

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



**СӘТБАЕВ**  
УНИВЕРСИТЕТІ

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

Әбілхайыр Б.М

Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші механизмнің  
теңгерілу режимдерін зерттеу

**ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС**

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



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



### ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші  
механизмінің теңгерілу режимдерін зерттеу (2-нұсқа)»

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған

Б.М Әбілхайыр

Ғылыми жетекші  
техн. ғыл. канд., асс.-проф.  
  
«06» 05 2019 ж.

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



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* А. Қалтаев  
«14» қараша 2018 ж.

Дипломдық жұмысты орындауға  
**ТАПСЫРМА**

Білім алушы Е. Б. Омар

Тақырыбы Күн коллекторымен біріккен геотермалды жылу насосының энергия тиімділігін зерттеу

Университет басшысының 2018 жылғы «б» қараша №452-8 – бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі 2019 жылғы «б» мамыр

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

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а. Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз. Қазақстандағы метеорологиялық мәліметтер

б. Жазық күн коллекторлары

в. Негізгі бөлім. Күн және жер жылу энергиясын қолданатын гибриді жылу сорғыларының жылу процестерін сандық модельдеуі

г. Математикалық модель

д. Нәтижелер мен талдау

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	31.01.19 - 10.02.19	
Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикалық және кинетостатикалық анализі	10.02.19 - 25.03.19	
Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің теңгерілуі мен кернеулік күйін зерттеу. АРМ Win Machine бағдарламасында есептеу жүргізу	25.03.19 - 2.04.19	

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	08.05.2019	

Ғылыми жетекші  Н.С. Иманбаева

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  Б.М. Әбілхайыр

Күні "14" "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

Здесь рассматриваем кинематическую схему механизма, как простой кривошипно-шатунный механизм, так как в схеме механизма кривошип и шатун соединены через траверсу. Попытаемся найти аналитическое решение задачи оптимального динамического уравновешивания преобразующего механизма станка-качалки при балансирном уравновешиваний. Для чего используем принцип возможных перемещений. Из полученного выражения находим  $M_i$ , выразив его через остальные значения мощностей. Из условия минимума среднеквадратического значения крутящего момента  $M$ , получим 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  $\therefore$ . From the condition of the minimum of the mean square value of the torque  $M$ , we obtain an analytical solution.

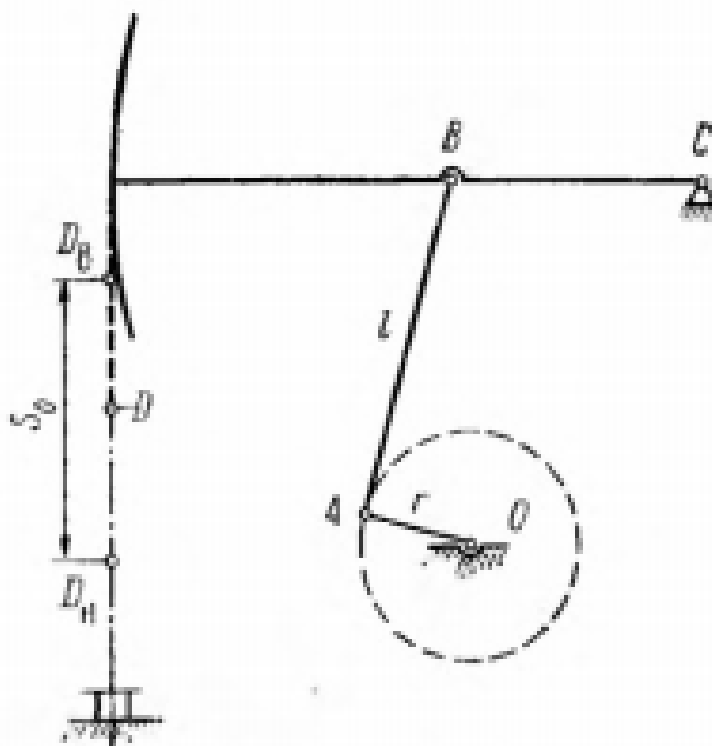
## МАЗМҰНЫ

Кіріспе	6
1 Штангалы піспекті қондырғылардың қолданыстағы кейбір түрлері	8
1.1 Балансирлі тербелмелі білдектер	9
2 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикалық және кинетостатикалық талдаулары	13
2.1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикалық талдауы	13
2.2 Нақты әдіс	14
2.3 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинетостатикалық талдауы	20
3 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің теңгерілуі мен кернеулік күйін зерттеу	22
3.1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің теңгерілуі	22
3.2 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кернеулік күйін зерттеу	23
Қорытынды	29
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	30

## КІРІСПЕ

Қазіргі заманның талабына сәйкес мұнай өндірісін дамыту, біздің еліміздегі мұнай қорын тиімді игеру ең басты мәселерлердің бірі. Біздің елде бір иінді тербелмелі білдектер жоқ. Шетелде олар көбінесе пневматикалық теңгерілу құрылғысымен бірге үлкен жүк көтергіштіктің қуатты жетегімен қолданылады, оны пайдалану кезінде барлық білдектің металл сыйымдылығы азаяды.

Мысалы штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің балансирінің бекіту нүктесі траверсаның сол жағында орналасқан. Бұл жағдайдың өзі түрлендіруші механизмнің кинематикасына да, кинетостатикасына да, теңгерілу режиміне де әсері орасан болады. Байланыс реакцияларының мәні балансирдің бекіту нүктесінде өте үлкен мәнді көрсетеді (1 – сурет). [1]



1 – сурет – Бір иінді тербелмелі білдектің кинематикалық схемасы

**Зерттеу нысаны.** Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикалық және кинетостатикалық талдауларын жасай отырып, оның роторлы теңгерілу режимін балансир басына төмен түскенде қысым күштерінің әсерінен 53кН, ал жоғары көтерілгенде сұйықтың салмағымен 80кН күш әсер етеді деп зерттейміз. Сондай-ақ АРМ Winmachine бағдарламасын қолданып осы жүктемедегі түрлендіруші механизмнің кенеулік күйі мен аққыштық күйін және байланыс реакцияларын кинетостатикалық талдау нәтижелерімен салыстырамыз.

**Зерттеу мақсаты.** Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін кинематикалық, кинетостатикалық талдауларын, роторлы теңгерілу режимдерін компьютерлік модельдеу және АРМ Winmachine бағдарламасын қолданып осы жүктемедегі түрлендіруші механизмнің кенеулік күйі мен аққыштық күйін және байланыс реакцияларын кинетостатикалық талдау нәтижелерімен салыстыру.

**Зерттеудің мәселелері.** Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кинематикалық талдауын нақты мәнді тәсілдер арқылы жүргізіп, теңгерілу режимдерін зерттеу және осы есептердің шешімін табу үшін компьютерлік моделін жасау, түрлендіруші механизмнің кернеулік күйін анықтап, байланыс реакцияларын салыстыру.

**Ғылыми жаңалығы.** Әртүрлі жүктелу және теңгерілу режимдеріндегі штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кинематикасы, кинетостатикасы, теңгерілуі зерттеліп, АРМ Winmachine бағдарламасын қолданып осы жүктемедегі түрлендіруші механизмнің кернеулік күйі мен аққыштық күйін және байланыс реакцияларын кинетостатикалық талдау нәтижелерімен салыстырдық.

**Қолдану аймағы.** Диплом жұмысында алынған нәтижелер мұнай өндірісінде кең таралған штангалы жетекті балансирлі піспек-қондырғыларының түрлендіруші механизмін жетілдіру және нәтижесінде құнын төмендету үшін пайдаланылуы мүмкін.



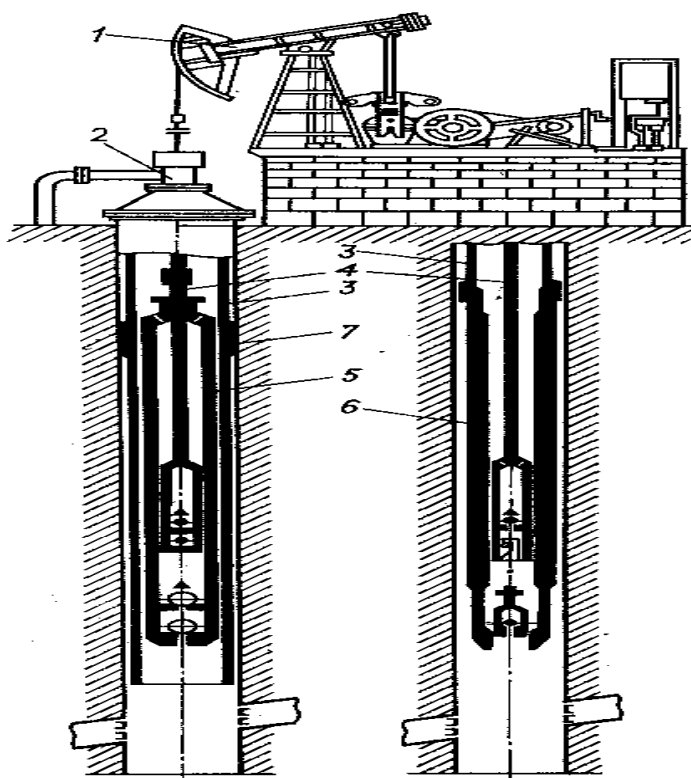
## 1 Штангалы піспекті қондырғылардың қолданыстағы кейбір түрлері

Штангалық піспекті қондырғы жетектерінің негізгі түрлерінің зерттемелеріне шолу және талдау жүргізілді. Жұмыс істеп тұрған тербелме білдектерін пайдалану режимдерін талдау және жұмысқа тән ақаулықтар негізінде қолданыстағы тікелей әсер ететін жетектердің негізгі кемшіліктері анықталды. Штангалық піспекті қондырғы жетектерінің механизмін күштік есептеу үшін бастапқы деректер, піспек штангалары бағанасының жоғарғы нүктесіндегі күштерді анықтайтын негізгі күштер және тереңдік піспек жұмысының динамограммасы берілген. Шолу және талдау нәтижелерінің негізінде жұмыста шешілетін зерттеу міндеттері қойылады (1.1 – сурет).

Негізі қазіргі уақытта мұнай өндіру штангалық піспекті қондырғыларды қолданумен жүргізілуде. Жетектер штангалардың көмегімен ұңғымадағы тереңдік піспектің плунжерін қайтару - үдемелі қозғалысқа келтіру үшін арналған.

Әдетте, жетек ретінде дәстүрлі түрде қарапайым зерттелген схемасы бар, және басқа жетектермен салыстырғанда үнемді, жөндеу-жарамды конструкциясы бар балансирлі тербелмелі білдектері қолданылады.

Штангалық піспектердің жетегіне арналған әзірлемелердің, схемалардың, патенттердің көп саны бар. Барлық әзірлемелерді үш топқа жатқызуға болады: тербелмелі білдектердің балансирлі жетектері, балансирсіз жетектер және піспектің штангасына тікелей жетектер. [2]



1.1 – сурет – штангалы піспекті қондырғы:

1 – тербелмелі білдек, 2 – сағалық сальник, 3 – піспекті-компрессорлық құбырлардың бағанасы, 4 – піспек штангаларының бағанасы, 5 – қондырмалы ұңғымалық піспек, 6 – қондырылмайтын ұңғымалық піспек, 7-тірек

### **1.1 Балансирлі тербелмелі білдектер**

Балансирлі жетекте штангаларды ілу нүктесінің тік қайтарымды үдемелі қозғалысы тербелмелі балансир арқылы жүзеге асырылады.

К.С. Аливердизаденің классификациясы бойынша балансирлі тербелмелі білдектер екі топқа бөлінуі мүмкін: қос иінді және бір иінді балансирлі тербелмелі білдектер.

Көбінесе қос иінді балансирлі тербелмелі білдектер қолданылады, өйткені онда түрлендіруші механизм ретінде төрт звенолы топсалы айналшақты-коромыслы механизм қолданылады.

Қолданылатын конструкциялардың негізгі айырмашылығы: теңгерілу принципі бойынша, балансир және траверса тіректерінің орналасуы, айналшақты орталықтың орналасуы және т. б.

Қазақстан мен ТМД елдерінің бірқатар кәсіпорындары "СК" типті балансирлі тербелмелі білдектерді шығарады.(Алматы қ. "АЗТМ", Екатеринбург қ. "Уралтрансмаш", Екатеринбург қ. "Уралмаш", Ижевск қ. "Нефтемаш", Баку қ. "Бакинский рабочий" және т. б.) Олар жетекті күш - жігерімен, қозғалтқыш қуатымен, кейбір конструктивтік ерекшеліктерімен ерекшеленеді

Бұл кластағы тербелме білдектерінің соңғы әзірлемелерінің бірі "штангалық тереңдік піспектердің жетегі" патент RU №2061906 (28.07.1992), "Орал көліктік машина жасау зауытының" әзірлеуі болып табылады . Белгілі дәстүрлі балансирлі тербелмелі білдек сызбасында өнертабыста бірқатар жаңа техникалық шешімдер қолданылды: монтаждау және жөндеу кезінде балансирді бекіту құрылғысы, жұмыс жағдайында балансирдің маңдайшасын бұрау және бекіту механизмі, жетекті қорғау жүйесі. Патент RU №2107187 (10.01.1996) және №2043538 (01.02.1993) – жөндеу кезінде айналмалы маңдайшаны лақтыру құрылғысы.

Көптеген әзірлемелер теңгерілу механизмін, апат кезінде жетек қозғалысының автоматты ажырату құрылғысын жетілдіруге бағытталған: КСРО №17400777 құрылғысы еркін айналу коромысла; №1681046 (08.07.1988) – маховик білігіндегі клиноремной беру; №1617200 (29.12.1987) – айналшақ иінінің ұзындығының өзгерісі; №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.

Сонымен қатар әзірлемелердің көп саны қозғалтқыш жетегін жетілдіруге бағытталған: а.с. СССР №1041748 (20.04.81) – шатунның арнайы профилі бойынша қисық сызықты қозғалысы; №1344942 (28.05.1986) – асинхронды

қозғалтқыш доғостаторлық (редукторсыз) орындалған, қарсы салмақ роторда; патент KZ №8845 (27.01.1999) – топсалы-иінтіректі механизм түріндегі жетек [62, 63, 64]. Сондай-ақ тісті-рычагты планетарлық механизммен, тісті-өзен механизммен және фасонды рейкамен, рычагты-эксцентрик механизммен, рычагты-жұдырықшалы түрлендіргіш механизммен, тік сызықты-бағыттаушы түрлендіргіш механизммен және т. б. жетектің әзірлемелері белгілі.

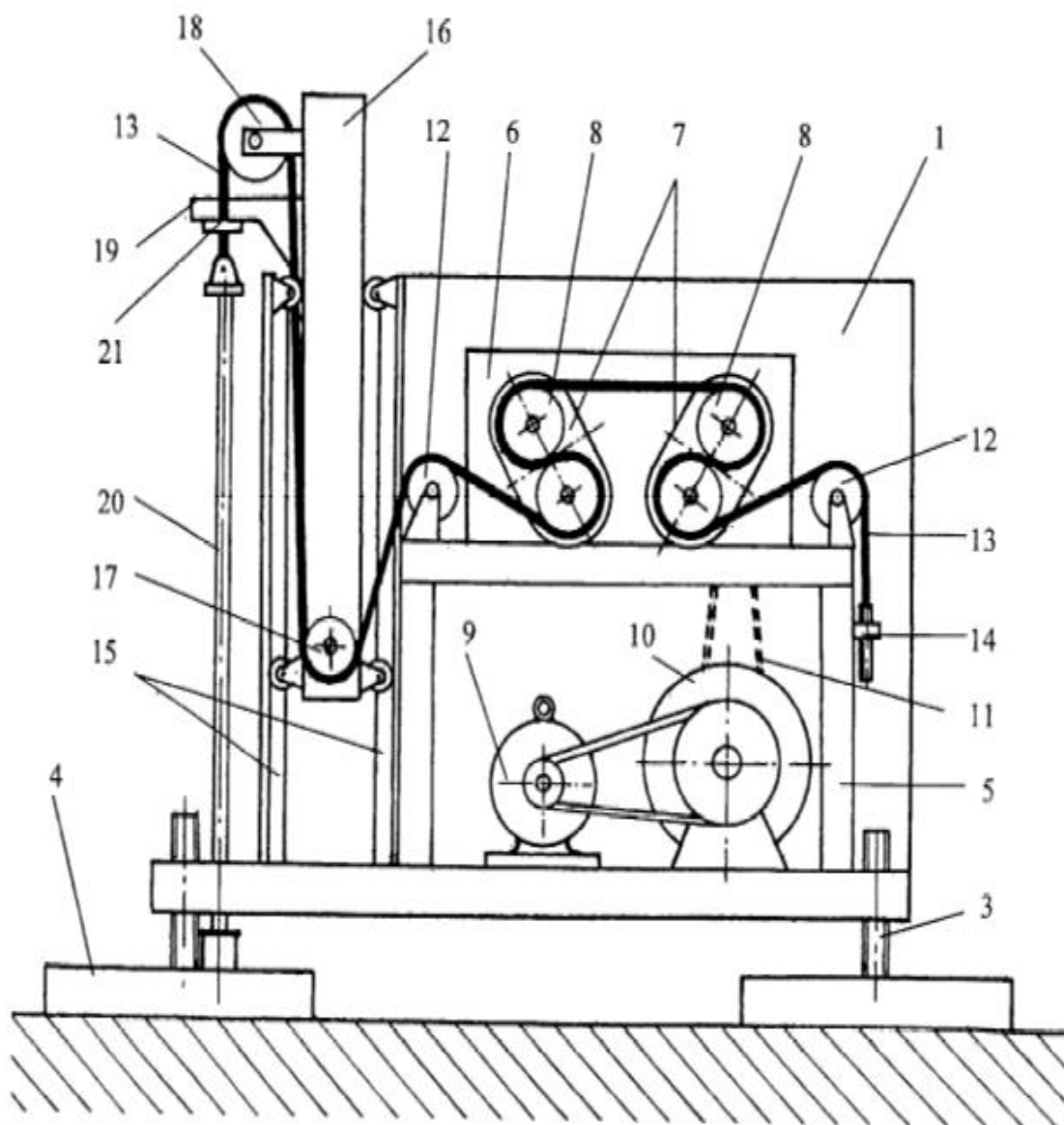
Барлық жетекті механизм (қозғалтқыш) немесе оның бөлігі коромыслдың иығында орналасқан конструкция үлкен қызығушылық тудырады, ол конструкция массасын ең жақсы теңестіруге және азайтуға қол жеткізуге тиіс: патент RU №2005913 C1 (03.05.1990) – жетек коромыслада орнатылған және қисықшип екінші иықпен жабдықталған; а.с. КСРО №754110 (21.12.1977) – жетекті механизмді жүк контры ретінде пайдалану; №1679056 A1 (06.05.1989) - жетек ойлы иығында орналасқан, қозғалыс балансирдегі ауырлық орталығының өзгеруі есебінен жүзеге асырылады.

Әзірлемелердің бір бөлігі күш жүктемелерінің өзгеруін және геометриялық параметрлердің өзгеру мүмкіндігін үлкен деформациялар есебінен реттеуге қабілетті серпімді элементтерді станок-тербелу механизмне енгізуге бағытталған: а.с. КСРО №1731986 A2 (15.09.1989) – балансирдің ауыспалы ұзындығы; № 943434 (15.12.1980) - балансир иығының ауыспалы ұзындығы, иілгіш элементтері бар тіректер есебінен; ұзындықтағы иілгіш шатуны бар тербелме станоктары.

Өнертабыс (Патент RU 2 445 511 C1) мұнай өндіруге арналған жабдыққа жатады және штангалық піспекті қондырғының қайтарымды-үдемелі қозғалысын құру үшін пайдаланылуы мүмкін. Штангалық піспекті қондырғының балансирсіз жетегі тірек тақталарында орнатылған тірек раманы, электрқозғалтқышты, екі шығыстық біліктерде жұмыс роторлары, энергияның маховиктік аккумуляторы, жетекті сорғымен қосатын күш тізбегін қамтиды. Тірек жақтауы контейнерде орнатылған. Рамада көлденең редуктор және күш тізбегіне арналған тірек роликтер орнатылған. Тірек рамасына тік бағыттаушы аппарат бекітілген, оның ішінде күштік тізбек үшін төменгі және жоғарғы жұлдызшалармен жабдықталған телескопиялық баған орналастырылған, шынжырдың соңында тірек, ал телескопиялық тіректе тіреумен өзара әрекеттесуге арналған кронштейн бекітілген. Конструкция жеңілдетіледі, өлшемдері азайған (1.2 – сурет). [3]

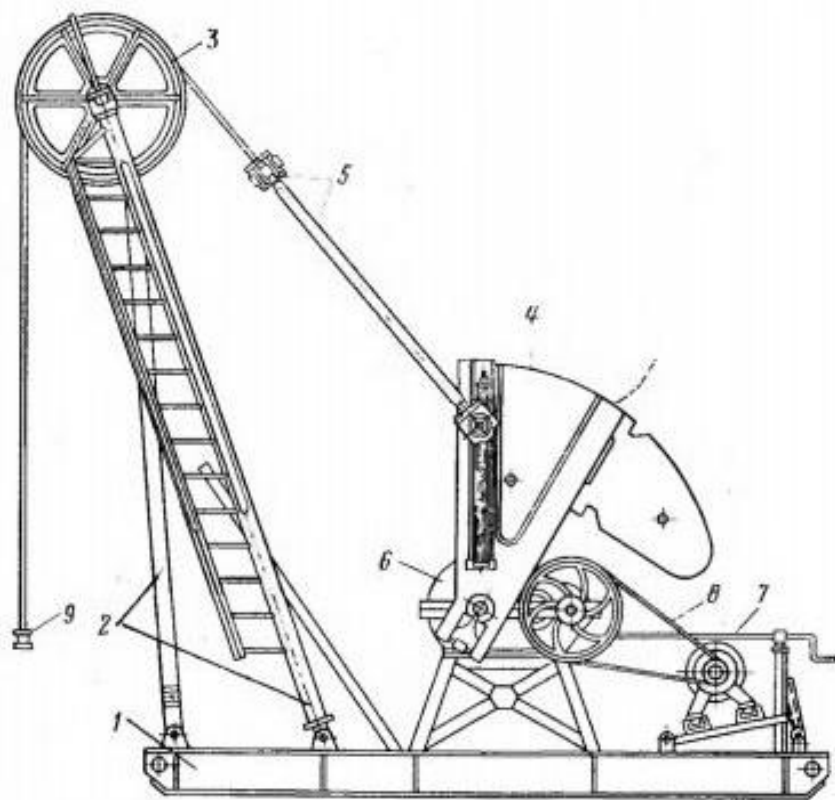
Кинематикалық схема бойынша сипатталған қондырғыларға ең жақын станок-тербеліс болып табылады, онда шатунмен теңгеруші шкив арқылы өткізілген иілгіш аспамен (әдетте, арқанмен) ауыстырылған, оның бір ұшы қисық тиекпен, ал екіншісі — сағалық штокпен.

Піспек штангалары бағанасының балансирсіз тербелмелі білдектерінде орнын ауыстыру иілгіш буын — редуктор қисықшиптерін сағалық штангалар ілінген траверспен қосатын бірнеше арқан арқылы қамтамасыз етіледі. Теңгерімсіз станоктардың қисықшиптері жетекті теңдестіруді қамтамасыз ететін Y тәрізді пішінді болады (1.3 – сурет). [4]



1.2 – сурет – Штангалы ұңғымалыт піспекті қондырғының балансирсіз жетегі: 1-контейнер, 3-винтті тіректер, 4-тіреуішті плиталар, 5-раманың төменгі бөлігі, 6- редуктордың кіруші білігі, 7-жұмыс істеуші роторлар, 8-роликтер, 9- электрқозғалтқыш, 10-маховик, 11-жапсырмалы беріліс, 12-тіреуші роликтер, 13-тізбектер, 14-тартқыш құрылғы, 15-тік бағыттаушы аппарат, 16- телескопиялық баған, 17-18-тіреуші жұлдызшалар, 19-кронштейн, 20- жылтыратылған шток, 21-тірек

Барлық жетекті механизм (қозғалтқыш) немесе оның бөлігі коромысддың иығында орналасқан конструкция үлкен қызығушылық тудырады, ол конструкция массасын ең жақсы теңестіруге және азайтуға қол жеткізуге тиіс: патент RU №2005913 C1 (03.05.1990) – жетек коромыслада орнатылған және айналшақ екінші иықпен жабдықталған; а.с. КСРО №754110 (21.12.1977) – жетекті механизмді жүк контры ретінде пайдалану; №1679056 A1 (06.05.1989) - жетек иығында орналасқан, қозғалыс балансирдегі ауырлық центрінің өзгеруі есебінен жүзеге асырылады.

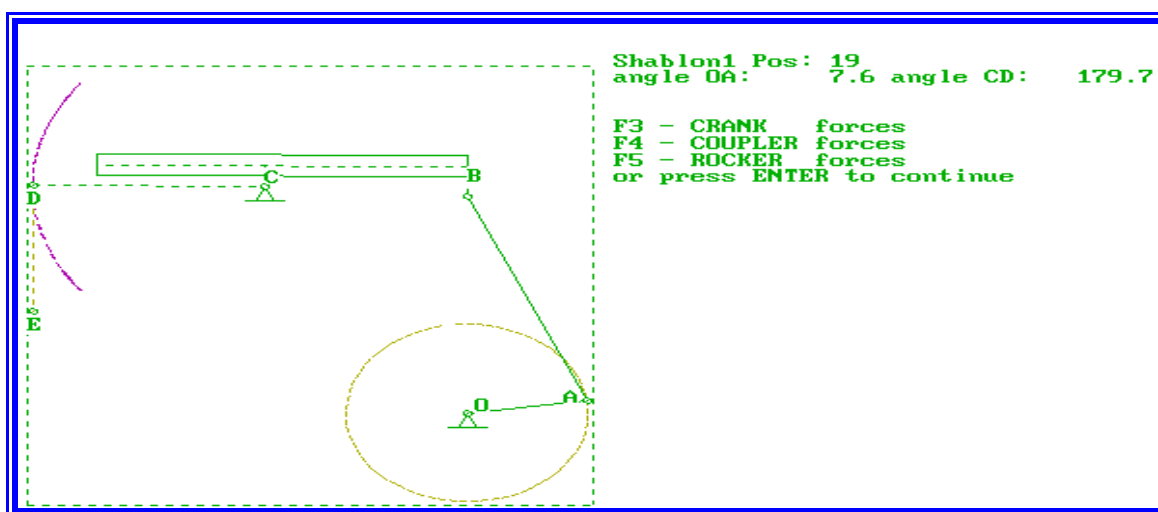


1.3 – сурет – Балансирсіз тербелмелі білдегі

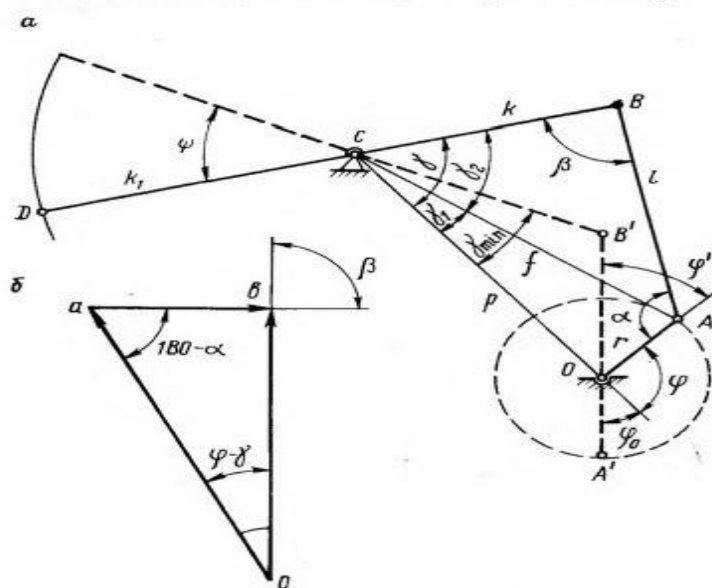
## 2 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң кинематикалық және кинетостатикалық талдаулары

### 2.1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң кинематикалық талдауы

Қос иінді балансірлі штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң кинематикалық схемасы қисық тәрізді-коромыслы топсалы-иінтіректі механизм, АВ шатуны және СВ теңгергіші бар. Балансірдің тербеліс қозғалысын DE иілгіш (арқанды) буынының көмегімен балансірдің басына қосылатын штангалар бағанасының қайтарымды-үдемелі қозғалысына түрлендіру үшін доға басы болады (2.1 – сурет).



2.1 – сурет – Қос иінді балансірлі штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң кинематикалық схемасы



2.2-сурет – Түрлендіруші механизмнің кинематикалық схемасы (а) және жылдамдықтар планы

## 2.2 Нақты әдіс

Аспа штангаларының жылдамдығы мен үдеуінің нақты өзгеру заңдарына сәйкес қозғалысын анықтау үшін 6-суретте көрсетілген схеманы қарастырамыз. Берілген  $z$ ,  $l$ ,  $k$ ,  $p$ ,  $k_1$  кинематикалық параметрлер арқылы аспа штанга нүктесінің орын ауыстыруды  $S_D$  қос иіннің  $\varphi$  бұрылу бұрышына сәйкес табамыз. D нүктесі жоғарыдан төмен қарай қозғалыс кезінде жүріп өткен жолы:

$$S_D = k_1 \psi$$

Балансирдің бұрылу бұрышы  $\gamma - \gamma_{min}$ , соған сәйкес:

$$\psi = \gamma_1 + \gamma_2 - \gamma_{min}$$

Бұл үш бұрыштың өзгерісін қос иіннің бұрыш функциясына сәйкес тауып аламыз,  $\gamma_1$  бұрышын ОАС үшбұрышынан табамыз. Синустар теоремасы бойынша:

$$\frac{r}{\sin \gamma_1} = \frac{f}{\sin(\pi - \varphi)},$$

$$\sin \gamma_1 = (r/f) \sin \varphi.$$

Косинустар теоремасы бойынша:

$$r^2 = f^2 + p^2 - 2fp \cos \gamma_1,$$

$$\cos \gamma_1 = (f^2 + p^2 - r^2) / 2fp$$

ОАС үшбұрышына сәйкес косинустар теоремасы:

$$f^2 = r^2 + p^2 - 2rp \cos(\pi - \varphi) = r^2 + p^2 + 2rp \cos \varphi.$$

Формулага  $f^2$  орнына өрнекті қойып, келесі өрнекті аламыз:

$$\cos \gamma_1 = (p + r \cos \varphi) / f,$$

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\sin \gamma_1}{\cos \gamma_1} = \frac{r \sin \varphi}{p + r \cos \varphi} = \frac{\sin \varphi}{(p/r) + \cos \varphi}.$$

$$\gamma_1 = \operatorname{arctg} \frac{\sin \varphi}{(p/r) + \cos \varphi}$$

$\gamma_2$  бұрышын ABC үшбұрышынан синустар теоремасынан табамыз

$$\sin \gamma_2 = (l/f) \sin \beta$$

Косинустар теоремасы бойынша:

$$l^2 = f^2 + k^2 - 2fk \cos \gamma_2.$$

Осы үшбұрыштан табылған  $f^2$  мәнін орнына қойғанда,

$$f^2 = l^2 + k^2 - 2lk \cos \beta,$$

$$\cos \gamma_2 = \frac{k - l \cos \beta}{f}.$$

Бұл жерден:

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{\sin \gamma_2}{\cos \gamma_2} = \frac{\sin \beta}{(b/l) - \cos \beta}$$

ОАС және АВС үшбұрыштарын қарастыра отырып,  $\sin \beta$  және  $\cos \beta$  тригонометриялық функцияға тәуелділікті  $f$  бұрышына қатысты табамыз.

$$f^2 = r^2 + p^2 - 2rp \cos(\pi - \varphi) = r^2 + p^2 + 2rp \cos \varphi.$$

$$f^2 = l^2 + k^2 - 2lk \cos \beta.$$

Теңдеулердің оң жақтарын теңестіре отырып, келесідей өрнек аламыз:

$$\cos \beta = A - B \cos \varphi$$

$$A = (l^2 + k^2 - r^2 - p^2) / 2lk, \quad B = rp / lk$$

$$\sin \beta = \sqrt{1 - (A - B \cos \varphi)^2}$$

Мәндерді орнына қойғанда:

$$\gamma_2 = \operatorname{arctg} \gamma_2 = \frac{\sqrt{1 - (A - B \cos \varphi)^2}}{k/l - (A - B \cos \varphi)}$$

$\gamma_{\min}$  бұрышын ОВС үшбұрышынан анықтаймыз. Кесінді ұзындығы:

$$OB = l - r.$$

Косинустар теоремасы бойынша  $(l - r)^2 = k^2 + p^2 - 2kp \cos \gamma_{\min}$ , бұл жерден:

$$\cos \gamma_{\min} = \frac{k^2 + p^2 - (l - r)^2}{2kp}$$

$$\gamma_{\min} = \arccos \frac{k^2 + p^2 - (l - r)^2}{2kp}$$

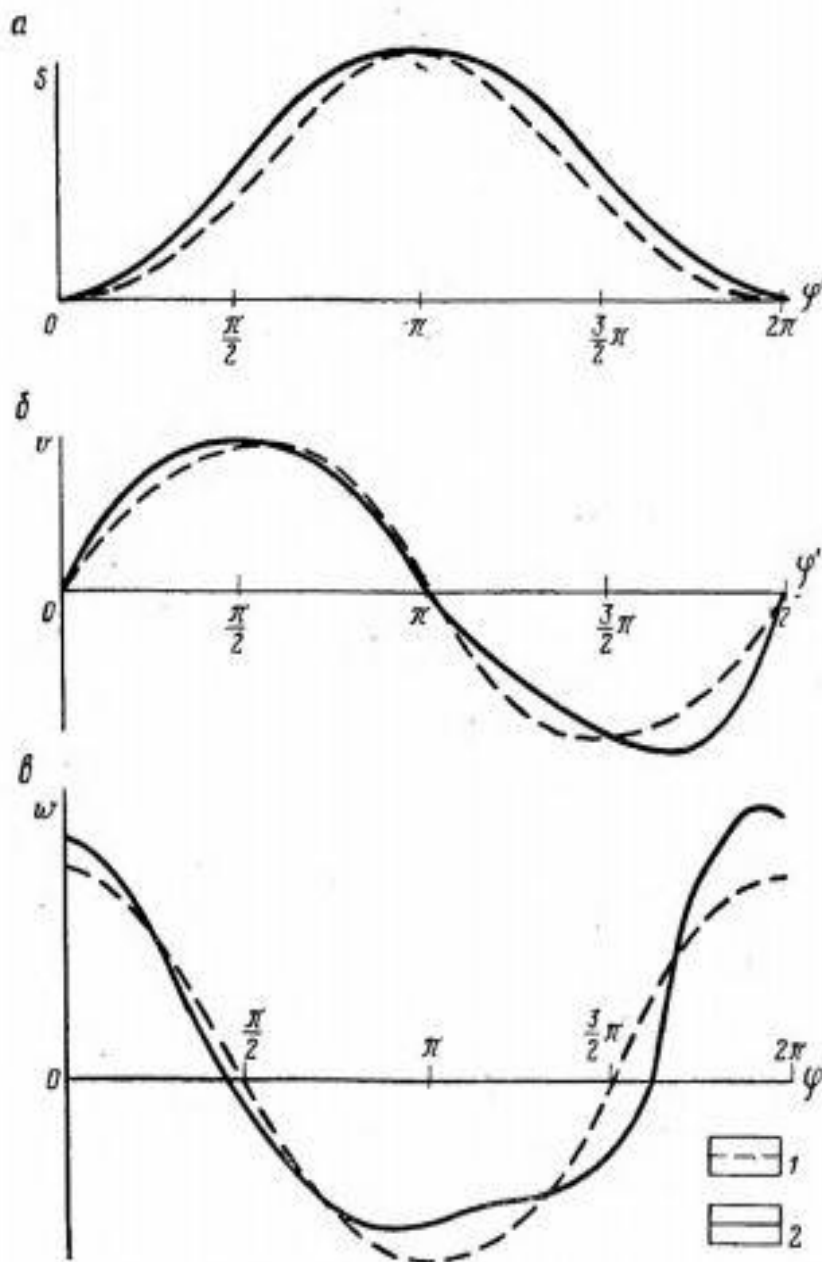
Бастапқы 6,6 формулаға алынған  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_{\min}$  мәндерді қоя отырып:

$$S_D = k_1 \left[ \operatorname{arctg} \frac{\sin \varphi}{p/r + \cos \varphi} + \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 - (A - B \cos \varphi)^2}}{k/l - (A - B \cos \varphi)} - \arccos \frac{k^2 + p^2 - (l - r)^2}{2kp} \right]$$

Қисық сызық  $S_D$  ның бұрышқа байланысты өзгеруін көрсетеді. Тік сызық осьтен жылжы кеткен косинусоидаға ұқсайды. Аспадағы нүктенің



гармоникалық заңға сәйкес жолын өзгерту пунктир сызықпен көрсетілген (2.3 – сурет).



2.3 – сурет – Орын ауыстырудың, жылдамдықтың, үдеудің айналшақтың бұрылу бұрышына тәуелдігі:

1 – қарапайым тәсіл арқылы, 2 – нақты әдіс арқылы

### В нүктесіндегі жылдамдықты табу

Құрылғы бөлшектерінің жылдамдықтар планына анализ жасай отырып, аспа штангадағы нүктенің жылдамдық өзгері заңын жасауға болады.

Полюс қиып өтетін  $O$  нүктесінен  $A$  нүктесінің жылдамдық бағытына сәйкес келетін  $Oa$  сызығын сызамыз. Қарастырылып отырған момент ( $O_a \perp OA$ ) ұзындығы абсолют мәнге сәйкес  $V_A = \omega r$ ;  $O_a = V_A / \mu_v$

Oab үшбұрышынан

$$\frac{Ob}{\sin(\pi - \alpha)} = \frac{Oa}{\sin \beta}, \quad \frac{Ob}{Oa} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}.$$

Ob және Oa кесінділері бір-бірімен жылдамдықтар ұзындықтарымен  $V_A = Oa\mu_v$ ;  $V_B = Ob\mu_v$ ; байланысты:

$$\frac{V_B}{V_A} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}.$$

$V_{Av}$  мәнін қоя отырып,  $V_B = \omega r \sin \alpha \sin \beta$  теңдігін аламыз.

D нүктесінің жылдамдығы:

$$V_D = \omega r(k_1/k) \sin \alpha / \sin \beta$$

D нүктесінің жылдамдығын табу үшін аспаның  $\varphi$  бұрышын функциясындағы  $\sin \alpha$  және  $\sin \beta$  өзгеру заңдылығын білу қажет.  $\alpha$  бұрышы үшін тәуелділік те осы жолмен табылады. OABC төртбұрышты қарастырайық:

$$a = 2\pi - (\pi - \alpha) - \beta - \gamma - \pi - (\beta + \gamma - \varphi).$$

OBC және OAB үшбұрыштары арқылы жеңіл жолмен табуға болады.

$$g^2 = (l^2 + r^2 - 2lr \cos \alpha = p^2 + k^2 - 2pk \cos \gamma$$

Бұл жердегі  $\cos \alpha = A_1 + B_1 \cos \gamma$

$$A_1 = (l^2 + r^2 - p^2 = -k^2) / 2rl; \quad B = pk / rl$$

$\alpha$  және  $\beta$  бұрыштарының мәнін тапқаннан кейін, оларды  $v_D = f(\varphi)$  график құруға болады. сурет. Бұл синусоидаға ұқсас. Салыстыру үшін D нүктесінің гармоникалық қозғалысы пунктир сызықпен келтірілген.

**Аспа штангаларындағы үдеуді табу**

D нүктесіндегі үдеу:

$$\omega'_D = k_1 \varepsilon_{BC}$$

BC кесіндісінің бұрыштық үдеуі уақыт бойынша BC  $\omega_{BC}$  үдеуіне қатысты табылады. Ал  $\omega_{BC}$  жылдамдықтар планынан анықталады.:

$$\omega_{BC} = \frac{\omega r}{k} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta},$$

Уақыт t бойынша дифференциалдау арқылы келесі өрнекті аламыз:

$$\varepsilon_{BC} = \frac{d\omega_{BC}}{dt} = \frac{\omega r}{k} \frac{d}{dt} \left( \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \right) = \frac{\omega \sin \beta \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} - \sin \alpha \cos \beta \frac{d\beta}{dt}}{k \sin^2 \beta}$$

Бұл теңдеуге қатысты мәндерді тауып аламыз. Бұл үшін теңдеуді дифференциалдаймыз:

$$\frac{d}{dt} \cos \alpha = \frac{d}{dt} (A_1 + B_1 \cos \gamma),$$

$$\sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} = \frac{pk}{lr} \sin \gamma \frac{d\gamma}{dt}$$

$\gamma = \Psi + \gamma_{min}$  болғандықтан

$$\frac{d\gamma}{dt} = \frac{d\Psi}{dt} = \psi_{BC} = \frac{\omega r \sin \alpha}{k \sin \beta}$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{p \sin \gamma}{l \sin \beta}$$

$$\frac{d}{dt} \cos \beta = \frac{d}{dt} (A - B \cos \varphi),$$

$$-\sin \beta \frac{d\beta}{dt} = \frac{d}{dt} (A - B \cos \varphi) = B \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \omega B \sin \varphi,$$

бұл жердегі

$$\frac{d\beta}{dt} = -\omega B \frac{\sin \varphi}{\sin \beta}$$

$$\omega_D = \omega^2 r \frac{pk_1}{lk} \frac{\cos \alpha \sin \gamma + \frac{r}{l} \sin \alpha \operatorname{ctg} \beta \sin \varphi}{\sin^2 \beta}$$

Формулаға  $\alpha, \beta, \gamma$  мәндерін  $\varphi$  мәніне сәйкес орнына қоя отырып, аспа штанганың қос иінге тәуелді үдеулердің өзгеру графигін алуға болады.

Салыстыру үшін гармоникалық заңмен тербелу кезіндегі аспа штангадағы нүктенің өзгеріс графигі пунктир сызығымен келтірілген.

Аспа штанганың ауытқуы  $m_w = w_D / w_{D_{ггар}}$  коэффициентімен есептелінеді. Кинематикалық схеманы тұрғызу үшін, максималды үдеуді аспаның жоғары қозғалыс кезіндегі гармоникалық заңмен қозғалатын D нүктесінің үдеуіне қатынасын қабылдаймыз.

$$m = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\max. гарм}}$$

$m$  ұзындығын келесі өрнекпен анықтауға болады:

$$m = (1 + r/l) (\sqrt{1 - (r/k)^2})$$

Бұл жерден, балансірлі теңгерілмелі-теңселмелі білдектің кинематикалық схемасы  $\frac{r}{l}, \frac{r}{k}$  қатынастарымен анықталады және қатынастың

мәні аз болған сайын қозғалыс заңы гармоникалық қозғалысқа жақындай түседі.

$w_D^t = f(\varphi)$  қос иіннің бұрылғандағы үдеу функциясын анықтамағандықтан,  $\alpha, \beta, \gamma$  бұрыштарын табуы қажет етеді.

Сондықтан,  $w_D^t = f(\varphi)$  тәуелділік Фурье функциясын қатарға жіктеу арқылы:

$$w_D^t = a_1 \sin \varphi + b_1 \cos \varphi + a_2 \sin 2\varphi + b_2 \cos 2\varphi + \dots$$

яғни, амплитудасы мен жиілігі әртүрлі гармоникалық құраушылардың қосындысы ретінде қарастырамыз.

Тәжірибеде алынған нәтижеге сүйене отырып, қанағаттандырылғық үдеудің мәні  $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2$  коэффициенттерімен есептеу жарайды.

$$a_1 = -\frac{1}{2}k\varepsilon^2(1 + \frac{3}{4}\varepsilon^2)(1 - \lambda),$$

$$a_2 = \frac{1}{2}k\varepsilon^2(1 + \varepsilon^2)(1 - \lambda),$$

$$a_3 = -\frac{3}{8}k\varepsilon^2(1 + \frac{5}{4}\varepsilon^2)(1 - \lambda),$$

$$b_1 = \frac{1}{2}k\mu(1 + \frac{1}{2}A^2 + \frac{1}{8}B^2),$$

$$b_2 = -\frac{1}{2}k\mu AB + \frac{1}{2}k\varepsilon(B - \varepsilon),$$

$$\varepsilon = \frac{2pr}{p^2 + r^2}, \quad \lambda = \frac{2r^2}{p^2 + r^2}, \quad \mu = \frac{pr}{kl} \frac{p^2 + r^2 + l^2 - k^2}{p^2 + r^2},$$

$$A = \frac{l^2 + k^2 - p^2 - r^2}{2kl}, \quad B = \frac{pr}{kl}.$$

Практика жүзінде жылдамдық пен үдеудің бірінші жартысындағы жоғары көтерілу мен төмен түсу пайдаланылатын болғандықтан, келесі жақындатылған формулаларды пайдалануға болады:

$$S_B = \frac{1}{2}KS(1 - \cos \bar{\alpha}\varphi),$$

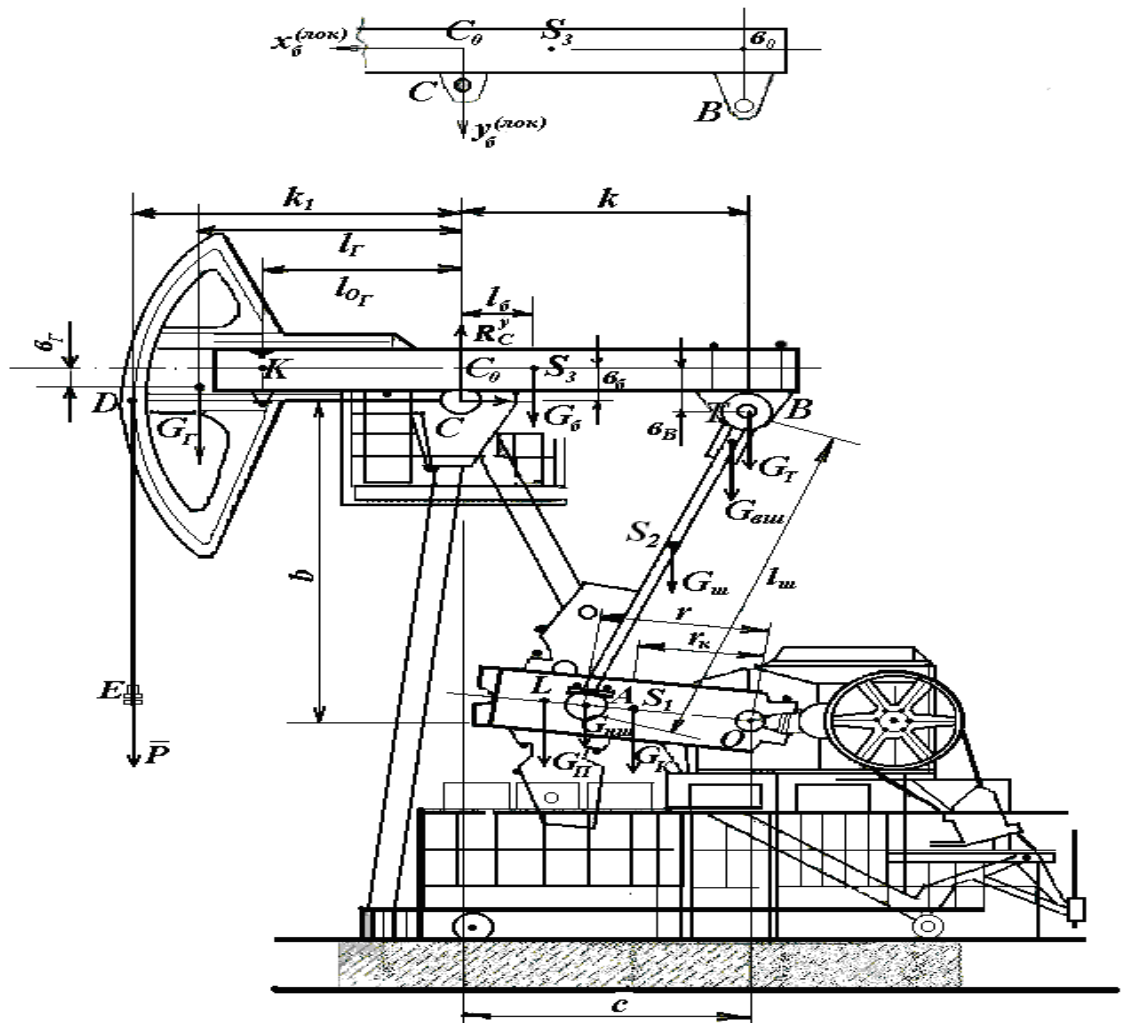
$$v_B = \frac{1}{2}K\omega\bar{\alpha} \sin s\bar{\alpha}\varphi,$$

$$\omega_B = \frac{1}{2}KS(\bar{\alpha}\omega)^2 \cos \bar{\alpha}\varphi,$$

Бұл жердегі  $S$  – аспа штангадығы нүктенің адым ұзындығы,  $K$  және  $a$  – теңгерілмелі-теңселмелі біджектің звено санына тәуелді коэффициенттер. [4]

## 2.3 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинетостатикалық талдауы

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинетостатикалық анализін жасау үшін механизм звеноларының келесі параметрлері беріледі (2.4-сурет).



2.4 – сурет – Қос иінді балансирлі тербелмелі білдек

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;
- $G_6 = 402$  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;

$P_{ж} = 80 \text{ кН};$

$P_{т} = 53 \text{ кН};$

$M_{\max} = 9.5 \text{ кН} \cdot \text{м};$

А нүктесіндегі тіректің координаттары:

$X=0;$

$Y=1665;$

$Z=0;$

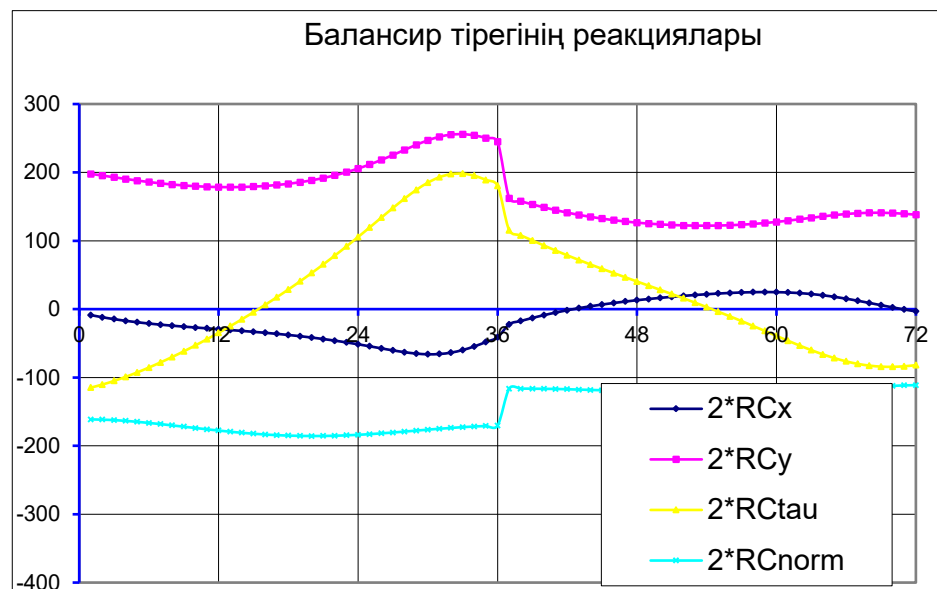
D нүктесіндегі тіректің координаттары:

$X=0;$

$Y=0;$

$Z=2500.$

Кинестатикалық анализ нәтижелері арқылы балансир тірегінің реакцияларының диаграммасы тұрғызылды (2.5 – сурет). [5]



2.5 – сурет – Балансир тірегінің реакциялары

### 3 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң теңгерiлуi мен кернеулiк күйiн зерттеу

#### 3.1 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң теңгерiлуi

Тербелмелі бiлдектiң түрлендiрушi механизмiнiң теңгеру есебi теңгерушi жүктiң  $G_T$  салмағының айналшақтың өсiндегi  $l_T$  айналшақтың бiлiктерiндегi теңгерушi моменттерiнiң минималды пиктiң мәндерiн қамтамасыз ету үшiн шешiледi. Практикада  $M_{теңг}$  - айналшақтың бiлiгiндегi бұраушы моментiнiң мәндерiнiң шамаларын екi пиктiк мәндерiн салыстыру, яғни эмпирикалық жолмен анықталып жүзеге асырылады (3.1 – сурет).

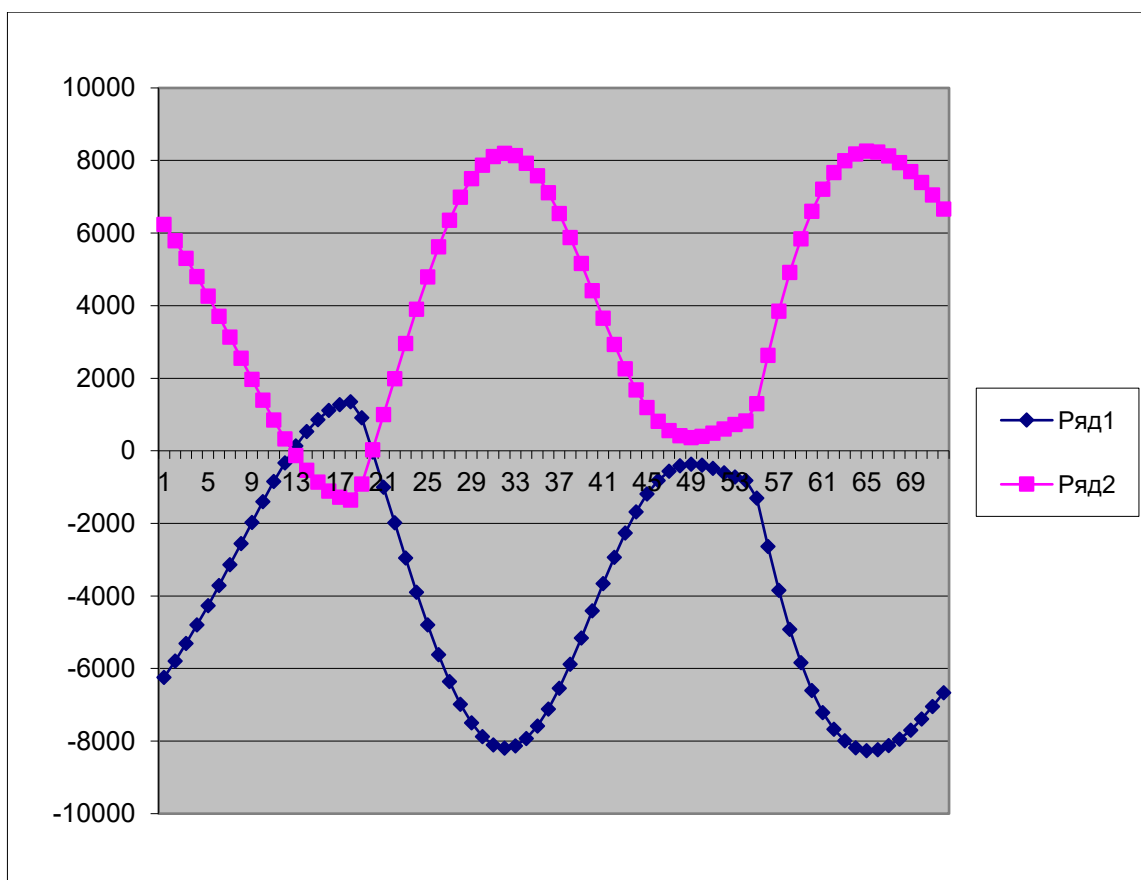
Айналшақтың айналушы өсiнiң массалар орталығынан теңгерушi салмақтың арақашықтығы бiрiншi жақындатылу кезiнде былай анықталады:

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

Мұндағы  $H_E$  – штангалар бағаналарының жүрiсiнiң ұзындығы,  $P_{жог}$ ,  $P_{том}$  – жоғары және төмен жүргендегi штангалар iлгiшiнiң нүктесiнде жүктемелер,  $G_T$  – теңгерушi салмақтың суммасы.

Мүмкiн орынауыстырулар принципiн қолданаық. Бiр ғана еркiндiк дәрежесi бар механизм жағдайында бұл принцип мына түрде жазылады:

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



3.1 – сурет – Айналшақтың бiлiгiндегi бұраушы моментiнiң мәндерi

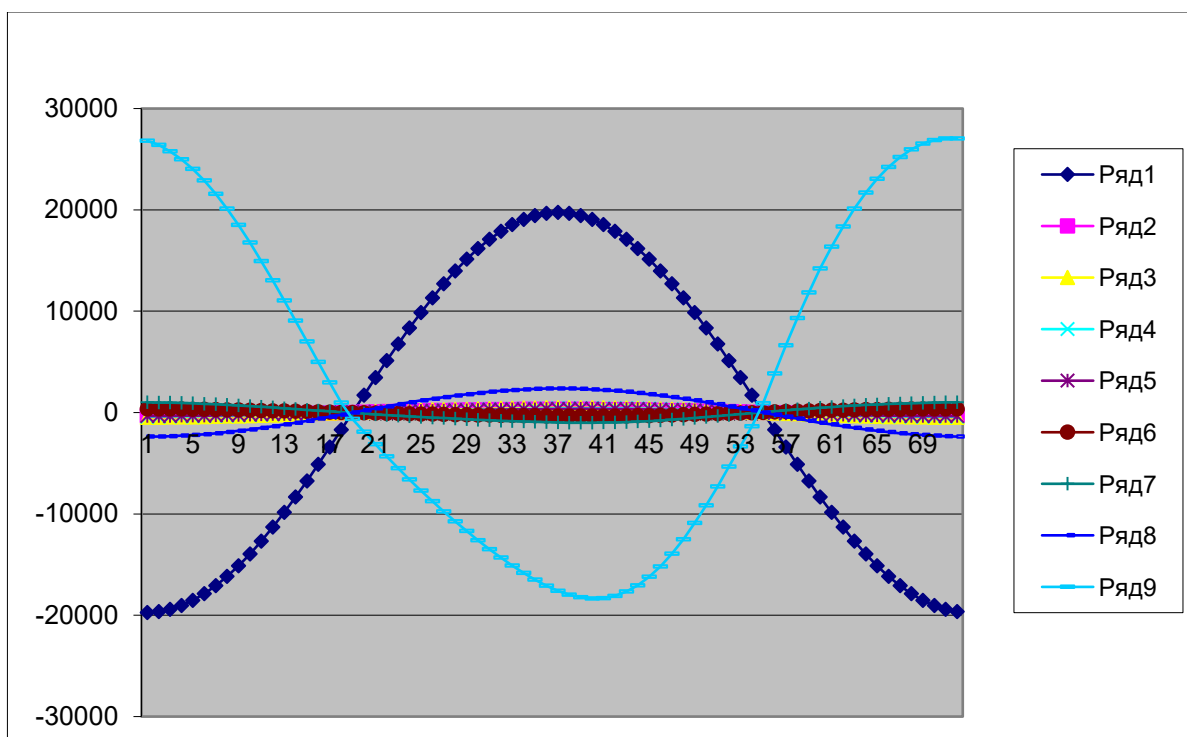
Біздің механизмге (екінші түрдегі рычагтың балансирдің кинематикалық схемасы) жүктемелермен звеноларға ауырлық күштері және сальниктің аузына жүктеулер әсер етеді.

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

$$\overline{G}_{a\ddot{u}n} \overline{V}_{S_{uu}} + \overline{G}_{21} \overline{V}_A + \overline{G}_{22} \overline{V}_{S_2} + \overline{G}_{23} \overline{V}_T + \overline{G}_{31} \overline{V}_{B_i} + \overline{G}_{32} \overline{V}_{S_3} + \overline{G}_{66} \overline{V}_{66} + \\ + G_T \overline{V}_L + \overline{G}_Q \overline{V}_Q + M_i \omega_{a\ddot{u}n} = 0$$

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

Осы теңдеуден,  $M$  – бұраушы моменттің мәнін табамыз. [6]



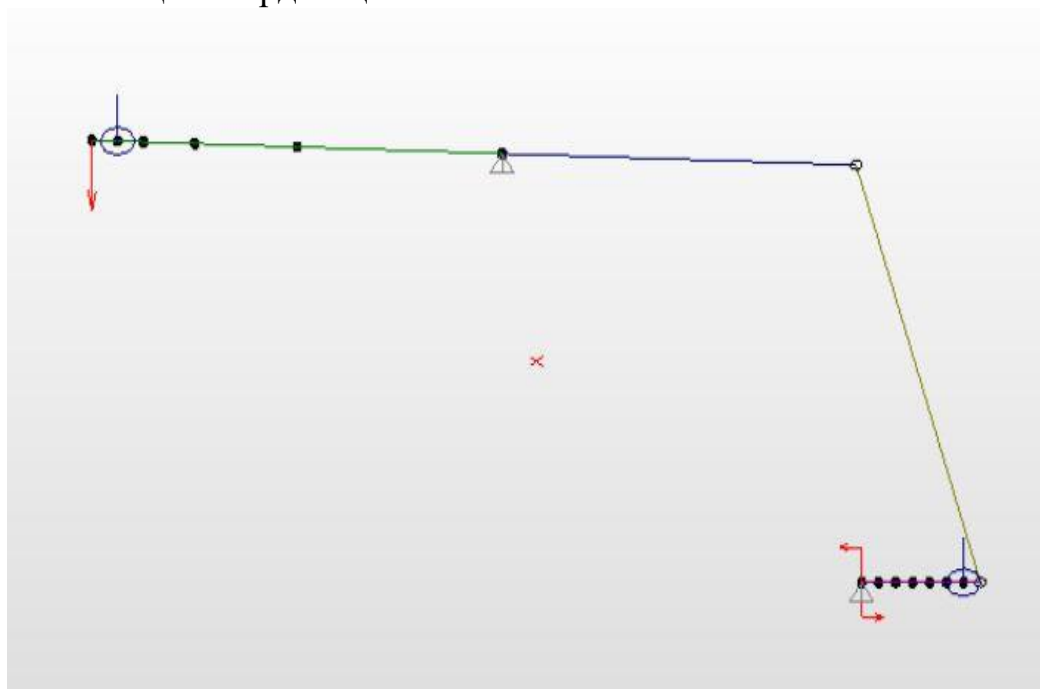
3.2 – сурет – Айналшақтың білігіндегі қуат

### 3.2 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң кернеулік күйiн зерттеу

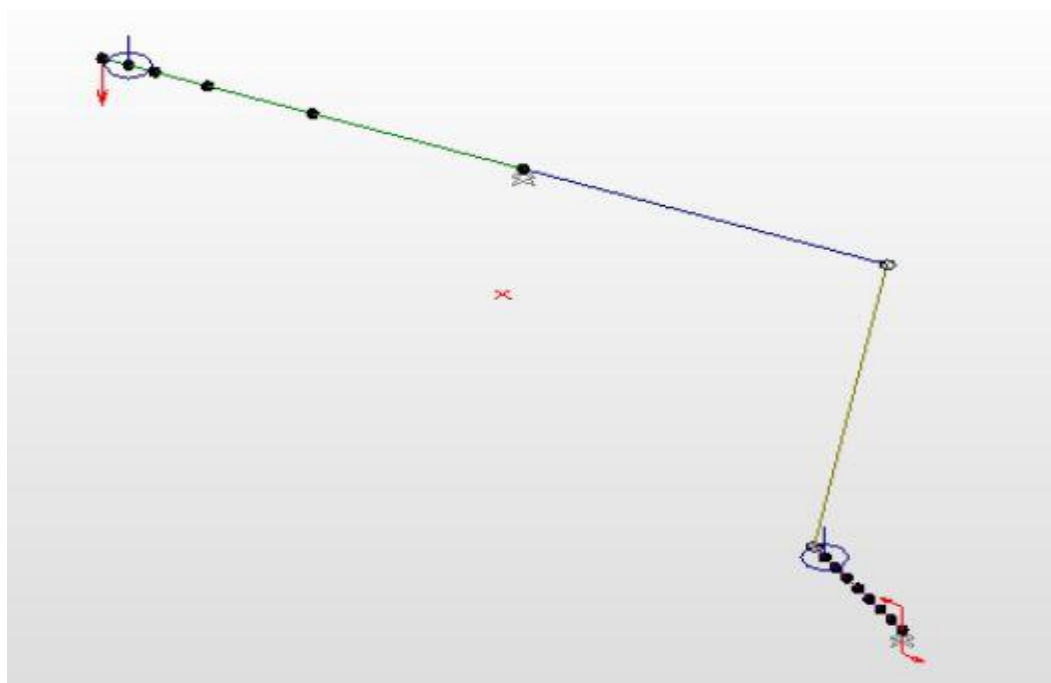
APM Win Machine бағдарламасында қарапайым айналшақты-бұлғақты механизмды қарастырамыз. Алғашында x-y-z координаттарында әрбір нүктенің орналасуын Компас 3D бағдарламасы көмегі арқылы алынады. А және D нүктелерінде қатаң бекітпе, яғни x-y-z координаттары бойынша қозғалмайды. В және С нүктелеріндегі звенолар x координатасы бойынша жылжымайды. Айналшақ 360° айналады. Оны әрбір 5° сайын есептеу жүргізе отырып, 72 позиция шығардық. Балансир жоғары қозғалған кездегі күштің мәні  $P_{ж} = 80$  кН



(3.3 – сурет) мен балансир төмен қозғалған кездегі күштің мәні  $P_T = 53$  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.

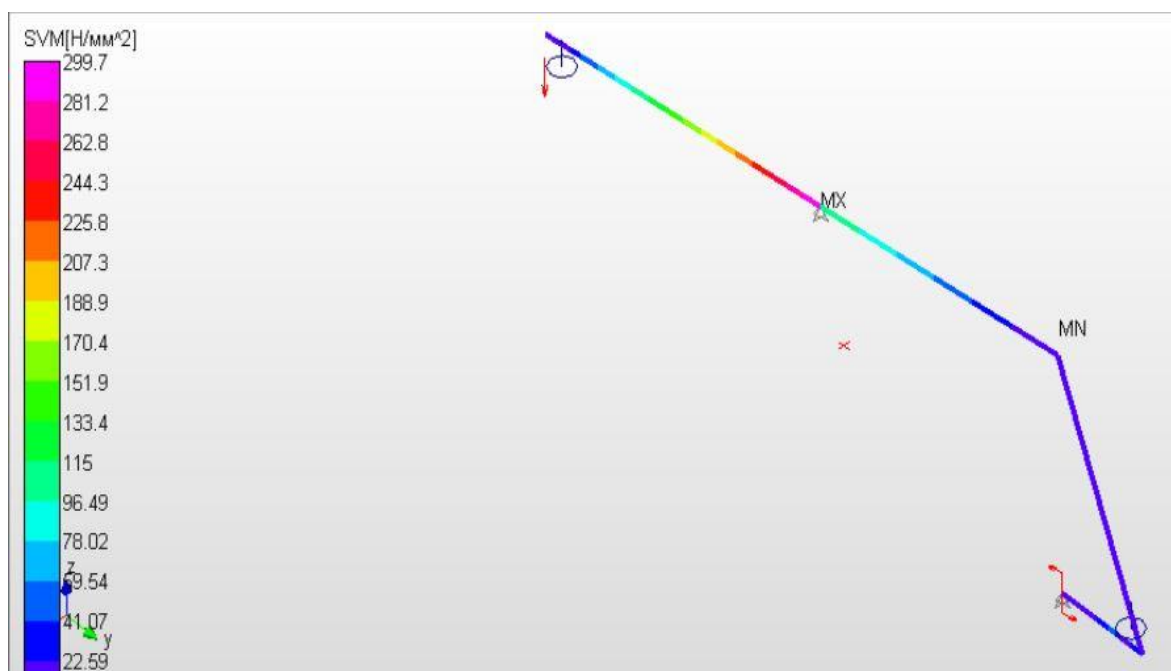


3.3 – сурет –  $\varphi_2 = 0^\circ$ -ке тең болған жағдайдағы АРМ Win Machine бағдарламасындағы механизмнің кинематикалық сұлбасы

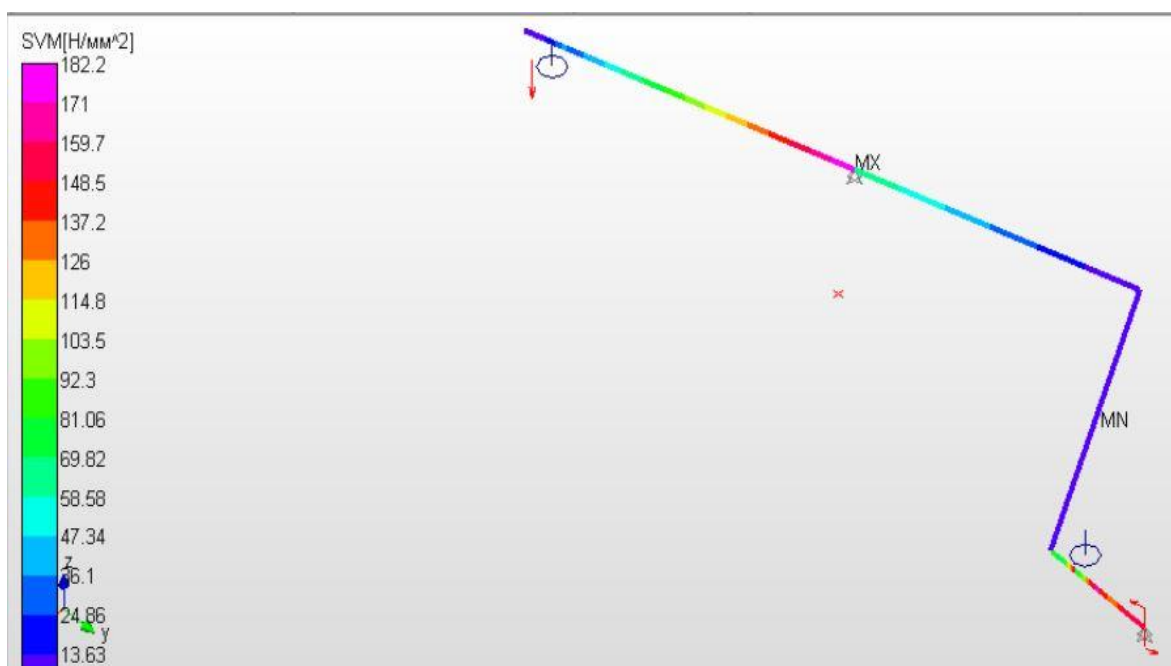


3.4 – сурет –  $\varphi_2 = 135^\circ$ -ке тең болған жағдайдағы АРМ Win Machine бағдарламасындағы механизмнің кинематикалық сұлбасы

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.

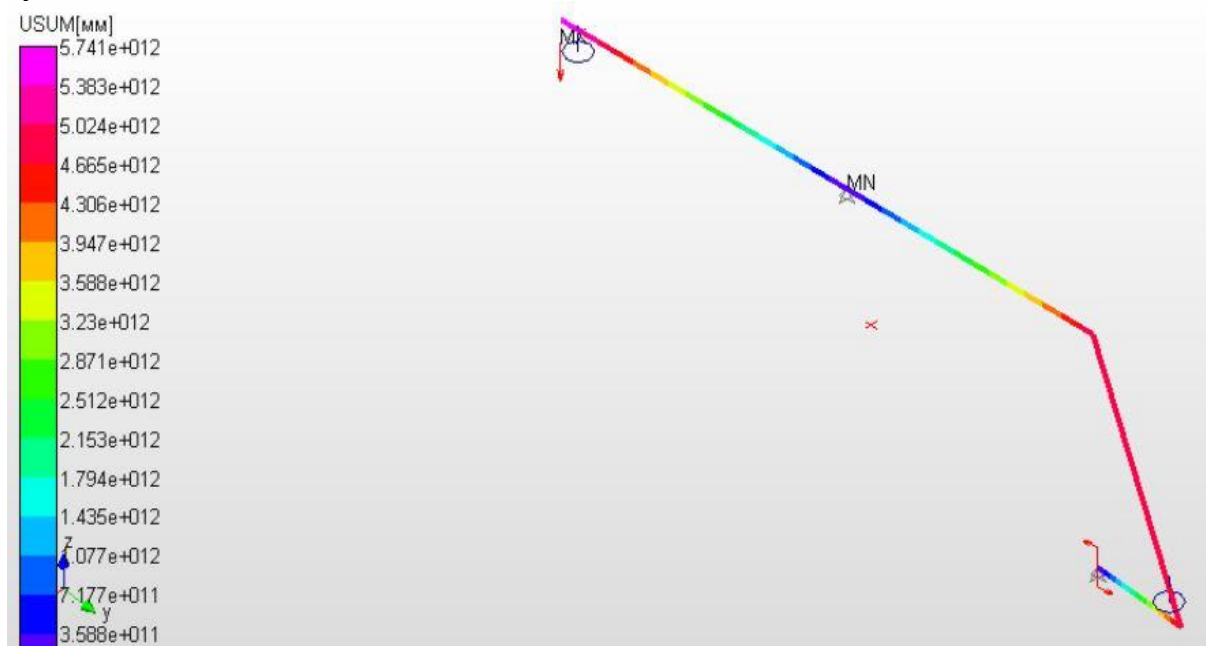


3.5 – сурет – 1-позициядағы кернеу картасы

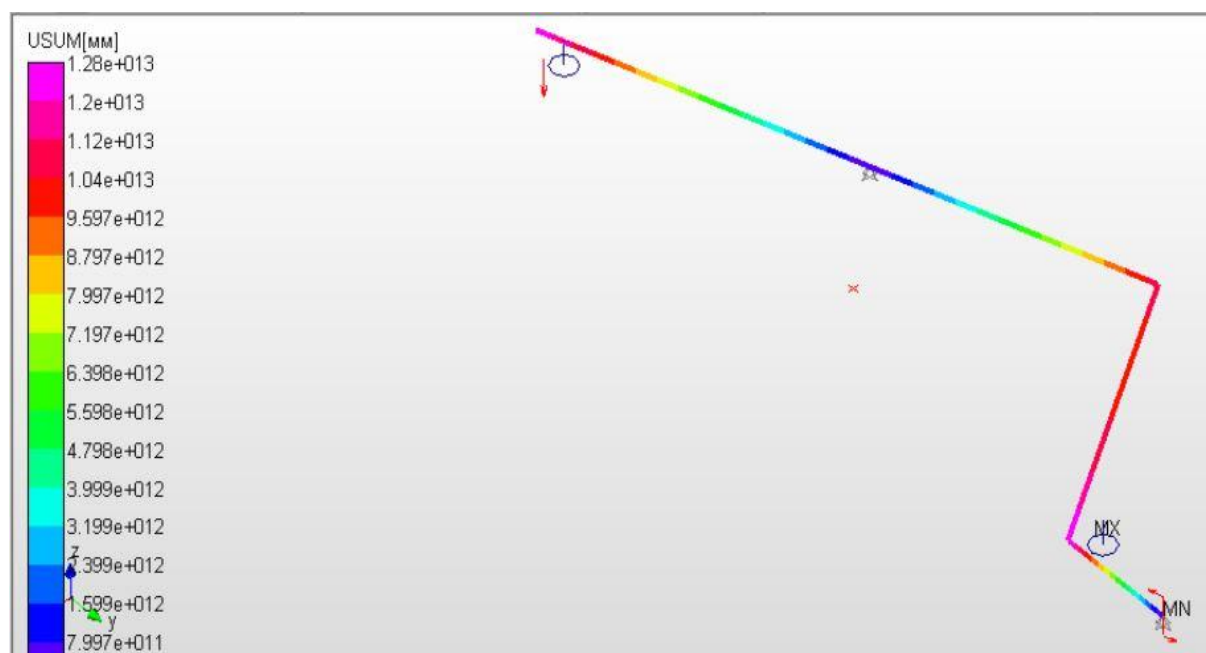


3.6 – сурет – 27-позициядағы кернеу картасы

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.

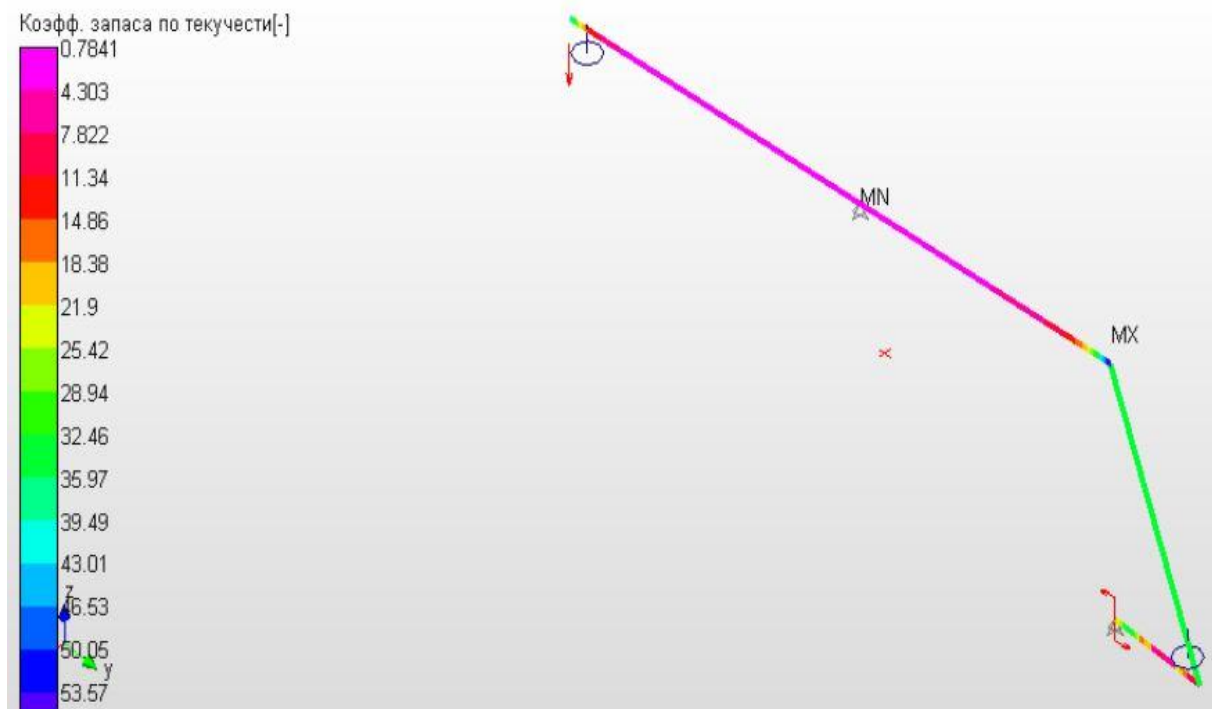


3.7 – сурет – 1-позициядағы нүктелердің жылжып кету картасы

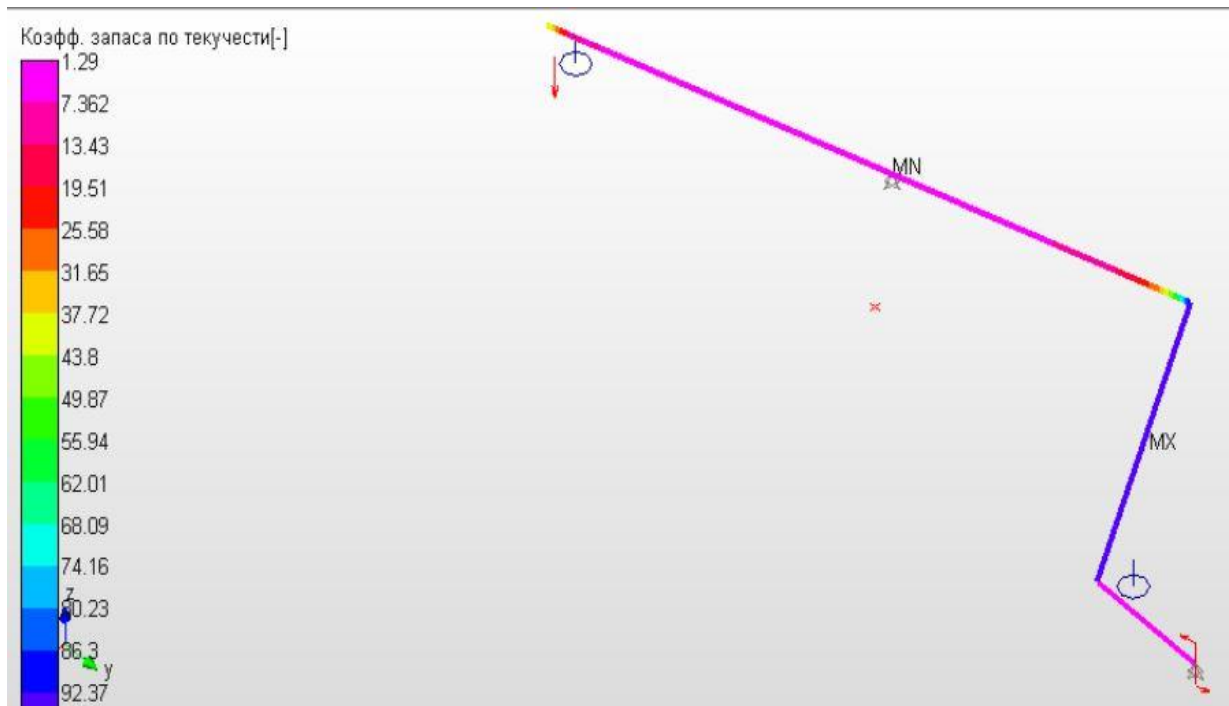


3.8 – сурет – 27-позициядағы нүктелердің жылжып кету картасы

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 0.7841, ал 27-позицияда (3.10 – сурет) ең аз мәні 1.29.



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.

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	22151.6422	98304.0000	-62816.0000	0.0000	0.0000
2	3	0.0000	-21939.7045	174801.9850	0.0000	0.0000	0.0000

Невязка сил [Н] по осям: X: 0.000000 Y: 211.937612 Z: 193105.98504

Невязка моментов [Н\*мм] вокруг осей: X: 58314298.758 Y: 0.000000 Z: 0.000000

3.11 – сурет – 1-позициядағы реакция күштері

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	-4356.3375	4356.3375	-62816.0000	0.0000	0.0000
2	2	0.0000	19572.9338	110705.5193	114688.0000	0.0000	0.0000

Невязка сил [Н] по осям: X: 0.000000 Y: 15216.596347 Z: 62061.856745

Невязка моментов [Н\*мм] вокруг осей: X: -37329343.544 Y: 0.000000 Z: 0.000000

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  $8\tau/5,3\tau$  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.

## ПАЙДАЛАНЫЛГАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Аливердизаде К. С. Приводы штангового глубинного насоса, -М.: Недра, 1973.
- 2 Колошко В. П. Станки-качалки с дифференциальным кривошипным преобразующим механизмом, -М.: Недра, 2006
- 3 Патент № 2 445 511 (25.10.2010). Безбалансирный привод скважинного штангового насоса. Крюков В.А., Шаньгин Е.С., Шеметов А.В.
- 4 Молчанов Г. В., Молчанов А. Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа, -М.: Недра, 2012.
- 5 С.М.Ибраев, Н.С.Иманбаева, Г.Айдашева. Аналитическое решение задачи балансирного уравновешивания преобразующего механизма ШНУ. Сатпаевское чтение, 2019.
- 6 С.М.Ибраев, Н.С.Иманбаева, Г.Айдашева. Аналитическое решение задачи балансирного уравновешивания преобразующего механизма ШНУ. Сатпаевское чтение, 2019.