

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

Өтеу Д.Б.

Экскаватор-орқазғыштың қалақты топырақ шығарғышты элементінің
жұмысшы жабдығының конструкциясын жасау

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

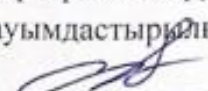
6B07108 – «Көліктік инженерия» оқу бағдарламасы

Алматы 2023

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



ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі,
қауымдастырылған профессор
 С.А. Бортебаев


«12» 06 2023ж

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Экскаватор-орқазғыштың қалақты топырақ шығарғышты элементінің жұмысшы жабдығының конструкциясын жасау»

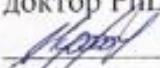
6B07108 – «Көліктік инженерия» оқу бағдарламасы


Орындаған

Өтеу Д.Б.


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




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

Алматы 2023

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті
Энергетика және машинажасау институты
Технологиялық машиналар және көлік кафедрасы
6B07108 – «Көліктік инженерия» оқу бағдарламасы

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі,
қауымдастырылған профессор
 С.А. Бортебаев

«23» 11 2022 ж

**Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Өтеу Дінмұхамед Базарбайұлы

Тақырыбы Экскаватор-орқазғыштың қалақты топырақ шығарғышты
элементінің жұмысшы жабдығының конструкциясын жасау

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

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «31» мамыр 2023 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: Қолданыстағы экскаватор
орқазғыштың конструкциясы, ғылыми-техникалық оқулықтар және патент-
ті-ақпараттар

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі:

а) Кіріспе

б) Жалпы бөлімі

в) Жобалық-конструкторлық бөлімі

г) Қортынды

д) Әдебиеттер тізімі

Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)




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


Ұсынылатын негізгі әдебиеттер: 13 атау

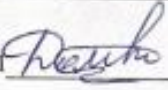
Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Жалпы бөлімі	30.01.2023ж	№05
Жобалық-конструкторлық бөлімі	30.05.2023ж	№05

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының аяқталған жұмысқа қойған қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Жалпы бөлімі	Н.С. Камзанов, доктор PhD	30.01.23ж	
Жобалық-конструкторлық бөлімі	Н.С. Камзанов, доктор PhD	30.05.23ж	
Норма бақылау	А.Т. Альпеисов, қауымдастырылған профессор	08.06.23ж.	

Ғылыми жетекші  Н.С. Камзанов

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  Д.Б. Өтеу

Күні « 30 » 11 2022 ж.

АННОТАЦИЯ

В этой дипломной работе рассмотрена конструкция рабочего оборудования просеивающего элемента экскаватора траншея капателя и рассмотрены новые мировые решения в этой области.

В ходе разработки дипломной работы были определены рациональные параметры экскаватора траншея капателя и рассмотрена конструкция нового проекта. Модернизация позволила повысить техническую эффективность экскаватора траншея капателя.

Количество страниц комментариев	59 страниц
Листы формата А-3	5
Литература	13

АНДАТПА

Осы дипломдық жұмыста экскаватор-траншеятың қалақты топырақ шығарғышты элементінің жұмысшы жабдығының конструкциясын зерттеп және осы саладағы жаңа әлемдік шешімдер қарастырылды.

Дипломдық жұмысты жобалау барысында экскаватор-траншея қазғышының рационалды параметрлері анықталып және жаңа конструкциясы құрастырылы қарастырылды. Берілген модернизация экскаватор-траншея қазғышының техникалық өндірімділігін арттыруға мүмкіндік берді.

Түсіндірме жазба беттерінің саны	59 бет
А-3 пішімді сызбалық бөлігінің парақтары	5
Әдебиет	13

ABSTRACT

In this thesis, the design of the working equipment of the sifting element of the excavator trench capatel is considered and new world solutions in this area are considered.

During the development of the thesis, the rational parameters of the digger trench excavator were determined and the design of the new project was considered. Modernization allowed to increase the technical efficiency of the digger trench excavator.

Number of pages	59 pages
Sheet format A-3	5
Literature	13

Мазмұны

Кіріспе	7
1 Жұмыстың тақырыбы бойынша аналитикалық шолу	8
1.1 Тізбекті және роторлы жұмыс органдарымен жабдықталған жер қазғыш машинаның құрылуының теориялық негізі	8
1.2 Конструкция анализі (патенттік шолу)	16
2 Жұмыста қабылданған жобалы-конструкторлық шешімдерді талдау және негіздеу	19
2.1 Динамикалық жерқазғыш машинаның жалпы кинематикалық есебі	19
2.2 Тізбекті жұмыс органы және серпігіштің шығару қабілеттілігімен машина өндірімділігі	27
2.3 Тартқыш-энергетикалық есебі	28
3 Жұмыс құрал-жабдығын трапецеидалды жонғыш элементпен өңдеу	35
3.1 Тізбекті жұмыс органының күштік есептеулері	35
3.2 Керу құрылғысының және фрезаның есептеуі	43
3.3 Динамикалық жерқазғыш машинаның жұмыс органы жетегі гидросистемасының есептеулері	46
3.4 Теориялық және есептік берілген мағлұмат негізінде траншеяқазғыш жұмыс органы рационалды параметрлерінің анықталуы және есептеулер нәтижесі	55
Қортынды	58
Пайдаланған әдебиеттер тізімі	59

Кіріспе

Динамикалық машина жасаудың негіздерінен шығатын тұжырым, ол негізгі міндет барлық операцияларды тез және орнықты орындайтын машина құрастыру болып табылады. Траншея қазу кезінде мұндай проблемалар кездеседі. Топырақ массивінің біркелкіліксіздігі, оның физико-механикалық қасиеттерінің уақыт және кеңістік бойынша өзгерісі топырақта шұңқыр өңдеу процесіндегі технологиялылыққа кері әсерін тигізеді. Динамикалық жер қазғыш машиналардың дамуы, қозғалыстың түрлері мен мінездемесін біріктіретін, сонымен қатар технологиялық процесін есепке алатын, әмбебап машиналардың жасалуы.

Топырақ өңдеудің альтернативасы модульді өңдеу жүйесі екенін патентті анализ деректері көрсетті. Бұған қоса, түрлі бағыттағы жұмыс органдары мен функционалды орындау жүйесі қолданылады.

Бұл мақсатта біз жонғыш элементтері орнатылған траншея қазғыш жұмыс органының тізбекті конструкциясын ұсындық, нәтижесінде жұмыс органында топырақ жарылуы мен оның тығыннан шығарылуы және лақтырушы бөлігіне беріліс біріктіріледі.

Жұмыстың басты мақсаты ЖО экскаватор-траншея қазғышының рационалды параметрлерін анықтау және жаңа конструкциясын құрастыру жасау болып табылады. Берілген модернизация экскаватор-траншея қазғышының техникалық өндірімділігін арттыруға мүмкіншілік жасайды.

1 Жұмыстың тақырыбы бойынша аналитикалық шолу

1.1 Тізбекті және роторлы жұмыс органдарымен жабдықталған жер қазғыш машинаның құрылуының теориялық негізі

Әмбебап тізбекті және роторлы жұмыс органдарымен жабдықталған жер қазғыш машина траншеяның, сонымен қатар шұңқыр қазбаларын қамтамасыз етеді. Дегенмен, машинаның траншея қазбасындағы конструктивті өндірімділігі қазаншұңқыр қазбасындағы конструктивті өндірімділігінен ерекшеленеді. Бұл өндірімділіктердің ара қатынасы әмбебап машиналарды қолдану кезіндегі эффективтілікті қамтамасыз етеді.

Жер қазба жұмыстарынан шығатын конструктивті өндірімділіктің тәуелді өрнегі келесідей болады:

$$T_p K_{B.T} = \frac{Q}{\dot{I}_{\hat{E}}} = \frac{Q_{TP}}{\dot{I}_{\hat{E} \partial D}} + \frac{Q_K}{\dot{I}_{\hat{E} \hat{E}}}, \quad (1.1)$$

мұнда: T_p – инженерлік есепті орындауға қажетті уақыт(жұмыстың), сағ;
 $K_{B.T}$ – машина жұмысының техникалық уақытын пайдаланудағы коэффициент;
 Q_{TP} , Q_K – сәйкесінше траншея мен қазаншұңқыр қазудағы жер қазба жұмыстарының көлемі, м³; Q - жер қазба жұмыстарының жалпы көлемі, м³;
 $\dot{I}_{\hat{E} TP}$, $\dot{I}_{\hat{E} \hat{E}}$ - Сәйкесінше, траншея мен қазаншұңқыр қазудағы орындалатын машинаның конструктивті өндірімділігі.

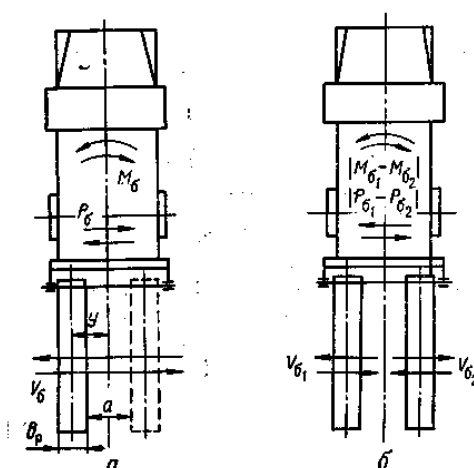
Салыстырмалы түрде жұмыс органында үлкен масса мен өлшемде ені 3 метрден аса қазаншұңқыр өңделсе, топырақтағы ойманың қалыптасу әдісі ені бойынша жұмыс органы енінен үлкен болса эффективті деп есептеуге болады. Кең ойманың қалыптасуы үшін жұмыс органының орын ауыстыру кинематикасы негізінен оның жұмыс органының орын ауыстыру механизмінің аспасына тәуелді болады. Жұмыс органымен қалыптасқан аспа конструкциясы ойманың профилін анықтайды.

Жұмыс органы аспасының конструктивті шешімін таңдауда оның критерийі ретінде, жерқазғыш машинамен қазылатын ойманың қажетті пішіні мен өлшемі және жер қазу жұмыс түрлерінің орындалуына байланысты машинаны жұмысқа тағайындауға кететін минималды уақыт қабылданады. Қабылданған критерийлерге жауап бере алатын, аспаның конструктивті оптимальді шешімі ретінде, қажетті қазба профилі негізгі топырақты қабат өңдеудің жұмыс органымен құрылуын атап айтуға болады. Жұмыс органының әмбебаптылығы бағыттауыш базалық машинаның орын ауысуымен қол жеткізіледі. (сурет 1.1, а). Қазаншұңқырдың енін машина жұмыс органының бойлық осі бойы ауытқуынан анықтауға болады:

$$B = 2y + b_p, \quad (1.2)$$

мұнда b – жұмыс органының бастапқы қалыптан ауытқуы, м; b_p – жұмыс

органының ені, м.



а – бір секциямен; б – екі секциямен

1.1-сурет -Базалық машинаның бағыттауышы бойынша жұмыс органының орын ауысу сұлбасы

Базалық машинаға әсер ететін бүйір күштерді P_b , M_b , екі секциялы жұмыс органы конструкциясын қолдана отырып азайтуға болады (сурет 1.1, б). Секциялар қазаншұңқыр қазу кезінде өзара қарама-қарсы бағытта орын ауысады. Екі секциялы жұмыс органымен құрылған қазаншұңқыр ені:

$$B = 2(y + b_p) + a, \quad (1.3)$$

мұнда a – бастапқы қалыптағы жұмыс органдары секцияларының ара қашықтығы, м.

Бұл схемалардың негізгі кемшіліктері ; ені бойынша базалық машина енінен үлкен қазаншұңқыр қалыптасу қиындығы, бойлық орын ауысу және жұмыс органы күштік жетек механизмінің конструкциялық қиындылығы болып табылады. Трапециалды профильді ойманы қалыптастыру үшін жұмыс органы құламақалыптастырғышпен толықтырылу керек. ПЗМ-2 (сурет 1.2, а) машина сұлбасы бойынша жұмыс органы базалық машина шарнирімен салыстырмалы түрде тербеліске келеді жұмыс органы. Ойманың ені, бойлай кесу формасы тығындағы жұмыс органының көлбеулену бұрышына және базалық машина шарниріне сәйкес айналу бұрышына байланысты болады. (суретте. 1.2, б), белгіленген: R_{Π} – жұмыс органы аспасының радиусы; h_{Π} – жұмыс органы аспасының биіктігі; H – ойманың максимальді тереңдігі; H_i – ойма тереңдігінің ағымдағы мағынасы; φ_H – тығындағы жұмыс органының көлбеулену бұрышы; α_k – жұмыс органының (ауытқу) айналу бұрышы; B - ойманың ені; b_p – жұмыс органының ені; R_i , r_i - тербеліс осінен $O-O_1$ жұмыс органының A нүктесіне дейінгі ара қашықтық. Тербеліс радиусының ағымдағы мағынасы

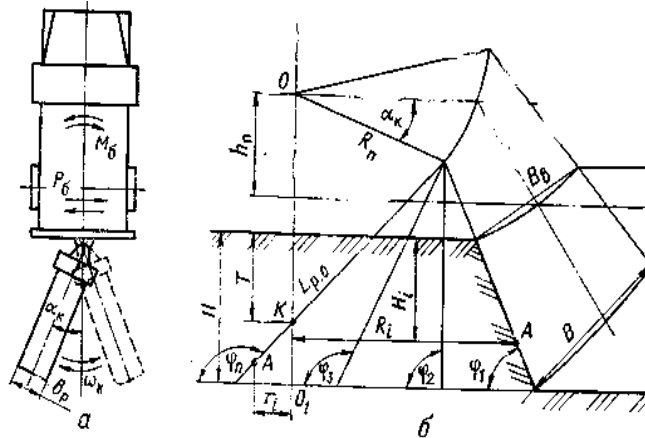
$$R_i = R_{\Pi} + (H_i + h_{\Pi}) \text{ctg} \varphi_H, \quad (1.4)$$

Жұмыс органының көлбеулену бұрышында $\varphi_H <$ - ойманың ені:

$$B = 2R_i \sin \alpha_K + b_{PC} \cos \alpha_K, \quad (1.5)$$

немесе R_i радиусын есепке алғанда:

$$B_i = 2[R_{II} + (H_i + h_{II}) \operatorname{ctg} \varphi_H] \cdot \sin \alpha_K + b_{PC} \cos \alpha_K, \quad (1.6)$$



1.2 – сурет - Базалық машина шарниріндегі жұмыс органы аспасының сұлбасы (а) және жұмыс органының тығында орналасу варианттары (б)

Ойманың төменгі және жоғарылы өлшемдері сәйкесінше мына формула бойынша анықталады $H_i = 0$ және $H_i = H$

$$B_B = 2(R_{II} + h_{II} \operatorname{ctg} \varphi_H) \cdot \sin \alpha_K + b_{PC} \cos \alpha_K, \quad (1.7)$$

$$B_H = 2[R_{II} + (H + h_{II}) \operatorname{ctg} \varphi_H] \cdot \sin \alpha_K + b_{PC} \cos \alpha_K, \quad (1.8)$$

Бұл тәуелділіктер анализінен $\varphi_H < 90^\circ$ кезінде ойманың төменгі ені жоғарғы енінен үлкен екені көрінеді, ойманың бойлық қимасы орнықсызды бүйір қабырғаларынан қалыптасады. Бұл жағдайда ойма профилін қалыптастыру үшін қосымша жұмыс орнатпалары қажет, мысалы қапталдық жонғыштар. Ойманың трапециалды қимасының қалыптасуы жұмыс органының көлбеулену бұрышында белгіленген шамада қамтамасыздандырылады:

$$90^\circ < \varphi_H \leq 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{R_f}{H + h_f}. \quad (1.9)$$

$\varphi_H = \varphi_{II}$ кезінде, ойманың төменгі ені жұмыс органы еніне теңеседі. Бұл жағдайда бүйір қабырғалардың көлбеуленуі негізгі топырақ өңдеу жұмыс органымен жүзеге асады. Жұмыс органының көлбеулену бұрышы үшін бүйір қабырғалардың көлбеулену бұрышын $\varphi_1 \dots \varphi_{II}$ шамамен мына формула бойынша анықтауға болады:

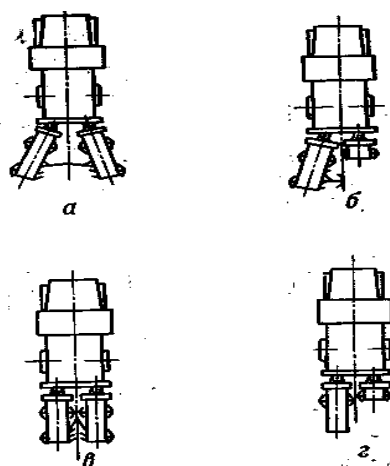
$$\beta \approx 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{B_H - B_B}{2H}. \quad (1.10)$$

Тәуелділіктер теңдеуін алмастырған соң мынадай түрде жазылады:

$$\beta \approx 90^\circ + \operatorname{arctg}(\operatorname{ctg} \varphi_H \sin \alpha_K). \quad (1.11)$$

Теңдеу ойманың бүйір қабырғаларының көлбеулену бұрышымен тығындағы жұмыс органының орналасу бұрышын байланыстырады. $\varphi_H < 90^\circ$ до $\varphi_H > 90^\circ$ - тан жұмыс органының көлбеулену бұрышының өзгеруі ойманың бойлық қимасын өзгертеді, сәйкесінше тұрақсыз формадан тікбұрышты немесе трапецеидалдыға. Жұмыс органының көлбеулену бұрышының алдағы уақыттағы ұлғаюы кезінде ойманың сатылы қимасы қалыптасады. ($\varphi_H > \varphi_{II}$). Жұмыс органы $O - O_1$ осін T тереңдігінде кесіп өтеді (рис.1.3 б), белгілі формуласы бойынша:

$$T = R_{II} \operatorname{ctg}(\varphi_H - 90^\circ) - h_{II}. \quad (1.12)$$



а – жұмысшы екі секцияның бойлай орын ауысуымен; б – жұмысшы бір секциялы жұмыссыз бір секцияның бойлай орын ауысуымен ; в – екі жұмысшы секцияның бойлай орын ауысуысыз; г – бір жұмысшы секцияның бойлай орын ауысуысыз.

1.3 –сурет -Екі секциялы тізбекті жұмыс органының сұлбасы

O нүктесінен төмен ойманың ені:

$$B_i = 2H_i \operatorname{ctg} \varphi_H \cdot \sin \alpha_K + b_{PC} \cos \alpha_K. \quad (1.13)$$

H_i мағынасы шамасында қорытындыланған: $0 \leq H_i \leq H - T$.

Жұмыс органының тербеліс бұрышының өсуі және $\varphi_H < 90$ кезінде ойманың төменгі жақ ені жоғарғы жақ енінен үлкен бола бастайды, осыған орай есептеулер көрсеткендей, жұмыс органының 20° -тан артық бұрылысы қолайсыз болып табылады. $\varphi_H \geq 90^\circ$ кезінде жұмыс органының тербеліс бұрышының өсуі ойма өлшемдерінің ойманың өлшемдерінің және оның бүйір қабырғаларының көлбеулену бұрышының өсуіне әсер етеді. Жұмыс органы аспасының өлшемдерінде $R_{II}=1,5$ м, $h_{II}=0,4$ м тербелу бұрышының өзгерісі 30° -тан 60° -қа дейін қазаншұңқырдың жоғарғы жақ енін 1,5 есе, төменгі жағын - 1,4 есеге ұлғайтады. Ойманың бүйір қабырғаларының көлбеулену бұрышы $\beta = 68^\circ$.

Жүргізілген саралау жұмыс органы тығынға қарай көлбеуленген әмбебап жерқазғыш машинаның тұтастыру перспективасын анықтап берді. Дегенмен, ойманың ені бұл жағдайда азаяды, ал жұмыс органының айналу бұрышы шөмішті раманың кенжарға тіреліп, сол бұрылған бағытта қалу мүмкіндігімен шектеледі.

Жұмыс органының шектеулі айналу бұрышы:

$$\alpha_{K_{\max}} \leq \arctg\left(\frac{\alpha_K}{h_p}\right), \quad (1.14)$$

мұнда α_K – шөміштің шығыңқы бүйір бетті кескіш бөлігінен раманың бүйір қабырғасына дейінгі аралық, м; h_p - шөмішті раманың биіктігі, м.

Ойманың ені екі секцияны қолдану арқылы арттырылуы мүмкін (сурет 1.3), ол өз кезегінде секциялар аралығында орнатылған көлбеу бетті орын ауысу механизмінің көмегімен қарама-қарсы орын ауысуды өзара әрекеттестіреді, ал қазаншұңқырдың максималды ені:

$$B_i = 2[R_{II} + (H_i + h_{II})\text{ctg}\varphi_H] \cdot \sin\alpha_K + b_p(1 + \cos\alpha_K) + \alpha. \quad (1.15)$$

Ұсынылған схема бойынша орындалған жұмыс органының әмбебаптылығы қазу мүмкіншілігін қамтамасыздандырады:

- айтарлықтай енді қазаншұңқыр секцияларының тереңдену жолымен және көлденең орын ауысу механизмдерінің қосылуы (сурет 1.3, а)

- траншея, бір секцияның орнықты тереңденуімен (жұмыс атқармайтын секция транспортты немесе жартылай транспортты қалыпта болады) (сурет 1.3, г);

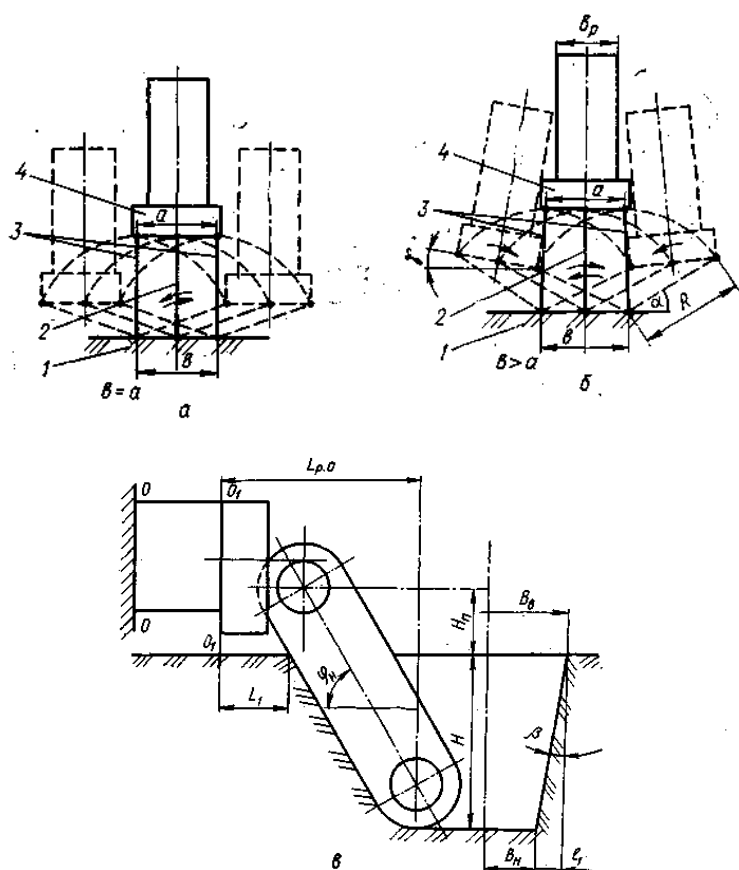
- шағын енді қазаншұңқырлар секциясының тереңденуімен, орын ауысу механизмінің қосылуысыз (сурет 1.3, в);

- қазаншұңқырлардың бір секциясының тереңдену жолымен және көлденең орын ауысу механизмінің қосылуымен (сурет 1.3, б). Ойманың кеңеюі секцияның ойма қабырғаларында кесіліп қалуымен қалыптасады. Бұл жағдайда көлденең орын ауысу механизміне тірек шаңғысы монтаждалады. Жұмыс секциясы бастапқы қалыпқа бұрылған жұмыс органының түрлі бүйір күштері әсерінен қайтарылады.

Барлық қарастырылған схемаларда трапецеидалды формалы ойма

қалыптастыру және жұмыс органының тербеліс бұрышының ұлғаюы үшін қосымша жұмыс органдарын қолдану қажет.

Көлденең орын ауысу кезінде жұмыс органы қалпы өзгермегендіктен, жұмыс органының айналу бұрышы практикалық түрде шектеулерсіз болады. Оның ұлғаюына схемада көрсетілген 1.4-суреттегідей көлденең орын ауысу рычагты механизмін қолдану арқылы қол жеткізу арқылы болады. Ойманың кеңеюі кезінде жұмыс органы өзінің бойлық қалпын сақтайды (сурет 1.4, а), немесе траншеяның және қазаншұңқырдың трапецеидалды профилін қалыптастыра отырып (сурет 1.4, б), қосымша ойма жаққа γ бұрышында қайта келеді. Аспа рычагтарының бірі жетекші болуы мүмкін.



1.4 -сурет - Сызықтық өлшемдер сұлбасы

Траншеяның немесе қазаншұңқырдың бүйір қабырға еңісі β (сурет 1.4, в), γ бұрышына әсер ететін l_1 ара қашықтығына байланысты. Бүйір қабырғаның көлбеулену бұрышы β мына ара қатынасты анықтайды:

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \varphi_n. \quad (1.16)$$

Келтірілген аспа сұлбасы маңызды техникалық міндетті шешеді – негізгі жұмыс органымен ойманың берік бүйір қабырғаларын қалыптастыруға мүмкіншілік береді. Жұмыс органының секция саны, негізінен, жұмыс органында пайда болатын қазаншұңқырлардың шекті өлшемдерімен және бүйір

күштермен анықталады. Бұл жағдайда ойма өзара қарама-қарсы қозғалысты келтіретін екі секциямен қалыптасады және қазаншұңқыр ені ұлғаяды. Ойманың қажетті профиліне байланысты β бұрышын жұмыс барысында өзгертуге болады. Мысалы, b буыны шарнирлерінің базалық машинада орын ауысу жолымен орындалады.

Ойманың төменгі және жоғарғы жақ ені бойынша сәйкесінше топырақты бір секциямен өңдеу кезінде:

$$B_H = 2R\sin\alpha + b_P \cos\gamma - 2L_{P.O} \operatorname{otg}\gamma, \quad (1.17)$$

$$B_B = B_H + 2H \operatorname{tg}\beta \quad (1.18)$$

мұнда R – жетекші буын ұзындығы, м; b_P – жұмыс органы секциясының ені, м; $L_{P.O}$ – жұмыс органының OO_1 осінен проекциясы; α – жетекші буынның айналу бұрышы, град; γ – жұмыс органының горизонталь жазықтықта айналу бұрышы, град.

Ойманың ең үлкен ені $\gamma = 0$ кезінде байқалады, яғни ойманы тік бұрышты кимамен қазу кезінде. Онда:

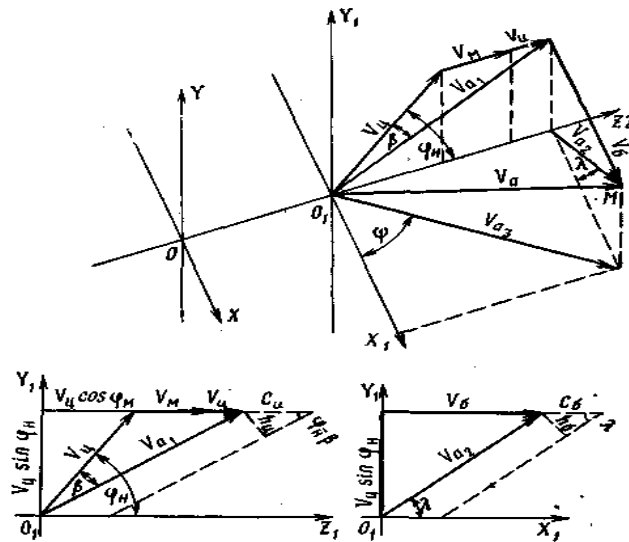
$$B_H = 2R\sin\alpha + b_P. \quad (1.19)$$

Траншея қазу бір секциямен жүзеге асырылады. Егер қазаншұңқыр қазу кезінде жұмыс органының айналу бұрышы $\gamma = 10$ болса, онда траншея өлшемдерінің және профилінің есебімен, жұмыс органының айналу бұрышы γ аз ғана көбейеді және 11° - қа теңеседі. Жетекші буынның айналу бұрышы 19° - қа дейін азаяды. Бұл бұрышты мына теңдеуден анықтауға болады

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{L_{P.O}}{R} \sin \gamma\right). \quad (1.20)$$

Орын ауысу механизмі өшірулі екі секциямен қазаншұңқыр қазу кезінде, негізінен, статикалық тең қалыпта, және әдетте жұмыс органы жағынан базалық машинаға берілетін бүйір күштер, айтарлықсыздай. Бұл практикалық түрде қатты топырақты машинаның өндірімділігіне зақымсыз өңдеуге мүмкіншілік береді. Топырақ секцияаралық кеңістікте негізгі жұмыс органымен әр секция жүрісін бөлшекті жабу жолымен өндіріледі.

Әмбебап жұмыс органының кинематикасы траншея мен саңылау қазу кезінде жұмыс органының бойлық қазу кинематика теңдеуімен сипатталады. Жұмыс органынан кең ойма қазу секцияның бойлық орын ауысу жолымен өндіріледі, бұл кезде топырақ шөміштің алдыңғы және алма-кезек бүйір жақтарымен жасалынады. Кесіп алынатын жоңқаның қалыңдығы, жылдамдық пен ойма ені бойынша жұмыс органы жағдайымен анықталады. Абсолютті жылдамдықтың векторлық теңдеуі келесі түрге ие (сурет 1.5):



1.5 –сурет - Жұмыс органының тізбекті жылдамдық жоспары

$$\vec{V}_a = \vec{V}_u + \vec{V}_0 + \vec{V}_1 + \vec{V}_a', \quad (1.21)$$

мұнда $V_u = V_K \sin \alpha$ – беріліс бағытындағы жұмыс органының орын ауысу жылдамдығы, м/с; $V_{ц}$ – тізбек жылдамдығы, м/с; $V_0 = V_K \cos \alpha$ – жұмыс органының бүйір жақты орын ауысу жылдамдығы, м/с; V_M – машинаның қозғалу жылдамдығы, м/с.

Жетекші буынның жылдамдығы $V_K = \omega R$.

Жұмыс органының айналу бұрышы аз шамада болғандықтан, бүйір жақтың орын ауысу жылдамдығы V_0 және жұмыс органының жоғарғы жағының тербеліс жылдамдығы қазаншұңқырдың трапецеидалды профилін қалыптастыру үшін V_γ барлық жұмыс органдарының нүктелеріне бірдей деп алуға болады.

Жұмыс органы қозғалысының теңдеуі мынадай түрге ие:

$$X = V_K \cos \alpha t; \quad (1.22)$$

$$Y = V_{ц} \sin \varphi_H t; \quad (1.23)$$

$$Z = (V_{ц} \cos \varphi_H + V_M + V_K \sin \alpha) t. \quad (1.24)$$

Жұмыс органы нүктесінің абсолютті жылдамдығы:

$$V_a = \left(V_K^2 + V_0^2 + V_M^2 + 2V_M V_0 \cos \varphi_H + 2V_K V_0 \sin \alpha + 2V_K V_M \sin \alpha \right)^{0.5}. \quad (1.25)$$

Жұмыс органының максималды жылдамдығы $\alpha = \alpha_{\max}$ кезінде, минималды жылдамдығы $\alpha = 0$ кезінде болады.

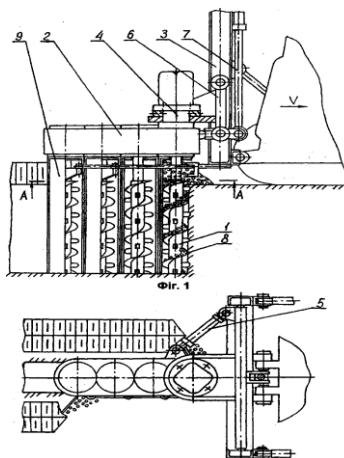
1.2 Конструкция анализі (патентті шолу)

Жер қазғыш машинаның жұмыс құрал-жабдығы. Украина патенті № 98126408, 15.02.2001 жарияланған, Бюллетень. № 1, 2001г. Авторлары: Петренко Николай Николаевич, Василенко Федор Иванович, Марченко Константин Николаевич, Кировоградский институты.

Жұмыс органы білігіне орнатылған жетегі бар жер қазғыш машинасының жұмыс құрал-жабдығы, жұмыс органдары жетек білігінде вертикалды орналасуымен ерекшеленетін топырақ шығару механизмі, редуктор секілді орындалған, рамада орнатылған горизонталь жазықтықта бұрылуға және вертикаль жазықтықта орын ауыстыруға мүмкіншілігі бар, ал топырақ шығару механизмі жұмыс органдары мен қаптамада орналасқан винттік беттерден тұрады.

Өнертабыспен шешілетін міндет, жұмыс құрал-жабдықтарын қайта жөндеу операцияларын қиыстырумен машинаның ауыспалы өндірімділігі болып табылады. Сәйкесінше, негізгі жұмыс процесімен берілген траншея өлшемдерімен; горизонталь жазықтықта өзара орнының өзгеруіне орай траншея енінің сатысыз түрленуін қамтамасыздандыру, вертикаль жазықтықта жұмыс органының орын ауысу мүмкіншілігіне орай қазу тереңдігін қамтамасыздандыру.

Негізгі берілген міндет, горизонталь жазықтықта айналу және вертикаль жазықтықта орын ауысу мүмкіншілігімен рамада орнатылған, редуктор секілді орындалатын, жұмыс органы білік жетегінде вертикалды орналасқандығымен шешіледі, ал топырақ шығару механизмі жұмыс органында және қаптамаларда орналасқан винттік беттерден тұрады. Қозғалмалы жетекті жұмыс органының орындалуы рамаен салыстармалы түрде жұмыс құрал-жабдықтар параметрлерін берілген траншея өлшемдеріне сәйкестендіруге мүмкіншілік береді.

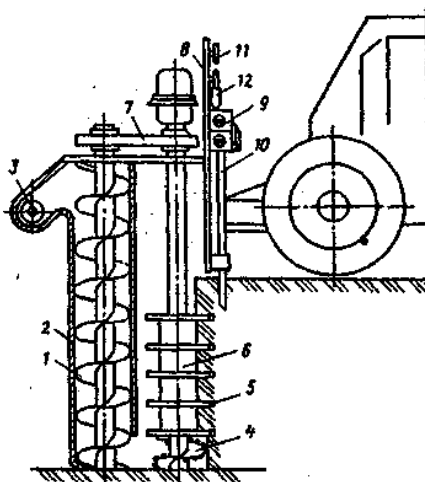


1.6 – сурет - Жер қазғыш машинаның жұмыс құрал-жабдығы

Жер қазғыш машинаның жұмыс құрал-жабдығы

Украина патенті № 4777487/03, 15.03.92 жарияланған. Бюл. № 10. Авторлары: А.Ю. Ким, А.С. Мусапиров, В.В. Тарасов, Ф.А. Чеботарев, В.А.

Ким и В.И. Зеленский. Целиноградский инженерно-строительный институт "Рабочее оборудование землеройной машины".



1.7 -сурет - Жер қазғыш машинаның жұмыс құрал-жабдығы

Ойлап шығару жер қазғыш машинаның жұмыс құрал-жабдығына байланысты. Мақсаты – топырақ жару энергосыйымдылығын азайту және өндірімділіктің арттырылуы. Жер қазғыш машинаның жұмыс құрал-жабдығы базалық машинада монтаждalған және параллельді орналасқан кесу органы, транспорттаушы орган және вибробалға 9 клинмен бірге 10. Кескіш орган астыңғы бөлікте үзілмелі иірмектен 4 кескіштермен, ал жоғарғысы секторлы пышақтардан 5, олардың арасында цилиндрлі фреза орналасқан 6. Транспорттаушы орган иірмек түрінде 1 қаптамамен бірге 2 орындалған. Вибробалғаның қайтпалы-ілгерілемелі орын ауысуы гидроцилиндр түрінде және болатарқан блокты жүйелер түрінде орындалатын механизм көмегімен өндіріледі. Жетекпен 7 иірмек 1 және кескіш орган келтіріледі. Бұған қоса секторлы пышақтар 5 горизонтальді канавкалар тығынында қабатты кеспе жасайды, ал иірмек кескіші 4 тығын түбіндегі топырақты кесіп алып тастайды. Баяулау периодында топырақ қабатының жарығы 10 сынамен, вибробалғаға біріктірілген 9, айналмалы секторлы пышақтар айналмалы цилиндрлі фрезамен 6 қопсылған тығындағы өңделген топырақты қағып алады. Топырақ иірмек 4 аймағына құлайды, сосын 1 иірмекке енеді.

Траншея қазғыш

Авторлық куәлік №4931149/03, 23.01.93. жарияланған Бюл. №3. Авторлары: А.Ю.Ким, В.И.Зеленский, В.А.Ким, А.М. Нуркиянов и М.Д.Бейсеков, Целиноградский инженерно-строительный институт "Траншеекопатель".

Өнертабыстың мәні: траншея қазғыштың вертикалды иірмек түрінде және аспалы транспорттаушы органды кескіш органдары бар. Соңғысы иінағашы астыңғы шеттермен шарнирлі транспорттаушы органмен байланыстырылған, ал жоғарғысы, гидроцилиндрмен, бағананың жоғарғы монтажды бөлігімен

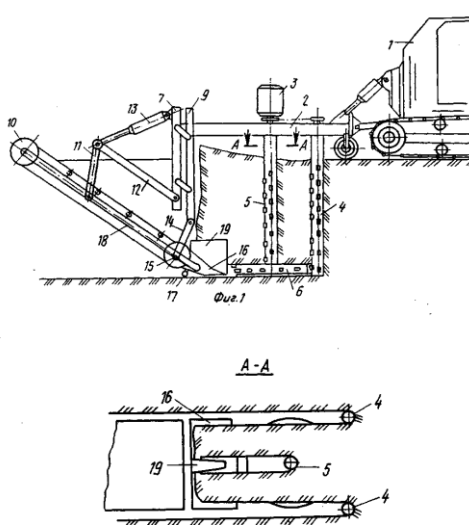
байланыстырылған, ал рычаг көмегімен оның астыңғы бөлігі қосылған төртбуынды шарнир түрінде орындалған. Баска иінағашы шығыршықпен монтажды бағанаға ілінген қозғалмалы бағананың астыңғы бөлігімен байланыстырылған. Бір иірмек траншея түбінде топырақты ойып алуға арналған дискілі фреза болады. Траншея қазғыш конструкциясы – өндірімділікті арттыру мақсатында сыналы кескіш органдармен топырақ жару кедергісін азайту жолымен, екі вертикальді иірмек түрінде орындалған, олардың біреуі транспорттаушы органда орналасқан – траншея түбіндегі топырақты ойып алуға арналған дискілі фрезамен жабдықталған; ал транспорттаушы органның аспа механизмі төрт буынды шарнир түрінде орындалған, иінағашының астыңғы шеттері тасмалдаушы органмен шарнирлі қосылған, ал жоғарғысымен монтажды бағананың жоғарғы бөлігі қосылған, ал рычаг көмегімен - оның астыңғы бөлігімен, ал басқасы шынжыр көмегімен монтажды рамаға ілінген қозғалмалы бағананың астыңғы бөлігімен байланыстырылғандығымен ерекшеленеді.

Тартпамен пайдалануға арналған экскаваторлы орнатпа

Ресей патенті № 95073158, 16.10.2000 жарияланған, Бюл. №9 5. 2000ж.

Авторлары: Плхоуд Джек, "Джей мастенброк энд компани лимитед", GBТүбі тірек құрылғысына параллельді болып келетін экскаваторлы орнатпа траншея қазуға арналған тартпалы жабдығын құрайды, осыған орай жабдықтың ең астыңғы бөлігінде траектория бойынша айналатын, айналып тұрған элемент жанынан өтетін, топырақты жару мақсатында астыңғы бөлікте орналасқан жұмыс құрал-жабдығы көптеген кескіш инструменттерінен тұрады; бұған қоса, құрал-жабдық келетін сигналдарды анықтау үшін сенсорлы орнатпамен басқарылады.

Сенсорлы құрал-сайман арқылы қозғалыс траекториясын анықтайтын жұмыс құрал-жабдығы кескіш жұмыс органында айналу осі аймағында траекторияның қисықтық центрі бар доға пішінді бағыттаушы орнатпаны құрайды.



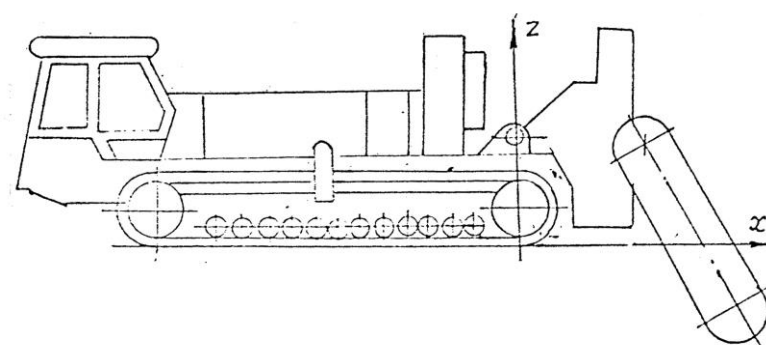
1.8-сурет – Траншеяқазғыш

2 Жұмыста қабылданған жобалы-конструкторлық шешімдерді талдау және негіздеу

2.1 Динамикалық жерқазғыш машинаның жалпы кинематикалық есебі

2.1.1 Машина массасының центрі

Машина массасының центрін анықтауда координата жүйесінің басы x , y , z жетекші доңғалақтар проекция осіндегі қиылысу нүктесінде тірек бетті машинаға симметриялы вертикалды бойлық жазықтықта қабылдаймыз. x машина осі тірек бетінде жатады және корма жаққа бағытталған, z осі вертикалды жоғары бағытталған. y осі машинаның оң жақ бортына қарай бағытталған.



2.1 -сурет - Машина массасы центрін анықтау

2.1 кестеде тереңдігі 0,8 қазаншұңқыр қазу кезіндегі жұмыс орнындағы машина массасының орналасуы анықталған.

2.1 - кесте- Жұмыс орнындағы машина массасының центрі

Элементтердің атауы	m, кг	x, м	z, м
1	2	3	4
Базалық тартқыш	25000	-3,200	0,816
Экипаж 1 адам	80	-6,685	2,2
Базалық тартқыш, экипажбен	25080	-3,211	0,82
Рама	830	3,67	0,59
Тізбек	1700	3,67	0,59
Керме білігі	370	4,691	-0,32
Жетекші біліктер	820	2,66	1,51
Фрезалар 4 шт.	160	4,691	-0,32
Ферма	100	5,941	1,9
Жұмыс органы фрезалармен	4080	3,655	0,689
Серпігіш корпусы	3800	2,2	1,85
Беріліс қорабы	1085	1,4	1,7
Беріліс редукторы	355	2,52	1,5

2.1 – кестенің жалғасы

1	2	3	4
Жұмыс органы гидроцилиндры	300	2,75	2,95
Серпігіш корпусы түйіндермен	5540	2,094	1,858
Аралық рамасы	670	0,63	1,3
Гидроцилиндрлер	80	1,05	0,88
Трансмиссия саусақшасы	100	0,5	1,3
Аралық рама түйіндермен	850	0,654	1,26
Көтерілу рамасы	820	0,35	1,18
Қиғаштану гидроцилиндрі	40	0,6	0,85
Көтеріліс рамасы түйіндермен	860	0,362	1,126
Жұмыс органының гидроцилиндрлері	400	-1,1	1,3
Көтеріліс рамасы түйіндермен және гидроцилиндрлермен	1260	-0,102	1,181
Жұмыс құрал-жабдығы	11730	2,297	1,335
Экипажсыз машина жұмыс қалпында	36730	-1,445	0,982
Машина экипажбен жұмыс қалпында	36810	-1,445	0,985

2.2 кестеде жұмыс құрал-жабдығының транспорттық қалыпта машинаның массалар центрін күйі анықталған.

2.2 - кесте- Транспорттық қалыптағы машинаның массалар центрі

Элементтер атауы	m, кг	x, м	z, м
Базалық тартқыш	25080	-3,211	0,82
Фрезалармен жұмыс органы	4080	-2,23	3,96
Серпігіш корпусы	5540	-0,82	3,38
Аралық рама	850	-0,02	1,99
Көтеру рамасы	1260	0,15	1,73
Транспортты қалыптағы машина экипажы	36810	-2,554	1,611

Жұмыс құрал-жабдығының транспорттық қалыпқа ауысуы

Гидроцилиндр басқарғышымен жұмыс құрал-жабдығының транспорттық қалыпқа ауысуына жауап беретін жартылай транспортты қалыпты қарастырамыз.

2.3 - кесте- Жартылай транспорттық қалыптағы машинаның массалар центрі

Элементтер атауы	m, кг	x, м	z, м
Базалық тартқыш	25080	-3,211	0,82
Фрезалармен жұмыс органы	4080	2,83	2,86
Серпігіш корпусы	5540	2,167	1,813
Аралық рама	850	0,654	1,260
Көтеру рамасы	1260	-0,102	1,181
Транспортты қалыптағы машина экипажы	36810	-1,536	1,218

Машинаның беріктігі

Транспортты қалып:

Машинаның бойлық беріктік шартынан шартты статикалық еңіс бұрышын анықтаймыз:

$$\alpha_{\text{прод}} = \arctg \frac{L + x}{z} = \arctg \frac{3,91 - 2,554}{1,611} = 40^{\circ}05'.$$

мұнда $L = 3,91$ м – жетекші жұлдызшадан бірінші негізгі таптағышка дейінгі ара қашықтық;

$x = -2,554$ м, $z = 1,661$ м – транспортты қалыпта машинаның массалар центрінің координатасы.

$$\alpha_{\text{гр}} = \arctg \frac{0,5B}{z} = \arctg \frac{0,5 \cdot 2,65}{1,611} = 39^{\circ}26'.$$

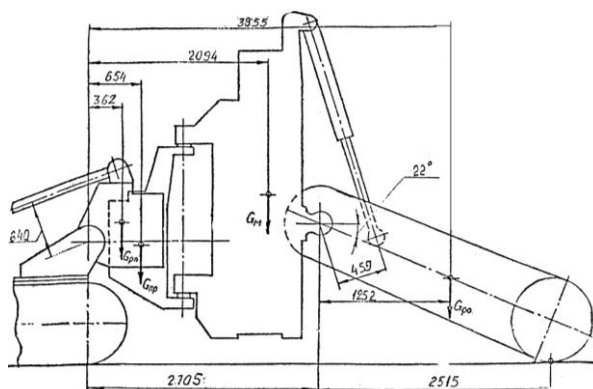
мұнда $B = 2,65$ г – шынжыр табан ортасы бойынша базалық тартқыштың ізаралығы.

Жартылай транспортты қалып.

Жұмыс құрал-жабдығының төсеніш гидроцилиндрлерімен ауысым басында машинаның беріктігін тексереміз. Бұл үшін машинаның бойлық беріктік шартынан шекті статикалық көтеру бұрышын анықтаймыз:

$$\alpha_{\text{гр}} = \arctg \frac{L_2 - x}{z} = 41^{\circ}51', \quad (2.1)$$

мұнда $L_2 = -0,445$ м – жетекші жұлдызшадан 12-ші тіреуіш таптағышка дейінгі ара қашықтық; $x = -1,536$ м, $z = 1,218$ м – машинаның массалар центрінің жартылай транспортты қалыптағы координатасы.



2.2-сурет - Жұмыс органынан ауырлық күшінің әрекет ету сұлбасы

Тіреуіш таптағышқа түсірілетін күш

Транспортты қалып.

Барлық тіреуіш таптағыш алқасы қатты.

Таптағыштың қаттылық центрін анықтаймыз (12ші таптағыш арақашықтығы)

$$l_{ц} = \frac{l_1}{n_k} = \frac{3465 + 3150 + 2935 + 2520 + 2205 + 1890 + 1575 + 1260 + 945 + 630 + 315}{12} = 1732,5$$

мұнда L_1 -1-ші таптағыштан 12-шіге дейінгі ара қашықтық; $n_k = 12$ – таптағыштар саны.

Жетекші жұлдызшадан таптағыштың қаттылық центріне дейінгі арақашықтық тең:

$$l_0 = l_{\sigma} + 445 = 1732,5 + 445 = 2177,5 \text{ мм},$$

мұнда 445 мм - жетекші жұлдызшадан 12-ші таптағышқа дейінгі қашықтық.

Транспортты қалыптағы экипажды машинаның салмағы:

$$G_M = -361110 \text{ Н.}$$

Транспортты қалыпта машина салмағы центрінің координатасы:

$$x = -2,554 \text{ м.}$$

Машинаның массалар центрі салыстармалы түрде қаттылық центрінен ауытқығандықтан, тіреуіш таптағышқа бірдей момент әрекет етеді:

$$M = G_M(l_0 - x) = -361110(-2,1775 + 2,554) = 135960 \text{ Нм.}$$

Машинаның массалар центрі транспортты қалыпта машинаның алдыңғы

бөлігіне ауытқығандықтан, қатты алқалау кезінде асырып тастау салыстырмалы түрде 1-ші таптағыш арқылы жүзеге асады, ал 12-ші таптағышқа түсірілетін күш мына формула бойынша есептеледі:

$$R_1 = \frac{G_M}{2nk} + \frac{Ml_1}{4 \sum l_1^2} = \frac{361110}{2 \cdot 12} + \frac{135960 \cdot l_1}{4(1,7325^2 + 1,4175^2 + 1,1025^2 + 0,7875^2 + 0,4725^2 + 0,1575^2)} =$$

$$= 15040 + \frac{135960}{28,378} l_1 = 15046 + 4791 \cdot l_1,$$

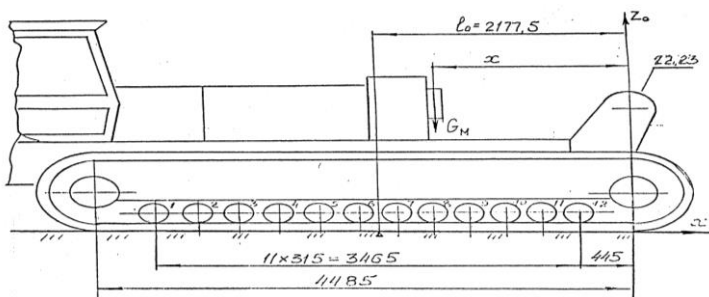
мұнда $nk = 12$ – тіреуіш таптағыш, L_1 – 1-ші таптағыштың базалық машинаның қаттылық центріне дейінгі қашықтық.

1-ші таптағышқа түсірілетін күш формула бойынша анықталады:

$$R_1 = 15046 + 4791 \cdot 1,7325 = 23350 \text{ Н.}$$

2.4 – кесте- Есептеулер нәтижесі

Таптағыш номері	L_1 , м	R_1 , Н
1	1,7325	23350
2	1,4175	21840
3	1,1025	20330
4	0,7875	18820
5	0,4725	17310
6	0,1575	15800
7	0,1575	14290
8	0,4725	12780
9	0,7875	11270
10	1,1025	9760
11	1,4175	8250
12	1,7325	6750



2.3 -сурет -Жүріс таптағыштарына түсірілетін күш

Жартылай транспортты қалып

Жұмыс құрал-жабдығының гидроцилиндрлі төсеніштермен транспортты қалыпқа ауысу басында тіреуіш таптағыштарына түсірілетін күшті анықтаймыз.

Машинаның массалар центрінің жартылай транспортты қалыптағы координатасы:

$$x = -1,536\text{м}$$

Асырып тастау салыстырмалы түрде 12-ші таптағышта пайда болады. Тіреуіш таптағыштарына әрекет ететін момент:

$$M = G_M(l_0 - x) = 361110(-2,1775 + 1,536) = 231652 \text{ Нм.}$$

1-12 таптағыштарына түсірілетін күш формула бойынша анықталады:

$$R^{1-12} = \frac{G_M}{2nk} + \frac{Ml_1}{4\sum l_1^2} = \frac{361110}{2 \cdot 12} + \frac{231652 \cdot l_1}{28,378} = 15046 + 8163l_1,$$

мұнда $nk = 12$ – тіреуіш таптағыш саны, L_1 – 1-таптағыштың базалық машина қаттылық центріне дейінгі ара қашықтығы.

Номиналды жұмыс режимі кезінде 22 және 23 нүктелерінде базалық тартқышқа күш әсер етеді:

$$X_{22} = -259934 \text{ Н}, X_{23} = -79016 \text{ Н}, Z_{22} = -95092 \text{ Н}, Z_{23} = -177843 \text{ Н.}$$

Жұмыс құрал-жабдығынсыз тартқыштың салмағы:

$$G_T = -246030 \text{ Н.}$$

2.5 - кесте - Есептеулер нәтижесі

Таптағыш номері	L1, м	R1, Н
1	1,7325	900
2	1,4175	3470
3	1,1025	8050
4	0,7875	8620
5	0,4725	11190
6	0,1575	13760
7	0,1575	16330
8	0,4725	18910
9	0,7875	21470
10	1,1025	24040
11	1,4175	26620
12	1,7325	29190

Базалық тартқыштың массалар центрі координатасы:

$$x_T = -3,211 \text{ м.}$$

Таптағыш қаттылығына салыстырмалы түрде сыртқы күштерден келетін момент:

$$M = G_M(l_0-x) - (Z_{22}+Z_{23})l_0+(X_{22}+X_{23}) \cdot 1,33 = 246030(3,211-2,1775) - \\ = (95092+177843)2,1775 = 110760 \text{ Нм.}$$

Асырып тастау 1-таптағышқа салыстырмалы түрде пайда болады.

1-12 таптағыштарына түсірілетін күш формула бойынша анықталады:

$$R_1 = -\frac{G_T + Z_{22} + Z_{23}}{2nk} + \frac{Ml_1}{4 \sum l_1^2} = \frac{361110 + (95092 + 177843)}{2 \cdot 12} + \frac{110760 \cdot l_1}{28,378} = \\ = 21624 + 3903l_1,$$

Номиналды жұмыс режимі кезінде таптағышқа түсірілетін күштің есептеулерінің нәтижесі 2.6 кестеде көрсетілген.

Машинаның шынжыр табан астындағы топыраққа түсірілетін орта үлестік қысым:

$$q = \frac{G_M}{2lb} = \frac{361110}{2 \cdot 700 \cdot 4485} = 0,058 \text{ Н/м,}$$

мұнда $l = 4485$ мм – шынжыр табанның тіреуіш бетінің ұзындығы; $b = 700$ мм – шынжыр табан ені.

2.6 - кесте - Есептеулер нәтижесі

Таптағыш номері	L1, м	R1, Н
1	1,7325	29300
2	1,4175	27150
3	1,1025	25930
4	0,7875	24700
5	0,4725	23470
6	0,1575	22240
7	0,1575	21010
8	0,4725	19780
9	0,7875	18550
10	1,1025	17320
11	1,4175	16090
12	1,7325	14860

2.1.2 Тізбекті жұмыс органының жетегінің кинематикалық есебі

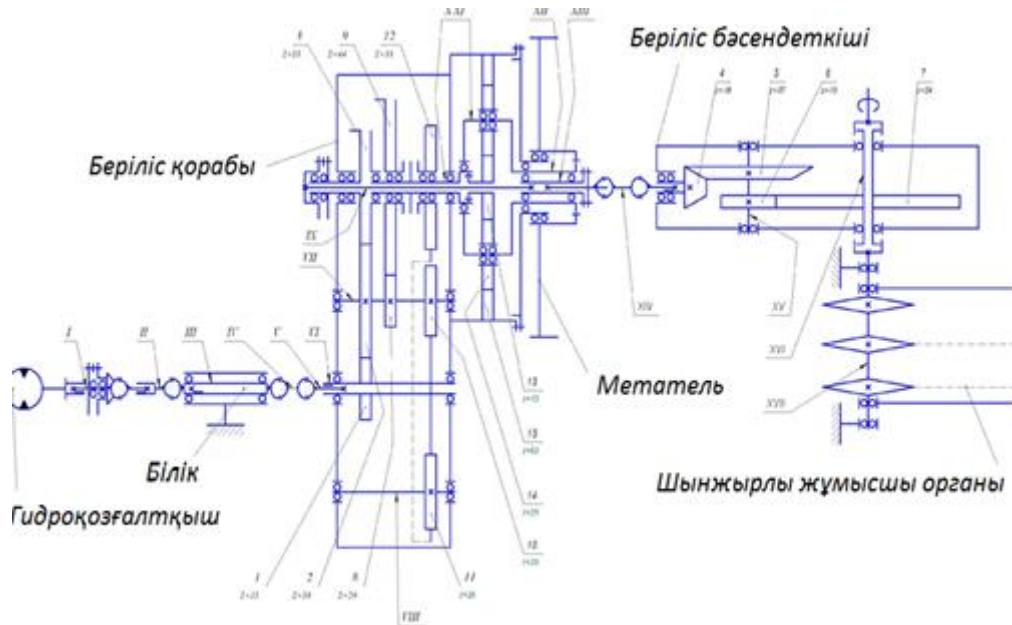
Жұмыс құрал-жабдығы жетегінің кинематикалық сұлбасы 2.4 суретінде көрсетілген.

А6VM500 қозғалтқышы бастапқы валының айналу жиілігі есептеулерде тең қабылданған: $n_e = 1800 \text{ с}^{-1}$,

Тізбекті жұмыс органыны жетегінің жалпы беріліс қатынасы тең:

$$u_{p.o.} = u_{k.p.} \cdot u_{p.p.} = 2,333 \cdot 8,538 = 19,92,$$

мұнда $u_{k.д.} = 2,333$, $u_{д.р.} = 8,538$ - таратқыш қорабы мен таратқыш редукторының беріліс қатынасы.



2.4 -сурет - Тізбекті траншеяқазғыш жетегінің кинематикалық сұлбасы

Жұмыс органы жетекші жұлдызшасының айналу жиілігі тең:

$$n_{з6} = \frac{n_e}{u_{p.o.}} = \frac{1800}{19,92} = 90,36 \text{ } x \text{ } \text{с}^{-1}.$$

Жұлдызшалардың айнала қозғалу жылдамдығы:

$$V_3 = \frac{\pi D_3 n_3}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,3655 \cdot 90,36}{60} = 1,728 \text{ } \text{м} / \text{с},$$

мұнда $D_3 = 0,3655$ м – жұлдызша диаметрі.

Серпігіштің айналу жиілігі тең:

тік айналу кезінде:

$$n_m = \frac{n_e}{u_{к.р.}^m} = \frac{1800}{23,06} = 78,06 \text{ } x \text{ } \text{с}^{-1},$$

кері қайтыс кезінде

$$n_m = \frac{n_e}{u_{к.р.}^{M1}} = \frac{1800}{23,10} = 77,92 \text{ } \times 6^{-1}.$$

мұнда $u_{к.р.}^M = 23,06$, $u_{к.р.}^{M1} = 23,1$ - таратқыш қорабының беріліс сандары.

Серпігіштің айналу жылдамдығы:
тік айналу кезінде:

$$V_m = \frac{\pi D_m n_m}{60} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 78,06}{60} = 12,2 \text{ } м/с,$$

кері қайтыс кезінде :

$$V_m = \frac{\pi D_m n_m}{60} = \frac{3,14 \cdot 3 \cdot 77,92}{60} = 12,2 \text{ } м/с,$$

мұнда $D_i = 3,0$ м – серпігіш диаметрі.

2.2 Тізбекті жұмыс органы және серпігіштің шығару қабілеттілігімен машина өндірімділігі

Топырақ орын ауыстыратын арқалық ауданы, екі жұмыс органы тең:

$$F = 2 \cdot 0,555 \cdot 0,18 = 0,1998 \text{ } м^2,$$

мұнда 0,555 м – арқалық ұзындығы, 0,18 м – арқалық ені.

Тізбек жылдамдығы $n_e = 1800$ мин-1 кезінде, $U = 1,728$ м/с тең.

Шығару қабілеттілігімен жұмыс органының өндірімділігі қопсыту коэффициенті кезінде $K_p = 1,25$

$$P_{ц} = \frac{3600 U F K_H}{K_p} = \frac{3600 \cdot 1,728 \cdot 0,1998 \cdot 0,6}{1,25} = 596 \text{ } м^3/сағ.$$

Серпігіштің шығару қабілеттілігін анықтаймыз.

Ротор серпігішінің айналу жиілігі $n = 77,92$ мин-1.

Бір күрекпен транспортталатын топырақ көлемі:

$$g = 0,0174 \text{ } м^3,$$

Шығару қабілеттілігімен серпігіш өндірімділігі:

$$P_{ц} = \frac{60gzanK_{п}}{K_{р}} = \frac{60 \cdot 0,0174 \cdot 18 \cdot 77,92 \cdot 0,6}{1,25} = 700 \text{ м}^3/\text{сағ},$$

мұнда $z_a = 18$ – күрек саны, $K_{п} = 0,6$ – серпігіш күректерін толтыру коэффициенті, $K_{р} = 1,25$ – топырақтың қопсылу коэффициенті.

Осылайша, серпігіштің шығару қабілеті топырақтың тығыннан транспортталуын қамтамасыз етеді.

2.3 Тартқыш-энергетикалық есебі

2.3.1 Тартқыш есебі

Қажетті номиналды тарту күшін мына есептеулер нәтижесімен анықтаймыз:

$$T_H = (X_{22} + X_{23} + X_{24} + X_{25}) = -259934 - 79016 + 208279 + 200279 = 77608 \text{ Н}$$

Максималды тарту күші 2—жағдай бойыша:

$$T_{\max} = -(X_{22} + X_{23} + X_{24} + X_{25}) = -209904 - 28985 + 217500 + 217500 = 196110 \text{ Н}.$$

Осылайша, машина максималды тарту күшін қамтамасыз ету керек

$$T = 196110 \text{ Н}.$$

2.3.2 Қозғалтқыш мінездемесінің есебі мен құрылысы

Машинаның тартқыш-энергетикалық мінездемесін құру үшін координата жүйесін құрамыз, сол жақ квадрантта айналу моментінің функциясында двигательдің негізгі параметрлерінің сыртқы мінездемесі жасалынады. Көп жағдайда двигатель параметрлерінің келесідей тәуелділіктері қолданылады:

$$n_e = f(M_e), N_e = f(M_e), G_t = f(M_e), g_e = f(M_e). \quad (2.2)$$

Двигательдің есептеулері мен мінездемесін құру үшін оның номиналды режимдегі техникалық мінездемесінің ақпараты және келесідей эмпирикалық тәуелділіктер қолданылады:

- корректілі сабақ мінездемесінде дизель үшін:

Эксплуатациялық қуат:

(Мысал үшін 1 берілісте есептеулер жүргіземіз, $n_e = 900$ айн/мин).

$$N_{ex} = N_n \left[a \frac{n_x}{n_n} + b \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 - c \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^3 \right] (\text{кВт}). \quad (2.3)$$

$$N_e = 250 \left[0,87 \frac{900}{1100} + 1,13 \left(\frac{900}{1100} \right)^2 - 1,00 \left(\frac{900}{1100} \right)^3 \right] = 238 (\kappa Bm).$$

Жанармайдың үлестік шығыны:

$$g_{ex} = g_n \left[a_1 - b_1 \frac{n_x}{n_n} + c_1 \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right] (\varepsilon / \kappa Bm \cdot ca). \quad (2.4)$$

$$g_e = 238 \left[1,55 - 1,55 \frac{900}{1100} + 1 \left(\frac{900}{1100} \right)^2 \right] = 257,5 (\varepsilon / \kappa Bm \cdot ч).$$

- регуляторлық сабақ мінездемесінде дизель үшін :
(Мысал үшін 1 берілісте есептеулер жүргіземіз, $n_e=1175$ айн/мин).
Эксплуатациялық қуат:

$$N_{ex} = 10 N_n \left(1,1 - \frac{n_x}{n_n} \right) (\kappa Bm). \quad (2.5)$$

$$N_e = 10 \cdot 238 \left(1,1 - \frac{1175}{1100} \right) = 141 (\kappa Bm).$$

Жанармайдың сағаттық шығыны:

$$G_{ex} = 10 (G_{mn} - G_{mxx}) \left(1,1 - \frac{n_x}{n_n} \right) (\kappa g / ч). \quad (2.6)$$

$$G_{ex} = 10 (30,65 - 6,7) \left(1,1 - \frac{1175}{1100} \right) + 6,7 = 14,32 (\kappa g / caг).$$

мұнда N_n, n_n – сәйкесінше двигатель қуаты және двигатель валының айналу жиілігі номиналды режимде; g_{en} – номиналды режимдегі үлестік эффективті жанармай шығыны; N_{max}, n_n – максималды жылдамдыққа жауап беретін двигательдің максимал қуаты мен айналу жиілігі; g_{en} – максималды қуат режиміндегі жанармайдың үлестік шығыны; n_x – двигательдің айналу жиілігіндегі есептеулері; a, b, c, a_1, b_1, c_1 – аппроксимация коэффициенттері; $G_{тн}, G_{тхх}$ – номиналдағы және бос жүрістегі жанармай шығыны.

Коэффициенттердің мағынасы:

$$a=0,87, b=1,13, c=1,00, a_1=1,55, b_1=1,55, c_1=1,00.$$

Жанармайдың сағаттық шығыны анықталады:

$$G_t = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} (\text{кг} / \text{сac}). \quad (2.7)$$

$$G_t = 257,5 \cdot 238 \cdot 10^{-3} = 26,84 (\text{кг} / \text{сac}).$$

Двигательдің айналу моменті:

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_e} (H \cdot m). \quad (2.8)$$

$$M_e = 9554 \frac{900}{1100} = 1259 (H \cdot m).$$

Максималды бос жүріс режиміндегі жанармайдың сағаттық шығынын жанармайдың сағаттық шығынының двигательдің номиналды қуатынан максималды бос жүрістегі тәуелділіктер графигі бойынша анықтаймыз.

Двигательдің регуляторлық мінездемесін регуляторлық сабақ еңісін есепке ала отырып құрамыз. Техникалық шарттарға сәйкес двигательдерге регуляторлық сабақ еңісі 6...10 % шамасында болады; сондықтан максималды бос жүріске жауап беретін айналу жиілігін n_{xx} мына шарттардан анықтаймыз:

$$n_{xx} = 1,1 \cdot n_n = 1100 \cdot 1,1 = 1200 (\text{айн} / \text{мин}).$$

Двигатель жұмысының режимі үшін максималды бос жүрісте $N_n=0$; $M_e=0$.

Дизельді двигательдер үшін берілген тәуелділіктер бойынша корректорлы сабақта мінездемелерімен айналу жиілігі бойынша n_n әрбірі сайын 100...300 айн/мин жиілікке 200...300 айн/мин-ға айналу жиілігіне аз айналым, одан кейін максималды айналу жиілігіне жауап береді.

Регуляторлық мінездемесі бойынша айналу жиілігі үшін n_n –тен n_{xx} –ке дейінгі әрбір 10...20 айн/мин сайын аналогты түрде бпарлық параметрлерді анықтаймыз, оны 2.7 кестесіне енгіземіз

2.3.3. Берілген эксплуатация шарттары бойынша машинаның тартқыш мінездемесінің есебі мен құрылысы

Барлық жұмыстың жылдамдық режимі үшін есептеулік қатардың әрбір берілісінде тізбекті түрде есептейміз:

1) Қозғалтқыш күш:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} (\text{кН}). \quad (2.9)$$

$$P_k = \frac{1259 \cdot 68,79 \cdot 0,95}{0,61} = 135 (\text{кН}).$$

мұнда M_e – берілген жылдамдық режиміндегі двигательдің айналу моменті, Н/м; $i_{тр}$ – берілген берілістегі трансмиссияның жалпы беріліс саны, $\eta_{тр}$ – к.п.д. трансмиссия; r_k – доңғалақтың тербеліс радиусы, немесе жұлдызшаның, м.

2) Қозғалыстың теориялық жылдамдығы:

$$V_m = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_d}{i_{mp}} \text{ (км/сағ)}. \quad (2.10)$$

$$V_m = \frac{0,377 \cdot 0,61 \cdot 900}{68,79} = 3,01 \text{ (км/сағ)}.$$

Нақты жылдамдықты анықтау үшін салыстырмалы тартқыш күшіне p байланысты тартқыш үдеу күшінен текке айналу қисығын саламыз, ол мына формуламен анықталады:

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi \cdot \lambda \cdot G} \quad (2.11)$$

$$p = \frac{(135 - 17,6)}{0,9 \cdot 1 \cdot 176} = 0,74.$$

мұнда $\varphi=0,9$ – ілінісу коэффициенті; $\lambda=1$ – бастауыш бөлшектердің күшінің коэффициенті;

$P_{кр}=P_k - P_f$ – машина ілмегіндегі күш; $G=176$ кН – машина салмағы.

Онда машинаның нақты жылдамдығын мына тәуелділіктер бойынша анықтаймыз:

$$V_o = (1 - \delta) \cdot V_m \text{ (км/сағ)}. \quad (2.12)$$

$$V_o = (1 - 0,075) \cdot 3,01 = 2,78 \text{ (км/сағ)}.$$

3). Тарту қуаты:

$$N_m = \frac{V_o \cdot P_k}{3600} \text{ (кВт)}. \quad (2.13)$$

$$N_m = \frac{2,78 \cdot 135}{3600} = 104 \text{ (кВт)}.$$

4). Жанармайдың үлестік шығыны;

$$g_e = \frac{G_t \cdot 1000}{N_m} \text{ (г/кВт} \cdot \text{ч)}. \quad (2.14)$$

$$g_e = \frac{26,84 \cdot 1000}{104} = 257,5 (\text{г/кВт} \cdot \text{ч}).$$

5) Тартқыш ПӘК:

$$\eta = \frac{N_m}{N}. \quad (2.15)$$

$$\eta = \frac{104}{128,8} = 0,81.$$

Есептеулерді 2.7 кестесіне енгіземіз.

2.7 - кесте -Тартқыш диаграммасын құру үшін есептеулер деректемесі

n, <i>айн/мин</i>	M_e, <i>Нм</i>	N_e, <i>кВт</i>	G_T, <i>кг/сағ</i>	P_K, <i>Н</i>	V_T, <i>м/с</i>	V_д, <i>м/с</i>	N_T, <i>кВт</i>	g_T, <i>г/кВт сағ</i>	η_{тяг}
1 беріліс						i _{тр} =		68,79	
1200	0,00	0,00	6,70	0	4,01	4,01	0,00	52,00	0,00
1175	333,23	140,98	14,32	35699	3,93	3,91	38,82	368,94	0,30
1125	845,23	179,53	25,21	90551	3,76	3,70	92,99	271,10	0,72
1100	1118,69	238	30,65	119847	3,68	3,54	118,02	259,75	0,92
900	1258,66	198,57	26,84	134843	3,01	2,78	104,25	257,50	0,81
700	1324,67	147,06	22,37	141915	2,34	2,11	83,03	269,48	0,64
2 беріліс						i _{тр} =		59,2	
1200	0,00	0,00	6,70	0	4,66	4,66	0,00	52,00	0,00
1175	333,23	140,98	14,32	30722	4,56	4,55	38,86	368,59	0,30
1125	845,23	179,53	25,21	77927	4,37	4,32	93,46	269,73	0,73
1100	1118,69	238	30,65	103139	4,27	4,17	119,61	256,29	0,93
900	1258,66	198,57	26,84	116044	3,50	3,39	109,43	245,30	0,85
700	1324,67	147,06	22,37	122130	2,72	2,62	88,75	252,11	0,69
3 беріліс						i _{тр} =		51,18	
1200	0,00	0,00	6,70	0	5,39	5,39	0,00	52,00	0,00
1175	333,23	140,98	14,32	26560	5,28	5,27	38,89	368,30	0,30
1125	845,23	179,53	25,21	67370	5,06	5,00	93,65	269,19	0,73
1100	1118,69	238	30,65	89167	4,94	4,86	120,46	254,47	0,94
900	1258,66	198,57	26,84	100324	4,04	3,96	110,22	243,55	0,86
700	1324,67	147,06	22,37	105585	3,15	3,07	90,04	248,50	0,70

2.3.4 Тартқыш-энергетикалық мінездеме

Тартқыш-энергетикалық мінездеме өздігінен жүргіш машиналардың және агрегаттардың оптималды жұмыс режимін есептеуге, және тартқыш-жылдамдық мүмкіншіліктерінің өзара байланысын, қозғалтқыш көрсеткіштерін, жұмыс органдары кедергісін, жанармай үнемділігін және

машинаның өндірімділігін анықтауға мүмкіншілік береді.

Бұл мінездеменің көмегімен сондай-ақ әр түрлі берілісте бағалаулар жүргізуге болады, олар – максималды тарту қуаты, оптималды жұмыс жылдамдығы, максималдығы, максималды тарту қуатындағы тарту күші, төменгі берілістегі максималды тарту күші, бос жүріс жылдамдығы, тайғанақтау, машинаның төменгі берілісіне өтпей өткінші уақытты кедергілерден өту, тарту қуатының максималды мағыналарының өзгеру мінездемесі және басқалары.

Машинаның тарту-энергетикалық мінездемесін тарту кезіндегі мінездеме бойынша құрамыз, оған екі төменгі квадрант қолданылады.

Төменгі оң жақ квадрантта жұмыс ортаның машинаның тарту күшінен жұмыс органында кедергінің тұрақты үлесті мағынасы кезінде мінездемені құрамыз. Үлесті кедергінің K фиксацияланған мағынасында тәуелділіктерден шыға отыра:

$$P_k = F_{ct} \cdot K \text{ осыдан } F_{ct} = P_k / K \quad (2.16)$$

Бұл үшін төменге қарай координата осі бойынша параметр мағынасының шкаласын енгіземіз, ал абсцисс осінде P_k шкала мағынасы қызмет атқарады, ол тарту мінездемесінен шығады. Фиксацияланған үлесті кедергі мағынасында координата осі қиылысу нүктесінен бастау алатын сызықтық түр байланысты болады, сондықтан бір P_k мағынасында параметрлердің қосымша анықтап, табылған мағыналарды, алынған нүктелерді координата басынан байланыстырып графикке енгіземіз. Жұмыс машинасының барлық мүмкін шарттарын қамту үшін, үлестік кедергінің K түрлі мағыналарын бере отыра, сәулелік номограмма құруды орындаймыз.

Координата жүйесінің төменгі сол жақ квадрантында машинаның әр түрлі жылдамдығы кезіндегі техникалық өндірімділігін анықтау үшін номограмма құрамыз. Бұл номограмманы құру үшін ордината осі бойынша төменгі оң жақ квадрантта параметр шкаласын қолданамыз, ал абсцисс осі бойынша – өндірімділік шкаласын солға қарай координата басынан енгіземіз. Оны құрастыру үшін мына тәуелділікті қолданамыз:

$$P_T = F \cdot V_p \quad (2.17)$$

мұнда V_p – жұмыс жылдамдығы.

Мүмкін болатын диапазоннан жұмыстық жылдамдықтың түрлі мағыналарын енгізе отыра, алдыңғы номограммаға аналогты құрамыз. Ол өзімен координата басынан шығатын тік сызықтар жиынтығын құрайды.

Сол квадрантта ордината осі бойынша жанармайдың үлестік шығын шкаласын енгіземіз:

$$g_{\Pi} = G_T / P_T, \quad (2.18)$$

P_T , g_{II} координаталарында машина өндірімділігінің бірлігіне жанармай шығынының теориялық қисығын жанармайдың сағаттық шығынына байланысты құрамыз G_T .

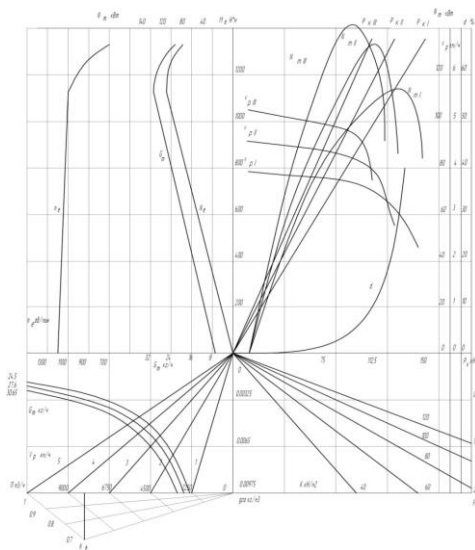
Эксплуатациондық өндірімділік анықтау үшін, мына тәуелділіктермен байланыстырылады:

$$P_e = P_T \cdot K_B, \quad (2.19)$$

мұнда K_B – уақыт сағатымен машинаны қолдану коэффициенті, сондай тәсілмен төменгі сол жақ квадрантта қосымша номограмма құру қажет.

Техникалық өндірімділіктің белгілі бір мағынасын бере отыра P_T , берілген нүктені P_T шкаласына ауыстырамыз.

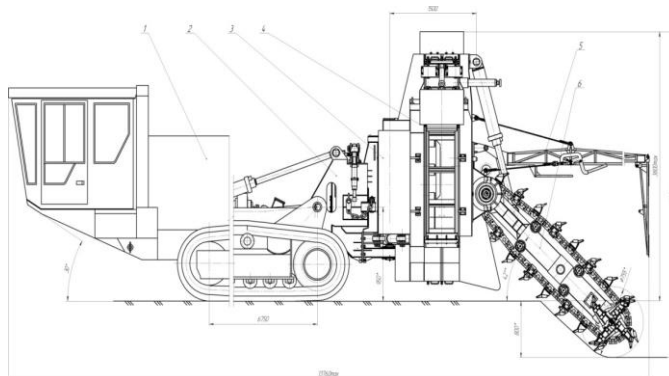
K_B уақыты бойынша машинаны қолдануға ең аз мүмкін болатын коэффициент енгіземіз, берілген машина үшін берілген техникалық өндірімділік үшін ең аз K_B мағынасы кезінде эксплуатационды өндірімділікті табамыз. Алынған эксплуатационды өндірімділік мағыналарын өндірімділік шкаласына енгіземіз және осы нүкте арқылы абсцисса осіне төмен қарай тік перпендикуляр жүргіземіз. Бұл тік сызықта туынды кесінді қалдырамыз, сонда алынған нүктені тік нүктемен байланыстырамыз, ол абсцисса осіндегі техникалық өндірімділікке жауап береді. Алынған кесіндіні теңдей етіп K_B 1 ден 0,7-ге дейін бөлеміз, ол минималды таңдалынған мағыналарға жауап береді. Бұдан соң шкала нүктелерін жаңа координата басымен байланыстырамыз, соңында өндірімділік шкаласының бөлгіштері арқылы еңіс кесіндіге тік параллельді жүргіземіз.



2.5 – сурет - Базалық машинаның тартқыш–энергетикалық мінездемесі.

3 Жұмыс құрал-жабдығын трапецеидалды жонғыш элементпен өңдеу

Модернизацияланған жұмыс органы жонғыш топырақ шығарғыш элементтерімен жабдықталған, қосақталған құрал-жабдық комплект ретінде базалық машинаға ілінеді, оның құрамына кіреді: басқару механизмі, жетек және жұмыс құрал-жабдығы (3.1 сурет).



3.1 - сурет - Тізбекті трапецеидалды қармауыш элементті траншея қазғыш

3.1. Тізбекті жұмыс органының күштік есептеулері

Топырақ мінездемесі: динамикалық күш кезіндегі беріктілік шекарасы $\sigma_d = 0,43$ МПа; динамикалық модуль деформациясы $E_d = 4,3$ Мпа; тығыздығы $\rho = 1860$ кг/м³; Пуансон коэффициенті $\mu = 0,25$. Ішкі үйкелу бұрышы, сыртқы үйкелу және табиғи еңіс өзара 32 градусқа тең қабылданады. Базалық машина қозғалыс жылдамдығы $V_{II} = 0,83$ м/с. Кесу тереңдігі $h = 0,8$ м.

3.1.1 Тізбекті жұмыс органының есептеулері

Қосындырлы жылдамдық: $V = 2,83$ м/с

Деформация толқынының топырақтағы таралу жылдамдығы:

$$U = \sqrt{\frac{E_o(1-\mu)}{\rho(1-\mu-2\mu^2)}} = \sqrt{\frac{4,3 \times 10^6 \cdot (1-0,25)}{1860 \cdot (1-0,25-2 \cdot 0,25^2)}} = 52,7 \text{ м/с}$$

Топырақтың салыстырмалы динамикалық деформациясы:

$$\varepsilon_o = \frac{\sigma_o}{E_o} = \frac{0,43}{4,3} = 0,1$$

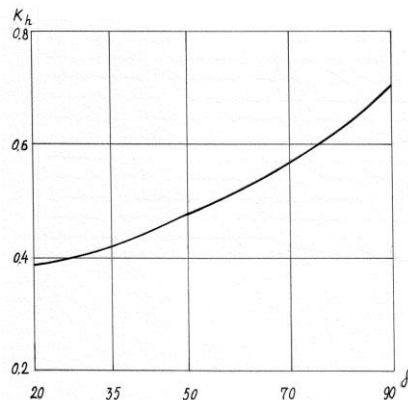
Топырақтың бұзылуға үлестік динамикалық кедергісі:

$$K_{\delta} = \rho V^2 + \varepsilon_{\delta} \sigma_{\delta} = 1860 \cdot 2,83^2 + 0,1 \cdot 0,43 \times 10^6 = 85773,4 \text{ Па.}$$

Тізбек пышағының топырақпен контактісі ауданы:

$$S = K_h B h = 0,65 \cdot 0,15 \cdot 0,06 = 0,00585 \text{ м}^2,$$

мұнда: $K_h=0,65$ - 90° бұрышы кезінде үйіндінің контактілі бетін есепке алатын коэффициент.



3.2 -сурет дкесу бұрышынан k_h коэффициентінің тәуелділігі

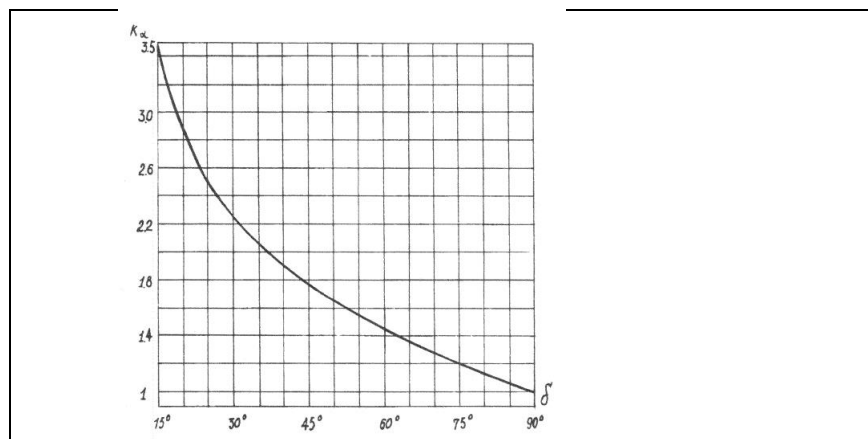
Бір уақытты тізбек тістерінің топырақпен контактісі кезінде аламыз:

$$S = 0,2925 \text{ м}^2.$$

Топырақтың бұзылуға кедергі күші:

$$P = \frac{UK_a S}{2VK_a} = \frac{52,7 \cdot 85773,4 \cdot 0,2925}{2 \cdot 2,8 \cdot 1} = 236102,77 \text{ Н}$$

мұнда: $K_a=1$ – жұмыс органының сүйірлену бұрышын есепке алатын коэффициент.



3.3 -сурет- δ бұрышынан K_{α} коэффициентінің тәуелділігі.

Топырақ өңдеудің энергосыйымдылығы:

$$e = \frac{P_c}{F} = \frac{236102,77}{0,24} = 983761,54 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3} = 0,136619 \frac{\text{кВт} \cdot \text{сағ}}{\text{м}^3},$$

мұнда: $F = \frac{0,5BH}{2} = \frac{0,5 \cdot 1,2 \cdot 0,8}{2} = 0,24 \text{ м}^2$ - тіспен кесу кезіндегі топырақпен контакт ауданы.

Тізбекті жұмыс органымен топырақ өңдеуде үлестік өндірімділік:

$$П = \frac{1}{e} = \frac{1}{0,136619} = 7,3196 \frac{\text{м}^3}{\text{кВт} \cdot \text{сағ}}$$

3.1.2 Бүйір фрезамен кесу күшінің есебі

Траншея қазу кезінде жұмыс органымен топырақ өңдеуде кесуден, топырақтың омырылуы бір уақытта оның экскавациясымен жүреді. Алдымен кескіш құралмен кесу күшін анықтап аламыз.

Деформациялық толқынның бойлық таралу жылдамдығын анықтаймыз:

$$U = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}}, \quad (3.1)$$

мұнда E – динамикалық модуль серпімділігі; $E = 14,5 \text{ Мпа}$;

μ - Пуассон коэффициенті; $\mu = 0,28$;

ρ - топырақ тығыздығы; $\rho = 1590 \text{ кг/м}^3$;

$$U = \sqrt{\frac{E(1-\mu)}{\rho(1+\mu)(1-2\mu)}} = \sqrt{\frac{14,5 \cdot 10^6 (1-0,28)}{1590(1+0,28)(1-2 \cdot 0,28)}} = 108 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right]$$

Тіс доңғалағының орналасуына байланысты әр түрлі диаметрде жұмыс органының сызықтық айналу жылдамдығын анықтаймыз:

$$V_{окрi} = \omega \cdot R_i, \quad (3.2)$$

мұнда R_i – кескіш элементтердің орналасуы бойынша сәйкес шеңберінің радиусы, үлкенінен бастап конструктивті таңдаймыз: $R_1 = 0,36\text{м}$; $R_2 = 0,29\text{м}$; $R_3 = 0,24\text{м}$; $R_4 = 0,2\text{м}$; $R_5 = 0,17\text{м}$;

$$V_{окр1} = \omega \cdot R_1 = 62,8 \cdot 0,36 = 22,6 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right];$$

$$V_{окр2} = \omega \cdot R_2 = 62,8 \cdot 0,29 = 18,2 \left[\frac{м}{с} \right];$$

$$V_{окр3} = \omega \cdot R_3 = 62,8 \cdot 0,24 = 15,1 \left[\frac{м}{с} \right];$$

$$V_{окр4} = \omega \cdot R_4 = 62,8 \cdot 0,2 = 12,56 \left[\frac{м}{с} \right];$$

$$V_{окр5} = \omega \cdot R_5 = 62,8 \cdot 0,17 = 10,7 \left[\frac{м}{с} \right].$$

Топырақтың динамикалық бұзылуға үлесті кедергісі; ең үлкен кесу шеңберінің тістері өңделген топырақты траншеяның сыртына лақтыратындай етіп жұмыс істейтіндіктен конструктивті қабылдаймыз(3.4 сурет):

$$K_{di} = \rho V_{окрi}^2 + \sigma \varepsilon \quad (3.3)$$

Мұнда $V_{окр}$ – жұмыс органының сызықтық айналу жылдамдығы, $V_{окр} = 17$ м/с;

σ - динамикалық ауырлық кезіндегі беріктілік шекарасы, $\sigma = 0,14$ Мпа;

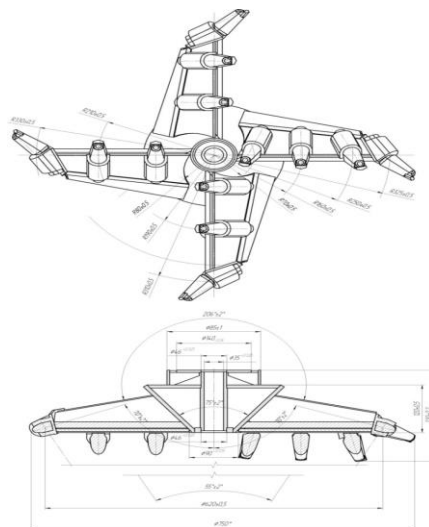
ε - салыстырмалы динамикалық деформация, $\varepsilon = 0,01$;

$$K_{d1} = \rho V_{окр1}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 22,6^2 + 0,14 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 813508,4 \left[Па \right];$$

$$K_{d2} = \rho V_{окр2}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 18,2^2 + 0,14 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 528071,6 \left[Па \right];$$

$$K_{d3} = \rho V_{окр3}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 15,1^2 + 0,14 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 363936 \left[Па \right];$$

$$K_{d4} = \rho V_{окр4}^2 + \sigma \varepsilon = 1590 \cdot 12,56^2 + 0,14 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 252228 \left[Па \right].$$



3.4- сурет - Бүйір фреза

3.1.3 Келтірілген кесу тереңдігін есептейміз

Келтірілген кесу тереңдігін есептеу үшін есептеудің жеңілдетілген әдісін қолданамыз. Жобаланатын жұмыс органында айналу жылдамдығының жоғарылығына сәйкес, орын ауысу жылдамдығын есепке алмауға болады, ол айтарлықтай есептеуді оңайлатады.

Тығыз ортаның бұзылу процесі кесудің геометриялық және кинематикалық параметрлерімен мінезделеді, сондай-ақ ортаның физико-механикалық жағдайы әсер етеді. Кесудің максималды тереңдігі сонымен қатар геометриялық және кинематикалық параметрлер процесімен анықталады.

Сол себепті кесу күші P мен контакт ауданы арасында S сызықтық тәуелділік байқалады (сонымен қатар есепке ала $V_{\Pi} < \omega R$), сәйкес кесу шеңберінде келтірілген кесу тереңдігін барлық параметрлердің нақтылы байланысы процесінде мына шарттардан анықтаймыз:

$$h_{\Pi P} = \frac{\int_0^{l_p} h(l) dl}{l_p}, \quad (3.4)$$

мұнда l_p – кесу доғасының ұзындығы; l – кесу доғасы ұзындығының ағымдағы мағынасы.

$l_p = \varphi_p R$ есепке алсақ, мұнда R – жұмыс органының сәйкес радиусы және $V_{\Pi} < \omega R$ жазуға болады:

$$h_{\Pi P} = \int_0^{\varphi_p R} \frac{V_{\Pi} l \sin\left(\frac{1}{R} l\right)}{\varphi_p \omega R^2} dl, \quad (3.5)$$

мұнда φ - кесу доғасы бұрышының ағымдағы мағынасы;

φ_p – кесу доғасының бұрышы;

h – кесу шеңберіндегі тереңдіктің ағымдағы мағынасы; ω - жұмыс органының бұрыштық жылдамдығы; V_{Π} – беріліс жылдамдығы;

немесе:

$$h_{\Pi P} = \frac{V_{\Pi}}{\varphi_p \omega R^2} \int_0^{\varphi_p R} l \sin\left(\frac{1}{R} l\right) dl. \quad (3.6)$$

Интеграциялап аламыз:

$$h_{\Pi P} = \frac{V_{\Pi}}{\omega \varphi_p} (\sin \varphi_p - \varphi_p \cos \varphi_p), \quad (3.7)$$

Есепке алсақ, яғни $\varphi_p = 180^\circ$ і $\sin \varphi_p = 0$ а $\cos \varphi_p = -1$ бұрышты есепке ала, сондай-ақ әр түрлі кесу шеңберінде әр түрлі бұрыштық жылдамдық мағынасын есепке ала, есептеулер формуласы мына түрді алады:

$$h_{\text{ПР}} = \frac{V_{\text{П}}}{\omega \varphi_p} (0 - \varphi_p(-1)) = \frac{V_{\text{П}}}{\omega \varphi_p} \varphi_p = \frac{V_{\text{П}}}{\omega}, \quad (3.8)$$

мұнда $V_{\text{П}}$ – беріліс жылдамдығы (базалық трактордың орын ауысуы); техникалық мінездемеден аламыз $V_{\text{П}} = 0,7$ м/с .

Қабылдаймыз:

$$h_{\text{ПР}} = \frac{V_{\text{П}}}{\omega} = \frac{0,7}{62,8} = 0,055 \text{ [м/с]}$$

Кесудің есептік тереңдігін анықтаймыз:

$$h_{pi} = k_{\varphi_p} \cdot h_{\text{ПР}} \cdot \sin \xi \quad (3.9)$$

мұнда k_{φ_p} – φ_p кесу бұрышынан кесу тереңдігінің тәуелділік коэффициенті (сондай-ақ ξ бұрышының; $k_{\varphi_p} = 1,14 \dots 1,16$; қабылдаймыз $k_{\varphi_p} = 1,15$;

ξ - тығындағы кескіш элементтердің айналу бұрышы, төменгі нүктеден саналады, конструктивті қабылдаймыз.

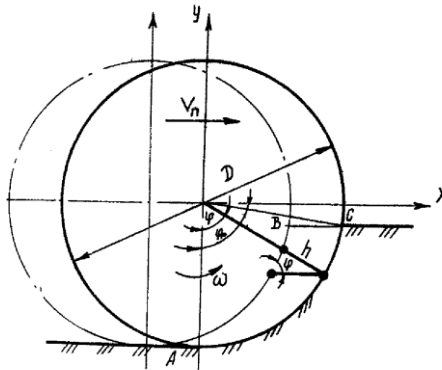
Қабылдаймыз:

$$h_{p1} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 65^\circ = 0,0416 \text{ [м]};$$

$$h_{p2} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 70^\circ = 0,042 \text{ [м]};$$

$$h_{p3} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 75^\circ = 0,0424 \text{ [м]};$$

$$h_{p4} = 1,15 \cdot 0,01115 \cdot \sin 78^\circ = 0,0425 \text{ [м]}.$$



3.5 –сурет - Келтірілген кесу тереңдігін анықтау үшін сұлбасы

Бір кескіш элементпен топырақпен контакттағы орташа ауданын анықтаймыз:

$$S_i = k_h \cdot \bar{h}_{pi} \cdot b, \quad (3.10)$$

мұнда k_h - кесу тереңдігінің коэффициенті (кескіш элементтің топырақпен

кесу тереңдігіне биіктік ара-қатынасының контактісі) $k_h = 0,38...0,69$;
қабылдаймыз $k_h = 0,47$;

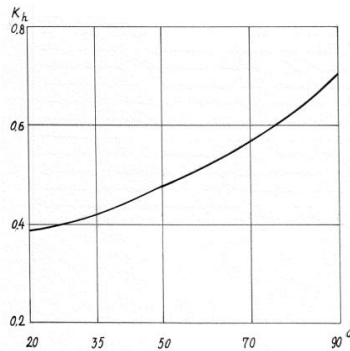
b – кескіш элементтің ауданы; $b = 80 \text{ мм} = 0,08\text{м}$ деп қабылдаймыз.
Орнына қойып, аламыз:

$$S_1 = k_h \cdot h_{p1} \cdot b = 0,47 \cdot 0,0416 \cdot 0,08 = 15,64 \cdot 10^{-4} [\text{м}];$$

$$S_2 = k_h \cdot h_{p2} \cdot b = 0,47 \cdot 0,042 \cdot 0,08 = 15,79 \cdot 10^{-4} [\text{м}];$$

$$S_3 = k_h \cdot h_{p3} \cdot b = 0,47 \cdot 0,0424 \cdot 0,08 = 15,94 \cdot 10^{-4} [\text{м}];$$

$$S_4 = k_h \cdot h_{p4} \cdot b = 0,47 \cdot 0,0425 \cdot 0,08 = 15,98 \cdot 10^{-4} [\text{м}];$$



3.6 –сурет - k_h коэффициентінің δ кесу бұрышынан тәуелділігі

Бір кесу элементіне әсер етеін кесудің максималды жанасу күшін анықтаймыз, мына формула бойынша:

$$P_i = \frac{UK_d S_i}{2V_{окрi} K_\alpha}, \quad (3.11)$$

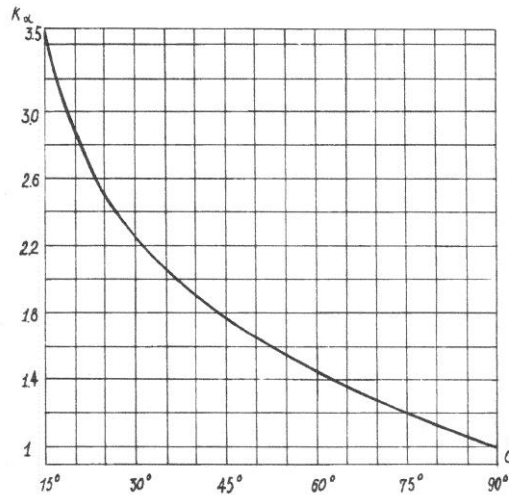
мұнда K_α - кесу элементінің сүйірлену коэффициенті; $K_\alpha=1,76$ қабылдаймыз.

$$P_1 = \frac{UK_d S_1}{2V_{окр1} K_\alpha} = \frac{108 \cdot 813508,4 \cdot 15,64 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 22,6 \cdot 1,76} = 481,53 [H];$$

$$P_2 = \frac{UK_d S_2}{2V_{окр2} K_\alpha} = \frac{108 \cdot 528071,6 \cdot 15,79 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 18,2 \cdot 1,76} = 401,5 [H];$$

$$P_3 = \frac{UK_d S_3}{2V_{окр3} K_\alpha} = \frac{108 \cdot 363936 \cdot 15,94 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 15,1 \cdot 1,76} = 345 [H];$$

$$P_4 = \frac{UK_d S_4}{2V_{окр4} K_\alpha} = \frac{108 \cdot 252228 \cdot 15,98 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 12,56 \cdot 1,76} = 289,2 [H].$$



3.7 -сурет - δ кесу бұрышынан K_α тәуелділік коэффициенті

3.1.4 Тізбектің күштік есебі

Жұмыс құрал-жабдығына әсер ететін Определение внешних сил, которые действуют на рабочее оборудование.

Номиналды жұмыс режимінде траншея өңдеу кезінде тізбекті жұмыс органына әсер ететін күшті анықтаймыз.

Горизонтқа қарай жұмыс органының көлбеу бұрышы $\alpha = 42^\circ$.

Номиналды жұмыс режимі топырақ өңдеуге III-IV категориясы бойынша машина қозғалысының жылдамдығы кезінде $V_m = 100$ м/ч.

Тісті ілініс беріліс редукторының 2-ші білігіне $M_p = 4055$ Нм моменті түседі.

Жұмыс органы секциясында тізбектегі номиналды жанасу күші:

$$P = 0,5 M_p \frac{Z_4}{Z_3} \eta_p \eta_o \frac{1}{0,5 \cdot D} = 0,5 \cdot 4055 \frac{54}{13} \cdot 0,98 \cdot 0,85 \frac{1}{0,5 \cdot 0,3655} = 38390 \text{ Н},$$

мұнда z_4, z_3 – цилиндрлі редуктор берілісінің тіс саны, $\eta_p = 0,98$
 $\eta_o = 0,85$ - цилиндрлі тісті ілініс ПӘК-і, $D = 0,3655$ м – жетекші жұлдызшаның бөлгіш диаметрі.

Жұмыс органы тізбегіндегі нормалды күш:

$$P_n = 0,4P = 0,4 \cdot 38390 = 15355 \text{ Н}.$$

Максималды жұмыс режимі гидромотор білігіндегі максималды айналу моментіне жауап береді:

$$M_{\max} = 2385 \text{ Нм}$$

Жұмыс органы секциясы тізбегінде пайда болатын максималды жанасу күші:

$$P_t = 0,5M \max \frac{Z_4}{Z_3} \eta_p \eta_o \frac{1}{0,5 \cdot D} = 0,5 \cdot 10247 \frac{54}{13} 0,98 \cdot 0,385 \frac{1}{0,5 \cdot 0,3655} = 97010 \text{ Н},$$

мұнда $M_{\max} = 10247 \text{ Нм}$ – момент 2-ші цилиндрлі тісті ілініс білігіндегі беріліс редукторының моменті максималды күш режимінде.

Жұмыс органы тізбегіндегі нормалды әсер күші:

$$P_n \max = 0,4P_t = 0,4 \cdot 97010 = 38800 \text{ Н}.$$

Қазаншұңқыр қазғыш машина жасау және эксплуатациялау тәжірибесі негізінде тербелетін тізбекті жұмыс органымен фрезедағы бүйір әсер ету күші барлық есептік жағдайда тұрақты қабылданады $P_y = 14715 \text{ Н}$.

Жұмыс органы секциясындағы тереңдену басындағы әсер күшін анықтаймыз.

Әр секция жұмыс органында жапырудың әсер күшін жұмыс органы гидроцилиндрінің толық күшінің реализация шартынан 160 мм диаметрлі гидрожүйе гидрожүйенің максималды қысымы 25 МПа кезінде анықтаймыз.

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{2P_n 0,64 + 2G_{PO} 3,956 + G_M 2,094 + G_{PP} 0,654 + G_{PH} 0,362}{2 \cdot 5,22} = \\ &= \frac{2 \cdot 477520 \cdot 0,64 + 2 \cdot 20010 \cdot 3,956 + 54350 \cdot 2,094 + 8340 \cdot 0,654 + 8440 \cdot 0,362}{2 \cdot 5,22} = \\ &= 85446 \text{ Н}, \end{aligned}$$

мұнда $P_n = 477520 \text{ Н}$ – 160 мм диаметрлі гидроцилиндр соташығындағы әсер күші, 25 МПа поршень кеңістігіндегі қысым кезінде; $G_{PO} = 20010 \text{ Н}$ – бір секция жұмыс органындағы салмақ күші.

3.2 Керу құрылғысының және фрезаның есептеуі

Жұмыс органы редукторынан шығыс кезіндегі номиналды айналу моменті:

$$M \max = M1 \max i \eta = 10247 \cdot 4,154 \cdot 0,98 = 41715 \text{ Н/м},$$

мұнда $M1 \max = 10247 \text{ Нм}$ – беріліс редукторындағы 2- біліктегі максималды айналу моменті, $\eta = 0,98$ – ПӘК беріліс редукторы цилиндрлік жұбының ПӘК-і, $i = Z_4/Z_3 = 54/13 = 4,154$ – беріліс редукторы цилиндрлік жұбының берілістік ара-қатынасы.

Беріліс редукторынан шығыс кезіндегі номиналды айналу моменті:

$$M_n = M1_n i \eta = 4055 \cdot 4,154 \cdot 0,98 = 16508 \text{ Нм},$$

мұнда $M1_n = 4055 \text{ Нм}$ – беріліс редукторының 2-білігіндегі айналу моменті.

Беріліс редукторының шығыс білігінің айналу жиілігі:

$$n_o = \frac{n}{i} = \frac{375}{4,154} = 90,3 \text{ мин-1.}$$

Жұмыс органының бір секциясындағы керме білігінің ортаңғы жұлдызшасындағы максималды айналу моменті:

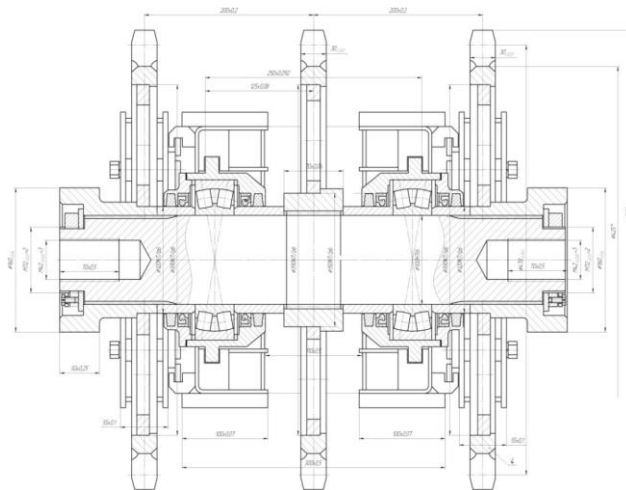
$$M_{3 \max} = M_{\max} i \eta = 41715 \cdot 1,333 \cdot 0,85 = 47265 \text{ Нм,}$$

мұнда $i = Z_2/Z_1 = 12/9 = 1,333$ и $\eta = 0,85$ – тізбекті берілістің және ПӘК тізбегінің берілістік ара қатынасы.

Фрезадағы айналу моменті тең:

$$M_{\phi \max} = M_{3 \max} = 47265 \text{ Н/м}$$

Керме білігіндегі үш жұлдызшадағы номиналды айналу моменті (3.8 сурет):



3.8 -сурет - Керу орнатпасы

$$M_{3n} = K_1 K_2 M n \eta_o = 0,5 \cdot 0,4 \cdot 16308 \cdot 1,333 \cdot 0,85 = 3741 \text{ Н/м,}$$

мұнда $K_1 = 0,5$ – Жұмыс органы секциялары арасында салмақты үлестіру коэффициенті, $K_2 = 0,4$ – жұлдызша мен фреза арасындағы үлестіру кезіндегі жұлдызшаға кететін салмақ бөлігін есепке алатын коэффициент.

Жұмыс органы секциясы фрезасындағы номиналды айналу момент:

$$M_{\phi \phi} = K_1 K_3 M n i \eta_{\phi} = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 16508 \cdot 1,333 \cdot 0,85 = 5611 \text{ Н/м,}$$

мұнда $K_3 = 0,6$ – жұлдызша мен фреза арасында салмақты орналастыру кезінде фрезаға келетін күшті есепке алатын коэффициент.

Керме білігінің және фрезаның айналу жиілігі:

$$n_H = \frac{n_o}{i} = \frac{90,3}{1,333} = 67,7 \text{ мин-1.}$$

Бірінші жағдай

Номиналды момент теңдей үш жұлдызша арасында орналасқан, фрезеда айналу моменті реализацияланады.

Әр жұлдызшадағы номиналды айналу моменті тең:

$$P = \frac{M}{3D} = \frac{2 \cdot 3741}{3 \cdot 0,483} = 5164 \text{ Н,}$$

мұнда $D = 0,483 \text{ м}$ – жетекші жұлдызшаның бөлгіш шеңберінің диаметрі. Фрезедағы номиналды айналу күші:

$$P\phi = \frac{2M\phi}{D\phi} = \frac{2 \cdot 5611}{0,94} = 11938 \text{ Н,}$$

$D\phi = 0,94 \text{ м}$ – фрезаның диаметрі.

Екінші жағдай

Ортаңғы жұлдызша минималды айналу моментімен жүктелген, ал фреза босалған.

Максималды шеңбер салмағы ортаңғы жұлдызшада тең:

$$P_{3\max} = \frac{2M\phi_{\max}}{D} = \frac{2 \cdot 47265}{0,483} = 195710 \text{ Н.}$$

Үшінші жағдай

Фреза максималды айналу моментімен жүктелген.

Фрезедағы максималды күш:

$$P\phi = \frac{2M\phi_{\max}}{D\phi} = \frac{2 \cdot 47265}{0,94} = 100564 \text{ Н.}$$

Шеңбер күші жұмыс органы рамасының перпендикулярды бойлық осі бойынша бағытталған, соның салдарынан бүйір күш шамасына әсер етуі кемде кем .

Тізбектің алдын ала керілуі:

$$S_0 = 1/3K_f \cdot a \cdot q = 1/3 \cdot 4 \cdot 1177 \cdot 2,649 = 4158 \text{ Н,}$$

мұнда q – тізбек ұзындығы бірлігінің массасы,

$$q = \frac{mg}{l} = \frac{810 \cdot 9,81}{6,75} = 1177 \text{ Н/м},$$

$m = 810$ кг – тізбек массасы, $l = 6,75$ – тізбек ұзындығы, $K_f = 4$ – буындарды 40 градустан 60 градусқа дейінгі орналастыру кезіндегі салбырау коэффициенті, $a = 2,649$ м – жетекші және қосалқы жұлдызшалар осінің ара қашықтығы.

Тізбек керілісі есебімен әр жұлдызшаға әсер ететін қосындылық күштер. Максималды режим кезінде:

$$P_{3 \max} = P_{3n} + S_0 = 195710 + 4158 = 199868 \text{ Н};$$

Номиналды режим кезінде:

$$P_{3n} = P_{3n} + S_0 = 5164 + 4158 = 9322 \text{ Н}.$$

Жұмыс органы рамасының координата осі бағытында жетектелген жұлдызшаға әсер ететін күшті жобалаймыз. Максималды режим жұмысы кезінде жұлдышалардағы әсер күші тең:

$$X_{3 \max} = P_{3 \max} \cos 1^{\circ}16' = 199868 \cdot 0,99975 = 199819 \text{ Н},$$

$$Z_{3 \max} = P_{3 \max} \sin 1^{\circ}16' = 199868 \cdot 0,02218 = 4433 \text{ Н}.$$

Номиналды жұмыс кезінде жұлдышалардағы әсер күші тең:

$$X_{3n} = P_{3n} \cos 1^{\circ}16' = 9322 \cdot 0,99975 = 9320 \text{ Н},$$

$$Z_{3n} = P_{3n} \sin 1^{\circ}16' = 9322 \cdot 0,02218 = 207 \text{ Н}.$$

Тізбек керілуінің әсер күші тең:

$$X_0 = S_0 \cos 1^{\circ}16' = 4158 \cdot 0,99975 = 4157 \text{ Н},$$

$$Z_0 = S_0 \sin 1^{\circ}16' = 4158 \cdot 0,02218 = 92 \text{ Н}.$$

Тербелмелі жұмыс органымен қазаншұңқыр қазғыш машинасын жасау және эксплуатациялау негізінде фрезадағы бүйір күш барлық есептеулерде тұрақты болып қабылданады.

3.3 Динамикалық жерқазғыш машинаның жұмыс органы жетегі гидросистемасының есептеулері.

3.3.1 Жетек гидроцилиндрінің есебі

Жұмыс құрал-жабдығы гидроцилиндрі жетегі үшін машинада гидронасос

A11V060DRS/10L-NZC12N00 орнатылған, оның жұмыс көлемі тең:

$$q_H = 60 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Насостың бастапқы валы айналу жиілігі $n_n = 2680 \text{ хв}^{-1}$.

Гидронасосстан гидроцилиндрге берілетін жұмыс сұйықтығының орналастыру секциясы реттегішімен реттеледі. Ол тең:

- жұмыс органының екі гидроцилиндріне: $Q_H = 60 \text{ л/хв} = 1000 \text{ см}^3 / \text{с}$,
- жұмыс органының екі реттегіш гидроцилиндріне:

$$Q_H = 125 \text{ л/хв} = 2080 \text{ см}^3 / \text{с},$$

- жұмыс органының екі орын ауысу гидроцилиндріне:

$$Q_H = 80 \text{ л/хв} = 1330 \text{ см}^3 / \text{с},$$

Жұмыс органының гидроцилиндрлерінің және оның құраушыларының қозғалыс жылдамдығы мен соташықты тартуды мына формуламен есептейміз:

$$V = \frac{Q_H \eta_{га}}{a_{ц} F_{ц}}, \quad (3.12)$$

мұнда $\eta_{га} = 0,92$ - магистральдерде орнатылған гидроагрегаттардың көлемді ПӘК-і.

$a_{ц} = 2$ – параллельді жұмыс істейтін гидроцилиндр саны,

$F_{ц}$ – гидроцилиндрдің поршеньдік бетінің ауданы.

Соташықтардың тарту және іштен қозғалу ұзақтылығы:

$$t = \frac{S_{ц}}{V}, \quad (3.13)$$

мұнда $S_{ц}$ - гидроцилиндрлердің толық жүрісі.

Гидроцилиндрлердің параметрлері 3.1 - кестеде келтірілген, ал олардың кинематикалық ақпараты 3.2 – кестеде.

3.1 – кесте - Гидроцилиндр параметрлері

Атауы	Диаметр, м		Піспек ауданы, м ²		Жүрісі, м
	цилиндрдің	Соташық-тың	Соташықсыз қабат	Соташықты қабат	
Жұмыс органы гидроцилиндрі	0,16	0,09	0,0201	0,0137	0,9
Құраушы гидроцилиндрлер	0,16	0,09	0,0201	0,0132	1,4

3.2 - кесте- Жұмыс параметрлері

Атауы	Жылдамдық, м/с		Ұзақтылық, с	
	Іштен қозғалу	Тарту	Іштен қозғалу	Тарту
Жұмыс органы гидроцилиндрі	0,023	0,034	39	27
Кұраушы гидроцилиндрлер	0,048	0,07	29	20

Жұмыс кезінде жұмыс құрал-жабдығының транспортты қалыпқа ауысуының қосындырлы ұзақтылығы :

$$t_{роб} = 39 + 29 = 68 \text{ с},$$

Жұмыс қалыбынан транспорттыға:

$$t_{mp} = 27 + 20 = 47 \text{ с}.$$

Жұмыс органының тербеліс жиілігі екі 100 мм диаметрлі гидроцилиндрмен және 56 мм диаметрлі соташықпен орындалады. Поршеннің соташықты және поршеньді қабатының ауданы:

$$F_{п} = 0,00785 \text{ м}^2, F_{ш} = 0,00539 \text{ м}^2.$$

Гидроцилиндр соташығының жүрісі $S_{ц} = 0,25 \text{ м}$.

Іштен қозғалу және тартудың орташа жылдамдығы тең:

$$V = \frac{Q_H \eta_{га}}{F_{п} + F_{ц}} = \frac{1330 \cdot 10^{-6} \cdot 0,92}{0,00785 + 0,00539} = 0,02 \text{ м/с}.$$

Толық тербелістің ұзақтығы:

$$t = \frac{S_y}{V} = \frac{0,25}{0,02} = 12,5 \text{ с}.$$

Бұрышы тербелісінде $\alpha = 37^\circ / 0,646 \text{ рад}$ – тербеліс жиілігі құрайды:

$$\nu = \frac{\alpha}{t} = \frac{37^\circ}{12,5} = 3 \text{ град/с} = 0,05 \text{ рад/с}.$$

Пайдалы қуатты анықтау:

$$N_k = N_d \eta_{пр.р.с} = 250 \cdot 0,53 = 132,5 \text{ кВт}$$

Мұнда $N_d = 250 \text{ кВт}$ – базалық қозғалтқыштың қуаты (дизельді);

$\eta_{\text{пр.р.о}} = 0,45 \dots 0,57$ – жетектің және жұмыс органының ПӘК-і.

Пайдалы қуатты жекек ВМ арасында орналастырады, оған мынадай болжамдарды қабылдай отыра:

- негізгі технологиялық операцияларды орындайтын механизмдер, егер олармен тағы қосалқы механизмдер жұмыс істесе 100% пайдалы қуатты тұтынады, 70% қуатты тұтынады, егер бірдей уақытта олармен бірге қосымша операцияларды орындайтын механизмдер жұмыс істесе;

- көмекші операцияларды орындайтын механизмдер негізгі механизммен бірдей уақытта жұмыс атқаратындығына қарамастан 30% пайдалы қуатты тұтынады;

- көмекші операцияларды орындайтын бірнеше механизмдер бір уақытта жұмыс істесе, барлығы бірге осы механизмдерге теңдей бөлінетін 30% пайдалы қуатты тұтынады;

- кез келген механизм мен гидрожетек тұтынатын қуат тікелей гидроцилиндр соташығына немесе гидромотор білігіне жанасады.

Осылайша, келесідей қуаттың орналасуын байқаймыз: 70% ($N_{\text{р.о}} = 92,75$ кВт) машинаның тізбекті жұмыс органының жетегіне жұмсалады және 30% ($N = 39,75$ кВт) жұмыс органының фрезерлі жетегіне және машинаның орын ауысуына жұмсалады.

Насос жетегінің N_H масималды мағынасы бойынша бір уақытта жұмыс істейтін насос арқылы қосылған гидроқозғалтқыштардың қуатының жалпы мағынасын анықтаймыз:

$$N_H = \sum N_{\text{Ці}} / \eta_{\text{гм.н}} \eta_{\text{гм.ц}} + \sum N_{\text{Ні}} / \eta_{\text{гм.н}} \eta_{\text{гм.м}}, \quad (3.14)$$

мұнда $N_{\text{Ці}}$, $N_{\text{Ні}}$ - бір уақытта жұмыс атқаратын гидроцилиндр мен гидромотор қуаты кВт; $\eta_{\text{гм.н}} = 0,90$; $\eta_{\text{гм.м}} = 0,93$; $\eta_{\text{гм.ц}} = 0,95$ сәйкесінше гидромеханикалық насос, гидроцилиндр, гидромотор ПӘК-і.

$$N_H = \sum N_{\text{Ці}} / \eta_{\text{гм.н}} \eta_{\text{гм.ц}} + \sum N_{\text{Ні}} / \eta_{\text{гм.н}} \eta_{\text{гм.м}} = \frac{92,75}{0,92 \cdot 0,95} + \frac{39,75}{0,93 \cdot 0,95} = 151,1 \text{ кВт}.$$

Бізде реттелген насос болғандықтан, бізге жетек қуатын насостың беріліс реттегіші диапазонына азайту қажет $n' = 1,8 \dots 2,4$.

$$N'_H = N_H / 1,8 = 151,1 / 1,8 = 83,94 \text{ кВт}.$$

Жетектің қуаты ретінде гидрожүйенің номиналды жұмыс қысымын таңдаймыз $P = 25 \text{ Мпа}$ [14].

Насостың қажетті берілісі:

$$Q_H = 61,2 N'_H / P_H = \frac{61,2 \cdot 83,94}{25} = 205,485 \text{ л/мин}$$

мұнда N_H – насос жетегінің қуаты, кВт, P_H – гидросистемадағы номиналды қысым Мпа.

N_H , қуатының белгілі мағынасымен, P_H жұмыс қысымының Q_H берілісімен машинаның гидрожетегі үшін насос таңдаймыз. Насос 250А-20, $n_H = 960$ айн/мин., $Q_H = 3,33$ л/с.

Насос түрі мен санын таңдауда мынадай практикалық рекомендациялар есепке алынды:

- транспортты-көтергіш құрылыс және жол машиналарының гидрожетегінде көбінесе тістегерішті және аксиалды-поршеньді, пластинді гидромоторлы, радиалды-поршеньді насосты қолданады;

- жеңіл және орташа гидросистема жұмысы кезінде толықтай тістегерішті насостар қолданылады, ал ауыр және аса ауыр жұмыс режимінде радиалды-поршеньді насостар қолданылады;

- радиалды-поршеньді насостар тістегерішті насостармен салыстырғанда жоғарғы және төменгі температурада анағұрлым жоғары ПӘК-не ие;

- бір қарқынды гидросызықты сіңіретін екі насостан артық насостарды қолдану.

Қажетті беріліске керек насос білігінің айналу жиілігін дәлелдеу айн/мин.:

$$n_H = 10^3 Q_H / Z_H q_H \eta_{об.н} = \frac{10^3 \cdot 3,33 \cdot 60}{1 \cdot 250 \cdot 0,87} = 918,62 \text{ айн/мин}$$

мұнда $Z = 2$ – берілген гидросызық бойынша насос саны количество $q_H = 20$ – насостың жұмыс көлемі см³/об; $\eta_{об.н} = 0,94$ – насостың көлемді ПӘК-і.

Базалық қозғалтқыш қуатын таңдау білігі мен насос білігі арасындағы беріліс арақатынасын анықтау:

$$i = \frac{n_{об}}{n_H} = \frac{1500}{918,62} = 1,633.$$

3.3.2 Гидрожетек құбыр желісі есебі

Гидрожетектің негізгі элементі болып құбыр желісі болып табылады, олар насостан гидроқозғалтқышқа дейінгі энергия тасымалдауда және өзара гидроагрегаттарды байланыстыруда тағайындалған. Тағайындалуы бойынша құбыр желісі арынды, сорғыш, ағызбалы және су сіңіргіш; конструктивті белгісі бойынша – қатты (металл құбырлар) және (резиналы және металл резиналы) икемді болып бөлінеді. Қатты құбыр желісін жапсарсыз ыссы илемделген болаттан жасайды (болат 10 немесе 20) (МЕСТ 8732-78) және суықтай созылған құбырлардан жасайды (МЕСТ 8734-75). Икемді құбыр желісі (майысқақ) өзара байланысты буындар арасындағы сұйықтық ағымында

қолданылады, сондай ақ дәлсіздікті компенсациялау үшін құрастыруды жеңілдету мен жасалынқы. Гидрожүйелерде құбырлар мен жеңдер өзара унификацияланған енгізгіш арматура арқылы байланыстырылған (штуцерлер, үшайыр және т.с.).

Құбырдың ішкі диаметрі, мм:

$$d = 4,5\sqrt{Q_H/V} = 4,5\sqrt{\frac{205}{4,25}} = 31,25,$$

Мұнда Q_H – насос берілісі, л/мин; V – сұйықтық ағымының жылдамдығы, м/с.

Құбырдың көлденең қимасының жазықтығы, см²:

$$f = \frac{Q_H}{6V} = \frac{205}{6 \cdot 4,25} = 8.$$

Жұмыс сұйықтығының ағысының жылдамдығын құбыр желісінің тағайындалуына тәуелді таңдаймыз, гидрожүйедегі қысым, сондай-ақ эксплуатация кезінде.

Құбыр желісі қабырғасының металл қалыңдығын беріктілік шартынан анықтаймыз, мм

$$\delta = \frac{P_H d}{2[\sigma_p]} = \frac{25 \cdot 31,25}{2 \cdot 140} = 2,79,$$

мұнда P_H – номиналды қысым МПа, $[\sigma_p] = 140$ МН/м²– болат 20 созылуының шекті кернеуі.

МЕСТ 8734-75 сәйкесінше құбыр желісі қабырғасының диаметрі мен қалыңдығын нақтылаймыз: шартты өткелімен құбыр желісін таңдаймыз $D_y=32$ мм, $\delta=6$ мм.

Су сіңіргіш сызығының минималды диаметрі 8...10 мм арасында болуы керек. Насостың кавитациясыз жұмысын диаметрдің ұлғаюымен және сорғыш құбыр желісі ұзындығының азаюымен, сондай-ақ гидрошанның насостың сорғыш бөлігінен жоғары орналасуымен және тағы сондай жағдайлар арқылы қамтамасыздандырылады [11].

Гидрожетектегі ПӘК-ті анықтауға қажетті гидрожүйедегі қысым шығыны есебі, геометриялық өлшемдердің таңдауы, гидрожетектің төменгі температурада еңбекке жарамдылығын орнату. Егер шығын 6% насостың номиналды қысымынан аспаса, гидрожүйе оптималды жобаланған болып саналады.

Жұмыс сұйықтығының максималды температурасы $t_{\max} = 20^{\circ}\text{C}$.

Берілген гидросистема жүйесіндегі қысымның жалпы шығыны жеке элементтердегідей анықталуы мүмкін.

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_{II} + \sum \Delta P_M + \sum \Delta P_{AT}, \quad (3.15)$$

мұнда $\sum \Delta P_{II}$ - құбыр желісінің тіксызықты учаскелеріндегі жалпы жолдық шығыны; $\sum \Delta P_M$ - құбыр желісіндегі майысу беттеріндегі жалғастырғыш тетік, ұшара, штуцердемұндағыгі жергілікті жалпы қысым шығыны, $\sum \Delta P_{AG}$ - гидроагрегаттардағы қысымның жалпы шығыны (орналастырғыштарда, клапандарда, фильтрлерде және т.с.).

Қысым шығынын мұндай тізбекпен орындаймыз. Гидрожүйені учаскелерге бөлеміз, олардың әрқайсысы бірдей сұйықтық жылдамдығына және құбыр желісі диаметріне ие. Цилиндр гидросызығындағы жалпы қысым шығынын анықтаймыз:

Сору:

$$\sum \Delta P_B = \sum \Delta P_{ш1} + \sum \Delta P_{MH}, \quad (3.16)$$

Екпінді:

$$\sum \Delta P_H = \Delta P_{ш2} + \Delta P_{ш3} + \Delta P_{ш4} + \Delta P_{M1} + \Delta P_{M2-8} + \Delta P_{P1} + \Delta P_{P2} + \Delta P_{P3} + \Delta P_{ЗК}, \quad (3.17)$$

Екпінді:

$$\sum \Delta P_3 = \Delta P_{ш2} + \Delta P_{ш3} + \Delta P_{ш4} + \Delta P_{M1} + \Delta P_{M2-8} + \Delta P_{C1} + \Delta P_{P2} + \Delta P_{P3} + \Delta P_{ЗК}, \quad (3.18)$$

мұнда $\Delta P_{ш}$, ΔP_M - гидрожүйедегі әр түрлі учаскелерінде жолдық және жергілікті қысым, кПа; $\Delta P_P, \Delta P_\phi, \Delta P_{ЗК}$ - орналастырғыштағы қысым шығыны, ағыс орналастырғышында, фильтрде және кері клапандағы қысым шығыны, кПа.

Құбыр желісі қабырғаларына үйкелуіне байланысты жолдық қысым шығыны, кПа:

$$\Delta P = \frac{0,5\lambda l \rho V^2}{10^3 d}, \quad (3.19)$$

мұнда λ – үйкелістің гидравликалық коэффициенті, 1 және d – берілген учаскедегі сәйкесінше құбыр желісінің ұзындығы және ішкі диаметрі, м, ρ – сұйық тығыздығы, кг/м³, V – сұйық ағысының жылдамдығы, м/с.

Сұйық үйкелісінің гидравликалық коэффициенті Рейнольдс санына байланысты мынадай режим кезінде:

$$\text{ламинарлы:} \quad \lambda = 75/Re \quad (3.20)$$

$$\text{турбулентті:} \quad \lambda = 0,3146 Re^{-0,25} \quad (3.21)$$

Доңғалақ көлденең қима құбыр желісіндегі сұйықтың ламинарлы ағыс режиміне Рейнольдс саны жауап береді $Re \leq 2200 \dots 2300$ турбулентті режимге $Re > 2200 \dots 2300$.

Домалақ қима құбыр желісі үшін:

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu}, \quad (3.22)$$

мұнда V – сұйық ағысының жылдамдығы, м/с, d – құбыр желісі диаметрі, м,
 ν – жұмыс сұйықтығының кинематикалық тұтқырлығы м²/с.

$$\text{Re} = \frac{4,25 \cdot 0,032}{300} = 226,67.$$

Сұйықтың құбыр желісіндегі ағыс режимі - ламинарлы.
Сұйықтың үйкелісінің гидравликалық коэффициенті:

$$\lambda = \frac{75}{226,67} = 0,3309.$$

Сұйық қысымының жолдық шығыны:

$$\Delta P_{\phi 1} = \frac{0,5 \lambda \rho V^2}{10^3 d} = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 0,5 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3 \cdot 0,032} = 82,738,$$

$$\Delta P_{\phi 2} = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 1 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3 \cdot 0,032} = 165,476,$$

$$\Delta P_{\phi 3} = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 1 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3 \cdot 0,032} = 165,476,$$

$$\Delta P_{\phi 4} = \frac{0,5 \cdot 0,3309 \cdot 1 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3 \cdot 0,032} = 165,476.$$

Местные затраты давления в гидросистеме, кПа

$$\Delta P_M = \frac{0,5 \xi \rho V^2}{10^3}, \quad (3.23)$$

мұнда ξ – жергілікті кедергі коэффициенті.

$$\Delta P_{MH} = 2,447575,$$

$$\Delta P_{M1} = \frac{0,5 \cdot 1 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3} = 8,0016875,$$

$$\Delta P_{M2-8} = 7 \cdot \frac{0,5 \cdot 1,4 \cdot 886 \cdot 4,25^2}{10^3} = 56,0118125.$$

$$\Delta P_{P1/C} = 60 \text{ Па}, \Delta P_{P2} = 60 \text{ кПа}, \Delta P_{P1} = 30 \text{ кПа}, \Delta P_{3K} = 20 \text{ кПа}.$$

Цилиндр гидросызығындағы қысымның жалпы шығыны, кПа:

Сорғыш :

$$\sum \Delta P_B = 82,738 + 2,447575 = 85,185575,$$

Екпінді:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P_H &= 165,476 + 165,476 + 165,476 + 8,0016875 + 56,0118125 + 60,0 + 60,0 + 30,0 + 20,0 = \\ &= 730,44149875, \end{aligned}$$

ағызбалы:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P_H &= 165,476 + 165,476 + 165,476 + 8,0016875 + 56,0118125 + 60,0 + 60,0 + 30,0 + 20,0 = \\ &= 730,44149875. \end{aligned}$$

3.3.3 Гидравликалық жетек ЖО ПӘК анықтау

Гидрожетектің I жобалануы оның ПӘК анықтау болып табылады. Оптималды өндірілген гидрожүйе үшін жалпы (толық) $\eta_{\text{заг}} = 0,6 \dots 0,7$ шамасында гидравликалық, механикалық, Жалпы көлемді ПӘК туындысы ретінде анықталады.

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_z \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{об}}, \quad (3.24)$$

Гидравликалық ПӘК-ті гидрожетектегі қысым шығыны қосындырлы саны бойынша анықталады:

$$\eta_z = (P_H - \sum \Delta P) / P_H, \quad (3.25)$$

мұнда P_H – гидрожүйедегі номиналды қысым, МПа, $\sum \Delta P$ - қысымның қосындылары шығыны, МПа.

$$\eta_z = (25 - 1,55) / 25 = 0,938.$$

Механикалық ПӘК-ті тізбектей қосылған энергия шығыны мен қажалыс болатын гидрожабдықтардың механикалық ПӘК-ң туындысы ретінде анықтаймыз:

$$\eta_{мех} = \eta_{мех.н} \eta_{мех.р} \eta_{мех.гд} \quad (3.26)$$

мұнда $\eta_{мех.н} = 0,84...0,98$ – насостың механикалық ПӘК-і, $\eta_{мех.р} = 0,9...0,95$ – орналастырғыштың механикалық ПӘК; $\eta_{мех.гд}$ - гидродвигатель механикалық ПӘК – гидромотор үшін $\eta = 0,85...0,94$ және гидроцилиндр; $\eta = 0,92...0,98$.

$$\eta_{мех} = \eta_{мех.н} \eta_{мех.р} \eta_{мех.гд} = 0,96 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,94 = 0,730944.$$

ПӘК-ң көлемді гидрожетегі:

$$\eta_{об} = \eta_{об.н} \eta_{об.р} \eta_{об.гд} \quad (3.27)$$

мұнда $\eta_{об.н} = 0,84...0,98$ насостың көлемді ПӘК-і, $\eta_{об.р} = 0,92...0,96$ – орналастырғыштың көлемді ПӘК-і; $\eta_{об.гд} =$ гидродвигательдің көлемді ПӘК-і $0,84...0,98$ гидромотор үшін және гидроцилиндр бірлігі ретінде қабылданады.

$$\eta_{об} = \eta_{об.н} \eta_{об.р} \eta_{об.гд} = 0,94 \cdot 0,96^2 \cdot 0,96 = 0,83165184.$$

Жалпы ПӘК:

$$\eta_{заг} = \eta_e \eta_{мех} \eta_{об} = 0,938 \cdot 0,730944 \cdot 0,83165184 = 0,57.$$

Есептеулердің нәтижесі бойынша 3.9 суретте келтірілген гидравликалық схеманы қабылдаймыз.

3.4 Теориялық және есептік берілген мағлұмат негізінде траншеяқазғыш жұмыс органы рационалды параметрлерінің анықталуы және есептеулер нәтижесі

Құрылыстық экскаватор параметрлері МЕСТ 17383-83 регламенттелген. Жұмыс құрал-жабдығы өлшемдерінің белгіленуі 3.10 суретінде көрсетілген.

Алынған өлшемдер траншеялық экскаватордың ЖО заманауи үлгілерімен салыстырылған, сондай-ақ өлшемдері МЕСТ-те көрсетілген.

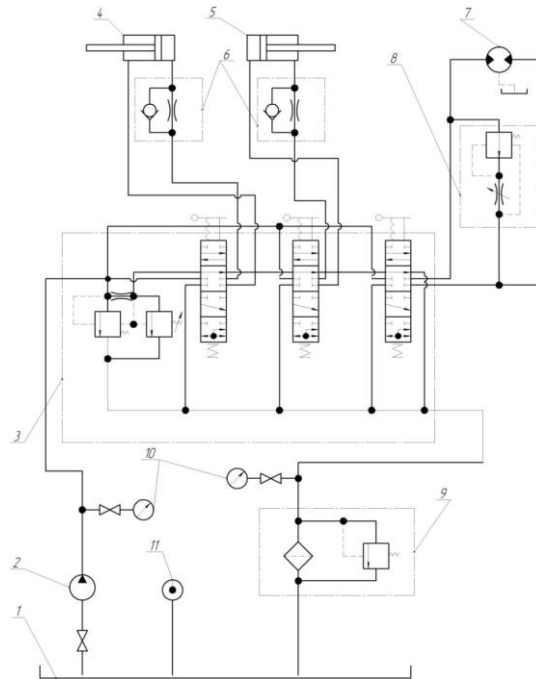
Геометриялық арақатынастан тіс ені:

$$b' = \frac{b}{(2,2...2,25) m - (1,2...1,25)} \quad (3.28)$$

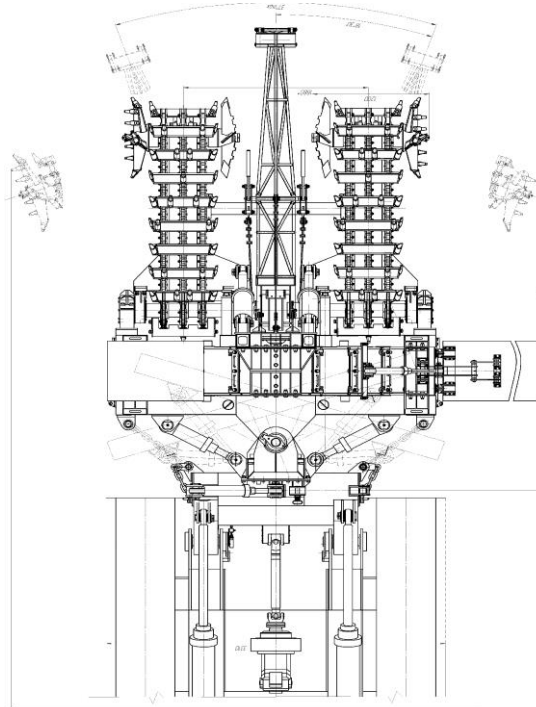
Шөміш жиегіне дейінгі тіс ұзындығы:

$$l_3 = (0,4...0,5) \frac{q}{b H_n K_p \sin(\theta/2 + \theta)} \quad (3.29)$$

мұнда δ – тістің сүйірлену бұрышы, $\delta = 20...25^\circ$; θ – артқы кесу бұрышы, $\theta = 7... 10^\circ$.



3.9 - сурет -ЖО жетегінің гидросұлбасы



3.10 –сурет - Модернизацияланған жұмыс органды жұмыс құрал-жабдығы.

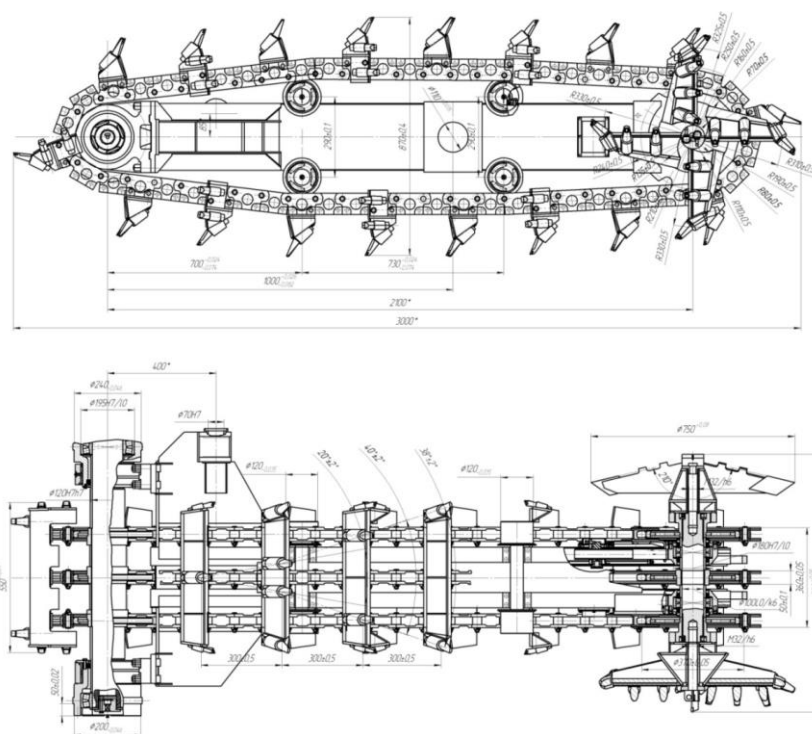
Кесу бұрышы

Теориялық негіздерге сүйене отыра, қазуға кедергі күшін азайту үшін,

кесу бұрышын $\alpha_p = 42^\circ$ қабылдаймыз.

3.4 - кесте - Модернизацияланған ЖО параметрі

1	ЖО ені, мм	930
2	ЖО биіктігі, мм.	870
3	ЖО ұзындығы, мм.	3000
4	Кесу бұрышы, град.	42
5	Масса ЖО, т.	



3.11 -сурет - Жұмыс органының модернизацияланған конструкциясы

ҚОРЫТЫНДЫ

Дипломдық жұмыста «Экскаватор-орқазғыштың қалақты топырақ шығарғышты элементінің жұмысшы жабдығының конструкциясын жасау» тақырыбы бойынша жаңа үлгідегі конструкция қарастырылып зерттелді.

Авторлық куәліктер мен патенттерді зерделеп, экскаватор-орқазғыштардың жұмысында кемшіліктерді анықталды, олардың біреуі жоғары жағдайларда көрсетілді.

Осы кемшіліктерді шешу үшін бірнеше авторлық куәліктер мен патенттердің саны анықталды, онда әр түрлі әдістерді қолдану ұсынылды, оның ішінде қалақты топырақ шығарғышты элементінің жұмысшы жабдығын жасау болып табылады.

Бұл топырақтың қазу үрдісін жақсартады және машина өнімділігін арттырады.

Осы жұмыста алынған нәтижелер ғылыми-зерттеу институттарында, жобалау бюроларында экскаваторлардың жаңа типтерін және техникалық университеттерде дипломдық жобаларды жасау кезінде қолданылуға болады.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. Александров М.П. Атлас конструкций .-М. :Машиностроение 1973г.
2. Методические рекомендации по планированию и учету себестоимости продукции в машиностроении. – М.: Типография НИЭМИ, 1998 г.
3. Аннинский Б.А. Погрузочно-разгрузочные работы – Л.: Машиностроение, 1975 г.
4. Metallokonstrukcii bашенных кранов, рекомендации на ремонт , Министерство лесной промышленности СССР, 1989 г.
5. Яхнин Р.Н. Ремонт металлоконструкций мостовых кранов – Л.: Металлургия 1990 г.
6. Буланже А.В., Палочкина Н. В., Часовников Л. Д. Методические указания по расчету зубчатых передач редукторов и коробок скоростей, часть 1. – М.: МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1980 г.
7. Казак С.А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин – М.: Высшая школа , 1989 г.
8. Дегтерев Г. Н. Механизация и организация погрузочно-разгрузочных работ. - М.: Транспорт, 1968 г.
9. Добрыднев И. С. Курсовое проектирование по предмету «Технология машиностроения». – М.: Машиностроение, 1995 г.
10. Евстратенков Г. С. Безопасность труда и промышленная экология: методическое пособие по дипломному проектированию. /Под ред. А.С. Гринина. – Калуга: ГУП Облиздат, 1997 г.
11. Зерцалов А. И. Краны с жестким подвесом груза. – М.: Машиностроение, 1979 г.
12. Лаврухина Н. В., Васильева И. М. Экономика предприятия. Учебное пособие. – Калуга: КФ МГТУ, 1998 г.
13. Николаева С. А. Принципы формирования и калькулирования себестоимости. – М.: Аналитик-Пресс, 1999 г.

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

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

Автор: Өтеу Д.Б.

Тақырыбы: Экскаватор-орқазғыштың қалақты тонырақ шығарғышты элементінің жұмысшы жабдығының конструкциясын жасау

Жетекшісі: Нурбол Камзанов

1-ұқсастық коэффициенті (30): 0.8

2-ұқсастық коэффициенті (5): 0

Дәйексөз (35): 0.3

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

12.06.23

Кафедра меңгерушісі



