

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



СӘТБАЕВ  
УНИВЕРСИТЕТІ

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты  
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

М. Ә. Омар

Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші механизмінің  
кинетостатикасын зерттеу және роторлық теңгерілудегі динамикалық синтез  
есебінің аналитикалық шешімі

### **ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС**

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



СӘТБАЕВ  
УНИВЕРСИТЕТІ

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты  
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі  
физ.мат. ғыл. д-ры., профессор  
*А. Калтаев*  
А. Калтаев  
«15» \_\_\_\_\_ 2019 ж.



ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші  
механизмінің кинетостатикасын зерттеу және роторлық теңгерілудегі  
динамикалық синтез есебінің аналитикалық шешімі»

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған

М.Ә.Омар

Ғылыми жетекші  
техн. ғыл. канд., асс. проф.  
*Н. С. Иманбаева*  
«15» \_\_\_\_\_ 2019 ж.

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



СӘТБАЕВ  
УНИВЕРСИТЕТІ

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты  
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

5B071200 – «Машина жасау»



Дипломдық жұмысты орындауға  
ТАПСЫРМА

Білім алушы М. Ә. Омар

Тақырыбы Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші механизмнің кинестатикасын зерттеу және роторлық теңгерілудегі динамикалық синтез есебінің аналитикалық шешімі

Университет басшысының «06» қараша 2018 ж. № 1252- б – бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «6» мамыр 2019 жылы

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері \_\_\_\_\_

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а. Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз.

Оптимизациялық теңдеу.

б. Штангалық піспекті қондырғының жетектерінің негізгі түрлері.

в. Негізгі бөлім. Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмнің кинематикалық анализі мен нәтижелері

г. Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмнің кинестатикалық анализі мен нәтижелері

д. Бау жетегінің теңдестіру режимдерін зерттеу

е. Жұмыстың қорытындысы

Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)


Сызбалық материалдар слайдпен көрсетілген

Ұсынылатын негізгі әдебиет \_\_\_\_\_

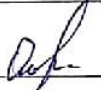
Дипломдық жұмысты дайындау  
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Штангалық піспекті қондырғының жетегінің негізгі түрлері	31.01.19-03.03.19	
Тербелмелі білдектің пайдалану көрсеткіштері және жұмыс кезіне тән ақаулықтары	03.03.19-25.03.19	
Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші механизмінің кинетостатикасын зерттеу	25.03.0.19-02.05.19	

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
Норма бақылау	Е.Т. Бекенов, техн. ғыл. канд., ассоц. проф	17.05.2019	

Ғылыми жетекші  Н. С. Иманбаева

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  М. Ә. Омар

Күні “17” 05 2019 ж.

## АНДАТПА

Бұл мақалада механизм схемасында қосарланған айналшақ пен бұлғақ траверса арқылы қос-иінге жалғанғандықтан, кинематикалық талдау жасағанда механизм схемасын қарапайым айналшақты-бұлғақты механизм ретінде қарастырамыз. Штангалы сорғы қондырғысының түрлендіруші механизмін балансирлі теңгеру есебінің аналитикалық шешімі табамыз. Ол үшін мүмкін орынауыстырулар принципін қолданамыз. Бұраушы моменттің ортақвадраттық минимум шартынан аналитикалық шешімді аламыз.

## АННОТАЦИЯ

Рассматривается кинематическая схема механизма как простого кривошипно-шатунного механизма, так как в схеме механизма кривошип и шток соединены траверсой. Попытаемся найти аналитическое решение задачи оптимальной динамической балансировки трансформаторного механизма насосной установки с балансировкой баланса. Для чего мы используем принцип возможных перемещений. Из полученного выражения находим  $M_i$ , выражая его через остальные значения степеней  $\cdot$ . Из условия минимума среднеквадратичного значения крутящего момента  $M$  получаем аналитическое решение.

## ABSTRACT

Here we consider the kinematic scheme of the mechanism as a simple crank mechanism, since in the scheme of the mechanism the crank and the rod are connected via a traverse. We will try to find an analytical solution to the problem of optimal dynamic balancing of the transforming mechanism of the pumping unit with balance balancing. For what we use the principle of possible displacement. From the resulting expression we find  $M_i$ , expressing it through the remaining values of the powers  $\cdot$ . From the condition of the minimum of the mean square value of the torque  $M$ , we obtain an analytical solution.

## МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Оптимизациялық теңдеу	8
1.1 Оптимизациялық теңдеу	8
1.2 Штангалық пішпекті қондырғының жетектерінің негізгі түрлері	9
1.3 Сорғы штангасына тікелей әсер ететін жетектер	10
1.4 Штангалық сорғы қондырғыларының пайдалану көрсеткіштері және жұмыстың тән ақаулықтары	13
2 Штангалық сорғы қондырғысы жетегінің кинематикасы	17
2.1 ШНС жетегінің түрлендіргіш механизмінің кинестатикасы	21
2.2 Бау жетегінің теңдестіру режимдерін зерттеу	26
Қорытынды	30
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	31

## КІРІСПЕ

Шну жетегі екі негізгі міндетті орындайды - қозғалтқыш энергиясын штангалар колоннасының механикалық энергиясына түрлендіреді және жетек қозғалтқышының оңтайлы жұмыс режимін жасайды. Жетек штангаларды ілу нүктесінің белгілі бір заң бойынша қозғалысын қамтамасыз етеді, штангаларды ілу нүктесінің ұзындығы мен жиілігінің өзгеруі есебінен қат сұйықтығын сору режимін реттейді, штангаларды қосу және тоқтату, ұңғыма ішіндегі жабдықтың жұмыс режимін бақылау. Ол сондай-ақ жүктеу режиміне сыртқы жүктеменің өзгеру заңдылықтары ең аз дәрежеде әсер етуі тиіс ең аз қуатты қозғалтқыштарды пайдалануға мүмкіндік береді. СШН жетегі келесі негізгі блоктардан тұрады: күштік орган, теңестіруші құрылғы және жетектің өзі. Күш органы штангалар колоннасын жылжытуға арналған және иінтіректер, арқандар мен блоктар жүйесінен тұратын механикалық, гидравликалық немесе пневматикалық - гидро немесе пневмоцилиндрлерді пайдалана отырып, болуы мүмкін. Жетектің өзі қозғалтқышты (электр моторын немесе іштен жану қозғалтқышын) және механикалық немесе гидравликалық болуы мүмкін берілісті қамтиды. Бұл екі блок негізінен жетектің бірінші функциясының орындалуын қамтамасыз етеді, екіншісін орындау штангалар бағанасы кезінде әлеуетті энергияны жинайтын және штангалар барысында энергияны жоғары тарататын теңдестіргіш құрылғымен қамтамасыз етіледі. Штангалық сорғының жетегі үшін ұңғыма сағасында сол немесе басқа жетек механизмі орнатылады. Өнеркәсіпте шатунды-қисық тәрізді механизмі бар жеке теңгергіш жетек - станок-тербелме (ГОСТ-Р қабылданған анықтамаға сәйкес бұл жабдық "ұңғымалық штангалық сорғының жетегі" деп аталады) кеңінен таралған. Теңдестіруші құрылғыны қолдану теңдестірілмеген қондырғыны іске қосатын қозғалтқыш қуаты сол режимде жұмыс істейтін, бірақ толық теңдестірілген қондырғыны іске қосатын қозғалтқыш қуатынан 2-4 есе артық болуға тиіс.



## 1. Оптимизациялық теңдеу

### 1.1 Оптимизациялық теңдеуге шолу

Оптимизациялық теңдеуде интерполирлеу, қысқа тораптармен интерполирлеу, ең кіші квадраттар әдісі, ең жақсы (біркелкі) жақындау сияқты функцияларды жақындаудың әдістері кеңінен қолданылады. Олардың арасында ең көп тараған әдіс ең аз квадраттар болып табылады, ол механизмнің нақты тепе-теңсіздігінің талап етілгеннен орташа квадраттық ауытқуын азайтуды қамтамасыз етеді.

Бұл әдіс локомотивтердің бу машиналарына динамикалық әсерін азайту үшін қолданылады. - Н.Мен. Колчин, В. М. Пановского, Н.Мен. Николаева арналды есептеу тігінен теңгерме қарсы салмақ жетекші дөңгелекті паровоз, теңгермелеу бұл өтеу бірінші гармоника тік қысым күштері инерций арналған рельстер. С. М. Куценко, кейін Я. Л. Геронимус паровоздың жетекші дөңгелектерінде орналасқан тепе-теңсіз тік Инерция күшінің ең үлкен модулін минимизациялау шарттарынан қарсы салмақ параметрлерін анықтау міндетін қарастырды.[1]

Ең жақсы (біркелкі) жақындау әдісін қолдануға арналған (Орталық қисық-жүгірткі механизм үшін), сондай-ақ күрделі механизмдер.

Төрт звенолы механизмдердің барлық түрлерін қарастыра отырып, жұмыста күштер мен сәттерді толық теңдестіру есебі қосымша буындарды енгізбестен жалпы түрде шешу мүмкін еместігін көрсетеді. Рао және Каплан сызықты бағдарламалау есебі негізінде топсалы төрт жүзбелі үшін сандық шешімді көрсетті.

Осылайша, белгілі зерттеулерді талдау бастапқы зерттеулерде толық теңдестіру екі кезеңде жүргізілетінін көрсетеді: алдымен нақты статистикалық теңдестіру, содан кейін – динамикалық, сәттерді теңдестіру шарттарын жақын қанағаттандыру үшін. Зерттеулердің көпшілігінде теңдестіру буындардың санының ұлғаюымен байланысты, бұл конструкцияның металл сыйымдылығына теріс әсер етеді, сондай – ақ жоғары кинематикалық буды (тісті және жұдырықшалы) пайдаланумен байланысты, бұл машинаның тозуға төзімділігінің азаюымен байланысты.

Ақырында, көптеген зерттеулер қисықтың бұрыштық жылдамдығы тұрақты деп болжанады. Бұл тапсырманы айтарлықтай жеңілдетеді, бірақ нақты жағдайларда бұрыштық жылдамдық тұрақты болмайды.

Осы және басқа кемшіліктерді жоюға В. И. Доронин мен В. В. Даньшиннің жұмыстары бағытталған. Бұл жұмыстардағы толық теңдестіру ұғымы неғұрлым жалпы контексте қарастырылады: егер буындардың Инерция күштері жүйесінің басты векторы мен басты сәті кіріс буыны қозғалысының кез келген Заңы кезінде нөлге тең болса, механизм толық теңдестірілген болып саналады. Механизм құрылымына жетекті диады енгізу арқылы механизмдерді толық теңдестіру әдістемесі ұсынылады. Бұл ретте механизмнің конструкциясы күрделенеді, егер толық теңестіру нәтижелері конструктивтік пайымдаулар



бойынша қабылдана алмаса, онда жақын теңестіру а Топсалы-иінтіректі бағыттаушы механизмнің, жазықтықтағы траектория генераторының оңтайлы динамикалық синтезі жұмыста сипатталған. Толық динамикалық тепе-теңдеу үшін барлық шарттарды қамтитын біріктірілген мақсатты функцияны табу үшін сандық оңтайландыру қолданылады: инерциялардың барлық күштерінің басты векторының теңдеуі үшін де, басты сәтке де. Бұл ретте есеп айнымалылардың үлкен саны бойынша сызықсыз болып табылады, әр түрлі өлшемдік шамаларды бір мақсатты функцияға біріктіру кезінде салмақ коэффициенттерін таңдау мәселесі ашық күйінде қалады. Орташа квадраттық жақындау негізінде жылдам теңестіру жеке жағдай қаралатын жұмыстарында да қолданылды: тепе-теңдік тіреумен байланысты буындарда орналасады. Чебышев (ең жақсы) жақындау негізіндегі динамикалық синтез есебінің жалпы шешімі жұмыста сипатталған. Алайда, жұмыста механизмдердің динамикалық синтезіне ұсынылған тәсілді қолдану нақтыланбайды және азайтудың сандық әдістерін қолдануды болжайды. Сондықтан әдістің тиімділігі туралы айту мүмкін емес. Алгоритмдері ұсынылады.[2]

Жұмыста роторлы тепе-теңдікті қолдану кезінде мұнай станогының динамикалық синтезінің есептері қарастырылады (қарама-қарсы салмақ қисық типке орнатылады). Есеп қойылады: тепе-теңдікті орнату арқылы қисықшиптегі айналмалы моментті азайту. Біздің елде ғана емес, сонымен қатар алыс шетелдерде де ең көп таралған: доғалы басы бар балансир болып табылатын бұл топсалы төрт звенник. Мұнайдың 90%-ға жуығы осы тербелме станогының түрін пайдалану арқылы шетелде өңделеді.

## **1.2 Штангалық пішпекті қондырғының жетектерінің негізгі түрлері**

Қазіргі уақытта негізгі мұнай өндіру штангалық пішпекті қондырғыларды қолданумен жүргізілуде. Жетектер штангалардың көмегімен ұңғымадағы тереңдік сорғының плунжерін қайтару - үдемелі қозғалысқа келтіру үшін арналған.

Көптеген әзірлемелер бағытталған тетігін жетілдіру және теңестіру құрылғылары, автоматты ажырату қозғалыс жетегінің кезінде авариялар, өзгерту иық балансира және т. б.: а.с. КСРО №17400777 құрылғысы еркін айналу коромысла; №1681046 (08.07.1988) – маховик білігіндегі клиноремной беру; №1617200 (29.12.1987) – ұзындығының өзгерісі иық кривошипа; №1620674 (22.02.1989) – бұрышын өзгерту қысып қалу коромысла; RU №1735604 (10.01.1996) – криволинейное иық балансира; №1731988 – редуктор мен қозғалтқыш орналасқан, жылжымалы рамада жақсартатын күш сипаттамалары.[3]

Теңдеусіз жетектерде үш топқа бөлуге болатын көптеген патенттер мен әзірлемелер бар: қатты буындары бар жетектер, икемді буындары бар жетектер және барабан түріндегі жетектер.

Патент RU № 2022172 C1 (16.09.1991) – жетек фигуралы қисық сызықты-шатунды станок түрінде орындалған; №2056535 C1 (26.10.1993) – аспамен

байланысты қисық сызықты және арқанды жетек механизмі; а.с. СССР №1470990 А1 (15.10.1986) – сырғымалы бумен қисық тәрізді механизм; №802608 (02.03.1979) – редукторда бағыттаушы штангаға иілгіш байланысы бар қисық тип орналасқан; №559042 (07.01.1976) – қисық тиекті байланыспен байланысқан екі редуктор; №994799 (07.04.1981) – сорғы штангасына бекітілген арқандармен қисық тип орналасқан екі шығу біліктері бар редуктор.

Бұл ескертуді дәлдеп ауыстыру қажет (10.06.1986), №1211446 (02.05.1984), №1206479 (28.04.1983), №1106922 (24.09.1982), №985419 (17.12.1980) – палиспас арқылы тростық жүйе.

Патент RU №2103550 (09.08.1993), №2066790 (12.04.1993), а.с. КСРО №1321915 (12.02.1986), №1315654 (07.01.1985), №1134787 (07.04.1982), №819397 (14.05.1979).

### **1.3 Сорғы штангасына тікелей әсер ететін жетектер**

Осы жетектерге сорғы штангасының тікелей жылжуын жүзеге асыратын құрылғылар жатады: а.с. КСРО №72020 (04.04.1947), №870756 (25.01.1980), патент KZ № 8845 (27.01.1999) – жүру бұрандасының көмегімен орын ауыстыру; а.с. Уикипедия-ашық энциклопедиясынан алынған мәлімет

Бұл әзірлемелердің теңгерімдік және теңгерімсіз жетектермен салыстырғанда, көбінесе қарапайым схема бар, металл сыйымдылығына және механизмнің құнына ұтыстар береді. Әдетте, реверсивті түрдегі жетек (қозғалтқыш) қолданылады, бұл қазіргі кезеңде барлық механизмнің сенімділігіне айтарлықтай әсер етеді.].

Әзірлемелердің көп саны (әсіресе соңғы уақытта) бірнеше ұңғымалар үшін топтық жетектерді әзірлеуге бағытталған. Топтық жетектерді бір-бірінен жақын орналасқан ұңғыларды шамамен бірдей сипаттамасы бар кәсіпқойларда тиімді пайдалану. Бұл конструкцияның сенімділігі жоғары болмаса да, бұл әзірлемелерге қызығушылық әлсірейді. Патент RU №201636, №1760163, №2123136 (26.03.1996), №2076951, №2052663 (04.11.1991), а.с. КСРО №1132056 (02.11.1983).

Станок-тербелгіштің күштік есебі бөлікте қолданылатын жүктемелерді анықтаудан тұрады. Бұл осы бөліктердің беріктігін (бөлшектер, подшипниктер, құрастыру бірліктері) кейіннен есептеу үшін қажет.

Осы жүктемелерді анықтау үшін тербелме-станок механизмі буындарының қозғалыс заңдарын және оған ұңғыма жағынан әрекет ететін күш-жігерді білу қажет. Станок-тербелме бір еркіндік дәрежесі бар жалпақ механизм болғандықтан, оның барлық бөліктерінің қозғалыс заңдары штангаларды ілу нүктесінің қозғалыс заңымен анықталады.

Сағалық тығыздамадағы күш мөлшері  $\pm QС$  (оң мән жоғары болғанда, ал теріс мән төмен болғанда қолданылады), сондай - ақ сағалық шток пен арқанды аспаның салмағының және олардың массасынан Инерция күшінің шамасы. Ұңғымадан сорғыш қондырғының жер асты бөлігінен сұйықтықты сорған кезде келесі күштер әрекет етеді.

Штангалардың, құбырлардың және сұйықтық бағанасының статикалық салмақ күші. Көтеру құбырларындағы штангалар мен сұйықтық бағанасының салмағы штангаларға негізгі жүктемені құрайды. Бірақ, сонымен қатар, бүйірдегі сұйықтық бағанасының гидростатикалық қысымы штангада және құбырларда қосымша созылатын күш салады. Штанганы айналдыра біркелкі қысуға ұшырайды, ал бұл созылатын кернеуді тудырады, бірақ штанганы ілу нүктесінде олар Сезілмейді. Құбырдың ішкі бетіне сұйықтық бағанасының қысымы радиалды бағытта созылатын күш береді. Сонымен, сұйық бағананың қысымының әсері лубинский әсерінің пайда болуына алып келеді, яғни плунжер барысында құбыр бағанасының төменгі жағы бүгіледі.

Архимедова штангаға әсер ететін, сұйықтыққа батырылған және штанганың салмағын азайтатын күш:

- қозғалатын штангалар массаларының инерция күші, сұйықтық бағанасы және құбырлар

- қозғалатын штангалар массаларының инерция күші, сұйықтық бағанасы және құбырлар

Үйкеліс күштері:

а) штангалық муфталар мен құбыр штангалары мен плунжер бастарының сорғы цилиндрінде жартылай сұйық үйкелуі (үйкеліс күшінің шамасы) үйкелетін бөлшектердің өзара жылжу жылдамдығына байланысты аз сондықтан әдетте жылдамдыққа байланысты емес қабылданады.

б) штангалардың ағындағы гидродинамикалық (сұйықтық) үйкелуі сұйықтықтар, сондай-ақ ағу кезіндегі жергілікті кедергілер штангалардың муфталық қосылыстарының сұйықтығымен (сұйықтықтың сорғы клапандары арқылы өту кезінде үйкеліс күші, әсіресе айдау клапаны арқылы жиі маңызды рөл атқарады; гидродинамикалық үйкеліс плунжер-цилиндр буы саңылауында орын алады, бірақ әдеттегі жағдайда ол өте аз).

в) сорғы құбырларының (немесе муфталы қосылыстардың) пайдалану колоннасы туралы құрғақ немесе жиі жартылай құрғақ үйкелуі.

г) штангалар мен құбырлардың материалындағы ішкі үйкеліс қондырғының жұмысы кезінде олардың деформациялануы кезінде (үйкелістің бұл түрі басқа түрлермен салыстырғанда шамалы мәнге ие).

Қандай да бір күштердің маңыздылығы пайдалану жағдайына, айдау режиміне және басқа көрсеткіштерге байланысты әр түрлі. Мысалы, штангалардың қалыпты жағдайларда (тік ұңғымаларда орташа тереңдікте және жабдықтың жұмыс режимі кезінде) құбыр туралы жартылай қатты үйкеліс күші көп емес, ал едәуір қисығы бар ұңғымаларда жиі шешуші мәнге ие болады. Ал басқа жағдайларда олар штангаға түсетін жүктеменің едәуір бөлігін құрайды.

Осыған байланысты, сорғыны түсіру Тереңдігі 1000 м, сорғының диаметрі 32 мм, жүріс ұзындығы 1,5 м және сұйықтықтың кинематикалық тұтқырлығы 0,3 см<sup>2</sup>/с болған кезде тік ұңғымадағы үйкеліс күштері жұмыстарының есептік теңгерімі қызығушылық тудырады (1.1-кестенің бірінші жолы) үйкеліс күштерінің балансында 70% штангалық муфталардың құбыр қабырғасына жартылай қатты үйкелуін және тек 10% - құбырларда қозғалатын

ағындағы гидродинамикалық үйкелуді алады. Бірақ сору жылдамдығы ұлғайған кезде гидродинамикалық үйкеліс тез өсуде және 27 м/мин (төменгі жол) жылдамдығы кезінде оның үлесі 72% - ға дейін өседі, ал жартылай қатты үйкеліс үлесі тек 19% - ды құрайды. Кестенің бірінші жолына сәйкес келетін режим кезінде қондырғының жерасты бөлігінің к. п. 0,75, ал соңғы жол — 0,55. Гидродинамикалық үйкеліс қондырғысының жұмысына осындай әсер ету.[4]

1.1 - кесте - Ұңғымадағы үйкеліс күштері жұмыстарының есептік балансы

Тербелістер саны, 1 / мин	6	12	18
Жұмыс, кгс·м (%): гидродинамикалық күштер үйкеліс	9	18	27
Жұмыс, кгс·м (%): үйкелудің гидродинамикалық к	20(10)	140(40,5)	555(72)
Жергілікті қарсыласу күштері	1,5(1)	7(2)	14(2)
Жергілікті қарсылық күштері плунжер-цилиндр жұпындағы қарсыласу күшінде	39(18)	39(11,5)	39(5)
Клапандағы кедергі күші	2(1)	9(2,5)	15(2)
Жартылай қатты үйкеліс күші	150(70)	150(43,5)	150(19)
барлық үйкеліс күші	212,5(100)	345(100)	773(100)

Әрбір нақты жағдайда бір күш ескерілмейді, себебі процеске елеусіз әсер етеді, ал басқалары сұйықтықты айдау процесіне елеулі әсер етеді. Бірақ кейбір күштер (штангалар мен сұйықтық бағанасының салмақ күші, Архимед күші және штангалар мен құбырлардың серпімділік күші) мұнайды сорап өндірудің кез келген мәселелерін шешу кезінде әрқашан ескеріледі.

Сорғыш штангалары бағанасының жоғарғы нүктесіндегі күштерді есептеу және терең сорғы жұмысының динамограммасы.

Дұрыс құрастырылған штангалық ұңғымалық сорғы қондырғысы берілген тереңдіктен сұйықтықтың қажетті мөлшерін көтеруді қамтамасыз етуі тиіс. ШСН-ді есептеудің бірінші міндеті сорғы штангалары бағанасының жоғарғы нүктесіндегі күш-жігерді анықтау және қондырғыны берілген параметрлер бойынша беру: сорғыны түсіру диаметрі мен тереңдігі, айдау жылдамдығы, сорғы штангалары бағаналарының конструкциясы және т.б.

Сорғыш штангалары бағанасының жоғарғы нүктесіндегі күш-жігерді анықтау штангалар бағанасының және тербелгіш-станок механизмінің беріктігін есептеу үшін қажет.

Сонымен қатар, ШСН жұмысының әдетте белгіленетін режимдерін талдау, әсіресе біздің елде, олардың басым көпшілігі сорғы шнектерінің, құбырлардың және сұйықтықтың бағаналарындағы резонанстық құбылыстар әлсіз көрінгенін көрсетеді, бұл математикалық үлгіні айтарлықтай жеңілдетуге мүмкіндік береді, сайып келгенде квадратураларда шешімге жол беретін түрге дейін және сонымен бірге болып жатқан механикалық процестердің басты ерекшеліктерін, соның ішінде сорғы штангаларының бойлық тербелістерін және қарсыласу Күшін ескеру қажет.

Ең алдымен, жоғарыда көрсетілген сорғы құбырлары бағанасының массасын және серпімділігін таратумен елемеуге, соңғысының әсерін тек шоғырланған серпімділік түрінде ғана ескеруге мүмкіндік береді. Бұдан әрі, жүргізілген А. С. Вирновским эксперименттермен аналогты модельдер деп күш инерциялық қысым бағанасының сұйықтың құбырлар елеулі қолданған кезде ғана ұңғымалық қарнақтық сорғылар диаметрі плунжерлік жұп 93 мм және одан астам. Мұндай сорғылар қазіргі уақытта ұңғымалық электр сорғыштардың қондырғыларының жаппай таралуына байланысты, жоғары берілуімен өте аз мөлшерде қолданылады.

Қарапайым математикалық модель әрбір жарты штанганың соңында штангалардың бойлық тербелісінің өшуін оның негізінде формулалар жиынтығы түрінде штангаларды ілу нүктесіндегі жүктемені есептеу міндеттерін шешу және эксперименталды деректермен салыстыру жолымен анықтау болжайды.

Сорғыш штангасының бағанасы көлденең қиманың барлық ұзындығы бойынша тұрақты " дөңгелек өзекше түрінде қабылданған. Әртүрлі диаметрлі штангалардан жасалған екі және үш сатылы бағаналар кезінде бағананың орташа диаметрі мынадай формула бойынша анықталады:

$$d_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{100}{\frac{l_1}{d_1^2} + \frac{l_2}{d_2^2} + \frac{l_3}{d_3^2}}}$$

Бұл ретте сорғы штангаларының аралас колоннасының салмағы:

$$G_{\text{ср}} = \frac{L}{100} (q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3).$$

В (1) және (2)  $d_1, d_2, d_3$ — бағананың жоғарғы, орта және төменгі сатыларының штангаларының диаметрлері;  $l_1, l_2, l_3$  - бағананың жоғарғы, орта және төменгі сатыларының штангалары сатыларының салыстырмалы ұзындығы

( $l_1 + l_2 + l_3 = 100 \%$ ; екі сатылы баған кезінде  $l_3 = 0$ );  $q_1, q_2, q_3$  - диаметрі  $D_1, d_2, d_3, L$  — сорғы аспасының тереңдігі.

#### **1.4 Штангалық сорғы қондырғыларының пайдалану көрсеткіштері және жұмыстың тән ақаулықтары**

Маңғыстау мұнайы мен газының құрамдастары осындай, бұл әлемдегі ең сұранысқа ие мұнай – химия өнеркәсібін дамытуға нақты перспективалар береді. Облыстың ең ірі кәсіпорындары:

"Маңғыстаумұнайгаз" ААҚ-жылына 4,5 млн. тонна мұнай өндіру;

"Өзенмұнайгаз" ААҚ-жылына 3,5 млн. тонна мұнай өндіру;

"Қаражанбасмұнай" ААҚ - жылына 0,7 млн. тонна мұнай өндіру.

Өңір өндірісінің негізі-мұнай өндіру өнеркәсібі, мұнда 3 мұнай кәсіпорны республикада жалпы өндірілетін 30% - дан астам мұнай және 20% - дан астам газ береді. Бұл негізгі сала және облыс экономикасында жалпы өнім көлемінің 70,6% - ын алады.

"Қаражанбасмұнай" АҚ-да Ресей өндірісінің мынадай станок-качалки қолданылады: СК8-3,5-4000 және СКД8-3,0-4000. Бірі-тербелме-станокты шетелдік өндірістің қолданылады америкалық PF8-3,5-4000 фирманың өндіріс LUFKIN.

Аталған станок-тербелмелердің техникалық сипаттамалары 1.2-кестеде, ал осы станок – тербелмелерде қолданылатын редукторлардың техникалық сипаттамалары 1.3 - кестеде келтірілген.

1.2-кесте - қолданылатын тербелгіш станоктардың техникалық сипаттамасы

Сипаттамасы	Станок-тербелме өлшемі		
	СК8-3,5-4000	СКД8-3,0-4000	PF8-3,5-4000
Өндіруші елдер	Ресей	Ресей	АҚШ
Номинал жүктеме (сағалық штокте), кН	80	80	80
Сағалық шток жүрісінің номиналды ұзындығы, мН	3,5	3,0	3,5
Номинал айналу сәті (редуктордың шығу білігінде) кН*м	40	40	40
Минуттық теңгергіштің тербелу саны	5-12	4-12	5-12
Редуктор	Ц2НШ-750Б	Ц2НШ-750Б	PF8-3,5-4000

1.3-кесте - Қолданылатын редукторлардың техникалық сипаттамалары

Сипаттамасы	Редуктордың түрі	
	Ц2НШ-750Б	PF8-3,5-4000
Өндіруші елдер	Ресей	АҚШ
Түрі	Двухступенчатый цилиндрлік	
Номиналды айналмалы сәт (шығу білігінде), кН*м	40	40

Берілу саны	37,18	37,18
Масса, кг	2735	2760

Тербелмелі станоктардың және олардың редукторларының ең жиі кездесетін немесе мүмкін болатын ақаулықтары 1.4-кестеде көрсетілген.

1.4 – кесте Тербелмелі станоктардың және олардың редукторларының тән ақаулықтары және оларды жою әдістері

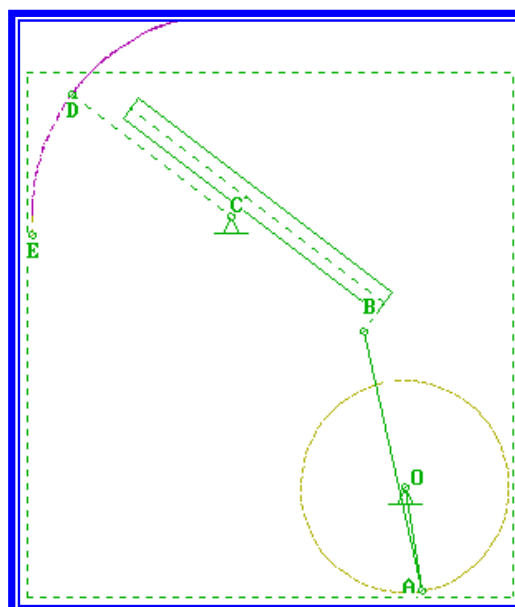
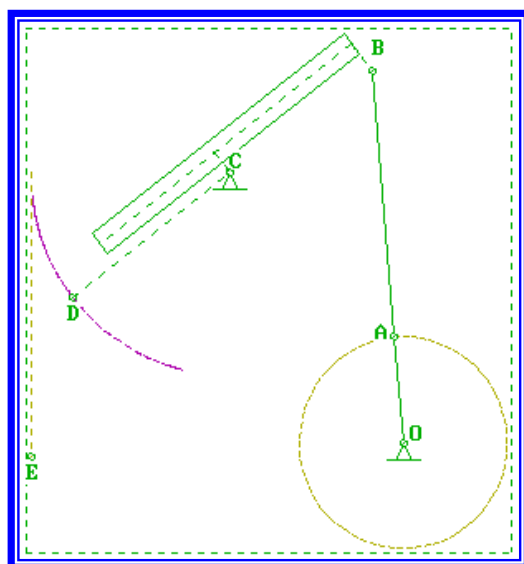
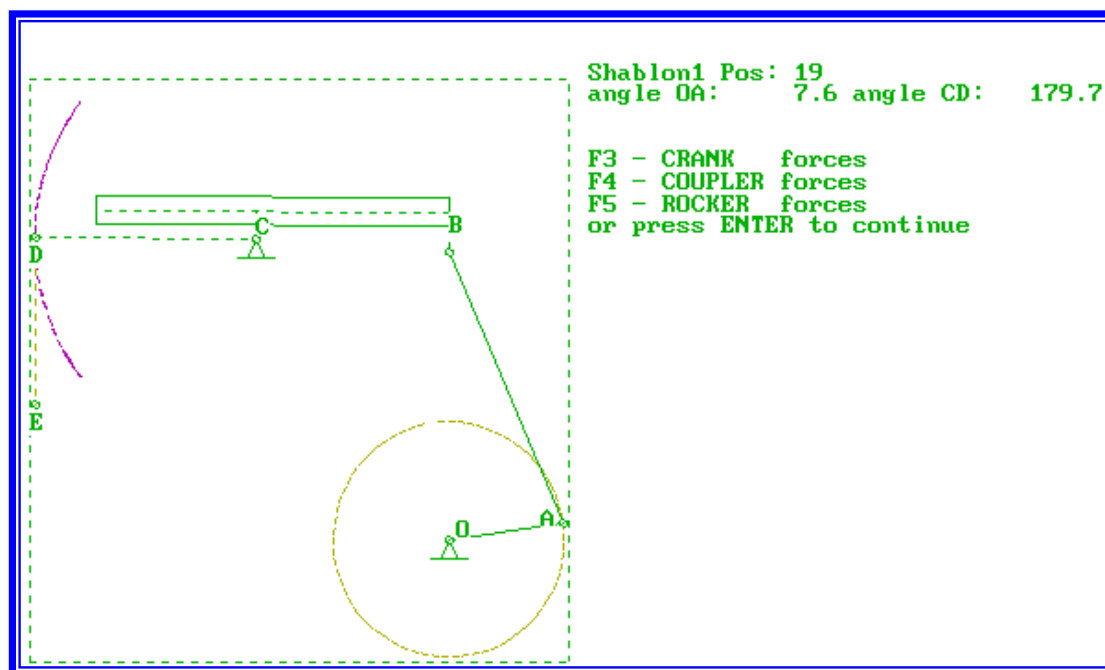
Ақаулықтың атауы, сыртқы көрінісі және қосымша белгілері	Мүмкіндік себебі	Жою әдісі
1	2	3
Станоктың бітелуі. Бөлшектерді бір-біріне қатысты еркін жылжыту	Дұрыс орындалған іргетас. Станокты дұрыс құрастыру. Редуктор тірегін рамаға және рамаға іргетасқа бекіту борттарының әлсіреуі.	Дұрыс емес жинау орындарын тексеру және түзету. Барлық бұрандамаларды бекіту, контргайкаларды орнату. Бекітудің жағдайынүнемі қадағалау.
Станоктың дірілі.	Сағалық штоктағы тербелістер мен жүктеме санының едәуір артуы станоктың тепе-теңсіздігі.	Станоктың жұмыс режимі қолданылатын ремендуцияланатын аймаққа және станоктың техникалық сипаттамасына сәйкес орнату. Станокты тексеру және теңестіру.
Қисық саусақты бұрау. Мерзімді скрип	Қисықшип тесігіне саусақтың тартылуының әлсіреуі. Кривошип бугімен саусақтың сәйкес келмеуі. Саусақтың және төлкенің тозуы.	Гайка мен контргайканы тартыңыз. Саусақты дұрыс бекіту. оларды ауыстыру.



Шатунның траверсамен қосылуының әлсіреуі.	Қосылыстың тозуы.	Деген тозу бөлшегі.
Қисықшиптерге немесе қарсы салмаққа шатундарды ілу. Периодтық стук.	Теңгергіш барлық станок дұрыс орнатылмаған немесе реттелмеген.	Станок орталықсыздандыру: балансирдің осі станоктың бойлық осімен сәйкес келгенге дейін реттеу.
Траверса тірек мойынтірегі корпусының ығысуы. Траверсаның итмұрын корпусында Болттың әлсіреуі.	Подшипник Корпусы мен теңгергіш тіректері арасындағы саңылаулардың болуы. Гайкалар мен болттардың тірек беттеріне тығыз жанасуы.	Қажетті қалыңдықтағы төсемдерді кірістіру және оларды пісіру. Жаңғақ тартыңыз. Ұя осьтерінің өзара ығысуы жағдайында және ұя подшипниктерінің корпусындағы болтқа арналған саңылаулар кеңейту.
Редуктордың білігімен қисықшип қосылысының бұзылуы.	Қисықшиптің дифференциалды тартпасының бекітпелерінің әлсіреуі.	Дифференциалды тартқышты тартыңыз.
Балансир осінің балан- сирпен қосылуының бұзылуы.	Болттардың әлсіреуі және балансир тірегінің осі мен теңгерімде тірек планкалары арасында саңылаулардың болуы.	Саңылауларды жою үшін төсем орнату, гайкаларды созу.
Теңгергіштің штанганың бағанасымен қосылуының әлсіреуі. Аспаның қысқыштарында сағалық Штокты немесе арқандарды сырғыту. Арқанның жекелеген сымдарын үзу.	Арқан мен сағалық штоктың өлшемдеріне сәйкес келмеуі. Плашкалар тістерінің тозуы. Арқанның тозуы.	Тиісті плашкалар мен арқандарды ауыстыру. Ауыстыру қажет плашкаларды. Ауыстыру керек канатты.

## 2 Штангалық сорғы қондырғысы жетегінің кинематикасы

Екі жақты теңгергіші бар тары түрлендіргіш механизмінің кинематикалық схемасы (2.1-сурет) қисық тәрізді-коромыслы топсалы-иінтіректі механизм, АВ шатуны және СВ теңгергіші бар. Балансирдің тербеліс қозғалысын DE иілгіш (арқанды) буынының көмегімен балансирдің басына қосылатын штангалар бағанасының қайтарымды-үдемелі қозғалысына түрлендіру үшін доға басы болады.



2.1 - сурет – ШНУ түрлендіргіш механизмінің орта және шекті конфигурациялары экранынан графикалық көшірмелер:  $r=1.195$  М.

Ережелерді талдау. Осы механизмнің жағдайын талдау үшін Ассураның ABC екі өткізгіштік тобын талдаудың 'TRIAN' стандартты кіші бағдарламасы қолданылды.

C және  $A_i$ ,  $i=1$ , топсалардың абсолюттік координаттары белгілі деп саналады...Қисық сызық бұрылысының берілген бұрыштарында  $i=(OA)i$ ,  $i=1, \dots$ . Сонымен қатар  $AB=l_{AB}$  және  $BC$  буындарының ұзындығы, соңғысы берілген  $k$ ,  $v_b$ ,  $v_B$  өлшемдері арқылы анықталды (6 – сурет):  $BC = (k^2 + (v_b - v_B)^2)^{1/2}$ . Кіші бағдарлама шығуында шатун мен балансирдің бұрыштық жағдайы, шарнирдің абсолюттік координаттары бар.

Штанганың бағанасының ілу нүктесінің шеткі жағдайына сәйкес келетін қисық сызықтың бұрылу бұрыштары сол кіші бағдарламаның көмегімен анықталды.

Төменде бізді қызықтыратын барлық нүктелердің абсолюттік координаттары анықталады: топсалар, күш қолдану нүктелері (буындар мен элементтер массаларының орталықтары).[5]

Қисықшип а шарнир координаттары

$$X_A = X_O + OA \cos \varphi_1, \quad Y_A = Y_O + OA \sin \varphi_1$$

Координаттар  $X_B$ ,  $Y_B$  шарнир В

$$X_B = X_A + AB \cos \varphi_2, \quad Y_B = Y_A + AB \sin \varphi_2$$

Бұрыш  $\varphi_2$  мынадай формула бойынша анықталады

$$\varphi_2 = \arctg \left[ \frac{X_A - X_C}{Y_A - Y_C} \right] + \arccos \left[ \frac{l_{AB}^2 + S_i^2 - l_{AB}^2}{2l_{AB} \cdot S_i} \right]$$

$$\text{Бұл жерде } S_i = \sqrt{(X_A - X_C)^2 + (Y_A - Y_C)^2}$$

Траверсаның масса орталығының координаттары

$$\begin{cases} X_{Trav} = X_B + \frac{BT(X_A - X_B)}{AB} \\ Y_{Trav} = Y_B + \frac{BT(Y_A - Y_B)}{AB} \end{cases}$$

$$X_{C_0} = X_C + y_{C_{лок}} \sin \varphi_3, \quad Y_{C_0} = Y_C - y_{C_{лок}} \cos \varphi_3$$

Бұл жерде  $y_{C_{лок}}$  - жергілікті координатасы

$$\varphi_3 = \arctg \left[ \frac{Y_B - Y_C}{X_B - X_C} \right]$$

$$X_B = X_A + AB \cos \varphi_2, \quad Y_B = Y_A + AB \sin \varphi_2$$

Балансир мен қайырмалы бастиектің қосылу орнының координаттары

$$X_B = X_A + AB \cos \varphi_2, \quad Y_B = Y_A + AB \sin \varphi_2$$

$$\text{және } \begin{cases} X_D = X_{C_0} + x_{D_{лок}} \cos \varphi_3 - y_{D_{лок}} \sin \varphi_3 \\ Y_D = Y_{C_0} + x_{D_{лок}} \sin \varphi_3 + y_{D_{лок}} \cos \varphi_3 \end{cases}$$

Балансирдің доға басы массасының орталығының координаттары

$$\begin{cases} X_{S_3} = X_{C_0} + x_{3_{\text{лок}}} \cos \varphi_3 - y_{3_{\text{лок}}} \sin \varphi_3 \\ Y_{S_3} = Y_{C_0} + x_{3_{\text{лок}}} \sin \varphi_3 + y_{3_{\text{лок}}} \cos \varphi_3 \end{cases}$$

Штангалар бағанасының ілу нүктесінің координаттары

$$X_E = X_{E_0}, \quad Y_E = Y_{E_0} - CD * \varphi_3$$

7-суретте ШНУ жетегінің түрлендіргіш механизмінің орташа және шекті конфигурацияларының графикалық көшірмелері көрсетілген.

Орын ауыстыруларды талдау (механизмнің белгілі жағдайларында топсалардың жылдамдықтары мен үдеулерін анықтау) 'TRILV02' жылдамдықтарын және 'TRILA02' қосжолалық топ пен 'TRIVEL02' және 'TRIACC02' базистік буындарын талдаудың кіші бағдарламаларын қолдану арқылы жүргізілді (А Қосымшасы).

Жалпы координаталар бойынша дифференциалдау

$$\varphi_3' = \frac{l_1(-X_2 \sin \varphi_1 + Y_2 \cos \varphi_1)}{l_3(-X_2 \sin \varphi_3 + Y_2 \cos \varphi_3)}$$

Координаттық осьтерге топсалардың жылдамдығын проекциялау

$$V_A^X = -\omega_1(X_A - X_O), \quad V_A^Y = \omega_1(Y_A - Y_O)$$

Айналшақ масса орталығының жылдамдығының проекциялары

$$V_{S1}^X = -\omega_1(X_{S1} - X_O), \quad V_{S1}^Y = \omega_1(Y_{S1} - Y_O)$$

Қарсы салмақ орналасу нүктесінің жылдамдығының проекциялары

$$V_{St}^X = -\omega_1(X_{St} - X_O), \quad V_{St}^Y = \omega_1(Y_{St} - Y_O)$$

Проекциялардағы топсалардың жылдамдығы

$$V_B^X = -\omega_3(X_B - X_C), \quad V_B^Y = \omega_3(Y_B - Y_C)$$

Скорость центра масс траверсы

$$V_{Trav}^X = V_B^X + l_{CT} \frac{(V_A^X - V_B^X)}{s_2}, \quad V_{Trav}^Y = V_B^Y + l_{CT} \frac{(V_A^Y - V_B^Y)}{s_2}$$

Шатун массасының жылдамдығы

$$V_{S2}^X = \frac{V_B^X + V_{AB}^X}{2}, \quad V_{S2}^Y = \frac{V_B^Y + V_{AB}^Y}{2}$$

Балансир массасының және доғалық бастиектің массасының орталығының жылдамдығы

$$V_{S3}^X = -\omega_3(X_{S3} - X_C), \quad V_{S3}^Y = \omega_3(Y_{S3} - Y_C)$$

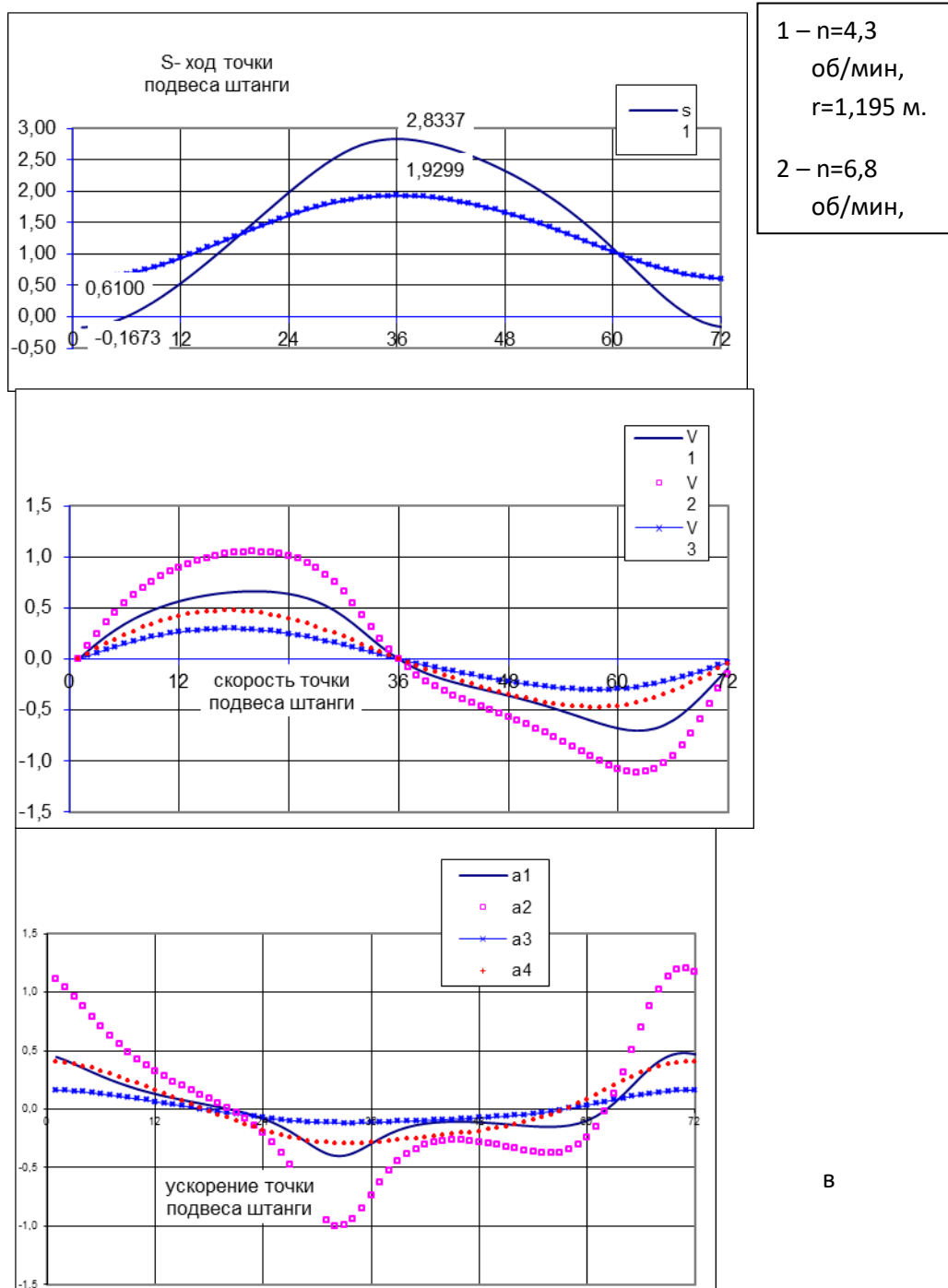
$$V_G^X = -\omega_3(X_G - X_C), \quad V_G^Y = \omega_3(Y_G - Y_C)$$

Штангалар бағанасын ілу нүктесінің жылдамдығы

$$V_K^X = -\omega_3(X_K - X_C), \quad V_K^Y = \omega_3(Y_K - Y_C)$$

$$V_E^X = 0, \quad V_E^Y = \omega_3(Y_E - Y_C)$$

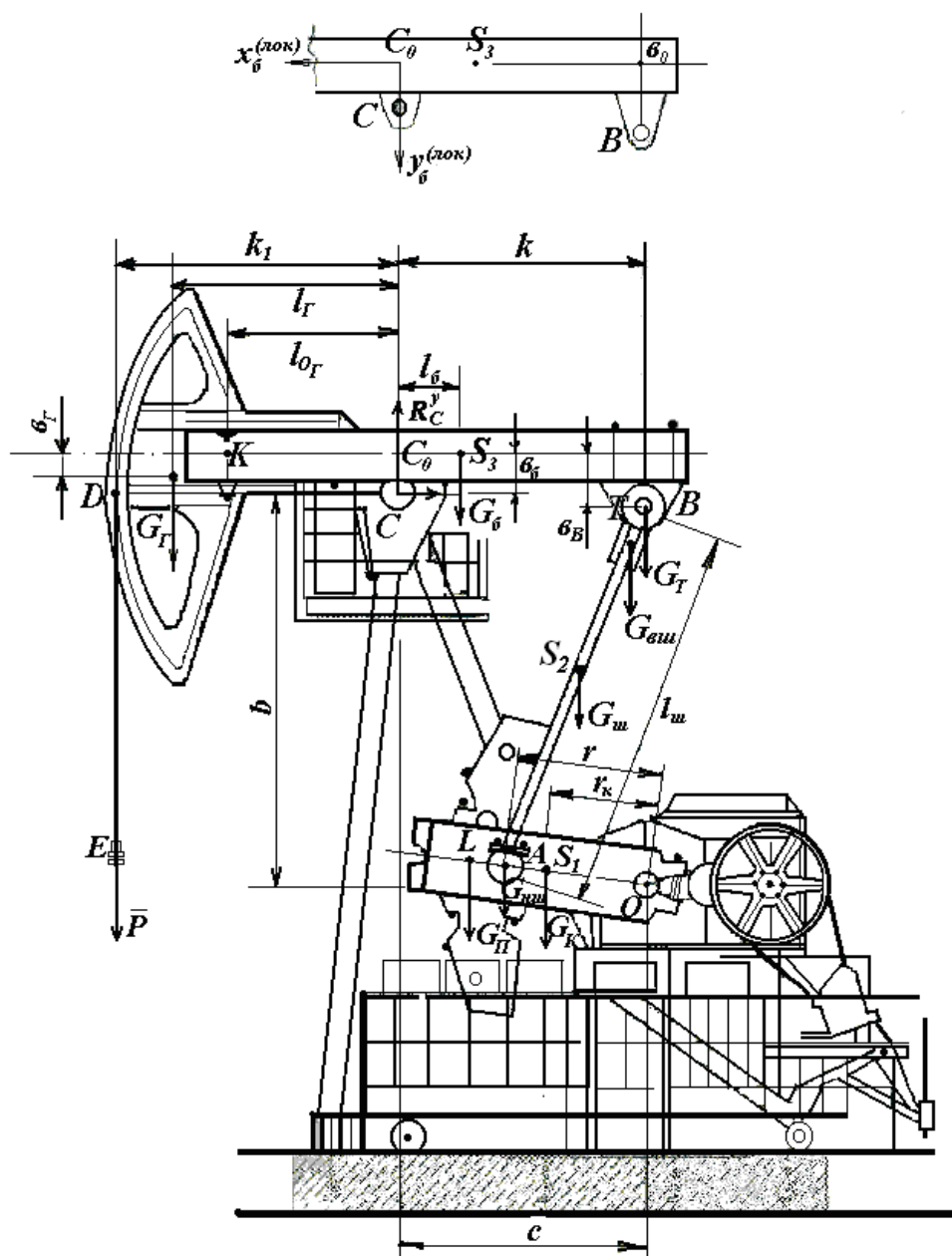
Кинематиканы зерттеу нәтижелері 2.2-суретте көрсетілген



2.2- сурет– S (а) жүрісінің, V (б) жылдамдығының және бір штанганың ілу нүктесінің а (в) жылдамдығының өзгеру графиктері

## 2.1 ШНС жетегінің түрлендіргіш механизмінің кинетостатикасы

Механизмге ұңғыманың сағалық тығыздамасында жүктеме және буындар мен жүктердің ауырлық күші әсер етеді (2.3-сурет).



2.3-сурет

Қарастырылып отырған механизмде (екінші текті рычагты білдіретін балансирмен кинематикалық схема) ұңғыманың сағалық тығыздамасында жүктеме және буындар мен жүктердің ауырлық күші әрекет етеді:

ПКР-қисық салмағы (екі есе болуы тиіс);

$G_{21} = 2 G_{\text{шш}}$ , мұнда  $G_{\text{шш}}$  – шатунның төменгі басының салмағы;

$G_{22} = 2G_{\text{ш}}$ , мұнда  $G_{\text{ш}}$  шатун салмағы;

$G_{23} = G_{\text{вш}}$ -траверс салмағы;

$G_{31}=g_T$  –балансирдегі траверс тіреуіш салмағы;

$G_{32}=G_6$  –балансирдің салмағы;

$G_{33}=G_r$  –балансир басы салмағы;

$G_Q$ –сұйықтық салмағы;

$G_p$ –қарсы салмақ салмағы.

ШНУ жетегінің түрлендіргіш механизмінің кинетостатикалық талдауы кіші бағдарламаларды қолдану арқылы жүргізілді

\* RESFM – берілген келтіру нүктесіне қатысты күштер жүйесінің басты векторы мен басты моментін анықтау;

\* TRIR01 – екі Сулы топтың топ шарнирлеріндегі реакцияларды анықтау

\* \* LEAD L\_FA – кіріс буынының (қисық тип) күштік талдау.

Сол циклда редуктордың есебі, қисықшиппен шатунның қосылу түйіні, балансир басының саусағы, тіреудің алдыңғы және артқы аяқтарындағы жиынтық күш, траверс мойынтірегі тіректерінің бекіту болттарының есебі бар.

2 буынға күш әрекет етеді:  $\vec{F}_{21} = \vec{G}_{21} - m_{21}\vec{a}_A, \vec{F}_{22} = \vec{G}_{22} - m_{22}\vec{a}_{S2},$

$\vec{F}_{23} = \vec{G}_{23} - m_{23}\vec{a}_{T2}$  А,  $S_2, T_2$  нүктелерінде

3 буында күш әрекет етеді

$\vec{F}_{31} = \vec{G}_{31} - m_{31}\vec{a}_{T3}, \vec{F}_{32} = \vec{G}_{32} - m_{32}\vec{a}_{S3}, \vec{F}_{33} = \vec{G}_{33} - m_{33}\vec{a}_H$  В,  $S_3, H.$

Нүктелерінде

А және Е бағананы ілу нүктесінде штанг төмендеу кезінде жүктеме

$\vec{F}_{34} = \vec{P}_{\text{вниз}} - m_{34}\vec{a}_E$  жоғары жүргенде  $\vec{F}_{34} = \vec{P}_{\text{вверх}} - m_{34}\vec{a}_E$

"RESFM" (А қосымшасы) көмегімен 2 буынға және 3 буынға әсер ететін күштің басты векторы мен басты моментін анықтаймыз.

Екі Сулы топтың реакциясын анықтау үшін тепе-теңдік теңдеуін құрастырамыз.]

$$A \cdot \vec{R} = \vec{b}$$

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y_A - Y_C & X_A - X_C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & Y_C - Y_B & X_C - X_B & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$b = \begin{bmatrix} -F_1^x \\ -F_1^y \\ (Y_{S1} - Y_A)F_1^x - (X_{S1} - X_A)F_1^y - M_1 \\ -F_2^x \\ -F_2^y \\ (Y_{S2} - Y_B)F_2^x - (X_{S2} - X_B)F_2^y - M_2 \end{bmatrix}, \vec{R} = \begin{bmatrix} R_1^x \\ R_1^y \\ R_{21}^x \\ R_{21}^y \\ R_2^x \\ R_2^y \end{bmatrix}$$



"TRIR01" пайдаланып реакцияларды анықтаймыз . Содан кейін "PROJECT" кіші бағдарламасын пайдалана отырып, реакцияның қалыпты және тангенциалды құрамдастарын анықтаймыз (А Қосымшасы).

Содан кейін қисықшиптің күш есебіне көшеміз. Қисықшипте күштер және А нүктелерінде әрекет етеді . "LEAD L\_FA" (А қосымшасы) көмегімен анықтаймыз . Кинетостатиканы зерттеу нәтижелері 2.1 – кестеде көрсетілген

2.1 –кесте – Шатунның төменгі бастарындағы топсир А реакциялары

Угол ОА	RA <sub>z</sub> (вдоль АВ)	RA <sub>x</sub> (абсолют)	RA <sub>y</sub> (абсолют)				
94.8	-102.8	8.8	-102.4	-7.0	-110.3	46.0	-100.3
90.0	-100.7	12.0	-100.0	-11.8	-115.6	48.6	-104.9
85.1	-98.6	14.7	-97.5	-16.7	-121.6	51.3	-110.2
80.3	-96.6	17.1	-95.1	-21.5	-128.2	54.3	-116.2
75.4	-94.7	19.2	-92.7	-26.3	-135.5	57.3	-122.8
70.6	-93	21.1	-90.6	-31.2	-143.2	60.2	-130.0
65.7	-91.5	22.7	-88.6	-36.0	-151.1	62.9	-137.4
60.9	-90.3	24.2	-87.0	-40.9	-158.6	64.9	-144.7
56.0	-89.3	25.6	-85.6	-45.7	-165.1	65.9	-151.3
51.2	-88.6	26.8	-84.5	-50.6	-169.7	65.5	-156.5
46.4	-88.3	28.1	-83.7	-55.4	-171.8	63.5	-159.6
41.5	-88.2	29.3	-83.2	-60.3	-171.1	59.7	-160.3
36.7	-88.5	30.5	-83.1	-65.1	-167.6	54.4	-158.5
31.8	-89.2	31.8	-83.3	-70.0	-161.9	48.0	-154.6
27.0	-90.2	33.1	-83.9	-74.8	-154.8	41.1	-149.2
22.1	-91.6	34.5	-84.8				
17.3	-93.4	36.0	-86.2				
12.4	-95.7	37.7	-88.0				
7.6	-98.5	39.5	-90.3				
2.7	-101.8	41.5	-93.0				
-2.1	-105.8	43.6	-96.4				

Угол ОА	RA <sub>z</sub> (вдоль АВ)	RA <sub>x</sub> (абсолют)	RA <sub>y</sub> (абсолют)
-80.0	-95.8	22.1	-93.2
-85.1	-90.3	17.4	-88.6
-90.2	-85	12.9	-84.0
-95.4	-80.2	8.8	-79.7

-100.5	-75.9	5.0	-75.7
-105.7	-72.1	1.7	-72.1
-110.8	-68.8	-1.4	-68.8
-116.0	-66	-4.1	-65.9
-121.1	-63.7	-6.6	-63.3
-126.3	-61.7	-8.9	-61.1
-131.4	-60.1	-11.0	-59.1
-136.6	-58.9	-12.9	-57.5
-141.7	-58	-14.7	-56.1
-146.8	-57.3	-16.4	-54.9
-152.0	-57	-17.9	-54.1
-157.1	-56.9	-19.3	-53.5
-162.3	-57	-20.5	-53.2
-167.4	-57.4	-21.7	-53.1
-172.6	-57.9	-22.7	-53.3
-177.7	-58.7	-23.5	-53.8
-182.9	-59.7	-24.2	-54.6
-188.0	-60.9	-24.6	-55.7
-193.1	-62.2	-24.8	-57.1
-198.3	-63.7	-24.7	-58.7
-203.4	-65.2	-24.2	-60.6
-208.6	-66.8	-23.3	-62.6
-213.7	-68.3	-21.9	-64.7
-218.9	-69.7	-20.1	-66.8
-224.0	-70.9	-17.8	-68.7
-229.2	-71.9	-15.1	-70.2
-234.3	-72.4	-12.1	-71.4
-239.5	-72.5	-8.9	-72.0
-244.6	-72.3	-5.6	-72.1

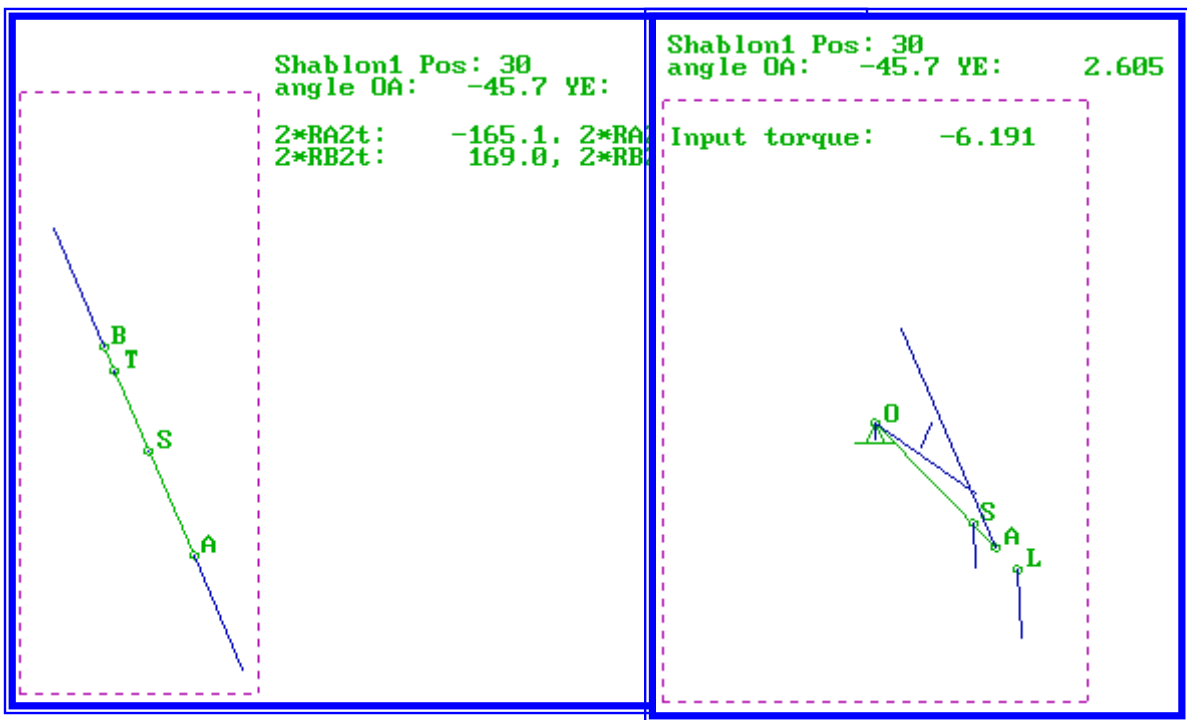
-249.7	-71.6	-2.4	-71.6
-254.9	-70.6	0.6	-70.6
-260.0	-69.3	3.4	-69.2

Угол OA	В осях балансира		В абсолютной сист. координат	
	RB <sub>τ</sub>	RB <sub>n</sub>	RB <sub>x</sub>	RB <sub>y</sub>
94.8	58.5	89.1	8.7	-106.2
90.0	54.2	89.3	11.9	-103.8
85.1	49.7	89.5	14.6	-101.3
80.3	44.8	89.8	17.1	-98.9
75.4	39.8	90.0	19.2	-96.6
70.6	34.7	90.3	21.1	-94.4
65.7	29.6	90.5	22.7	-92.5
60.9	24.3	90.8	24.2	-90.8
56.0	19.0	91.1	25.6	-89.5
51.2	13.6	91.4	26.9	-88.4
46.4	8.2	91.7	28.2	-87.6
41.5	2.7	92.0	29.4	-87.2
36.7	-2.9	92.2	30.7	-87.0
31.8	-8.6	92.5	32.0	-87.3
27.0	-14.5	92.8	33.3	-87.9
22.1	-20.5	93.1	34.7	-88.8
17.3	-26.8	93.5	36.2	-90.2
12.4	-33.4	93.8	37.9	-92.0
7.6	-40.2	94.1	39.7	-94.3
2.7	-47.4	94.4	41.7	-97.1
-2.1	-55.0	94.8	43.8	-100.5

-7.0	-63.1	95.2	46.2	-104.5
-11.8	-71.7	95.6	48.8	-109.1
-16.7	-80.7	96.0	51.5	-114.4
-21.5	-90.3	96.4	54.4	-120.4
-26.3	-100.2	96.9	57.4	-127.0
-31.2	-110.4	97.4	60.3	-134.2
-36.0	-120.3	97.8	63.0	-141.7
-40.9	-129.6	98.2	65.0	-149.0
-45.7	-137.4	98.5	65.9	-155.7
-50.6	-142.9	98.7	65.5	-160.9
-55.4	-145.5	98.8	63.5	-164.0
-60.3	-144.7	98.7	59.7	-164.7
-65.1	-140.6	98.5	54.4	-162.9
-70.0	-133.9	98.1	48.0	-159.0
-74.8	-125.4	97.7	41.0	-153.6

-126.3	-22.5	62.0	-9.0	-65.3
-131.4	-17.9	61.8	-11.1	-63.4
-136.6	-13.6	61.6	-13.0	-61.7
-141.7	-9.4	61.4	-14.8	-60.3
-146.8	-5.4	61.2	-16.5	-59.2
-152.0	-1.5	61.0	-18.0	-58.3
-157.1	2.4	60.8	-19.4	-57.7
-162.3	6.2	60.6	-20.6	-57.4
-167.4	10.0	60.5	-21.8	-57.3
-172.6	13.7	60.3	-22.8	-57.5
-177.7	17.4	60.1	-23.6	-58.0
-182.9	21.0	60.0	-24.3	-58.8
-188.0	24.7	59.8	-24.7	-59.8
-193.1	28.2	59.7	-24.9	-61.2
-198.3	31.7	59.6	-24.7	-62.8
-203.4	35.0	59.5	-24.2	-64.6
-208.6	38.1	59.4	-23.3	-66.6
-213.7	41.0	59.3	-21.9	-68.7
-218.9	43.5	59.3	-20.1	-70.7
-224.0	45.5	59.3	-17.8	-72.6
-229.2	47.0	59.3	-15.2	-74.1
-234.3	47.8	59.3	-12.2	-75.2
-239.5	48.0	59.4	-9.0	-75.8
-244.6	47.4	59.4	-5.8	-75.8
-249.7	46.3	59.5	-2.6	-75.3
-254.9	44.5	59.6	0.5	-74.4
-260.0	42.1	59.7	3.3	-73.0

Угол OA	В осях балансира		В абсолютной сист. координат	
	RB <sub>τ</sub>	RB <sub>n</sub>	RB <sub>x</sub>	RB <sub>y</sub>
-80.0	-76.3	64.6	22.1	-97.5
-85.1	-69.2	64.3	17.3	-92.9
-90.2	-62.3	63.9	12.8	-88.3
-95.4	-55.5	63.6	8.7	-84.0
-100.5	-49.2	63.3	5.0	-80.0
-105.7	-43.1	63.0	1.6	-76.3
-110.8	-37.5	62.7	-1.4	-73.1
-116.0	-32.2	62.5	-4.2	-70.1
-121.1	-27.2	62.2	-6.7	-67.6



2.4 – сурет – механизмнің буындарына әсер ететін күштер экранындағы бейнелердің графикалық көшірмелері: а - балансирге; б- шатунға; в-қисық типке (тиісті функционалдық пернелер: F5, F4, F3)

## 2.2 Бау жетегінің теңдестіру режимдерін зерттеу

Штангалы сорғы қондырғыларының (ШСН) түрлендіргіш механизмін теңдестіру мақсаты қозғалтқыштың қажетті қуатын және қозғалыс циклі үшін оның біркелкі жүктемесін азайту болып табылады. ШНУ түрлендіргіш механизмiнiң оңтайлы динамикалық тепе-теңдеу есебi гп қарсы салмақ салмағының оңтайлы мәнін және қисықшип білігіндегі теңдеуші сәттің ең аз шекті мәні қамтамасыз етілетін қисықшип осінен ара қашықтықты анықтау болып табылады. Практикада осы шамаларды анықтау механизмнің қозғалыс циклі үшін қисықшип білігіндегі Мур - айналмалы моменттің екі шама мәндерін салыстыру жолымен эмпирикалық жүзеге асырылады. Сонымен қатар, электр жетегі, Біздің зерттеулеріміз бұл жалпы қабылданған мәлімдеме қате болғанын көрсетеді. Сонымен қатар, құрамдастырылған теңдеуде кинематикалық жұптардағы реакциялар роторлы теңдеумен салыстырғанда керісінше азаяды.[6]

Қарастырайық динамикалық жұмыс режимі жетек штанговой сорғы қондырғылары (кинематикалық схемасы балансиром білдіретін тетік екінші текті) роторном және аралас тәсілдері және теңестіру. Штангалар бағанасы жоғары болғанда теңестіретін құрылғылар штангалар барысында жинақталған энергияны күш органына береді. Қарастырылып отырған құрылғыларда тепе-теңдіктің роторлық тәсілі қолданылады, егер қарсы салмақ ОА қисықпасына

арнайы құрылғылармен бекітіледі. Екі жақты теңгергіш жетектер жағдайында қисықшиптің салмағы да қарсы салмақ рөлін атқарады, яғни. пайдалы жұмыс жасайды. Нәтижесінде қисықшип массаларының орталықтары (тепе-теңсіз) және тепе-теңдіктің өзі қисықшип айналу осінен бір жағынан болады.

ТШНУ кинетостатикалық талдауы арнайы әзірленген кіші бағдарламаларды (А Қосымшасы) пайдалана отырып жүргізілді.)

RESFM - берілген келтіру нүктесіне қатысты күштер жүйесінің басты векторы мен басты моментін анықтау;

TRIRO1-Қос өткізгіш топтың топ шарниріндегі реакцияларды анықтау;

LEADL\_FA-кіріс буынының (қисық тип) күштік талдау.

Осы циклда редуктор есебі, қисықшиппен шатунды қосу торабы, балансир басының саусағы, тіреудің алдыңғы және артқы аяқтарындағы жиынтық күш, траверс мойынтірегі тіректерінің бекіту бұрандамаларын және басқа да тораптарды есептеу болады.

Теңдестіру есебінің мәні қисықшип білігіндегі кіріс айналмалы моментті азайту болып табылады. Ол үшін қарсы салмақ массасын және айналу осінен қарсы салмақ орталығының арақашықтығын тиісті түрде таңдау қажет. Роторлы тепе-теңдеу жағдайында қарсы салмақ қисықшипте орнатылады. Ал аралас тепе-теңдеу жағдайында балансирде Орнатылатын екінші тепе-теңдік қосылады.

Қисықшиптің айналу осінен қарсы салмақ массасының орталығының арақашықтығы бірінші жақындағанда анықталады:

$$OL = k \cdot H_E (P_{\text{верх}} + P_{\text{вниз}}) / 4 \cdot G_{II}$$

мұнда-штангалар бағанасы жүрісінің Ұзындығы, жоғары төмен – жоғары және төмен барысында штангаларды ілу нүктесіндегі жүктеме, II-қарсы салмақтың жиынтық салмағы,

Қисықшип білігіндегі айналмалы сәттің мәндерінің екі шыңы тең болғанға дейін пайдаланушы қолмен енгізетін түзету коэффициенті.

Мүмкін орын ауыстырудың белгілі принципін қолданамыз

$$\sum \delta A_i = 0 \text{ немесе } \sum N_i = 0$$

Осы Күштердің қуатын ықтимал ауыстыру қағидаты бойынша нөлге тең болуы тиіс. Бұл біздің міндетіміз үшін жазамыз:

$$\begin{aligned} \overline{G}_{кр} \overline{V}_{Su} + \overline{G}_{21} \overline{V}_A + \overline{G}_{22} \overline{V}_{S_2} + \overline{G}_{23} \overline{V}_T + \overline{G}_{31} \overline{V}_{B_i} + \overline{G}_{32} \overline{V}_{S_3} + \overline{G}_I \overline{V}_I + \overline{G}_{II} \overline{V}_L + \\ + \overline{G}_Q \overline{V}_Q + M_i \omega_{OA} = 0 \end{aligned}$$

Мұнда, - ауырлық күші қолданысының тиісті нүктелерінің жылдамдығы;  
- қисық тип бұрыштық жылдамдығы;

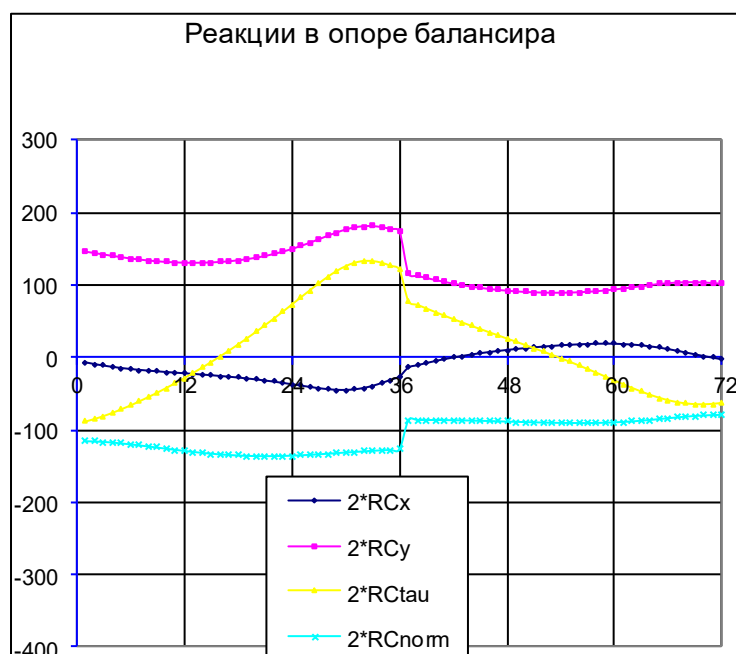
M-қисықшип білігінің айналмалы сәті.

Теңдестіру режимдерін зерттеу нәтижелері 2.2-кестеде берілген. Соңғы екі бағандарда мәндер және мәндері қисықшип білігінің айналмалы сәтін минимизациялауға қол жеткізу үшін іздеген мәндер көрсетілген . Есептеу бағдарламасында формуладағы түзету коэффициентін қолмен тапсырумен қол жеткізіледі. Сондай-ақ, қисықшиптің айналу бағытын өзгерткен кезде (сағат

тіліне қарсы) қисықшиптің білігіндегі сәт іс жүзінде өзгермейді, бірақ теңестіру режимі біршама нашар (қарсы салмақ айналу осінен жойылады).

2.2 - кесте - Теңдестіру режимдерін зерттеу нәтижелері

Режим откачки				Қисықшип білігінің ең үлкен айналу сәті	Оңтайлы тепе-теңдеу кезіндегі қарсы салмақ салмағы	Кривошиптің айналу осінен қарсы салмақ қашықтығы
$P_{\text{верх}}$	$P_{\text{низ}}$	Бұрыштық жылдамдық	Кривошиптің ұзындығы			
$кН$	$кН$	$об/мин$	$мм$	$кНм$	$кг$	$Мм$
<b>ПШН6-2,5-3500</b>						
60	30	6,9	1000	23,3	1912	1197
60	30	6,9	550	10,7	478	<b>-120</b>
60	40	4,3	1000	20,4	1912	1507
60	40	6,9	1000	25,5	1912	1515
60	40	4,3	550	8,0	478	523
60	40	6,9	550	8,3	478	525
<b>ПШН8-3-4500</b>						
80	40	4,3	1195	37,5	4576	1185
80	40	6,8	570	14,5	1144	900
80	53	4,3	1195	32,6	4576	1371
80	53	6,8	570	11,5	1144	1201



2.5-сурет-бастапқы деректер  $N=6,9$  об/мин болған кезде В (а) траверсаның топсасындағы және С (Б) балансир тірегіндегі реакциялардың мінез-құлқы ( $кН$ );  $r=1,00$  м;  $PВ=60$  кН

Тербелгіш-станоктарды пайдалану тәжірибесі шығарылған тербелгіш-станоктардың өнеркәсіпте қойылатын негізгі талаптарды қандай дәрежеде қанағаттандыратыны туралы айтуға мүмкіндік береді. Сондай-ақ, теріс тангенциалды күштің шамасы қисықшиптің айналу бағытына байланысты болады.



## ҚОРЫТЫНДЫ

Жеке жетектер қозғалтқышты, трансмиссияны қамтиды және сорғы штангаларының бір ғана бағанасының қозғалысын қамтамасыз етеді. Қазіргі уақытта МБМ жетектерінің көпшілігі осы түрге жатады. Топтық жетектер бір-біріне жақын орналасқан және салыстырмалы жұмыс параметрлері бар ұңғымалар тобын (2-40 бастап) пайдалану үшін қызмет етеді. Жеке жетекте пайдаланылатын Трансмиссия, әдетте, қозғалтқыштан редуктор мен редуктордың кіріс білігіне клиноремндік берілістен тұрады. Редуктор екі немесе үш сатылы, әр түрлі тісті ілгіштермен орындалады. Қондырғының конструкциясына түрлендіргіш механизмнің түрі мен кинематикалық схемасы ең көп әсер етеді. Түрлендіргіш тетіктердің түрлері бойынша механикалық жетектер теңгерімдік және теңгерімсіз екі топқа бөлінеді. Штангаларды ілу нүктесінің теңгерімдік қайтарымды-үдемелі қозғалысына қисық - шатундық механизм арқылы транс миссияның шығу білігімен қосылатын тербелмелі иінтіректі-теңгергішті пайдалану арқылы қол жеткізіледі. Өз кезегінде қисық тәрізді-шатунды механизм қондырғы жұмысының бір циклінің уақыты шегінде өзгертін тұрақты немесе ауыспалы ұзындығы бар буындармен болуы мүмкін. Теңгерімсіз жетектерде штангаларды ілу нүктесінің қайтарымды-үдемелі қозғалысы иілгіш элементтері бар механизмдерді (арқандар немесе шынжырлар) пайдалану есебінен қамтамасыз етіледі. Көп жағдайларда жүк, қисық тиекті немесе құрамдастырылған тепе-теңдігі бар механикалық теңгеру жетегі бар СШНУ қолданылады.

## ПАЙДАЛАНЫЛГАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Бухаленко Е. И., Абдуллаев Ю. Г. Монтаж, обслуживание и ремонт нефтепромыслового оборудования. -М.: Недра, 2007.
- 2 Гусейнов М.А., Садыхова Д.М., Абилова Л.М. К вопросу уравнивания станков-качалок. Химическое и нефтяное машиностроение, 1977.
- 3 Зайцев Ю. В., Балакирев Ю. А. Технология и техника эксплуатации нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1986.
- 4 Аливердизаде К. С. Приводы штангового глубинного насоса, -М.: Недра, 2003.
- 5 С.М.Ибраев, Н.С.Иманбаева, Г.Айдашева. Аналитическое решение задачи балансного уравнивания преобразующего механизма ШНУ. Сатпаевское чтение, 2019.
- 6 Молчанов Г. В., Молчанов А. Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа, -М.: Недра, 2012.