

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ

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

Б. Ж. Кожгельдиев

Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші механизмінің
теңгерілу режимдерін зерттеу (1-нұсқа)

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. Қалтаев А. Қалтаев

«08» 05 2019 ж.



ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші
механизмінің теңгерілу режимдерін зерттеу (1-нұсқа)»

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған

Б. Ж. Кожагельдиев

Ғылыми жетекші

техн. ғыл. канд., асс.-проф.

Н.С. Иманбаева Н.С. Иманбаева

«06» 05 2019 ж.

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ

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

5B071200 – «Машина жасау»

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі
Физ-мат. ғыл. д-ры, профессор
А. Қалтаев
«14» қараша 2018 ж.



Дипломдық жұмысты орындауға
ТАПСЫРМА

Білім алушы Б. Ж. Кожгаельдиев

Тақырыбы Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші
механизмінің теңгерілу режимдерін зерттеу (1-нұсқа)

Университет басшысының 2018 жылғы «6» қараша №132-Б – бұйрығымен
бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі 2019 жылғы «6» мамыр

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері _____

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а. Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз. Әдебиеттік-
потенттік шолу

б. Негізгі бөлім. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші
механизмінің кинематикалық және кинестатикалық анализі

в. Штангалы піспекті қондырғылардың қолданыстағы кейбір түрлері

г. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің
кинематикалық және кинестатикалық талдаулары

д. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің
теңгерілуі мен кернеулік күйін 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
Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз. Әдебиеттік-потенттік шолу	31.01.2019 - 10.02.2019	
Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикалық және кинетостатикалық анализі	10.02.2019 - 25.03.2019	
Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің теңгерілуі мен кернеулік күйін зерттеу. АРМ Win Machine бағдарламасында есептеу жүргізу	25.03.2019 - 02.04.2019	

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	08.05.2019	

Ғылыми жетекші  Н.С. Иманбаева

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  Б. Ж. Кожгельдиев

Күні "13" 05 2019 ж.

АНДАТПА

Бұл жұмыста штангалы піспекті қондырғының түрлендіруші механизмнің кинематикалық талдауы толығымен жасалады. Анықталған жылдамдықтар арқылы мүмкін орынауыстырулар принципі бойынша механизмнің теңгеруші моментін анықтаймыз. Механизм схемасында қосарланған айналшак пен бұлғақ траверса арқылы қос-иінге жалғанғандықтан, кинематикалық талдау жасағанда механизм схемасын қарапайым айналшақты-бұлғақты механизм ретінде қарастырамыз. Кинематикалық схеманы қарастыра отырып керек заңдылықтарды тригонометриялық түрлендіру арқылы немесе графикалық жолмен анықтаймыз. Кинематикалық талдау нәтижесі арқылы, механизмнің теңгерілуін зерттейміз.

АННОТАЦИЯ

В этой работе полностью делаем кинематический анализ преобразующего механизма станка-качалки. Рассматриваем кинематическую схему механизма, как простой кривошипно-шатунный механизм, так как в схеме механизма кривошип и шатун соединены через траверсу. Анализируя кинематическую схему находим нужные законы методом тригонометрического преобразования или графическим способом. С помощью анализа кинематической схемы механизма изучаем уравновешивания механизма.

ABSTRACT

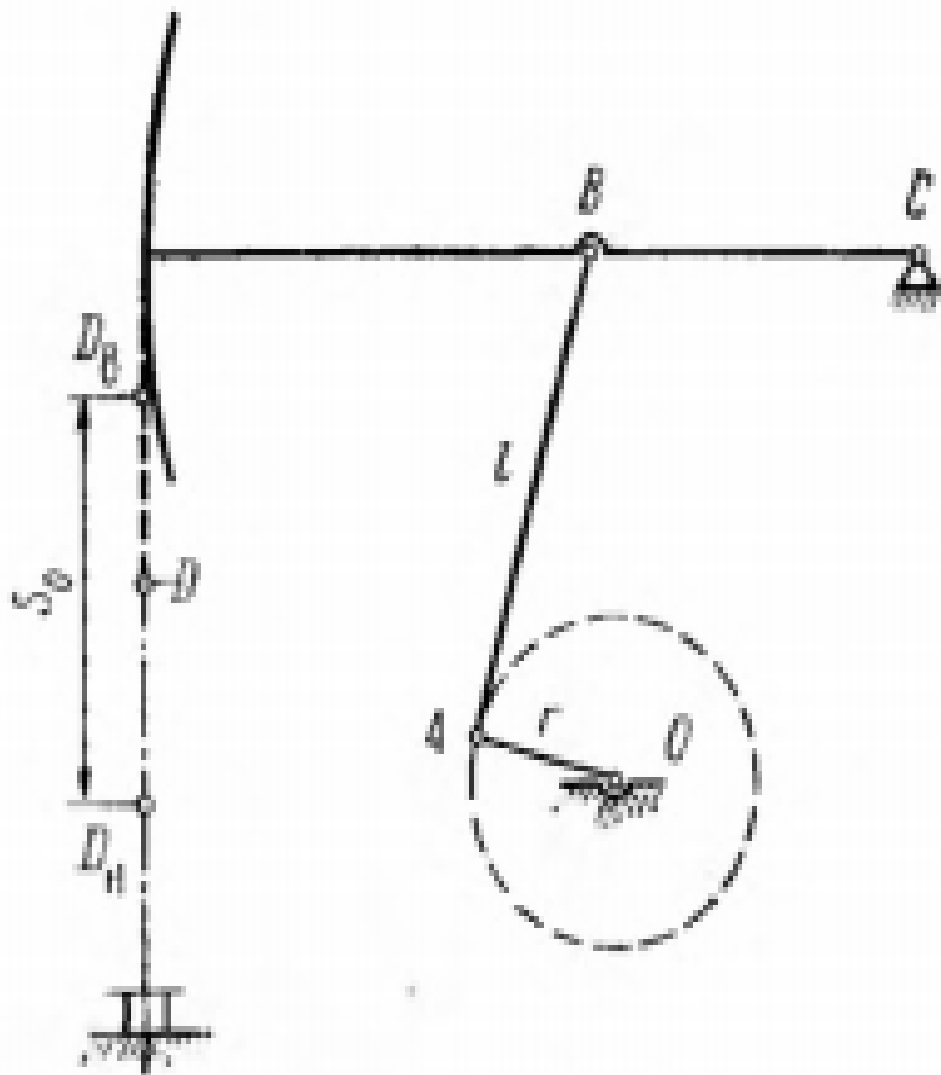
In this article, we make a complete kinematic analysis of the transforming mechanism of the rocking machine. We consider the kinematic scheme of the mechanism as a simple crank mechanism, as in the scheme of the mechanism crank and connecting rod are connected through a traverse. Analyzing kinematics find the laws by the method of trigonometric transform, or graphically. By analyzing the kinematic scheme of the mechanism, we study the equilibration of the mechanism.

МАЗМҰНЫ

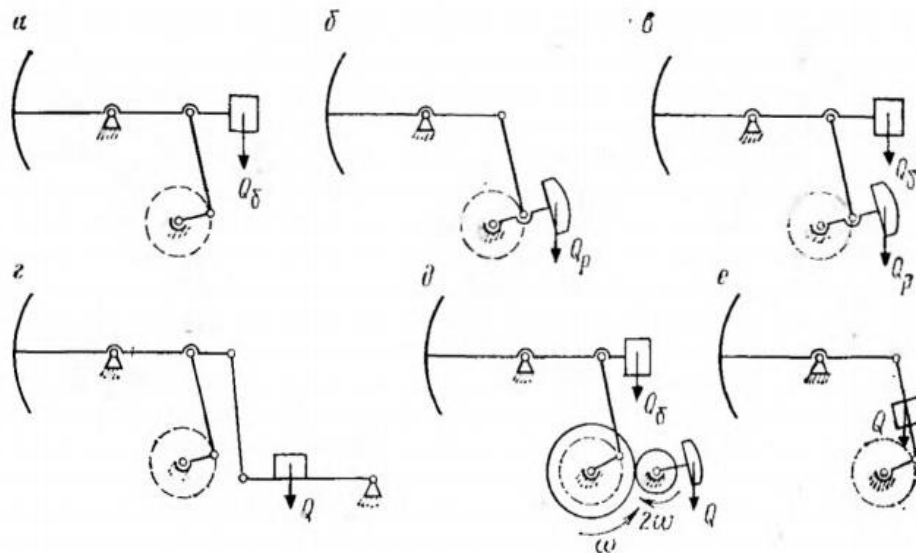
Кіріспе	6
1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің қолданыстағы түрлері	10
1.1 Дифференциалды тербелу білдегі	12
2 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикалық және кинетостатикалық анализі	14
2.1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикалық анализі	14
2.2 Жуықтау және қарапайым әдістер	16
2.3 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинетостатикалық анализі	18
3 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің теңгерілуі мен кернеулік күйін зерттеу	21
3.1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің теңгерілуі	21
3.2 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кернеулік күйін зерттеу	22
Қорытынды	28
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	29

КІРІСПЕ

Біздің елімізде мұнай өндіру саласын дамыту алға қойылған. Қазіргі уақытта қолданыстағы стандарттардың келесі үш типті тербелгіш станоктарды дайындау көзделген. Механикалық теңгергіш станоктар-тербелмелер гравитациялық (яғни жүк) немесе пневматикалық теңестіргіш құрылғымен жабдықталады. Теңдеуші жүк балансирге, қисық типке, қисық тиекпен балансирге, шатунға орналастырылуы мүмкін. Осыған сәйкес жетектер деп аталады: теңгергіш, роторлы, құрамдастырылған және шатунды теңестіру станоктары (1 – сурет).



1 – сурет – Екі иінді штангалы піспекті қондырғының механикалық теңестіру тәсілдері: а – теңгергіш теңдестіру, б – қисық тәрізді (роторлы) теңдестіру, в – құрамдастырылған теңдестіру, г – жалған тербелме көмегімен теңдестіру, д – Қос жиілікпен айналатын қарсы салмақты теңестіру, е – шатунды теңдестіру

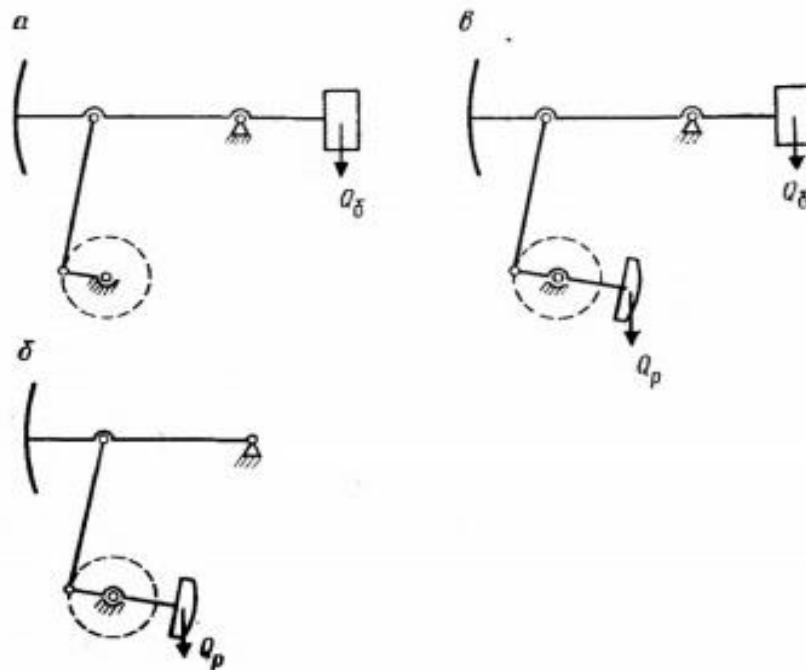


2 – сурет – Екі иінді штангалы піспекті қондырғының механикалық теңестіру

Жоғарыда аталғандардан басқа "жалған тербелме" көмегімен және қисықтың айналу жиілігіне қарағанда екі есе үлкен жиілікпен айналатын қарсы салмақты пайдалана отырып, теңдестіру белгілі.

Жүктерді орналастырудың аталған тәсілдері бар жетектердің кинематикалық схемалары суретте келтірілген.

Теңгергіш станоктарды – тербелгіштерді пневматикалық теңестіру тәсілдері: а – гидравликалық бекітпесіз жылжымалы поршеньмен; б – гидравликалық бекітпесіз жылжымалы цилиндрмен; в – жылжымалы поршеньмен және гидравликалық бекітпемен; г – гидравликалық бекітпесі бар жылжымалы цилиндрмен (2 – сурет).



3 – сурет – Тербелгіштерді пневматикалық теңестіру тәсілдері

Бір иінді теңгергіші бар тербелгіш станоктар кинематикалық схема бойынша орындалады тіректің теңгергіштің бекітілген шетінде орналасуы, ал шатунның теңгергішпен қосылу нүктелері — штанганың теңгергішпен және тіреумен қосылуы тән. Штангалар бағанасының сағалық штоқымен теңгергішті біріктіру доғалық бастиекпен өзара әрекеттесетін арқан аспамен камтамасыз етіледі (3 – сурет).

Бір иінді теңгергіші бар тербелме станоктар жүк немесе пневматикалық аккумулятормен теңестіріледі. Бірінші жағдайда жүк бір уақытта теңгерімде, қисық иікте немесе теңгерімде және қисық иікте тіркелуі мүмкін. Теңдеу тиісінше теңгерімдік, Роторлық немесе аралас деп аталады. Ең көп қолдану жинақылығымен ерекшеленетін роторлы тепе-теңдеу алды, бұл аз металл сыйымдылықты жетекті құрастыруға мүмкіндік береді. Пневматикалық теңестіру кезінде станок-тербелгіш ресивері бар пневмоцилиндрмен және қосалқы жабдықпен жабдықталады. Теңдеуге әлеуетті қуатты пневматикалық аккумулятордың жинақтауы есебінен қол жеткізіледі. Пневматикалық теңдеуші құрылғы тербелгіш станоктың кинематикалық сызбасына жақсы жазылады жүкпен салыстырғанда ең жақсы салмақ және эргономикалық көрсеткіштері бар.

Пневмоцилиндрді гидравликалық бекітпемен, ресивер, компрессор, майлы компенсациялық сорғы, май қоры бар сыйымдылық және бақылау-өлшеу аппаратурасын біріктіретін моноблок түрінде орындалған пневматикалық теңестіруші құрылғылар барынша кемелденген. Біздің елде бір клеткалы теңгергіш станоктар жоқ. Шетелде олар көбінесе пневматикалық теңдеуші құрылғымен бірге үлкен жүк көтергіштіктің қуатты жетегімен қолданылады, оны пайдалану кезінде барлық станоктың металл сыйымдылығы азаяды. [1]

Зерттеу нысаны. Жұмыста мұнай өндірісінде пайдаланылатын штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің теңгерілу режимдері зерттеліп, толық кинематикалық және кинетостатикалық анализдері жасалады. Сондай-ақ АРМ Win Machine бағдарламасы арқылы механизмнің кернеулік күйі, аққыштық күйінің диаграммалары алынып, байланыс реакцияларының мәні кинетостатикалық анализ нәтижелерімен салыстырылды.

Зерттеу мақсаты. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін компьютерлік модельдеу негізінде кинематикасын, кинетостатикасын, теңгерілу режимдерін зерттеу және АРМ Win Machine бағдарламасы арқылы механизмнің кернеулік күйі, аққыштық күйінің диаграммалары алу, байланыс реакцияларының мәнін кинетостатикалық анализ нәтижелерімен салыстыру.

Зерттеудің мәселелері. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикасын, кинетостатикасын, теңгерілу

режимдерін зерттеу және компьютерлік моделін жасау және АРМ Winmachine бағдарламасы арқылы механизмнің кернеулік күйін анықтау.

Ғылыми жаңалығы. Әртүрлі жүктелу және теңгерілу режимдеріндегі штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кинематикасы, кинетостатикасы, динамикалық теңгерілуі зерттелген және компьютерлік моделі жасалған.

Жасалынған компьютерлік модель арқылы табылған нәтижелерді қолдана отырып механизм звеноларының кернеулік күйі анықталды.

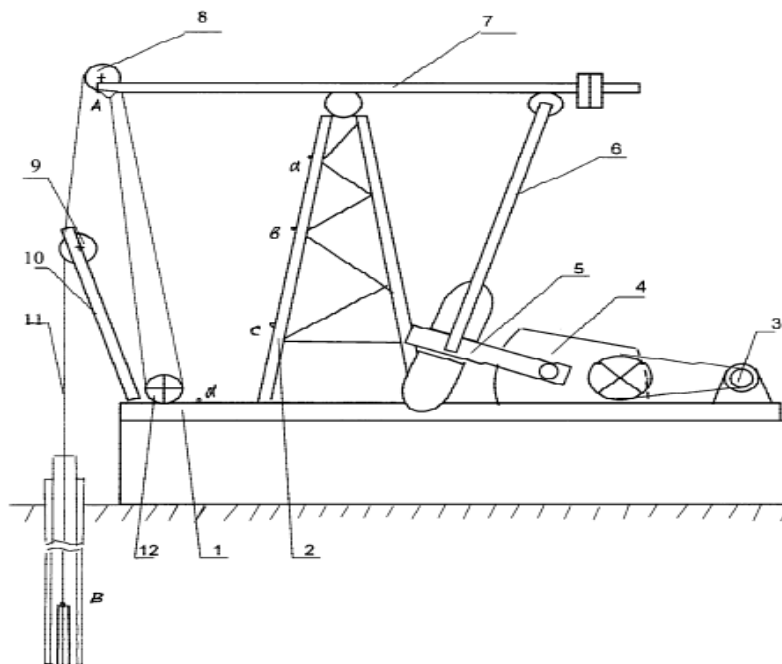
Жұмыста орындалған зерттеулер нәтижелері мұнай өндірісінде ретінде кең таралған штангалы жетекті балансирлі піспек-қондырғыларының түрлендіруші механизмін жетілдіру және нәтижесінде құнын төмендету үшін пайдаланылуы мүмкін.

1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің қолданыстағы түрлері

Өндірісте қолданылатын штангалы піспекті қондырғы түрлері сан алуан. Олардың көбісінің кинематикалық және кинетостатикалық зерттеулері жуық тәсілмен, кейбіреулерінің теңгерілу режимдері конструкторлық жолмен жасалынған. Ал біраз бөлігі жеңілдетілген режимде жұмыс істеп тұр. Бұрыштық жылдамдықтарын арттырған кезде теңгерілу режимі бұзылып фундаменттің қирау қаупі туындайды. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің патенттелген біраз түрлерін қарастырдық.

Патент № 2 457 361

Өнертабыс мұнай-газ өндіру өнеркәсібінде қарапайым және бір мезгілде-бір ұңғымада екі қабатты бөлек пайдалану кезінде ұңғымалық штангалық сорғылармен мұнай өндіру үшін пайдалануға арналған. Рамадан және тіреуден жасалған қаңқасы, электр қозғалтқышы, редуктор, айналшақты-шатунды механизм, қарсы салмақ бар теңгергіш және сорғы штангаларының бағанасымен байланысты аспасы бар. Аспа таспа түрінде жасалған, мысалы, қаңқада бір ұшы бекітілген болса, ал сорғы штангаларының бағанасы басқа ұшында бекітілген. Таспа екі бағыттаушы шкивтерді қамтиды, олардың біреуі балансирге, екіншісі рамада орналасқан кронштейнге орнатылған. таспаны аспа және бағыттаушы шкивтер ретінде пайдаланудың арқасында, штангалы піспекті қондырғы бағанасының ұзындығын ұлғайтуға мүмкіндік береді. Тиісті бағыттаушы шкивтері бар екі таспаның болуы арқасында сұйықтықты іріктеудің жеке қарқындылығы бар екі штангалы сорғының жетегін қамтамасыз жақсы жұмыс жасауын береді. (1.1 – сурет).



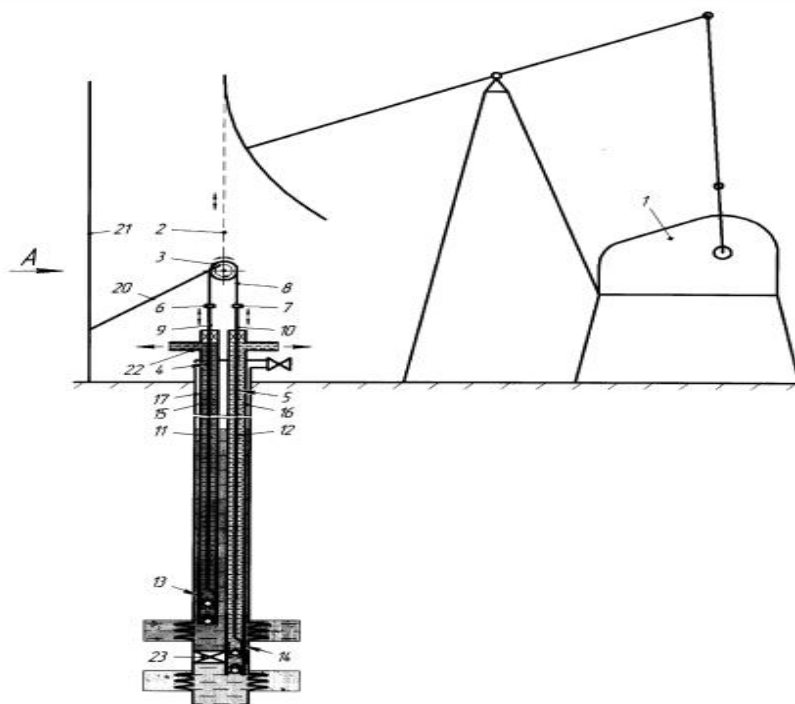
1.1 – сурет – Ұңғымалық штангалық сорғы

Ленталарды штангалы піспекті қондырғы қаңқасына бекіту арқылы сорғы штангаларының тиісті бағаналарының жүру ұзындығының дискретті

өзгеруін қамтамасыз етуге болады. Құрылғы ұзын жүрісті жетектерді, сондай-ақ кейбір жағдайларда бір уақытта бір ұңғымада бөліп пайдалану кезіндегі екі тербелме білдектерін ауыстырады. Жабдықтың сенімділігін арттырады, металл сыйымдылығын және құнын төмендетеді. [2]

Патент № 2 594 038

Өнертабыс ұңғымалардан сұйықтықты көтеруге арналған құрылғыларға жатады және мұнай өндіру үшін пайдаланылуы мүмкін. Қондырғыда тартқыш органы бар күш жетегі, реверсивті жетек органы, иілгіш элемент арқылы реверсивті жетек органымен біріктірілген тиісті аспаларды, жылтыратылған штоктарды, штангалық бағаналарды және бір-бірінен оқшауланған құбыр бағаналарында орналастырылған сорғыларды қамтитын әр түрлі салмақтағы сұйықтықты көтерудің екі теңестірілетін желілері бар. Реверсивті жетек органы айналу мүмкіндігіне ие және қайтарымды үдемелі қозғалатын тарту органы мен күш жетегіне бірлесіп біріктірілген. Реверсивті жетек органы реверсивті жетек органы айналғанда барабанға орау мүмкіндігімен орындалған икемді тартымы бар барабанмен жабдықталған. Иілгіш тартымның басқа ұшы бекіту механизмінде күш жетегінің биіктігі шегінде әртүрлі деңгейде бекітілген (1.2 – сурет).



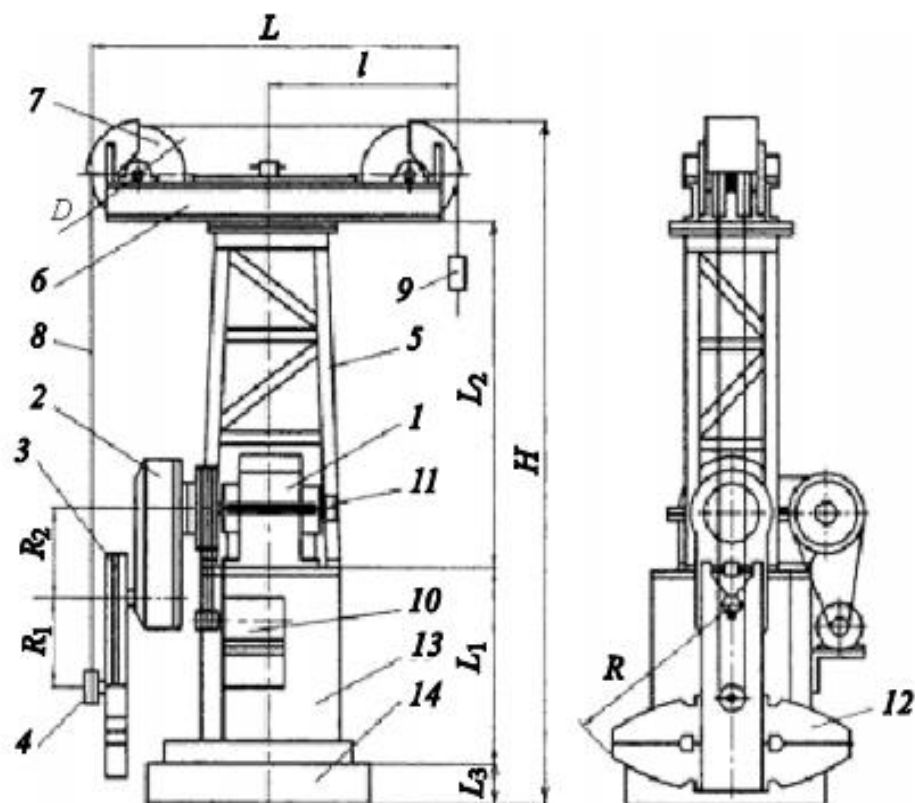
1.2 – сурет – Ұңғымалық штангалық сорғы

Қабаттың ағу жылдамдығымен көтерудің әрбір желісінің жеке сору жылдамдығын қондырғымен басқару мүмкіндігін қамтамасыз ету есебінен электр энергиясын тұтыну қысқартылады. Көтеру сызықтарының бірі істен шыққан кезде қарапайым қондырғыны болдырмайды. Қондырғы жұмысының сенімділігі артады. [3]

1.1 Дифференциалды тербелу білдегі

Құрылғының барлық сенімділігіне қарамастан, теңгергіш жетек бірқатар кемшіліктерге тән:

- редуктордың қызмет ету мерзімі төмен
- түрлендіруші механизм элементтерінің бұзылуы
- бұлғаулар саусақтарын ауыстыру ыңғайсыздығы
- теңдеу кезінде жүктерді жылжытудың жоғары еңбек сыйымдылығы
- елеулі теңгерілімсіз массалардың болуы
- қымбат іргетастарды салу қажеттілігі



1.3 – сурет – Дифференциалды тербелу білдегінің конструктивтік схемасы:
 1 – редуктор, 2 – орталық айналшак, 3 – жетекші айналшак, 4 – керме шкив;
 5 – тіреуіш, 6 – перекладина, 7 – бағыттаушы шкивтер, 8 – иілгіш элемент, 9 – сағалық штоктың аспасы, 10 – электрқозғалтқыш және клиноременді беріліс, 11 – тежегіш құрылғысының шкиві, 12 – теңестіруші жүктер, 13 – тумба, 14 – фундамент плита

Мұның бәрі штангалық ұңғымалық сорғы жетектерінің принципті жаңа құрылымдарын құру үшін алғышарттар жасайды: таспалы жетек, тізбекті жетек, арқанды жетек, сызықтық электрқозғалтқыштың негізіндегі жетек және тағы басқа(1.3 – сурет). Отандық тәжірибеде 80 ғана тізбекті жетектер қолдану тапты, сондай-ақ өз жолының басында тұрған дифференциалды түрлендіргіш тетігі бар тербелгіш станоктарды айта кетуге болады.

Балансирлі білдектердің топсалы төрт буынды білдектермен салыстырғанда түрлендіргіш механизмнің басты ерекшелігі болып түрлендіруші бөлігіндегі тұрақты жылдамдық болып табылады. Осының нәтижесінде штангаларды ілу нүктесінің максималды жылдамдығы бірдей тербеліс саны және теңгермелі жетектермен жүру ұзындығы кезінде 1.6 есе төмен, бұл келесі артықшылықтарды береді:

- сорғы қондырғысының барлық құрамдас бөліктерінің сенімділігі мен жұмыс жасау мерзімділігін арттыру
- штангалар мен құбырлардың тозуын төмендету
- сорғы қондырғысының жөндеу аралық кезеңін ұлғайту
- электр энергиясын едәуір үнемдеу

Дифференциалды түрлендіргіш механизмнің ерекшелігі кинематикалық өзара байланысты айналшықтардың болуы болып табылады, олар редуктордың бір жағынан орналасқан және бірдей жиілікпен әртүрлі жаққа айналады.

Жетекші айналшықта орнатылған тартпа шкивтерінің қозғалысын қосу кезінде түзу сызықты қайтарымды-үдемелі қозғалыс жасайды, ол икемді элемент тербелмелі білдектің тірегінде орнатылған бағыттаушы шкивтері арқылы сағалық штоктың аспасымен жалғасады. Бұл ретте тірекке оның күшін қысатын тік бағытталғандар ғана әрекет етеді.

В целом металлоконструкция станка-качалки с таким преобразующим механизмом нагружена значительно меньшими силами, что обеспечивает им большую надежность и безотказность

Тұтастай алғанда, осындай түрлендіргіш тетігі бар тербелмелі білдек металл конструкциясы айтарлықтай аз күшпен жүктелген. Бұл оларға үлкен сенімділік пен ақаусыз жұмыс жасауын қамтамасыз етеді. [4]

2 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң кинематикалық және кинетостатикалық анализi

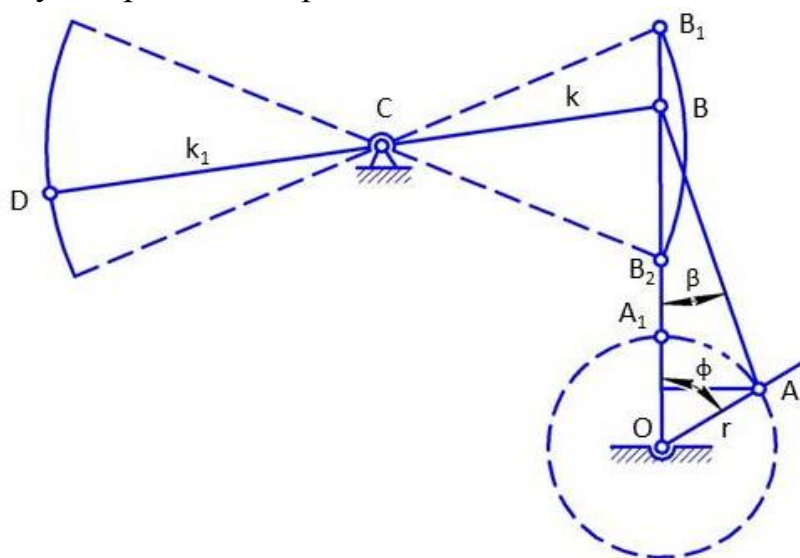
2.1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң кинематикалық анализi

Механикалық трансмиссия және төрт буынды түрлендіргіш механизм жүргізуші (редуктор білігі) мен ведомстволық буындардың (штангалар колоннасының сағалық штогі) қозғалыс заңдары арасындағы бір жақты байланысты алдын ала анықтайды. Бұл ретте штангаларды ілу нүктесінің әрбір жағдайы белгілі бір жылдамдықтар мен үдемелермен сипатталады, олар (редуктор жетекші білігінің тұрақты айналу жиілігі кезінде) тек қана өлшемдерге немесе түрлендіргіш механизмнің трансмиссияның жекелеген буындары өлшемдерінің ара қатынасына байланысты болады.

Теңдестіргіш станоктың кинематикасын зерттеу кез келген басқа типті жетек Қос жүріс ішінде штангаларды ілу нүктесімен өтетін жол шамаларының, оның қозғалыс жылдамдығының, үдеудің қалай өзгеретінін анықтауға мүмкіндік береді.

Теңдестіргіш станоктардың түрлендіргіш механизмі екінші ретті "бірінші сыныпты қарапайым жазық механизм болып табылады. Біз белгілейміз: қ. шатун ұзындығы OA кесіндісімен айналшақ ұзындығы AB кесіндісімен, BC артқы және балансирының алдыңғы CD тиісінше k және k_1 база- O және C нүктелерінің арасындағы қашықтық (2.1 – сурет).

Қазіргі уақытта түрлендіргіш механизмді талдауға көзқараспен ерекшеленетін теңгергіш станок-тербелме элементтерінің қозғалыс заңдарын анықтаудың үш тәсілі кеңінен танымал. Бұл әдістер, "теориялар" деп аталмаған, қабылданатын жорамалдарға байланысты D штангаларын ілу нүктесінің жылжу, жылдамдығы және жылдамдығының өзгеру заңын түрлі дәлдікпен табуға мүмкіндік береді.



2.1 – сурет – Түрлендіруші механизмнің кинематикалық схемасы

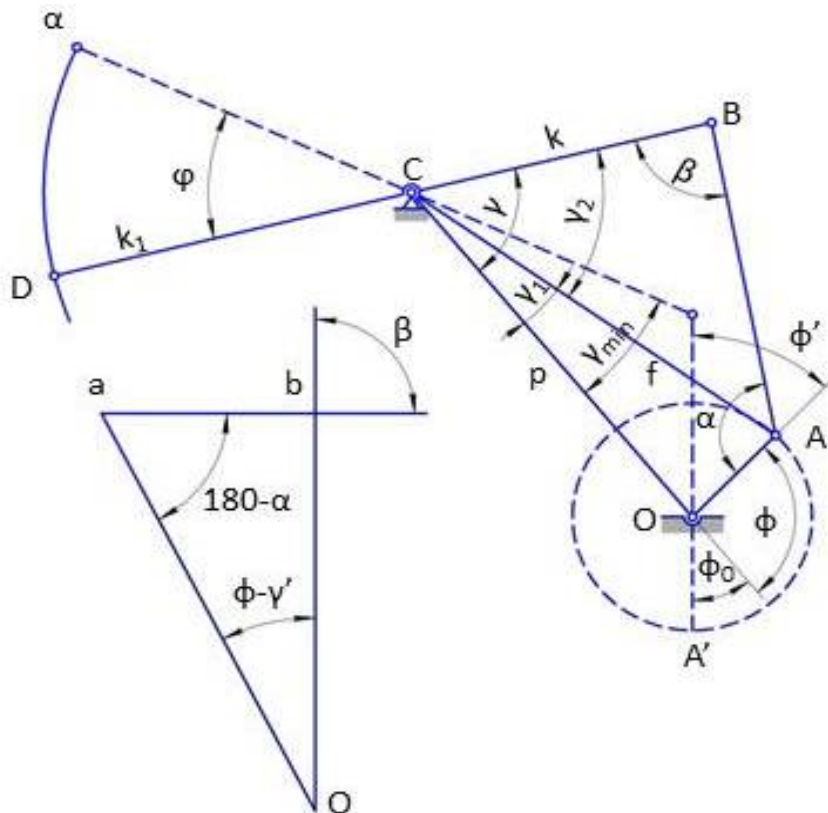
Қарапайым теория деп аталатын келесі жорамалдарға негізделген: станок-тербелгіштің түрлендіргіш механизмі қарапайым айналшақты-бұлғақты механизм (яғни $r/l \rightarrow 0$; $r/k \rightarrow 0$) ретінде қарастырылады.

Демек, нүкте қозғалады, бірақ $B_1 - B_2$, а $\beta = 0$ түзу В. Бұл жағдайда В нүктесінің қозғалыс заңы, демек, D штангаларын ілу нүктелері қисық тәрізді-шатунды механизм теориясының көмегімен анықталуы мүмкін.

Жақындатылған әдістеме (теория) $r/l \rightarrow 0$, В нүктесінің қозғалыс траекториясы — түзу, яғни мәні бойынша қисық-шатундық механизм теориясы болып табылады, онда r/l арақатынасының соңғы шамалары ескеріледі.

Дәл әдістемеді (теорияда) бұрын қабылданған және арнайы ескертілмеген біреуден басқа, бұрын қарастырылған теорияларда қабылданған жорамалдар жоқ: айналшақтың айналуының бұрыштық жылдамдығы штангаларды ілу нүктесінің барлық қос жүрісінің ішінде тұрақты және өзгеріссіз.

Штангаларды ілу нүктесінің жылжуын, жылдамдығын және үдеуін өзгертудің дәл заңдары екі тәсілмен алынуы мүмкін: аналитикалық — ізделетін шамалар тригонометриялық түрлендірулер арқылы және механизмнің ережелерін, жылдамдық жоспарларын және айналшақ бұрылуының әртүрлі бұрыштары үшін жылдамдықтар жоспарларын графикалық — құрумен анықталады (2 – сурет). [5]



2.2 – сурет – Түрлендіруші механизмнің кинематикалық схемасы және жылдамдықтар планы

2.2 Жуықтау және қарапайым әдістер

Кинематикалық схеманы қарастыра отырып керек заңдылықтарды орнатамыз. Айналшақтағы В нүктесіне дейінгі φ бұрышқа бұрылған S_B жолы B_1B қимасына сегментіне тең болады. А нүктесін вертикаль B_1O -ға жобалап, $B_1B = OB_1 - OB$, бұл жердегі $OB_1 = r+l$ ал $OB = Oa + aB$. Oa мен aB ұзындықтары BaA және OaA үшбұрыштары арқылы табылады: $Ba = l \cos \beta$, $Oa = r \cos \varphi$.

Сонда:

$$S_B = r + l - (l \cos \beta + r \cos \varphi) = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta)$$

Синустар теоремасы бойынша OAB үшбұрышы үшін:

$$r/\sin \beta = l/\sin \varphi \quad \text{бұл жердегі} \quad \sin \beta = (r/l)\sin \varphi$$

$$\text{Сондай-ақ: } \cos \beta = \sqrt{1 - (r/l)^2 \sin^2 \varphi} \approx 1 - 0,5(r/l)^2 \sin^2 \varphi.$$

Бастапқы S_B арналған формулаға тапқан мәндерімізді қоя отырып, $\varphi = \omega t$ алмастырсақ:

$$S_B = r(1 - \cos \omega t) + (r^2/2l)\sin^2 \omega t.$$

k_1/k иіндерінің қатынасы бойынша В нүктесінің қозғалысы арқылы D нүктесін таба аламыз:

$$S_D = \frac{k_1}{k} r [(1 - \cos \omega t) + (r/2l)\sin^2 \omega t]$$

Бұл өрнекті дифференциалдау арқылы D нүктесінің жылдамдығын табуға болады:

$$V_D = \frac{k_1}{k} \omega r [\sin \omega t + (r/2l)\sin 2\omega t]$$

Тағы бір рет дифференциалдау арқылы D нүктесінің үдеуін табамыз:

$$a_D = \frac{k_1}{k} \omega^2 r [\cos \omega t + (r/l)\cos 2\omega t]$$

Анықталған формулалар оңай және практика жүзінде қанағаттандыратын дәлдікпен жуықтау әдісінде қолдануға жарамды. Формулаларды пайдалана отырып, максималды жүрілетін жол S_D , $\omega t = 180^\circ$ екенін анықтауға болады. Яғни, аспа штангалардың жүрген жолы $S_{D_{max}} = 2r$, онда максималды жылдамдықтың мәні $\omega t = 90^\circ, 270^\circ$ кезінде болады және оның мәні мынаған тең:

$$V_{D_{max}} = \pm \omega S_{max} / 2$$

Максималды үдеу $\omega t = 0^\circ, 180^\circ$ болғанда болады:

$$a_{D_{max}} = \frac{\omega^2 S_{D_{max}}}{2} \left(1 \pm \frac{r}{l}\right)$$

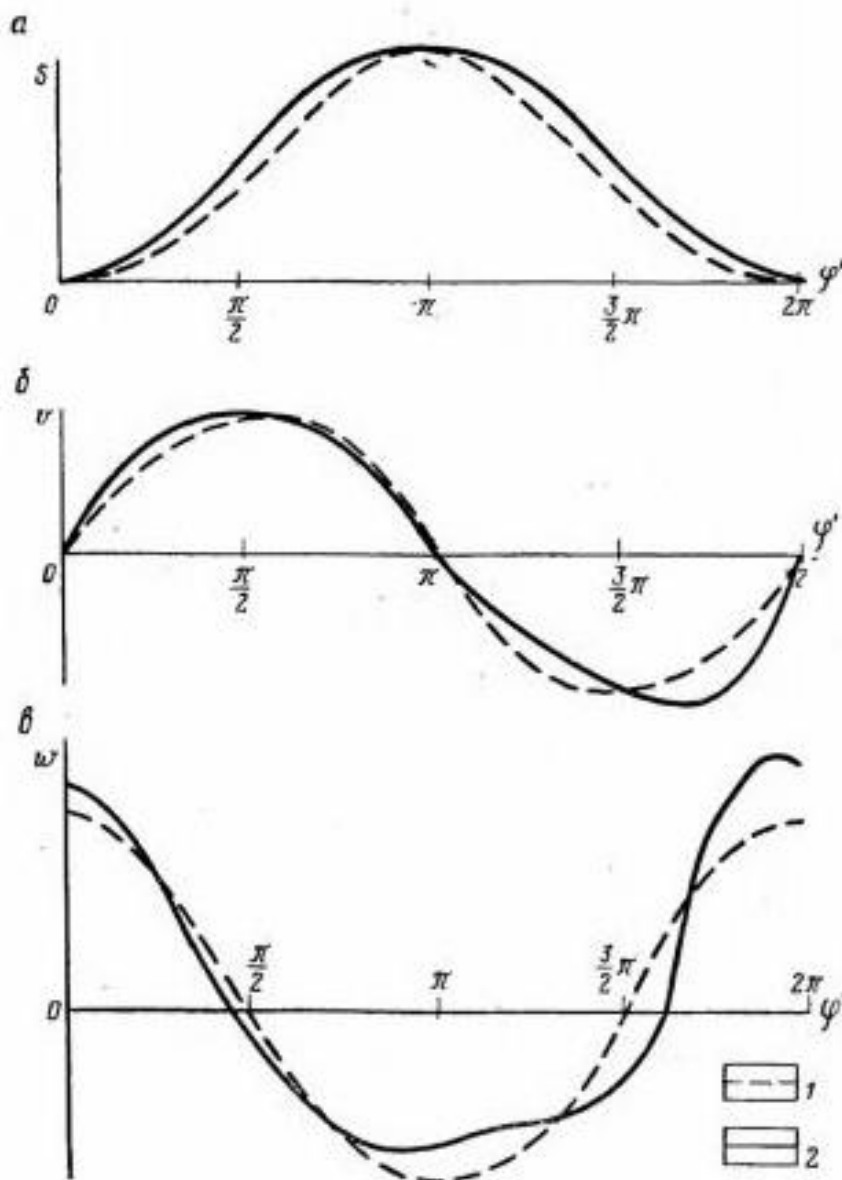
Теңдеулер аспа штангаларының В нүктесінің қозғалысының траекториясы түзу болған жағдайын суреттейді. Егер r/l қатынасының ұзындықтарын, жуықтау әдісіне сәйкес елемейтін болсақ, онда $r/l=0$ деп алып, келесідей өрнектер шығаруға болады:

$$S_D = \frac{k_1}{k} r (1 - \cos \omega t)$$

$$V_D = \frac{k_1}{k} \omega r \sin \omega t$$

$$a_D = \frac{k_1}{k} \omega^2 r \cos \omega t$$

Бұл формулаларға тәуелді екенін ескере отырып, қос иіннің радиус ұзындығы бұлғақ пен балансирге қарағанда кішкентай болатын балансирлі штангалы піспекті қондырғының аспа штангасының қозғалысы гармоникалық деп айта аламыз (2.3 – сурет).



2.3 – сурет – Штангалы піспекті қондырғының аспа штангасының қозғалысы

Аспа штанганың гармоникалық заңы бойынша қозғалысы (пунктир қисықтар) – аспа штанганың нақты заңдар қозғалысының салыстыратын стандарттар. Бұл стандарттар түрлендіруші механизмның соңғы ұзындық күштерінен және басқа да факторлардан айырмашылығы бар. Мысалы, қос иіннің біркелкі емес айналуы.

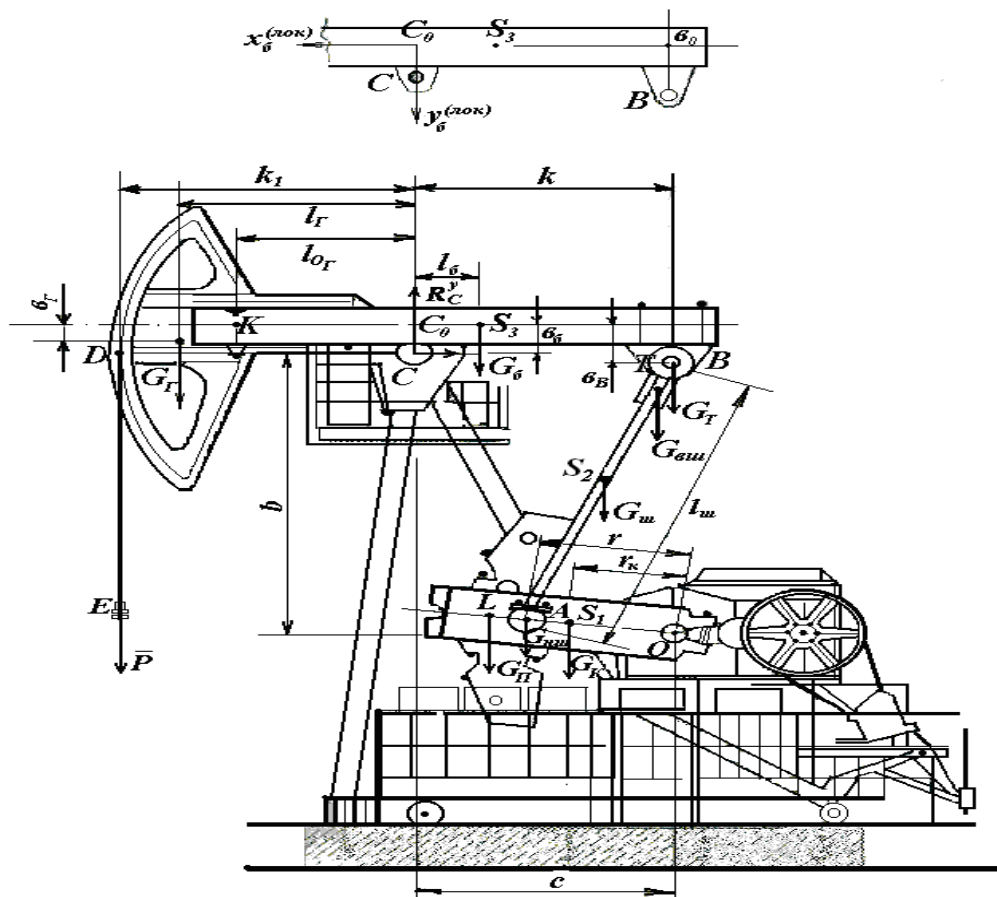
Түрлендіруші механизмнің элементтерінің ұзындығы мен үдеу мәнінің қатынасы:

$$\frac{a_{D_{\max}}}{a_{D_{\max, гарм}}} = \left(1 \pm \frac{r}{l}\right).$$

Сонымен, жуықтау әдісімен табылған формулаларға анализ жасап, аспадағы нүктенің қозғалыс заңдылығы максималды үдеуге қарай гармоникалық айырмашылығы бар екенін көреміз. Бұл айырмашылық өскен сайын, r/l қатынасының мәні де өсе береді. [5]

2.3 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кинетостатикалық анализі

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кинетостатикалық анализін жасау үшін механизм звеноларының келесі параметрлері беріледі (3.1 – сурет)



2.4 – сурет – Штангалы піспекті қондырғы

Берілгені:

$G_{\text{айн}} = 110$ кг – айналшақтың салмағы

$G_{\text{тб}} = 80$ кг – бұлғақтың төменгі басының салмағы

$G_{\text{б}} = 120$ кг – бұлғақ салмағы

$G_{\text{т}} = 91$ кг – маңдайша салмағы

$G_{\text{тт}} = 105$ кг – балансирдегі маңдайша тірегінің салмағы

$G_{\text{б}} = 402$ кг – балансир салмағы

$G_{\text{бб}} = 260$ кг – балансир басының салмағы

$l_2 = 0.55$ м – айналшақтың ұзындығы

$l_3 = 2.5$ м – бұлғақтың ұзындығы

$l_4 = 1.64$ м – CD ұзындығы

$l_5 = 1.905$ м – балансирдің артқы иіні

$P_{\text{ж}} = 60$ кН – балансир жоғары қозғалған кездегі күштің мәні

$P_{\text{т}} = 40$ кН – балансир төмен қозғалған кездегі күштің мәні

$M_{\text{max}} = 9.5$ кН·м – максималды айналу моменті

A нүктесіндегі тіректің координаттары:

X=0;

Y=1665;

Z=0;

D нүктесіндегі тіректің координаттары:

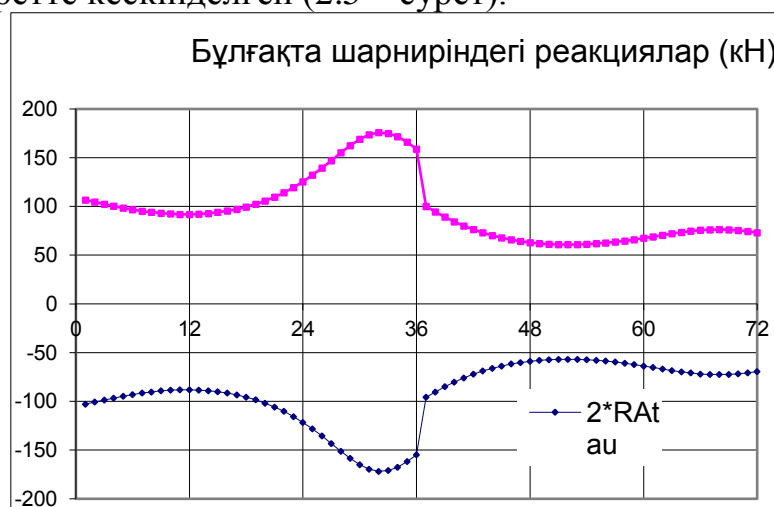
X=0;

Y=0;

Z=2500.

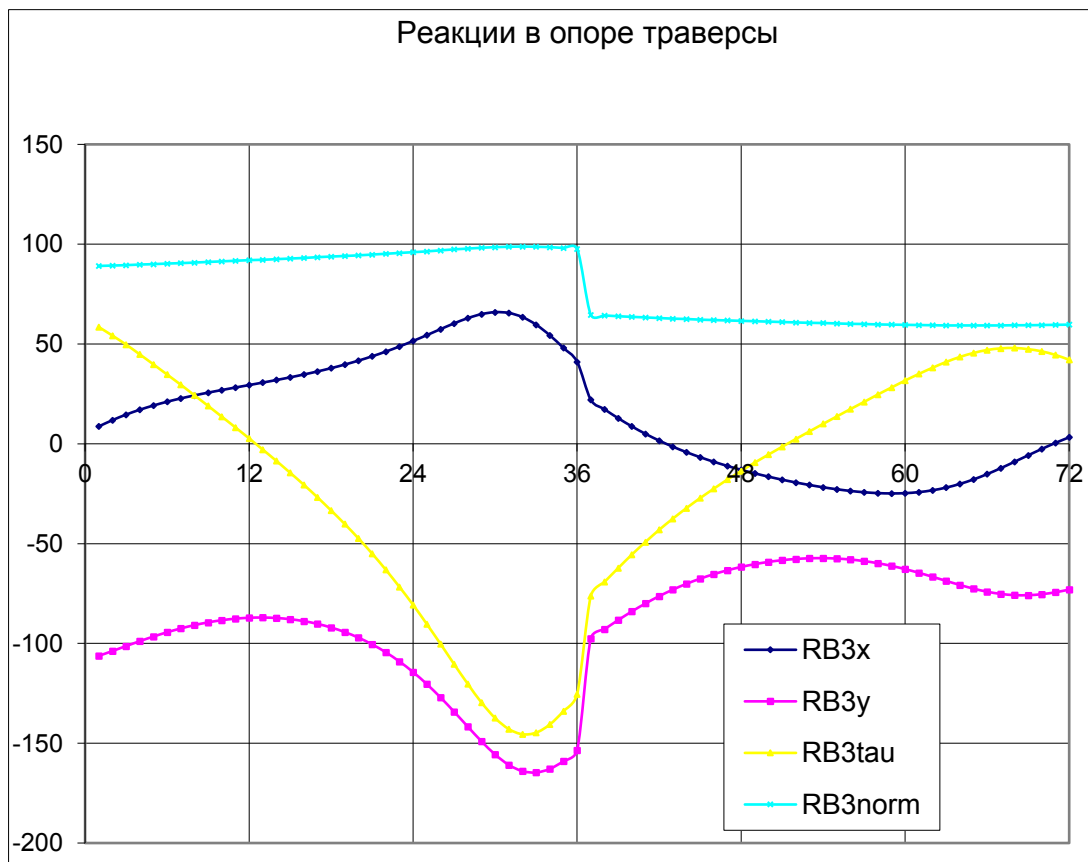
Реакциялар

Айналшаққа A, S₁, L нүктелерінде \vec{R}_{21} және де $\vec{F}_{12} = \vec{G}_K - m_K \vec{a}_{S1}$, $\vec{F}_{13} = \vec{G}_{II} - m_{II} \vec{a}_L$, $\vec{F}_{14} = \vec{G}_{Red}$ күштері әсер етеді. «LEADL_FA» қолдана отырып, \vec{M}_{yp} , R_{01}^x , R_{01}^y мәндерен табамыз. Табылған мәндер келесі суретте кескінделген (2.5 – сурет).



2.5 – сурет – Бұлғақта шарниріндегі реакциялар

Келесі суретте (2.6 – сурет) $n=6,8$ об/мин; $r=0,557$ м; $P_{ж}=60$ кН; $P_{т}=40$ кН мәндері берілген кездегі тіректегі және траверсадағы реакция күштерінің өзгерісі көрсетілген. [6]



2.6 – сурет – Траверса тірегінің реакциялары

3 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің теңгерілуі мен кернеулік күйін зерттеу

3.1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің теңгерілуі

Тербелмелі білдектің түрлендіруші механизмінің теңгеру есебі теңгеруші жүктің G_T салмағының айналшақтың өсіндегі l_T айналшақтың біліктеріндегі теңгеруші моменттерінің минималды пиктің мәндерін қамтамасыз ету үшін шешіледі. Практикада $M_{теңг}$ - айналшақтың білігіндегі бұраушы моментінің мәндерінің шамаларын екі пиктік мәндерін салыстыру, яғни эмпирикалық жолмен анықталып жүзеге асырылады (3.1 – сурет).

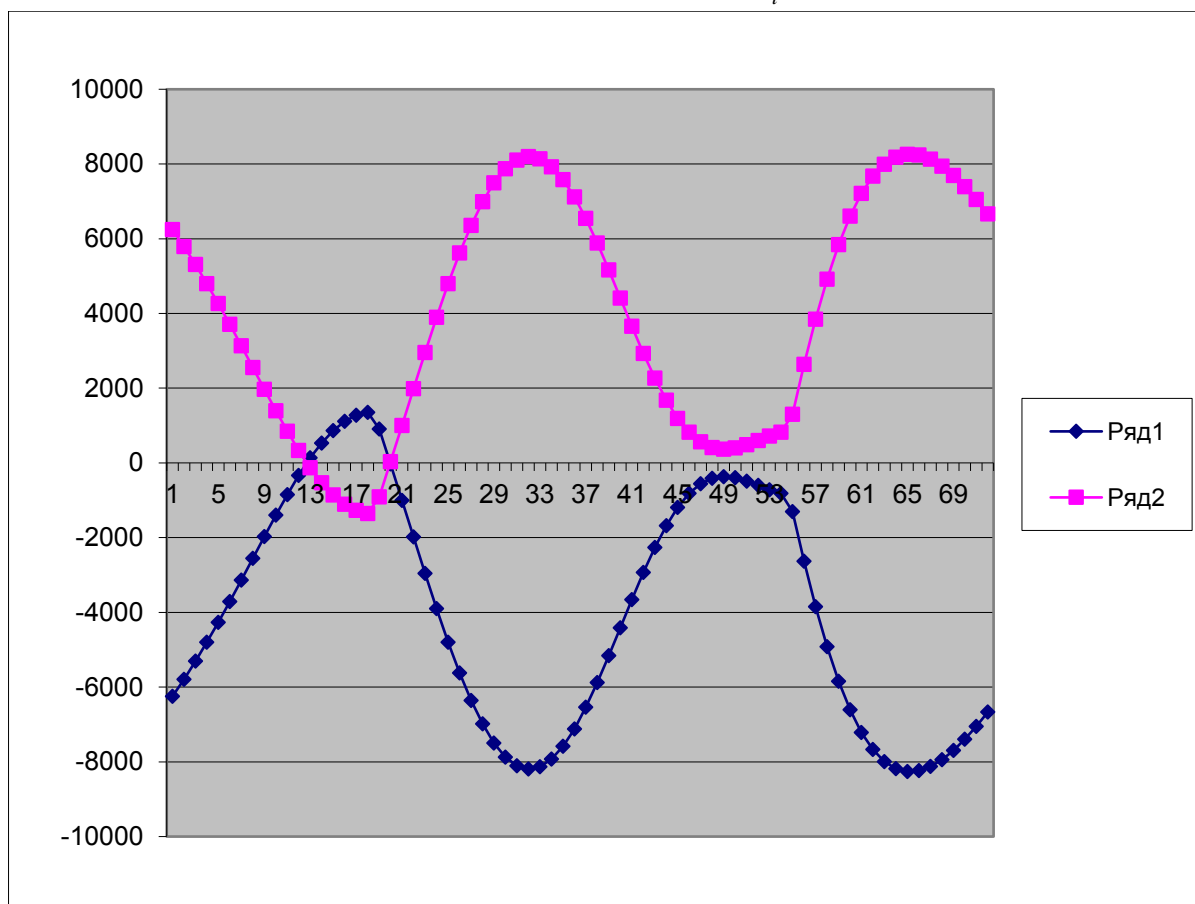
Айналшақтың айналушы өсінің массалар орталығынан теңгеруші салмақтың арақашықтығы бірінші жақындатылу кезінде былай анықталады:

$$OL = H_E (P_{жог} + P_{төм}) / (4 * G_T)$$

Мұндағы H_E – штангалар бағаналарының жүрісінің ұзындығы, $P_{жог}$, $P_{төм}$ – жоғары және төмен жүргендегі штангалар ілгішінің нүктесінде жүктемелер, G_T – теңгеруші салмақтың суммасы.

Мүмкін орынауыстырулар принципін қолданайық. Бір ғана еркіндік дәрежесі бар механизм жағдайында бұл принцип мына түрде жазылады:

$$\sum \delta A = 0 \quad \sum N_i = 0$$



3.1 – сурет – Айналшақтың білігіндегі бұраушы моментінің мәндері

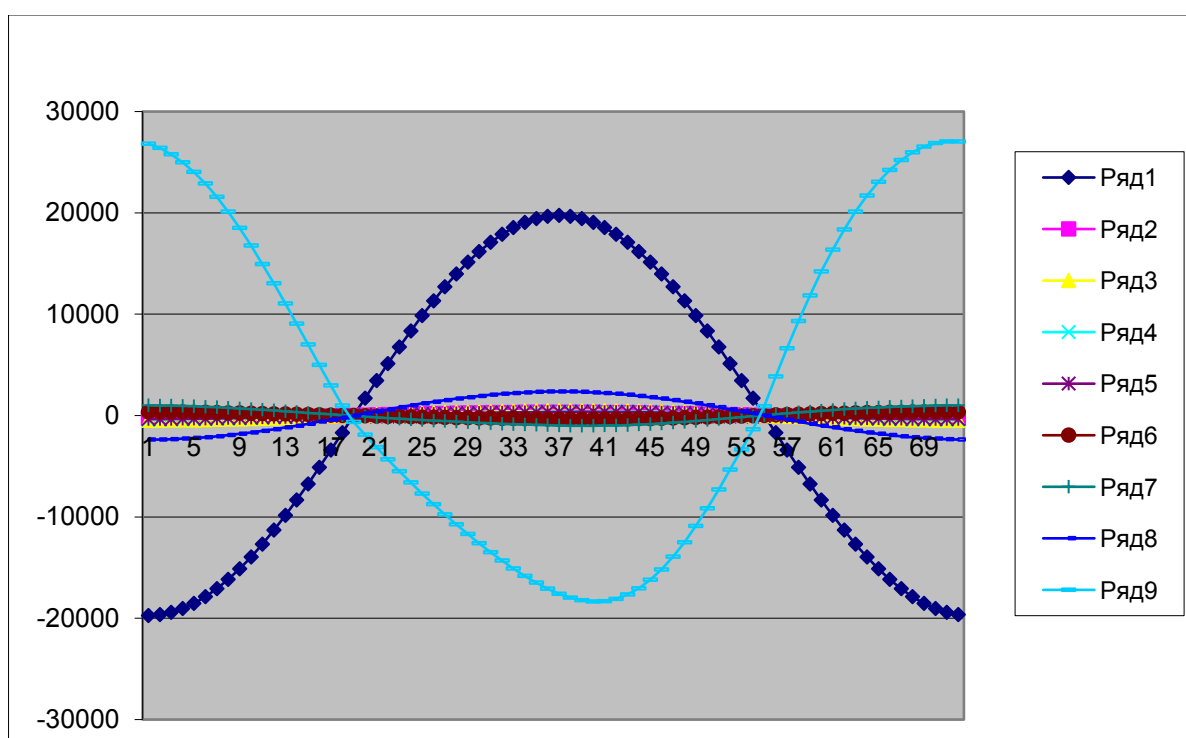
Біздің механизмге (екінші түрдегі рычагтың балансирдің кинематикалық схемасы) жүктемелермен звеноларға ауырлық күштері және сальниктің аузына жүктеулер әсер етеді.

Мүмкін орынауыстыру принципі бойынша осы күштердің қуаты нөлге тең. Біздің есеп үшін қуаттар қосындысы:

$$\overline{G}_{a_{iн}} \overline{V}_{S_{и}} + \overline{G}_{21} \overline{V}_A + \overline{G}_{22} \overline{V}_{S_2} + \overline{G}_{23} \overline{V}_T + \overline{G}_{31} \overline{V}_{B_i} + \overline{G}_{32} \overline{V}_{S_3} + \overline{G}_{66} \overline{V}_{66} + \\ + G_T \overline{V}_L + \overline{G}_Q \overline{V}_Q + M_i \omega_{a_{iн}} = 0$$

Мұнда, \overline{V}_i – бұл ауырлық күштерінің нүктелеріне қатысты жылдамдықтар; $\omega_{a_{iн}}$ – айналшақтың бұрыштық жылдамдығы; M – бұраушы момент (3.2 – сурет).

Осы теңдеуден, M – бұраушы моменттің мәнін табамыз. [7]



3.2 – сурет – Айналшақтың білігіндегі қуат

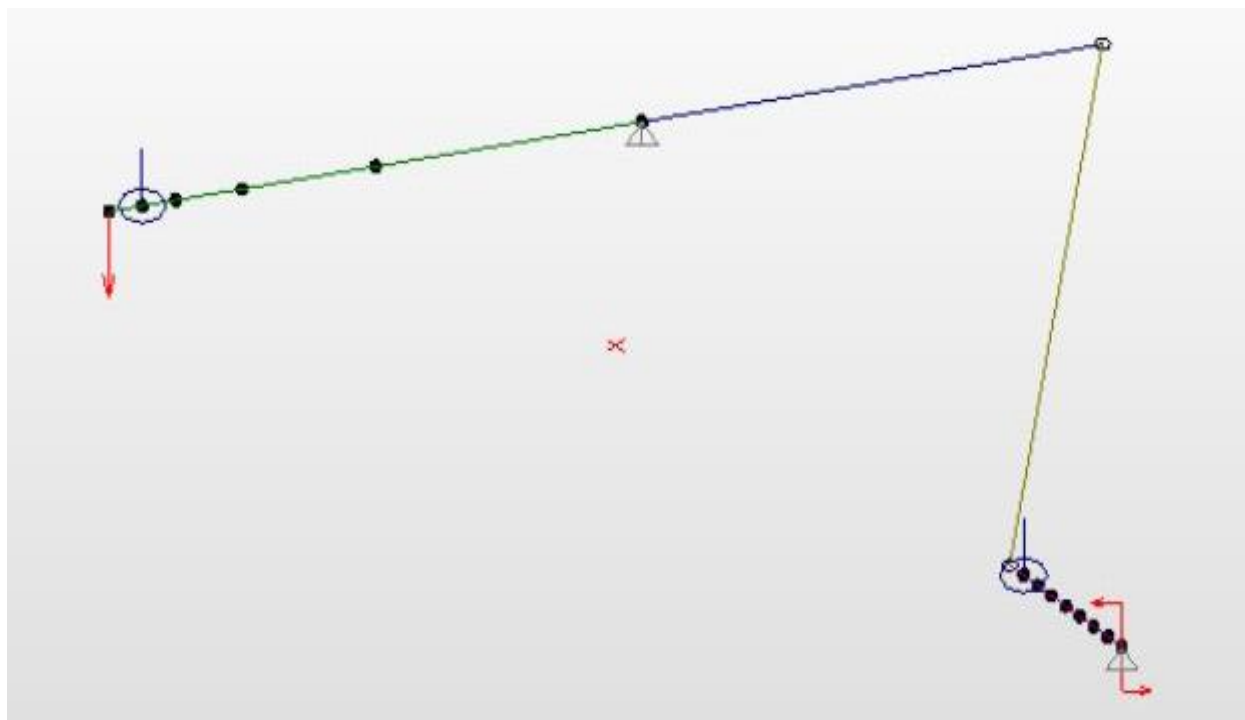
3.2 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кернеулік күйін зерттеу

APM Win Machine бағдарламасында қарапайым айналшақты-бұлғақты механизмды қарастырамыз. Алғашында x-y-z координаттарында әрбір нүктенің орналасуын Компас 3D бағдарламасы көмегі арқылы алынады. А және D нүктелерінде қатаң бекітпе, яғни x-y-z координаттары бойынша қозғалмайды. В және С нүктелеріндегі звенолар x координатасы бойынша жылжымайды. Айналшақ 360° айналады. Оны әрбір 5° сайын есептеу жүргізе отырып, 72 позиция шығардық. Балансир жоғары қозғалған кездегі күштің мәні $P_{ж} = 60$ кН (3.3 – сурет) мен балансир төмен қозғалған кездегі күштің мәні

$P_T = 60$ кН (3.4 – сурет) болғанда максималды айналу моменті $M_{\max} = 9.5$ кН·м деп енгізіп, 2 түрлі позицияны (1-позиция және 27-позиция) АРМ Win Machine бағдарламасында сызамыз. Тиісті қималарды еңгіземіз.

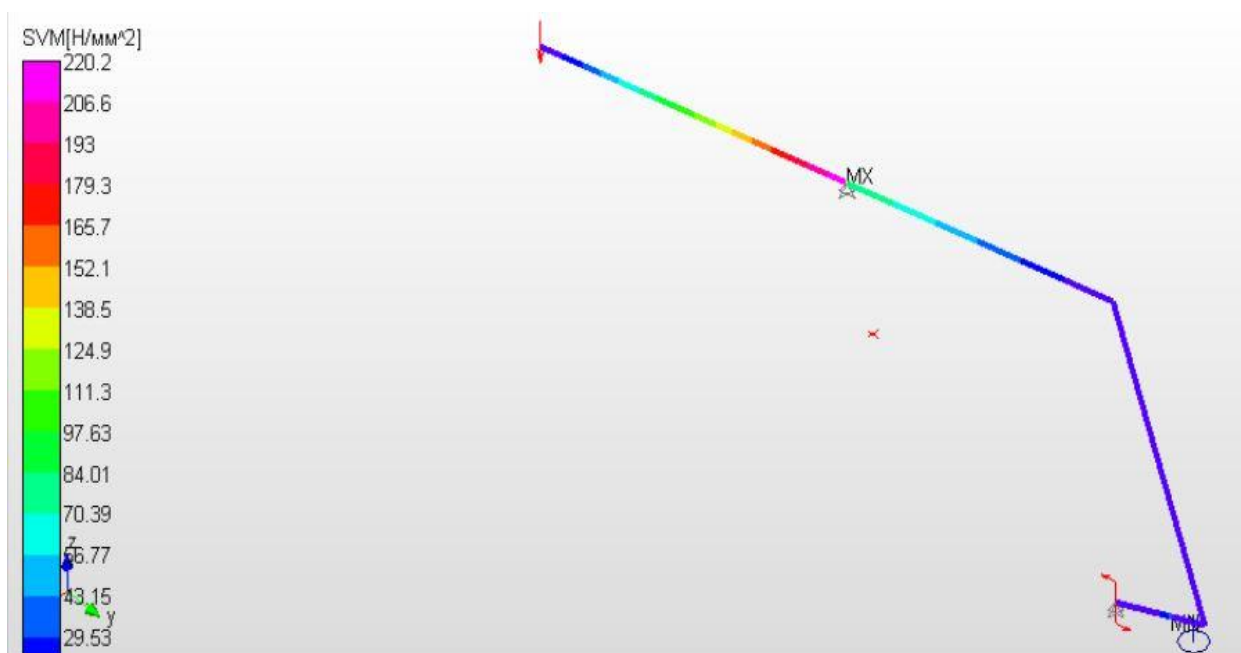


3.3 – сурет – $\varphi_2 = 0^\circ$ -ке тең болған жағдайдағы АРМ Win Machine бағдарламасындағы механизмнің кинематикалық сұлбасы

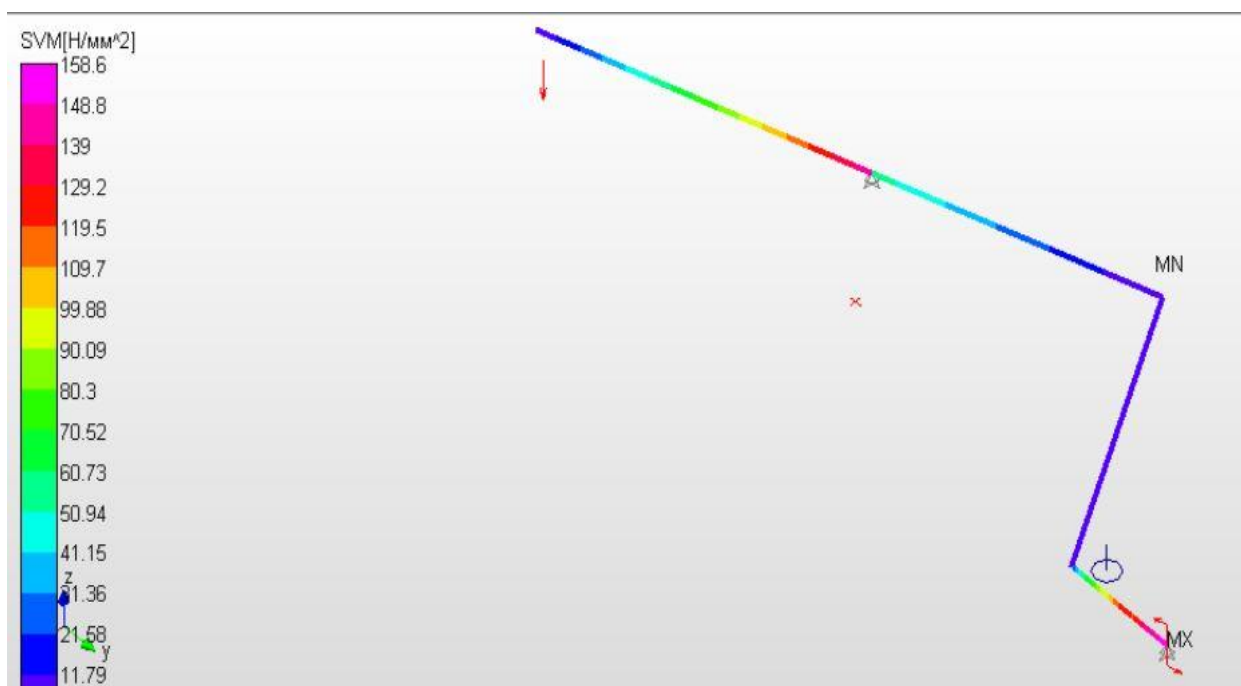


3.4 – сурет – $\varphi_2 = 135^\circ$ -ке тең болған жағдайдағы АРМ Win Machine бағдарламасындағы механизмнің кинематикалық сұлбасы

Соңғы элементтердің ленталы телескопиялық әдісімен кернеулі-деформацияланған жай-күйін зерттеу. Жасалған модельдер үшін статикалық және деформациялық есептер жүргізілді. Алынған нәтижелерді талдау кезінде проблемалық орындар анықталды. Деформациялық есепті орындау нәтижесінде алынған аралық кернеулердің карталары суретте көрсетілген (3.5 – сурет және 3.6 – сурет). Кернеу картасына сәйкес, ең жоғары мәндер D нүктесінің тірек жанында сыналады. Алайда, қолданыстағы кернеу рұқсат етілген мәннен аспайды.

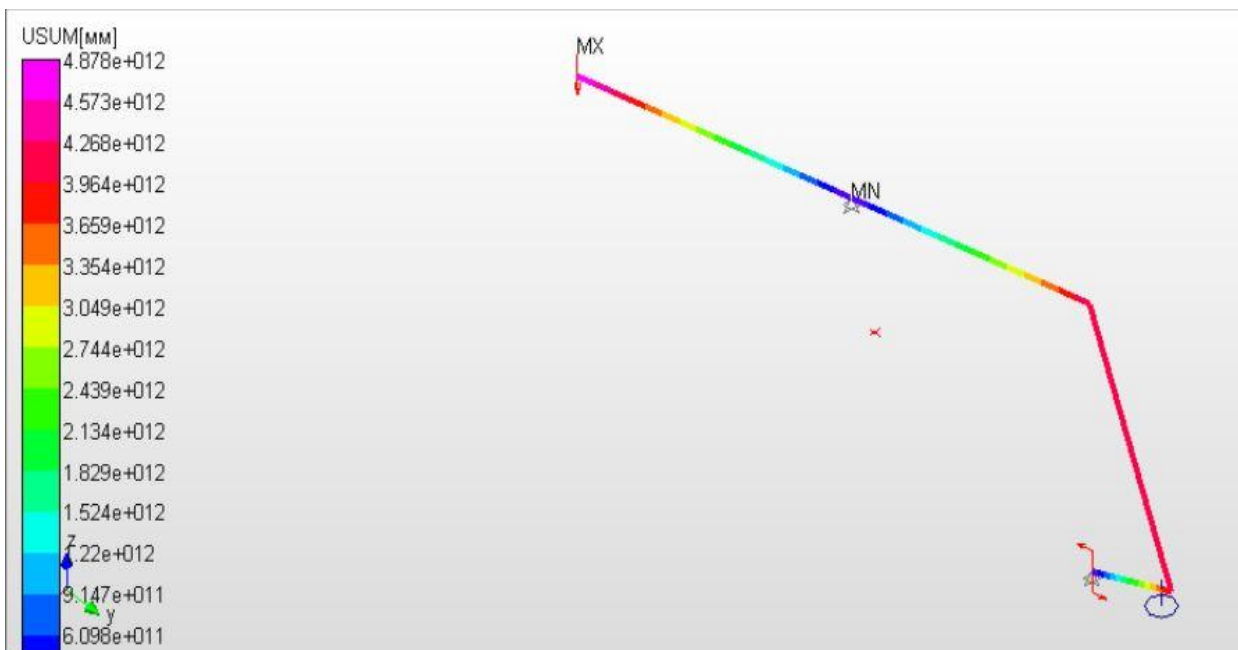


3.5 – сурет – 1-позициядағы кернеу картасы

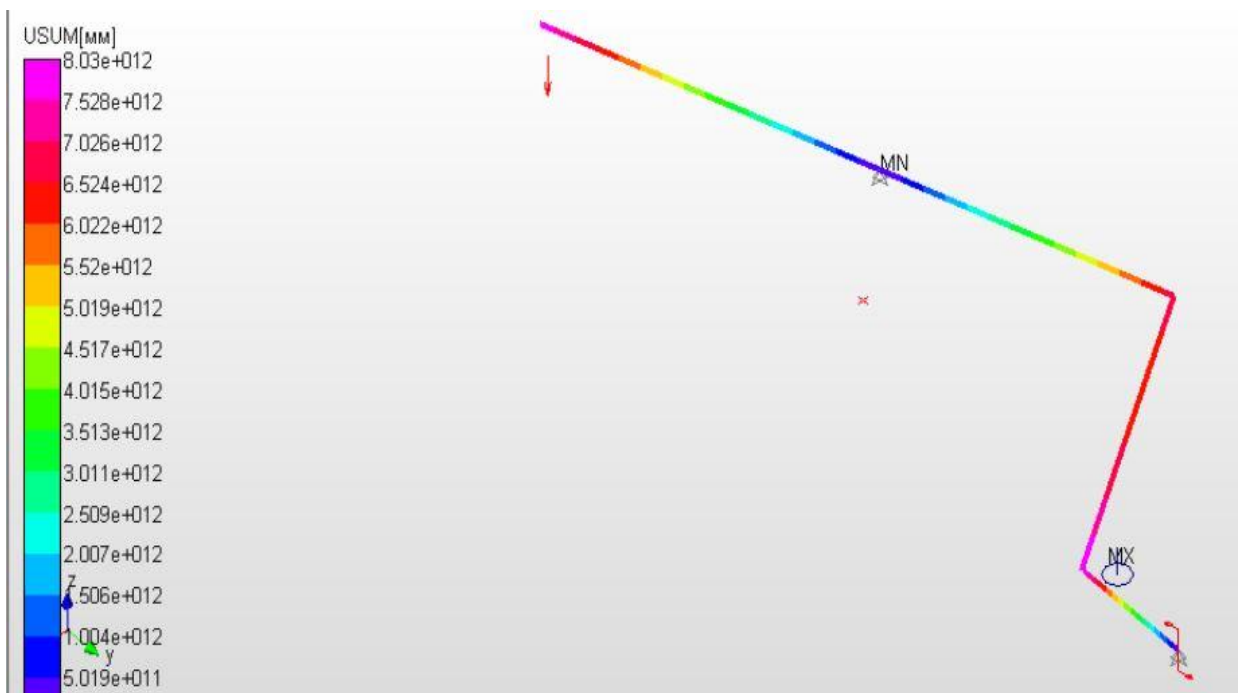


3.6 – сурет – 27-позициядағы кернеу картасы

Штангалы піспекті қондырғының балансир басы қозғалысы тік горизонталь қозғалысқа барынша жақын болуы қажет. Ол үшін монтаждау кезінде дірілді барынша төмендетіп, балансир басының дірілсіз орын ауыстыруына жағдай жасалынады. Орын ауыстыру үлкен болған жағдайда білдек жұмыс жасамайды. Конструкцияның ауқымдылығына қарамастан, орын ауыстыру картасына сәйкес (3.7 – сурет және 3.8 – сурет) ең үлкен орын ауыстыру балансир басында болады. Бірақ, бұл нүктенің орыннан жылжып кетуі өте аз.

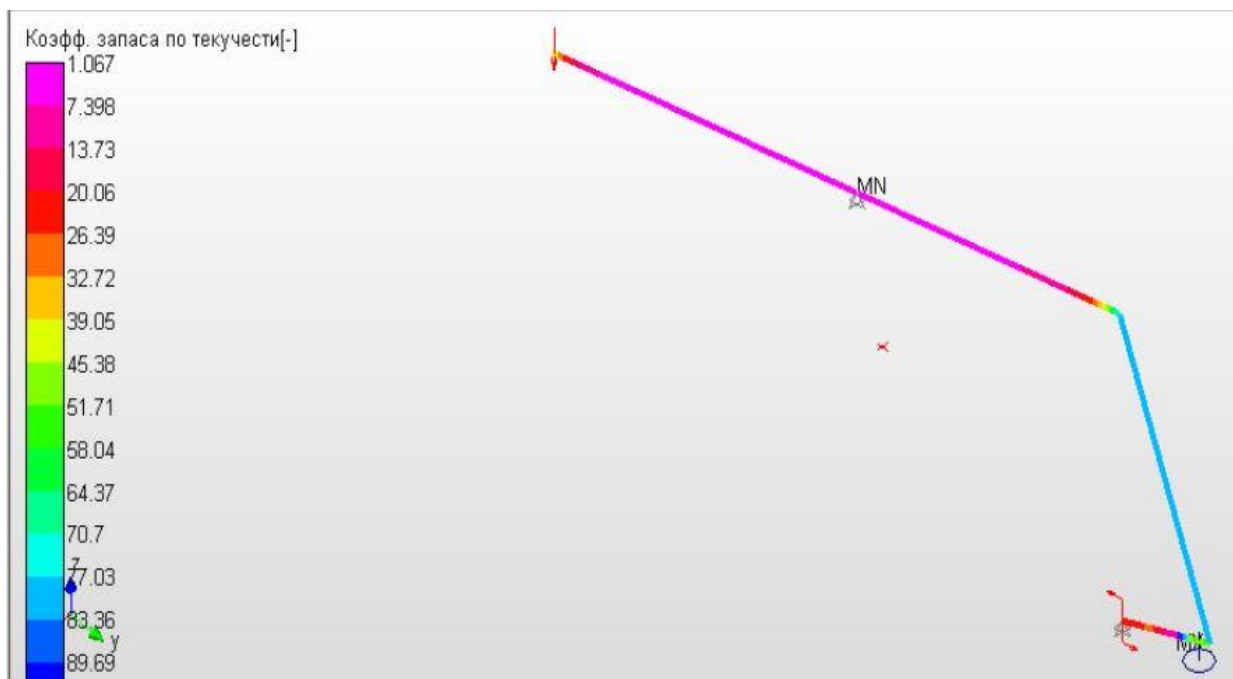


3.7 – сурет – 1-позициядағы нүктелердің жылжып кету картасы

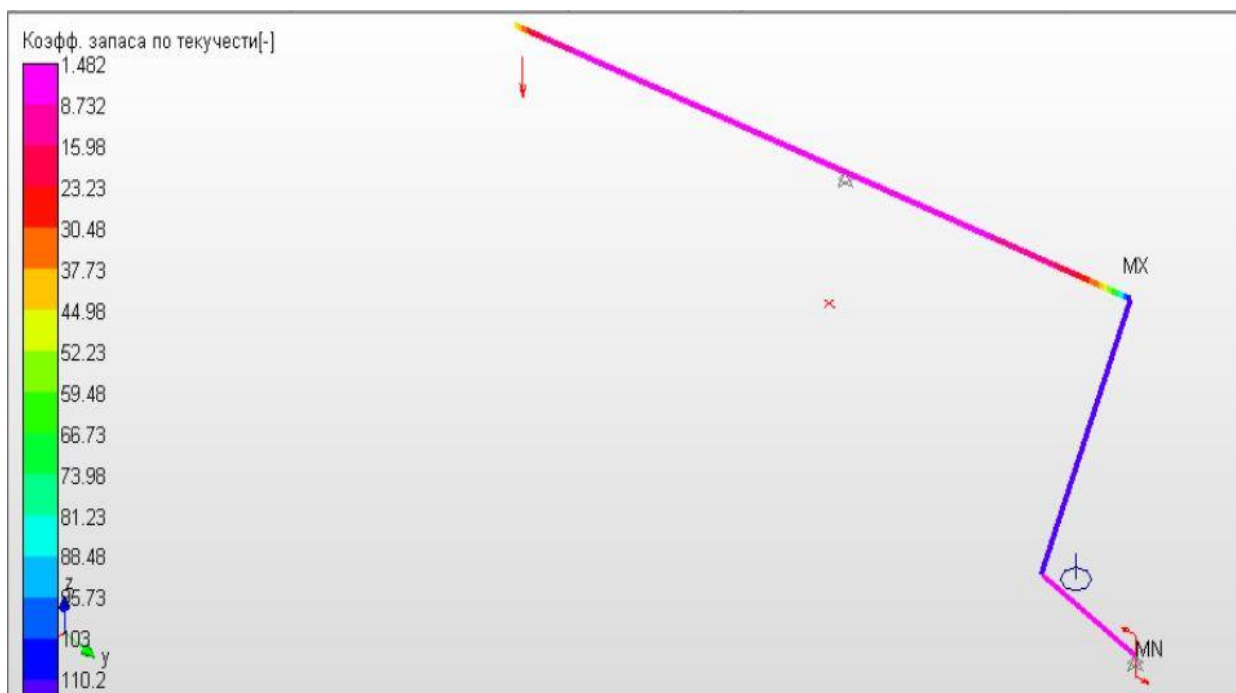


3.8 – сурет – 27-позициядағы нүктелердің жылжып кету картасы

Кернеулердің әсерінен конструкция қызады. Температураның жоғарылауына қарай конструкцияда түрлі құбылыстар салдарынан механизмнің жұмыс жасауы сәл төмендейді. Температура кезінде рекристаллизация болып, қаттылық күрт түседі. Қаттылықтың өзгеруіне ұқсас беріктіктің басқа да көрсеткіштері (беріктік шегі, ағымдылық шегі) өзгереді. Ағымдылық шегі бойынша беріктік қоры коэффициентінің 1-позицияда (3.9 – сурет) ең аз мәні 1.067, ал 27-позицияда (3.10 – сурет) ең аз мәні 1.482.



3.9 – сурет – 1-позициядағы ағымдылық шегі бойынша беріктік қоры



3.10 – сурет – 27-позициядағы ағымдылық шегі бойынша беріктік қоры

Тіректегі реакция күштерін алдымен есептеулерді қолмен есептеу арқылы табылады. Бұл есептеудің нақты мәндері. APM Win Machine бағдарламасында жүргізілген есептермен салыстыра отырып бағдарламаның 3-5 % қателік жіберетіні дәлелденді. Бұл қателік есебі: штангалы піспекті құрылғыны құраушы элементтердің өте көптігі және оны бағдарламаға салған кезде ескерілмей кетудің нәтижесі. Тағы бір әсер етуші фактор – біліктерді қима санына көп бөлудің қажеттігі.

Реакции в опорах

Загрузка: 0

Номер опоры	Номер узла	Реакция Rx [Н]	Реакция Ry [Н]	Реакция Rz [Н]	Момент Mx [Н*мм]	Момент My [Н*мм]	Момент Mz [Н*мм]
1	0	0.0000	16613.7316	-32768.0000	985760.0000	0.0000	0.0000
2	3	0.0000	-17912.7471	130232.3134	-24576.0000	0.0000	0.0000

Невязка сил [Н] по осям: X: 0.000000 Y: -1299.015469 Z: 37464.313430

Невязка моментов [Н*мм] вокруг осей: X: 52211118.725 Y: 0.000000 Z: 0.000000

OK Ещё...

3.11 – сурет – 1-позициядағы реакция күштері

Реакции в опорах

Загрузка: 0

Номер опоры	Номер узла	Реакция Rx [Н]	Реакция Ry [Н]	Реакция Rz [Н]	Момент Mx [Н*мм]	Момент My [Н*мм]	Момент Mz [Н*мм]
1	0	0.0000	-6514.7172	-7966.8297	101024.0000	0.0000	0.0000
2	2	0.0000	6630.4747	87570.3906	-90112.0000	0.0000	0.0000

Невязка сил [Н] по осям: X: 0.000000 Y: 115.757524 Z: 39603.560941

Невязка моментов [Н*мм] вокруг осей: X: -12028763.557 Y: 0.000000 Z: 0.000000

OK Ещё...

3.12 – сурет – 27-позициядағы реакция күштері

ҚОРЫТЫНДЫ

Диплом алдындағы практикада біз мұнай өндірудегі процестермен, штангалы піспекті қондырғылармен және оның мұнай және газ өндірісіндегі бұрғылау әдістерін, осы өндіріс орнындағы піспек-қондырғыларды толығырақ пайдалану әдісін, техникалық мәліметтерін, қауіпсіз жұмыс жасауын қарастырдық. Штангалы піспекті қондырғылардың қолданыстағы түрлеріне патенттік сараптама жасалды.

Штангалы піспекті қондырғыны роторлық жолмен теңгерілген түрлендіруші механизмінің кинематикалық және кинетостатикалық есептеулері орындалды.

Айналшақтың бұрыштық жылдамдығы $n=0,7$ айн/мин, сальник ауызында $6t/4t$ максимал/минимал жүктеме әсер еткен кездегі тербелме станоктарды есептеу үшін компьютерлік модель жасалды.

Штангалы піспекті қондырғы түрлендіруші механизмінің кинематикалық параметрлері есептелді, орын ауыстыру, топсалардың абсолют координаталары анықталды, жылдамдықтар мен үдеулер табылды. Топсалардағы реакциялардың графигі және кестелер жасалды, теңгеру режимдері зерттеліп, айналшақтың моменттері анықталған.

APM Structure 3D бағдарламасының артықшылығы – әртүрлі типтегі жүктеме қою арқылы статикалық есептеу орындалады. Бұл айтарлықтай есептеулерді жеңілдетеді және конструкциядағы жүктеме кезіндегі көптеген күйлерін көруге мүмкіндік береді.

Сонымен қатар, пайдаланушы алдын ала жасалған конструктивтік элементтердің беріктігі мен орнықтылығына сәйкес штангалы піспекті қондырғының салмақ көтеру қабілетін тексеруді орындауға және осындай есептеу нәтижелері бойынша осы элементтердің қимасын таңдауды жүзеге асыруға мүмкіндігі бар.

Есептеулерді талдай отырып, алынған мәндерді қанағаттандырарлық деп алуға болады. Алынған нәтижелерді салыстыра отырып, біздің кафедра мамандары дәстүрлі (қолмен) тәсілмен алынған нәтижелер APM Structure 3D модулінде алынған нәтижелермен сәйкес келетініне көз жеткізді.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Аливердизаде К. С. Приводы штангового глубинного насоса, -М.: Недра, 2003.
- 2 Патент № 2 457 361 (24.09.2010). Станок-качалка. Мухаметшин Х. Н.
- 3 Патент № 2 594 038 (13.08.2015). Скважинная штанговая насосная установка. Сайтов А. А., Шамсутдинов И. Г.
- 4 Колошко В. П. Станки-качалки с дифференциальным кривошипным преобразующим механизмом / В.П. Колошко // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2006. – № 5. – С. 21–23.
- 5 Молчанов Г. В., Молчанов А. Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа, -М.: Недра, 2012.
- 6 С.М.Ибраев, Н.С.Иманбаева, Г.Айдашева. Аналитическое решение задачи балансирующего уравновешивания преобразующего механизма ШНУ. Сатпаевское чтение, 2019.
- 7 Н.С.Иманбаева Б.Ж.Кожажельдиев, Б.М. Әбілхайыр. Қос иінді штангалы піспекті қондырғының түрлендіруші механизмінің кинематикасы мен теңгерілуін зерттеу. Сәтбаев оқулары, 2019.