

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



**СӘТБАЕВ**  
УНИВЕРСИТЕТІ

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

Б. Н. Мергенбай

Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші механизмнің  
теңгерілу режимдерін зерттеу (3-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  
«13» 09 2019 ж.



### ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Штангалы піспекті кондырғының жетегінің түрлендіруші  
механизмінің теңгерілу режимдерін зерттеу (3-нұсқа)»

SB071200 – «Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған

Б. Н. Мергенбай

Ғылыми жетекші  
техн. ғыл. канд., асс. проф.

*Н.С. Иманбаева*  
Н.С. Иманбаева  
«15» мамыр 2019 ж.

Алматы 2019



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

5B071200 – «Машина жасау»



БЕКТЕМІН

Кафедра меңгерушісі  
физ-мат. ғыл. д-ры, профессор  
А.Қалтаев  
« 14 » 11 2018ж.

Дипломдық жұмысты орындауға  
**ТАПСЫРМА**

Білім алушы Б. Н. Мергенбай

Тақырыбы Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші  
механизмінің теңгерілу режимдерін зерттеу (3-нұсқа)

Университет басшысының 2018 жылғы «6» қараша № 1256-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-  
потенцилік 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 механизмнің  
кинематикалық және кинестатикалық талдаулары

д. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің  
теңгерілуі мен кернеудік 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 мерзімідері	Ескерту
Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз. Әдебиеттік-потенттік шолу	31.01.19 – 03.03.19	
Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кинематикалық және кинетостатикалық анализі	03.03.19 – 25.03.19	
Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің теңгерілуі мен кернеулік күйін зерттеу. АРМ Win Machine бағдарламасында есептеу жүргізу	25.03.19 – 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., асоц. проф.	15.05.2019	

Ғылыми жетекші Н.С. Иманбаева Н.С. Иманбаева

Тапсырманы орындауға алған білім алушы Б.Н. Мергенбай Б.Н. Мергенбай

Күні "15" мамыр 2019 ж.

## МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Тегіс иінтіректі механизмдер мен механизмдерді жоғары кинематикалық бумен теңдестірудің жалпы әдістері	8
1.1 Иінтіректі механизмдерді статикалық теңдестіру әдістері	8
1.2 Иінтіректі механизмдерді динамикалық теңестіру әдістері	9
1.3 Штангалық сорғылар жетектерінің негізгі түрлері	9
1.4 Штангалық сорғы қондырғыларының пайдалану көрсеткіштері және жұмыстың тән ақаулықтары	12
1.5 Зерттеу тапсырмаларын қою	17
2. Штангалық сорғы қондырғысы жетегінің кинематикасы	18
2. 1 Штангалық сорғы қондырғысы жетегінің кинематикалық есептеулері	18
2.2 Шнур жетегінің түрлендіргіш механизмінің кинестатикалық анализі	24
Қорытынды	27
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	28

## КІРІСПЕ

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

**Зерттеу нысаны.** Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмі

**Зерттеу мақсаты.** Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін компьютерлік модельдеу негізінде кинематикасын, кинетостатикасын, теңгерілу режимдерін зерттеу және штангалы піспекті қондырғы жетегінің өздігінен теңгерілетін жаңа түрлендіруші механизмнің көпкритерилі синтезі.

**Зерттеудің мәселелері.** Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кинематикасын, кинетостатикасын, теңгерілу режимдерін зерттеу және компьютерлік моделін жасау.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің артық байланыссыз кеңістіктегі өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің құрылымдық есебін шығару.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің кеңістіктегі өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің кинематикасын, кинетостатикасын есептейтін программалар топтамасын жасау.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің оптимальды динамикалық синтез есебін роторлық және комбинациялық теңгеру режимдерінде шешу.

Сапалық критерилер топтамасы бойынша штангалы піспекті қондырғы жетегінің кеңістіктегі өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің динамикалық синтезін жасау.

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

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің құрылымдық синтезі жасалған және артық байланыссыз кеңістіктегі III классты механизмдер арқылы құрылымдық шешімдері берілген.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің кинематикасы, кинетостатикасы зерттелді және компьютерлік моделі жасалды.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің оптимальды динамикалық синтез есебінің аналитикалық жалпы шешімі табылды және сандық нәтижелері алынды.

Жасалынған компьютерлік моделдер арқылы Соболев-Статников әдісі негізіндегі көпкритериалды кездейсоқ іздеу әдісін қолданып штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін көпкритерилі динамикалық синтезі жүргізілді және штангалы піспекті қондырғы жетегінің жаңа түрлендіруші механизмі жасалды.

**Қолдану аймағы.** Дипломдық 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 Тегіс иінтіректі механизмдер мен механизмдерді жоғары кинематикалық бумен теңдестірудің жалпы әдістері

## 1.1 Иінтіректі механизмдерді статикалық теңдестіру әдістері

Бұл ретте статикалық теңестіру әдістері алғаш рет академик И. И. Артоболовскийдің еңбектерінде жүйелендірілген. Гильберт еркіндіктің нөлдік дәрежесімен кинематикалық тізбектерді қосу әдісін дамыта отырып, теңдестіруші пантографтың қосылуының жалпы әдісін әзірледі, ол барлық механизмнің массасының орталығын қозғалмайтын нүктеге келтіруге мүмкіндік береді. Ал ұқсастық әдісі в. А. Щепетильниковтың жұмысында симметриялы емес механизмдер жағдайына дамыды. Ноль-векторлар әдісі, атап айтқанда симметриялық тетіктерді қосу әдісі де өнімді болды. Бұл әдістердің жалпы кемшілігі механизмнің сұлбасын күрделендіріп, буындардың санын көбейту болып табылады.[1]

1972 жылы Теппер мен Лоуэн Беркоф пен Лоуэн сызықтық-тәуелсіз векторлар әдісін алып, оны қозғалудың бір дәрежесі бар кез келген жазық механизмдерге таратады. Контурлық теорема дәлелденді: "инерция күші буындары топтарының осьтік симметриясынсыз жазық механизмде массаларды ішкі қайта бөлу арқылы кез келген буыннан тірекке дейін тек айналмалы жұптардан тұратын контурлар болған кезде ғана толық теңестірілуі мүмкін". 1979 жылдан бастап. Вогсі қосымша буындарды "қосалқы теңестіруші контурлар" түрінде енгізу массалардың ішкі қайта бөлінуі есебінен теңестіруге келмейтін механизмдер үшін жағдайды орындауға қол жеткізді.

Өйткені толық уравновешенные механизмдері, әдетте, талап етіледі орнату үлкен қарсы салмақ немесе өнімділігі күрделі (многозвенными), онда практикада жиі пайдаланылады және жуықтау әдістері статикалық теңгеру. Мәселен, өткен жүзжылдықтың отызыншы жылдарының соңында қисық-сырғымалы механизмдерді (бу машиналары, компрессорлар, Іштен жану қозғалтқыштары, ауыл шаруашылығы машиналары және т.б.) теңдестірудің көптеген мәселелері табысты шешілді. Бұл ретте массаларды алмастыру және буындардың Инерция күштерін құрауыштарға ыдырату әдістері пайдаланылды, ал қисықшиптің айналуы тұрақты бұрыштық қарттылықпен орын алады деп болжалды. Теңдеуге қисықшипте бір қарсы салмақты орнату арқылы жетті, бұл тәжірибе үшін қолайлы қарапайым құрылым береді. Мәні бойынша мұндай тепе-теңдік тек бір құрамдас бөліктің азаюына әкеледі, сонымен бірге оның екінші құраушысы артады. [2]

Профессор И. А. Щепетильниковтың "басты түзету массасының" көмегімен жазық механизмдерді теңдестіру тәсілін ұсынды.



## 1.2 Иітiректі механизмдерді динамикалық теңестіру әдістері

Механизмдердің толық динамикалық теңдеуі қиын іске асырылатын шарттарды орындауды талап етеді және күрделі инженерлік есепті білдіреді. Кейбір жұмыстарда теңдеудің бұл түрі статикалық-динамикалық деп аталады. Кейде статикалық теңдестірілген механизмде діріл моменті азаяды.

1962 жылы В.А. Каменский механизмнің Инерция күштерінің моментін теңдестіру үшін жұдырық жетегі бар тербелмелі қарсы салмақты пайдалануды ұсынды. Сонымен қатар, механизм алдымен оның буындарындағы тепе-теңдікті статикалық орнатумен теңестіріледі.

Міндет теңестіру едәуір оңайлатылады әдісін пайдалану кезінде алмастыру масс . 1982 жылы С. Вэгсі көмекші контурларды қолдану арқылы күштер мен сәттерді толық теңдестіру тәсілін ұсынды. Параллелограммды контурлар тұрақтағы қозғалмайтын оське шатундардың инерциясы моменттерін беру мақсатында механизмге енгізіледі және қарама-қарсы қозғалыстағы айналмалы буындардың көмегімен олардың кейінгі орнын толтыру.

Бұл әдіс дірілдеу механизасының статикалық теңдеуін бұзбай, дірілдеу моментінің бірінші гармоникасын "өтеуге" мүмкіндік береді.

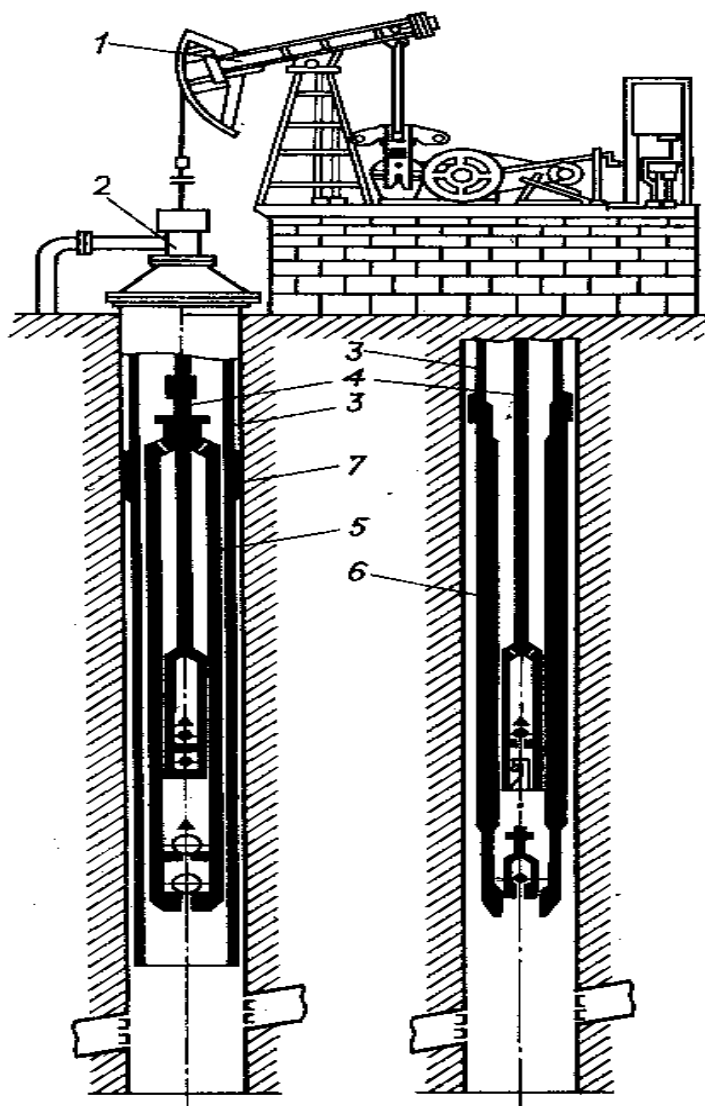
Бұл әдістің аналитикалық нұсқасы орталық қисық-сырғымалы механизмге қатысты жұмыста жарияланған . Тісті дөңгелектерде орнатылған түзету массаларының көмегімен механизмдердің жақын динамикалық тепе-теңдеу әдістері кеңінен таралған.[3]

## 1.3 Штангалық сорғылар жетектерінің негізгі түрлері

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

Аливердизадтың классификациясы бойынша теңгергіш станоктар - тербелмелер екі топқа бөлінуі мүмкін: екі иық теңгергіші және бір иық теңгергіші бар тербелгіш станоктар Әдетте, жетек ретінде дәстүрлі түрде қарапайым зерттелген схемасы бар, және басқа жетектермен салыстырғанда үнемді, жөндеу-жарамды конструкциясы бар теңгеру станоктары қолданылады.

Штангалық сорғылардың жетегіне арналған әзірлемелердің, схемалардың, патенттердің көп саны бар. Барлық әзірлемелерді үш топқа жатқызуға болады: тербелгіш станоктардың теңгермелі жетектері (СК), теңгерімсіз жетектер және сорғының штангасына тікелей жетектер (1-сурет).



1.1-сурет - Штангалық сорғы қондырғысы: 1-станок-тербелу; 2 – сағалық сальник; 3-насос – компрессорлық құбырлардың бағанасы; 4 – насос штангаларының бағанасы; 5 – қондырмалы ұңғымалық насос; 6-бусыз ұңғымалық сорғы; 7-тірек

Теңгеріш станоктар-тербелгіштер.

Теңгерімдік жетекте штангаларды ілу нүктесінің тік қайтарымды үдемелі қозғалысы тербелмелі теңгеріш (коромысл) арқылы жүзеге асырылады..

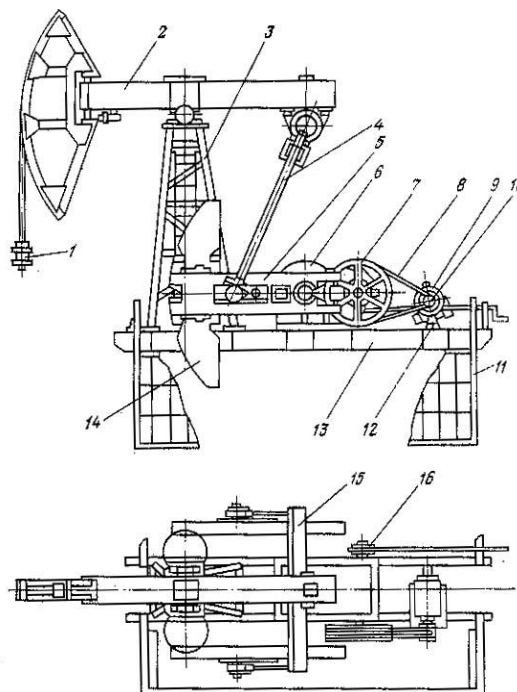
Сорғы штангасына тікелей әсер ететін жетектер.

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.

Қазіргі таңда механикалық әсердің теңдестірілген жеке жетектері бар мұнай өндірудің штангалық тереңдік осьтік тәсілі бүкіл әлемде ең кең тараған болып табылады, ал біздің елде бұл әрекет етуші ұңғымалар қорынан 100000 жуық құрайды.

Штангалы сорғылармен мұнай өндіру көп жылдар бойы жетектің тек бір конструктивтік схемасын қалдырды(2-сурет).



1.2-сурет - СКД типті станок-тербелме: 1-сағалық штоктың аспасы; 2 – тіректі теңгергіш; 3 – тіреу; 4 – шатун; 5 – қисық Тип; 6 – редуктор; 7 – жетекті шкив; 8 – белбеу; 9 – электрқозғалтқыш; 10 – жетекші шкив; 11 – қоршау; 12 бұрылатын плита; 13 – рама; 14 – қарсы салмақ; 15 - траверс; 16-тежегіш

Әртүрлі елдерде шығарылатын тербеліс станоктары бірдей конструктивтік схемада: геометриялық өлшемдермен, жетек (қозғалтқыш) қуатымен, теңдестіру схемасымен, конструкцияны бекіту элементтерімен, механикаландыру және автоматтандыру деңгейімен, жөндеу жарамдылығымен ерекшеленеді - және осы айырмашылықтардың негізінде әртүрлі патенттердің үлкен саны бар.

Осы және басқа зерттеулерді талдау проблеманың жай-күйін жоғарыда келтірілген талдауда көрсетілген СК дәстүрлі пайдаланылатын конструкциясының негізгі кемшіліктерін анықтауға мүмкіндік берді.

#### **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 (2-сурет). Бірі-тербелме-станокты шетелдік өндірістің қолданылады америкалық PF8-3,5-4000 фирманың өндіріс LUFKIN.

Аталған станок-тербелмелердің техникалық сипаттамалары 3-кестеде, ал осы станок – тербелмелерде қолданылатын редукторлардың техникалық сипаттамалары 4-кестеде келтірілген.

1-кесте - қолданылатын тербелгіш станоктардың техникалық сипаттамасы.

Сипаттамасы	Станок-тербелме өлшемі		
	СК8-3,5-4000	СКД8-3,0-4000	PF8-3,5-4000
Өндіруші ел	Россия	Россия	США
Номиналды жүктеме( сағалық штокте), кН	80	80	80
Сағалық шток жүрісінің номиналды ұзындығы, м	3,5	3,0	3,5
Номиналды айналу сәті (редуктордың шығу білігінде) кН*м	40	40	40
Минутына теңгергіштің тербелу саны	5-12	4-12	5-12
Редуктор	Ц2НШ-750Б	Ц2НШ-750Б	PF8-3,5-4000

2-кесте - қолданылатын редукторлардың техникалық сипаттамалары

Сипаттамасы	Редуктордың түрі	
	Ц2НШ-750Б	PF8-3,5-4000
Өндіруші ел	Россия	США
	Екі сатылы цилиндрлік	
Түрі	40	40
Номиналды айналмалы сәт (шығу білігінде), кН*м	37,18	37,18

Беріліс саны	2735	2760
--------------	------	------

Тербелгіш станоктардың және олардың редукторларының ең жиі кездесетін немесе мүмкін болатын ақаулықтары көрсетілген.

3 – кесте-тербелгіш станоктардың және олардың редукторларының тән ақаулықтары және оларды жою әдістері

Ақаулықтың атауы, сыртқы көрінісі және қосымша белгілері	Мүмкін себеп	Жою әдісі
1	2	3
Станоктың бітелуі. Бөлшектерді бір-біріне қатысты еркін жылжыту	Дұрыс орындалған іргетас. Тербелгіш станокты дұрыс емес монтаждау. Редуктор тірегінің рамаға және раманың іргетасқа бекіту болттарының әлсіреуі.	Дұрыс емес жинау орындарын тексеру және түзету. Барлық бұрандамаларды бекіту, контргайкаларды орнату. Бекітудің жағдайын үнемі қадағалау.
Станоктың дірілі.	Сағалық штоктағы тербелістер мен жүктеме санының едәуір артуы. Неуравновешенность станоктың.	Станоктың жұмыс режимін ұсынылған қолдану саласына және станоктың техникалық сипаттамасына сәйкес орнату. Станокты тексеру және теңестіру.

1	2	3
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.	Балансир дұрыс орнатылмаған немесе реттелмеген барлық станок.	Станок орталықсыздандыру: балансирдің осі станоктың бойлық осімен сәйкес келгенге дейін реттеу.
Траверса тірек мойынтірегі корпусының ығысуы. Траверсаның мойынтірегі корпусында Болттың әлсіре	Мойынтірек 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.
Балансирдің осі мен балансирмен қосылуының бұзылуы.	Болттардың әлсіреуі және балансир тірегінің осі мен теңгерімде тірек планкалары арасында саңылаулардың болуы.	Саңылауларды жою үшін төсем орнату, гайкаларды созу.

<p>Теңгергіштің штанганың бағанасымен қосылуының әлсіреуі. Аспаның қысқыштарында сағалық Штокты немесе арқандарды сырғыту. Арқанның жекелеген сымдарын үзу.</p>	<p>Арқан мен сағалық штоктың өлшемдеріне сәйкес келмеуі. Плашкалар тістерінің тозуы. Арқанның тозуы.</p>	<p>Тиісті плашкалар мен арқандарды ауыстыру. Деген плашкалар. Деген қанат.</p>
1	2	3
<p>Станок-тербелу мойынтіректерінің ақаулы жұмысы. Подшипниктердегі Шу.</p>	<p>Жеткіліксіз майлау. Мойынтіректердің тозуы немесе сынуы.</p>	<p>Майлау талаптарын сақтау. подшипниктерді Соляр майымен шайыңыз. карауға ауыстырылсын поломанный немесе изношенный подшипник. Мерзімінен бұрын істен шыққан жағдайда ауытқулар жоқ па тексеру.</p>
<p>Берілістің периодтық соққылары.</p>	<p>Бір немесе бірнеше тісті дөңгелектердің сынуы. Қандай да бір заттың ілінуге түсуі.</p>	<p>Сынған және жұпталған Тісті дөңгелектерді ауыстыру. редуктор картерін сынған тістерден және бөгде заттардан тазарту және май жағу.</p>
<p>Ажыратқыш бойынша редуктор корпусының герметикалығы. Редуктор ағытпасының жазықтығынан май ағытпалары. Корпус қақпағын ажыратқыш бойынша пульсациялау.</p>	<p>Корпусты бекіту бұрандамаларының және редуктор қақпағының әлсіреуі. Ажырату желісі бойынша герметикалайтын пастаның болмауы.</p>	<p>Бекіту болттарын тартыңыз. Корпус қақпағын алып, ажыратқыштың бетін герметикалайтын пастамен жабыңыз. Герметикалық паста болмаған жағдайда бояумен жабуға рұқсат етіледі.</p>

### 1.5 Зерттеу тапсырмаларын қою

Жоғарыда келтірілген тербелме станоктарын пайдалануды талдау көрсеткендей, олар келесі елеулі кемшіліктерге ие:

1. Редукторға жүктеменің нашар тепе-теңдігі салдарынан, қисық саусақтарының үлкен таңбалы және үлкен күш-жігері соққы тудырады.

2. Қондырғыда төмен пәк бар (40% сәл артық).

3. Конструкцияның үлкен металл сыйымдылығы және тірекке үлкен жүктеме жоғары сапалы бетоннан жасалған жаппай іргетас қажеттілігін тудырады. [4]

4. Осы қондырғыларды пайдаланудың қолданыстағы технологиясы кезінде жүктемелерді азайту және жетек жұмысының тоғы режимін қамтамасыз ету үшін тереңдік сорғының мүмкін кіші диаметрін таңдап алады, плунжер жүрісінің ұзындығын азайтады (плунжердің орташа статистикалық ұзындығы 1,7 м құрайды, есептеу кезінде - 3 м дейін), сорғыны беру өте төмен коэффициентімен минутына плунжердің Қос жүрісінің санын арттырады.

5. Қазіргі СК құрылымы параллель жазықтықта жұмыс істейтін екі қосарланған кинематикалық тізбекті білдіреді. Түрлендіргіш механизм екі қисық және траверс арқылы теңгерімге қосылатын екі шатунға ие. Механизм л. Н. бойынша статикалық Анықталмайтын жүйе болып табылады. Және с. Н. Решетов Бұл ҚНК-ға айтарлықтай әсер етеді және элементтердің қосымша тозуын тудырады.

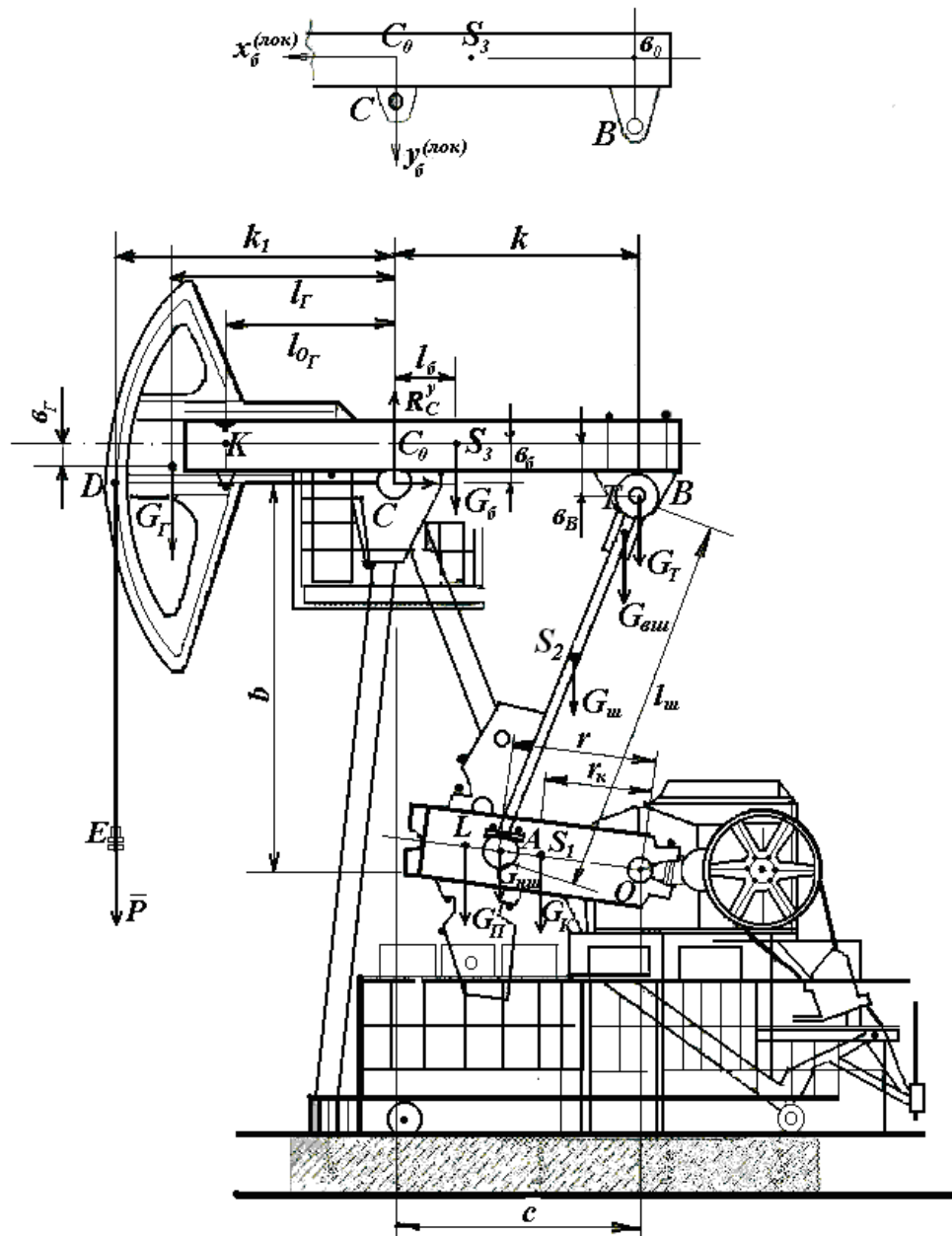
Статикалық анықталмауды жою өздігінен тоқтатылатын конструкциясы бар кеңістіктік тетіктер негізінде мүмкін. Сонымен қатар, кеңістіктік механизмдерді түрлендіргіш тетік ретінде пайдалану мүмкіндігі туралы мәселе іс жүзінде зерттелмеген. Мұндай станоктарда көлемі аз теңгергіштің басы тығыздамалық штокпен тікелей топсамен жалғанады. Мұндай схема бойынша СК құру жинақылықпен және аз салмақпен ерекшеленеді. "Жоғарғы тіреуді" төмендету мүмкіндігі конструкцияның өзі де, массивті іргетастың да металл сыйымдылығын тегістейтін сәттің азаюы есебінен азайтуға мүмкіндік береді.



## 2. Штангалық сорғы қондырғысы жетегінің кинематикасы

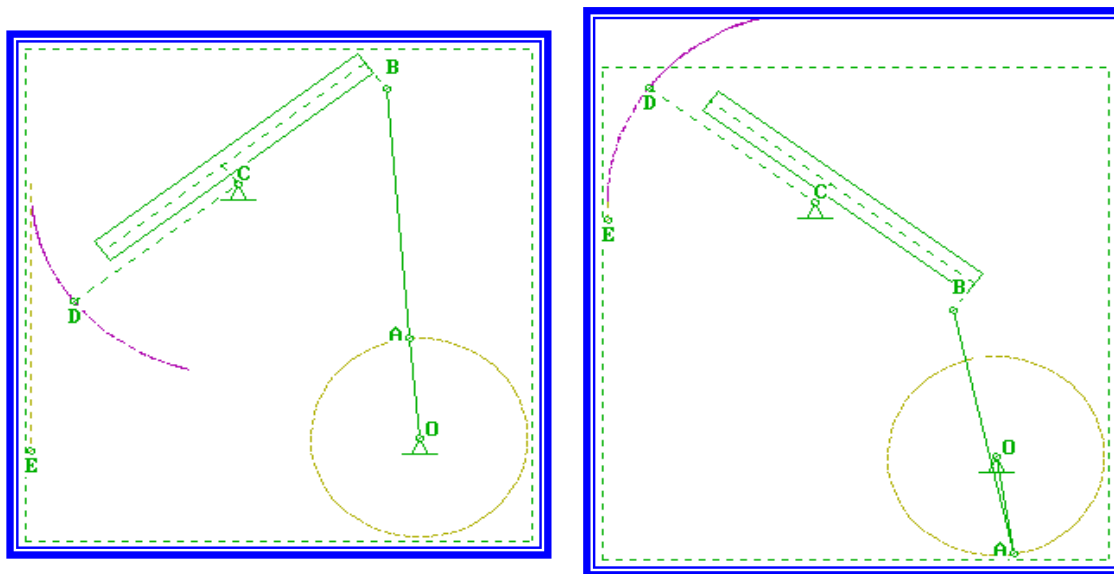
### 2. 1 Штангалық сорғы қондырғысы жетегінің кинематикалық есептеулері

Екі жақты баланси́рмен көбікті түрлендіргіш механизмнің кинематикалық схемасы (3-сурет) қисық тәрізді-коромыслы топсалы-иінтіректі механизм, АВ шатуны және СВ баланси́рі бар. Баланси́рдің тербеліс қозғалысын DE иілгіш (арқанды) буынының көмегімен баланси́рдің басына қосылатын штангалар бағанасының қайтарымды-үдемелі қозғалысына түрлендіру үшін доға басы болады.



2.1-сурет - екі Желімді теңгергіш Станок-тербелу

Ережелерді талдау. Осы механизмнің жағдайын талдау үшін Ассураның ABC екі өткізгіштік тобын талдаудың 'TRIAN' стандартты кіші бағдарламасы қолданылды (4-сурет).



2.2-сурет - баудың түрлендіргіш механизмнің 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 [5]

Топсалардың абсолютті координаттары белгілі болып саналады  $C$  и  $A_i N$ ,  $i=1, \dots$ , қисықшип бұрылуының берілген бұрыштарында  $\varphi_i = (\varphi_{OA})_i$ ,  $i=1, \dots, N$ , сондай-ақ буындардың ұзындығы  $AB=l_{ш}$  и  $BC$ , соңғысы берілген өлшемдер арқылы анықталды  $k, \varphi_0, \varphi_B$  (СУРАЕТ 6):  $BC = (k^2 + (\varphi_0 - \varphi_B)^2)^{1/2}$ . Кіші бағдарлама шығуында шатун мен балансирдің бұрыштық жағдайы, шарнирдің абсолюттік координаттары бар  $B$ .

Штанганың бағанасының ілу нүктесінің шеткі жағдайына сәйкес келетін қисық сызықтың бұрылу бұрыштары  $\varphi_{төм}$  және  $\varphi_{жоғ}$ , сол кіші бағдарламаның көмегімен анықталды

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

Қисықшип а шарнир координаттары

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

В шарнирінің  $X_B, Y_B$  координаттары

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

$\varphi_2$  Бұрышы мынадай формула бойынша анықталады

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

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

мұндағы ,

Траверсаның масса орталығының координаттары

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

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

мұндағы  $y_{C_{лок}}$  жергілікті координат,

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

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

Балансир мен қайырмалы бастиектің қосылу орнының координаттары

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

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

$$\begin{cases} X_{head} = X_{C_0} + x_{H_{лок}} \cos \varphi_3 - y_{H_{лок}} \sin \varphi_3 \\ Y_{head} = Y_{C_0} + x_{H_{лок}} \sin \varphi_3 + y_{H_{лок}} \cos \varphi_3 \end{cases}$$

Балансир массасының ортасының координаттары (басы және траверсы жоқ)

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

Штангалар бағанасының ілу нүктесінің координаттары

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

4-суретте ШПК 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' қосжолалқты топ пен 'TRIVEL02' және 'TRIACC02' базистік буындарын талдаудың кіші бағдарламаларын қолдану арқылы жүргізілді.

Жалпы координаталар бойынша дифференциалдау  $\varphi_1$

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

Координаттық осьтерге  $A$  топсасының жылдамдығын проекциялау

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

Координаттық осьтерге топсалардың жылдамдығын проекциялау

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

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  $B$  топсасының жылдамдығы

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

Траверс масса орталығының жылдамдығы

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

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 4-кестеде көрсетілген

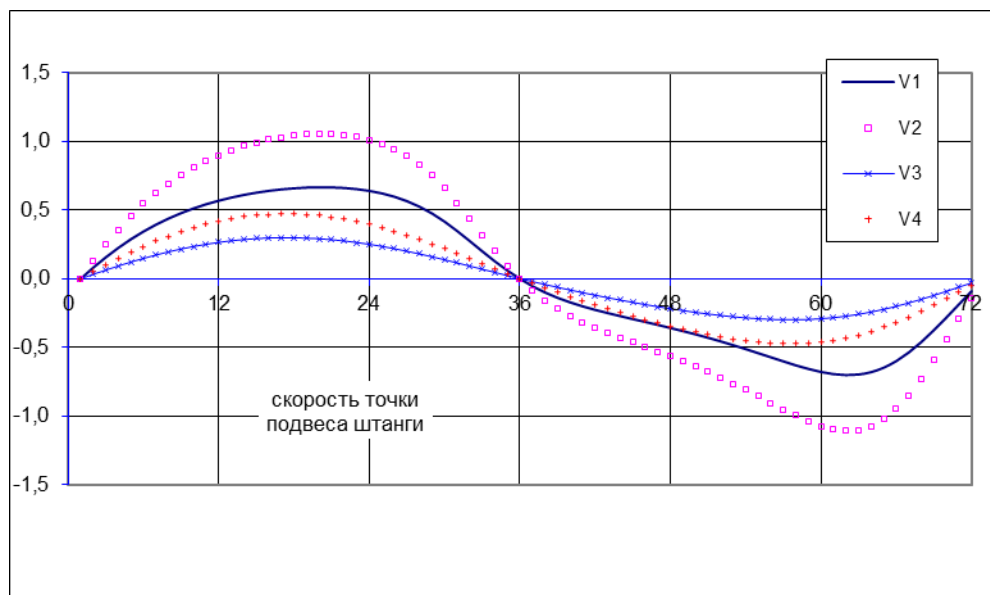
i	Қисықтың айналу бұрышы	Балансирдің бұрыштық жағдайы	Штанганы ілу нүктесінің барысы	Штанганы өлшеу жылдамдығы	Штанганы ілу нүктесін жеделдету
	Град.	град.	м.	м/с	м/с <sup>2</sup>
1	94.8	218.0	-0.167	0.000	1.116
2	90.0	217.8	-0.160	0.128	1.044
3	85.1	217.2	-0.137	0.248	0.962
4	80.3	216.3	-0.101	0.357	0.875
5	75.4	215.1	-0.053	0.456	0.789
6	70.6	213.6	0.007	0.544	0.706
7	65.7	211.9	0.076	0.624	0.628
8	60.9	209.9	0.155	0.694	0.555
9	56.0	207.8	0.241	0.756	0.489
10	51.2	205.4	0.334	0.810	0.429
11	46.4	203.0	0.433	0.858	0.374
12	41.5	200.4	0.537	0.899	0.324
13	36.7	197.6	0.646	0.935	0.279
14	31.8	194.8	0.759	0.966	0.236
15	27.0	191.9	0.876	0.991	0.197
16	22.1	188.9	0.995	1.013	0.159
17	17.3	185.9	1.116	1.029	0.123
18	12.4	182.8	1.239	1.042	0.086
19	7.6	179.7	1.363	1.050	0.049
20	2.7	176.6	1.488	1.053	0.009
21	-2.1	173.4	1.613	1.052	-0.034
22	-7.0	170.3	1.738	1.045	-0.083
23	-11.8	167.2	1.861	1.032	-0.138
24	-16.7	164.2	1.983	1.012	-0.203
25	-21.5	161.2	2.101	0.983	-0.281
26	-26.3	158.4	2.216	0.944	-0.373
27	-31.2	155.6	2.325	0.894	-0.480
28	-36.0	153.1	2.428	0.830	-0.600
29	-40.9	150.7	2.522	0.751	-0.728
30	-45.7	148.6	2.606	0.657	-0.850
31	-50.6	146.8	2.677	0.550	-0.946
32	-55.4	145.3	2.736	0.434	-0.997
33	-60.3	144.2	2.780	0.315	-0.993
34	-65.1	143.5	2.811	0.200	-0.937
35	-70.0	143.0	2.828	0.094	-0.845
36	-74.8	142.9	2.834	0.000	-0.738
37	280.0	143.0	2.828	-0.086	-0.626
38	274.9	143.4	2.813	-0.159	-0.528
39	269.8	144.0	2.789	-0.220	-0.448
40	264.6	144.8	2.758	-0.272	-0.386
41	259.5	145.7	2.720	-0.318	-0.340
42	254.3	146.8	2.678	-0.359	-0.308
43	249.2	148.0	2.630	-0.396	-0.286
44	244.0	149.3	2.578	-0.431	-0.273
45	238.9	150.7	2.521	-0.465	-0.267
46	233.7	152.2	2.461	-0.499	-0.267
47	228.6	153.9	2.395	-0.533	-0.272
48	223.4	155.6	2.326	-0.567	-0.280
49	218.3	157.4	2.252	-0.603	-0.292
50	213.2	159.4	2.174	-0.641	-0.306
51	208.0	161.5	2.091	-0.681	-0.321
52	202.9	163.7	2.002	-0.722	-0.337
53	197.7	166.0	1.908	-0.766	-0.353
54	192.6	168.5	1.809	-0.811	-0.366
55	187.4	171.2	1.704	-0.858	-0.376
56	182.3	174.0	1.593	-0.905	-0.378
57	177.1	176.9	1.475	-0.953	-0.370
58	172.0	180.0	1.352	-0.998	-0.348
59	166.9	183.2	1.224	-1.040	-0.307
60	161.7	186.5	1.090	-1.074	-0.241
61	156.6	189.9	0.953	-1.099	-0.148
62	151.4	193.4	0.814	-1.110	-0.024
63	146.3	196.9	0.674	-1.104	0.130
64	141.1	200.4	0.536	-1.076	0.310
65	136.0	203.7	0.403	-1.025	0.504
66	130.8	206.8	0.279	-0.949	0.699
67	125.7	209.7	0.165	-0.850	0.878
68	120.5	212.2	0.065	-0.729	1.026
69	115.4	214.3	-0.018	-0.593	1.131
70	110.3	215.9	-0.084	-0.446	1.189
71	105.1	217.1	-0.131	-0.295	1.201
72	100.0	217.8	-0.158	-0.145	1.174

4-кесте-N=6,8 об/мин, r=1,195 м кезінде екі жақты балансирі бар түрлендіргіш механизмінің кинематикалық талдауының нәтижелері  
1 – n=4,3 айн/мин, r=1,195 м.

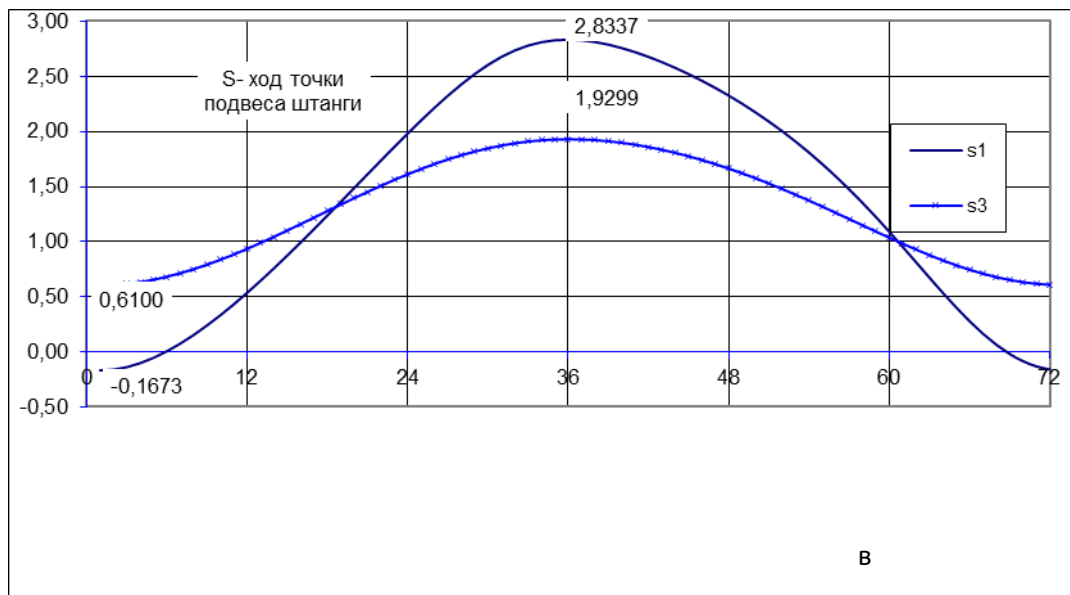
2 – n=6,8 айн/мин, r=1,195 м.

3 – n=4,3 айн/мин, r=0,570 м.

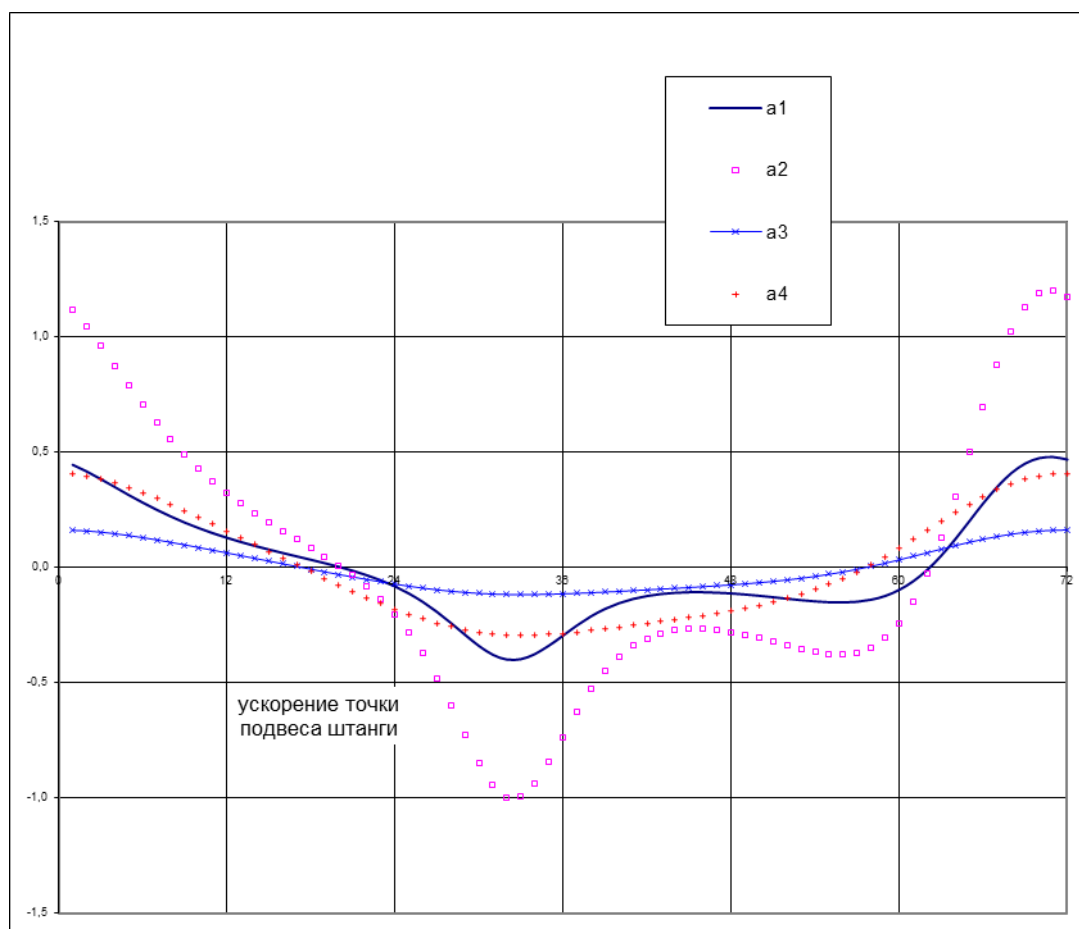
4 – n=6,8 айн/мин, r=0,570 м.



2.3–сурет -  $s(a)$  жолының жүрген айналшақтағы бір айналым кезіндегі графикалық өзгерісі



2.4–сурет -  $v$  (б) жылдамдығының айналшақтағы бір айналым кезіндегі графикалық өзгерісі



2.5–сурет *a* (в) үдеуінің нүтелерінің айналшақтағы бір айналым кезіндегі графикалық өзгерісі

## 2.2 Шнур жетегінің түрлендіргіш механизмінің кинетостатикалық анализі

Механизмге ұңғыманың сағалық тығыздамасында жүктеме және буындар мен жүктердің ауырлық күші әсер етеді (6-сурет).

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

$G_{кр}$  - қисық салмағы (екі еселенуі тиіс);

$G_{21} = 2 G_{ниш}$  мұндағы  $G_{ниш}$  - шатунның төменгі басының салмағы;

$G_{22} = 2 G_{ш}$  мұндағы  $G_{ш}$  шатунның салмағы;

$G_{23} = G_{вш}$  –салмағы траверстер;

$G_{31} = G_T$  –салмағы тіректер траверсы на балансире;

$G_{32} = G_б$  - балансирдің салмағы;

$G_{33} = G_G$  -балансир басының салмағы;

$G_Q$  -сұйықтық салмағы;

$G_{П}$  –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.

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

$$\vec{F}_{23} = \vec{G}_{23} - m_{23}\vec{a}_{T2} \text{ нүктелерде } A, S_2, T_2$$

3 буында күш әрекет етеді:

$$\vec{F}_{31} = \vec{G}_{31} - m_{31}\vec{a}_{T3}, \quad \vec{F}_{32} = \vec{G}_{32} - m_{32}\vec{a}_{S3}, \quad \vec{F}_{33} = \vec{G}_{33} - m_{33}\vec{a}_H \text{ В нүктелерінде,}$$

$S_3$  Н. Ал бағананы ілу нүктесінде штанг төмендеу кезінде жүктеме  $\vec{F}_{34} = \vec{P}_{\text{вниз}} - m_{34}\vec{a}_E$  жоғары жүргенде  $\vec{F}_{34} = \vec{P}_{\text{вверх}} - m_{34}\vec{a}_E$

Пайдалана отырып, "RESFM» (А қосымшасы) 2 буынға және 3 буынға әрекет ететін күштің басты векторы мен басты моментін анықтаймыз.

Екі сулы топтың реакциясын анықтау үшін тепе-теңдік теңдеуін құрастырамыз.

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

мұндағы

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

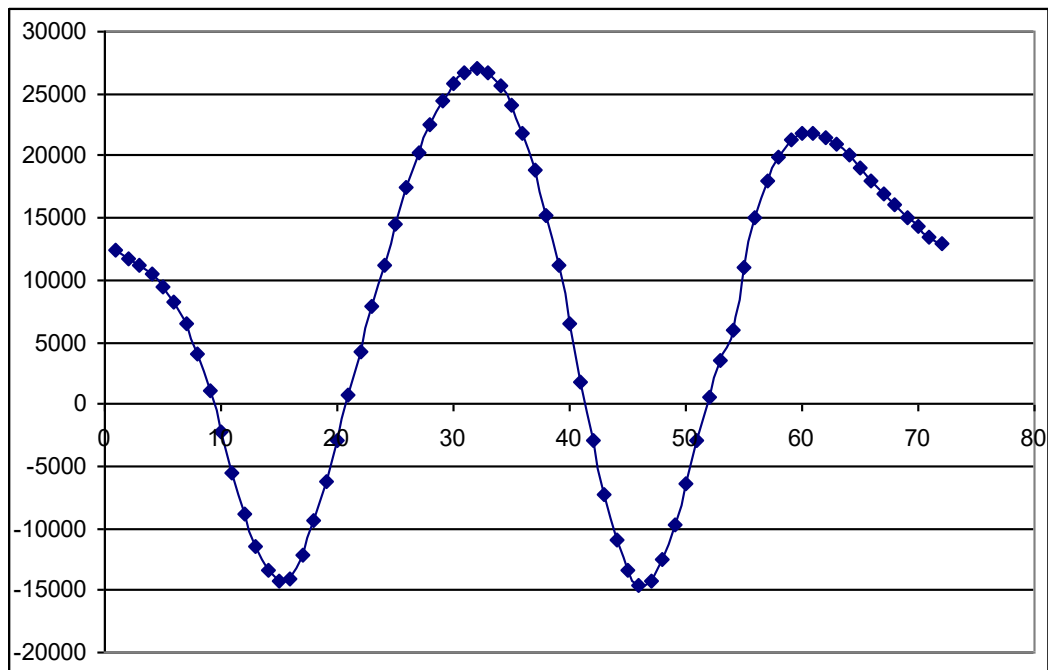
$$b = \begin{bmatrix} -F_1^x \\ -F_1^y \\ (Y_{S1} - Y_A)F_1^x - (X_{S1} - X_A)F_1^y - M_1 \\ -F_2^x \\ -F_2^y \\ (Y_{S2} - Y_B)F_2^x - (X_{S2} - X_B)F_2^y - M_2 \end{bmatrix} \quad \vec{R} = \begin{bmatrix} R_1^x \\ R_1^y \\ R_{21}^x \\ R_{21}^y \\ R_2^x \\ R_2^y \end{bmatrix}$$



"TRIR01" көмегімен реакцияларды анықтаймыз  $R_A^x, R_A^y, R_{32}^x, R_{32}^y, R_C^x, R_C^y$   
 Содан кейін "PROJECT" кіші бағдарламасын пайдалана отырып, реакцияның қалыпты және тангенциалды құрамдастарын анықтаймыз.

6 – кесте-балансирдің с тірегіндегі реакциялар

Бұрыш OA	Балансир осінде		Абсолюттік жүйеде. координаталар		Бұрыш OA	Балансир осінде		Абсолюттік жүйеде. координаталар	
	RC <sub>г</sub>	RC <sub>н</sub>	RC <sub>x</sub>	RC <sub>y</sub>		RC <sub>г</sub>	RC <sub>н</sub>	RC <sub>x</sub>	RC <sub>y</sub>
94.8	-114.8	-161.3	-8.8	197.8	-80.0	-114.8	-161.3	-22.2	162.3
90.0	-110.3	-161.7	-11.9	195.4	-85.1	-110.3	-161.7	-17.4	157.7
85.1	-105.0	-162.4	-14.7	192.9	-90.2	-105.0	-162.4	-12.9	153.2
80.3	-99.0	-163.5	-17.1	190.4	-95.4	-99.0	-163.5	-8.8	148.8
75.4	-92.5	-164.9	-19.2	188.1	-100.5	-92.5	-164.9	-5.0	144.8
70.6	-85.4	-166.5	-21.1	185.9	-105.7	-85.4	-166.5	-1.7	141.2
65.7	-77.9	-168.2	-22.7	184.0	-110.8	-77.9	-168.2	1.4	137.9
60.9	-70.0	-170.1	-24.2	182.3	-116.0	-70.0	-170.1	4.2	135.0
56.0	-61.7	-172.0	-25.6	180.9	-121.1	-61.7	-172.0	6.7	132.4
51.2	-53.0	-173.9	-26.9	179.8	-126.3	-53.0	-173.9	9.0	130.1
46.4	-43.9	-175.8	-28.1	179.0	-131.4	-43.9	-175.8	11.1	128.2
41.5	-34.6	-177.6	-29.4	178.6	-136.6	-34.6	-177.6	13.0	126.5
36.7	-24.9	-179.3	-30.6	178.4	-141.7	-24.9	-179.3	14.8	125.1
31.8	-14.8	-180.9	-31.9	178.7	-146.8	-14.8	-180.9	16.4	124.0
27.0	-4.4	-182.2	-33.2	179.2	-152.0	-4.4	-182.2	18.0	123.1
22.1	6.3	-183.4	-34.6	180.2	-157.1	6.3	-183.4	19.4	122.5
17.3	17.4	-184.3	-36.2	181.6	-162.3	17.4	-184.3	20.6	122.2
12.4	28.8	-185.0	-37.8	183.4	-167.4	28.8	-185.0	21.8	122.1
7.6	40.6	-185.4	-39.6	185.7	-172.6	40.6	-185.4	22.8	122.3
2.7	52.8	-185.6	-41.6	188.4	-177.7	52.8	-185.6	23.6	122.8
-2.1	65.4	-185.5	-43.8	191.8	-182.9	65.4	-185.5	24.3	123.5
-7.0	78.4	-185.2	-46.1	195.7	-188.0	78.4	-185.2	24.7	124.6
-11.8	91.8	-184.6	-48.7	200.4	-193.1	91.8	-184.6	24.9	126.0
-16.7	105.6	-183.8	-51.5	205.7	-198.3	105.6	-183.8	24.8	127.6
-21.5	119.6	-182.9	-54.4	211.6	-203.4	119.6	-182.9	24.3	129.4
-26.3	133.9	-181.7	-57.4	218.3	-208.6	133.9	-181.7	23.4	131.5
-31.2	148.0	-180.5	-60.4	225.5	-213.7	148.0	-180.5	22.0	133.6
-36.0	161.7	-179.1	-63.0	232.9	-218.9	161.7	-179.1	20.2	135.6
-40.9	174.3	-177.7	-65.0	240.3	-224.0	174.3	-177.7	17.9	137.5
-45.7	185.0	-176.3	-66.1	246.9	-229.2	185.0	-176.3	15.2	139.1
-50.6	193.0	-175.0	-65.7	252.1	-234.3	193.0	-175.0	12.2	140.2
-55.4	197.5	-173.8	-63.6	255.2	-239.5	197.5	-173.8	9.0	140.9
-60.3	198.1	-172.7	-59.8	255.9	-244.6	198.1	-172.7	5.8	140.9
-65.1	195.1	-171.7	-54.5	254.1	-249.7	195.1	-171.7	2.5	140.4
-70.0	188.9	-171.0	-48.1	250.2	-254.9	188.9	-171.0	-0.5	139.5
-74.8	180.5	-170.4	-41.2	244.9	-260.0	180.5	-170.4	-3.3	138.1



2.6-сурет - Бұраушы моменттің диаграммасы

## ҚОРЫТЫНДЫ

Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің балансирлі теңгеру есебін (1 – кесте) қарапайым айналшақты-бұлғақты механизм ретінде механизмнің кинематикалық сызбасын қарастырамыз, себебі бұлғақ механизм схемасында траверса арқылы қосылған. Теңдестіруші теңдестіру кезінде, тербелмелі білдектің түрлендіргіш механизмінің оңтайлы динамикалық теңдестіру есебінің аналитикалық шешімі мүмкін орын ауыстыру принципі арқылы шешілді.

Әртүрлі жүктелу және теңгерілу режимдеріндегі штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикасы, кинетостатикасы, динамикалық теңгерілуі зерттелген және компьютерлік моделі жасалған. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмінің құрылымдық синтезі жасалған және артық байланыссыз кеңістіктегі III классты механизмдер арқылы құрылымдық шешімдері берілген.

1 – кесте – Штангалы піспекті қондырғының берілген алғашқы мәндері

Сору режимдері				Айналшақ білігіндегі максималды айналу моменті	Теңгерілу кезіндегі оптималды қарсы салмақ	Айналшақ осінен қарсы салмақ центріне дейінгі қашықтық
$P_{\text{верх}}$	$P_{\text{низ}}$	Бұрыштық жылдамдық	Айналшақ ұзындығы			
<i>кН</i>	<i>кН</i>	<i>айн/мин</i>	<i>мм</i>	<i>кН·м</i>	<i>кг</i>	<i>мм</i>
80	53	4,3	1195	32,6	4576	1371
80	53	6,8	570	11,5	1144	1201

Кері қисық салмақ түрінде емес, орналасқанда балансирде түрлендіргіш механизмнің теңдеу теңгерімдік деп қарастыра отырып, динамикалық оңтайлы тепе-теңдеу есебін жалпы түрде шешу арқылы берілген тапсырма шығарылды. Есептің аналитикалық шешімін табу кезінде теңгерімге ығыстырылды қарсы салмақ бұрышқа деп есептелінеді. Есептің шешімі жалпы кестеде (2 – кесте) көрсетілген.

2 – кесте – Есептеу кезінде алынған мәндер

$l_1=1,195 \text{ м}, l_2=2,16 \text{ м}, l_3=1,754 \text{ м}, \omega_1=-0,7 \text{ с}^{-1}, P_g / P_n=80/53 \text{ кН}$	
$M_{\text{max}}$ [кН·м]	14,200
$N_{\text{max}}$ [кВт]	9,94
$M_{\text{орта}}$ [кН·м]	7,789
$m_3^{\text{Груз}}$ [кг]	4000
$l_3^{\text{Груз}}$ [м]	2,048

## ПАЙДАЛАНЫЛҒАН 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.