйелі схемаға сәйкес анықталады

$$S_c = \frac{Q_H \cdot l_u + C_p l_{\psi} - (Q_H + C_k) i_K l_{15}}{l_4}$$

$$S_c = \frac{4000 + 2,57 + 20000 \cdot 2,1 \cdot (4000 + 1200) \cdot 1,4 \cdot 0,31}{0,94} = 50023 \text{ Н.}$$

Гидравликалық сорғылардың жұмыс қысымы

$$P_H = 1,27 \frac{S_c}{n_n D_c^2 n_\Gamma}; \quad (18)$$

мұндағы D_c - жебедегі гидравликалық цилиндр диаметрі,

$$P_H \left(\frac{50023}{2 \cdot 20^2 \cdot 0,761} \right) = 104 \text{ Н/м}^2$$

Максималды жүктеме сыйымдылығы гидравликалық қозғалтқыш параметрімен толық биіктікке дейін көтерілуі мүмкін шелектегі ең үлкен салмақ. Жебенің гидравликалық цилиндрлерінің ең кішкентай қолы қауіпсіздік клапанының тепе-теңдік жағдайынан қысымы бойынша анықталады.

$$Q \frac{0.775 D_c^2 \cdot P_H \cdot n_c \cdot l_H n_\Gamma - C_p \cdot l_{10} - c_n \cdot i_K \cdot l_5}{l_n - i_K l_5} \quad \text{max}$$

$$Q_{\max} = \frac{0,775 \cdot 400 \cdot 104 \cdot 2 \cdot 0,94 \cdot 0,761 - 20000 \cdot 2,1 - 23950 \cdot 1,4 \cdot 0,31}{2,57 - 1,4 \cdot 0,065} = \frac{4114,6057}{2,5} = 1646 \text{ кг.}$$

2.5 Белсенді (дірілдеу) әрекеттің шөміші бар жүктеушінің жұмыс режимдерін есептеу

Тығыздалған, мұздатылған немесе тығыздалған материалдарды (топырақты) бұзатын дірілдеу әрекеті бар шөмішті тиегіштерді есептеу үшін осы материалдардың динамикалық сипаттамаларын білу қажет. Дірілдеу әсері әлсіз және орташа беріктікке ие материалдардың (негіздердің) дамуында, сондай-ақ тереңдіктегі терең пышақтармен жұмыс істеген кезде тиімдірек болады.

Белсенді іс-қимылдың жұмыс органдарын жобалау үшін ең алдымен бір әсердің энергиясының мәндерін және белсендіруші қозғалыс қамтамасыз ететін әсер ету жиілігін білу керек. Бұл үшін әсер ету кезінде тістің жермен өзара әрекеттесуі кезінде туындайтын тістерден әрекеттерді қарастырған жөн. Клик түрінде жасалған тіс (8-сурет), периодты әсер ету сәтінде, периодтық қосылыстар мен кесу бұрышы, экранда қалыпты реакциялар N_y әрекет етеді.

Дірілді жұмыс органының жылдамдығы тербелістердің жұмыс жылдамдығымен сипатталады

$$V_k = A \cdot W \quad (19)$$

мұндағы A - тербеліс амплитудасы;

W – тербеліс жиілігі.

Ең тиімді режим болғандықтан, машинаның бағыттары жұмыс элементінің жылдамдығы мен тербелістері сәйкес келеді, ал инженерлік есептеулер үшін топырақтың кедергісін күшейтуге болады: H :

$$P = \frac{V \cdot K_q \cdot S}{2(v_M + V_k) \cdot K_2}; \quad (20)$$

мұндағы S - жұмыс элементінің жермен байланыс аймағы:

$$S = \alpha d / S m y.$$

Алғашқы дизайнерлік деректер ретінде біз кескіш пішінді жұмыс элементін $\alpha = 0,06m$; параметрлері бар (8-суретті қараңыз), іркіліс тереңдігі $\alpha = 1m$; жұмыс элементінің жалпы массасы $m = 550 \text{ кг.}$.

Жұмыс ортасының сипаттамасы:

Кеукетті ылғалдың салыстырмалы $\Gamma = 0,5 \text{ МПА} = 500 \text{ кПА}$, $\varepsilon_g = 0,05$; шоғырлану тығыздығының $I = 0,5 \text{ т/м}^3 = 500 \text{ кг/м}^3$; соңғы беріктігі $n = 0,2$; коэффициенті бар алғашқы саз $w = 0,1..$

Қабылдаймыз: $\alpha = 35^\circ$; бұрыштық $\gamma = 28$; кесу жылдамдығы $v_m = 4 \text{ км/ч}$, экскаватор жылдамдығы $v_k = 2 \text{ м/с}$; компаниялар кабинаның ені $\ell = 1,8 \text{ м}$ жұмыс істейді.

Сонда:

$$1) s = \frac{nd}{sm\gamma} = \frac{1 \cdot 0,06}{\sin 28^\circ} = 0,13 \text{ м}^2,$$

2) Сынудың ерекше қарсылығы:

$$K_g = \frac{\gamma}{g}(1-n)(1+w)v^2 + \delta \cdot \varepsilon,$$

$$\text{мұндағы } v = v_m + v_k; v_m = 4 \text{ км} = \frac{4000}{3600} = 1,1 \text{ м/с},$$

$$\text{сонда } v = 1,1 + 2 = 3,1 \text{ м/с}$$

$$K_g = \frac{5573,9}{9,81}(1-0,2)(1+0,1) \cdot 3,1^2 + 500 \cdot 0,05 = 4805,03 + 25 = 4830.$$

3) Топырақтың меншікті салмағы,

$$\gamma = \frac{I \cdot \gamma}{(1-n)(1+\gamma)} = \frac{500 \cdot 9,81}{(1-0,2)(1+0,1)} = 5573,9 \text{ кг/м}^3$$

4) Ортадағы деформацияның жылжу жылдамдығы:

$$v = \frac{E(1-\mu)}{I(1-\mu-2\mu^2)},$$

мұндағы E - сыртқы топтардың деформациясының модулі:

$$E = \frac{8}{\varepsilon_g}(1-2\mu) = \frac{500}{0,09}(1-2 \cdot 0,3) = 2222,2 \text{ кПа} = 2222200 \text{ Па},$$

μ - көлденең штамм коэффициенті,

$$\text{сонда } v = \sqrt{\frac{2222,2 \cdot (1-0,3) \cdot 10^3}{500(1-0,3-2 \cdot 0,3^2)}} = \sqrt{\frac{155554}{26}} = \sqrt{5982,9} = 77,4 \text{ м/с},$$

5) Жұмыс органының тербеліс жылдамдығы

$$V_k = A \cdot W,$$

мұндағы $W = \sqrt{\frac{V^2}{2\delta^2}}$ - тербеліс жиілігі;

V - жұмыс органының орындалу жылдамдығы, м/с.

Тербеліс амплитудасы

$$A = \frac{m \cdot v^3 \cdot k_2}{v \cdot k_g \cdot s} = \frac{550 \cdot 3,1^3 \cdot 3,6}{77,4 \cdot 4830 \cdot 0,13} = \frac{59004}{48599,4} = 0,1 \text{ м.}$$

Мұндағығы k_2 жұмыс элементінің қайрау коэффициенті.

б) Топырақтың қарсылығы $T = P$,

$$T = P = \frac{v \cdot k_g \cdot s}{2(v_M + v_K) \cdot K_2} = \frac{77,4 \cdot 4830 \cdot 0,13}{2(1,1 + 2) \cdot 3,6} = \frac{48599,5}{22,32} = 2177,4 \text{ Н.}$$

7) Машинаның дірілдету қуаты:

$$N_g = P \cdot \gamma_K = 2177,4 \cdot 2 = 4354,8 \text{ Вт} \approx 4,355 \text{ кВт.}$$

8) Құрылғының жалпы қуаты:

$$N = T(v_M + v_K) = 2177,4(1,1 + 2) = 6749,94 \approx 6750 \text{ Вт} \approx 6,75 \text{ кВт.}$$

9) Машинаның өнімділігі:

$$\Pi = 3600 \cdot v_m \cdot \kappa_g \alpha \cdot d = 3600 \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 0,06 = 190,08 \approx 190,1 \text{ м}^3 / \text{ч.}$$

мұндағы κ_g - уақыт бойынша машина пайдалану коэффициенті.

2.6 Жүктеушінің тұрақтылығын есептеу

Бастапқы деректер:

$G_1 = 10500 \text{ кг}$; $G_2 = 8500 \text{ кг}$; $h_1 = 1,6 \text{ м}$; $h_2 = 1,3 \text{ м}$; $a_1 = -1,2 \text{ м}$; $a_2 = 0,38 \text{ м}$; $n\delta = 0,85 \text{ м}$;
 $\beta c = 0$; $L_1 = 1,6 \text{ м}$; $L_2 = 1,6 \text{ м}$; $B = 2,170 \text{ м}$; $G_n = 10500 + 8500 = 19000 \text{ кг}$; $L_T = 1,6 + 1,6 = 3,2 \text{ м}$;

Бірінші машина бөлшектерінің жалпы салмағы:

$$G_n = G_1 + G_2 = 10500 + 8500 = 19000 \text{ кг.}$$

Ортақ ауырлық координаттары (сурет 11):

Горизонтальды

$$A = \frac{G_2(L_T - a_2) + G_1 \cdot a_1}{G_n} \text{ м,}$$

$$A = \frac{A8500(3,2 - 0,381) + 10500 \cdot (-1,2)}{19000} = \frac{11370}{19000} = 0,6 \text{ м};$$

биіктік

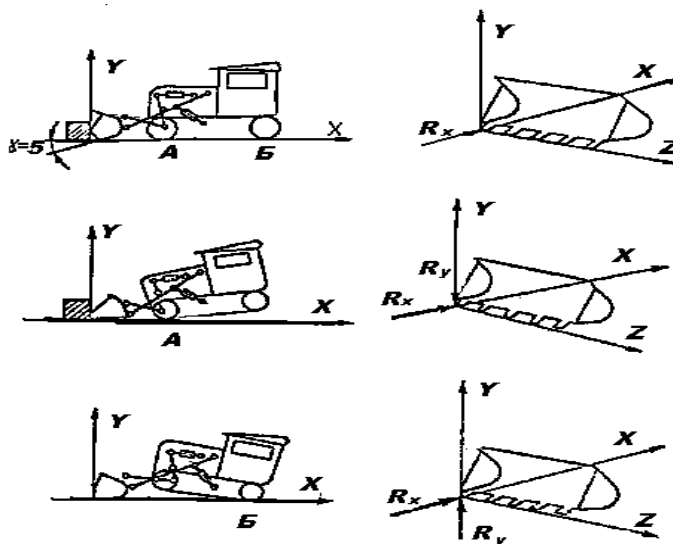
$$H = \frac{(h_1 - h_\delta)(L_T - A)}{h_T - a_1} \text{ м},$$

$$H = \frac{(1,6 - 0,85)(3,2 - 0,6)}{3,2 + 1,2} = 1,29 \text{ м};$$

тұрақтылық бұрышы

$$\alpha_y = \arctg \frac{A}{H};$$

$$\alpha_y = \arctg \frac{0,6}{1,29} = 25^\circ.$$



11 - сурет - Дизайн позициялары және сыртқы жүктемелері: а - жүктеушінің жағдайы; б - жүктемелерді қолдану схемасы.

Көлденең беткейде тұрақтылық бұрышын және көлбеу бетіндегі тұрақтылық бұрышына тең көлбеу бұрышты табыңыз, содан кейін тұрақтылықтың нақты бұрышын анықтаймыз.

G_1 күштің төмендеу негізі:

$$L_1 = L_1^2 + \frac{L_2}{\cos \beta c} = 1,6 + \frac{1,6}{0,819} = 3,55 \text{ м}.$$

AB осіне G_1 күш беру

$$G_{11} = \frac{(L' - a_1)G_1}{L'} = \frac{(3,55 + 1,2) \cdot 10500}{3,55} = 14049 \text{кҒ}.$$

G_{11} ; биіктік координат күші

$$h_{11} = \frac{(h_{11} - h_6)L'}{(h_1' - a_1)} = \frac{10500 \cdot (-12)}{3,55} = -3549 \text{кҒ}.$$

G_2 негізгі қуатты азайту

$$L^{11} = \frac{L_1' + (L_2 - a_2)\cos \beta c}{\cos \varphi_1} + \frac{a_2}{\cos(\beta c - 4')} = \frac{1,6 + (1,6 - 0,38)\cos 35^\circ}{\cos 15^\circ 12'} + \frac{0,38}{\cos(35^\circ - 15^\circ 12')} = 3,09 \text{м},$$

мұндағы

$$\varphi^1 = \arctg \frac{(L_2 - a_2)\sin \beta c}{L_1 + (L_2 - a_2)\cos \beta c} = \arctg \frac{(1,6 - 0,38)\sin 35^\circ}{1,6 + (1,6 \cdot 0,38)\cos 35^\circ} = \arctg 0,272 = 15012.$$

ВГ осіне G_2 күштің азаюы,

$$G_{22} = \frac{G_2 \left[L^{11} - \frac{a^2}{\cos(\beta c - \varphi')} \right]}{L^{11}} = \frac{8500 \cdot (3,09 - 0,403)}{3,09} = 7392 \text{кҒ}.$$

АБ осіне G_2 күш беру,

$$G_{21} = \frac{G_2 a_2}{L^{11} \cos(\beta c - \varphi')} = \frac{8500 \cdot 0,38}{3,09 \cdot 0,9409} = 1111 \text{кҒ}.$$

Жалпы күш

$$G_{\Sigma 1} = G_{11} + G_{21} = 14049 + 1111 = 15160 \text{Н}.$$

$G_{\Sigma 1}$ күшінің координатасының биіктігі

$$h_{\Sigma 1} = \frac{G_{11} h_{11} + G_{21} R \delta}{G_{\Sigma 1}} = \frac{14049 \cdot 1,56 + 1111 \cdot 0,85}{15160} = 1,51 \text{м}.$$

БН бұрылысының осіне перпендикуляр төмендейтін сегменттің мәні

$$f' = v \cos \Omega = 16085 \cdot 0,9563 = 1,0376 \text{м},$$

$$\text{мұндағы } \Omega = \arctg \frac{0,5 \text{м}}{\frac{L_1'}{\cos \beta c} + L_2'} = \frac{1,085}{3,55} = \arctg 0,3056 = 17^\circ.$$

Машинаның бірінші бөлігінде тұрақтылық бұрышы,

$$\alpha_{y1} = \arctg \frac{f_1}{h_{\Sigma 1}} = \frac{1,0376}{1,34} = \arctg 0,7681 = 37^\circ 55'.$$

Жалпы күш

$$G_{\Sigma 2} = G_{22} + G_{12} = 7392 - 3549 = 3843 \text{ кс.}$$

H' нүктеге қатысты $G_{\Sigma 2}$ күш

$$KH' = L_2' \cdot \text{tg} \beta c = 1,6 \cdot 0,365 = 0,139 \text{ м},$$

$$kc_{22}' = a_2 \cdot \text{tg} \varphi' = 0,38 \cdot 0,365 = 0,139 \text{ м},$$

$$C_{22}H' = KH' - KC'_{22} = 1,12 - 0,139 = 0,981 \text{ м},$$

$$m'H' = \frac{0,981 \cdot 7392}{3843} = 1,89 \text{ м}.$$

G_{22} күшінің координатасының биіктігі

$$h_{22} = \frac{(L_2 - h_\delta)L^{11} + L_\delta}{(L^{11} - a_2)} = \frac{(1,3 - 0,85) \cdot 3,09}{(3,09 - 0,38)} + 0,85 = 1,36 \text{ м}.$$

$G_{\Sigma 2}$ күшінің координатасының биіктігі

$$h_{\Sigma 2} = \frac{(h_{22} - h_\delta)m'H'}{G'_{22} \cdot H'} + H\delta = \frac{(1,36 - 0,85) \cdot 1,88}{0,981} + 0,85 = 1,83 \text{ м}.$$

Машинаның екінші бөлігінің тұрақтылық бұрышы.

$$\Gamma H' = \frac{B}{2} + KH' = \frac{2,170}{2} + 1,12 = 2,205 \text{ м}$$

$$G'_{22}\Gamma = 1,085 + 0,139 = 1,224 \text{ м},$$

$$m'\Gamma = \sqrt{L_2^2 + (0,5B + K'H')^2 - 2L_2(0,5B + K'H')\cos p} =$$

$$= \sqrt{(3,35)^2 + (1,085 + 1,12)^2 - 2 \cdot 3,55(1,085 + 1,12 \cos 55^\circ)} = \sqrt{8,53} = 2,92 \text{ м}$$

$$\varphi_1 = \arccos \frac{(C'_{22}\Gamma)^2 - (m'\Gamma)^2 - (L^{11})^2}{2(m'\Gamma)(L^{11})};$$

$$\varphi_1 = \arccos \frac{(1,224)^2 + (2,92)^2 + (3,09)^2}{2 \cdot (2,921) \cdot (3,09)} = \arccos 0,9196 = 23^\circ 8',$$

$$Q = \{180^\circ - [\varphi'_1 + (90^\circ - \varphi)]\} = 180^\circ - [23^\circ 8' + (90^\circ - 20^\circ 2')] = 86^\circ 54',$$

$$r = (\Gamma H' - m'H') \cdot \cos(90^\circ - Q) = (2,205 - 1,88) \cos(90^\circ - 86^\circ 54') = 0,32 \text{ м},$$

$$\alpha_{y2} = \arctg \frac{p}{h_{\Sigma 2}} = \arctg \frac{0,32}{1,82} = \arctg 0,17486 = 9^\circ 54'.$$

Көлбеу тұрақтылық бұрышы көлденең тұрақтылық бұрышына тең.
Тепе-теңдік үшін күштің қалыпты және тангенциалдық кеңеюі

$$G_{1H} = G \cdot \cos \alpha_1 = 10915 \cdot \cos 9^\circ 54' = 10752 \text{ М},$$

$$G_{1K} = G \cdot \sin \alpha_1 = 10915 \cdot \sin 9^\circ 54' = 1876 \text{ М}.$$

G_{1K} күшінің екі компонентке ыдырауы,

$$\Omega_1 = \gamma' - (90^\circ - \varrho) = 55^\circ - (90^\circ - 86^\circ 54') = 51^\circ 54',$$

$$G_{1K1} = G_K \cdot \cos \Omega_1 = 1876 \cdot \cos 51^\circ 54' = 1157 \text{ кг},$$

$$G_{1K2} = G_K \cdot \sin \Omega_2 = 1876 \cdot \sin 51^\circ 54' = 1476 \text{ кг}.$$

G_2 күшін қалыпты және тангенциалдық күйге келтіру

$$G_{2H} = G_2 \cdot \cos \alpha_2 = 8850 \cdot \cos 9^\circ 54' = 8423 \text{ кг},$$

$$G_{2K} = G_2 \cdot \sin \alpha_2 = 8850 \cdot \sin 9^\circ 54' = 1470 \text{ кг}.$$

G_{2K} тангенция күші 2 компонентке ыдырауы

$$\Omega_2 = 90^\circ - \varphi' = 90^\circ - 23^\circ 8' = 66^\circ 52',$$

$$G_{2K1} = G_{2K} \cdot \cos \Omega_2 = 1427 \cdot \cos 66^\circ 52' = 560 \text{ кг},$$

$$G_{2K2} = G_{2K} \cdot \sin \Omega_2 = 1427 \cdot \sin 66^\circ 52' = 1313 \text{ кг}.$$

G_{11K} және G_{12H} күштерін төмендету және Н нүктеге дейін көлбеу жазықтық АБ-ге нормативтік келтіру,

$$G_{11H} = \frac{G_{1H}(L - a_1)}{L} = \frac{10752 \cdot (3,55 + 1,2)}{3,55} = 14386 \text{ кг},$$

$$G_{12H} = \frac{G_{1H} \cdot a_1}{L_1} = \frac{10752 \cdot (-1,2)}{3,55} = -3634 \text{ кг}.$$

Қозғалыс бағытын қозғалысқа келтіретін жазықтыққа келтіріңіз,

$$G_{11K} = \frac{G_{1K1} \cdot L_1}{L_1} = \frac{1157 \cdot 1,6}{3,55} = 521 \text{ кг},$$

$$G_{12K} = \frac{G_{1K1} \cdot h_1}{h_1} = \frac{1157 \cdot 1,6}{3,55} = 521 \text{ кг}.$$

Күшті көлбеу жазықтыққа қалыпты түрде азайту

$$G_{22H} = \frac{G_{2H}(L^{11} - a_2)}{L^{11}} = \frac{8423(3,09 - 0,38)}{3,09} = 7387 \text{кҒ},$$

$$G_{21H} = \frac{G_{2H} \cdot a_2}{L^{11}} = \frac{8423 \cdot 0,38}{3,09} = 1036 \text{кҒ}.$$

G_{2K} күштерін АБ және ВГ осьтеріне келтіру

$$G_{22K} = \frac{G_{22K1} \cdot L_2}{L^{11}} = -\frac{560 \cdot 1,3}{3,09} = -236 \text{кҒ},$$

$$G_{21K} = \frac{G_{2K1} \cdot h_2}{L^{11}} = \frac{560 \cdot 1,3}{3,09} = 236 \text{кҒ}.$$

Жалпы күштер G_{12} және C_{22}

$$G_{12} = G_{12H1} + G_{12K1} = -3634 - 521 = -4155 \text{кҒ},$$

$$G_{22} = G_{22H1} + G_{22K1} = 7387 - 236 = 7151 \text{кҒ}.$$

Жалпы күш $G_{\Sigma 2}$:

$$G_{\Sigma 2} = G_{12} + G_{22} = 7151 - 4155 = 2996 \text{кҒ}.$$

$G_{\Sigma 2}$; күшінің координатасының биіктігі

$$h_{\Sigma 2} = \frac{(h_{22} - h_{\delta})x}{(L^{11} - a_2)} + L\sigma = \frac{(1,36 - 0,85) \cdot 2,34}{0,981} + 0,85 = 2,06 \text{кҒ},$$

мұндағы $x = \frac{G'_{22H} \cdot G_{22}}{G_{\Sigma 2}} = \frac{0,981 \cdot 7151}{2996} = 2,34 \text{м}.$

Баланстық емес бөлік үшін

$$p = (2,205 - 2,34) \cdot \cos 3^\circ 6' = -0,13 \text{м},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_y = \frac{0,13}{2,06} = -0,063,$$

$$L_y = -3^\circ 36'.$$

Шамалы мән

$$\alpha_{y1} = 9^\circ 54' - \frac{9^\circ 54' + 3^\circ 36'}{2} = 3^\circ 09',$$

$$\alpha_{y2} = 9^\circ 54' - \frac{9^\circ 54' + 3^\circ 09'}{2} = 3^\circ 23'.$$

Машинаның баланстық бөлігінің тұрақтылық бұрышы.
Алдыңғы және артқы осьтердің G_1 салмағын азайту

$$G_{11} = \frac{(L' - a_1)G_1}{L'} = \frac{(32 + 1,2) \cdot 10500}{3,2} = 14438 \text{кз},$$

$$G_{12} = \frac{a_1 \cdot G_1}{L'} = \frac{(-1,2) \cdot 10500}{3,2} = -3438 \text{кз}.$$

G_{11} күшінің координатасының биіктігі

$$h_{11} = \frac{(h_1 - h_\delta) \cdot L'}{(L' - a_1)} + h_\delta = \frac{(1,6 - 0,85) \cdot 3,2}{3,2 + 1,2} + 0,85 = 839 \text{м}.$$

Алдыңғы және артқы осьтердің G_2 салмағын азайту

$$G_{22} = (L^{11} - a_2)G_2 = (3,2 - 0,38) \cdot 8500 = 1491 \text{кз},$$

$$G_{21} = \frac{a_2 \cdot G_2}{L^{11}} = \frac{0,38 \cdot 8500}{3,2} = 1009 \text{кз}.$$

G_{22} күшінің координатасының биіктігі

$$h_{22} = \frac{(h_2 - h_\delta)L^{11}}{(L^{11} - a_2)} + h_\delta = \frac{(1,3 - 0,85) \cdot 3,2}{3,2 - 0,38} + 0,85 = 1,36 \text{м}.$$

Алдыңғы осьте әрекет ететін күштердің сомасы

$$G_{\Sigma 1} = G_{11} + G_{21} = 14438 + 1009 = 15447 \text{кз},$$

артқы оське

$$G_{\Sigma 2} = G_{22} + G_{12} = 1491 - 3938 = -2447 \text{кз}.$$

G_1 күшінің координатасының биіктігі

$$h_{\Sigma 1} = \frac{G_{11} \cdot h_{11} + G_{21} \cdot h_\delta}{G_{\Sigma 1}} = \frac{14438 \cdot 1,139 + 1009 \cdot 0,85}{15447} = 1,35 \text{м}.$$

Сфералық тізбектің жоғарғы бөлігіндегі бұрыш

$$f_y \Omega = \frac{1,085}{3,2} = 0,340; \Omega = 18^\circ 47'.$$

Сегмент бұрыштық осьтің проекциясына $G_{\Sigma 1}$ күштің проекциясынан перпендикуляр түрде түсірілді

$$f' = L' \cdot \sin \Omega = 3,2 \cdot 0,32 = 1,02 .$$

G_1 салмағы бар машина бөлігі үшін тұрақтылық бұрышы;

$$L_{y1} = \operatorname{arctg} \frac{f_1}{h_{\Sigma 1}} = \operatorname{arctg} \frac{1,02}{1,32} = \operatorname{arctg} 0,740 = 47^\circ 48' .$$

Бұрыштағы тұрақтылық бұрышы көлденең бетіндегі тұрақтылық бұрышына тең.

G_1 күшін қалыпты және тангенциалдық күйге келтіру,

$$G_{1H} = G_{1\cos\alpha} = 10500x \cos 37^\circ = 1730\text{кг},$$

$$G_{1K} = G_{1\sin\alpha} = 10500x \sin 37^\circ = 6600\text{кг}.$$

Тангенция күші 2 компонентке ыдырайды,

$$G_{1K1} = G_{1K} \cdot \cos \Omega_1 = 6600 \cos 73^\circ = 1510\text{кг},$$

$$G_{1K2} = G_{1K} \cdot \sin \Omega_1 = 6600 \cdot \sin 73^\circ = 6350\text{кг}.$$

G_2 күшін қалыпты және тангенциалдық күйге келтіру,

$$G_{2H} = G_2 \cos \alpha = 8500 \cos 37^\circ = 7100\text{кг},$$

$$G_{2K} = G_2 \sin \alpha = 8500 \cdot \sin 37^\circ = 5450\text{кг}.$$

Тангенция күші 2 компонентке ыдырайды,

$$G_{2K1} = G_{2K} \cdot \cos \Omega_2 = 5450 \cos 58^\circ = 2888\text{кг},$$

$$G_{2K2} = G_{2K} \cdot \sin \Omega_2 = 5450 \sin 58^\circ = 4622\text{кг}.$$

Күшті қалыпты тығыздыққа дейін АВ және Н' нүктесіне дейін азайту.,

$$G_{11H} = \frac{G_{1H}(L' - a_1)}{L'} = \frac{8730(3,55 + 1,2)}{3,55} = 11600\text{кг},$$

$$G_{12H} = \frac{G_{1H} \cdot a_1}{L'} = \frac{8730(-1,2)}{3,55} = 11600\text{кг},$$

$$G_{12H} = \frac{G_{1H} \cdot a_1}{L'} = \frac{8730 \cdot (-1,2)}{3,55} = -2960\text{кг}.$$

Бұрыштық жазықтыққа ауытқу күштерін АВ және Н' ось нүктесіне дейін азайту,

$$G_{11K1} = -\frac{G_{1K1} \cdot h_1}{L} = \frac{1910 \cdot 1,6}{3,55} = -860 \text{кз},$$

$$G_{12K1} = \frac{G_{1K1} \cdot h_1}{L_1} = \frac{1910 \cdot 1,6}{3,55} = 860.$$

G_{2H} күшінің құлдырауы жазықтыққа, ал АБ және ВГ осьтеріне қалыпты,

$$G_{22H} = \frac{G_{22H}(L^{11} - a_2)}{L^{11}} = \frac{7100 \cdot (3,09 - 0,38)}{3,09} = 6200 \text{кз},$$

$$G_{21H} = \frac{G_{2H} \cdot a_2}{L^{11}} = \frac{7100 \cdot 0,38}{3,09} = 875 \text{кз}.$$

АБ және ВГ осьтеріне тангенстік G_{2K} күштің азаюы,

$$G_{22K1} = -\frac{G_{2K} \cdot h_e}{L^{11}} = \frac{2888 \cdot 1,3}{3,09} = -1215 \text{кз},$$

$$G_{21K1} = \frac{G_{2K} \cdot h_e}{L^{11}} = \frac{2888 \cdot 1,3}{3,09} = 1215 \text{кз}.$$

АБ осіне қолданылатын күштердің сомасы

$$G_{\Sigma 1} = G_{11H} + G_{11K} - G_{11H} + G_{K1},$$

$$G_{\Sigma 1} = 11600 - 860 + 875 + 1215 = 12830 \text{кз}.$$

Күштер қосындысының биіктік координаттары

$$h_{\Sigma 1} = \frac{h_{\delta}(G_{21H} + G_{21K}) + h_{11}(G_{11H} + G_{11K})}{G_{\Sigma 1}},$$

$$h_{\Sigma 1} = \frac{0,85 \cdot (875 + 1215) + 1,41(11600 + 860)}{12830} = 2,56 \text{м}.$$

Жазық жазықтықтағы тұрақтылық бұрышы

$$\alpha_{y1} = \arctan \frac{0,5 \cdot B}{h_{\Sigma 1}} = \frac{1,085}{2,56} = 0,43 = 23^{\circ} 42'.$$

Берілген мысал бойынша нақты бұрыш логикалық түрде анықталады.

2.7 Жүк тиеу құрылғыларының тұрақтылығына тежеу әсерін есепке алу

Жүк тиегіштің тұрақтылығы ең көп салмақпен жабдықталған жабдыққа әсер етеді.

Салмақ күштеріне динамикалық қоспа шамамен анықталады,

$$F_{D \max} = \frac{G_1 V_0}{W_c}; \quad (21)$$

W_c - тиеу техникасының ауытқу жиілігі

$$W_c = \sqrt{\frac{C}{m_0}}; \quad (22)$$

m_0 - масса погрузочного оборудования с грузом, приведенная к центру тяжести ковша,

$$m_0 = (0,55 + 0,58) \frac{G_p}{g} + \frac{Q_H}{g};$$

$$m_0 = 0,55 \cdot \frac{4100}{9,8} + \frac{4000}{9,8} = 640 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2 / \text{м};$$

$$W_c = \sqrt{\frac{200 \cdot 10^3}{640}} = 17,7;$$

$$F_{D \max} = \frac{200 \cdot 10^3 - 0,5}{17,7} = 5650 \text{ кг}.$$

Алынған динамикалық күш F_{D11} және F_{D12} , $F_{D \max}$ салмақ күші сияқты, экскаватордың осіне әкеледі және 1 және 2-осьтерге дейін азайғаннан кейін нысан түрінде ұсынылуы мүмкін максималды күштің әсерін есепке ала отырып, тұрақтылық бұрышын табады..

2.8 Жұмыс жабдығының металл конструкцияларын есептеу

Жебенің гидравликалық цилиндрін бекітуге арналған ілгек. Есептеуден бастап топсасындағы күшті 354,5 кН тең таңдаңыз, бұл 209,16 МПа-ға тең максималды төмен кернеуге сәйкес келеді (12-сурет),

$$\alpha = 227^0, \cos = 227^0 = -0.06820,$$

$$\delta_{x(a)} = \frac{2 \cdot 177,25 \cdot \cos 227^0}{3.14 \cdot 3.5 \cdot 2.8} = -110 \text{ МПа},$$

$$\delta_{x(a)} = -100 - 30 + 7 = -123 \text{ МПа},$$

$$\delta_{np(a)} = \sqrt{\delta_x^2 - \delta_x \cdot \delta_y + \delta_y^2 + 3\tau^2} =$$

$$= \sqrt{(-123)^2 - (-123) \cdot (-110) + (-110)^2 + 3 \cdot 51^2} =$$

$$= \sqrt{15129 - 13530 + 12100 + 7803} = 147 \text{ МПа}$$

$$\delta_{np(a)} \leq 1,15 \cdot m \cdot R_y.$$

Есептеуден біз 602,47 кН тең ілмектердегі максималды күшті таңдаймыз, бұл жағдайда ол 167 МПа құрайды (12-сурет)

$$\delta = \frac{2 \cdot 301 \cdot \cos 47^\circ}{3.14 \cdot 3.5 \cdot 2.0} = 186 \text{ МПа},$$

$$\delta_x = -123 \text{ МПа},$$

$$\delta_{np(a)} = \sqrt{(-123)^2 - (-123) \cdot 186 + 186^2 + 3 \cdot 70^2} =$$

$$= \sqrt{15129 + 22878 + 34596 + 14700} = 296 \text{ МПа},$$

$$\delta_{np(a)} \leq 1,15 \cdot m \cdot R_y.$$

Жебенің тұтқасының цилиндрінің топсалығы.

Есептеуден бастап, топсаның күші 566,38 кН-ға тең, ол 161,15 МПа-ға тең ең төменгі кернеуге сәйкес келеді.

$$M = 283 \cdot \sin 75^\circ \cdot 4 \cdot 11 = 3010 \text{ кНсм},$$

$$\delta_y = \frac{283 \cdot \cos 75^\circ \cdot 4}{57.4 \cdot 0.8} + \frac{6 \cdot 3010}{57.4^2 \cdot 0.8} = 84 \text{ МПа},$$

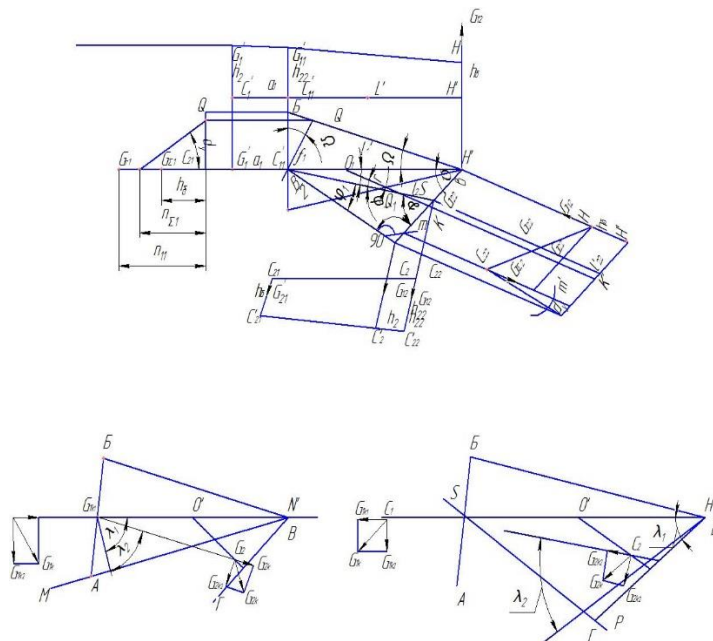
$$\delta_x = 42 + 52 + (-39) = 55 \text{ МПа},$$

$$\delta_{np} = \sqrt{55^2 - 55 \cdot 84 + 84^2 + 3 \cdot 14^2} =$$

$$= \sqrt{3025 - 4620 + 7056 + 588} = 77,7 \geq 78 \text{ МПа},$$

$$\delta_{np} \leq 1,15 \cdot m \cdot R_y.$$

Есептеуден біз 604,04 кН тең ілмектердегі максималды күшті таңдаймыз, бұл жағдайда ол 73 МПа, (12-сурет),



12 - сурет - Күшті қолданыстағы металл өңдеу құралдарын анықтаудың

есептеу сұлбасы

$$M = 302 \cdot \sin 60^\circ \cdot 11 = 2877 \text{ кНсм},$$

$$\delta_y = \frac{302 \cdot \cos 60^\circ}{57.4 \cdot 0.8} + \frac{6 \cdot 2877}{57.4^2 \cdot 0.8} = 98 \text{ МПа},$$

$$\delta_x = 55 \text{ МПа},$$

$$\begin{aligned} \delta_{np} &= \sqrt{55^2 - 55 \cdot 98 + 98^2 + 3 \cdot 16^2} = \\ &= \sqrt{3025 - 5390 + 9604 + 768} = 89,5 \cong 90 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\delta_{np} \leq 1,15 \cdot m \cdot R_y.$$

Бөлімде беріктік шарты қанағаттандырылады.

Жебенің созылуымен түйіндерді есептеу.

Дәнекерлеу бұрыштары бұрышпен дәнекерлеу кезінде есептеулер максималды кернеулер тең болатын формула бойынша жасалды

$$\tau_f = \sqrt{\tau_{ft}^2 + \tau_{fn}^2}$$

$$\text{Кернеу } \tau_{ft} \text{ тең болады } \tau_{ft} = \frac{T}{2 \cdot \beta_f \cdot K_f \cdot I_u}$$

$$\text{мұндағы } I_u = I_{np} - 1;$$

$$T = P \cdot \cos \frac{I_{np} - t}{I_{np} + \frac{6}{2} - t},$$

мұндағы t – көздің қалыңдығы;

$$b = 11 \text{ см};$$

$$t = 8 \text{ мм} = 0,8 \text{ см}.$$

$$\text{Кернеу } \tau_{fn} = \frac{N}{2 \cdot \beta_f \cdot K_f \cdot I_u},$$

$$\text{мұндағы } N = \frac{P \cdot \sin \alpha}{2} + \frac{M}{l};$$

l – қабырғалардың арасындағы қашықтық

$$l = \delta_1 + 2\delta,$$

мұндағы δ_1 - қабырғасының қалыңдығы, арматура белдеуі;

δ_n – белдік элементтерінің қалыңдығы;

$$\delta_1 = 1,0 \text{ см}, \delta_n = 1,2 \text{ см}.$$

Есептеуден 161 кН-ге тең күшті таңдаймыз, ол ең төменгі кернеуге сәйкес келеді.

$$P = 80,5 \text{ кН}, l_{np} = 55 \text{ см}, l_{uu} = 55 - 0,8 = 54,2 \text{ см},$$

$$T = 80,5 \cdot \cos 75,4^\circ \frac{55 - 0,8}{55 + \frac{11}{2} - 0,8} = 18,4 \text{ кН},$$

$$\tau_{ft} = \frac{18,4}{2 \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 54,2} = 1,92 \text{ МПа},$$

$$l = 35 \text{ см}, l_{uu} = 26 \text{ мм} = 2,6 \text{ см}, \quad x = 17,5, \quad y = 11,0,$$

$$M = P(y \cdot \cos \alpha \cdot x \cdot \sin \alpha) =$$

$$= 80500(11,0 \cdot 0,252 + 17,5 \cdot 0,967) = 1586413 \text{ Нсм}^2,$$

$$N = \frac{P \cdot \sin \alpha}{2} + \frac{M}{l} = \frac{80500 \cdot 0,967}{2} + \frac{1586413}{35} = 84275 = 84,2 \text{ кН},$$

$$\tau_{fn} = \frac{N}{2 \cdot \beta_f \cdot k_f \cdot l_{uu}} = \frac{84275}{2 \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 2,6} = 18416 \text{ Н / см}^2 = 184 \text{ МПа},$$

$$\tau_f = \sqrt{1,92^2 + 184^2} = 184 \text{ МПа},$$

$$\tau_z = \sqrt{\tau_{zT}^2 + \tau_{zN}^2},$$

$$\tau_{zT} = \frac{18400}{2 \cdot 1,15 \cdot 0,8 \cdot 54,2} = 184 \text{ Н / см}^2 = 1,84 \text{ МПа},$$

$$\tau_{zN} = \frac{84275}{2 \cdot 1,15 \cdot 0,8 \cdot 2,62} = 17616 \text{ Н / см}^2 = 176,16 \text{ МПа},$$

$$\tau_z = \sqrt{1,84 + 176,16} = 176 \text{ МПа}.$$

09 Г2 С болат үшін күштің күйі байқалады.

Кесіктерді талдың дәнекерленген жақтарымен дәнекерлеу кезінде, тігістер экстремалды нүктесінде формулалар арқылы тексеріледі

$$\tau_s \leq m \cdot R \cdot u_s, \quad \delta_s \leq m \cdot R \cdot u_y, \quad m = 0,9.$$

Есептеу үшін, Р күші қабықтың ортасына әкелінеді.

Кернеулер келесі формула бойынша анықталады:

$$\delta_s = \frac{1,4}{t \cdot l_{uu}} \left(Q + \frac{6M}{1_{np}} \right), \quad t = 2 \text{ см},$$

мұндағы $l_{uu} = l_{np} - t = 60,5 - 2 = 58,5 \text{ см}, \tau_s = \frac{T}{t \cdot l_{uu}}, T = P \cdot \cos \alpha, Q = P \cdot \sin \alpha,$

$$M = P(\pm y \cdot \cos \alpha + x \cdot \sin \alpha).$$

Құрылымдық беріктігінің күйі байқалады

$$\delta_{np} \leq 1,15 \cdot m \cdot R_y,$$

R_y – 09Г2С болат шойынын беріктігінің тұрақтылығы бойынша жобалық кедергі $R_y = 310 \text{ МПа}$, болат 15Г2АФДПС $R_y = 355 \text{ МПа}$,

Есептеуден 209 кН күшті таңдаймыз, бұл ең төменгі кернеуге сәйкес келеді

$$T = 104500 \cdot \cos 47^\circ = 71269 \text{ Н},$$

$$Q = 104500 \cdot \sin 47^\circ = 76389 \text{ Н},$$

$$M = 104500(13 \cos 47^\circ + 8.5 \cdot \sin 47^\circ) = 1575180 \text{ Нсм}^2,$$

$$\tau_s = \frac{71269}{258.5} = 609 \text{ Н / см}^2 = 6 \text{ МПа},$$

$$\delta_s = \frac{1.4}{258.5} (76389 + \frac{6 \cdot 1575180}{60.5}) = 2783 \text{ Н / см}^2 = 27,8 \text{ МПа}.$$

09Г2С сынықтары үшін төзімділік жағдайы байқалады.

Есептеу топсасындағы максималды күшке сәйкес келетін 602 кН күші таңдалады.

$$P = 301 \text{ кН} = 301000 \text{ Н},$$

$$T = 301000 \cdot 0,682 = 205282 \text{ Н},$$

$$Q = 301000 \cdot 0,731 = 220031 \text{ Н},$$

$$M = 301000 \cdot (13 \cdot 0,682 + 8,5 \cdot 0,731) = 301000 \cdot 15,07 = 4536070 \text{ Нсм},$$

$$\tau_s = \frac{205282}{258,5} = 1754 \text{ Н / см}^2 = 17,5 \text{ МПа},$$

$$\delta_s = \frac{1.4}{2 \cdot 258,5} (220031 + \frac{6 \cdot 4536070}{60.5}) = 8015 \text{ Н / см}^2 = 80 \text{ МПа}.$$

09Г2С сынықтары үшін төзімділік жағдайы байқалады.

Жебенің қисық бөлігінің беріктігін тексереміз.

Фланецті b енінің орнына қисық пішіні бар конструкциялардың беріктігін тексеру белбеудің тиімді ені $b = kpb$,

мұндағы kp келесі формула арқылы табылады;

$$1 - \frac{\varphi}{2\varphi_0} (2 - \frac{\varphi}{2\varphi_0})(1 - kno), \quad \text{кезінде } \varphi \leq 2\varphi_0,$$

kno кезінде $\varphi \geq 2\varphi_0$,

$\varphi_0 = 0.8T(T + 35)$ іргелес жиектер арасындағы бұрыш,

$$T = \frac{b}{4 \cdot R_{on}},$$

R – қисықтық радиусы;

δ_n - сөренің қалыңдығы;

$\delta_{ст}$ - қабырғасының қалыңдығы;

h – секцияның биіктігі,

$$T_{ниж.полки} = \frac{310 \cdot 310}{4 \cdot 130 \cdot 10} = 18,48,$$

$$kno = \frac{1 + 0,61 \cdot 5,52}{5,52(1 + 2 \cdot 0,61 \cdot 5,52)} = \frac{4,37}{42,69} = 0,1,$$

$$\varphi_0 = 0,8 \sqrt{18,48(18,48 + 35)} = 25^0,$$

$$T_{верх.полки} = \frac{310 \cdot 310}{4 \cdot 130 \cdot 12} = 15,40,$$

$$\varphi_0 = 0,8 \sqrt{15,4(15,4 + 35)} = 22^0,$$

$$kno = \frac{1 + 1,06 \cdot 5,04}{5,04(1 + 2 \cdot 1,06 \cdot 5,04)} = \frac{6,34}{58,87} = 0,11.$$

Ілмекті секцияда диафрагмалар болмаған кезде

$$kn = kno = 0,11,$$

яғни көлденең қимада сөренің тиімді ені

$$\delta_0 = 0,11 \cdot b = 0,11 \cdot 310 = 34 \text{ мм.}$$

Осылайша, кернеулер көрші сызықты секциядағы кернеумен салыстырғанда шамамен 10 есеге артады.

$$\delta_{np} = 10 \cdot 220 = 2200 \text{ МПа.}$$

Бұл қисық бөлікте кіші бұрышта 8 мм қалың екі диафрагма салу ұсынылады

$$kn = 1 - \frac{\varphi}{2\varphi_0} \left(2 - \frac{\varphi}{2\varphi_0}\right) (1 - kno) = 0,9,$$

$$\delta_0 = 0,9 \cdot b = 0,9 \cdot 300 = 270 \text{ мм.}$$

Вольт тік сызықпен салыстырғанда аздап артады

$$\delta_{np} = 220 / 0,9 = 244 \text{ МПа}$$

ол күш жағдайын қанағаттандырады.

Жебенің цилиндрінің бекітілуін түбіне дейін дәнекерлеудің беріктігін арттыру үшін төменгі пластиналарды көзден кем дегенде 60 мм жылжыту қажет. Сонымен қатар, осы сәтте $\delta = 8 \text{ мм}$ диафрагманы жебенің төменгі және бүйірлік парақтарына дәнекерлеу керек.

ҚОРЫТЫНДЫ

Жер қазу тасмалдау машиналарының дамуының жаңа бағыты белсенді жұмыс органдары бар машинаны жасау болып табылады. Топыраққа құралдың әсер күшін көбейту айтарлықтай көп қуат жұмсайды, тіпті соққы-діріл механизмі (СҚМ) аздап бұзылуы мүмкін болады. Осы машиналардың дизайн ерекшелігі соққы діріл үшін жасалған. Инерциалды, гидравликалық, электромагниттік, пневматикалық, магнитостриктивті және СҚМ-нің басқа да түрлері қолданылады. Жерге құралды енгізу оның салмағы мен СҚМ жинақталатын динамикалық күштердің базалық машина және пропорционалдылығын көрсетеді, статикалық күш жалпы әрекетке байланысты және машинаның салмағына байланысты емес. Елеулі өндірістің әсері машинаның салмағын айтарлықтай арттырмайды, жұмыс құралы күшін арттыруға мүмкіндік беретін төмен салмақты көп құру СҚМ қабілеті арқылы қол жеткізеді.

Бір шөмішті тиегіштердің негізгі бөлігі өз жұмысын белсендіру үшін арнайы құрылғыларды пайдаланбай стандартты шөміштер қолданылады.

Мен соққы-діріл операцияларын жүзеге асыратын, тістері арқылы жүкшығыр шөмішін модернизациялады. Бұл осы тістерді соққы-гидравликалық қондырғыны пайдаланып, тығыздалған немесе жартылай тығыздалған жүкті босатуға мүмкіндік береді.

Белсенді әрекет шөміші бар тиегіштердің жабдықтары олардың қолданылу аймағын айтарлықтай кеңейтеді және машина өнімділігін арттыруға мүмкіндік береді.

ҚОЛДАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Янцен И.А. и др. Активны рабочие органы строительных дорожных машин. Тематический сборник – Караганда: Кар ПИ. 1983 – 105 с.
- 2 Янцен И.А. и др. Структурно образованию гидроударных механизмов ручных машин. Караганда: КарГТУ 2000 – 80 с.
- 3 Архипенко А.П. и др. Гидравлические ударные машины. Новосибирск: ИГДСО АНСССР 1991 – 107 с.
- 4 Шишаев С.В. и др. Расчет и создание ковша активного действия. Новосибирск. ИГДСО АНСССР. 1989 – 116 с.
- 5 Недорезов И.А. и др. Оборудование с ковшами активного действия рыхлительных экскаваторов. Обзор М. ЦПИИТЭ – строймаш, 1974 – 51 с.
- 6 Зеленини А.Н. Разрушение мерзлых резанием, ударом и вибрации. М, 1962 – 90 с.
- 7 Балобнев В.И., Хмара Л.А. Строительные работы и манипуляторы. Москва, 1988 – 111 с.
- 8 Качанов А.И. Средства механизаций для переработки тарно-штучных и ковалных грузов. Москва, 1972 – 248 с.
- 9 Гоберман В.В. и др. Основы теории, расчета и проектирования строительно-дорожных машин. Учебник для техникума. Москва: Маш, 1988–463 с.
- 10 Базанов А.Ф. и др. Самоходные погрузчики. Москва, 1979 – 405 с.
- 11 Қазақша-орысша, орысша-қазақша терминологиялық сөздік. Көлік және қатынас жолдары. Т.8.-Алматы: Рауан, 2000, -287 б.
- 12 Кульгильдинов М.С., Жүсіпов К.Ә., Козбагаров Р.А. Көлік техникасын өндіру және жөндеу технологиясы негіздері. Оқулық.-Алматы: 2013.-280 б.
- 13 Козбагаров Р.А. Құрылыс машиналары және жабдықтары. Оқу–әдістемелік құрал.-Алматы: ҚазККА, 2013.-286 б.

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

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

Автор: Үмбетқали М.М.

Тақырыбы: Қатты топырақтарды өңдеуге арналған тиегіш шөмішін жаңғырту

Жетекшісі: Нурбол Камзанов

1-ұқсастық коэффициенті (30): 0

2-ұқсастық коэффициенті (5): 0

Дәйексөз (35): 0

Әріптерді ауыстыру: 6

Аралықтар: 0

Шағын кеңістіктер: 0

Ақ белгілер: 0

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

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

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

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

Негіздеме:

Күні

09.06.23

Кафедра меңгерушісі

