

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
Сәтбаев университеті

Энергетика және машина жасау институты
«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы

Махаматкулов Аслбек Қуанышбекович

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

«КамАЗ-6520-19 маркалы жүк автомашинасының көтеру жүйесін жетілдіру »

мамандық 5В071300 - Көлік, көліктік техника және технологияр

Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Энергетика және машина жасау институты

«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы



ҚОРҒАУҒА РҰҚСАТ

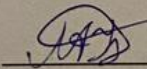
Т.Ф.К. кафедра меңгерушісі
Бортебаев С.А.
«27» 05 2022 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

«КамАЗ-6520-19 маркалы жүк автомашинасының көтеру жүйесін жетілдіру»
тақырыбына

5В071300 - Көлік, көліктік техника және технология
мамандығы бойынша

Орындаған

 Махаматкулов А.К.

Пікір беруші


Есенғалиев М.Н.
«27» 05 2022 ж.

Ғылыми жетекші

Ассистент профессор, т.ғ.к.
Карманов Т.Д.
«27» 05 2022 ж.

Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Энергетика және машина жасау институты

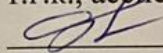
«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы

5B071300 – «Көлік, көліктік техника және технология»

БЕКІТЕМІН

ТМжК кафедра меңгерушісі

т.ғ.к., ассистент профессор

 Бортөбаев С.А.

«20» 01 2022 ж.

Дипломдық жұмысты орындауға

ТАПСЫРМА

Білім алушыға: *Махаматқұлов Аслбек Қуанышбекович*

Тақырыбы: *«КамАЗ-6520-19 маркалы жүк автомашинасының көтеру жүйесін жетілдіру»*

Университеттің №489-П/Ө «24» 12. 2021 ж бұйрығымен бекітілген

Орындалған жобаның өткізу мерзімі « » мамыр 2022 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы мәліметтері: *КамАЗ-6520-19 жүктік автомобилінің техникалық сипаттамасы*

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

а) Жалпы бөлімі

б) Жобалық-конструкторлық бөлімі

в) Есептеу бөлімі

г) Технология бөлімі

Сызба материалдар тізімі (міндетті түрде қажет сызбалар көрсетілуі тиіс)

1 – камаз автомобилінің жалпы көрінісі – А1 1 бет; 2 – әдеби-патенттік шолу материалы – А1 1 бет; 3 – телескопты гидравликалы цилиндрдің

құрастырма сызбасы – А1 1бет; 4 –қуат алу қорабының құрастырма сызбасы А1 1 бет; 5 – жұмыстық сызба А1 1 бет

Ұсынылған негізгі әдебиеттер

1. Гришкевич А. И. Автомобили. Конструкции и расчет. Минск: Выш. шк. 1985. 240 с;

2. Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с;

3. Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376.

Дипломдық жұмысты даярлау
КЕСТЕСІ

Бөлім атаулары, дайындалатын сұрақтар тізімі	Ғылыми жетекшілерге, Кеңесшілерге өткізі мерзімі	Ескерту
Диплом жұмысы тақырыбының дәйектемесі	13.03.2022 – 31.03.2022	<i>орын.</i>
Әдеби-патенттік шолу	2.04.2022-16.04.2022	<i>орын.</i>
Есептеу бөлімі	17.04.2022 – 1.05.2022	<i>орын.</i>

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

Бөлімдердің атауы	Ғылыми жетекші, Кеңесшілері (аты- жөні, тегі, ғылыми дәрежесі, атағы)	Қолтаңба қойылған мерзімі	Қолы
Қалып бақылаушы	Камзанов Н.С. м.т.н, сениор- лектор	<i>[Signature]</i>	

Ғылыми жетекшісі *[Signature]* Карманов Т.Д.

Тапсырманы орындауға алған білім алушы *[Signature]* Махаматкулов А.К.

Күні «24» 12 2021 ж.

АҢДАТПА

Бұл дипломдық жұмыста Камаз-6520 негізіндегі аударғыш құрылғысы бар жүк көлігі қарастырылды.

Жұмыс барысында келесі мәселелер қарастырылды: автосамосвалдың есебі және конструкциясы, жоспарлау процесінде кинематикалық, динамикалық күштер мен аударылатын механизмдердің күштері есептелді. Самосвалдардың әртүрлі түрлерінің классификациясы қарастырылды. Гидравликалық цилиндр аударылу механизмінің негізгі элементі болып табылады. Патенттік ізденіс жүргізілді, жаңғыртудың негізі өнертабыстың Телескопиялық гидравликалық цилиндр атты (патент - EP 2466157 A1 F15B 15/16) патенті алынды.

АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе была произведена разработка грузового автомобиля с опрокидывающим устройством на базе Камаз-6520.

В ходе работы рассматривались следующие вопросы: расчет и проектирование автомобиля самосвала, в процессе планирования были вычислены кинематические, динамические силы и силы механизмов опрокидывания. Была рассмотрена классификация различных видов самосвалов. Гидроцилиндр является основным элементом механизма опрокидывания. Был проведен патентный поиск, за основу модернизации был принят патент на изобретение: Телескопический гидравлический цилиндр (патент - EP 2466157 A1 F15B 15/16).

ANNOTATION

In this thesis work, a truck with a tipping device based on Kamaz-6520 was developed.

In the course of the work, the following issues were considered: calculation and design of a dump truck, in the planning process, kinematic, dynamic forces and forces of overturning mechanisms were calculated. The classification of various types of dump trucks was considered. The hydraulic cylinder is the main element of the tipping mechanism. A patent search was carried out, the basis for the modernization was the patent for the invention: Telescopic hydraulic cylinder (patent - EP 2466157 A1 F15B 15/16).

МАЗМҰНЫ

Кіріспе		9
1	Автомобильдің таңдап алынған конструкциясын негіздеу	10
1.1	Самосвалдардың классификациясы және қолданылу саласы	10
1.2	Автокөліктің құрылымдарын шолу және техникалық берілімдерін талдау	11
1.3	КамАЗ-6520 жүк автомобилінің техникалық сипаттамасы	12
1.4	КАМАЗ 6520 автокөлігінің түрлі комплектациялары	14
1.5	Автомобильдер-самосвалдарды құрастыру	15
2	Әдебиеттік-патенттік шолу	16
2.1	Әдебиеттік-патенттік шолудың мақсаты	16
2.2	Патенттік талқылама	16
2.2.1	Авторлық куәлігі: RU 2013235C1 Авторы М.Р.Закарян, В.В.Хухрин	16
2.2.2	Авторлық куәлігі:SU 231452A1 Авторлары Анри-Жан Добресс	17
2.2.3	Авторлық куәлігі: SU 1555154A2B60 P1/16 Л.С.Шпак, Б.И. Геровой	18
2.2.4	Авторлық куәлігі: RU2354565B60P 1/16 В.В. Корсаков, В.К. Добринец, А.М. Захарик,С.М. Минюкович, М.С. Рипинский	20
2.2.5	Авторлық куәлігі: RU52368B60P 1/16 А.С. Бикмухаметов, В.В. Горшенин, В.М. Дашков, А.Н. Ерышканов	21
2.2.6	Авторлық куәлігі: EP 2466157 A1 F15B 15/16	22
3	Самосвалдарды есептеу	24
3.1	Есептеудің міндеттері және әдістері	24
3.2	Автомобиль - самосвалдың салмақтық сипаттамаларын есептеу	26
3.3	Шанақты аудару механизмі	29
3.4	Гидроцилиндр қабырғаларының қалыңдығын есептеу	31
3.5	Самосвал көтергіш механизмнің кинематикалық күш параметрлерін есептеу	32
3.6	Көтергіш механизмнің оңтайлы кинематикалық параметрлерін және күш параметрлерін анықтау	35
3.7	Телескопиялық гидроцилиндрдің есебі	41
3.8	Төңкеретін механизмнің май сорабының берілісін анықтау	55
3.9	Гидрожүйенің май бағының сыйымдылығын анықтау	57
Қорытынды		58
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі		59

КІРІСПЕ

Көліктік автомобильдер экономиканың барлық салаларында кеңінен қолданылады. Көліктік автомобильдер алдында мынадай міндеттер қойылады: көлік паркінің құрылымын жетілдіру және бірінші кезекте көлік құралдарын пайдалану тиімділігін арттыру,

Автомобильдің техникалық деңгейі, оның жұмысты жобалау талаптарына сәйкестігін қадағалау тікелей көлік әрекетінің өнімділігіне әсер етеді. Жүктік көліктер еліміз арқылы түрлі физикалық қасиеттері, атап айтқанда тығыздығы, өлшемі, буып-түю шамасына байланысты әр түрлі үлгідегі жүктер тасымалданады.

Көліктік автомобильдердің дамуымен біртекті жүктердің тұрақты түрдегі жүк ағымы пайда бола бастады, нәтижесінде автокөліктердің үлкен әрі жүйелі жүк тасымалын ұйымдастыру үшін көптеген жағдайларды экономикалық тиімділендіруге тиісті болды. Мамандандырылған көліктерді және автопоездарды пайдалану тауарлардың сақталуын арттырады, және тиеу-түсіру операцияларын толық механикаландыру жеңілдетеді және осы үрдіс еңбек өнімділігін арттырып және автомобиль көлігінің жүк тасымалдау құнын төмендетеді. Мамандандырылған жүк автомобильдердің ең кең таралған түрі сырғымалы және мамық жүктерді үлкен көлемде тасымалдауға бейімделген автомобиль-самосвалдарды атап айтсақ болады.

Бұл дипломдық жұмысымда алдын-ала көтеру механизмі бар автомобиль-самосвалды кішітонналы және жоғары өтімділікті автомобиль КАМАЗ-6520 базасында жобалаймын. Автомобиль өте сәтті құрылымдық жүріс бөлігіне ие болып, доңғалақ формуласы жақсы біріктіріліп орналасқан. КАМАЗ-6520 базасында қазірге дейін көптеген арнайы мамандандырылған автомобильдер орнатылды, мысалы: Су таситын, эвокуаторлар, қар тазалағыштар, самосвалдар және т.б.

КАМАЗ-6520 автомобиль-самосвалы базасының бұрынғы қолданыстағы үлгілеріне қарағанда бірқатар артықшылықтары бар, атап айтатын болсақ: үнемділігі, жоғары өтімділігі мен маневрлігі. Осының барлығы самосвалды қаланың осындай жағдайларда тиімді, ыңғайлы қолдануға мүмкіндік береді.

Ауылшаруашылығы және кіші құрылыстық объектілер бұл автомобиль-самосвалдың негізгі қолдану аймағы болып табылады.

Самосвалға осы көтеру құрылғысын орнату шанақты алдын – ала көтеріп аударуға және қарапайым түрде көтеріп аударуға мүмкіндік береді, осы қасиеті арқылы ол өз қолдану аймағын кеңейтеді. Сонымен қатар самосвал шанақты көтеру дәлдігі мен аудару жылдамдығын көтеру сынды сапалық қасиеттерін көтереді.

Дәл осындай сипаттамаға ие автомобильдерді пайдалану біздің еліміздің ауылшаруашылық саласын біршама дамуына үлесін қосуына сенімдімін.

1 Автомобильдің таңдап алынған конструкциясын негіздеу

1.1 Самосвалдардың классификациясы және қолданылу саласы

Автомобиль-самосвал - бұл әртүрлі жүктерді тасымалдауға және оларды төңкерілетін кузовының көмегімен түсіруге арналған мамандандырылған жүк автомобилі.

Самосвалдар таралымын алғанға дейін үйінді жүктер, барлық басқа жүктер де секілді, ағаш платформасы бар, жалпы көлік мақсатында қолданылатын бортты автомобильдерде тасымалданып келді. Мұндай автомобильдер қолмен, күрекпен және ащамең толтырылып, түсірілді, бұл күш пен уақыттың көп шығындалуын қажет етті. Ағаш платформалар жылдам тозып кететін.

Автомобиль өнеркәсібінің қалыптасу кезеңінде бортты жүк автомобильдерді шығару жолға қойылды. Самосвалдар кейінірек пайда болды. Сондықтан, қалыптасып қалған жаппай өндірісті елеулі өзгертпестен, самосвалдарды сериялы жүк автомобильдердің шассиінде жасап шығарған ақылға қонымды болды. Алайда, жоғарырақ техникалық деңгейге самосвалдар үшін арнайы шассиді қолданған кезде қол жеткізілуі мүмкін екенін атап өту керек.

Автомобильдер-самосвалдар және самосвалды автопоездар біздің елімізде пайдаланылып отырған жүк автомобильдерінің шамамен $\frac{1}{4}$ бөлігін құрайды, ал олардың жиынтық жүк көтергіштігі - барлық пайдаланылатын жүк автомобильдерінің шамамен $\frac{1}{3}$ бөлігі. Ең таралған болып жүк көтергіштігі 3,5-12т орташа және үлкен автомобильдер-самосвалдар табылады, олар автомобильдердің қозғалмалы құрамының классификациясы (толық салмағы бойынша) бойынша 3-6-шы санаттарға жатады. Жүк көтергіштігі 27 бастап 180 т дейін және одан да көп болатын самосвалдар 7-ші санатқа жатады (толық салмағы 40 т аса).

Автомобильдер-самосвалдарды және самосвалды автопоездарды келесідей классификациялайды:

1 эксплуатациялық мақсатты қолданылуы бойынша (құрылыс, АШ, карьерлік, тар мамандандырылған);

2 кузовты босатып, түсірудің бағыты бойынша (артқа босатып, түсірумен; бүйір жақтарына, артқа немесе алдын ала жоғары көтеріп, бүйір жақтарына, артқа босатып, түсірумен; кузовты түбіндегі люк арқылы бункерлік босатып, түсірумен);

3 босатып, түсіру жүйесінің әрекет ету принципі бойынша (кузовты мәжбүрлеп төңкерумен, жүкті мәжбүрлеп түсірумен, өздігінен босатылып түсірілетін);

4 кузовының типі бойынша (әмбебап, шөмішті).

Ең таралған мамандандырылған автокөлік құралдары құрылыс жүктерін тасымалдауға арналған автомобильдер-самосвалдар және самосвалды автопоездар болып табылады. Құрылыс самосвалдарымен басым бөлігінде ақтарылма, үйінді және сұйық жүктер тасымалданады. Оларға өнеркәсіптік, энергетикалық, тұрғын үй және басқа нысандарды салған кезде қолданылатын әртүрлі құрылыс жүктері: тастақтарды қазған кездегі тас және қиыршық тас; карьерлік жер қазу жұмыстары кезіндегі грунт; құрылыс алаңдарына және жол-құрылыс учаскелеріне жеткізген кездегі құм, қиыршық тас, саз, әктас және басқа сусымалы материалдар; құрылыс алаңдарына жеткізілетін бетон қоспалары, асфальт және басқа құрылыс ерітінділері жатады.

АШ самосвалдары ауыл құрылысында пайдаланылатын әртүрлі үйінді, ақтарылма құрылыс жүктерін тасымалдауға да, осыларға тыңайтқыштар, жемшөп, астық, тамыр жемістілер және т.с. жататын негізгі АШ жүктерін тасымалдауға да арналған.

Карьерлік самосвалдар ашық тау-кен қазбаларында тау-кен өнеркәсібінде кара және түсті металлургияда, көмір өнеркәсібінде) жыныстарды ойып алудың және пайдалы қазбаларды шығарудың кешенді технологиялық процесінің негізгі буындарының бірі ретінде, жынысты құламаларға, ал пайдалы қазбаларды оларды өңдеу немесе жинақтау орындарына тасымалдаған кезде пайдаланылады.

Тар мамандандырылған автомобильдер-самосвалдар және самосвалды автопоездар жүктің тек белгілі бір түрін тасымалдау үшін қолданылады, мысалға, бетон тасығыштар, цемент тасығыштар, астық тасығыштар, мақта тасығыштар. Кузовы артқа түсірілетін автомобильдер-самосвалдар ең таралған болып табылады.

Автомобильдер-самосвалдарды бір немесе екі тіркемесі бар автопоездардың құрамында қолданған кезде, кузовты бүйір жақтарына босату ақылға қонымдырақ болып табылады.

1.2 Автокөліктің құрылымдарын шолу және техникалық берілімдерін талдау

КамАЗ-6520 Камский автомобильдік зауытымен шығарылады. КАМАЗ-6520 самосвалы – артқы жүк түсіргіш, құрылысқа арналған. Бұл КамАЗ-6520 автокөлігі-самосвал түрлі сусымалы құрылыстық және өнеркәсіптік жүктерді тасымалдауға арналған. Автокөлік кабинасы қозғалтқыш үстінде орналасқан тұтас металды, еңкейгіш, үшорынды, жатын орынсыз, шуыл өткізбейтін және жылу оқшаулағыш материалдан тұрады. Платформа – дәнекерленген, қорапты типті, алдыңғы еңкейтілгіш тұтас металды борт, кабина мен платформа арасында кеңістікті жабатын күнкағармен қорғалған, артқы борты бар. КамАЗ 6520 автокөлігінің технологиялық жабдықтамасы: дәнекерленген жақтауүсті,

автокөліктің қуатын іріктеу қорабының жетегі бар гидравликалық аудармалы құрылғы, шамақ тіреуіші. Гидроцилиндр – телескоптық, төртсатылы. КАМАЗ-6520 моделі бірнеше комплекция түріне ие (6520-006, 6520-60006, 6520-001, 6520-026-06, 6520-032, 6520-007, 6520-036, 6520-037, 6520-120), Сіздердің олармен төменіректе (КАМАЗ автокөлігінің негізгі сипаттамаларынан кейін) танысу мүмкіндіктеріңіз бар.

1.3 КамАЗ-6520 жүк автомобилінің техникалық сипаттамасы

Кесте 1 - КамАЗ-6520 автокөлігінің техникалық сипаттамасы

Дөңгелекті формула	6x4
Жүккөтергіштігі, кг	20 000
Платформа көлемі, куб.м.	12 бастап -20 дейін
Самосвалды платформа	Артқы бортты
Жүк түсіру бағыты	Артқа
Автокөліктің жабдықталған массасы, кг	13 100
Автокөліктің толық массасы, кг	33 100
Беріліс қорабы, БАҚ	механикалық, 16 сатылы
Ілініс муфтасы	құрғақ, диафрагмалы, бірдіскілі
Аспа	Рессорлы
Кабина	Жатын орынсыз алдыңғы панорамалы әйнекті
Жанармай бағының сыйымдылығы, л	350
Іске қосу алды жылытқышы	ПЖД 15.8106-01
Дөңгелектер	Діскілі
Шиналар	315/80/P22.5 немесе 320-508P



Сурет 1 – Ең алғаш құрастырылған КамАЗ



Сурет 2 – Камаз-6520

1.4 КАМАЗ 6520 автокөлігінің түрлі комплектациялары

- КАМАЗ - 6520-006 автокөлігінің комплектациясы – 20 т. 320 л.с. беріліс қорабы: ZF16, Бас берілістің беру қатынасы: 5,11, Платформа, куб.м. (шасси жақтауының монтажды ұзындығы, мм): 12, шиналар типі:12.00R20, жанармай багы: 350, г/под.к., ан.сид., МКБ, МОБ, сц. MFZ 430, ГУР RBL, ТНВД BOSCH;
- КАМАЗ - 6520-60006 автокөлігінің комплектациясы – 20 т. 320 л.с. беріліс қорабы: ZF16, Бас берілістің беру қатынасы: 5,11, Платформа, куб.м. (шасси жақтауының монтажды ұзындығы, мм): 16, шиналар типі:12.00R20, жанармай багы: 350, г/под.к., ан.сид., МКБ, МОБ, сц. MFZ 430, ГУР RBL, ТНВД BOSCH;
- КАМАЗ - 6520-001 автокөлігінің комплектациясы – 20 т. 320 л.с. беріліс қорабы: ZF16, Бас берілістің беру қатынасы: 5,11, Платформа, куб.м. (шасси жақтауының монтажды ұзындығы, мм): 12, шиналар типі:12.00R20, жанармай багы: 350, г/под.к., ан.сид., МКБ, МОБ, сц. MFZ 430, ГУР RBL;
- КАМАЗ - 6520-026-06 автокөлігінің комплектациясы – 20 т. 360 л.с. беріліс қорабы: ZF16, Бас берілістің беру қатынасы: 5,11, Платформа, куб.м. (шасси жақтауының монтажды ұзындығы, мм): 10,5, шиналар типі:12.00R20, жанармай багы: 350, шк-пет., г/под.к., ан.сид., МКБ, МОБ, сц. MFZ 430, ГУР RBL, эл.пнев., 3-сатылы. ТНВД BOSCH;
- КАМАЗ - 6520-032 автокөлігінің комплектациясы – 20 т. 320 л.с. беріліс қорабы: ZF8, Бас берілістің беру қатынасы: 6,33, Платформа, куб.м. (шасси жақтауының монтажды ұзындығы, мм): 12, шиналар типі:12.00R20, жанармай багы: 350, г/под.к., ан.сид., МКБ, МОБ, сц. MFZ 430, ГУР RBL;
- КАМАЗ - 6520-007 автокөлігінің комплектациясы – 20 т. 320 л.с. беріліс қорабы: ZF16, Бас берілістің беру қатынасы: 5,55, Платформа, куб.м. (шасси жақтауының монтажды ұзындығы, мм): 12, шиналар типі:12.00R20, жанармай багы: 350, г/под.к., ан.сид., МКБ, МОБ, сц. MFZ 430, ГУР RBL, ТНВД BOSCH, м. Мадара;
- КАМАЗ - 6520-036 автокөлігінің комплектациясы – 20 т. 320 л.с. беріліс қорабы: ZF8, Бас берілістің беру қатынасы: 6,33, Платформа, куб.м. (шасси жақтауының монтажды ұзындығы, мм): 12, шиналар типі:12.00R20, жанармай багы: 350, г/под.к., ан.сид., МКБ, МОБ, сц. MFZ 430, ГУР RBL, ТНВД BOSCH;
- КАМАЗ - 6520-037 автокөлігінің комплектациясы – 20 т. 320 л.с. беріліс қорабы: ZF8, Бас берілістің беру қатынасы: 6,33, Платформа, куб.м. (шасси жақтауының монтажды ұзындығы, мм): 12, шиналар типі:12.00R20, жанармай багы: 350, г/под.к., ан.сид., МКБ, МОБ, сц. MFZ 430, ГУР RBL, ТНВД BOSCH, м. Мадара;
- КАМАЗ - 6520-120 автокөлігінің комплектациясы – 20 т. 320 л.с. беріліс қорабы: ZF16, Бас берілістің беру қатынасы: 5,11, Платформа, куб.м. (монтажная

длина рамы для шасси, мм): 12, шиналар типі:12.00R20, жанармай багы: 350, г/под.к., ан.сид., МКБ, МОБ, сц. MFZ 430, ГУР RBL, от.AirTop 2000.

1.5 Автомобильдер-самосвалдарды құрастыру

Диплом жобасында конструктор ретінде менің алдымда келесі негізгі міндеттер тұр:

1 Негізгі тұтынушының талаптарын ең көп шамада қанағаттандыру. Бұл үшін автомобильдер-самосвалдарды халық шаруашылығында пайдаланудың нақты жағдайларына барынша жақындастырылған мәліметтер пайдаланылатын болады.

2 Машина жасаудың осы саласының даму келешектерін ескере отырып, жаңадан жасалған модельдің жоғары техникалық деңгейін қамтамасыз ету, озық автомобильдер-самосвалдар туралы ақпаратқа ие болу, патенттік ақпаратты зерделеу, бұл өзіме осы саладағы конструкторлық ойдың бағытын елестетуге мүмкіндік береді.

3 Жаңа модельді ең аз шығындармен қысқа мерзімдерде өндіріске қою мүмкіндігіне жағдай жасау. Бұл үшін, стандартталған, нормаландырылған және басқа бұйымдар үшін шығарылып та отырған тораптар және бөлшектер мүмкін болғанша кеңірек қолданылатын болады.

4 Саланың технологиялық деңгейін ескеру. Тораптарды және бөлшектерді еңбек пен ресурстардың ең аз шығындарымен жасау мүмкіндігін қамтамасыз ету.

Жобалаудың алғашқы: техникалық тапсырма жасау және автомобиль-самосвалды құрастыру сатыларында-ақ осы жалпы қағидаларды негізге аламын.

Самосвалды қондырғының концепциясы шешуші шамалап таңдап алынған құрастыру схемасына байланысты болады. Схемалардың айырмашылығы платформаны босатып, түсірудің бағыттарынан, негізгі атқарушы органды – гидроцилиндрді орналастырудан, көтергіш механизмнің құрылғысынан тұрады.

2 Әдебиеттік-патенттік шолу

2.1 Әдебиеттік-патенттік шолудың мақсаты

Ғылыми зерттеулер мен қабылданатын жобалық шешімдердің жоғары сапасының міндетті шарты олардың әдебиеттік және патенттік шығу көздері бойынша алдын ала талқылама болып табылады. Әдебиеттік-патенттік шолуды жазудың мақсаты – рульдік басқарудың және олардың жетектерінің патенттерін іздеу және дипломдық жұмыстың осы тақырыбы үшін барынша өзекті қолайлыларын таңдау.

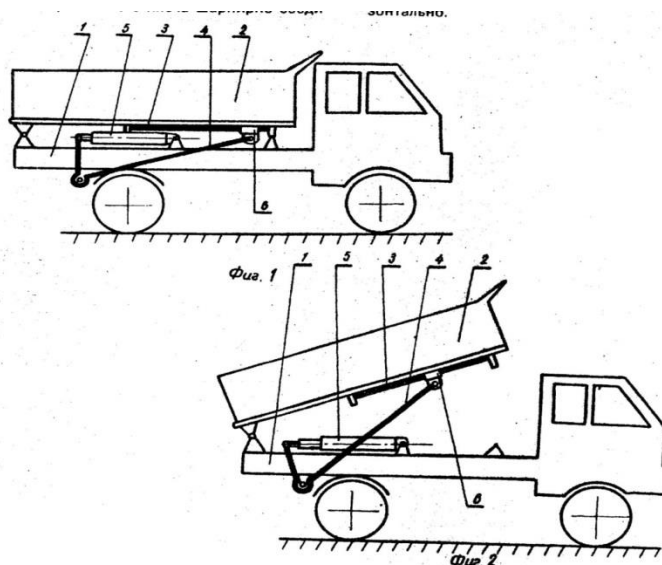
Осы әдебиеттік-патенттік шолуда барынша қолайлы 6 патент келтірілген.

2.2 Патенттік талқылама

2.2.1 Авторлық куәлігі: RU 2013235C1 Авторы М.Р.Закарян, В.В.Хухрин

Самосвалды көлік құралы.

Өнертабыс машина жасау саласына, соның ішінде ілініс ұстаспаларына жатады. Өнертабыс мақсаты болып, жұмыс істеу мерзімін көбейту және істеп шығару жұмысын азайту болып табылады. Ұстаспаға жетекші білік түріндегі жартылай ұстаспа 1 және жетектегі шестерня түріндегі жартылай ұстаспа кіреді. Жартылай ұстаспалар арасына жетекші және жетектегі сақиналы фрикционды делегейлер топтамасы кіреді. Делегейлер жартылай ұстаспамен эксцентрикте қосылыс арқылы байланысады.



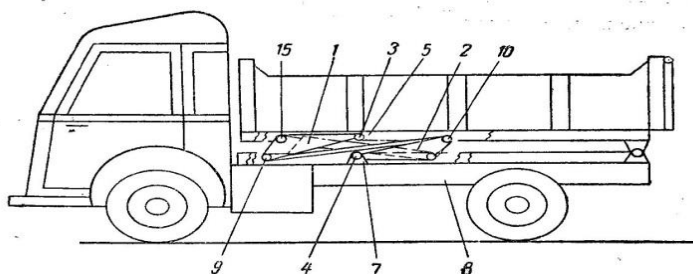
Сурет 4 – Самосвалды көлік құралы

Делегейдің 4 ішкі цилиндрлі беткейі мен сыртқы беткейі 3 ұстаспа осіне концентрлі. Ұстаспаны қосу баспалы буынның (звено) 5 орын ауыстыруымен жүргізіледі. Жартылай ұстаспалардың делегейлермен түйіспелі үздіксіздік бетімен жүргізіледі. Бұл соның арқасында ұстаспаның жұмыс істеу мерзімін арттырады, ал жартылай ұстаспалардың түйіспелі беттерінің цилиндрлік түрде жасалу оның істеп шығару оңайлығын қамтамасыз етеді.

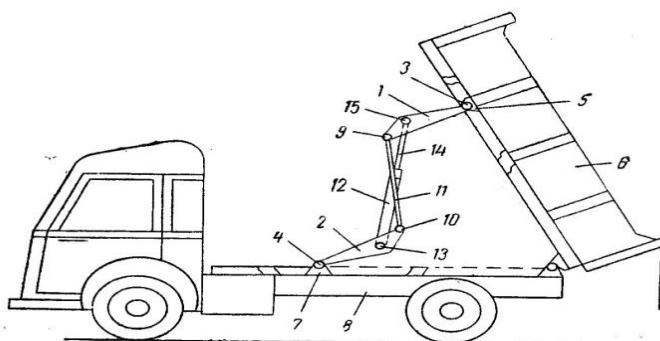
2.2.2 Авторлық куәлігі:SU 231452A1 Авторлары Анри-Жан Добресс

Автомобил-самосвалдың шанағын көтергіш.

Пайдалануы: ілініс ұстаспаларында, мысалы, көліктік құралдарда, яғни тозудың автоматты компенсациялы. Өнертабыстың мәні: көп дискілі үйкеліс ұстаспасында делегейлерді ажырату механизмі бар, бұл ойықтарда орналастырылған серіппелер дискілері және үйкеліс элементтері берік стакан тәрізді элементтер түрінде орындалған, яғни аралық делегейдегі беттегі саңылаулары өзінің жақ бетімен түйіседі, ал өзінің түбінің беткейінде серіппелердің шет жағымен.



Фиг.1



Фиг.2

Сурет 5 – Самосвалдың шанағын көтергіш механизмі

Өнертабыс машина жасау саласына, соның ішінде ілініс ұстаспасына жатады және де көлікті құралдарда пайдалануы мүмкін.

Өнертабыстың мақсаты болып, аралық және жетектегі үйкеліс делегейлері арасындағы дараланған сақтандырылған саңылауларды автоматты қамтамасыз ету арқасында ұстаспаның жұмыс мерзімін арттыру болып табылады.

Сызбада ұсынылған көп делегейлі ұстаспа схема түрінде көрсетілген.

Ұстаспа тіремдік 1, аралық 2, баспалы жетекші делегейлерден тұрады, бұлардың арасында жетектегі үйкеліс дискілері 4 қондырылған. Делегейлерді ажырату механизмі қырнау – ойықтарында орналасқан 5 – 8 және 9,10 серіппелерден, сонымен қатар стакан тәрізді берік элементтер болып табылатын үйкеліс элементтерінен 11 тұрады, бұл аралық делегей бетіндегі саңылаулары өзінің жақ бетімен түйіседі, ал өзінің түбінің беткейінде серіппелердің шет жағымен, серіппелердің 9 және 10 жүйесі бұл құрылғыда теңестірілген болып табылады.

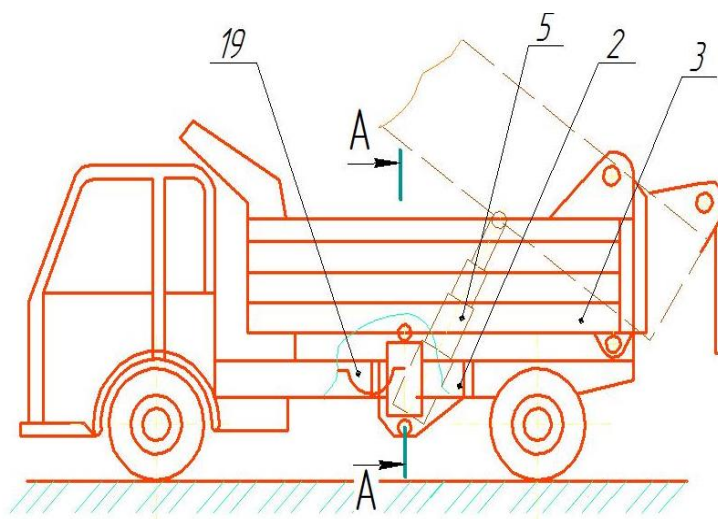
2.2.3 Авторлық куәлігі: SU 1555154A2B60 P1/16 Л.С.Шпак, Б.И. Геровой

Самосвалдың аударғыш механизмінің гидроцилиндрі.

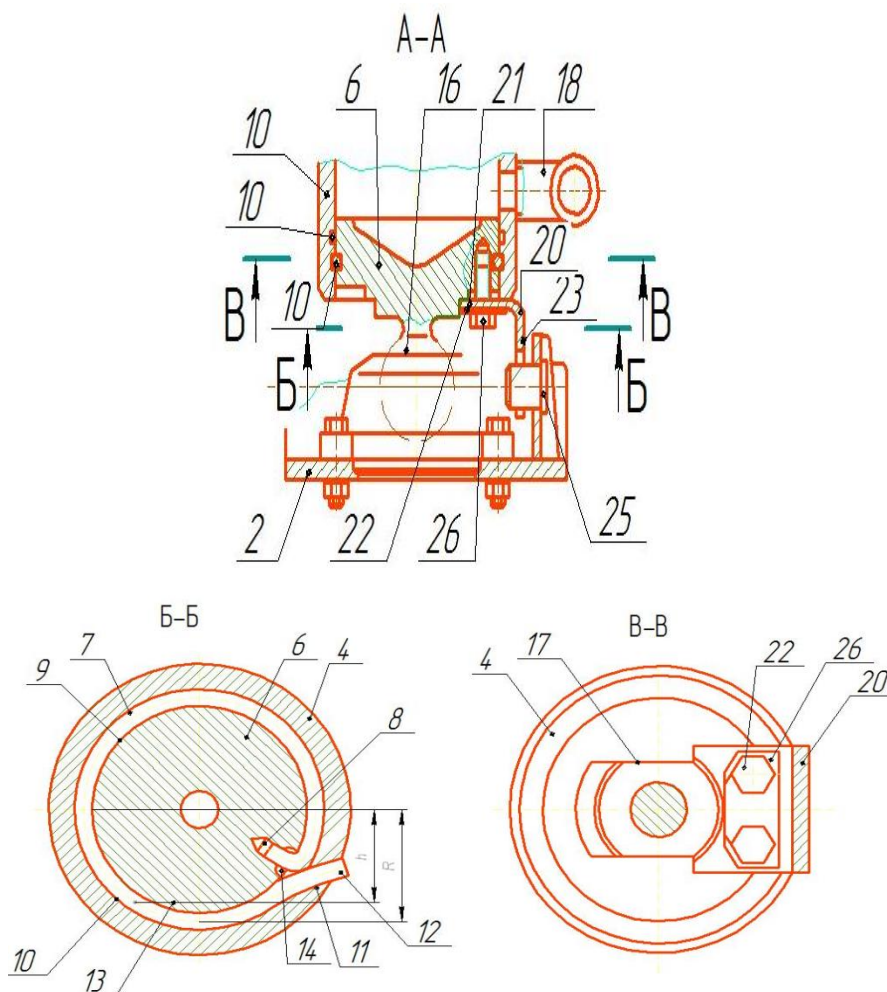
Өнертабыс көліктік машина жасауға тиісті, дәлірек айтқанда самосвалдың аударғыш механизмінің гидроцилиндріне тиісті. Өнертабыс мақсаты – жоғары қысымда жұмыс жасау кезіндегі ақауларды болдырмау, және де шешіп алынатын табанның нығыздағыш сақинасының желінуін азайту немесе болдырмау. Гидроцилиндр корпусан 4, шарлы басы бар шешіп алынатын табаннан 6, самосвал рамасымен 2 шарнирлі байланысқан тұрады. Табан 6 корпуста 4 проволоки 7 арқылы байланысқан, канавкадан туындаған қуыста орналасқан. Табанда 6 Г- тәріздес пластина 20 қатырылған, горизонтальді полкасы 21 табанмен 6 түйіскен, ал келесі жағы корпуспен 4 түйіскен. Вертикалды бөлігінде 23 пластинада 20 паз орындалған, палец 25 орнатылған, рамада 2 қатырылған.

Өнертабыс формуласы.

Самосвалдың аударғыш механизмінің гидроцилиндрі авт.св. №1217696 ерекшеленеді, сенімділігін жоғарылату мақсатымен жоғары қысымды рукованың ажырауын болдырмау және шешілетін табанның нығыздағыш сақинасының желініп тозуын тоқтату, ол Г- тәріздес пластинамен жабдықталған, полкының ортаңғы бөлігі шешілетін табанмен қатырылатын элементпен байланысқан, горизонталды полка бір шетімен табанмен түйіскен, ал келесі шетімен корпус шетімен, сонымен қатар рамада палец қатырылған, пазға орнатылған, пластинаның вертикалды бөлімінде орнатылған.



Сурет 6 – Автомобиль самосвал



Сурет 7 – Гидроцилиндрдің А-А, Б-Б, В-В қималарының көріністері

2.2.4 Авторлық куәлігі: RU2354565B60P 1/16 В.В. Корсаков, В.К. Добринец, А.М. Захарик, С.М. Минюкович, М.С. Рипинский

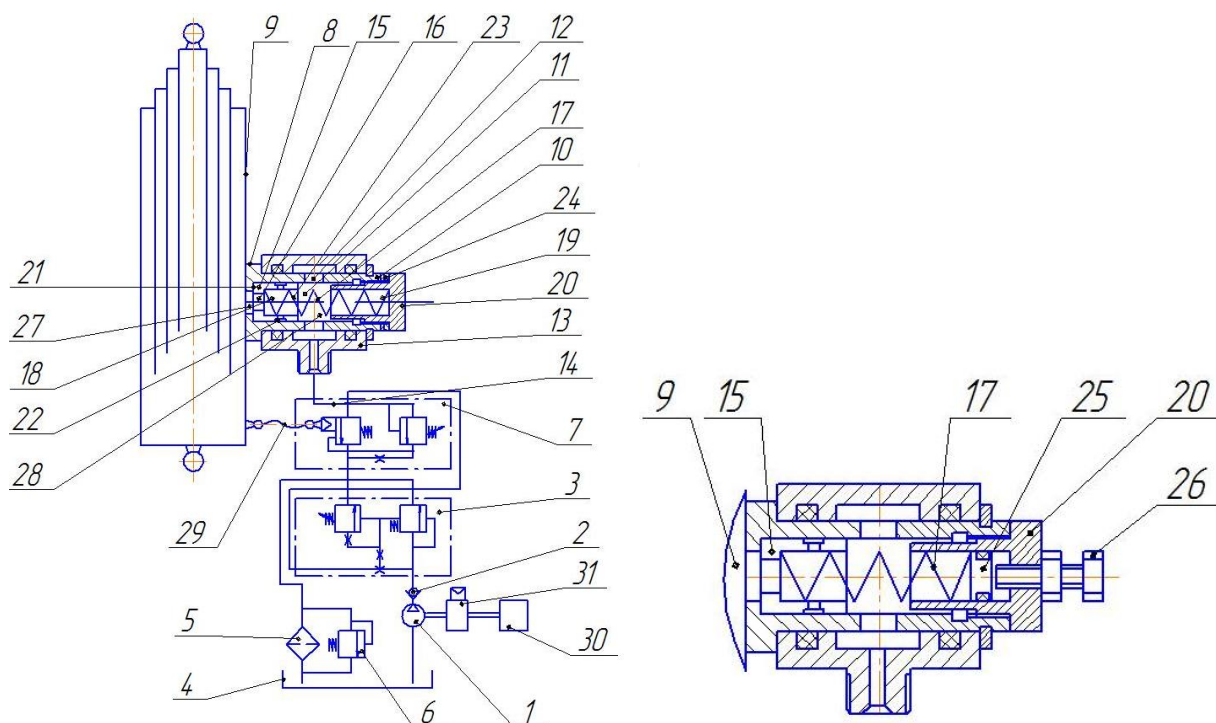
Автомобиль-самосвалдың платформасын көтеретін құрылғы

Өнертабыс көліктік машина жасауға соның ішінде автомобиль-самосвалдардың платформа аударғыш қондырғыларына жатады. Автомобиль-самосвалдың платформа аудару құрылғысы мыналардан тұрады: насос 1, май багі 4, басқару клапаны 7, реттегіш клапан 8 және гидроцилиндр 9. Корпус 10 реттегіш клапанның 8 өтпелі наконечник 13 түрінде жасалған және гидроцилиндрге 9 қатырлығын . Басқару клапаны 7 орындалған корпуста 10 радиалды каналдармен 12 және сатылы осьтік канал 11, плунжер 15 орта тесігімен 16 берілген диаметрмен байланысқан, торецқа 21 қысылған сатылы осьтік каналға серіппемен 17, орталық каналға кіретін 18,19 сәйкес плунжер 15 және пробка 20, корпусқа 10 бекітілген. Күш серіппені 17 қысатын реттеледі. Пробка 20 және корпус арасында реттелетін прокладкалар 24 орнатылған. Жүктелген платформаны түсіріген кезде плунжер 15 ығысуының баяулайды қуыстағы 27 сұйық қысымымен және сұйықтың каналға 23 түсуімен. Өнертабыс сенімділікті жоғарылатып және қауіпсіздікті құрылғының жоғарылатады .

Өнертабыс формуласы.

1 Автомобиль-самосвалдың платформасын аударғыш құрылғысы, насостан кері клапаны бар, шығын клапаны және қысым, май багі фильтр мен және сақтандырғыш клапанмен, басқару клапаны, реттелгіш клапын және гидроцилиндр, ерекшеленетін, реттелетін клапанның корпусы өтпелі наконечник түрінде жасалған, трубопроводтар және гидроцилиндрде қатырылған, басқару клапынымен қосылу үшін корпусында реттелетін клапанның радиалды каналдар және сатылы осьтік каналдар, берілген диаметрге сәйкес орнатылған плунжер ортасында тесігі бар орналасқан, осьтік сатылы канал торецына серіппе арқылы қысылған, плунжердің орталық каналға өтетін және пробка, реттелетін клапан корпусына қатырылған, плунжер сырт беті сақиналы проточкамен жабдықталған дроссельді радиалды каналмен орындалған, плунжердың орталық каналында жұмыс барысында қосылған реттелетін клапанның корпусында радиалды каналдармен, реттелетін клапан корпусымен пробка ортасына реттелетін прокладка орнатылған.

2 Автомобиль-самосвал платформасын аударғыш құрылғы п.1 бойынша, ерекшеленетін, пробканың орталық каналында плунжердің серіппесінің жылжымалы тірек орналасқан, пробканың резбалы тесігіне реттелгіш болт әсер етеді, серіппе қысатын күшті реттеуін қамтамасыз ететін.

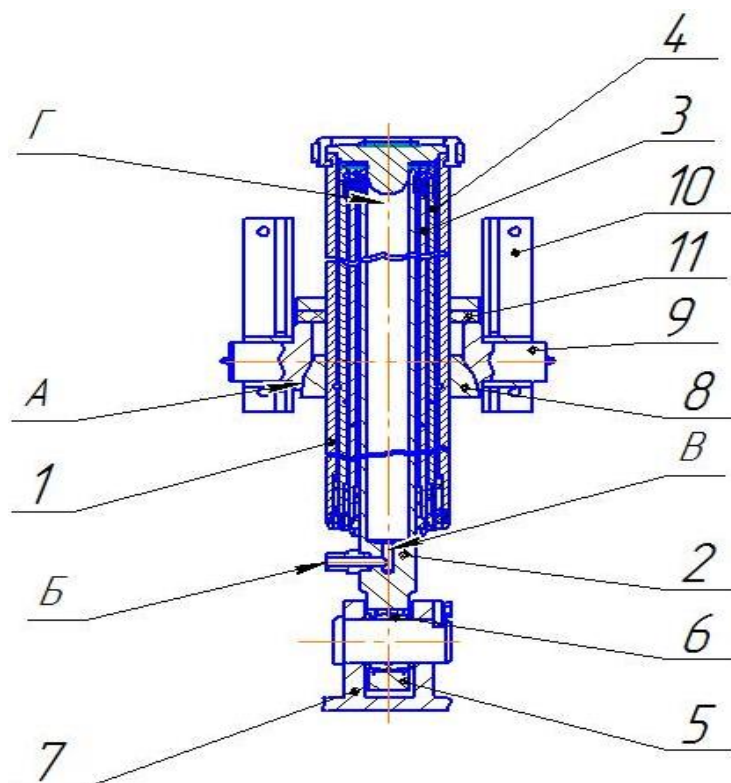


Сурет 8 – Самосвалдың платформасын көтеретін құрылғысы

2.2.5 Авторлық куәлігі: RU52368B60P 1/16 А.С. Бикмухаметов, В.В. Горшенин, В.М. Дашков, А.Н. Ерышканов

Самосвалдың аударғыш механизмі.

Пайдалы модель автомобил жасауға, сонымен қатар өзі төгетін көлік құралдарына, соның ішінде самосвал платформасын аударғыш құрылғыға тиісті. Ұсынылып отырған пайдалы модельде тұрақты құрылғының қарапайым конструкциясын ойлап табу болып табылады. Самосвалдың аударғыш механизмі телескоптық гидроцилиндр 1 бір жақты жұмыс жасайтын біренеше жылжымалы плунжерлері 2, 3, 4 бар. Гидроцилиндр 1 автомобил рамасында бұрылуға мүмкіндігі бар ретінде орнатылған, жылжымалы плунжер 2 кіші диаметрлі головка 5 шарнирмен 6 тұрады, сәйкесінше кронштейн 7 арқылы рамаға (надрамник) автомобилдің бекітілген. Гидроцилиндр 1 корпусында шарнирлі тетік орнатылған, шаровойлы сақинадан 8 тұратын, гидроцилиндр корпусына бекітілген, кронштейн-цапфа 9, шаровойлы бетпен ұстап тұратын. Шаровойлы сақинаға 8, цапфамен кронштейнге 10, платформа бортының алдында орнатылған, және нығыздағыш сақина 11, жұмыс зонасын шарнирлі элементтің ластан қорғайды және бүйір тербелуін гидроцилиндрдің болдырмайтын берік компенсатор функциясын атқарады.



Сурет 9 – Самосвалдың аударғыш механизмі

Пайдалы моделдің формуласы.

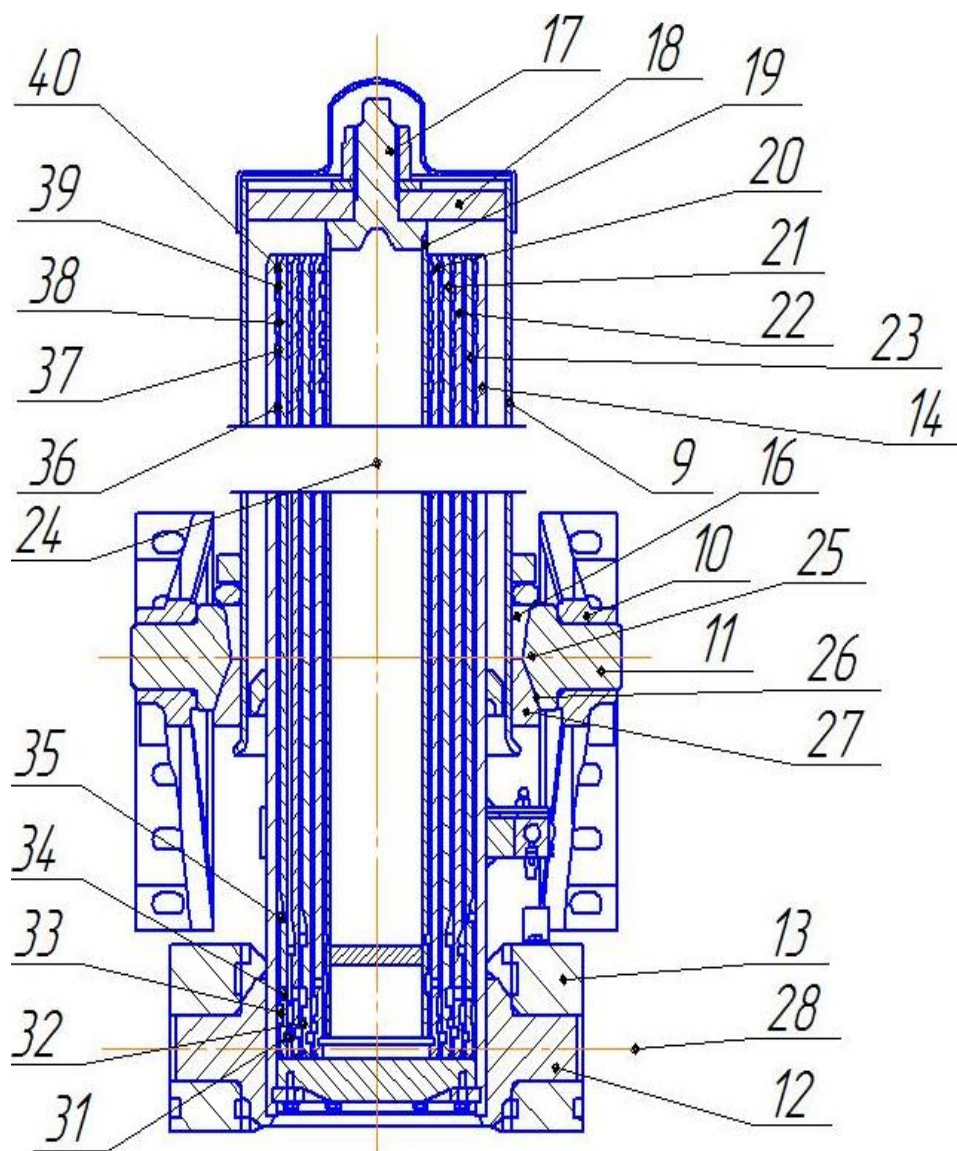
Самосвалдың аударғыш механизмі, телескопты гидроцилиндрден тұратын бір бағытта жұмыс жасайтын бірнеше жылжымалы плунжерлермен, рамада бұрылуға мүмкіндігі бар ретінде орналасқан, шарнирлі тетік, шаровойлы сақина ретінде орындалған және кронштейн цапфа платформа кронштейніне тірек ретінде, ерекшеленетін, жылжымалы плунжердің шеті кіші диаметрлі шарнирмен жабдықталған және рамаға бекінеді, ал шарнирлі тетік телескопты гидроцилиндр корпусына бекітілген.

2.2.6 Авторлық куәлігі: EP 2466157 A1 F15B 15/16

Телескоптық гидравликалық цилиндр
 Moorthamer, Michiel Petrus, Celina Omire
 Телескоптық гидравликалық цилиндр

Өнертабыс телескопты гидравликалық цилиндрге 3 тиісті, екі немесе одан да көп концентрлі трубкалардан тұратын (14, 20, 21, 22, 23) және поршень (19), нығыздағыш 37 цилиндрлі труба және поршеь арасында соның нәтижесінде цилиндрлі трубка және поршень осьтік бағыт бойынша бір – біріне әсерлесіп

алыстаған және жақындаған жағдайда, ішкі труба (20, 21, 22, 23) немесе поршень ішкі стопорлы сақинаға (35) ие, сыртқы канавка оның сырт бетінде және сыртқы труба немесе трубка база ішкі стопорлы сақинаға (36) ие, ішкі пазасында оның ішкі бетінде шығарылған жағдайы үшін шекті жылжуы осьтік бағыт бойынша орналасқан. Өнертабыс сәйкесінше сыртқы канавкасына шығады, шеткі бүйір сыртқы паз трубка соңында бар ішкі шешілетін паз тереңдігі, шамамен сыртқы канавка тереңдігімен тең болады .



Сурет 10 – Телескоптық гидравликалық цилиндр

3 Самосвалдарды есептеу

3.1 Есептеудің міндеттері және әдістері

Ұтымды конструкциялар жасау үшін есептеулердің маңызын жете бағаламауға болмайды. Ұстап тұратын элементтердің көлденең қималарының мөлшерлері, конструктивтік пішіндер, ал демек, материалдардың салмағы және шығыны жағдайлардың басым көпшілігінде беріктікті және қатқылдықты қамтамасыз ету шарттарымен, жағдайларымен анықталады. Егер стандартты құрылыстар үшін олардың өз салмағы тек материалдардың шығынын және құнын ғана анықтайтын болса, онда автомобильдер осыларға жататын қозғалмалы құралдарда ол техникалық-экономикалық көрсеткіштерге (жүк көтергіштік, жылдамдық) тікелей әсер етеді. Кез келген конструкцияны беріктікке есептеулерді табыспен жүргізу, мыналарды сипаттайтын үш негізгі проблеманың нақтыланып, жетілдірілуінің толықтығына байланысты болады: сыртқы күштер – конструкцияға қатысты барлық сыртқы жүктемелердің таралуының және уақыт бойынша өзгеруінің мәндерін және сипатын анықтау әдістері, осы жүктемелердің беріктік тұрғысынан бәлкім ең қолайсыз үйлесімдерін анықтау; ішкі күштер – белгіленген сыртқы жүктемелер әсер еткен кезде конструкцияның элементтерінде пайда болатын кернеулерді және деформацияларды анықтау әдістері; шекті күйлер немесе жол берілетін кернеулер - конструкцияның элементтерінің пайдаланудағы беріктігіне ықпал ететін факторлар, материалдың механикалық сипаттамаларын және олардың тұрақтылығын, сыртқы жүктемелерді, элементтердің беріктігін бұзылуының ықтимал салдарларын анықтау дәлдігінің дәрежесін ескере отырып, шекті жол берілетін кернеулердің, деформациялардың және орын ауыстырулардың сандық мәндері. Әрі түпкілікті нәтижелер алу тұрғысынан, барлық үш проблема бірдей мән-маңызға ие, сондықтан, конструкцияның беріктігіне есептеулердің тиімділігі, олардың ішінен қандай да біреуін емес, осы үш проблеманың нақтыланып, пысықталу дәрепжесіне және тереңдігіне байланысты болады.

Қазіргі кезде қандай да бір шағын жүйенің ерекшеліктерін, оларды әсер ететін жүктемелерді анықтау үшін, бүкіл автомобильдің моделін тұрғызған кезде пайдалануға болатындай шамада ескеретін модельдер жоқ. Жобалау сатысында есептеулер жүргізген кезде, әртүрлі жеңілдетулерді пайдалануға тура келеді. Автомобильді шағын жүйелерге бөліп, оларды жеке есептейді. Автомобильге және оның шағын жүйелеріне әсер ететін жүктемелер схемаланады.

Самосвалды экскаватормен немесе бункермен толтырып, тиеген кезде тікелей платформа қабылдайтын соққылы жүктемелер пайда болады. Құлаған жүктің түрі мен салмағына, оның құлауының биіктігіне, автомобильдің параметрлерінің қатаңдығына байланысты, осы жүктемелердің мәні әртүрлі болуы

мүмкін. Әдетте, жобалау сатысында, тиіп, толтырған кезде пайда болатын жүктемелерден есептеулер жүргізілмейді.

Жүкті тасымалдаған кезде, жүк тиелген самосвал тегіс жол бойымен және үлкен тегіссіздіктері бар жол бойымен қозғалған кезде пайда болатын жүктемелерді ажыратады. Салыстырмалы тегіс жолмен үлкен жылдамдықпен қозғалған кезде, самосвалға негізінен алғанда тік симметриялы динамикалық жүктеме P_d әсер етеді деп саналады, оны статикалық жүктеменің $P_{ст}$ және инерция күштерінің P_i қосындысы ретінде анықтайды:

$$P_d = P_{ст} + P_i = R P_{ст}, \quad (1)$$

мұнда $R_d = 1 + a/g$ – динамикалық коэффициент, тік үдеуге a байланысты болатын асқын жүктеме коэффициенті.

Тік үдеу втомобильдің жүгінің әртүрлі нүктелері үшін әртүрлі, бірақ максималды мәндер $3g$ ($a \approx 3g$) жетуі мүмкін. Сонда динамикалық жүктеме $P_d = 4P_{ст}$.

Тегіссіздіктері үлкен жол бойынша шағын жылдамдықпен қозғалған кезде, самосвал қиғаштануларды бастан кешеді. Нормативті қиғаштану ретінде қиғаш орналасқан дөңгелектердің 500 мм жиынтық көтерілуі қабылданған. Бұл кезде самосвалдың рамасы база бойынша 5 аса бұралады. Үлкен қиғаштанулар кезінде самосвалдың жылдамдығы шағын, тік үдеулер шамалы және статикалық жүктемелер болжанады. Әдетте оларды симметриялы және қисық симметриялы етіп бөледі, әрі самосвалдың рессора астындағы бөлігін бұратын қисық симметриялы жүктемелер анықтаушы болып табылады.

Босатып, түсіру кезінде самосвалға, босатып, түсірудің орнына (көлбеу алаң немесе еңіс) айланысты әртүрлі жүктемелер әсер етеді. Бірқалыпты жүк тиелген платформаны еңісте көтерген кезде, есептеуді көтергіш механизм және жүк жасайтын симметриялы күштерден жүргізеді. Жүк толтырылған платформаны еңісте көтерген кезде, самосвалдың рессора астындағы бөлігі қиғаштанудан да, жүк жасайтын сәттен де бұралады. Бұл кезде самосвалдың көлденең орнықтылығына ерекше назар аударылады.

Олар тіптен конструкцияның жұмысына тән ерекшеліктерді дәрекі көрсетсе де, жеңілдетілген есептік схемаларды пайдаланған дұрыс болады. Бұл кезде дәл сол бір конструкция үшін, жұмыстың қандай жағдайларының имитацияланатындығына байланысты, бірнеше мүлдем әртүрлі есептік схема пайдаланылуы мүмкін. Қарапайым есептік схемаларды пайдаланған кезде, автомобиль-самосвал – бұл бірыңғай жүйе екендігін есте ұстаған маңызды, сондықтан оның шағын жүйелерінің өзара әрекеттесуін ескеру керек.

3.2 Автомобиль - самосвалдың салмақтық сипаттамаларын есептеу

Құрастыру сатысында самосвалдың негізгі жүктемелік параметрлері және жүктеменің көпірлер бойынша бөлінуі анықталады.

Автомобиль-самосвалдың немесе автопоездың жүк көтергіштігін арттыру – бұл автокөлік бірліктерінің өнімділігін арттырудың негізгі жолы; шектеуші фактор - жол жамылғысының ұстап қалатын қабілеттілігі болып табылады.

Толық жүктеменің артқы және алдыңғы басқарылатын дөңгелектерге бөлінуі.

Салмақтардың бөлінуі өтімділікке және басқарылатындыққа елеулі әсер етеді.



Сурет 11 - Автомобиль-самосвалдың салмақтық сипаттамалары

Платформаны көтеруге арналған қосымша құрылғылардың болуына және платформасының салмағының көбірек болуына орай, автомобиль-самосвалдың пайдалы жүктемесі әдетте базалық автомобильдің пайдалы жүктемесінен 10-12%-ға азырақ. Пайдалы салмақ формула бойынша анықталады:

$$G/9.8=(G_a - (G_{ш} + G_k + g_1 + g_2 + g_3 + g_4))/9.8 \quad (2)$$

мұндағы, $G_a/9.8$ - автомобиль-самосвалдың толық салмағы;

$G_{ш}/9,8$ - жасақталған шассидің салмағы;

$G_{к/9,8}$ - платформаның салмағы;
($G_1 G_2 G_3 G_4$)/9.8- агрегаттардың салмағы.

$$G/9.8=(33100-(13100+200+45+35+50+70))/9.8$$

$$G= 2000 \text{ кг.}$$

Жүк тиелген платформаның ауырлық орталығының қалпы, самосвалдың жүктемесінің көпірлер бойынша бөлінуін анықтайды.

Негізгі агрегаттардың (гидробактың сорабымен қуат алу қорабының, қосалқы дөңгелектің, гидроцилиндрдің) орналасуы конструктивтік анықталады. Салыстырмалы шағын салмағына байланысты, бұл агрегаттар елеулі әсерін тигізе бермейді, солай болса, самосвалдың бөлінген жүктемесін есептеген кезде, олар да ескеріліп отырады. Жасақталған шассидің жүктемесінің бөлінуі шассиге техникалық шарттардан алынады.

Осы схема үшін күрделі есептеулер ЭЕМ, 1 суретте көрсетілген схема бойынша жүргізіледі. Осы құрастыру үшін нәтиже береді: артқы өске қосымша орнатылған агрегаттардың салмағынан 75%, ал алдыңғы өске - 25% қосылады.

Барлық қосымша агрегаттардың салмағы:

$$M_{\text{қос}} = (g_1+g_2+g_3+g_4+g_5). \quad (3)$$

$$M_{\text{қос}} = 200+45+35+50+70,$$

$$M_{\text{қос}} = 400 \text{ кг.}$$

Сонда, артқы R_2 өске 400 кг-нан қосымша 75% келеді.

$$400 \cdot 0.75 = 300 \text{ кг}$$

Алдыңғы R_1 өске қалған 25% келеді, $400 \times 0.25 = 100 \text{ кг}$

Осыдан, жаңа автомобиль-самосвалдың өстері бойынша бөлінудің:

$$R_1 = 2090 + 100 = 2190 \text{ кг};$$

$$R_2 = 1660 + 300 = 1960 \text{ кг болатындығы келіп шығады.}$$

Платформаның негізгі өлшемдерін автомобиль-самосвалды құрастыру кезеңінде анықтайды. Бірінші кезекте, платформаның геометриялық көлемі анықталады.

Платформаның оңтайлы көлемін таңдап алу үшін негізгі критерий, платформа осыларды тасымалдауға арналып отырған негізгі жүктердің тығыздығын анықтайтын, автомобиль-самосвалдың мақсатты қолданылуы болып табылады.

Ауылшаруашылық самосвалдарын жобалаған кезде, жүктеу (шапкамен) қарастырылмайды (жүктің шығындарын болдырмау үшін).

Ауылшаруашылық самосвалдарын жалғамалы борттың екі жинағымен шығарады: астықты тасымалдауға арналған аласа және тығыздығы шамалы жүктерді (ұсақталған шөп, сүрлем) биік. Қажеттігіне қарай, платформаның үш көлемі болуы мүмкін: V-негізгі борттармен; V1- аласа жалғамалы борттармен; V2- биік жалғамалы борттармен.

Осыны ескере отырып, белгіленген жүк көтергіштік пен негізгі жүктің тығыздығы кезінде, платформаның геометриялық көлемі (M^3) формула бойынша анықталады.

$$V = G\mathcal{R}/\gamma \quad (4)$$

мұндағы, \mathcal{R} – шапкаға түзету коэффициенті және γ - жүктің үлестік салмағы мәндерін іс жүзінде ұсынылып отырған кестеден аламыз.

Коэффициент $\gamma \cdot 10 \text{ кН} / \text{м}^3$ \mathcal{R}

Ауылшаруашылық самосвалы 1,2-1,25

Аласа жалғамалы бортпен 0,8-1

Биік жалғамалы бортпен 0,4-1

Ішкі ұзындық a шассидің параметрлерімен: базамен L , артқы көпірден кабинаға дейінгі қашықтықпен және жүк тиелген платформаның ауырлық орталығының артқы көпірге қатысты қажетті қалпымен (қашықтық l) байланысқан:

$$a = 2[A - (m + n_1 + l)] \quad (5)$$

Шассиді схема бойынша құрастырған кезде (кабина қозғалтқыштың үстінде), кабинаның алға қарай жылжуының нәтижесінде, қашықтық m айтарлықтай көбірек болады. Бұл жағдайда кабина мен платформаның арасындағы саңылауда қандай да болсын агрегатты орналастыруға мүмкіндік бар.

Ең көп ішкі еніне b автомобильдің жол қозғалысы ережелері бойынша жол берілетін 2500 мм габариттік ені себепкер болып отыр.

Кузовтың қажетті геометриялық V көлемін алу үшін, құрастырушы кузовтың автомобиль-самосвалдың жол берілетін тиеу биіктігімен H шектелген ішкі биіктігін C белгілі бір шектерде өзгерте алады. Бұл биіктік тиегіш машиналардың биіктігімен анықталады.

3.3 Шанақты аудару механизмі

Гидроцилиндрді есептеу.

Берілген күшін қамтамасыз ету шарттарын ішінен F (6) формуласынан піспектің диаметрін есептейміз D, м:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [(P_{ном} - \Delta P_{нат}) \cdot (1 - \varphi^2) - \Delta P_{сл}]}} \quad (6)$$

мұндағы, F – штоктағы күш, Н.

$P_{ном}$ – номиналды қысым, Па.

$P_{тег}$ – тегеуірінді қысым, Па.

$P_{сл}$ – аралас қысым, Па.

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 30 \cdot 10^3}{3,14 \cdot [(16 \cdot 10^6) \cdot (1 - 0,25^2) - 10^3]}} = 0,150 \text{ м.}$$

(6) формуласынан штоқтың диаметрін анықтаймыз d, м

$$d_1 = D_1 \cdot \varphi, \quad (7)$$

Коэффициент қабылдаймыз

$$\varphi = \frac{d}{D} = 0,3 - 0,7.$$

$$d = 0,052 \cdot 0,5 = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}$$

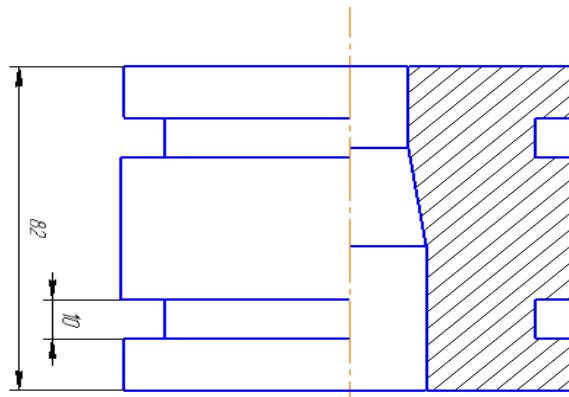
Алынған мәліметтерден піспек D және шток d диаметрлерінің стандарттық мәндерін табамыз. D=160 мм, d=90 мм.

(7) формуласынан штуцер диаметрін D анықтаймыз

$$D_{шт} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{нд}}{\pi \cdot V}}, \quad (8)$$

мұндағы, V – гидрожолдағы сұйықтық жылдамдығы, м/с;

$Q_{нд}$ – сұйықтық шығыны.



Сурет 12 - Поршень

Берілген шток жылдамдығын қамтамасыз ететін сұйықтық шығынын есептейміз:

$$V_{\partial} = \frac{Q_{\partial}}{S_{\partial\phi}}, \quad (9)$$

$$Q_{\partial} = V \cdot S_{\partial\phi}, \quad (10)$$

мұндағы, $S_{\partial\phi}$ – піспектің тиімді ауданы, m^2 , келесі формуламен анықталады:

$$S_{\partial\phi} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2), \quad (11)$$

$$S_{\partial\phi} = \frac{3,14}{4} \cdot (0,150^2 - 0,09^2) = 0,002 m^2,$$

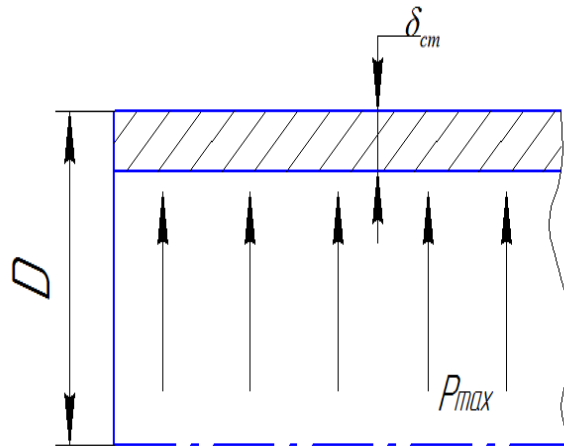
мұндағы, $S_{\partial\phi}$ – Піспектің тиімді ауданы, m^2 , формуламен анықталады:

$$Q_{\partial} = 0,75 \cdot 0,002 = 0,0015 m^3 / c$$

$$D_{шт} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0015}{3,14 \cdot 5}} = 0,02 m = 20 mm$$

Штуцерді МЕСТ 16045-70 бойынша ішкі диаметрі 0,020м

3.4 Гидроцилиндр қабырғаларының қалыңдығын есептеу



Сурет 13 – Гидроцилиндр қабырғасы

(12) формуласы бойынша гидроцилиндр қабырғаларының қалыңдығын анықтаймыз:

$$\delta_{ст} = \frac{P_{max} \cdot D}{2[\sigma]}, \quad (12)$$

мұндағы, P_{max} – максималды қысым, МПа;
 D – піспек диаметрі, мм;

$$P_{max} = 1,3 \cdot p_H, \quad (13)$$

мұндағы, $P_{ном}$ – номиналды қысым, МПа.

$$P_{max} = 1,3 \cdot 16 = 20,8 \text{ МПа}$$

Болат 35 $[\sigma]=180$ МПа /1/:

$$\delta_{ст} = \frac{20,8 \cdot 10^6 \cdot 0,063}{2 \cdot 180 \cdot 10^6} = 0,07 \text{ м}$$

Конструкциялық жағынан 10 мм қабылдаймыз.

3.5 Самосвал көтергіш механизмнің кинематикалық күш параметрлерін есептеу

Самосвалдың көтергіш механизмдерінің кинематикасы айтарлықтай қарапайым. Бұл кезде гидроцилиндрдің минималды шындық күшін дамыта отырып, платформаның белгіленген еңкею бұрышын қамтамасыз ете алатын механизмді жобалау, «минимакс» міндеттердің қатарына жатады. 14 суретте көтергіш механизмнің кинематикалық схемасы көрсетілген.

Көтергіш механизмді жобалау үшін, $G, L, \varphi_{\min}, \varphi_{\max}, S_{\min}, S_{\max}$ мәндері берілген болуға тиіс, 15 сурет. Платформаның ауырлық күшінің қалпы құрастырумен анықталады. Жүк көтеру жебесінің L ұзындығын анықтау үшін, бұратын топсаның O қалпын белгілеу керек. Гидроцилиндрлерге жүк түсірудің соңында әсер ететін созатын динамикалық жүктемелерді азайту мақсатымен, әдетте платформаның артқы e асылмасын азайтуға тырысады. d_1 өлшемі рамаүстіліктегі бұратын топсаның қалпымен анықталады. s және d_1 өлшемдері өзгерген кезде, жүк көтеру жебесінің L ұзындығы және төмен түсірілген платформа кезінде жебенің қалпын анықтайтын φ_{\min} бұрышы өзгереді. φ_{\max} бұрышы платформаны көтерудің максималды бұрышы кезіндегі жүк көтеру жебесінің қалпын анықтайды. $\varphi_{\max} = \varphi_{\min} + \varphi_0$ (φ_0 - платформаның еңкеюінің берілген бұрышы). S_{\min} және S_{\max} мәндері пайдаланылатын гидрокөтергіштің конструкциясымен анықталады.

Гидрокөтергіштің P күші φ_1 бұрышына тәуелді (16 сурет). Платформаның ($\sum M_0=0$) тепе-теңдік шартынан $p_b \cos\varphi = GL \cos\varphi_L$ немесе

$$P = LG \cos\varphi_L / (b \cos\varphi) \text{ аламыз,} \quad (14)$$

мұнда $\cos\psi = h_1/S$;

$$h_1 = \sin(\varphi_L + \alpha - \gamma).$$

$\alpha - \gamma = \beta$ деп қабылдап, $\cos\psi = a \sin(\varphi_L + \beta)/S$ аламыз, сонда 1 өрнек келесі түр қабылдайды:

$$P = LSG \cos\varphi_L / [a b \sin(\varphi_L + \beta)], \quad (15)$$

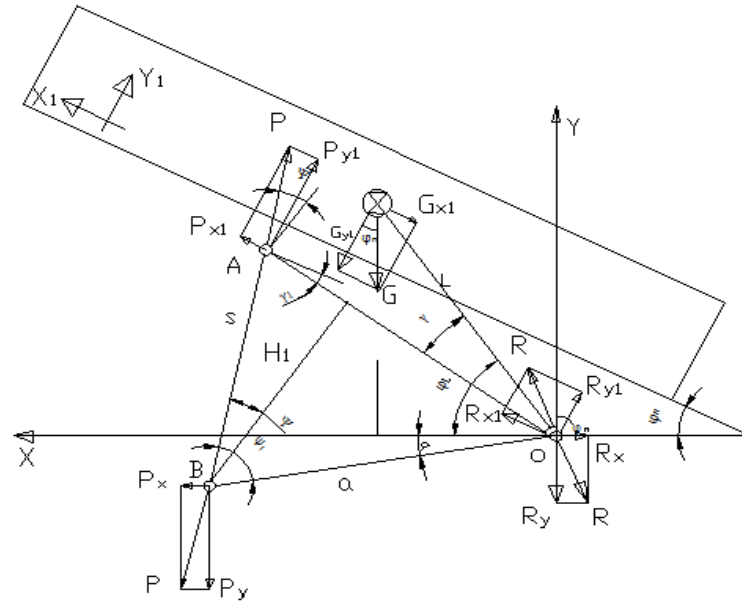
мұнда a, b және S – көтергіш механизмнің жобалық параметрлері (2) өрнектегі S мәні косинустар теоремасы бойынша сондай-ақ мына бұл параметрлер арқылы анықталуы мүмкін:

$$S^2 = K_2 - K_1 \cos(\varphi_L + \beta), \quad (16)$$

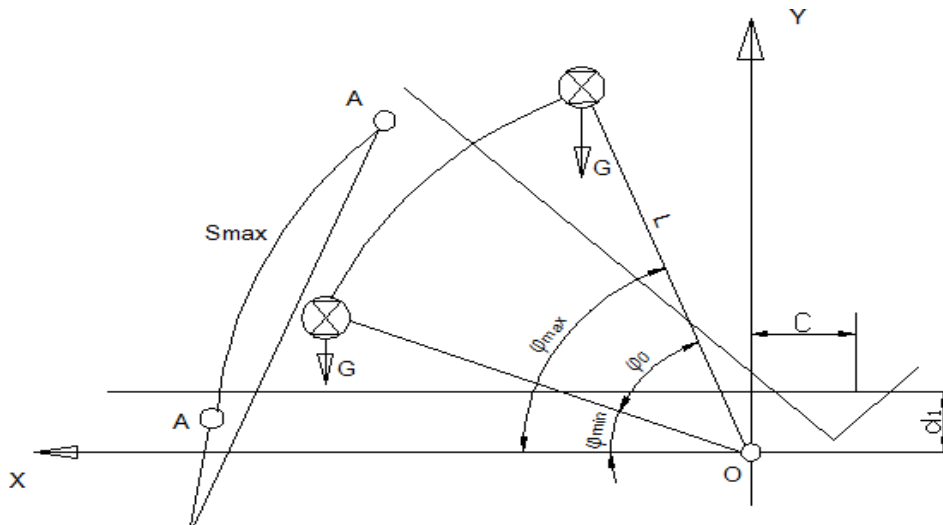
Мұндағы,

$$K_1 = 2ab; K_2 = a^2 + b^2. \quad (17)$$

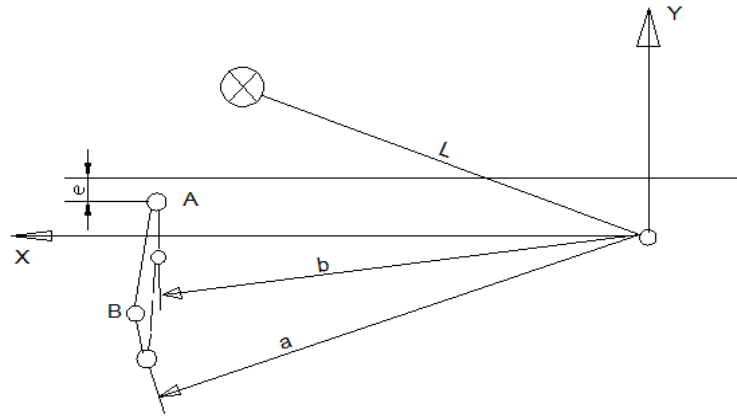
Автомобиль-самосвалдың көтергіш механизмінің схемалары суреттерде бейнеленген, кинематикалық және күш тәуелділіктерін анықтау - (14), көтергіш механизмнің кинематикалық шекті қалыптарын анықтау - (15), гидроцилиндрдің ықтимал қалыптары – (16) суреттерде көрсетілген.



Сурет 14 – Кинематикалық тәуелділіктерді және күш тәуелділіктерін анықтау



Сурет 15 – Көтергіш механизмнің шекті қалыптарының кинематикалық схемасы



Сурет 16 – Гидроцилиндрдің ықтимал қалыптары

Мұндағы, $K_1 = 2ab$; $K_2 = a^2 + b^2$.

Бастапқы мәліметтерде (4) теңдігіне шектеулер салынады:

$$\left. \begin{aligned} S_{\min}^2 &= K_2 - K_1 \cos(\varphi_{\min} + \beta); \\ S_{\max}^2 &= K_2 - K_1 \cos(\varphi_{\max} + \beta). \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Үш жобалық параметрдің екеуін алып тастау үшін, a және b мынадай түрде көрсетеміз:

$$a = K_1 / 2b; b = \sqrt{0.5(K_2 + \sqrt{K_2^2 - K_1^2})} \quad (19)$$

Шектеулердің (20) теңдігінен

$$K_1 = (S_{\max}^2 - S_{\min}^2) / [\cos(\varphi_{\min} + \beta) - \cos(\varphi_{\max} + \beta)]; \quad (20)$$

$$K_2 = K_1 \cos(\beta + \varphi_{\max}) + S_{\max}^2$$

Осылайша, P функциясы (20) теңдігінен (17), (18), (19) формулаларды ескере отырып, жобалық бір β параметрі арқылы көрсетіледі.

φ_{\min} бастап φ_{\max} дейінгі аралықтағы P_{\max} минималды мәнін бір өлшемді іздестіру әдістерінің бірімен табуға болады. Ықтимал мәндердің көп санын есептеулер барысында P функциясы $\sin(\beta + \varphi_L) = 0$ болған әрбір ретте шексіздікке айналмайтындай етіп шектеудің маңызды екендігін атап өту керек.

Осыны болдырмау үшін, $0 < \beta + \varphi_L < \pi$ теңсіздігін орындау қажет, мұнда $\varphi_{\min} \leq \varphi_L \leq \varphi_{\max}$. Осыдан β параметрінің $-\varphi_{\max} \leq \beta \leq \pi - \varphi_{\min}$ аралықта болуы керек екендігі келіп шығады.

3.6 Көтергіш механизмнің оңтайлы кинематикалық параметрлерін және күш параметрлерін анықтау

Кіріс ақпарат ретінде a , b , β жобалық параметрлерінің мәндері, сондай-ақ φ өзгеру аралығындағы P мәндері келтіріледі. Жобалық параметрлердің мәндерін пайдалана отырып, гидроцилиндрдің қалпын бірмәнді анықтауға болады. Жоғарғы топса радиусы b шеңберде, ал төменгі топса – радиусы a шеңберде жатыр. Мысалға, жоғарғы топсаның (өлшемі e) қалпын төменгі топсаның қалпын оңай анықтауға болады. Көбінесе гидроцилиндрдің оңтайлы қалпы құрастырудың шектеулерін қанағаттандырмайтын болып шығуы мүмкін. Бұл факторды c және b өлшемдерін өзгерте отырып, L және φ_{\min} мәндерін өзгертумен ескеруге болады.

Егер сонда да қатаң шектеулерге орай, гидроцилиндрдің оңтайлы қалпын табу қолдан келмей жатса, онда оның қалпының оңтайлы қалыпқа мүмкін болғанша жақын болуына ұмтылу қажет.

Гидроцилиндрдің берілген қалпы кезінде (19) және (20) формулаларын платформа еңкейген кезде оның дамытылатын күшін табу үшін пайдаланады.

Автомобиль-самосвалдың гидроцилиндрі дамытатын күшті $G=17$ кН кезінде көтерілудің соңында және гидроцилиндрдің бес плунжерінің әрқайсысы ілгерілегей бастаған сәтте анықтау керек. Платформаны артқа түсірген кезде, құрастырудан келесі шамалар белгілі: $a=1373$ мм; $b=1301$ мм; $L=1349$ мм; $\gamma=9^\circ$; $\alpha=4^\circ$; $\beta=\alpha-\gamma$. $\beta=4^\circ-9^\circ=-5^\circ$; $\varphi_{\min}=19^\circ$. Әрбір плунжердің ілгерілей бастаған сәттегі және көтерілудің соңындағы S мәндері белгілі.

(4) формула бойынша берілген S сәйкес келетін φ_L мәндерін табады, ал одан кейін $\varphi_{\Pi}=\varphi_L-\varphi_{\min}$ формуласы бойынша плунжерлер ілгерілей бастаған сәттегі және көтерілудің соңындағы платформаның еңкеюінің бұрыштарын анықтайды.

(5) формула бойынша гидрокөтергіштің күштерін анықтайды.

Есептеу жүргіземіз және кесте құрастырамыз. Платформаның көтерілуінің және бірінші плунжердің ілгерілеуінің бастапқы сәтіндегі гидроцилиндрдегі күшті анықтаймыз:

$$S_1=428\text{мм}, \varphi_L=19^\circ, \varphi_{\Pi}=0^\circ.$$

Сонда гидроцилиндрдегі күшті жоғарыда келтірілген бастапқы мәліметтерді (15) формулаға қойып табамыз:

$$P = \frac{1349 \times 428 \times 17 \cos 19}{[1373 \times 1301] \sin(19 - 5)} = 21.4 \text{кН};$$

$$S_2= 622$$

φ_{L2} мәндерін табамыз:

$$386884 = 3577730 - 3572546 \cos(\varphi_L - 5);$$

$$3572546 \cos(\varphi_L - 5) = 3190846;$$

$$\cos(\varphi_L - 5) = 0.89316;$$

$$\cos \varphi_L = 26.7 + 5;$$

$$\cos \varphi_L = 31.7;$$

$$\varphi_{II} = 31.7 - 19 = 12.7;$$

$$S_2 = 622; \varphi_{L2} = 31.7; \varphi_{II2} = 12.7;$$

$$P_2 = \frac{1349 \times 428 \times 17 \cos 19}{[1373 \times 1301] \sin(31.7 - 5)} = 11.6 \text{кН};$$

$$S_3 = 822.$$

φ_{L3} мәндерін табамыз:

$$675684 = 3577730 - 3572546 \cos(\varphi_L - 5);$$

$$3572546 \cos(\varphi_L - 5) = 2902046;$$

$$\cos(\varphi_L - 5) = 0.812319;$$

$$\cos \varphi_L = 35.7 + 5;$$

$$\cos \varphi_L = 40.7;$$

$$\varphi_{II} = 40.7 - 19 = 21.7;$$

$$P_3 = \frac{1349 \times 428 \times 17 \cos 19}{[1373 \times 1301] \sin(40.7 - 5)} = 8.9;$$

$$S_4 = 1034.$$

φ_{L3} мәндерін табамыз:

$$1069156=3577730-3572546\cos(\varphi_L-5);$$

$$3572546\cos(\varphi_L-5)=2508574;$$

$$\cos(\varphi_L-5)=0.70218;$$

$$\cos\varphi_L=45.4+5;$$

$$\cos\varphi_L=50.4;$$

$$\varphi_{II}=50.4-19=31.4;$$

$$P_4 = \frac{1349 \times 428 \times 17 \cos 19}{[1373 \times 1301] \sin(50.4 - 5)} = 7.3;$$

$$S_5=1255.$$

φ_{L3} мәндерін табамыз:

$$1575025=3577730-3572546\cos(\varphi_L-5);$$

$$3572546\cos(\varphi_L-5)=2002705;$$

$$\cos(\varphi_L-5)=0.56058;$$

$$\cos\varphi_L=56+5;$$

$$\cos\varphi_L=61;$$

$$\varphi_{II}=61-19=42;$$

$$P_5 = \frac{1349 \times 428 \times 17 \cos 19}{[1373 \times 1301] \sin(61 - 5)} = 6.3;$$

$$S_5=1483.$$

φ_L мәндерін табамыз:

$$2199289=3577730-3572546\cos(\varphi_L-5);$$

$$3572546\cos(\varphi_L-5)=1378441;$$

$$\cos(\varphi_L-5)=0.38584;$$

$$\cos\varphi_L=67.3+5;$$

$$\cos\varphi_L=72.3;$$

$$\varphi_{II}=72.3-19=53.3;$$

$$P_5 = \frac{1349 \times 428 \times 17 \cos 19}{[1373 \times 1301] \sin(72.3 - 5)} = 5.6 \text{ kH}.$$

Әрбір плунжер ілгерілеген сәтте әрекет ететін күштердің және платформаның еңкею бұрыштарының кестесін құрастырамыз.

Құрастырудан платформаны бүйіріне түсірген кездегі келесі шамалар белгілі: $a=1065\text{мм}$; $b=939\text{мм}$; $L=1017\text{мм}$; $\gamma=11^\circ$; $\alpha=5^\circ$; $\beta=\alpha-\gamma$.

$\beta=5^\circ-11^\circ=-6^\circ$; $\varphi_{\text{min}}=23^\circ$. Әрбір плунжер ілгерілей бастаған сәттегі және көтерілудің соңындағы S мәндері белгілі.

Кесте 2 - Әрбір плунжер ілгерілеген сәтте әсер ететін күштер

Плунжер		1	2	3	4	5
$S, \text{мм}$	428	622	822	1034	1255	1483
$\varphi_L, ^\circ$	19	31,7	40,7	50,4	61	72,3
$\varphi_{II}, ^\circ$	0	12,7	21,7	31,4	42	53,3
$P, \text{кН}$	21.4	11,6	8,9	7,3	6,3	5,6

(13) формула бойынша берілген S сәйкес келетін φ_L мәндерін табады, ал одан кейін $\varphi_{II}=\varphi_L-\varphi_{\text{min}}$ формуласы бойынша плунжерлер ілгерілей бастаған сәттегі және көтерілудің соңындағы платформаның еңкеюінің бұрыштарын анықтайды. (14) формула бойынша гидрокөтергіштің күштерін анықтайды.

Есептеу жүргіземіз және кесте құрастырамыз.

Платформаның көтерілуінің және бірінші плунжердің ілгерілеуінің бастапқы сәтіндегі гидроцилиндрдегі күшті анықтаймыз:

$$S_1=428\text{мм}, \varphi_L=23^\circ, \varphi_{II} = 0^\circ.$$

Сонда гидроцилиндрдегі күшті жоғарыда келтірілген бастапқы мәліметтерді (15) формулаға қойып табамыз:

$$P = \frac{1017 \times 428 \times 17 \cos 23}{[1065 \times 939] \sin(23 - 6)} = 23 \text{ kH}$$

$$S_2 = 622$$

φ_{L2} мөндөрүн табамыз:

$$386884 = 2015946 - 2000070 \cos(\varphi_L - 6);$$

$$2000070 \cos(\varphi_L - 6) = 1629062;$$

$$\cos(\varphi_L - 6) = 0.81450;$$

$$\cos \varphi_L = 35.5 + 6;$$

$$\cos \varphi_L = 41.5^\circ;$$

$$\varphi_{II} = 41.5 - 23 = 18.5^\circ;$$

$$S_2 = 622; \varphi_{L2} = 41.5; \varphi_{II2} = 18.5;$$

$$P = \frac{1017 \times 428 \times 17 \cos 23}{[1065 \times 939] \sin(41.5 - 6)} = 11,7 \text{ kH};$$

$$S_3 = 822.$$

(15) формула бойынша φ_{L3} мөндөрүн табамыз:

$$675684 = 2015946 - 2000070 \cos(\varphi_L - 6);$$

$$2000070 \cos(\varphi_L - 6) = 1340262;$$

$$\cos(\varphi_L - 6) = 0.6701;$$

$$\cos \varphi_L = 48 + 6;$$

$$\cos \varphi_L = 54;$$

$$\varphi_{II} = 54 - 23 = 31;$$

$$P_3 = \frac{1017 \times 428 \times 17 \cos 23}{[1065 \times 939] \sin(54 - 6)} = 9.1;$$

$$S_4 = 1034.$$

(15) формула бойынша φ_{L3} мәндерін табамыз:

$$1069156 = 2015946 - 2000070 \cos(\varphi_L - 6);$$

$$2000070 \cos(\varphi_L - 6) = 946790;$$

$$\cos(\varphi_L - 6) = 0.70218;$$

$$\cos \varphi_L = 61,7 + 6;$$

$$\cos \varphi_L = 67,7;$$

$$\varphi_{II} = 67,7 - 23 = 44,7;$$

$$P_3 = \frac{1017 \times 428 \times 17 \cos 23}{[1065 \times 939] \sin(67.7 - 6)} = 7.7;$$

$$S_5 = 1255.$$

(15) формула бойынша φ_{L3} мәндерін табамыз:

$$1575025 = 2015946 - 2000070 \cos(\varphi_L - 6);$$

$$2000070 \cos(\varphi_L - 6) = 440921;$$

$$\cos(\varphi_L - 5) = 0.22045;$$

$$\cos \varphi_L = 77,3 + 6;$$

$$\cos \varphi_L = 83,2;$$

$$\varphi_{II} = 83,2 - 23 = 60,3;$$

$$P_5 = \frac{1017 \times 428 \times 17 \cos 23}{[1065 \times 939] \sin(83.2 - 6)} = 7.$$

Кесте 3 - Әрбір плунжер ілгерілеген сәтте әсер ететін күштер

Платформаның еңкею бұрыштарының және күштердің плунжерлердің ілгерілеуіне тәуелділігі					
S, мм	428	622	822	1034	1255
φL, °	23	41.5	54	67.7	83.2
φп, °	0	18.5	31	44.7	60.3
P, кН	23	11,7	9.1	7,7	7

Топсалардың реакциясының А және О P_{x1} , P_{y1} , R_{x1} , R_{y1} құрамдас бөліктері платформаның негізін есептеу үшін, ал топсалардың реакциясының В және О P_x , P_y , R_x , R_y құрамдас бөліктері - рамаүстілікті немесе раманы есептеу үшін қолданылуы мүмкін.

Барлық қажетті ЭЕМ-де есептеле алады, бұл кезде бастапқы ақпарат ретінде G , мәні, платформаның ауырлық орталығының координаталары және гидроцилиндрді бекіту нүктелерінің XOY координаталар жүйесіндегі координаталары, плунжерлердің жүрістерінің немесе ϕ_{II} аралық өлшеудің мәндері және осы аралықтардың саны беріледі

3.7 Телескопиялық гидроцилиндрдің есебі

Гидроцилиндрлердің гильзалары өздерінің геометриялық сипаттамалары бойынша жуан қабырғалы цилиндрлер мен цилиндр қабықтар арасында аралық қалып алады. Олар үшін аралық беттің радиусының қабырғаның қалыңдығына қатынасы $R/h = 5-15$ (цилиндр қабықтар үшін $R/h > 15$, ал жуан қабырғалы цилиндрлер үшін $R/h < 5$). Сондықтан есептеуді талдау жуан қабырғалы құбырлар үшін және цилиндр қабықтар үшін әділ болатын формулаларды қолдануға негізделуге тиіс. Ішкі p қысыммен жүктелген жуан қабырғалы құбырдағы кернеулер ішкі беттің кез келген нүктесінде максималды мәнге ие және беріктіктің үшінші теориясын пайдалана отырып, формула бойынша анықталады:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 - \sigma_3 = p(D^2 + d^2)/(D^2 - d^2) - (-p) = p2D^2/(D^2 - d^2) \quad (21)$$

Егер $R=0,25 (D+d)$, а $h=0,5 (D-d)$ екендігін ескерсек, онда σ_{max} үшін өрнек келесі түр қабылдайды:

$$\sigma_{max} = (4pR/h)/(1 + d/D)^2. \quad (22)$$

$D=2(R+0,5h)$ және $d=2(R-0,5h)$ болғандықтан, онда $1+d/D=2/(1+0,5h/R)$. Сонда түпкілікті:

$$\sigma_{max}=pR(1+0,5h/R)^2/h \text{ аламыз.} \quad (23)$$

(23) формула орташа радиусы R және қабырғасының қалыңдығы h жуан қабырғалы құбырдағы максималды кернеулерді анықтайды. $R/h < 5$ кезінде, жақшаның ішіндегі қосындыны елеп-ескермеуге болмайтындығы түсінікті. Егер $R/h=5$ қабылдасақ, онда $(0,5h/R)^2$ шамасын ескермеуге болады; сонда (23) формуланы мынандай түрде жазуға болады:

$$\sigma_{max}=(pR/h)(1+h/R). \quad (24)$$

Осылайша, (24) формула, жуан қабырғалы құбырлар теориясына сәйкес, гидроцилиндрлердегі максималды кернеулерді анықтайды. Цилиндр қабықтардың сәтсіз теориясына сәйкес, беріктіктің үшінші теориясы (ең көп кернеулер теориясы) бойынша, максималды кернеулерді былайша анықтайды [24]:

$$\sigma_{max}=\sigma_1-\sigma_3= pR/h. \quad (25)$$

Ішкі бетте осы кернеуге тең қысатын кернеулер жасайтын қысымның әсер етуін бұл жағдайда, жіңішке қабырғалы қабықтар теориясында қабылданған гипотезаларға сәйкес елеп-ескермейді және $\sigma_3=0$ деп қабылдайды. Егер де, жуан қабырғалы құбырдың қауіпті нүктелері үшін осылай жасалғандай, (24) формулада $\sigma_3=-p$ деп қабылдасақ, онда (23) формуланы аламыз.

(23) және (24) формулалары бойынша анықталатын максималды кернеулердің мәндерінің арасындағы айырманы σ шамасымен (%-бен) сипаттауға болады:

$$\Delta\sigma=100(\sigma_{max T} - \sigma_{max O})/\sigma_{max O}, \quad (26)$$

мұнда $\sigma_{max T}$ – жуан қабырғалы құбырлар үшін (25) формула бойынша анықталатын максималды кернеулер;

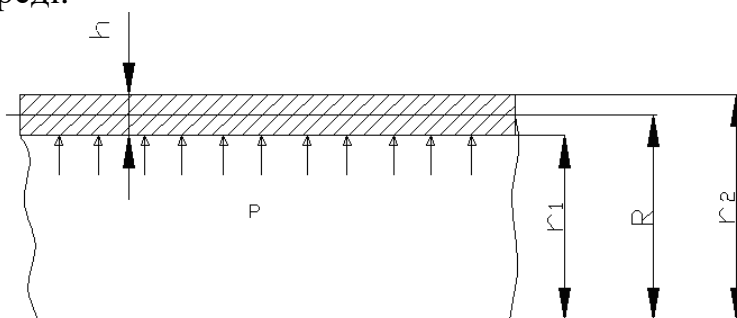
$\sigma_{max O}$ – цилиндр қабықтардың сәтсіз теориясы бойынша (25) формуламен анықталатын максималды кернеулер. Сонда

$$\Delta\sigma=(h/R)100 \quad (27)$$

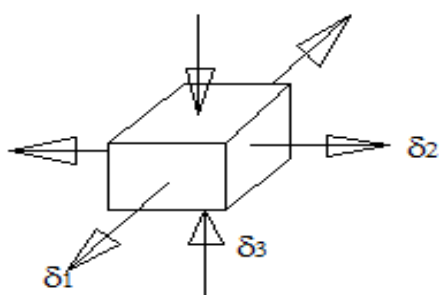
17 суретінде осы шаманың R/h тәуелділігі келтірілген.

Кернеулерді (27) және (28) формулалар бойынша анықтаған кезде айырма 6 бастап 20 % дейін құрауы мүмкін, әрі (28) формула бойынша есептеу максималды

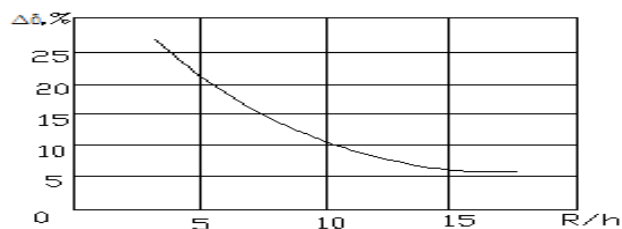
кернеулердің төмендетілген және, демек, біршама жоғарылатылған қор коэффициентін береді.



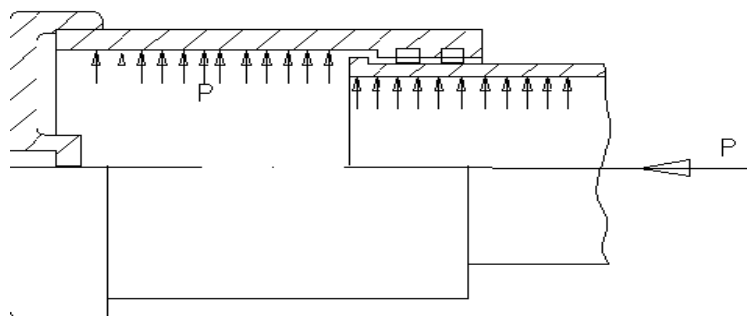
Сурет 17 – Гидроцилиндр тұрқының радиустары



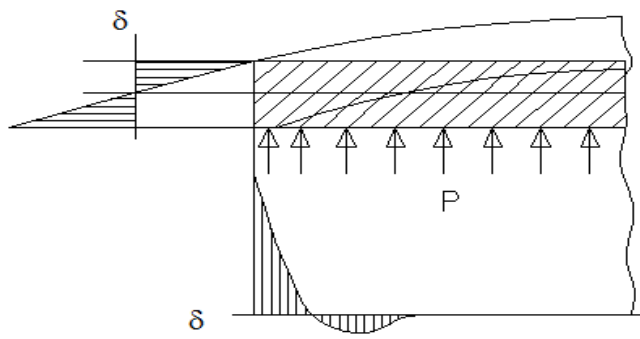
Сурет 18 – Әсер етуші күштер



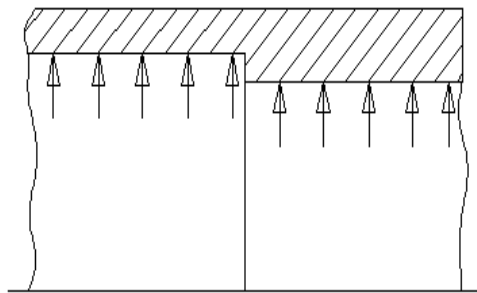
Сурет 19 – Цилиндр қабырғасына түсетін қысым графигі



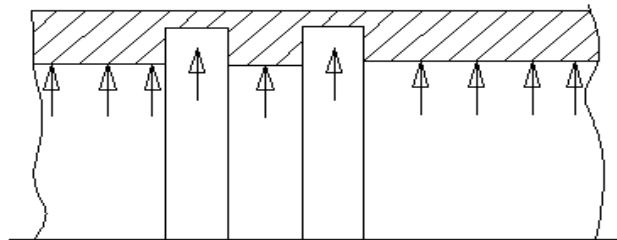
Сурет 20 – Тұрқының жанасқан жеріне түсетін күш



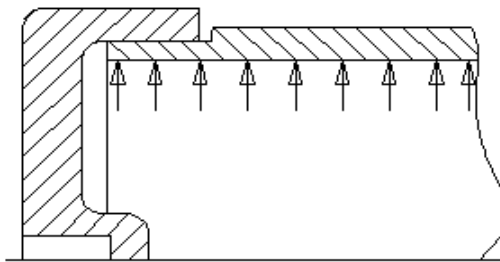
Сурет 21 - Тұрқының жанасқан жеріне түсетін күш



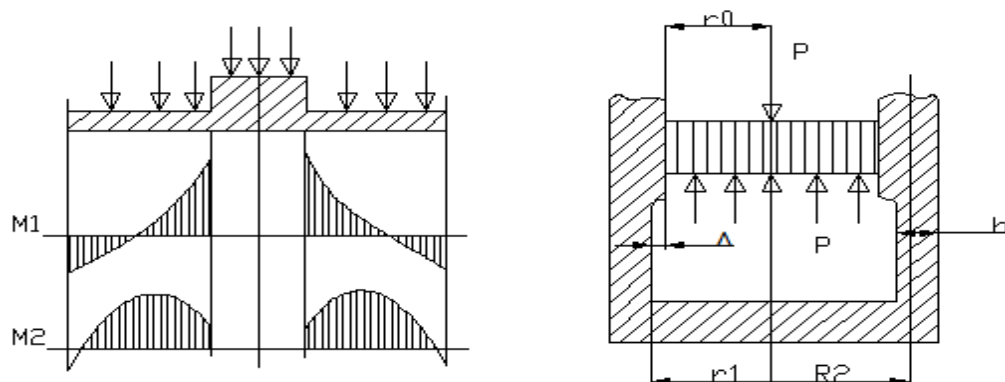
Сурет 22 - Тұрқының жанасқан жеріне түсетін күш



Сурет 23 - Тұрқының жанасқан жеріне түсетін күш



Сурет 24 - Тұрқының жанасқан жеріне түсетін күш



Сурет 25 – Қақпаққа түсетін күш

(26) және (27) формулалары бойынша анықталатын максималды кернеулердің мәндерінің арасындағы айырманы σ шамасымен (%-бен) сипаттауға болады:

$$\Delta\sigma = 100(\sigma_{\max T} - \sigma_{\max O}) / \sigma_{\max O}, \quad (28)$$

мұнда $\sigma_{\max T}$ – жуан қабырғалы құбырлар үшін (23) формула бойынша анықталатын максималды кернеулер;

$\sigma_{\max O}$ – цилиндр қабықтардың сәтсіз теориясы бойынша (23) формула бойынша анықталатын максималды кернеулер. Сонда

$$\Delta\sigma = (h/R)100 \quad (29)$$

17 суретінде шаманың R/h тәуелділігі келтірілген.

Кернеулерді (28) және (29) формулалар бойынша анықтаған кезде айырма 6 бастап 20 % дейін құрауы мүмкін, әрі (30) формула бойынша есептеу максималды кернеулердің төмендетілген және, демек, біршама жоғарылатылған қор коэффициентін береді:

$$N_T = \sigma_T / \sigma_{\max}. \quad (30)$$

Гидроцилиндрлерді шекті жағдай бойынша есептеуден алынған қор коэффициенттерін салыстыру үшін, жуан қабырғалы құбырларға және цилиндр қабықтарға арналған формулалар қолданыла алады.

Барлық нүктелердегі эквивалентті кернеулер ағымдылық шегіне жеткен кезде, құбырдағы шекті қысымды анықтайтын формула созымдылық теориясынан белгілі [18]:

$$p_T = (2/\sqrt{3}) \sigma_T 1n D/d. \quad (31)$$

Егер $D/d=(2R+h)/(2R-h)=(1+h/2R)$ екендігін ескерсе, онда $1n D/d=1n(1+x)/(1-x)$ болады, мұнда $x=h/(2R)$. $1n(1+x)/(1-x)$ x бойынша қатарға қоя және қатардың екі мүшесін ұстап тұра отырып, $1n(1+x)/(1-x)=2(x+x^3/3)=2x(1+x^2/3)$ аламыз. Гидроцилиндрлер үшін $x^2/3$ шамасын ескермеуге болады; сонда $1n D/d=2x=h/R$. Нәтижесінде

$$p_T=(2/\sqrt{3}) \sigma_T h/R \text{ аламыз} \quad (32)$$

Кернеулер бірқалыпты бөлінген және барлық нүктелерде σ_T тең болады деп есептелетіндіктен, цилиндр қабықтардың сәтсіз теориясына сәйкес, шекті жағдай қабықтағы максималды кернеулер ағымдылықтың шегіне жеткен кезде болады. Сондықтан, $\sigma_{\max}=\sigma_T$ кезінде шекті қысымды (9) формуладан анықтауға болады:

$$P_T=\sigma_T h/R. \quad (33)$$

(28) және (29) формулаларды салыстыру, гидроцилиндрлерді жуан қабырғалы құбырлар ретінде көрсете отырып, шекті қысымның оларды цилиндр қабықпен модельдеумен алынған дәл сол мәннен 16 %-ға асып түсетін мәнін алуға болатындығын көрсетіп отыр. Шекті жағдай бойынша есептеу, жіңішке қабырғалы құбырларға арналған формулаларды пайдаланған кезде, $n_T=p_T/p_{\max}$ қор коэффициентінің жоғарылатылған мәндерін береді.

Баяндалғанның бәрінен, цилиндр қабырғалары бар гидроцилиндрлерді модельдеудің және сәтсіз теорияны пайдалана отырып есептеулердің ақылға қонымды екендігі туралы қорытынды жасауға болады. Гидроцилиндрлерді тензометриялық зерттеулер де, өлшенген кернеулердің сәтсіз теорияның (11) формуласы бойынша алынған мәндермен жақсы үйлесетіндігін көрсетіп отыр. Гидрокөтергіштің ұтымды конструкцияларын жасау үшін, қор коэффициентінің жол берілетін мәндерін білген маңызды. Дұрыс таңдап алынған беріктік қоры, жұмыстағы айтарлықтай сенімділік кезінде, гидроцилиндрдің минималды салмағын қамтамасыз етуге мүмкіндік береді. Беріктік қорын тәжірибелік мәліметтердің және конструкцияның пайдалану кезіндегі жүріс-тұрысын, әрекетін бақылаулардың негізінде белгілейді.

3 кестеде жаппай шығарылатын самосвалдардың гидроцилиндрлері үшін n_T есептік мәндері келтірілген.

Есептеулер гидроцилиндрлердің гильзалардың және корпусстардың сыртқы D және ішкі d диаметрлерінің жол берілулерінің ең нашар үйлесімі кезінде жүргізілді. Номиналды өлшемдер бойынша есептеген кезде, қор коэффициенттері шамамен 5%-ға көбейеді.

Барлық гидроцилиндрлердің материалы – 30 болат. Бұл болат $\sigma_T=300$ Мпа ағымдылық шегіне ие.

Гидрожүйедегі жұмыс сұйықтығының $p_{ном}$ номиналды қысымы кезінде гидроцилиндрдің n_T беріктік қорын, осы қысым кезінде (11), (12) формулаларды пайдалана отырып, ең жүктелген гильзаның беріктік қоры бойынша анықтайды. Самосвалдың гидрожүйесіндегі номиналды қысым номиналды жүктемемен платформаны көтерген кездегі ең көп қысым ретінде анықталады. Платформаның номиналды жүктемесі самосвалдың паспорттық жүк көтергіштігіне сәйкес келеді. Жалпы көтерілетін салмақ – жүк көтергіштіктің және платформаның өзінің салмағының қосындысы. Жүкті шартты түрде сусымайтын (кузовта қатаң бекітілген) етіп қабылдайды. Жүгі бар платформаның ауырлық орталығын кузовтың ішкі көлемінің геометриялық орталығымен сәйкес келетін етіп қабылдайды.

Сақтандырғыш клапанды, самосвалдың гидрожүйесін реттеумен шектелген p_{max} қысым кезінде, гидроцилиндрдің беріктік қоры, мұны сақтандырғыш клапанның іске қосылуының басталу қысымы кезінде (11), (12) формулалар бойынша анықтайтын, ең көп жүктелген гильзаның беріктік қорымен анықталады. Сақтандырғыш клапанды реттеу, самосвалдың гидрожүйесінде қолданылған негізгі гидротораптардың (май сорабы, таратқыш және т.б.) параметрлеріне байланысты болады.

Гидроцилиндр P_{max} аспайтын қысым кезінде бір жарым есе асыра толтырылған кузовтың көтерілуін қамтамасыз етуге тиіс. Есептеулер кезінде кузовтың және жүктің ауырлық орталығының қалпын, бірінші жағдайдағы секілді, өзгеріссіз (жүк шартты түрде бекітілген) деп есептейді. Самосвалдарды пайдалану тәжірибесі көрсетіп отырғандай, p_{max} –тың $p_{ном}$ – ден жеткіліксіз асып түсуі көп жағдайда, кузовтың асыра толтырылуына немесе жүктің ауырлық орталығының ығысуына орай, қондырғының іске қосылмауына алып келеді. Дәл сол кезде, реттелетін қысымды арттыру самосвалдың барлық агрегаттарына асқын күш түсуіне және олардың жылдам тозуына алып келеді.

Сериялы шығарылатын және тәжірибелік гидроцилиндрлер бойынша мәліметтерді талдау ЗИЛ-ММЗ-554М автомобиль-самосвалының гидроцилиндрінің беріктігінің есептік қорларын, жаңадан жасалатын конструкциялардың гидроцилиндрінің беріктігінің есептік қорлары осыларға сәйкес келуге тиіс мәндер ретінде ұсынуға мүмкіндік береді.

Самосвалдардың гидроцилиндрлерінің беріктігінің ұсынылатын есептік қорлары төменде келтірілген:

Гильзалар	Корпустар
Номиналды қысым кезінде 2,7-3	3 аса
Максималды қысым кезінде 1,8-2	2 аса

Максималды қысым кезінде гильзалар үшін n_T мәнін тандау сақтандырғыш клапанның іске қосылуының дәлдігіне, анықтығына байланысты болады. n_T аз мәндері клапанның іске қосылуының басталуының максималды қысымының азырақ шашырауларына сәйкес келеді. Максималды қысым кезінде

гидроцилиндрлердің ұсынылатын n_T мәндері, жүкті көтеру сәтіндегі рамаүстіліктердің және платформалардың элементтерін есептеген кезде қабылданған беріктік қорларына қарағанда, біршама жоғарырақ ($n_T=1,3-1,6$).

Гильзалардың n_T мәндерімен салыстырғанда, корпустар үшін n_T мәндерінің артуы, корпустың бұратын платформалармен және түшпен қосылған жерлерде айтарлықтай беріктікке және қатқылдыққа ие болуға тиіс екендігімен түсіндіріледі. Автомобиль қозғалған кезде, корпус сондай-ақ соққылы жүктемелерге ұшырауы мүмкін. Сондықтан, ол ішіне майысқан жерлердің пайда болуына тиімді қарсы тұруға тиіс.

Гидроцилиндрлерді цилиндр қабықтардың сәтсіз теориясы бойынша есептеу, оның қарапайымдығына бола, кең таралған.

Алайда, есептеу схемасында гидроцилиндрлерді сәтсіз қабықтармен модельдеген кезде, гидроцилиндрдің қабырғасының қалыңдығы өзгерген жерлерде, жону аймақтарында, корпус қақпақпен байланысқан аймақта және, ақыр соңында, жүктемелерді келтіру аймақтарында байқалатын шеттік әсерлердің ықпал етуі ескерілмейді.

Әдетте, шеттік әсерлердің кернеулеріне «енжар» рөл бөлінеді. Пластикалық деформациялардың қайта бөлінуі жүретіндіктен, кернеу градиенттері азаятындықтан, тіптен үлкен жергілікті кернеулер болған кезде де, пластикалық материалдың бұзылуы болмайды және қабықтың шекті жағдайы - бұл сәтсіз күй деп есептеу қабылданған.

17 суретте меридионалды кернеулердің шеттік әсер (корпустың қақпақпен қосылу) аймағында қалыңдық бойынша және құраушы бойынша таралуы көрсетілген. Бұл жағдайда максималды кернеулер сәтсіз теория бойынша есептелген кернеулерден бірнеше есе артып түсуі мүмкін. Қысым көбейген кезде, шеттік әсер аймағында кернеулер ағымдылық шегіне жетеді және қимада пластикалық топса айтарлықтай жылдам (қабырғаның шамалы қалыңдығына орай) пайда болады, яғни, бұл қимада радиалды сәт көбеймейді. Қысымның одан әрі артуы пластикалық деформацияның цилиндрді құраушының ұзындығы бойынша таралуына алып келеді. Сынақтар көрсетіп отырғандай, шекті күйде, пластикалық деформация бүкіл цилиндрді қамтығанда, цилиндр бөшке тәріздес пішін қабылдайды. Көріп отырғанымыздай, цилиндрдің шекті күйге өту процесі айтарлықтай күрделі және, пластикалық деформациялар бастапқыда меридионалды бағытта (цилиндрді құраушы бойынша) пайда болатындықтан, осы күйде сәтсіз теорияның формулалары бойынша есептеу жуықтап алынған болып табылады, (11) формула бойынша шекті күйдің кернеулерін тек шеңберлік бағытта анықтауға болады. Нәтижесінде, сәтсіз теория бойынша есептеудің жуықтап алынғандығы қор коэффициентінің мәніне әсерін тигізеді, оны айтарлықтай дәрекі таңдап алады.

Кернеулер жүйенің сенімділігін әрқашан анықтай бермейді. Мәселені түпкілікті шешу үшін, жүйенің эксплуатациялық параметрлердің номиналды

мәндерден елеулі ауытқулары бар болғанда өзін қалай ұстайтындығын білу керек. Гидроцилиндрлер үшін, цилиндрлердің жұмысына кедергі келтіретін қалдық деформациялардың мәні лимиттеуші фактор болып шығуы мүмкін. Гидроцилиндрдегі осының кезінде қалдық деформациялар берілген мәннен аспайтын максималды қысымды анықтаған дұрыс болар еді. Бұл жағдайда гидроцилиндрлерді, шеттік әсерлерді ескере отырып, цилиндр қабықтар ретінде қарастыру қажет.

17 суретте осылардың әртүрлі конструктивтік ерекшеліктері оның кернеулік күйіне әсер ететін, гидроцилиндрдің элементтерінің схемалары көрсетілген, сондықтан ол шеттік әсерлерді ескере отырып бағалануға тиіс. Егер түптің ортаңғы бөлігін шеттері қысылған сақиналы пластина деп елестетсек, онда бұл жерде радиалды сәттер пайда болады, олардың таралу эпюрасы көрсетілген. Пластинаның ортаңғы қималарында радиалды сәттер M_1 нөлге тең, оның орнына, осы қималардың бұрылу бұрышы ең көп. Сондықтан, шеңберлік сәт M_2 максималды мәндеріне жетеді, бұл экспериментпен расталып та отыр. Гидроцилиндрдің сынақтары самосвалдан тысқары жүргізілгендіктен, экспериментте гидроцилиндр көтеру күшімен жүктелген жоқ.

Есептеуді корпустың және қақпақтың өзара әрекеттесуін ескере отырып, дәлірек жүргізу керек.

Гидроцилиндрді есептеу кезеңдерінің бірі оның геометриялық параметрлерін таңдау болып табылады. Сәтсіз теория бойынша есептеуден, гильзаның диаметрін және қабырғаларының h қалыңдығын анықтаймыз. Цилиндрдің бір гильзасының екінші гильзаға қатысты ілгерілеуінің басталуына сәйкес келетін өте қарапайым схеманы қарастырайық. Күшті есептеуден гидроцилиндр дамытатын белгілі P күші цилиндрдегі p қысыммен және қозғалмайтын гильзаның ішкі саңылауының $F_0 = \pi r_0^2$ ауданымен анықталады:

$$P = pF_0. \quad (34)$$

Осыдан қозғалмайтын гильзаның қажетті ішкі радиусын анықтауға болады:

$$r_1 = r_0 + \Delta = \sqrt{P/(\pi p)} + \Delta. \quad (35)$$

Ең жүктелген ретінде, қозғалмайтын гильзада пайда болатын максималды кернеулер жол берілетін мәндерден аспауға тиіс:

$$\sigma_{\max} = pR/h \leq [\sigma] = \sigma_T/n_T. \quad (36)$$

Шекті жағдай үшін ($\sigma_{\max} = [\sigma]$) мына теңдікті жазуға болады

$$h/R = p / [\sigma] = \alpha_0 \quad (37)$$

Егер $r_1 = R - h/2 = R(1 - 0,5h/R)$ және $R = r_1 / (1 - 0,5\alpha_0)$ екендігін ескерсе, онда өрнектен, белгілі ішкі радиус r_1 кезінде, гильзаның қабырғасының қажетті қалыңдығын анықтауға болады:

$$h = r_1 \alpha_0 / (1 - 0,5\alpha_0). \quad (38)$$

Осылайша, гильзалардың өлшемдерін таңдаудың реттілігі келесідей. Плуножер осыған қатысты ілгерілеген кезде, максималды қысым пайда болатын i -ші гильзаның (әдетте, бұл соңғының алдындағы гильза) өлшемдерін анықтаудан бастау керек. i -ші гильзаның r_{1i} ішкі радиусы (35) формула бойынша анықталады, мұнда P - $(i+1)$ -ші плунжер ілгерілеген сәтте гидроцилиндр дамытуға тиіс күш, ал $p = p_{\max}$ - гидроцилиндрдегі максималды жол берілетін қысым. i -ші гильзаның қабырғасының қалыңдығы h_i формула бойынша анықталады (37). Осы үшін i -ші гильза плунжер болып табылатын, алдындағы $(i-1)$ -ші гильзаның ішкі радиусы:

$$r_{1(i-1)} = r_{0(i-1)} + \Delta \quad (39)$$

мұнда $r_{0(i-1)} = r_{1(i)} + h_i = r_{1(i)}(1 + 0,5\alpha_0) / (1 - 0,5\alpha_0)$ - $(i-1)$ -ші гильзаның ішкі саңылауының радиусы немесе i -ші плунжердің радиусы.

Белгілі $r_{1(i-1)}$ кезінде, h_i -1 қалыңдықты (38) формула бойынша табады.

Осылайша, соңғы плунжерді қоспағанда, барлық гильзалардың және корпусның өлшемдері анықтала алады. Корпусның қабырғасының қалыңдығын (39) формула бойынша анықтай отырып, корпус үшін басқа қор коэффициенттері, ал демек басқа жол берілетін кернеулер қабылданатындығын ескере отырып, α_0 мәнінің бұл жағдайда гильзалар үшін есептелген мәндерден өзгешеленетін болатындығын ескеру қажет. Онда қысым әрекет етпейтіндіктен, ал оның сыртқы диаметрі соңғының алдындағы гильзаның ішкі саңылауының диаметрімен анықталатындықтан, соңғы плунжердің қабырғасының қалыңдығын басқа аңғарымдардан таңдап алады.

Гильзалардың өлшемдерін жоғарыда келтірілген әдістеме бойынша таңдай отырып, беріктігі тең гильзалар алуға болады. Алайда, гидроцилиндрлерді жобалаған кезде, плунжерлердің диаметрлерінің ($d_0 = 2r_0$) өлшемдердің стандартты қатарын қанағаттандыруға тиіс екендігін есте сақтау керек. Бұл үшін гильзалардың қабырғаларының қалыңдықтарының есептік мәндерін түзетуге тура келеді.

ЗИЛ 4331 автомобилінің негізіндегі үш жақты түсірілетін автомобиль-самосвал үшін жобаланған, бес плунжерден тұратын гидроцилиндрдің корпусының және гильзасының өлшемін таңдап алу керек.

Цилиндрде платформаның номиналды толтырылуы кезінде әрекет ететін есептік максималды қысым, $P_{\max} \leq 10\text{МПа}$. Максималды қысым соңғы плунжер ілгерілеген сәтте пайда болады. Бұл кезде гидроцилиндр $P=12\text{ Кн}$ күш дамытуға тиіс.

$\delta_T=300\text{МПа}$; $\Delta=3\text{ мм}$ қабылдаймыз. Сонда гильза үшін $n_T=2,8$ және $(\delta)=300/2,8=107\text{МПа}$; корпус үшін $n_T=3$ және $(\delta)=300/3=100\text{МПа}$.

Есептеулерді анықтауды (39) формула бойынша, төртінші гильзадан бастаймыз:

$$r_{1(4)} = r_{0(4)} + \Delta = \sqrt{12 \times 10^3 / (3.14 \times 10^7)} + 3 \times 10^{-3} = 23\text{мм}$$

Төртінші гильзаның саңылауының ішкі диаметрі және бесінші плунжердің диаметрі $d_{0(4)} = 2r_{0(4)} = 40\text{мм}$. Төртінші гильзаның ішкі диаметрі

$$d_{1(4)} = 2r_{1(4)} = 2 \times 23 = 46\text{мм}.$$

$\alpha_0 = 10/107 = 0,0935$ кезінде төртінші гильзаның қабырғасының қалыңдығы

$$h_4 = 23 \times 0.0935 / (1 - 0.5 \times 0.0935) = 2,2\text{мм};$$

$$r_{1(3)} = r_{0(3)} + \Delta ; r_{0(3)} = r_{1(3)} + h_4 = 23 + 2,2 = 25,4\text{мм}.$$

$d_{0(3)} = 58\text{ мм}$ мәні стандартты қатарды қанағаттандырмайды. Сондықтан төртінші гильзаның қалыңдығын азайту керек. $h_4 = 2\text{мм}$ қабылдаймыз; сонда $r_{0(3)} = 23 + 2 = 25\text{мм}$ және $r_{1(3)} = 25 + 3 = 28\text{ мм}$. $d_{0(3)} = 50\text{мм}$. $d_{1(3)} = 56\text{ мм}$ деп қабылдаймыз.

Сонда

$$h_3 = 28 \times 0.0935 / (1 - 0.5 \times 0.0935) = 2.8\text{мм}.$$

$$r_{1(2)} = r_{0(2)} + \Delta ; r_{0(2)} = r_{1(2)} + h_3 = 28 + 2.8 = 30.8\text{мм}.$$

$d_{0(2)}$ мәні стандартты қатарды қанағаттандыруы үшін, екінші гильзаның қалыңдығын көбейтеміз және $h_{(3)} = 4,5\text{ мм}$ қабылдаймыз, сонда $r_{0(2)} = 28 + 4.5 = 32.5\text{ мм}$ және $r_{1(2)} = 32.5 + 3 = 35.5\text{ мм}$. $d_{0(2)} = 65\text{ мм}$. $d_{1(1)} = 71\text{ мм}$ қабылдаймыз. Қабырғаның қалыңдығының 1.7 мм артуы беріктік қорының қажетсіз, төтенше артуына және жоғары металл сыйымдылыққа алып келеді, бұл эксплуатациялық сипаттамаларға тікелей әсерін тигізеді. Сондай-ақ, металл сыйымдылықтың артуына орай, гидроцилиндрдің және бүкіл конструкцияның өзіндік құны көбейеді. Бірақ, стандартты қатарды қанағаттандырмайтын штокты пайдалану бұйымның стандартталуының төмендеуіне алып келеді, бұл осы жағдайда, конструкцияның қымбаттауынан асып түсетін бірқатар теріс факторға алып келеді. 1мм дерлік,

40%-ға дерлік азайту қажет болатындықтан, бұл қауіпті және жол берілмейтін болып табылатындықтан, қабырғаның қалыңдығын стандартты қатарға дейін азайту мүмкін емес. Дәл сондықтан, гильзаның қабырғасын көбейтуге шешім қабылданды:

$$h_2 = 35.5 \times 0.0935 / (1 - 0.5 \times 0.0935) = 3.5 \text{ мм. } r_{1(1)} = r_{0(1)} + \Delta ;$$

$$r_{0(1)} = r_{1(1)} + h_1 = 35.5 + 3.5 = 39 \text{ мм.}$$

$d_{0(1)} = 78$ мм мәні стандартты қатарды қанағаттандырмайды. Сондықтан, бірінші гильзаның қалыңдығын көбейту керек. $h_2 = 4.5$ қабылдаймыз; сонда $r_{0(1)} = 35.5 + 4.5 = 40$ мм және $r_{1(1)} = 40 + 3 = 43$ мм. $d_{0(1)} = 80$ мм. $d_{1(1)} = 86$ мм қабылдаймыз.

$$h_1 = 43 \times 0.0935 / (1 - 0.5 \times 0.0935) = 4.2 \text{ мм.}$$

$$r_1 = r_0 + \Delta ; \quad r_0 = r_1 + h_2 = 43 + 4.5 = 47.5 \text{ мм.}$$

$$d_0 \text{ мәні} = 95 \text{ мм және } r_1 = 47.5 + 3 = 50.5 \text{ мм, } d_1 = 101 \text{ мм.}$$

$$h = 50.5 \times 0.1 / (1 - 0.5 \times 0.1) = 5.3 \text{ мм.}$$

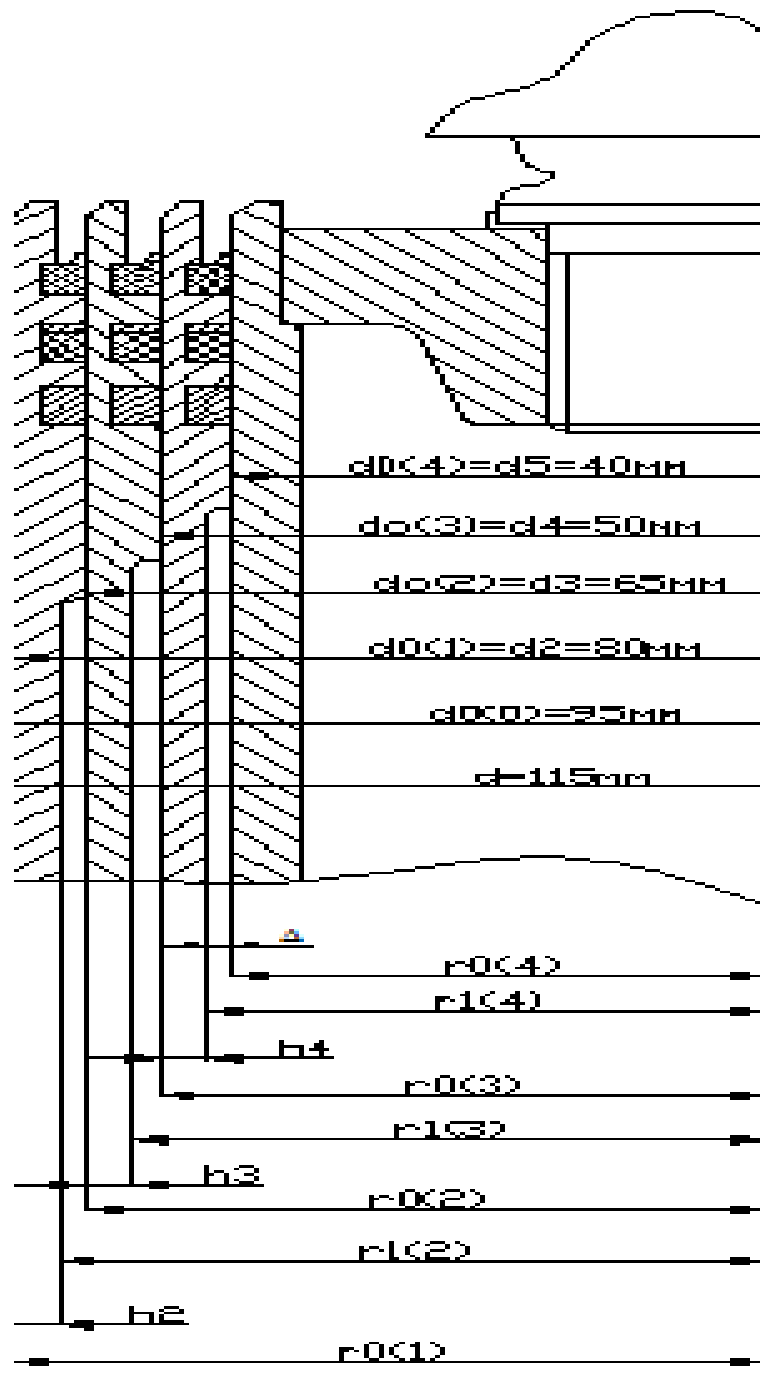
$r_1 + h = 55.8 \cdot d = 55,8 \times 2 = 111.6$ мм, бұл стандартты қатарды қанағаттандырмайды. $h = 7$ мм қабылдаймыз, сонда $50,5 + 7 = 57,5$ мм. Корпустың сыртқы қалыңдығы $57,5 \cdot 2 = 115$ мм. $d = 115$ мм.

Жүргізілген есептеу бойынша, гидроцилиндрдің схемасын құрастырамыз. Плунжерлердің диаметрлерін таңдаған кезде стандартты қатарды сақтау қажеттігі беріктігі тең гильзалары бар гидроцилиндрлер жасауға мүмкіндік бермейді. Соңғының алдындағы гильзада (үшінші) қабырғаның қалыңдығын көбейтуге, ал бірінші және екінші гильзада – азайтуға тура келеді, бұл осы гильзалардың қор коэффициентінің азаюына алып келеді. Гильзалардың тең беріктігінің шарты $\alpha_0 = h/R = p/[\sigma] = \text{const}$.

Енді гидроцилиндрдің материал сыйымдылығы осыларға байланысты болатын факторларды қарастырып шығайық. Түбі және гильзасы жоқ корпусты көлденең қимасының аудандары әртүрлі екі l_1 және l_2 учаскеден тұратын етіп елестетуге болады. Бұл аудандар гильзалардың және корпустың материал сыйымдылығын сипаттайды. Ішкі радиусы r_1 болатын бірінші учаскенің көлденең қимасының ауданын F_1 арқылы белгілейміз, ал ішкі радиусы r_0 екінші учаскенің осыған ұқсас ауданын - F_2 арқылы белгілейміз (26 - сурет).

$R = r_1 / (1 - 0,5\alpha_0)$ екендігін және (37) формуланы ескере отырып, $F_1 = 2\pi R h$ ауданы:

$$F_1 = 2\pi r_1^2 \alpha_0 / (1 - 0,5 \alpha_0)^2. \quad (40)$$



Сурет 26 – Гидроцилиндрдің схемасы

Гидроцилиндрлер үшін $(0,5\alpha_0)^2$ шамасын ескермеуге болады; сонда

$$F_1 = 2\pi r_l^2 \alpha_0 / (1 - \alpha_0). \quad (41)$$

Белгілі бір P күшін дамытуға тиіс гидроцилиндрдің материал сыйымдылығына (белгілі бір жол берілетін $[\sigma]$ кернеумен белгіленген материалдан жасалған) әсер ететін факторларды талдап шығу үшін, F_1 осы шамалар арқылы көрсетеміз. (13) формуланы пайдалана отырып, $r_1^2 = r_0^2 / (1 + \Delta/r_0)^2$ аламыз. $(\Delta/r_0)^2$ шамасын ескермеуге болады; сонда $r_1^2 = r_0^2 (1 + 2\Delta/r_0)$. $P = pF_0$ формуласынан $\pi r_0^2 = P/p = P/[\sigma] / p[\sigma] = P/([\sigma]\alpha_0)$ және $r_0 = \sqrt{P/(\pi\alpha_0[\sigma])}$ аламыз. r_0 ескере отырып, r_1^2 (16) формулаға қойып, мынаны аламыз:

$$F_1 = (2P/([\sigma]) (1 + 2\Delta \sqrt{\pi\alpha} \sqrt{[\sigma]/P}) / (1 - \alpha_0)). \quad (42)$$

Бұл өрнекті келесі түрде жазуға болады:

$$F_1 = 2(F + 2\Delta \sqrt{\pi\alpha_0 F}) / (1 - \alpha_0), \quad (43)$$

мұнда $F = P/[\sigma]$ – осында P әрекет еткен кезде $[\sigma]$ кернеулер пайда болатын дінгектің ауданы. F_2 ауданды келесі өрнектен аламыз:

$$F_2 = F_1 + (\pi r_1^2 - \pi r_0^2) \quad (44)$$

Ол бұрынырақта алынған өрнектерді пайдалана отырып, мына түрге түрлендіріледі:

$$F_2 = F_1 + 2\Delta \sqrt{\pi F / \alpha_0}. \quad (45)$$

Гильзаның (корпустың) салмағы формула бойынша анықталады

$$m = (F_1 l_1 + F_2 l_2) \rho. \quad (46)$$

Учаскелердің l_1 және l_2 ұзындығын гильзаның немесе корпустың бүкіл ұзындығы арқылы көрсетуге болады: $l_1 = R_1 l$; $l_2 = R_2 l$ (нақты конструкциялар үшін $R_1 = 0,8-0,9$ және $R_2 = 0,1-0,2$; $R_1 + R_2 = 1$). Сонда гильзаның (корпустың) салмағы былайша анықталады:

$$m = F^* \cdot l \rho, \quad (47)$$

мұндағы, F^* - гильзаның (корпустың) көлденең қимасының олардың металл сыйымдылығын сипаттайтын келтірілген ауданы:

$$F^* = F_1 R_1 + F_2 R_2. \quad (48)$$

(46) және (47) формулаларды ескере отырып, (48) өрнекті талдау, егер гидроцилиндрді оңтайлы орналастыра отырып, P азайтса, немесе сапасы жоғары материалды қолдана отырып, $[\sigma]$ көбейтсе, гидроцилиндрдің материал сыйымдылығын азайтуға болатындығын көрсетіп отыр. Осының барлығы F азаюына, ал демек, F_1 , F_2 және F^* азаюына алып келеді. Берілген P және $[\sigma]$ кезінде, гидроцилиндрлердің материал сыйымдылығы Δ және α_0 байланысты болады; материал сыйымдылығын азайту үшін, саңылауды Δ азайту қажет. Материал сыйымдылығының α_0 немесе қысымға тәуелділігі күрделірек. α_0 немесе p артуымен, F_1 аудан өседі, ал енді (18) өрнектегі екінші қосынды күрт азаяды.

Дамытылатын күштің үш: $P_1=20$ кН; $P_2=50$ кН және $P_3=80$ кН мәні үшін, α_0 немесе p –дан F_1 , F_2 және F^* өзгеруін қарастырайық. Бұл кезде $\sigma_T=300$ МПа; $n_T = 3$; $[\sigma] = 100$ МПа; $\Delta=3$ мм; $R_1 = 0,9$; $R_2 = 0,1$ деп қабылдаймыз.

27 суретте әртүрлі P кезінде F_1 , F_2 және F^* -тың α_0 байланысты өзгеру графиктері көрсетілген. α_0 өзгеру диапазоны осы шаманың қолданылатын гидроцилиндрлер үшін нақты өзгеруіне сәйкес келеді. Бұл жағдайда, мысалға, $\alpha_0 = 0,1$ болған кезде, $p = 10$ МПа.

Жүргізілген талдау, жол берілетін кернеуі берілген осы материал үшін, мұның кезінде гидроцилиндрдің материал сыйымдылығы минималды болатын максималды қысымның оңтайлы мәні бар екендігін көрсетіп отыр. Максималды қысымды көтерумен, тек сапасы жоғарырақ материалдарды қолданған жағдайда ғана гидроцилиндрдің материал сыйымдылығының елеулі азаюына қол жеткізуге болады.

3.8 Төңкеретін механизмнің май сорабының берілісін анықтау

Бұл үшін бастапқы мәліметтер болып, гидрокөтергіштің көтерілген кузовтың максималды еңкею бұрышына сәйкес келетін ең көп жұмыс көлемі және оны көтерудің белгіленген уақыты табылады. Есептеуді жеңілдету үшін, сораптың бірқалыпты (біліктің айналуының тұрақты жиілігімен) жұмыс істеу жағдайы қабылданады.

Гидрокөтергіштің максималды жұмыс көлемі:

$$V_{\max} = \sum_{i=1}^z A_i S_i, \quad (49)$$

мұнда z – гидрокөтергіштің буындарының саны;

A_i – i -ші цилиндрдің жұмыс ауданы, m^2 ;

S_i – i -ші цилиндрдің жұмыс жүрісі, м.

Сораптың теориялық көлемдік берілісі

$$Q_T = V_{\max} / (\eta_H t), \quad (50)$$

мұнда η_H – май сорабының көлемдік ПӘК (тісті доңғалақты сораптар үшін $\eta_H = 0,9$);

t – кузовты көтерудің ұзақтығы (әдетте 15-20 с қабылданады).

Май сорабы тұтынатын қуат:

$$P = Q_T p / \eta_M \quad (51)$$

мұнда p – май сорабынан шыққан кездегі майдың қысымы, КПа;

η_M – қуат алу қорабының және май сорабының механикалық ПӘК.

$Z = 5$; $R_1 = 0.023$ М, $R_2 = 0.03$ М, $R_3 = 0.038$ М, $R_4 = 0.04$ М, $R_5 = 0.048$ М.

$S_1 = 0.228$ М, $S_2 = 0.221$ М, $S_3 = 0.212$ М, $S_4 = 0.2$ М $S_5 = 0.194$ М.

$$A_1 = \pi R_1^2; A_1 = 3.14 \times 0.023^2 = 0,00166106 \text{ М}^2$$

$$A_2 = \pi R_2^2; A_2 = 3.14 \times 0.03^2 = 0,002826 \text{ М}^2$$

$$A_3 = \pi R_3^2; A_3 = 3.14 \times 0.038^2 = 0,00453416 \text{ М}^2$$

$$A_4 = \pi R_4^2; A_4 = 3.14 \times 0.04^2 = 0,005024 \text{ М}^2$$

$$A_5 = \pi R_5^2; A_5 = 3.14 \times 0.048^2 = 0,00723456 \text{ М}^2$$

$$V_1 = A_1 \times S_1 = 0.00166106 \times 0.228 = 0.000378721 \text{ М}^3$$

$$V_{\max} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 = 0.000378721 + 0.000624546 + 0.000961541 + 0.0010048 + 0.001403504 = 0,004373112 \text{ М}^3/\text{с}$$

$$Q_T = 0,004373112 / (0,9 \times 15) = 0,000323934 \text{ М}^3/\text{с}$$

$$Q_T = 0,000323934 \times 1000000 = 323.934 \text{ см}^3/\text{с}$$

Негізгі $Q_T = 0,000323934 \text{ М}^3/\text{с}$ және $P = 5,76$ кВт сипаттамаларды негізге ала отырып, стандартты қатардан гидросорапты таңдап алуға болады. Жоғары қысымды тісті доңғалақты гидросораптардың бүкіл стандартты қатарын талдап шығып, ең жарамдысын таңдап аламыз. Осындай сорап болып, жұмыс сұйықтығын тракторлардың, ауылшаруашылық машиналарының және жол машиналарының жұмыс органдарының гидрожетектер жүйесіне айдауға арналған НШ10-3 гидросорабы табылады.

Кесте 4 – НШ10-3 негізгі көрсеткіштері

Өнімділігі	400 см ³ /с
Номиналды жұмыс көлемі, см ³	10
Шығыстағы қысым, МПа: номиналды максималды	16 20
Кірістегі қысым, МПа : Максималды Минималды	0,15 0,08
Айналу жиілігі, с ⁻¹ : Номиналды Минималды Максималды	40 16 50
Беріліс коэффициенті, кем дегенде	0.92
ПӘК, кем дегенде	0.82
Номиналды қуат, кВт, не көп емес	7.5
Салмағы, кг	2,48

3.9 Гидрожүйенің май багының сыйымдылығын анықтау

Гидрожүйенің май багының қажетті сыйымдылығы

$$V_6 = 1,5(V_{\max} + V_T) \quad (52)$$

$$V_6 = 1.5(0,004373112 + 0,0035) = 0,012 \text{ M}^3$$

$$0.012 \text{ M}^3 = 12 \text{ литр.}$$

Гидрожүйенің қалыпты жұмыс істеуі үшін, бакта кем дегенде 12 литр жұмыс сұйықтығы болуы қажет. Демек, бакты жобалаған кезде, сұйықтықтың деңгейінің 12 л минималды белгісіне ие болу керек, сонда максималды деңгей $12 \cdot 1.3 = 15.6$ л. Бак қажетті герметикалықты қамтамасыз етуге, сондай-ақ автомобильдің кузовының кез келген жол берілетін еңістері, еңкеюлері кезінде ағып кетуге жол бермеуге, май багында орнатылған тазарту жүйесі 17216-71МЕМСТ бойынша жұмыс сұйықтығының 15 квалитеті тазалығын қамтамасыз етуге тиіс.

Жұмыс сұйықтығын алмастыру және оның деңгейін тексеру үшін, бактың жақсы қол жетімділігін қамтамасыз етіп, автомобиль-самосвалдың құрастырылуы май багын самосвалдың платформ платформасы мен кабинасының арасында орналастыруға жағдай жасады. Сондай-ақ, оның орналастырылуы НШ үстінен жақсы биіктік деңгейін қамтамасыз етеді.

ҚОРЫТЫНДЫ

Бұл дипломдық жұмыста самосвал шанағының алдын-ала көтеру қондырғысы бар аудару механизмі жобаланып, оны құрастыру үшін ең үздік құрылымға ие шетелдік және отандық көліктердің баламалары талданды.

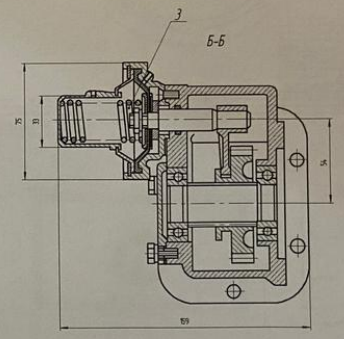
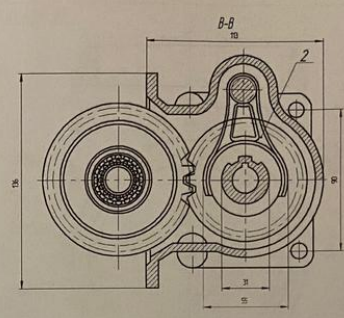
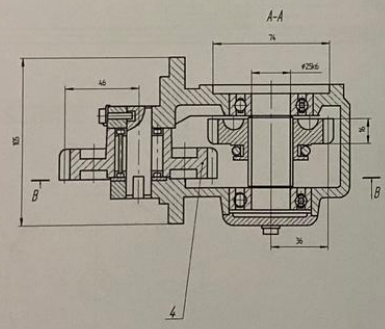
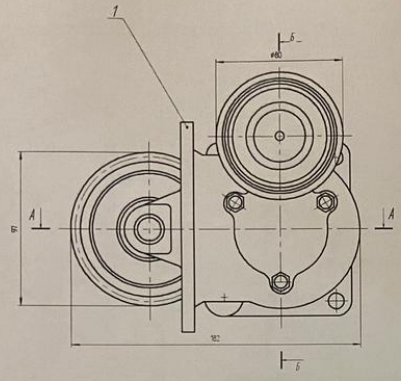
Таңдап алынып отырған аудару механизмінің анализін және есептеуін жүргізе отырып, гидроцилиндрмен қорытындыласақ болады. Дипломдық жұмыста таңдалынып алып отырған автомобиль-самосвалдың қарапайым аудару механизмі бар самосвалдардан ерекшелігі алдын-ала көтеру механизмінің барлығы болып, тіпті басқа автомобильдерден артықшылығы бар ретінде қарастырылды. Бұл самосвал дәл осы құрылымға ие бола отырып жоғары тонналы самосвалдар қатарында бәсекеге қабілеттілігі және қолдану аймағы көп болуына жол ашады.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

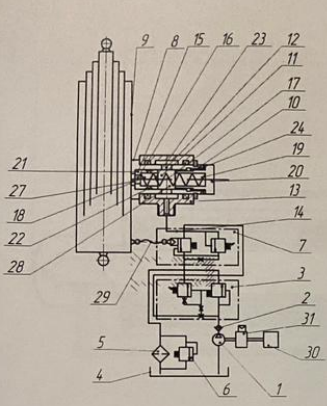
- 1 Гришкевич А. И. Автомобили. Конструкции и расчет. Минск: Выш. шк. 1985. 240 с.
- 2 Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с.
- 3 Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.
- 4 Краткий автомобильный справочник. 9-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1982. 464 с.
- 5 Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Цукви; Под ред. Н. А. Бухарина.– Л.: Машиностроение, 1973.– 504 с.
- 6 Анохин В. И. Отечественные автомобили.– М.: Машиностроение, 1977.– 592 с.
- 7 Грузовые автомобили. М. С. Высоцкий, Ю. Ю. Беленький, Л. Х. Гилелес и др.– М.: Машиностроение, 1979.– 384 с.
- 8 Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости/Под общ. ред.
- 9 Техническая эксплуатация автомобилей. Под редакцией профессора Крамаренко Г.Ф. -М.: Транспорт, 1983. 487 с.
- 10 Справочник НИИАТ: 12 – е изд. переработанное. и доп. – М.: Транспорт, 1984. – 546 с.
- 11 Баженов С.П. Методические указания к курсовой работе по теории автомобиля и трактора для очной и очно-заочной формы обучения специальности «Автомобиле и тракторостроение»/ С.П. Баженов.– Липецк: ЛГТУ, 2001. – 35 с.
- 12 Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.
- 13 Гришкевич А. И. Автомобили. Конструкции и расчет. Минск: Выш. шк. 1985. 240 с;
- 14 Осепчугов В. В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989. 304 с.
- 15 Лукин П. П. Гаспарянц Г. А. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. 376 с;
- 16 Краткий автомобильный справочник. 9-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1982. 464 с.
- 17 <http://www.iam-sever.ru/catalog/40.shtml>
- 18 <http://www.docstoc.com/docs/56494642/Hydraulic-Tipping-Arrangement-For-A-Truck---Patent-7182406> patent USE
- 19 <http://www.freepatentsonline.com/6698842.html> bort samosvala patent
- 20 <http://www.liftbodies.com/PRODUCTS-HOME.html>

- 21 https://www.manted.de/manted/aufbaurichtlinien/gb_tga.html
<http://stroikmb.ru/a73.php>
- 22 <http://www.hydrotruck.kiev.ua/pages/view/164>
- 23 <http://www.hyva.ru/tsilindry>
- 24 http://hyservice.ru/index/gidrocilindry_remont/0-25
- 25 <http://www.nhc.ru/pages/67>
- 26 <http://www.zilindr.ru/catalog/othercar.html>
http://sdzhongli.en.alibaba.com/product/483740146-212775800/Dump_truck_telescopic_Hydraulic_cylinder.html
- 27 <http://zhongliyeya.gmc.globalmarket.com/products/details/multi-stage-front-end-hydraulic-cylinder-for-dump-truck-1574138.html>
- 28 <http://www.tradeindia.com/fp1211808/Garbage-Truck-Telescopic-Hydraulic-Cylinder.html>
- 29 <http://center-st.ru/service/gidrofikacija>
- 30 <http://gidra-resurs.ru/p34520286-gidrofikatsiya.html>
<http://autoline.info/sf/spare-parts-hydraulic-hydraulic-pump--13050712071558810500.html>
- 31 <http://www.uralst.ru/model.php?id=3199>
- 32 <http://patft.uspto.gov/>
- 33 http://trakservis.com/avtotehnika_maz1
- 34 <http://www.cerka.ca/catalog/45.asp>
- 35 <http://rasxodnik.by/722-55165-8603510-gidrocilindr-podema-kuzova-maz.html>

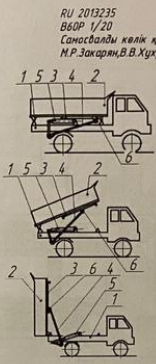
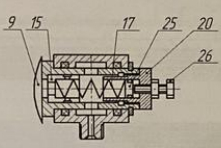
ДЖ.АЖТ.18.57.12.000ЖС



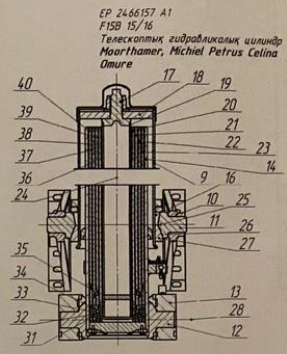
ДЖ.АЖТ.18.57.12.000ЖС									
№ п/п	№ документа	№ чертежа	№ детали	№ материала	№ изделия	№ сборки	№ изделия	№ сборки	№ изделия
1	18.57.12.000ЖС	1	1	1	1	1	1	1	1
Краткое описание									
18.57.12.000ЖС									



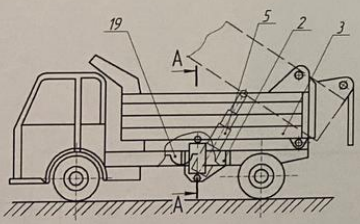
RU 2354565
B6DP 1/16
Автомобиль-самосвалын
платформасын көтеретін
құралы
В.В.Карсаков, В.К.Добрынин,
А.М.Захарик, С.М.Манекович,
М.С.Рипинский



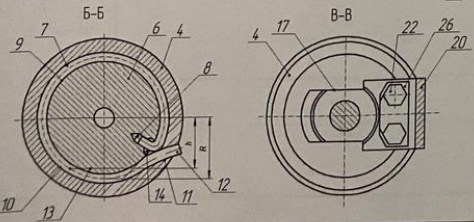
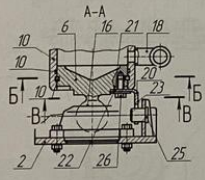
RU 2012235
B6DP 1/20
Самосвалды көлік құралы
М.Р.Закарин, В.В.Хухрин



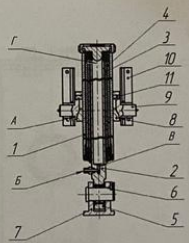
EP 2466157 A1
F15D 15/16
Телескоптық гидравликалық цилиндр
Moortgat, Michiel Petrus Ceina
Ottave



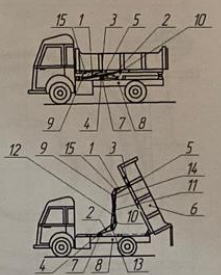
AC SU 1555154A2
B6DP 1/16
Самосвалдың аударғыш
механизмінің гидрацилиндры
Л.С.Шлак, Б.И.Геровой



RU 52368
B6DP 1/16
Самосвалдың аударғыш механизмі
А.С.Бижмуханбетов, В.В.Горшенин,
В.М.Дашков, А.Н.Ермаканов



RU 231452
B62d
Автомобиль-самосвалдың
шанғын көтергісі
Анри-Жан Дабресс



Түрі: Диплондық жұмыс
Тақырыбы: КанАЗ-6520-19 маркалы
жүк автомашинасының көтеру
жүйесін жетілдіру
Кафедра: ТМЖК
Студент: Маханатқұлов А
Тобы: АЖТ - 18 - 2қ

**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: Махаматқұлов А.К.

Тақырыбы: КамАЗ-6520-19 маркалы жүк автомашинасының көтеру жүйесін жетілдіру

Жетекшісі: Тогыс Карманов

1-ұқсастық коэффициенті (30): 0

2-ұқсастық коэффициенті (5): 0

Дәйексөз (35): 0

Әріптерді ауыстыру: 0

Аралықтар: 0

Шағын кеңістіктер: 0

Ақ белгілер: 0

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

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

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

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

Негіздеме:

Күні 20.05.22

Кафедра меңгерушісі



РЕЦЕНЗИЯ

Дипломдық жоба

(жұмыс түрінің атауы)

Махаматкулов Аслбек Куанышбекович

(білім алушының Т.А.Ж.)

5B071300 – «Көлік, көліктік техника және технологиялар»

(мамандық шифры, атауы)

Тақырыбына: «КамАЗ-6520-19 маркалы жүк автомашинасының көтеру жүйесін жетілдіру».

Орындалды:

а) графикалық бөлімі 5 парақ б) түсініктеме 52 бет

ЖҰМЫСҚА ЕСКЕРТУ ЖАСАУ

Махаматкулов Аслбек Куанышбекович дипломдық тақырыбының өзектілігі машина жасау өнеркәсібінің заманауи материалдарды қолдануында. Дипломдық жұмыс жақсы ғылыми-техникалық деңгейде орындалған және барлық қажетті материалдарды қамтиды.

Орындалған дипломдық жобадан КамАЗ-6520-19 маркалы автомашинаның көтеру жүйесі зерттелді. Қорытындылай келе самосвал шанағының алдын-ала көтеру қондырғысы бар аудару механизмі жобаланып, оны құрастыру үшін ең үздік құрылымға ие шетелдік және отандық көліктердің баламалары талданды.

Дипломдық жұмыста таңдалынып алып отырған автомобиль-самосвалдың қарапайым аудару механизмі бар самосвалдардан ерекшелігі алдын-ала көтеру механизмінің барлығы болып, тіпті басқа автомобильдерден артықшылығы бар ретінде қарастырылды. Бұл самосвал дәл осы құрылымға ие бола отырып жоғары тонналы самосвалдар қатарында бәсекеге қабілеттілігі және қолдану аймағы көп болуына жол ашады.

ЖҰМЫС БАҒАСЫ

Дипломдық жұмыс жоба «өте жақсы» деген бағамен мемлекеттік аттестациялау комиссиясына ұсынуға жарайды, ал дипломат Махаматкулов Аслбек Куанышбекович техника және технология бакалавры атағына ие болуына лайық «Көлік, көліктік техника және технологиялар» мамандығы бойынша.

Техникалық ғылымдар кандидаты

Есенғалиев Манарбек Нурасбекович

«27» 05 2022ж.



(қолы)

ПОДПИСЬ ЗАВЕРЯЮ

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫНЫҢ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Энергетика және машина жасау институты
«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы

Диплом жобасы жетекшісінің ПІКІРІ

Диплом қорғаушы: Махаматқұлов Аслбек Қуанышбекович
Тақырыбы: «КамАЗ-6520-19 маркалы жүк автомашинасының көтеру жүйесін жетілдіру»

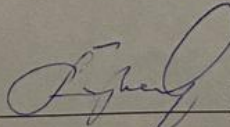
Диплом қорғаушы Махаматқұлов Аслбек Қуанышбекович алдына қойған мақсаты КамАЗ-6520-19 маркалы жүк автомашинасының көтеру жүйесін жетілдіру болатын. Жобаны орындау барысында дипломант өзінің теориялық біліктілігінің жоғары деңгейде екенін, техникалық сұрақтарды шешуге бейімділігін, ғылыми әдебиеттермен өз бетінше жұмыс жасай білетіндігін көрсете білді.


Автомобиль жүккөтергіштігін жетілдіру мақсатында қарастырылған патенттік шешім инженерлік деңгейде және жеткілікті деп айтуға болады. Өз ретінде бұл шешімдер тиісті есептеулермен толықтырылған. Еңбек және қоршаған ортаны қорғау сұрақтары да жеткілікті қарастырылған.

Жобаның сызба бөлімінде жобаланушы жабдықтың сызбалары толық көрсетілген. Конструкциялаудың экономикалық негіздері мен тиімділікті анықтау әдістемелері игерілген.

Жалпы дипломдық жоба мемлекеттік стандарт талаптарына сәйкес орындалған және берілген тапсырма сұрақтарын толық қамтиды.

Диплом қорғаушы Махаматқұлов Аслбек Қуанышбекович 5В071300 – «Көлік, көлік техникасы және технологиясы» мамандығы бойынша «бакалавр» академиялық дәрежесі мен біліктілігіне лайық деп санаймын және Мемлекеттік аттестациялау комиссиясының алдында қорғауға ұсынамын.

Ғылыми жетекші
Қаумдастық проф.  Карманов Т.Д.

(қолы)
 2022ж.