

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық
емес акционерлік қоғамы



«Энергетика және машина жасау» институты

«Машина жасау» кафедрасы

Жамалова Әсем Жұмабекқызы

«Мұнай-газ өндірісі үшін штангалы насосы қондырғының жетегінің жаңа түрін жасау»

МАГИСТРЛІК ДИССЕРТАЦИЯ

7М07112 – Машина жасау өндірісін цифрландыру

Алматы 2024

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық
емес акционерлік қоғамы



SATBAYEV
UNIVERSITY

«Энергетика және машина жасау» институты

ӘОЖ 621.355

Қолжазба құқығында

Жамалова Әсем Жұмабекқызы

Магистр академиялық дәрежесін алу үшін
МАГИСТРЛІК ДИССЕРТАЦИЯ

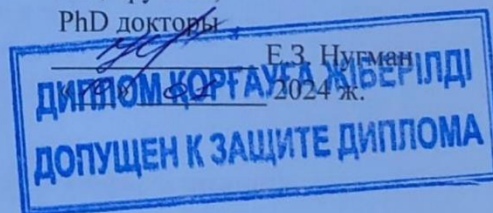
Диссертацияның атауы: «Мұнай-газ өндірісі үшін штангалы насосты қондырғының
жетегінің жаңа түрін жасау»
Дайындау бағыты: 7М07112 – Машина жасау өндірісін цифрландыру

Ғылыми жетекші
PhD докторы, ассоц. профессор
А.М. Рахматулина А.Б.
«11» 01 2024 ж.

Рецензент
Л.Б.Гончарова атындағы ҚазАЖИ
«Қазақстан тарихы, жалпы білім беретін пәндер
мен ақпараттық жүйелер» кафедрасының
қауымдартырылған
профессор міндетін атқарушысы,
PhD докторы
Б.Б. Бекмуханбетова Ш.А.
«11» 01 2024 ж.

Норма бақылаушы
Аға оқытушы
Р.К. Карпеков Р.К.
«10» 01 2024 ж.

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ
«Машина жасау» кафедра
менгерушісі,
PhD докторы



Алматы 2024

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ
«Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті» коммерциялық
емес акционерлік қоғамы



SATBAYEV
UNIVERSITY

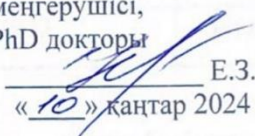
«Энергетика және машина жасау» институты

«Машина жасау» кафедрасы

7M07112 – Машина жасау өндірісін цифрландыру

БЕКІТЕМІН

«Машина жасау» кафедра
меңгерушісі,
PhD докторы

 Е.З. Нугман
« 10 » қаңтар 2024 ж.

**Магистрлік диссертацияны орындауға арналған
ТАПСЫРМА**

Магистрант: Жамалова Әсем Жұмабекқызы

Тақырыбы: Мұнай-газ өндірісі үшін штангалы насосты қондырғының жетегінің жаңа түрін жасау

Академиялық мәселелер жөніндегі проректордың 23 ж. « 19 » 03 № 128-III бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі: « 12 » 01 2024 ж.

Магистрлік диссертацияның бастапқы деректері: Штангалы насосты қондырғының жетегінің түрлерін қарастыру.

Магистрлік диссертацияда қарастырылатын мәселелер тізімі:

- а) Тербелмелі білдекті механизмнің жаңа құрылымы*
- б) Тербелмелі біліктің қондырғысына кинематикалық талдау жүргізу*
- в) Жобалау-конструкторлық құжаттаманы әзірлеу*
- г) Эксперименттік үлгіні әзірлеу*

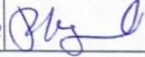
Графикалық материалдың тізімі (міндетті сызбаларды дәл көрсете отырып):
жұмыс презентациясы слайтарда ___ көрсетілген

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер: 27 әдебиеттер тізімі

Магистрлік диссертацияны дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, әзірленетін сұрақтар тізбесі	Ғылыми жетекшіге ұсыну мерзімдері	Ескерту
Штангалық сорғы қондырғыларының түрлендіргіш механизмдерінің ең перспективалы кинематикалық схемаларын таңдау	15.06.2023	Орындалды
Алты буынды топсалы-иіктіректі түрлендіргіш механизмді пайдалана отырып, тербелмелі біліктің қондырғысына кинематикалық талдау жүргізу.	5.08.2023	Орындалды
Қозғалысты талдау: жылдамдықтар мен үдеулерді анықтау	1.09.2023	Орындалды
Жаңа жетектерді есептеу және онтайлы жобалау үшін әмбебап бағдарламалық өнімді әзірлеу, Жобалау-конструкторлық құжаттаманы әзірлеу және эксперименттік үлгіні әзірлеу	7.10.2023	Орындалды
Қорытынды бөлім	17.11.2023	Орындалды

Аяқталған магистрлік диссертация үшін, оған қытысты бөлімдердегі диссертациялар кеңесшілері мен қалып бақылаушының қолдары

Бөлімдердің атауы	Кеңесшілер, тегі, аты, әкесінің аты, (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қол
Негізгі бөлім	Рахматулина А.Б., PhD докторы, ассоц. профессор	11.01.2024	
Есептеу бөлім	Рахматулина А.Б., PhD докторы, ассоц. профессор	11.01.2024	
Қалып бақылаушы	Карпеков Р.К., аға оқытушы	10.01.2024	

Ғылыми жетекшісі



Рахматулина А.Б.

Білім алушы тапсырманы орындауға алды



Жамалова Ә.Ж.

Күні

«11» 01 2024 ж.

АНДАТПА

Зерттеудің өзектілігі мұнай-газ өнеркәсібі үшін штангалық сорғы қондырғылары жетегінің оңтайлы конструкциясын әзірлеу болып табылатын зерттеу түзу сызықты-бағыттаушы түрлендіргіш тетіктерді қолдануға шоғырланған. Жұмыс барысында теориялық модельдеу, сандық зерттеулер қолданылды. Математикалық модельдеу теориялық механика әдістерін, механизмдер мен машиналар теориясын, сондай-ақ механизмдер синтезі теориясын қолдану арқылы жүргізілді. Есептеу және жобалау үшін Maple және SolidWorks қоса алғанда, қазіргі заманғы бағдарламалық құралдар пайдаланылды.

Зерттеу нәтижелері жаңа жетектерді оңтайлы жобалау үшін әмбебап бағдарлама әзірлеуді, есептеулер жүргізуді және тербеліс станоктарын оңтайлы жобалауды, сондай-ақ теңестіру режимдерін зерттеуді қамтиды. Жұмыс барысында станок-тербеліс механизмінің жаңа конструкциясы алынды, сондай-ақ бағдарламалық-конструкторлық құжаттама (БКҚ) әзірленді.

АННОТАЦИЯ

Исследование целью которого является разработка оптимальной конструкции привода штанговых насосных установок (ПШНУ) для нефтегазовой промышленности, фокусируется на применении прямолинейно-направляющих преобразующих механизмов. В процессе работы были использованы теоретическое моделирование, численные исследования. Математическое моделирование проведено с применением методов теоретической механики, теории механизмов и машин, а также теории синтеза механизмов. Для расчетов и проектирования использовались современные программные средства, включая Maple и SolidWorks.

Результаты исследования включают в себя разработку универсальной программы для оптимального проектирования новых приводов, проведение расчётов и оптимального проектирования станков-качалок, а также исследование режимов уравнивания. В ходе работы была получена новая конструкция механизма станка-качалки, а также разработаны программно-конструкторская документация (ПКД).

ABSTRACT

The study, which aims to develop an optimal design of rod pumping unit drive (RPD) for oil and gas industry, focuses on the application of straight-line-directed converting mechanisms. Theoretical modeling, numerical studies were used in the process of work. Mathematical modeling was carried out using methods of theoretical mechanics, theory of mechanisms and machines, and theory of mechanism synthesis. Modern software tools including Maple and SolidWorks were used for calculations and design.

The results of the research include the development of a universal program for optimal design of new actuators, carrying out calculations and optimal design of machine rockers, and investigation of balancing modes. In the course of the work, a new design of the rocking machine mechanism was obtained and the program design documentation (PDD) was developed.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Штангалы насосты қондырғыларға әдебиеттік шолу	11
1.1 Штангалық сорғы қондырғыларының түрлендіргіш механизмдерінің ең перспективалы кинематикалық схемаларын таңдау	14
1.2 Технологиялық қарқындылық. Қазіргі таңдағы технологиялық қарқындылықтарды талдау және олардың мүмкіншіліктері	
2 Жаңа жетек жүйелерін есептеу және оңтайландыру үшін жалпы мақсаттағы бағдарламалық өнімді әзірлеу.	21
2.1 Алты буынды топсалы-иінтіректі түрлендіргіш механизмді пайдалана отырып, тербелмелі біліктің қондырғысына кинематикалық талдау жүргізу..	21
2.2 Қозғалысты талдау: жылдамдықтар мен үдеулерді анықтау	25
2.3 Тербелмелі білдекті алты буынды топсалы-иінтіректі түрлендіргіш механизмін күштік талдау	27
2.4 Жаңа жетектерді есептеу және оңтайлы жобалау үшін әмбебап бағдарламалық өнімді әзірлеу	29
3 Тербелетін білдектерді есептеу және оңтайлы жобалау және теңестіру режимдерін зерттеу.	31
3.1 Алты буынды түзу сызықты бағыттаушы ҚСҚ түрлендіргіш механизмнің динамикалық синтез мәселесін аналитикалық шешу	31
4 Тербелмелі білдекті механизмнің жаңа құрылымы	40
4.1 Тербелмелі білдекті механизмнің оңтайлы құрылымы	40
4.2 Жобалау-конструкторлық құжаттаманы әзірлеу және эксперименттік үлгіні әзірлеу	42
4.3 Maple бағдарламалау және кодтау жүйесі	
Қорытынды	48
Белгілер мен қысқартулардың тізбесі	
Пайдаланған әдебиеттер тізімі	49

КІРІСПЕ

Жұмыстың мақсаты штангалық сорғы қондырғыларының алты буынды түрлендіргіш механизмін аналитикалық әдіспен оңтайлы динамикалық теңестіру мәселесін шешу.

Осы зерттеулердің негізінде біз қарнақты сорғы қондырғыларының алты буынды түрлендіргіш механизмін оңтайлы динамикалық теңестіру мәселесін шешудің аналитикалық жолы қарастырылды.

Жобаның мақсаты-тікелей бағыттаушы түрлендіргіш механизмдер негізінде қарнақты сорғы қондырғыларының (ТҚСҚ) жетегінің оңтайлы дизайнын әзірлеу; механикалық жүйелерді есептеудің заманауи әдістерін қолдана отырып, тербелмелі білдектің (ТБ) конструкцияларын оңтайлы жобалау үшін әмбебап бағдарламаны әзірлеу, көптеген критерийлері бар мәселелерде оңтайлы шешімдерді іздеу және қазіргі заманғы талаптарға жауап беру. Жобаның негізгі идеясы шағын металл сыйымдылығы бар теңгерімсіз жетек негізінде жаңа шағын көлемді ТБ құрылымын әзірлеу болып табылады.

Жаңалығы мен болашағы. Механикалық әсерлі балансирлі жеке жетектері (ПҚ) плунжердің қайтарымды-үдемелі қозғалысы, сондай-ақ сору режимінің параметрлерін өзгерту жолымен іске қосу, тоқтату және өнімділікті реттеу (жүріс ұзындығы және жүріс саны) үшін қолданылады. құрылымдық қарапайымдылықтың, дайындау кезінде қолданылатын материалдардың арзандығының мен қызмет көрсетудің қарапайымдылығының арқасында дәстүрлі ПҚ төртбуынды берілісті механизмдердің (айналшақты-күйентелі) негізінде жасалды.

Жұмыста қарнақты сорғы жетегінің жаңа алты буынды түрлендіргіш механизмін кинематикалық және кинетостатикалық талдау нәтижелері келтірілген және балама құрылымының артықшылықтарына негізделген. Алайда, теңгерімсіз механизмнің жұмысына көз жеткізу үшін кинематикалық және күштік сипаттамаларды зерттеу қажет.

Алты буынды механизмнің математикалық модельдеу нәтижелері түзу сызықты генератордың сапалық артықшылықтарын растайды. Кинематикалық талдау және механизмнің өзара орналастыруын әзірлеу нәтижелері ұсынылған құрылымын прототиппен салыстырғанда өлшемдерді шамамен 40 пайызға азайтуға мүмкіндік беретінін растайды. Кіріс моментінің ең жоғары мәні 12 пайызға дейін төмендейді, ал бірлескен реакциялардың ең нашар мәні 28 пайызға дейін төмендейді. Алынған мәліметтер үлкен практикалық мәнге ие, өйткені ұсынылған механизм құрылымын едәуір жеңілдетуге, өлшемдер мен металл сыйымдылығын азайтуға мүмкіндік береді. Топсалы реакциялар мен кіріс моментінің төмендеуі кеңінен қолданылатын қымбат Новиков беріліс қорабының орнына қарапайым беріліс қорабына мүмкіндік береді. Раманың жоғарғы түйіскен жеріндегі тербеліс реакцияларын азайту және раманың биіктігін төмендету арқылы раманың массасы мен құны айтарлықтай төмендейді.

Қазіргі уақытта мұнай өнімдеріне әлемдік бағаның төмендеуі жағдайында мұнай өндірудің өзіндік құнын төмендету мәселесі ерекше өзекті болып отыр. Мұнай-газ саласы үшін механизмдер мен машиналарды жетілдіру дәстүрлі әдістерге балама тәсілдерді іздеумен, математикалық модельдеудің және оңтайлы жобалаудың заманауи әдістерін қолдана отырып, заманауи техникадағы механизмдердің жаңа функционалдық мүмкіндіктерін зерттеумен байланысты.

Тербелмелі машинаның атқарушы механизмінің негізгі мақсаты-қосиінді біркелкі айналдыруды тығынжылдың қайтымды-ілгерілемелі қозғалысын түрлендіру [1–5]. Бүкіл әлемде штангалық сорғы қондырғыларының ең көп таралған түрі-жеке теңдестірілген механикалық жетектер. Диссертацияда түрлендіргіш механизмнің өлшемдерін және агрегаттың металл сыйымдылығын едәуір азайтуға мүмкіндік беретін түзу сызықты жетек механизміне негізделген балама дизайн ұсынылған (механизмнің буындары да, бүкіл жақтауда). Күрделі конструкциясы бар және қосымша икемді байланыстары бар қолданыстағы құрылғылардағы доға бастиегін жою құрылымын жеңілдетуге әкеледі. Алайда, механизмнің жұмысына көз жеткізу үшін механизмнің кинематикалық және күштік сипаттамаларын зерттеу қажет.

Диссертацияда штангалық сорғы қондырғысының теңгерімсіз жетегінің жаңа түрлендіру механизмін кинематикалық және кинетостатикалық талдау нәтижелері келтірілген. Осы мақсаттар үшін алты буынды механизмді талдаудың компьютерлік моделі жасалды және Maple бағдарламалық жүйесінде жасақтама жасалды. Барлық жылжымалы буындардың қозғалыс заңдары анықталды, орындарын талдау, механизмнің барлық қосылыстарын жылдамдықты және жылдамдатылғын талдаулар анықталды. . Күшті талдау нәтижесінде механизмнің қосылыстарының барлық реакциялары анықталады. Ұсынылған құрылымының артықшылықтары сандық нәтижелермен расталады.

Көп тізбекті иінтіректі механизмдердің функционалдық мүмкіндіктерін талдау және қарнақты сорғы қондырғыларының трансформациялық механизмдерінің ең перспективалы кинематикалық схемаларын таңдау.

1 Штангалы насосты қондырғыларға әдебиеттік шолу

Қарнақты сорғыларға арналған жетек ретінде әдетте қарапайым зерделенген схемасы бар және басқа жетектермен салыстырғанда үнемді, жөндеуге жарамды конструкциясы бар теңгергішті тербелмелі білдек қондырғысы пайдаланылады. [1, 2, 3-7, 8, 9,10].

Жұмыстарда [11, 12] кинематикалық және кинетостатикалық есептеулер мен қосиықты теңгергіші және роторлық теңгерімі бар ҚСҚ түрлендіргіш механизмдерін оңтайлы теңестіру үшін әдістемелер, алгоритмдер және қолданбалы бағдарламалар пакеті жасалған. Әдістеме мен бағдарламалар 6 тонна және 8 тонна сағалық шарбыдағы ең жоғары жүктемесі бар ПШН6-2,5-3500 және ПШН 8-3-4500 тербелмелі білдек қондырғысын есептеу үшін пайдаланылды.

Тік сызықты бағыттаушы механизмдерді түрлендіргіш механизм ретінде пайдалану баламалы мүмкіндік болып табылады. Мысалы, «қалқыма теңгергішпен» тербелмелі білдек артықшылығы 2СКМ7 тербелме білдегінің базасында жасалған СКН70-3012 типін әзірлеу және пайдалану тәжірибесімен расталды [2, 11]. Түрлендіргіш механизм ретінде мұнда Эванстың лемнискатты тіктеуіші пайдаланылған. Тік сызықты бағыттаушы механизмдерді пайдаланудың тағы бір мысалы - таяудағы «Миннесота» [13] әзірлемесі, онда қайтымды-ілгеріліме қозғалыс қарнақ аспасының қозғалысы Робертс механизмімен қамтамасыз етіледі. Әзірлеменің мақсаты бастапқыда типтік қондырғыларда массивті және күрделі бастиектерді («horse head») жою болып табылады [6]. Оның үстіне, екі жағдайда да габариттік өлшемдер түп нұсқасымен салыстырғанда екі есе аз болып шықты. Тік сызықты бағыттаушы механизмдердің басқа да түрлері бар, олар да тиімді пайдаланылуы мүмкін [11, 12, 13, 14, 15]. Бірақ оларды қаралып отырған міндетке қатысты жүйелі түрде зерттеу ешқашан жүргізілген емес.

Жұмыста [16] механизмдерді құрылымдық талдаудың жалпы негіздері, Лагранж ауыспалыларын пайдалана отырып кинематикалық талдаудың және кез келген элементтерде және тұтастай алғанда кез келген уақыт аралығы үшін энергияны сақтау заңын орындай отырып, механиканың энергетикалық моделі негізінде динамикалық талдаудың ерекшеліктері баяндалған.

Мұнда күрделі эпициклді тісті механизмдерді кинематикалық талдау және синтездеу, рычагты механизмдердің берілген шарттары бойынша метрикалық синтездеу, олардың кинематикалық, күштік есептері және теңестіру әдістемелері толық сипатталған. [17].

Зерттеуде [18] қысымдайтын механизмдер бөлшектерінің ресурсын ұлғайту жолдары қарастырылады. Жоғарғы білікті теңестіру механизмі илемдеу дәлдігіне және қысу құрылғысын пайдалану жағдайларына айтарлықтай әсер етеді. Теңестіру механизмін есептеу әдетте механизмнің кейбір орташа жағдайы үшін статикалық теңестіру жағдайымен шектеледі. Алайда, механизм динамикалық режимде жұмыс істейді, яғни үлкен массалар аз уақыт ішінде жылдамдатылады және тежеледі, сонымен қатар механизмнің

жұмысына кинематикалық жұптардағы үйкеліс күштері едәуір әсер етеді. Осының барлығы қысымдайтын механизм бөлшектерінің ресурсына айтарлықтай әсер етеді. Сондықтан осы диссертацияда қайта теңестіру коэффициентінің механизмнің жағдайына тәуелділігі зерттелген; бұраманы қысу күшінің сомынға үйкеліс күштерін ескере отырып механизмнің орналасуына тәуелділігі білікпелерді түйістіру және ажырату кезінде, сондай-ақ тежеу және үдеу кезіндегі инерция күштерін ескере отырып; үйкеліс күштері мен механизмнің динамикалық жұмыс жағдайларын ескере отырып, теңдестіру құрылғысының нақтыланған есебі жасалды.

Диссертацияда [19] 3-ші тапты қосиін-сырғақты механизмдер қарастырылады, қажетті циклограмманы жуықталған кідірістермен жүзеге асыратын, олардың шығыстық буыны позициясы көрсетілген бағыттаушы бойымен қозғалады. Еркін параметрлердің бастапқы мәндерін анықтауға мүмкіндік беретін графикалық синтез әдісі жасалды. Механизмнің кинематикалық схемасының параметрлерін есептеу үшін аналитикалық өрнектер алынды. Жалпақ төрт буынды және күрделі көп буынды қосиінді иінтіректі механизмдер қосиінді престерде қолданылады. Сырғақпаның бір рет қайтымды ілгерілеме қозғалуы (жүрісі) кезінде кіріс қосиіндісі толық айналым жасайды, бұл пресс циклінің жұмысына сәйкес келеді. Циклде екі рет, төтенше жағдайларда, сырғақпаның жылдамдығы нөлге тең болуы керек, осылайша шығыс буынының қозғалысы инерциялық күштердің пайда болуымен бірге жүреді. Технологиялық талаптар сырғытпаның қозғалысының белгілі бір айқын сипатын себепші, ол атқарушы механизмнің тиісті құрылымымен немесе оның буындарының мөлшерінің түрленуімен қамтамасыз етіледі.

Диссертацияда [20] иінтіректі механизмдерді кинематикалық талдаудың аналитикалық әдісін қолдану ерекшеліктерін зерттеуге арналған. Көп буынды иінтіректі механизмдерді математикалық модельдеу үшін, позиция функцияларын жылжымалы буындардың айналу бұрыштарының функциялары немесе механизмнің тән нүктелерінің қозғалу функциялары түрінде сипаттайтын формальды математикалық өрнектерді алуға негізделген бірқатар аналитикалық әдістер қолданылады.

Жұмыста [21] қарапайым сорғы қондырғыларының механизмнің динамикасы талданады, осылайша байланыстырушы күштер мәндерінің кинематографиялық циклінің өзгеруі белгіленеді. Динамикалық зерттеу Ассурдың құрылымдық топтары аясында жүзеге асырылады. Maple бағдарламалау ортасын қолдана отырып компьютерлік бағдарлама жасалды және C-320D-256-100 сорғы қондырғысының қосылыстарындағы қосылу күштерінің мәндерінің циклінің өзгеруіне қатысты кейбір модельдеу нәтижелері ұсынылды.

Диссертацияда [22] дәстүрлі сорғы қондырғысының механизміне сәйкес келетін динамикалық модельдің синтез параметрлерінің циклінің өзгеруін және оның иінділерінің бұрыштық жылдамдығының өзгеруін анықтау әдісі келтірілген. Эксперимент жазбалары Total Well Management бағдарламасы

арқылы өңделді. Модельдеу Maple бағдарламалау ортасында автор жасаған компьютерлік бағдарлама арқылы жүзеге асырылады.

Диссертацияда [23] екі білікке үш сатылы пакеттік берілістің жаңа құрылымы бар арқалықсыз сорғы қондырғысының жаңа құрылымдық шешімі сипатталған. Соңғысының айрықша ерекшелігі-жоғары айналу жиілігімен төмен қуатты электр қозғалтқыштарын пайдалану арқылы энергиямен қамтамасыз ету, құрылымдық элементтердің саны азаяды және осылайша осы механикалық жүйенің сенімділігі артады.

Жұмыста [24] сорғы штангасының динамикалық моделі жасалды, оның ішінде штанга-сұйық-түтік тұтқыр үйкелісі және штанга-түтік Кулон үйкелісі әсер етеді. Сұйықтық инерциясы мен тығынды-цилиндр үйкелісінің әсерін ескере отырып, ұңғыманың шекаралық шарттары анықталды. Жылдамдығын көтеру, модельдеу дәлдігін арттыру мен болжамдау, толқындық теңдеуді шешудің гибриді алгоритмі ұсынылады. Алгоритм біртекті сорғы қарнағында қолданылатын күңгірт дифференциалды әдісті құрама сорғы қарнағының шекаралық түйінінде қолданылатын айнымалы қадамның дифференциалды әдісімен біріктіреді. Модель мен алгоритм негізінде көлбеу бағытталған ұңғымада сорғы қарнақтарының жылтыратылған штангалары бар динамометриялық картаны болжайтын компьютерлік бағдарламалар жазылған.

Диссертацияда [25] бірнеше мақсаттарға арналған оңтайландыру моделі ұсынылады, ал SRPS динамикалық беталысы оңтайландырылған ілінісу параметрлері арқылы жақсарады.

Арқалықты сорғы қондырғысының кинематикасын, динамикасын және жүріс сипаттамаларын талдау негізінде жұмыста [26] қозғалтқыштың, сорғы қондырғысының, сорғы қарнағының және май сорабының толыққанды математикалық моделі жасалды. Сорғы қондырғысының дифференциалдық айдау теңдеулер жүйесі қозғалтқыш, сорғы қондырғысы, сорғы қарнағы және сорап сорғысы арасындағы күшті байланыс мәселесін шешу үшін циклдік итерация әдісін қолданды. Модель коммерциялық сорғы ұңғымаларында тәжірибелік мәліметтермен расталған.

Жұмыста [27] алты буынды топса-иінтіректі механизмінің қозғалысы зерттеліп, келесі міндеттер шешілді: алты буынды түзу - бағыттаушы түрлендіргіш механизмнің кинематикалық талдауының міндеті; механизмнің позицияларының функцияларын анықтау; алты буынды түзу - бағыттаушы түрлендіргіш механизмнің күштік талдауының міндеті; кинематикалық жұптардағы реакциялардың күшін анықтау. ҚСЖ жетегінің алты сызықты түзу бағыттаушы механизмінің кинематикасы мен кинетостатикасын зерттеудің компьютерлік моделі де жасалды.

Тербелмелі білдектің қазіргі таңда қолданыстағы түрлеріне шолу жасай отырып, олар:

1 Механикалық тербелме білдектері қарнақты сорғы қондырғылары шеңберінде тербеліс қозғалысын жасау үшін мұнай-газ өнеркәсібінде пайдаланылатын дәстүрлі жабдық болып табылады. Бұл білдектер қарапайым

құрылымға ие, бұл қызмет көрсетудің сенімділігі мен қарапайымдылығын қамтамасыз етеді. Олардың функционалдығы айналма қозғалысты біркелкі емес тербеліске айналдыруға негізделген, бұл мұнай өндіру процесінде қажетті элемент болып табылады.

2 Гидравликалық тербелме білдектері тербелмелі қозғалыс жасау саласындағы эволюцияны білдіреді. Олар сұйықтық арқылы берілетін энергияның механикалық тербеліске айналуын пайдаланады. Білдектердің бұл түрі жоғары тұрақтылық пен қуат қажет болған жағдайда кеңінен қолданылады.

Гидравликалық білдектердің электр жетектері дәл басқаруды қамтамасыз етеді, ал заманауи автоматтандыру жүйелері өндірістің тиімділігін толықтырады. Бұл терең кен орындары мен геологиялық күрделі аймақтар сияқты күрделі мұнай өндіру жағдайлары үшін таңдау жасайтын гидравликалық станоктар.

3 Тербелме электр білдектерді дамытудың заманауи тенденциялары электр жетектеріне көшуді қамтиды. Тербелетін электр станоктары дәл және реттелетін тербелісті қамтамасыз етеді, бұл қарнақт сорғы қондырғыларының жұмысына айтарлықтай әсер етеді.

Электр білдектерін қолданатын автоматтандыру жүйелері адамның тәуелділігін төмендетеді және қашықтан бақылау мен басқаруға мүмкіндік береді. Бұл өндірістің тиімділігін арттыру және жабдықтың тоқтап қалу уақытын азайту үшін маңызды.

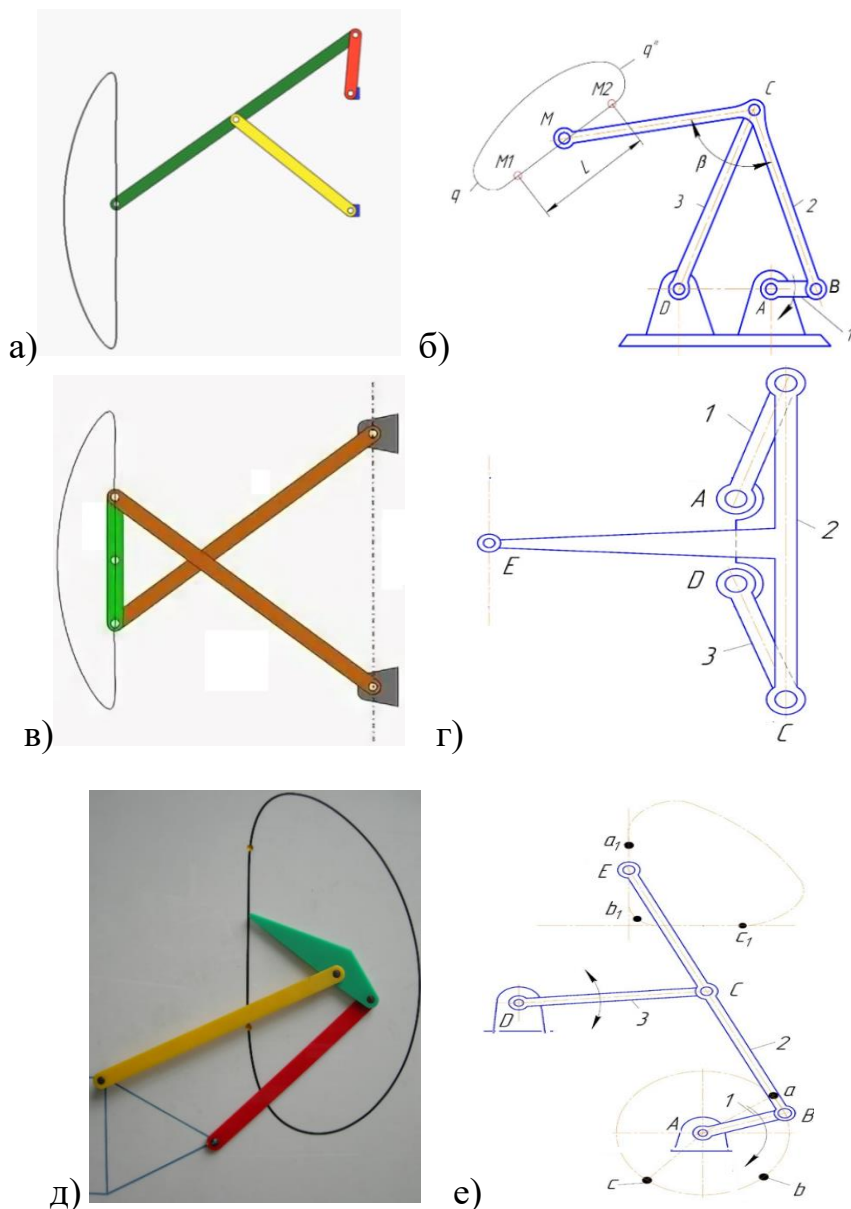
4 Гибридті тербелме білдектері дамудың перспективалық бағытын білдіреді. Олар оңтайлы өнімділік пен энергия тиімділігіне қол жеткізу үшін механикалық, гидравликалық және электрлік технологиялардың артықшылықтарын біріктіреді.

Гибридті жүйелер әртүрлі тау-кен жағдайлары үшін икемді нұсқаларды ұсынады, сонымен қатар дәстүрлі тербелетін машиналармен салыстырғанда жақсартылған өнімділікке ие.

Қазіргі тенденциялар сонымен қатар тозуға төзімділікті арттыру және техникалық қызмет көрсету қажеттілігін азайту үшін озық материалдар мен технологияларды қолдануды қамтиды. Ақаулықтарды ерте анықтау және техникалық қызмет көрсету процестерін оңтайландыру үшін бақылау және диагностикалық жүйелерді пайдалану жиі кездеседі.

1.1 Штангалық сорғы қондырғыларының түрлендіргіш механизмдерінің ең перспективалы кинематикалық схемаларын таңдау

1,а суретінде Чебышевтің түзу сызықты бағыттаушы ламбда тәрізді механизмі ұсынылған, ал 1,б суретінде Робертс–Чебышев теоремасын қолдану арқылы алуға болатын оның модификациялары мен байланысты механизмдері көрсетілген. 1,а және 1,б суреттерінде көрсетілген механизмдер бұлғақты-күйентелі топ буындарының ұзындықтары тең болған кезде және бұлғақ өлшемдеріндегі симметрияны қатаң сақтаған кезде тік сызықты траекторияны жаңғыртудың айтарлықтай жоғары дәлдігін қамтамасыз етеді (бұлғақ тең бүйірлі үшбұрышты білдіреді).

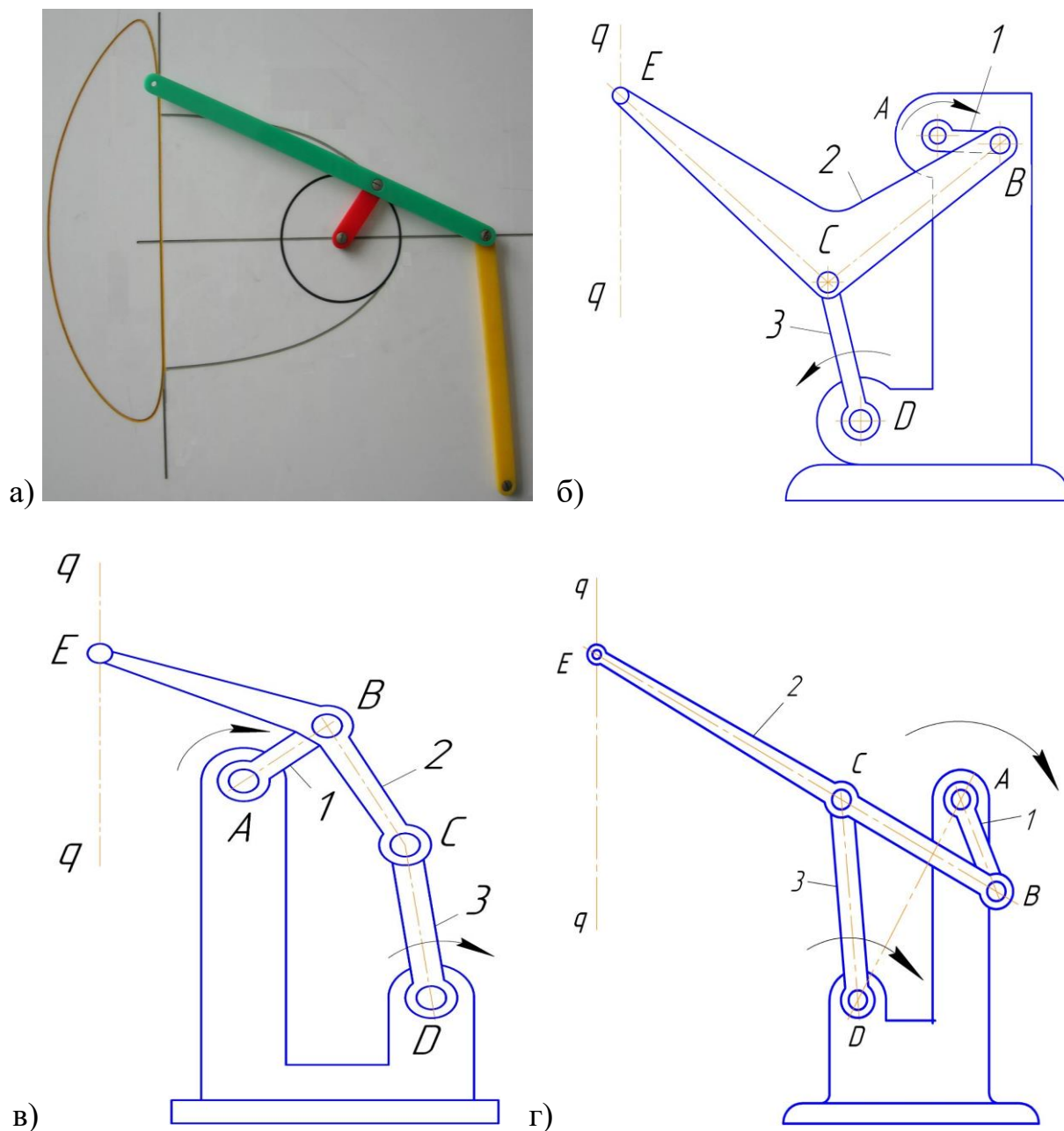


а- Чебышевтің түзу сызықты бағыттаушы ламбда тәрізді механизмі;
 б, в, г, д, е -Робертс–Чебышев теоремасын қолдану арқылы алуға болатын оның модификациялары мен байланысты механизмдері

1-сурет - Чебышев механизмдері

Одан әрі зерттеу үшін біз 1,а және 1,г суреттерінде көрсетілген механизмдерді таңдап алдық, себебі қалған схемаларды пайдалану ұңғыма

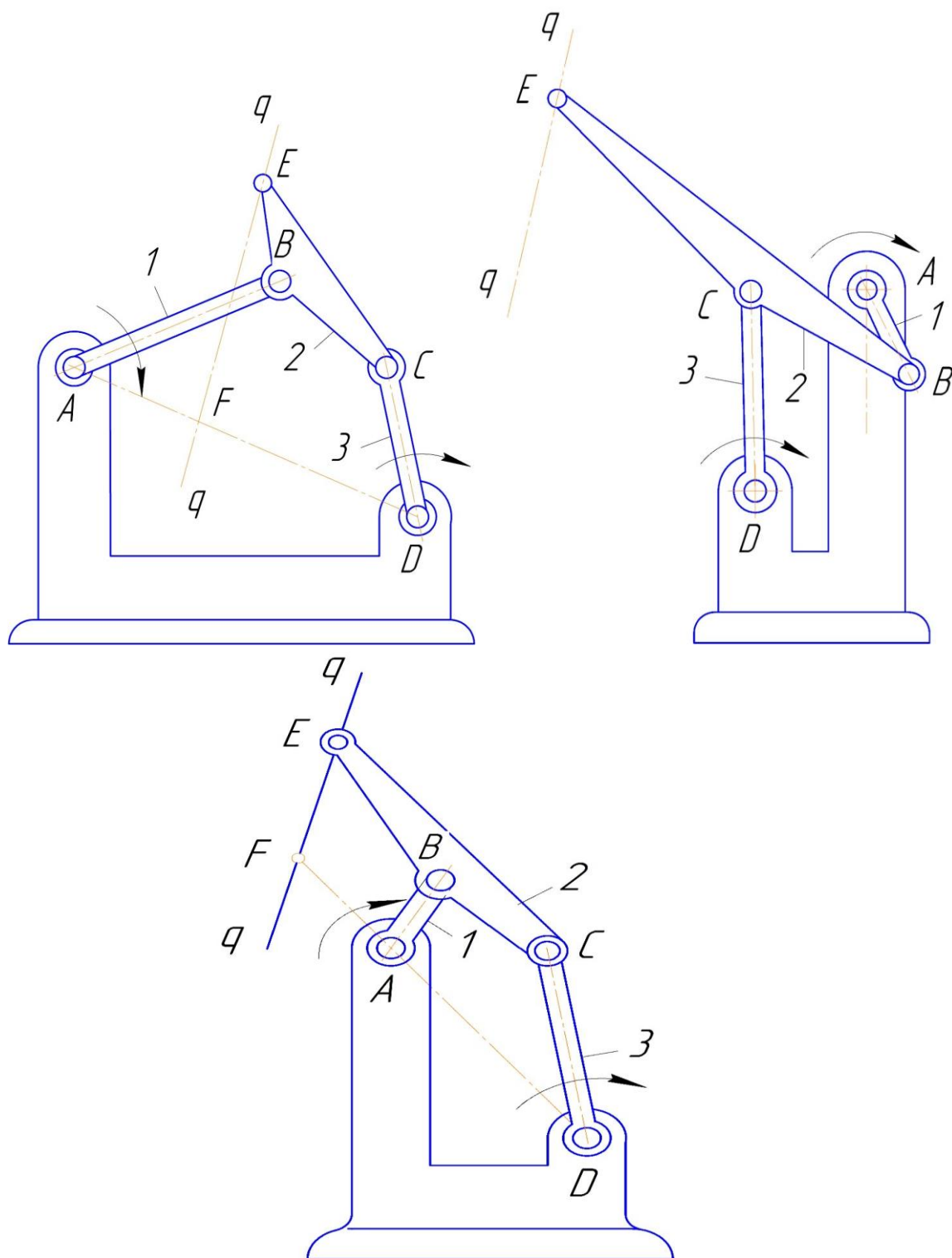
сағасына қолжетімділіктің жоқтығынан қиындық туғызады. Алайда таңдалған схемалардың функционалдық мүмкіндіктерін егжей-тегжейлі зерттеу бұл жерде габариттік өлшемдерді азайтуға қол жеткізу мүмкін еместігін көрсетті. Осылайша, басты жетістік доға бастиегін жоюдан құралады.



2-сурет- Эванс механизмі және оның түрлері

Эванс типті (2-сурет) және Эванса – де Жонжа (3-сурет), механизмдер айтарлықтай қызығушылық танытарлықтай, олар ұңғымаға жақсы қол жетімділікпен, сондай-ақ иінді қисық траекториясының түзу сызықты учаскесінің ұзындығының механизм буындарының ұзындығына қатынасының аздығымен сипатталады. Нақтырақ зерттеу кезінде 2,а және 2,г суреттеріндегі

схемалар ең перспективалы болды. 2,г суретіндегі схемасы ең үлкен ықшамдылығымен ерекшеленеді.



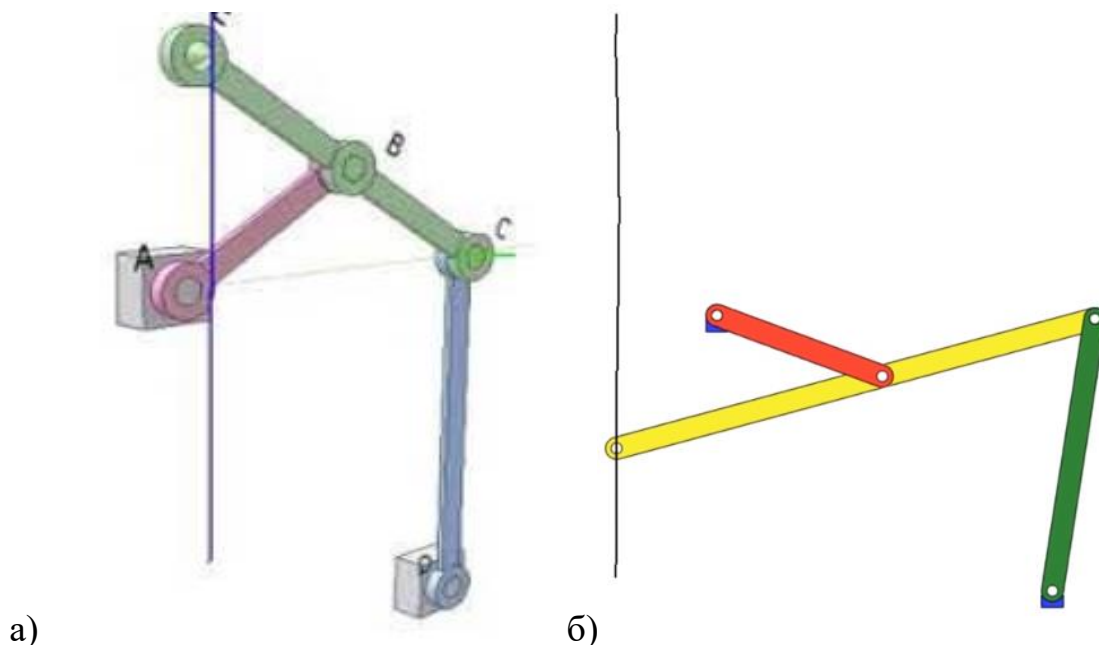
3-сурет- Эванса – де Жонжа механизмі

Алайда тік сызықты сегмент ұзындығының бұлғақ ұзындығына барынша қатынасын қамтамасыз ету үшін осы қосымша шектеуді ескере

Жетек кинематикалық тізбегінің синтезі келесі бөлімде сипатталады. Алайша, осы схеманы пайдалану кезінде Робертс механизмі үлгісіне негізделген артықшылықтарға қол жеткізіледі: массивті балансир доғасын жою, балансирді май бағанына тікелей қосу, аралық икемділіктерді жою, төмен орналасу арқылы металл сыйымдылығын (жалпы салмақ) азайту, іргетас та) азайту. Кинематикалық және күштік сипаттамалары жақсарту үшін (қозғалыстың берілуін жақсарту, тиімділікті арттыру) балластар механикасының заманауи әдістерін қолдана отырып, көп өлшемді жүйелерді жүргізу қажет, бұл зерттеудің келесі кезеңінің негізгі мазмұны болып табылады.

2,г суреттегі механизм ерекше қызығушылық тудырады, ол жоғарыда қарастырылғандардың бәрінен ерекшеленеді, өйткені карнактар бағанасы көтерілген кезде (Е нүктесінің байланыстырушы бұлғақ нүктесі жоғары қозғалған кезде) иінді және байланыстырушы бұлғақтың жалпы массалық центрінен төмен қарай жылжиды. Зерттеулер көрсеткендей, механизмнің бұл қасиеті қосымша қарсы салмақсыз ТБ түрлендіргіш механизмдерін жобалауға үлкен мүмкіндіктер ашады, өйткені қарсы салмақтың рөлін механизмнің жылжымалы буындары өздері орындайды. Дегенмен, механизм қарнак

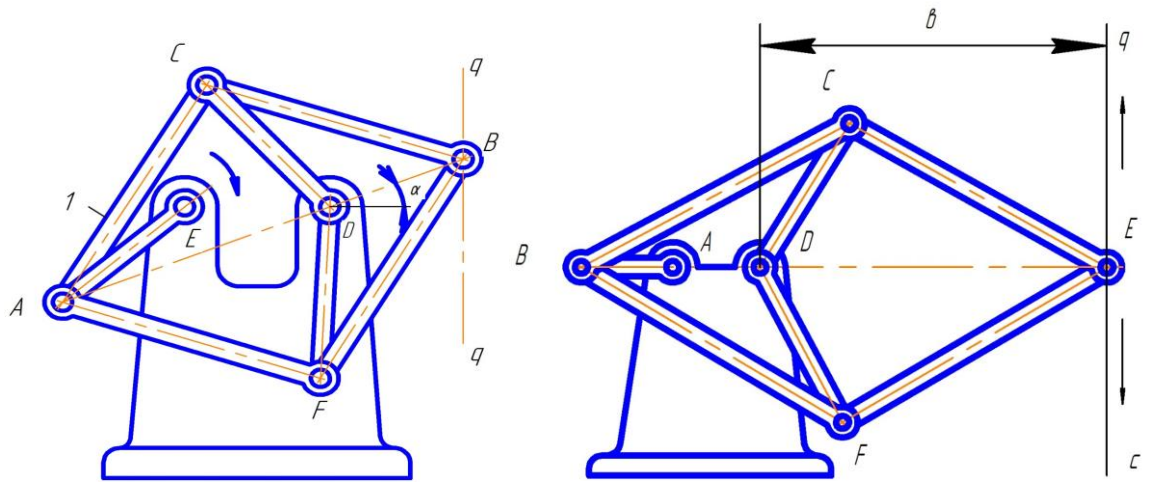
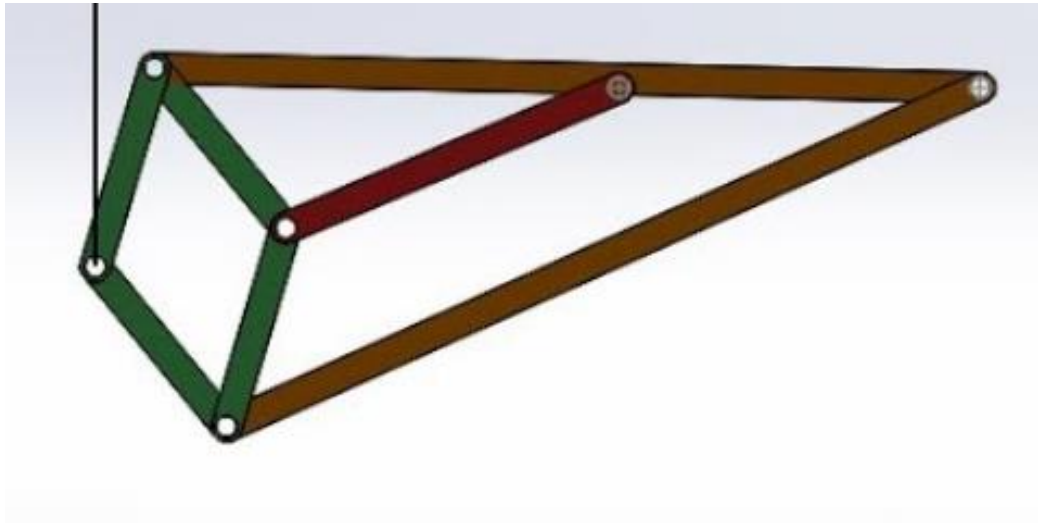
бағанының аспалы нүктесінің түзу сызықты бөлігінің ұзындығының байланыстырушы қарнықтың ұзындығына (байланыстырушы қарнақтың үлкен ұзындығы) қажетсіз қатынасымен сипатталады. Бұл көрсеткішті, сондай-ақ механизмнің басқа кинематикалық және күштік сипаттамаларын жақсарту келесі кезеңнің зерттеу нысаны болып табылатын көп критериялды синтез әдістерін қолдана отырып, мұқият зерттеуді қажет етеді.



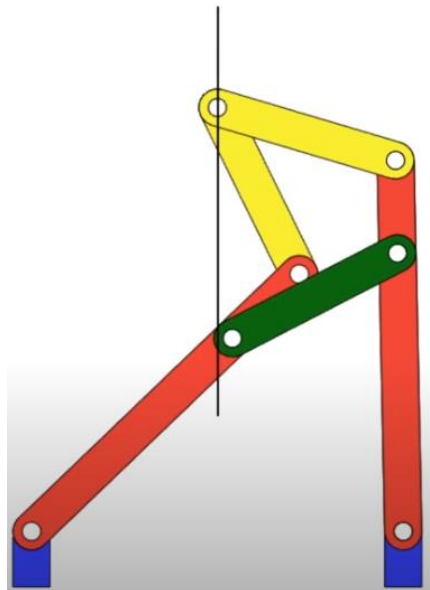
а-ұңғыма сағасының үстінде орналасқан грасгофа механизмінің түрі;
 б-Эванс механизмінің бір түрі
 5-сурет- Грасгофа механизмі

Сонымен қатар Грасгофа механизмінің мүмкіншіліктері зерттелді (5-сурет) ол біздің мақсаттарымыз үшін жарамсыз болып шықты: 5,а суретіндегі схемасы ұңғыма сағасына кіруді жабады (А бағаны тікелей ұңғыма сағасының үстінде орналасқан), ал 5,б суретіндегі схемасы негізінен Эванс механизмінің бір түрі болып табылады (2,а-сурет).

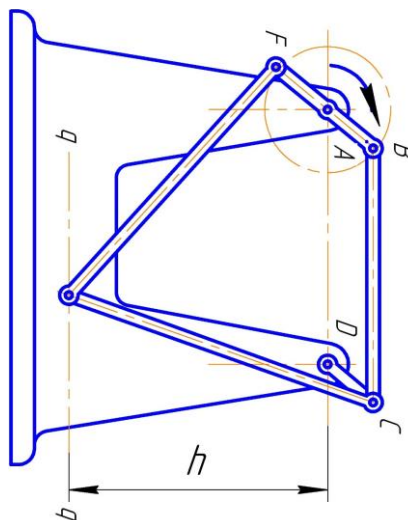
Поселье-Липкин сияқты механизмдер ерекше қызығушылық тудырады (6-сурет). Осы схеманы талдау осы тетіктер доға бастиегін жоюға, ұңғыма сағасына жақсы қолжетімділікті қамтамасыз етуге мүмкіндік беретінін көрсетті. Алайда механизмдер айтарлықтай үлкен көлемдермен және буындардың көп болуымен сипатталады. Айтылғандар сондай-ақ Гарт (7-сурет) және Костицын (8-сурет) механизмдеріне қатысты.



6-сурет- Поселье-Липкин механизмі



7-сурет- Гарта механизмі



8-сурет- Костицына механизмі

Сонымен қатар түзу сызықты-бағыттаушы механизмдерді түрлендіргіш тетік ретінде пайдалану мүмкіндігі туралы мәселе іс жүзінде зерттелмеген. Мұндай көлемі кіші қондырғыларда балансир басы тікелей сальникті штопен топсалы жалғанады. Мұндай сұлба бойынша ПҚ құру жинақылықпен, демек, аз салмақпен ерекшеленеді. Алайда, оларды жүйелі зерттеу қарастырылып отырған міндетке қатысты ешқашан жүргізілген жоқ.

Барлық белгілі түзу сызықты бағыттаушы топсалы-иінтіректі механизмдердің функционалдық мүмкіндіктерін талдау негізінде біз осындай механизмдерді пайдалану келесідей мүмкіндіктер беретінін білдік:

- конструктивтік күрделі және үлкен балансирдің доғалы басын және штанга колоннасын ілу үшін қосымша иілгіш буынын алып тастау;
- қондырғының металл сыйымдылығын айтарлықтай азайту: түрлендіргіш механизмнің де, іргетастың да ("жоғарғы" тіректің төмендеу есебінен).

Бұл ретте жетек габариттерінің азаюына редуктор мен қозғалтқышқа жүктемені ұлғайтпай қол жеткізіледі, бұл мысалы, жүрісті ұзартқыш қолданған жағдайдағы сияқты.

Сонымен, жоғарыда көрсетілген басымдықтар қарастырылалып отырған механизмдер тобы іс жүзінде шексіз мүмкіндіктерге ие:

- ілу нүктесінің қозғалысының қолайлы кинематикалық сипаттамаларын қамтамасыз ету;
- сұйықтықты сору режимінің параметрлерін реттеудің кең ауқымын қамтамасыз ету;
- теңгерімнің жоғары дәрежесіне қол жеткізу;
- айналшақ саусағына әрекет ететін күштерді азайту және соққы тудыратын айнымалы таңбалы тангенциалды жүктемені жою;
- ПӘК арттыру.

1.2 Технологиялық қарқындылық. Қазіргі таңдағы технологиялық қарқындылықтарды талдау және олардың мүмкіншіліктері

Мұнай-газ өнеркәсібіне қазіргі заманғы технологияларды белсенді енгізу оны инновациялар жолына бағыттайды. Осы саладағы мынадай түйінді технологиялық қарқындылықтарды талдау серпінді және олардың жетектің жаңа конструкциясының тиімділігі мен орнықтылығына әсерін түсіну үшін негіз береді.

1 Интеллектуалды бұрғылау: бұрғылау процестерін оңтайландыру, топырақ құрамын болжауды жақсарту және бұрғылау уақытын қысқарту үшін жасанды интеллект пен талдауды қолдану.

Зияткерлік бұрғылау қазіргі заманғы есептеу және талдау технологияларын пайдалана отырып, мұнай өндіру процестерін өзгертетін технологиялық қарқындылық болып табылады:

- Бұрғылау процестерін оңтайландыру: бұрғылау параметрлерін оңтайландыру және процестің тиімділігін арттыру мақсатында топырақ, гидродинамика және температура туралы деректерді талдау үшін машиналық оқыту алгоритмдерін қолдану.

- Топырақ құрамын болжау: топырақтың геологиялық құрамын дәл болжау және өндіру үшін неғұрлым перспективалы қабаттарды анықтау үшін жасанды интеллектті пайдалану.

- Бұрғылау уақытын азайту: бұрғылау уақытын қысқарту және өнімділікті жақсарту үшін жасанды интеллект талдауы туралы деректерді пайдалана отырып, шешім қабылдауды автоматтандыру.

2 Жабдықтағы заттар интернеті (iot): жабдықтың жай-күйі туралы деректерді жинау және мониторингілеу үшін iot сенсорлары мен құрылғыларын енгізу, бұл ықтимал іркілістердің алдын алуға және жалпы тиімділікті арттыруға мүмкіндік береді. Мұнай-газ өнеркәсібіне заттар интернетін (iot) енгізу зияткерлік жүйелерді құру және операциялық тиімділікті арттыру үшін негіз болады:

- Жабдықтың жай-күйін мониторингілеу: қысым, температура және діріл сияқты параметрлерді үздіксіз мониторингілеу үшін жабдықтың негізгі тораптарына сенсорларды орнату.

- Нақты уақытта деректерді жинау және талдау: нақты уақытта деректерді жинау және беру үшін iot қолдану, бұл операторларға өзгерістерге жедел ден қоюға және процестерді оңтайландыруға мүмкіндік береді.

- Жабдықтың жай-күйі туралы ескерту: ықтимал іркілістерді болжау үшін машиналық оқыту алгоритмдерін пайдалана отырып деректерді талдау және олар пайда болғанға дейін ақаулықтар туралы ескерту.

3 Сандық қосарланулар: жабдықтар мен процестердің сандық үлгілерін жасау, бұл әртүрлі жағдайларда жетектің жұмысын виртуалды модельдеу және талдау мүмкіндігін қамтамасыз етеді.

Цифрлық қосарланулар жобалауды оңтайландыру және өндірісті басқару үшін қосымша мүмкіндіктерді қамтамасыз ете отырып, нақты объектілердің виртуалды модельдерін білдіреді:

- Өндірістік процестерді модельдеу және оңтайландыру: жұмыстың түрлі сценарийлерін тестілеу және оның сипаттамаларын оңтайландыру үшін сандық қосарланған жетекті жасау.

- Пайдалану мерзімін болжау: жетек элементтерінің қызмет мерзімін болжау және профилактикалық қызмет көрсетуді жоспарлау үшін сандық қосарларды пайдалану.

- Нақты уақыттағы мониторинг және диагностика: нақты уақыттағы жетекті мониторингілеу және диагностикалау үшін iot-пен сандық қосарларды интеграциялау.

Жаңа технологиялардың жетектерге әсері:

1 Жетектерді басқарудағы жасанды интеллект: жүктемелерді неғұрлым дәл болжау, жетек жұмысын оңтайландыру және ықтимал іркілістерді болдырмау үшін иі қолдану.

Мұнай-газ қондырғыларының жетектерін басқаруға жасанды интеллектті енгізу өнімділікті арттыруда және тәуекелдерді төмендетуде жаңа көкжиектер ашады:

- Жүктемелерді болжау және ресурстық жоспарлау: жүктемелер туралы деректерді талдау және жетекті оңтайлы ресурстық пайдалануды жоспарлау үшін машиналық оқыту алгоритмдерін пайдалану.

- Нақты уақыттағы бейімделген басқару: жасанды интеллект талдауын пайдалана отырып, нақты уақыттағы пайдаланудың өзгермелі жағдайларына бейімделуге қабілетті жүйелерді әзірлеу.

- Энергия тұтынуды оңтайландыру: ағымдағы талаптар мен пайдалану шарттарына байланысты жетектің энергия тұтынуын тұрақты оңтайландыру үшін және қолдану.

Жетектерді басқаруда пайдаланудың артықшылықтары:

Сенімділік пен өнімділікті арттыру: және жетектің жай-күйін неғұрлым дәл болжауға және болжауға ықпал етеді, бұл тоқтап тұру уақытын қысқартуға және жалпы өнімділікті ұлғайтуға әкеледі.

2 Жазатайым оқиғалар мен іркілістер қаупін төмендету: және жетек жұмысындағы ықтимал проблемаларды болжай алады, бұл операторлардың жедел әрекет етуіне және авариялардың алдын алуына мүмкіндік береді.

3 Ресурстарды тиімді пайдалану: ресурстарды жоспарлау мен басқаруда пайдалану өндіру процестерін оңтайландыруға және артық шығындарды азайтуға мүмкіндік береді.

4 Заттар интернеті және өнімділік мониторингі: жетек жұмысын үздіксіз мониторингілеу, энергия шығыны, бөлшектердің тозуы туралы деректерді жинау және әлеуетті проблемалар туралы ескерту үшін iot пайдалану. Мұнай-газ қондырғыларының жабдықтарына заттар интернеті (iot) технологиясын енгізу мониторинг жүргізу және өнімділікті басқару үшін жаңа көкжиектер ашады:

- Сенсорлар және iot құрылғылары: жабдықтың негізгі тораптарында сенсорларды орнату және нақты уақытта деректерді жинау және беру үшін құрылғылардың желілерін құру.

- Бұлтты платформалар және деректерді талдау: деректерді сақтау және өңдеу үшін бұлтты технологияларды пайдалану, сондай-ақ өнімділік туралы құнды ақпарат алу үшін талдаулар.

- Сымсыз байланыс және интернет заттар беттері: құрылғылар арасында деректерді беру үшін сымсыз байланысты пайдалану, сондай-ақ жүйелердің бірлесіп жұмыс істеуі үшін заттар желісін құру.

5 Жобалауды оңтайландыруға арналған сандық қосарланулар: тестілеу және оның сипаттамаларын нақты өндіріске дейін оңтайландыру үшін сандық қосарланымды жасау мүмкіндігі.

Цифрлық қосарланулар мұнай-газ қондырғыларын жобалауды оңтайландыруда шешуші рөл атқара отырып, нақты объектілердің виртуалды модельдерін білдіреді:

- Цифрлық екіұштықтарды анықтау: олардың физикалық құрылымы мен сипаттамаларын дәл көрсететін жабдықтардың, жүйелер мен процестердің виртуалды модельдері.

- Өнеркәсіпте қолдану: мұнай-газ саласында сандық қосарланулар әртүрлі элементтердің жұмыс қабілеттілігін, тиімділігін және қауіпсіздігін симуляциялау және талдау үшін қолданылады.

Жобалаудағы цифрлық қос пішіндердің артықшылықтары:

- Виртуалды тестілеу және баптау: виртуалды ортада тестілеу және баптау жүргізу мүмкіндігі, бұл физикалық прототиптер мен эксперименттердің санын азайтады.

- Сипаттамалар мен жұмыс қабілеттілігін оңтайландыру: жабдықтардың сипаттамаларын оңтайландыру, жүйелерді жобалау және олардың ең жақсы жұмыс қабілеттілігін қамтамасыз ету үшін сандық қосарларды пайдалану.

- Жобалауға арналған уақыт пен шығындарды қысқарту: сандық қосарларды жылдам жасау және бейімдеу жаңа жүйелер мен қондырғыларды жобалауға арналған уақыт пен шығындарды айтарлықтай қысқартуға мүмкіндік береді.

Технологиялық қарқындылықтардың жаңа жетекке әсерін бағалау:

1 Жақсартылған өнімділік: ии және iot қолдану ақаулық қаупін азайтады, ресурстық пайдалануды оңтайландырады және жаңа жетектің жалпы өнімділігін арттырады.

2 Жұмысты неғұрлым дәл болжау: сандық қосарларды және талдауды пайдалану әртүрлі жағдайларда жетек жұмысын неғұрлым дәл болжауға мүмкіндік береді, бұл оның сенімділігін арттырады.

3 Оңтайландырылған энергия тиімділігі: жаңа технологияларды интеграциялау, әсіресе ауыспалы жүктеме жағдайында энергия тұтынуды оңтайландыруға мүмкіндік береді.

Дамудың болашақ бағыттары:

1 Басқарудың зияткерлік жүйелерін дамыту: жи және машиналық оқытуды пайдалана отырып, басқару жүйелерін одан әрі жақсарту мүмкіндіктерін зерттеу.

2 Блокчейн технологияларымен интеграция: қосымша қауіпсіздікті, ашықтықты қамтамасыз ету үшін блокчейн технологияларын қолдануды зерттеу

3 Деректердің тұтастығын қамтамасыз етуді және жүйеге сыртқы әсер ету ықтималдығын төмендетуді қоса алғанда, жетекті басқарудағы тиімділік.

4 Қызмет көрсету және жөндеу үшін смарт-келісімшарттар: қызмет көрсету және жетекті жөндеу процестерін автоматтандыру үшін блокчейн базасында смарт-келісімшарттарды пайдалану мүмкіндігін зерттеу, бұл тиімділікті арттыруы және шығындарды азайтуы мүмкін.

5 Заттар интернетінің экожүйесін дамыту: цифрлық трансформациялық процесс шеңберінде басқа құрылғылармен және жүйелермен өзара іс-қимылды қоса алғанда, жаңа жетектің iot кеңейтілген экожүйесімен үйлесімділігін тереңдетіп зерттеу.

6 Гибридті жетектерді жасау: сипаттамалардың оңтайлы үйлесімін ұсына отырып, электр жетектерінің тиімділігін механикалық жүйелердің икемділігімен және ұзақтығымен біріктіретін гибридті жетектерді әзірлеу.

7 Өндірістің жаңа материалдары мен технологияларын зерттеу: анағұрлым жеңіл, сенімді және экстремалды жағдайларға төзімді жетек бөлшектерін жасау үшін өндірістің жаңа материалдары мен әдістерін белсенді зерттеу.

Корыта айтқанда технологиялық трендтердің жаңа жетекке әсерін және оның тиімділігін жиынтықты талдау және болашақ технологиялық өзгерістерге жетектің жаңа құрылымын бейімдеу стратегиясын әзірлеу. Сонымен қоса зерттеулерге арналған ұсынымдар үнемі өзгеріп отыратын технологиялық орта жағдайында жаңа жетектің тұрақты дамуын қамтамасыз ету үшін қосымша зерттеулер мен әзірлемелерді талап ететін салаларды анықтау.

2 Жаңа жетек жүйелерін есептеу және оңтайландыру үшін жалпы мақсаттағы бағдарламалық өнімді әзірлеу

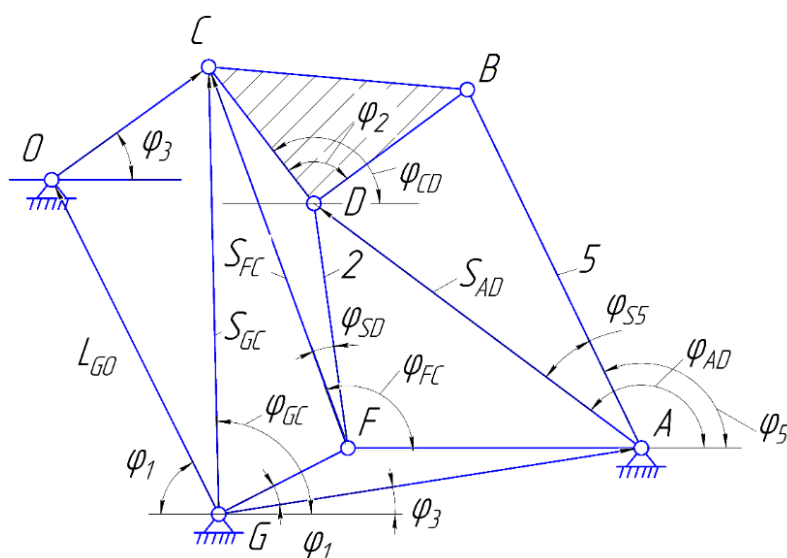
2.1 Алты буынды топсалы-иінтіректі түрлендіргіш механизмді пайдалана отырып, тербелмелі біліктің қондырғысына кинематикалық талдау жүргізу

Көрсетілген (9-сурет) тербелмелі біліктің қондырғы механизмі ІІІ-ші тапты механизм болып табылады, оған GF иінді және ІІІ-ші тапты Ассур тобы кіреді. Жұмыс нүктесі қарнақ бағанының аспалы нүктесі – К нүктесі болып табылады.

Кинематикалық талдаудың мақсаты- GF иіндісінің біркелкі айналуы кезіндегі К нүктесінің траекториясын анықтау (қарнақ бағанды аспасы), және сол нүктенің жылдамдығы мен үдеуін анықтауда. Иіндінің бұрыштық орнын $\varphi = \varphi_0 + \omega t$ заңына сәйкес өзгереді деп болжанады, мұндағы ω -иіндінің айналу дағды бұрыштық жылдамдығы. Әр түрлі орналасуларын талдау үшін формула бойынша анықталған φ_i иіндісінің N шектік бұрыштық орналасуы қабылданады.

$$\varphi_i = 2\pi \frac{i-1}{N-1}, \quad i = 1, \dots, \quad (1)$$

Иіндінің бұрыштық орналасуларының өзгеруі осы заңдардағы оның барлық буындарының бұрыштық орналасуларын анықтау кажет. ОСГ векторлық орналасуын қарастырамыз (9-сурет). ОСГ векторлық контурының тұйықталу теңдеуін құрастырайық.



9-сурет- Алтыбуынды иінтіректі түрлендіру механизмінің кинематикалық талдауы

$$l_{GO} + l_3 = s_{GC} \quad (2)$$

теңдеудің векторларын координаттар осінде жобалаймыз одан

$$-l_{GO} \cos(\pi - \gamma_1) + l_3 \cos \varphi_3 = -s_{GC} \cos(\pi - \varphi_{GC}) \quad (3)$$

$$l_{GO} \sin(\pi - \gamma_1) + l_3 \sin \varphi_3 = s_{GC} \sin(\pi - \varphi_{GC}) \quad (4)$$

(3) және (4) теңдеулерінен $\cos(\pi - \varphi_S) = -\cos \varphi_S$ және $\sin(\pi - \varphi_S) = \sin \varphi_S$ ескере отырып мына теңдеуді қабылдаймыз

$$\begin{cases} -l_{GO} \cdot \cos \gamma_1 + l_3 \cos \varphi_3 = s_{GS} \cos \varphi_{GS} \\ l_{GO} \cdot \sin \gamma_1 + l_3 \sin \varphi_3 = s_{GS} \sin \varphi_{GS} \end{cases}, \quad (5)$$

одан

$$\operatorname{tg} \varphi_{GC} = \frac{l_{GO} \cdot \sin \gamma_1 + l_3 \sin \varphi_3}{-l_{GO} \cdot \cos \gamma_1 + l_3 \cos \varphi_3} \quad (6)$$

φ_{GS} бұрышы орналасқан тригонометриялық шеңбердің төртен бір бөлігі толығымен өрнектің алымы мен бөлгіш белгілерімен анықталады (6). Теңдеуден (3) векторның модулін $\overrightarrow{S_{GC}}$ анықтаймыз.

$$S_{GC} = \frac{-l_{GO} \cdot \cos \gamma_1 + l_3 \cos \varphi_3}{\cos \varphi_{GC}}, \quad (7)$$

Мұндағы бұрыштар тұрақты $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3 = \text{const}$ әрі қарай біз GCF үшбұрышын қарастырамыз (9-сурет).

$$\overline{l_1} + \overline{S_{FC}} = \overline{S_{GC}} \quad (8)$$

(8) теңдеуді координаталық осьтерге проекциялау арқылы біз келесі теңдеулерді аламыз:

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos \varphi_1 - S_{FC} \cos(\pi - \varphi_{FC}) = -s_{GC} \cos(\pi - \varphi_{GC}) \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 - S_{FC} \sin(\pi - \varphi_{FC}) = -s_{GC} \sin(\pi - \varphi_{GC}) \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} l_1 \cdot \cos \varphi_1 + S_{FC} \cos \varphi_{FC} = s_{GC} \cos \varphi_{GC} \\ l_1 \cdot \sin \varphi_1 + S_{FC} \sin \varphi_{FC} = s_{GC} \sin \varphi_{GC} \end{cases} \quad (10)$$

(9) және (10) теңдеулерден біз бұрышты анықтаймыз

$$\varphi_{FC} = \arctan\left(\frac{s_{GC} \cdot \sin \varphi_{GC} - l_1 \sin \varphi_1}{s_{GC} \cdot \cos \varphi_{GC} - l_1 \cos \varphi_1}\right) \quad (11)$$

Сонымен қатар

$$S_{FC} = \frac{s_{GC} \cdot \cos \varphi_{GC} - l_1 \cos \varphi_1}{\cos \varphi_{FC}} \quad (12)$$

Әрі қарай біз ΔFCD үшбұрышын қарастырамыз және φ_{S2} бұрышты анықтау үшін косинус теоремасынан теңдеуді алып

$$l_{OD}^2 = S_{FC}^2 + l_2^2 - 2S_{FC} \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_{S2} \quad (13)$$

Осыдан

$$\cos \varphi_{S2} = \frac{S_{FC}^2 + l_2^2 - l_{CD}^2}{2S_{FC} \cdot l_2} \quad (14)$$

Сондағы

$$\varphi_2 = \varphi_{FC} - \varphi_{S2} \quad (15)$$

осыдан FCD контурының векторлық тұйықталу теңдеуін шығарамыз

$$\bar{S}_{FC} + \bar{l}_{CD} = \bar{l}_2 \quad (16)$$

Векторлық теңдеудің проекциясы (16) келесі түрде болады

$$\begin{cases} -S_{FC} \cdot \cos(\pi - \varphi_{FC}) - l_{CD} \cos(\pi - \varphi_{CD}) = -l_2 \cos(\pi - \varphi_2) \\ S_{FC} \cdot \sin(\pi - \varphi_{FC}) - l_{CD} \sin(\pi - \varphi_{CD}) = l_2 \sin(\pi - \varphi_2) \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} S_{FC} \cdot \cos \varphi_{FC} - l_{CD} \cos \varphi_{CD} &= l_2 \cos \varphi_2 \\ S_{FC} \cdot \sin \varphi_{FC} - l_{CD} \sin \varphi_{CD} &= l_2 \sin \varphi_2 \end{aligned} \quad (18)$$

Осыдан бұрышты анықтаймыз

$$\varphi_{CD} = \arctan\left(\frac{S_{FC} \sin \varphi_{FC} - l_2 \sin \varphi_2}{S_{FC} \cos \varphi_{FC} - l_2 \cos \varphi_2}\right) \quad (19)$$

Сонымен BD буынының бұрыштық өзгерісі

$$\varphi_{BD} = \varphi_{CD} - \gamma_2 \quad (20)$$

Ендігі GFDA контурдың векторлық тұйықталу теңдеуі мына түрде болады

$$\bar{l}_{GA} + \bar{l}_1 + \bar{l}_2 = \bar{S}_{AD} \quad (21)$$

φ_{AD} бұрышты анықтау өрнегін алу үшін декарттық координата осьтерінде векторлық теңдеуді (21) кескіндейміз. Ол былай өрнектеледі:

$$\begin{cases} -l_{GA} \cdot \cos \gamma_3 + l_1 \cdot \cos \varphi_1 - l_1 \cos(\pi - \varphi_2) = -s_{AD} \cos(\pi - \varphi_{AD}) \\ -l_{GA} \cdot \sin \gamma_3 + l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_1 \sin(\pi - \varphi_2) = s_{AD} \cos(\pi - \varphi_{AD}) \end{cases} \quad (22)$$

Мына өрнекті ескере отырып $\cos(\pi - \varphi_2) = -\cos \varphi$ и $\sin(\pi - \varphi_2) = \sin \varphi$ теңдеуден (22) мына түрде қабылданады

$$\begin{cases} l_{GA} \cdot \cos \gamma_3 + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = s_{AD} \cos \varphi_{AD} \\ -l_{GA} \cdot \sin \gamma_3 + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = s_{AD} \cos \varphi_{AD} \end{cases} \quad (23)$$

Сонда тангес бұрышы φ_{AD} былай өрнектелініп алынады

$$tg \varphi_{AD} = \frac{-l_{GA} \cdot \sin \gamma_3 + l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2}{-l_{GA} \cdot \cos \gamma_3 + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2} \quad (24)$$

Сонымен ары қарай осы теңдеуден (22) модуль векторын $\overrightarrow{S_{AD}}$ анықтап аламыз.

$$S_{AD} = \frac{l_{GA} \cdot \cos \gamma_3 + l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2}{\cos \varphi_{AD}} \quad (25)$$

Мына үшбұрышқа ΔADB косинустар теоремасын қолдана отырып келесі теңдеуді φ_{S5} бұрышын анықтау үшін қабылдаймыз

$$l_{DB}^2 = S_{AD}^2 + l_5^2 - 2S_{AD} \cdot l_5 \cdot \cos \varphi_{S2} \quad (26)$$

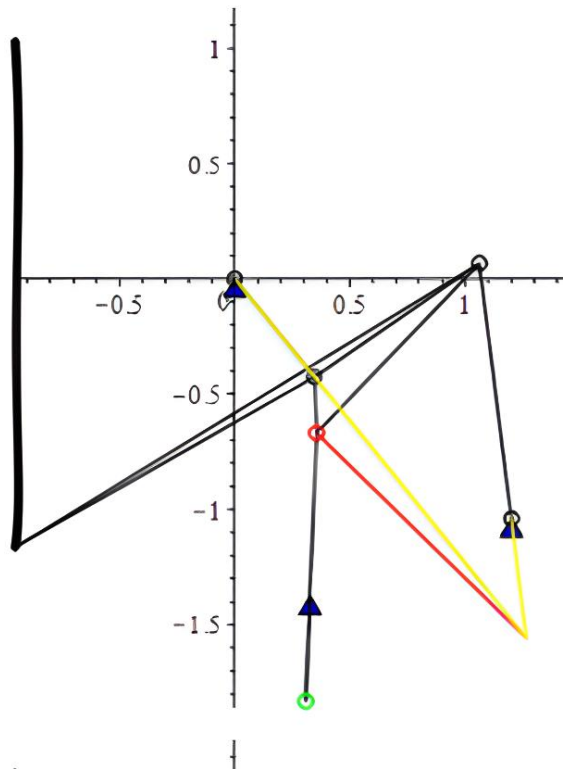
Бұл жерден

$$\varphi_{S5} = arccos \left(\frac{S_{AD}^2 + l_5^2 - l_{DB}^2}{2S_{AD} \cdot l_5} \right) \quad (27)$$

5-ші буынның бұрыштық өзгеріс заңы мына түрге ие болады

$$\varphi_5 = \varphi_{AD} - \varphi_{S5} \quad (28)$$

Тербелмелі білдек қондырғысының түрлендіргіш механизмінің буындарының бұрыштық орналасуларын анықтағаннан кейін біз барлық буындардың барлық нүктелерінің абсолютті координаттарын анықтай аламыз.



10- сурет- Түрлендіргіш қондырғысының жетегі ҚСҚ

Барлық топсалар мен К жұмыс нүктелерінің абсолютті координаталарын қолдана отырып, түрлендіргіш қондырғысының жетегі ҚСҚ (10-сурет) қозғалыс анимациясын құрастыруға болады.

2.2 Қозғалысты талдау: жылдамдықтар мен үдеулерді анықтау

Әрі қарай механизм байланыстарының жылдамдығы мен үдеуін анықтау үшін біз GFCO контурының векторлық тұйықталу теңдеуін қолданамыз (9-сурет).

$$\vec{l}_{OG} + \vec{l}_3 + \vec{l}_2 = \vec{l}_1 \quad (27)$$

Ох және Оу осында осы теңдеуді жобалау арқылы мына өрнекті аламыз

$$-l_{OG}^x + l_3 \cos \varphi_3 - l_2 \cos \varphi_2 = l_1 \cos \varphi_1 \quad (28)$$

$$l_{OG}^y + l_3 \sin \varphi_3 - l_2 \sin \varphi_2 = l_1 \sin \varphi_1 \quad (29)$$

Бұрыштық жылдамдықтардың ұқсас $\vec{\omega}_2$ және $\vec{\omega}_3$, 2 және 3 буындарын анықтау үшін, дифференциалдық теңдеулерді (28) және (29) жалпыланған координатасы φ_1 бойынша саралаймыз. Бұрыштық жылдамдықтардың ұқсастықтары үшін мына белгілерді енгізейік

$$\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = U_{31}; \quad (30)$$

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = U_{21} \quad (31)$$

Сонда

$$-U_{31}l_3\sin\varphi_3 + U_{21}l_2\sin\varphi_2 = -l_1\sin\varphi_1 \quad (32)$$

$$U_{31}l_3\cos\varphi_3 - U_{21}l_2\cos\varphi_2 = l_1\cos\varphi_1 \quad (33)$$

Бұл теңдеуді векторлық түрде жазайық

$$U_{31}\vec{l}_3 - U_{21}\vec{l}_2 = \vec{l}_1 \quad (34)$$

(34) теңдеуін айналу матрицасына көбейтеміз, яғни барлық векторларды жалпы бұрышқа айналдыру φ_3 арқылы, біз келесі теңдікті аламыз

$$U_{21}l_2\sin(\varphi_2 - \varphi_3) = -l_1\sin(\varphi_1 - \varphi_3) \quad (35)$$

Осыдан $\vec{\omega}_2$ бұрыштық жылдамдыққа U_{21} ұқсастығы ретінде мына өрнекті аламыз

$$U_{21} = -\frac{l_1\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_2\sin(\varphi_2 - \varphi_3)} \quad (36)$$

Сол теңдеуді координаталық осьтерді φ_2 бұрышына бұру арқылы ұқсас түрлендіргеннен кейін бұрыштық жылдамдық $\vec{\omega}_3$, U_{31} ұқсастығы үшін өрнек аламыз.

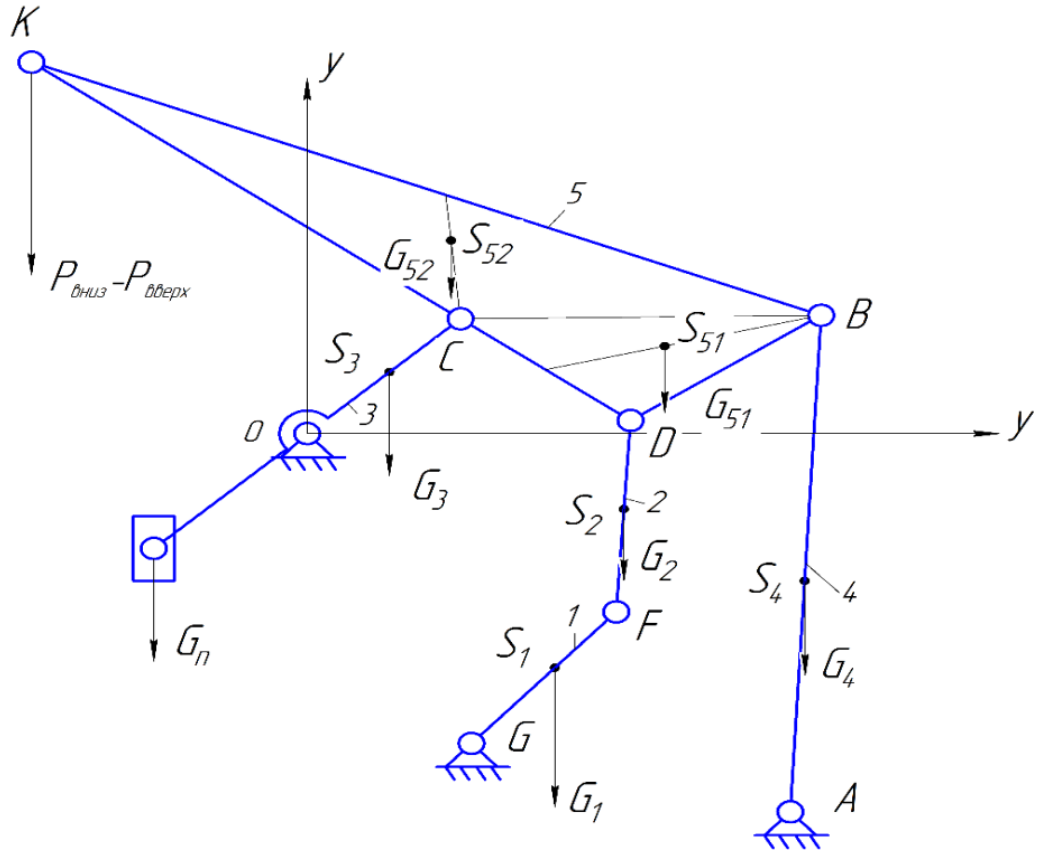
$$U_{31} = -\frac{l_1\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3\sin(\varphi_3 - \varphi_2)} \quad (37)$$

Біз сондай-ақ U_{41} және U_{51} жылдамдықтарының, $\vec{\omega}_4$ және $\vec{\omega}_5$ бұрыштық жылдамдықтарының ұқсастықтарын анықтаймыз. Осыдан кейін біз ҚСҚ жетек механизмінің барлық нүктелерінің сызықтық жылдамдығын анықтаймыз

Осылайша, алынған формулалар негізінде алты буынды түзу-бағыттаушы түрлендіргіш ҚСҚ жетек механизмінің кинематикасының компьютерлік моделі жасалды.

2.3 Тербелмелі білдекті алты буынды топсалы-иіктірікті түрлендіргіш механизмін күштік талдау

ҚСҚ алты буынды жетек механизмінің күш беруші талдауның тапсырмасын қарастырамыз. Қарнақтар бағанының аспасындағы D нүктесіндегі механизмге $\vec{P}$ қарнақтар бағанынан жүктемесі әсер етеді, сондай-ақ $\vec{G}_l$ буындардың ауырлық күші әсер етеді (11-сурет).



11- сурет- Тербелмелі білдектердің алты буынды топсалы-иінтіректі түрлендіргіш механизмінің күштік талдауы

Әр буынның тепе-теңдігін қарастырамыз.

Қосыиіндіге S_1 нүктесінде қосиіндінің масса центрінде $\vec{G}_1$ -қосиінді салмағы және қозғалтқыш моменті $\vec{M}_D$ әсер етеді, сонымен қатар F нүктесінде $\vec{R}_{21}$ реакциясы және G нүктесінде $\vec{R}_{01}$ реакциясы әсер береді. 1-ші буын үшін тепе-теңдік теңдеулерін жасаймыз

$$\begin{aligned} R_{01}^x + R_{21}^x &= 0 \\ -G_1 + R_{01}^y + R_{21}^y &= 0 \\ G_1(X_{S1} - X_A) + R_{21}^y(X_F - X_G) + R_{21}^x(Y_F - Y_G) + M_D &= 0. \end{aligned} \quad (38)$$

Енді 2-ші буындағы бұлғақтың тепе-теңдігін қарастырайық. Бұлғаққа G2-бұлғақтың салмағы масса центрінде және $\vec{R}_{21}$ $\vec{R}_{52}$ реакция күштері әсер етеді.

2-ші буындағы бұлғақтың тепе - теңдік теңдеулерін құрайық

$$\begin{aligned} -R_{52}^x + R_{21}^x &= 0 \\ -G_2 + R_{21}^y + R_{52}^y &= 0 \\ G_2(X_{S2} - X_F) + R_{52}^y(X_D - X_F) + R_{52}^x(Y_F - Y_D) + M_D &= 0 \end{aligned} \quad (39)$$

Енді 3-ші буынның тепе-теңдігін қарастырайық. Үшінші буынға S_3 нүктесіндегі күш ,G3-үшінші буынның салмағы әсер етеді, L нүктесінде күш ГП-қарсы салмақтың салмағы және $\vec{R}_{03}$ және $\vec{R}_{53}$ реакция күштері.

Сонда 3-ші буын үшін

$$\begin{aligned} R_{03}^x - R_{53}^x &= 0 \\ -G_3 + R_{03}^y - R_{53}^y - G_{II} &= 0 \\ G_3(X_{S3} - X_O) + R_{53}^y(X_C - X_O) + R_{53}^x(Y_O - Y_C) + G_{II}(X_{II} - X_O) &= 0 \end{aligned} \quad (40)$$

4-ші буындағы бұлғақтың тепе-теңдігін қарастырамыз. Бұлғаққа бұлғақтың масса центріндегі G_4 -бұлғақтың салмағы және $\vec{R}_{04}$, $\vec{R}_{54}$ реакция күштері әсер етеді. Сонымен 4-ші буындағы бұлғақтың тепе - теңдік теңдеулерін құрайық

$$\begin{aligned} R_{04}^x + R_{54}^x &= 0 \\ -G_4 + R_{04}^y + R_{54}^y &= 0 \\ G_4(X_{S4} - X_A) + R_{54}^y(X_B - X_A) + R_{54}^x(Y_A - Y_B) &= 0. \end{aligned} \quad (41)$$

5-ші буынға массаларының центрінде $\vec{G}_5$ — бесінші буын салмағы, қарнак бағанының аспасы D нүктесінде жүктеме $\vec{P}$ (қарнақтар бағанының салмағы және айдалатын сұйықтық) әсер етеді, сонымен қатар $\vec{R}_{45}$, $\vec{R}_{25}$, $\vec{R}_{35}$ реактивті күштері де әсер етеді. Сонда 5-ші буын тепе-теңдік теңдеулері

$$\begin{aligned} G_{52} - G_{51} - R_{45}^x - R_{25}^x - R_{35}^x - P &= 0 \\ G_{52} - G_{51} + R_{45}^y + R_{25}^y + R_{35}^y - P &= 0 \\ G_{51}(X_{S51} - X_D) + G_{52}(X_{S52} - X_C) + R_{45}^y(X_B - X_A) + R_{45}^x(Y_A - Y_B) + \\ + R_{25}^y(X_D - X_F) + R_{25}^x(Y_F - Y_D) + R_{35}^y(X_C - X_O) + R_{35}^x(Y_O - Y_C) + \\ + P(X_K - X_B) &= 0 \end{aligned} \quad (42)$$

Барлығын қоса отырғанда 15 белгісіз реакциясы бар 15 теңдеу жүйесін аламыз.

Теңдеулер жүйесін шешкен уақытта біз сандық әдістерді қолданамыз және топса мен тіректердің реакцияларының мәндерін, сондай-ақ $\vec{M}_D$ мәндерін аламыз.

Әрі қарай мүмкін болатын қозғалыстар принципі бойынша нәтижелердің сенімділігі үшін келесі теңдеуді құрамыз:

$$\bar{G}_1 \bar{V}_{S_1} + \bar{G}_2 \bar{V}_{S_2} + \bar{G}_3 \bar{V}_{S_3} + \bar{G}_4 \bar{V}_{S_4} + \bar{G}_{51} \bar{V}_{S_{51}} + \bar{G}_{52} \bar{V}_{S_{52}} - \bar{G}_\Pi \bar{V}_L + \bar{G}_K \bar{V}_K + M_i \omega_{GF} = 0 \quad (43)$$

мұнда $\bar{V}_i$ - бұл ауырлық күштерін қолданудың тиісті нүктелерінің жылдамдығы, м/с;

ω_{OA} - қосиіннің бұрыштық жылдамдығы, рад/с²;

M –қосиінді біліктің айналу моменті, Н·м.

Содан кейін қосиінді біліктегі моментті анықтау үшін біз аламыз

$$M_i = \frac{1}{\omega_{GF}} [-\bar{G}_1 \bar{V}_{S_1} - \bar{G}_2 \bar{V}_{S_2} - \bar{V}_{S_3} - \bar{G}_4 \bar{V}_{S_4} - \bar{G}_{51} \bar{V}_{S_{51}} - \bar{V}_{S_{52}} + \bar{G}_\Pi \bar{V}_L - \bar{G}_K \bar{V}_K] \quad (44)$$

Кинетостатикалық талдау нәтижелері бойынша келесі сандық мәндер алынды: $|M|_{max}=8,260\text{кН}\cdot\text{м.}$, $|R_C|_{max}=7,5\text{кН}$, $|R_B|_{max}=6,7\text{кН}$, $|R_D|_{max}=6,5\text{кН}$, $|R_F|_{max}=7,3\text{кН}$, $R_{01}=7,8\text{кН}$, $R_{03}=10,8\text{кН}$, $R_{02}=4,8\text{кН}$ $\omega_1=0,7\text{с}^{-1}$, $P_6/P_n=30/10\text{кН}$.

2.4 Жаңа жетектерді есептеу және оңтайлы жобалау үшін әмбебап бағдарламалық өнімді әзірлеу

Әзірленген әмбебап бағдарламалық өнім ҚСҚ жетегінің II және III жіктелімнің алты буынды түрлендіру механизмдеріне арналған.

Бірінші бөлімде кинематикалық талдауға арналған бағдарлама жасалады, онда бұрыштардың өзгеру заңдары, буындардың координаттары, сондай-ақ масса орталықтары анықталады. Алты доңғалақты механизмнің барлық нүктелерінің жылдамдық мәндері есептеледі. Әрі қарай, 1.3 – ке сәйкес кинетостатикалық талдаудың компьютерлік моделі жасалады, онда буындардың барлық реакциялары, сондай-ақ қозғалтқыш білігіндегі қозғаушы момент есептеледі.

Сонымен қатар сенімділік үшін мүмкін болатын ауысым ұстанымдарын қолдана отырып, біз теңгеруші моментті анықтаймыз және салыстырмалы талдау жасаймыз. Оңтайлы дизайн үшін біз көп өлшемді динамикалық синтез жүргіземіз және сынақ кестесін аламыз.

1- кесте- Өзгермелі параметрлер

Өзгермелі параметрлер		
	мин.	макс.
X_G	0,3	0,7
Y_G	-1,4	-1
x_E_loc	0,6	1

y_E_loc	-0,1	0,3
---------	------	-----

2- кесте- Ең жақсы беріліс бұрышы бар механизм

i_LPT	t1	t2	t3	t4	X_G	Y_G	x_E_loc	y_E_loc
136	0,06641	0,05859	0,99609	0,76172	0,32656	-1,3766	0,99844	0,20469

Қарастырылып отырған механизмнің көп өлшемшартты синтезі кезінде біз келесі деректерді қарастырамыз: $l_{AB} = 1.115$, $l_{BD} = 2.36$, $l_{OC} = 0.54$ м, $l_{BC} = 0.86$, $X_{D1} = 2.36$, $Y_{D1} = 0.13$, $l_{CD} = 1.5$ м.

Сондай-ақ топсаның тірекке бекіту координаттарын орнатамыз: $X_G = 0$, $Y_G = 0$, $X_A = 1.2$ м, $Y_A = -1.04$.

Мұнда өзгермелі параметрлер: $X_G, Y_G, X_E^{loc}, Y_E^{loc}$ (1-кесте).

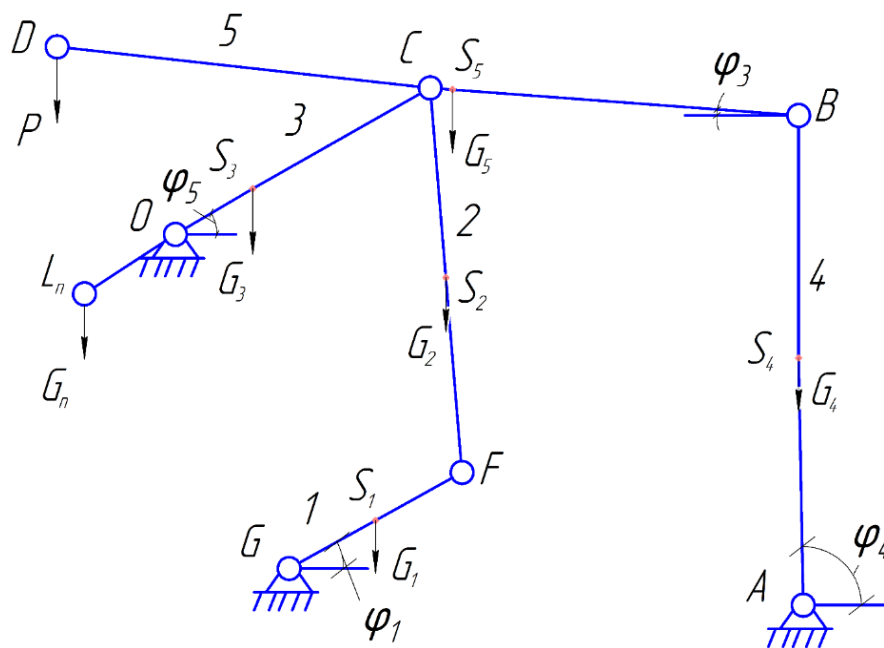
Механизмнің ең жақсы тасымалдау бұрышына сәйкес келетін мәндерді табу керек. ТТ-іздеу әдісін қолдана отырып, ең жақсы тасымалдау бұрышына сәйкес механизм табылды(2-кесте). Алынған сынақ кестесі қоса беріледі.

3 Тербелетін білдектерді есептеу және оңтайлы жобалау және теңестіру режимдерін зерттеу

3.1 Алты буынды түзу сызықты бағыттаушы ҚСҚ түрлендіргіш механизмнің динамикалық синтез мәселесін аналитикалық шешу

Есепті шешу барысында біз мүмкін болатын қозғалыстар қағидаларын қолданамыз және теңдеуді жазамыз, онда қарсы салмақтың белгісіздік параметрлерін айналу моменті арқылы өрнектейміз. Бұл жерде мәселені шешудің аналитикалық әдісін қарастырамыз, яғни тепе-теңдікті теңестіру үшін алты буынды түрлендіргіш механизмнің үшінші буынында қарсы салмақтың орнын табамыз.

Әрі қарай белгісіз параметрлердің мәнін табу барысында, M айналу моментінің орташа квадраттық мәнінің ең аз мөлшеріне қол жеткізіледі. Функцияның ең аз мөлшерлеу шартынан қарсы салмақтың орналасуын анықтау үшін теңдеу аламыз. Осылайша, біз ҚСҚ жетегінің алты буынды түрлендіргіш механизмін әр түрлі өндірістерде оңтайлы динамикалық тепе-теңдік мәселесінің аналитикалық шешімін аламыз.



12-сурет- Тербелмелі білдектің түрлендіргіш механизмі

12-суретте тербелмелі білдектің түрлендіргіш механизмі көрсетілген, қосиінді S_1 қосиіннің массалар центрі нүктесінде $\vec{G}_1$ - қосиін салмағы және $\vec{M}_D$ қозғалтқыш моменті әсер етеді, бұлғаққа бұлғақтың массалар центрінде G_2 бұлғақтың массасы әсер етеді. Үшінші буынға S_3 нүктесінде әсер беретін күш G_3 үшінші буынның салмағы әсер етеді. Бұлғаққа 4 бұлғақтың массалар центрі G_4 бұлғақтың салмағы әсер береді. 5-ші буынғамассалар центрі $\vec{G}_5$ –

бесінші буынның салмағы әсер етеді, қарнақ бағанының аспасы D нүктесінде $\vec{P}$ жүктемесі (қарнақ бағанының салмағы және сорып шығаратын сұйықтық).

Теңестіру есебінің мағынасы қосиін білігінің кіріс айналу моментін $\vec{M}$ минималдауда. Ол үшін қарсы салмақтың массасын және қарсы салмақтың масса центрінен айналу осіне дейінгі қашықтығын дұрыс таңдау керек.

Роторлық теңестіру кезінде қарсы салмақ қосиіндіде орнатылады.

Құрама теңестіру кезінде теңгергішке екінші қарсы салмақ қосыла орналасады.

Қосиіннің айналу осінен қарсы салмақтың масса центріне дейінгі арақашықтық алғашқы жуықтаулар бойынша былайша анықталады:

$$OL = \frac{k \cdot H_E (P_{up} + P_{down})}{4 \cdot G_{\Pi}} \quad (45)$$

мұнда H_E — қарнақ бағанның жүріс ұзындығы, м;

$P_{жоғарғы}$, $P_{төменгі}$ — жоғарғы және төменгі жүрісі кезіндегі қарнақ аспасының нүктесіндегі жүктеме, Н;

$G_{қс}$ — қарсы салмақтың жиынтықты салмағы, Н;

k - түзету коэффициенті;

Қосиінді біліктегі момент Мур мәндерінің екі шыңы тең болғанша пайдаланушы қолмен енгізеді. Белгілі қағиданы ескере отырып мүмкін орын ауыстыру принципін пайдаланымз

$$\sum \delta A_i = 0 \text{ или } \sum N_i = 0 \quad (46)$$

Қағида бойынша мүмкін орын ауыстырулар күштерінің қуаты нөлге тең болуы қажет. Бұны біздің есебіміз үшін :

$$\overline{G_1} V_{s_{1i}} + \overline{G_2} V_{s_{2i}} + \overline{G_3} V_{s_{3i}} + \overline{G_4} V_{s_{4i}} + \overline{G_5} V_{s_{5i}} + \overline{G_P} V_{s_{Di}} + \overline{G_{\Pi}} V_{L_i} + M_i \omega_i = 0 \quad (47)$$

мұндағы $\vec{V}_i$ - бұл ауырлық күштерін қолданудың тиісті нүктелерінің жылдамдығы, м/с;

ω_i - қосиіннің бұрыштық жылдамдығы, рад/с;

M – қосиін білігінің айналу моменті, Н·м.

Бұл бөлімде берілген тапсырманың талдаушылық шешім әдісін қарастырамыз.

Бастапқы мәлімет ретінде өрнек түрінде жазылған мүмкін орын ауыстырулар қағидасы жатады(47).

Мына белгілеулерді енгіземіз:

$$x_1 = G_{\Pi} l_{\Pi}, \text{ бұнда } l_{\Pi} = OL.$$

Сонда

$$\overline{G}_\Pi \overline{V}_L = -G_\Pi V_L^y = -G_\Pi \cdot l_\Pi \cdot \cos \varphi_{3i} \cdot \omega_{3i} \quad (48)$$

Әрі қарай өрнегімізді (48), механизмнің әрбір i -ші позициясы үшін енгізілген $i=1\dots,N$ белгінулерін ескере отырып қайта жазамыз.

$$\overline{G}_1 V_{s_{1i}} + \overline{G}_2 V_{s_{2i}} + \overline{G}_3 V_{s_{3i}} + \overline{G}_4 V_{s_{4i}} + \overline{G}_5 V_{s_{5i}} + \overline{G}_P V_{D_i} - x_1 \omega_{3i} \cos \varphi_{3i} + M_i \omega_i = 0 \quad (49)$$

Белгісіз айнымалыны x_1 табу үшін, онда қосиіндіның толық айналу кезінде теңестіру моментінің ең аз мәніне қол жеткізілетін екі әдіс ұсынылады.

Алынған өрнектен біз M_i -ды табамыз, оны қуаттың қалған мәндері арқылы білдіреміз:

$$M_i = \frac{1}{\omega_1} \left[-\overline{G}_1 \overline{V}_{s_{1i}} - \overline{G}_2 \overline{V}_{s_{2i}} - \overline{G}_3 \overline{V}_{s_{3i}} - \overline{G}_4 \overline{V}_{s_{4i}} - \overline{G}_5 \overline{V}_{s_{5i}} - \overline{G}_P \overline{V}_{s_{D_i}} \right] + x_1 \frac{\omega_{3i}}{\omega_1} \cos \varphi_{3i} = 0 \quad (50)$$

Мына белгілеулерді енгіземіз:

$$d_i = [-\overline{G}_1 \overline{V}_{s_{1i}} - \overline{G}_2 \overline{V}_{s_{2i}} - \overline{G}_3 \overline{V}_{s_{3i}} - \overline{G}_4 \overline{V}_{s_{4i}} - \overline{G}_5 \overline{V}_{s_{5i}} - \overline{G}_P \overline{V}_{s_{D_i}}] \quad (51)$$

$$c_i = \frac{\omega_{3i}}{\omega_1} \cos \varphi_{3i} \quad (52)$$

және өрнекті қайта жазамыз(50)

$$M_i = b_i + x_1 c_i. \quad (53)$$

Содан кейін тапсырма S функцияның минимумын табуға дейін азаяды, x_1 айнымалымына тәуелді

$$S(x_1) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N M_i^2 \Rightarrow \min_{x_1} \quad (54)$$

Осылайша, x_1 мәні ізделінеді, онда M айналу моменттіның ең аз өлшемнің орташа квадраттық мәніне қол жеткізіледі.

Өздеріңіз білетіндей, функцияның ең аз өлшеміне жету үшін оның бірінші туындысы нөлге тең болуы керек, яғни

$$\frac{dS}{dx_1} = 0, \quad (55)$$

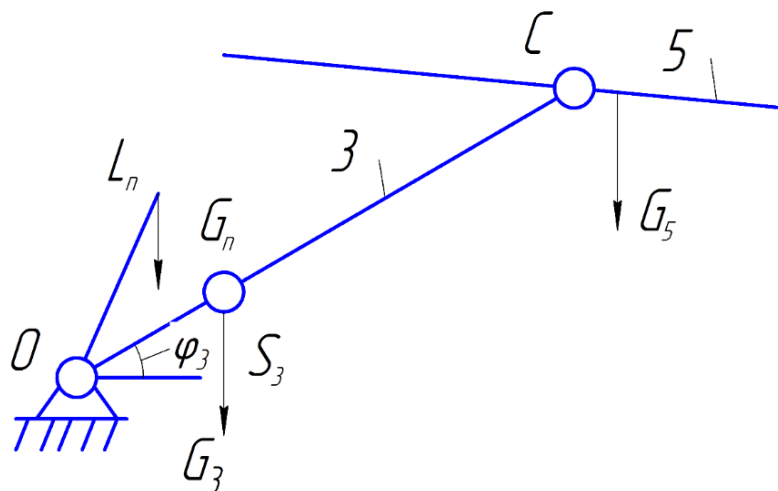
$$\sum_{i=1}^N \frac{2(d_i c_i + c_i^2 x_1)}{N} = 0, \quad (56)$$

Осылайша мынадай шешім табамыз:

$$x_1 = \frac{-\sum_{i=1}^N d_i c_i}{\sum_{i=1}^N c_i^2} = \frac{[-\overline{G_1 V_{s_{1i}}} - \overline{G_2 V_{s_{2i}}} - \overline{G_3 V_{s_{3i}}} - \overline{G_4 V_{s_{4i}}} - \overline{G_5 V_{s_{5i}}} - \overline{G_P V_{S_{D_i}}}] \cos \varphi_{3i}}{\omega_i \cos^2 \varphi_i} \quad (57)$$

2) Екінші әдістің мәнінің тұжырымдамасы келесіде.

Үшінші буындағы қарсы салмақ α_{II}^3 бұрышқа жылжуы кезіндегі теңестіру мәселесін қарастырамыз (13-сурет).



13-сурет- Қосымша жүкті үшінші буынға орналастыру

13-шы суретте үшінші буын көрсетілген, ал аралық буындар дөңгеленіп көрсетілген. Содан өрнектегі сәйкес қосылғыштар (53) үшін біз

$$\overline{G_{II} V_{II}} = -\omega_{Oci} G_{II} l_{II} \cos(\varphi_{3i} + \alpha_{II}) = -\omega_{Oci} G_{II} l_{II} \cos \alpha_{II} \cos \varphi_{3i} + \omega_{Oci} G_{II} l_{II} \sin \alpha_{II} \sin \varphi_{3i} \quad (58)$$

Айнымалыларды енгізейік:

$$x_1 = G_{II} l_{II} \cos \alpha_{II}, \quad x_2 = G_{II} l_{II} \sin \alpha_{II} \quad (59)$$

және белгілер:

$$c_i = \frac{\omega_{Oci}}{\omega_{GF}} \cos \alpha_{3i}, \quad s_i = \frac{\omega_{Oci}}{\omega_{GF}} \sin \alpha_{3i}, \quad d_i = -\frac{1}{\omega_{GF}} \cdot \sum \overline{F_i V_i} \quad (60)$$

Әрі қарай өрнегімізді (11), механизмнің әрбір i -ші орналасқан жері үшін енгізілген айнымалылар мен белгілерді $i=1, \dots, N$ ескере отырып қайта жазамыз.

$$M_i = d_i + x_1 \cdot c_i - x_2 \cdot s_i, \quad (61)$$

x_1 мәні ізделінеді, онда M айналу моменттің ең аз өлшемнің орташа квадраттық мәніне қол жеткізіледі

$$S(x_1, x_2) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N M_i^2 \Rightarrow \min_{x_1, x_2} \quad (62)$$

Қажетті ең аз өлшемді атқарым шарттарынан S біз екі белгісізі бар екі теңдеуді қабылдаймыз

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N c_i^2 \cdot x_1 - \sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i \cdot x_2 = -\sum_{i=1}^N c_i \cdot d_i \\ \sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i \cdot x_1 - \sum_{i=1}^N s_i^2 \cdot x_2 = -\sum_{i=1}^N s_i \cdot d_i \end{cases} \quad (63)$$

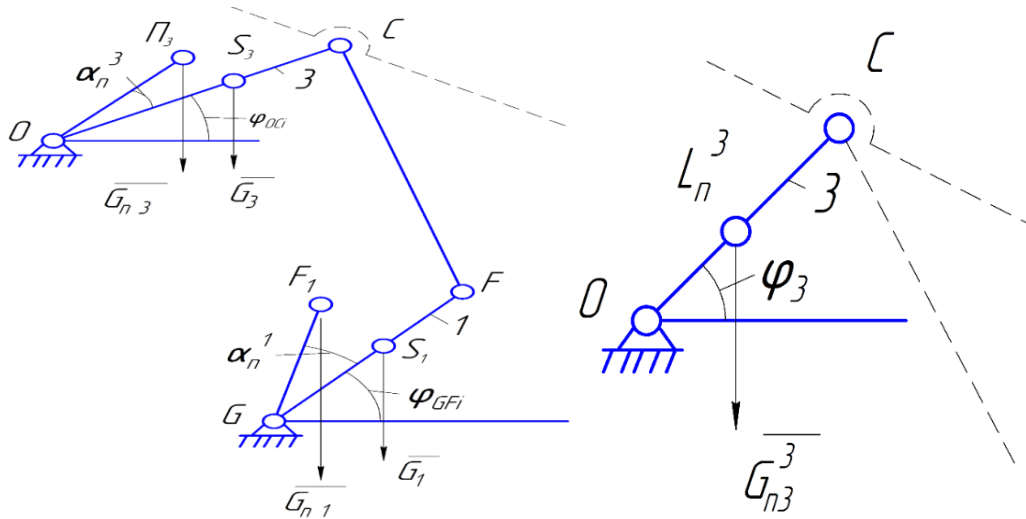
Белгілі сандық әдістермен теңдеулер жүйесін шешу арқылы, шешімдер аламыз. Есептің аналитикалық шешімі $\det A \neq 0$ орындалуымен мына түрге ие болады

$$\bar{x} = A^{-1} \cdot \bar{d}, \quad (64)$$

Бұдан

$$A = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N c_i^2 & -\sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i \\ \sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i & -\sum_{i=1}^N s_i^2 \end{bmatrix}, \bar{d} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N c_i \cdot d_i \\ \sum_{i=1}^N s_i \cdot d_i \end{bmatrix}, \bar{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (65)$$

3) Енді біз құрама теңестірулер қарсы салмақ тек 3-ші буынға ғана емес, сонымен қатар қосиіндіге де орналастырылған кездегі есебін шешеміз. Оңтайлы динамикалық теңдестіру есебінің жалпы түрден аналитикалық түрде шешуге тырысайық. Сонымен қатар, қосиіндідегі қарсы салмақ α_{II}^1 бұрышқа, ал үшінші буындағы қарсы салмақ бұрышқа α_{II}^3 жылжиды деп санаймыз(14-сурет).



14-сурет- Үшінші буындағы қарсы салмақ

14-шы суретте үш буынды және алты буынды қосиінді механизм, аралық буындар дөңгеленіп көрсетілген.

Құрама теңестірулер мүмкін орын ауыстырулар қағидасын теңдестіру келесі түрде жазылады:

$$\begin{aligned} \overline{G}_1 V_{S_{1i}} + \overline{G}_2 V_{S_{2i}} + \overline{G}_3 V_{S_{3i}} + \overline{G}_4 V_{S_{4i}} + \overline{G}_5 V_{S_{5i}} + \overline{G}_P S_{D_i} + \overline{G}_\Pi^3 V_{\Pi_i}^3 + \\ + \overline{G}_\Pi^1 V_{\Pi_i}^1 + M_i \omega_{GF} = 0 \end{aligned} \quad (66)$$

Мүмкін орын ауыстыру қағидасын білдіруде сәйкес қосылғыштарға ұйқасы үшін (66) қабылдаймыз

$$\begin{aligned} \overline{G}_\Pi^1 V_{\Pi_i}^1 &= -G_\Pi^1 \cdot l_\Pi^1 \cos(\varphi_{GF_i} + \alpha_\Pi^1) = \\ &= -\omega_{GF} G_\Pi^1 \cdot l_\Pi^1 \cos \alpha_\Pi^1 \cos \varphi_{1i} + \omega_{GF} G_\Pi^1 \cdot l_\Pi^1 \cdot \sin \alpha_\Pi^1 \cdot \sin \varphi_{1i} \\ \overline{G}_\Pi^3 V_{\Pi_i}^3 &= -G_\Pi^3 \cdot l_\Pi^3 \cos(\varphi_{OC_i} + \alpha_\Pi^3) = \\ &= -\omega_{OC_i} G_\Pi^3 l_\Pi^3 \cos \alpha_\Pi^3 \cos \varphi_{3i} + \omega_{OC_i} G_\Pi^3 l_\Pi^3 \sin \alpha_\Pi^3 \sin \varphi_{3i} \end{aligned} \quad (67)$$

Айнымалыларды енгізейік

$$x_1 = G_\Pi^1 l_\Pi^1 \cos \alpha_\Pi^1, x_2 = G_\Pi^1 l_\Pi^1 \sin \alpha_\Pi^1, x_3 = G_\Pi^3 l_\Pi^3 \cos \alpha_\Pi^3, x_4 = G_\Pi^3 l_\Pi^3 \sin \alpha_\Pi^3 \quad (68)$$

Сонда (65) мына түрді қабылдайды:

$$\begin{aligned} M_i &= \frac{1}{\omega_{GF}} [-\overline{G}_1 V_{S_{1i}} - \overline{G}_2 V_{S_{2i}} - \overline{G}_3 V_{S_{3i}} - \overline{G}_4 V_{S_{4i}} - \overline{G}_5 V_{S_{5i}} - \overline{G}_P S_{D_i}] + \\ &+ x_1 \cos \varphi_{1i} - x_2 \sin \varphi_{1i} + x_3 \frac{\omega_{OC_i}}{\omega_{GF}} \cos \varphi_{3i} - x_4 \cdot \frac{\omega_{OC_i}}{\omega_{GF}} \sin \varphi_{3i} = 0 \end{aligned} \quad (69)$$

Белгілеулерді енгіземіз

$$\begin{aligned} s_i &= \sin \varphi_{1_i}, \quad c_i = \cos \varphi_{1_i}, \quad a_i = \frac{\omega_{oci}}{\omega_{GF}} \cos \varphi_{3_i}, \quad b_i = \frac{\omega_{oci}}{\omega_{GF}} \sin \varphi_{3_i} \\ ,d_i &= -\frac{1}{\omega_{GF}} \sum \overline{G_i} \overline{V_i} \end{aligned} \quad (70)$$

(61) қайта жазамыз, енгізілген айнымалыларды және механизмнің әрбір i -ші айқындамасы үшін белгілерді $i=1\dots, N$, ескере отырып мына түрде қабылдаймыз

$$M_i = d_i + x_1 c_i - x_2 s_i + x_3 a_i - x_1 b_i \quad (71)$$

Біз M моменттің ең аз мөлшердегі орташа квадраттық мәніне жететін x_1, x_2, x_3, x_4 мәндерің іздейміз.

$$S(x_1, x_2, x_3, x_4) = \frac{1}{N} = \sum M_i^2 \rightarrow \min x_1, x_2, x_3, x_4 \quad (72)$$

Қажетті ең аз мөлшердегі S функция шарттарынан

$$\begin{cases} \frac{\partial S}{\partial x_1} = 0 \\ \frac{\partial S}{\partial x_2} = 0 \\ \frac{\partial S}{\partial x_3} = 0 \\ \frac{\partial S}{\partial x_4} = 0 \end{cases}, \text{ төрт белгісіздерімен төрт теңдеуді табамыз}$$

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N c_i^2 \cdot x_1 - \sum c_i \cdot s_i x_2 + \sum c_i \cdot a_i x_3 - \sum c_i \cdot b_i x_4 = \sum c_i d_i \\ \sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i x_1 - \sum s_i^2 x_2 + \sum s_i \cdot a_i x_3 - \sum s_i \cdot b_i x_4 = \sum s_i d_i \\ \sum_{i=1}^N a_i \cdot c_i x_1 - \sum a_i \cdot s_i x_2 + \sum a_i^2 x_3 - \sum a_i \cdot b_i x_4 = \sum a_i d_i \\ \sum_{i=1}^N b_i \cdot c_i x_1 - \sum b_i \cdot s_i x_2 + \sum b_i \cdot a_i x_3 - \sum b_i^2 x_4 = \sum b_i d_i \end{cases} \quad (73)$$

Төрт теңдеулер жүйесін сандық әдістермен шеше отырып, шешімін шығарамыз. Есептің аналитикалық шешімі $\det A \neq 0$ шарты орындалған кезде мына түрге ие болады

$$\overline{X} = A^{-1} \cdot \overline{d} \quad (74)$$

Осында

$$A = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N c_i^2 & -\sum c_i \cdot s_i & \sum c_i \cdot a_i & -\sum c_i \cdot b_i \\ \sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i & -\sum s_i^2 & \sum s_i \cdot a_i & -\sum s_i \cdot b_i \\ \sum_{i=1}^N a_i \cdot c_i & -\sum a_i \cdot s_i & \sum a_i^2 & -\sum a_i \cdot b_i \\ \sum_{i=1}^N b_i \cdot c_i & -\sum b_i \cdot s_i & \sum b_i \cdot a_i & -\sum b_i^2 \end{bmatrix} \quad (75)$$

$$\bar{d} = \begin{bmatrix} -\sum_{i=1}^N c_i \\ -\sum_{i=1}^N s_i \\ \sum_{i=1}^N a_i \\ \sum_{i=1}^N b_i \end{bmatrix} \quad \bar{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (76)$$

Айналу моменті $M_i = M^* = \text{const}$ тұрақты пен санай отырып $x_5 = M^*$ жаңа айнымалыны енгіземіз және мына түрде (73) қайта жазамыз

$$\frac{1}{\omega_{GF}} \sum_{i=1}^N (d_i + x_1 \cdot c_i - x_2 \cdot s_i + x_3 \cdot a_i - x_4 \cdot b_i + x_5) = 0 \quad (77)$$

Сол жағын (56) Δ_i белгісізімен белгілейміз және Δ_i нөлге жуықталу кезіндегі жинақтау шарттары бойынша x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 мәндерін табамыз. Осылайша S функцияның орташа квадраттық мәнін барынша азайтамыз.

$$S(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) = \frac{1}{N} \sum \Delta_i^2 \rightarrow \min x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 \quad (78)$$

Ең аз мөлшердің шарттары бойынша бес белгісізі бар бес теңдеуді қабылдаймыз

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N c_i^2 \cdot x_1 - \sum c_i \cdot s_i x_2 + \sum c_i \cdot a_i x_3 - \sum c_i \cdot b_i x_4 + \sum c_i x_5 = -\sum_{i=1}^N c_i d_i \\ \sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i x_1 - \sum s_i^2 x_2 + \sum s_i \cdot a_i x_3 - \sum s_i \cdot b_i x_4 + \sum s_i x_5 = -\sum s_i d_i \\ \sum_{i=1}^N a_i \cdot c_i x_1 - \sum a_i \cdot s_i x_2 + \sum a_i^2 x_3 - \sum a_i \cdot b_i x_4 + \sum a_i x_5 = -\sum a_i d_i \\ \sum_{i=1}^N b_i \cdot c_i x_1 - \sum b_i \cdot s_i x_2 + \sum b_i \cdot a_i x_3 - \sum b_i^2 x_4 + \sum b_i x_5 = -\sum b_i d_i \\ \sum_{i=1}^N c_i x_1 - \sum_{i=1}^N s_i x_2 + \sum_{i=1}^N a_i x_3 - \sum_{i=1}^N b_i x_4 + N \cdot x_5 = -\sum_{i=1}^N d_i \end{cases} \quad (79)$$

$\det A \neq 0$ шартын ескере отырып осыған ұқсас аналитикалық және сандық теңдеу жүйесін шешеміз (57) бұдан

$$A = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N c_i^2 & -\sum c_i \cdot s_i & \sum c_i \cdot a_i & -\sum c_i \cdot b_i & \sum c_i \\ \sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i & -\sum s_i^2 & \sum s_i \cdot a_i & -\sum s_i \cdot b_i & \sum s_i \\ \sum_{i=1}^N a_i \cdot c_i & -\sum a_i \cdot s_i & \sum a_i^2 & -\sum a_i \cdot b_i & \sum a_i \\ \sum_{i=1}^N b_i \cdot c_i & -\sum b_i \cdot s_i & \sum b_i \cdot a_i & -\sum b_i^2 & \sum b_i \\ \sum c_i & -\sum s_i & \sum a_i & -\sum b_i & N \end{bmatrix} \quad (80)$$

Оңтайлы динамикалық теңдестірудің сандық нәтижелері.

Құрастырылған компьютерлік модельді және жоғарыда сипатталған түрлендіргіш тетіктің аналитикалық динамикалық жинақтау әдісін пайдалана отырып, ҚСҚ жетегінің түрлендіргіш алты буынның тетігін оңтайлы динамикалық теңдестіру нәтижелері.

3- кесте- Оңтайлы теңестіру міндетін аналитикалық шешу нәтижелері

Мағынасы	SK_R2_02	$\omega_1=0,5c^{-1}$ $P_g/P_n=30/10кН$			
		1-әдіс	2- әдіс	3- әдіс	4- әдіс
Mmax ,кНм	8,60	8,17	8,216	6,753	6,758
Mсред, кНм	-	3,892	3,991	3,972	3,992
m_3 , кг	478	478	478	478	478
l_3 , м	0,525	0,753	0,753	0,844	0,844
α_3 , градус	-	-	18,62	8,53	8,57
m_1 , кг	-	-	-	4000	4000
l_1 , м	-	-	-	1,334	1,334
α_1 градус	-	-	-	-58,2414	-58,2414

Екінші бағанда теңестіру нәтижелері k түзеті кэффиценті арқылы алынды, ол кері салмақ массалар центрінен айналу осінінен қашықтығын реттейді және Мур біліктің айналу момент мәнінің екі шыңы тең болғанға дейін қолмен енгізіледі. Үшінші бағанда аналитикалық әдістің шешімдері $G_{II}l_{II}$ мәнің табу үшін қарастырылды, бұл кезде ең төменгі М айналу моментінің орташа квадраттық мәніне қол жеткізіледі

4-ші бағанда үшінші буындағы қарсы салмақ α_{II}^3 бұрышқа ығысқан кездегі теңестіру міндетін шешудің талдамалық әдісінің нәтижесі.

14-ші суретте оңтайлы теңестіру кезінде айналдыру моментінің өзгерту кестелері

Бұдан әрі қарсы салмақ 3-ші буынға ғана емес, қисық сызыққа да орналасатын құрама теңестіру міндетін талдамалы шешу нәтижелері. Сондай-ақ қисықтағы қарсы салмақ бұрышқа ығыстырылған

Әрі қарай, тепе-теңдік тек 3-ші буынға ғана емес, сонымен қатар қосиіндіге де орналастырылған кезде біріктірілген тепе-теңдік мәселесін аналитикалық шешудің нәтижелері. Сондай-ақ, қосиінді тепе-теңдік бұрышқа, ал үшінші буындағы тепе-теңдік бұрышқа жылжиды.

4 Тербелмелі білдекті механизмнің жаңа құрылымы

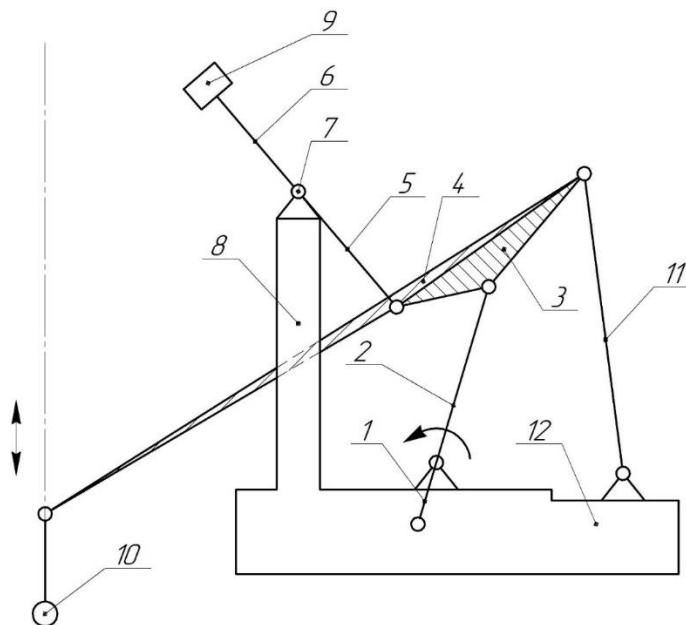
4.1 Тербелмелі білдекті механизмнің оңтайлы құрылымы

Негізгі төрт буынды топсалы механизмге жалғанған қосиінді-бұлғақты жұпты тербелмелі білдекті жетек механизмі, теңгергіш тірегіне, алдыңғы және артқы иықты екі иықты теңгергішке, екі ұшбұрышты контурдан тұратын бұлғақпен ерекшеленетін және қос иықты теңгергіштің артқы иығы мен күйентеліге топсалы қосылысты, ал алдыңғы ұшбұрышты контур, бұлғақтың алдыңғы иығымен қарнақ бағанасының аспа нүктесімен жалғанған, бұл ретте қарсы салмақ қос иықты күйентеліге бекітілген.

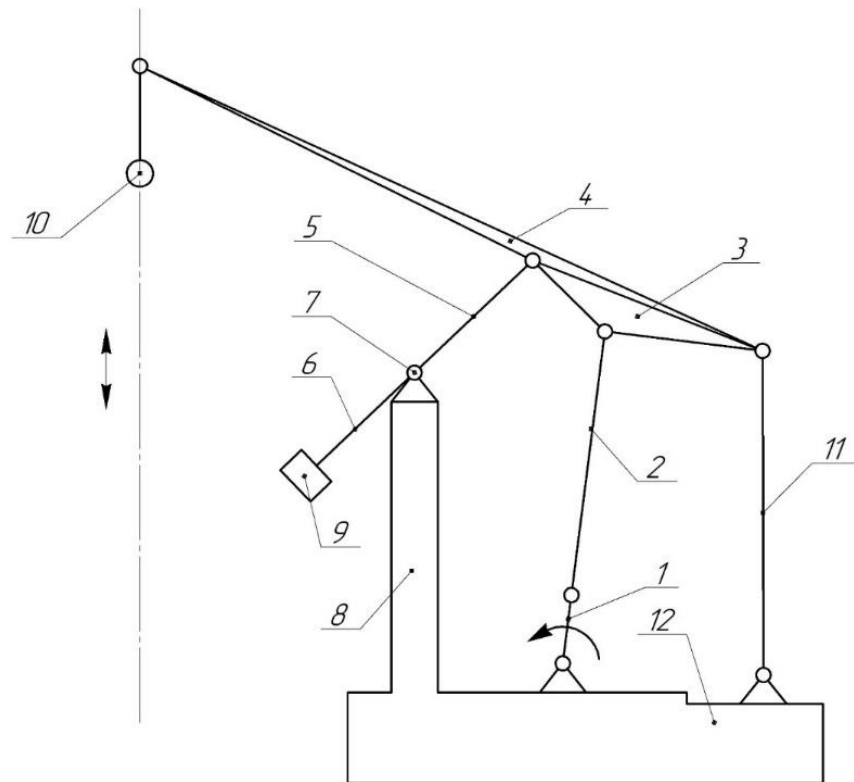
Өнертабыстың мақсаты III классты алты буынды түзу сызықты бағыттаушы түрлендіргіш тетік негізінде қарнақты сорғы қондырғыларының теңгергішсіз жетегінің оңтайлы конструкциясын әзірлеу болып табылады.

Техникалық нәтижеге негізгі төрт буынды механизмге III класс механизмін құра отырып, екі тағалы топтың қосылуымен қол жеткізіледі. Қосылған екі жетекті тобы тіреумен және бұлғақпен байланысты жетекші қосиін болып табылады.

15-ші суретте төменгі күйдегі III классты алты буынды түзу сызықты бағыттаушы түрлендіргіш механизмнің негізінде қарнақты сорғы қондырғысының жетек механизмінің кинематикалық сұлбасы, 16-суретте - жоғарғы қалыпта дәл сондай.



15-сурет- Төменгі күйдегі қарнақты сорғы қондырғысының жетек механизмінің кинематикалық сұлбасы



16-сурет- Жоғарғы күйдегі қарнақты сорғы қондырғысының жетек механизмінің кинематикалық сұлбасы

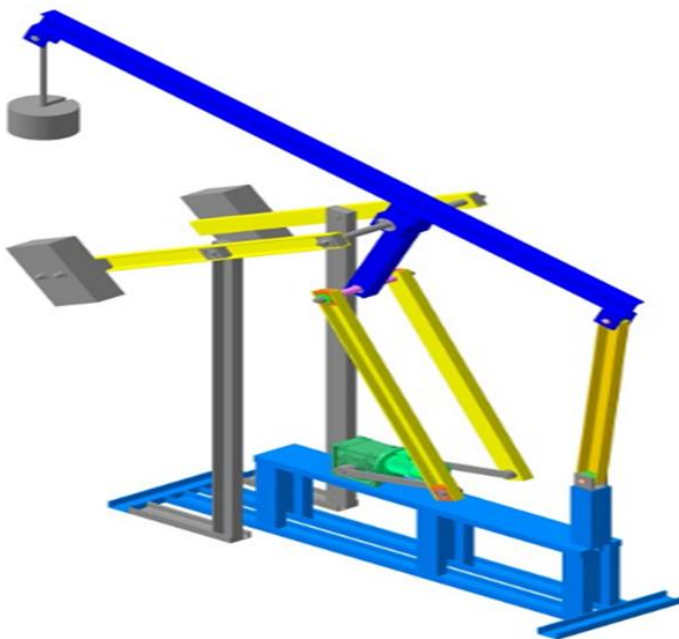
Өлшемдері: $L_{AB}=1115$ мм, $L_{BD}=2360.35$ мм, $L_{CD}=1019.205$ мм, $L_{BC}=868.28$ мм, $L_{CD}=1494.10$ мм, $L_{BC}=868.28$ мм, $L_{OC}=548.95$ мм, $L_{CE}=533.729$ мм, $L_{EF}=1163.4655$ мм, $L_{FG}=454.879$ мм.

ТБ жетек механизмі 1 қосиін (сурет 8) , 1 қосиінге бір бетінен топсалы қосылған 2 бұлғақ, ал екінші бетінен 3 және 4 үшбұрышты контурлардан тұратын бұлғаққа қосылған. Бұлғаққа 3 артқы иықпен 5 қосылған теңгергіш 6, тірекке 8 қосылған ортаңғы топсамен 7, ал алдыңғы иықты теңгергіште-6 қарсы салмақ 9 бекітілген. Бұлғақ 3 күйентеліге 11 қосылған, ал алдыңғы иықта 4 бұлғақ 3 бастиек 10 бекітілген.Күйентелі 11 және қосиін 1 – тірекпен 12 топсалы қосылған.

ТБ жетек механизмі келесі күйде жұмыс жасайды. Айналу моменті бәсендеткіштен (сұлбада көрсетілмеген) қосиін 1 өсіне беріледі. Қосиін айналуы 1 бұлғақтың 2 көмегімен бұлғаққа 3 беріледі, сонымен қатар артқы иыққа 5 қосиықты теңгергіш 6, бұлғақ 3 күйентеліге 11 әсер етеді, соған орай артқы 5 және алдыңғы иықты қос иықты теңгергіш 6, күйентелі 11 доғалар бойынша қайтпалы-тербелмелі қозғалыс жасайды, ал бастиегі 10 қарнақ бағанына бекітіледі ал алдыңғы иықта 4 орналасқан бұлғақ 3, тік сызықты қайтымды- ілгерілемелі қозғалыс жасайды.

4.2 Жобалау-конструкторлық құжаттаманы әзірлеу және эксперименттік үлгіні әзірлеу

Қарнақты сорғы қондырғылары жетегінің алты буынды түзу сызықты-бағыттаушы түрлендіргіш механизмі конструкциясының эксперименттік үлгісін жасау үшін жұмыс аясында КОМПАС 3D-де механизмнің барлық құрылымдық құрамдас бөліктерінің геометриялық моделі жасалды(10-сурет).



17-сурет- 3D штангалық сорғы қондырғыларының жоғарғы күйіндегі жетек механизмінің сұлбасы



18-сурет- Алты буынды түзу сызықты бағыттаушы түрлендіргіш жетек механизмінің эксперименттік үлгісі

Штангалық сорғы қондырғыларының жетегінің түрлендіргіш механизмінің эксперименттік үлгісі (17-сурет) көрсетілген.

Проведён синтез преобразующего механизма, разработан ПКД макета и изготовлен экспериментальный образец установки, который полностью подтвердил работоспособность преобразующего механизма.

Түрлендіргіш механизмнің синтезі жүргізілді, макеттің ЖКҚ әзірленді және түрлендіргіш механизмнің жұмысын толық растайтын қондырғының эксперименттік үлгісі жасалды. Компас 3D-дегі механизмнің барлық құрылымдық құрамдас бөліктерінің геометриялық моделі жобаланды.

4.3 Maple бағдарламалау және кодтау жүйесі

Maple-әртүрлі математикалық есептерді шешуге арналған жоғары деңгейлі компьютерлік алгебралық жүйе (CAS). Maple бағдарламасының бірнеше негізгі сипаттамалары бар, олар:

1 Символдық есептеу. Maple символдық өрнектермен жұмыс істей алады, бұл теңдеулерді, туындыларды, интегралдарды және басқа математикалық амалдарды символдық өрнектердің дәлдігімен шешуге мүмкіндік береді.

2 Сандық есептеу. Символдық есептеулерден басқа, Maple сандық есептеулерді орындауға мүмкіндік береді, бұл сандық жуықтау қажет болатын есептерді шешуде пайдалы.

3 Графикалық интерфейс: Maple интуитивті графикалық интерфейске ие, ол математикалық объектілерді визуализациялауға, функционалдық графиктерді құруға, графика мен анимациямен жұмыс істеуге мүмкіндік береді.

4 Бағдарламалау. Maple математикалық есептерді автоматтандыру үшін пайдаланушы сценарийлері мен функцияларын жасауға мүмкіндік беретін бағдарламалау тілін қолдайды.

5 Математикалық салалардың кең ауқымы. Maple алгебра, геометрия, дифференциалдық теңдеулер, статистика, оңтайландыру және басқа математикалық салалармен жұмыс істеуге арналған құралдарды ұсынады.

6 Басқа тілдермен үйлесімділік: Maple-ді C, Java және т. б. сияқты басқа бағдарламалау тілдерімен интеграциялауда қолдануға болады.

7 Педагогикалық ресурстар. Maple бағдарламасы білім беру мекемелерінде Математиканы оқыту және оқу үшін кеңінен қолданылады.

Maple бағдарламасында есептеулер символдық және сандық әдістерді қолдану арқылы жүзеге асырылуы мүмкін. Maple-де есептеулерді қалай жасауға болатынының бірнеше мысалдары:

1 Алгебралық өрнектер. Алгебралық өрнектермен манипуляция жасай алады, факторизация, теңдеулерді жеңілдету және шешу:

```
maple
expr := (x^2 + 2*x + 1)/(x + 1);
simplified_expr := simplify(expr);
```

`solve(expr = 0, x);`

- Дифференциация және интеграция. Maple символдық функцияларды саралау мен біріктіруді орындай алады:

```
maple
f := x^2 + 2*x + 1;
df_dx := diff(f, x);
int_f_dx := int(f, x);
```

- Дифференциалдық теңдеулердің символдық шешімдері:

```
maple
deqn := diff(y(x), x) = x*y(x);
dsolve(deqn, y(x));
```

2 Сандық есептеу:

- Теңдеулерді сандық әдістермен шешу:

```
maple
fsolve(x^2 - 4 = 0, x);
```

- Саралау және интеграциялау үшін сандық әдістерді қолдану:

```
maple
numerical_diff := diff(f, x, method = finiteDifference);
numerical_int := int(f, x, method = trapezoid);
```

- Дифференциалдық теңдеулердің сандық шешімі:

```
maple
deqn := diff(y(x), x) = x*y(x);
dsolve(deqn, y(x), numeric);
```

3 Графика және визуализация:

- Функциялардың графикін құру:

```
maple
plot(x^2, x = -2..2);
```

- Деректерді визуализациялау:

```
maple
data := [[-2, -1], [0, 1], [2, -2]];
pointplot(data);
```

4 Оңтайландыру:

- Функциялардың минимумын немесе максимумын табу:

```
maple
f := x^2 - 4*x + 4;
optimize(f, x = -infinity..infinity);
```

Бұл мысалдар Maple-де есептеулердің символдық және сандық аспектілерін көрсетеді. Бағдарлама әртүрлі математикалық есептерді шешуге арналған көптеген функцияларды ұсынады.

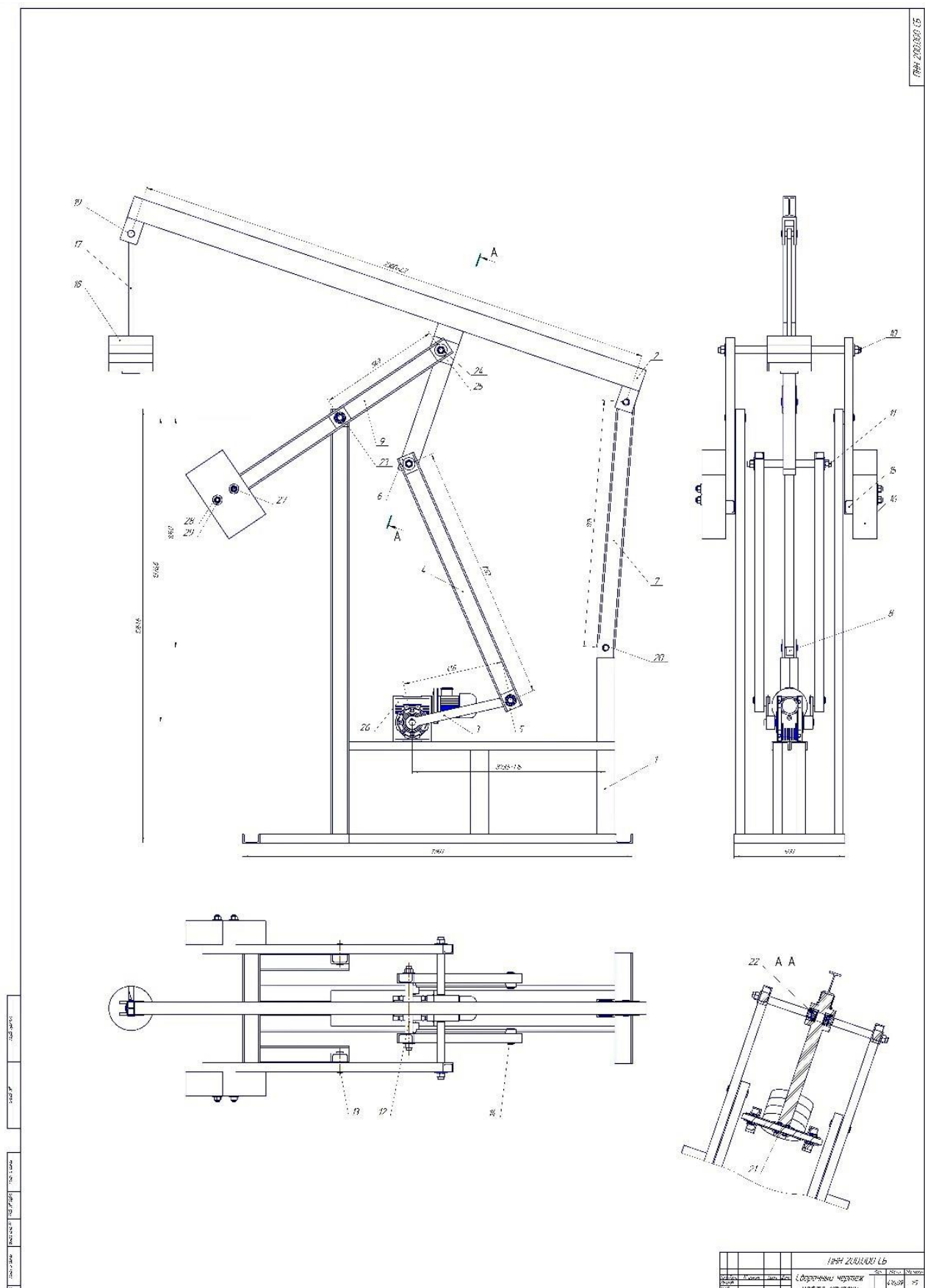
Сынау нәтижелерін Maple бағдарламалық ортасында есептеу барысында бағдарламаның үзіндісі

```
restart;
with(plots);
```

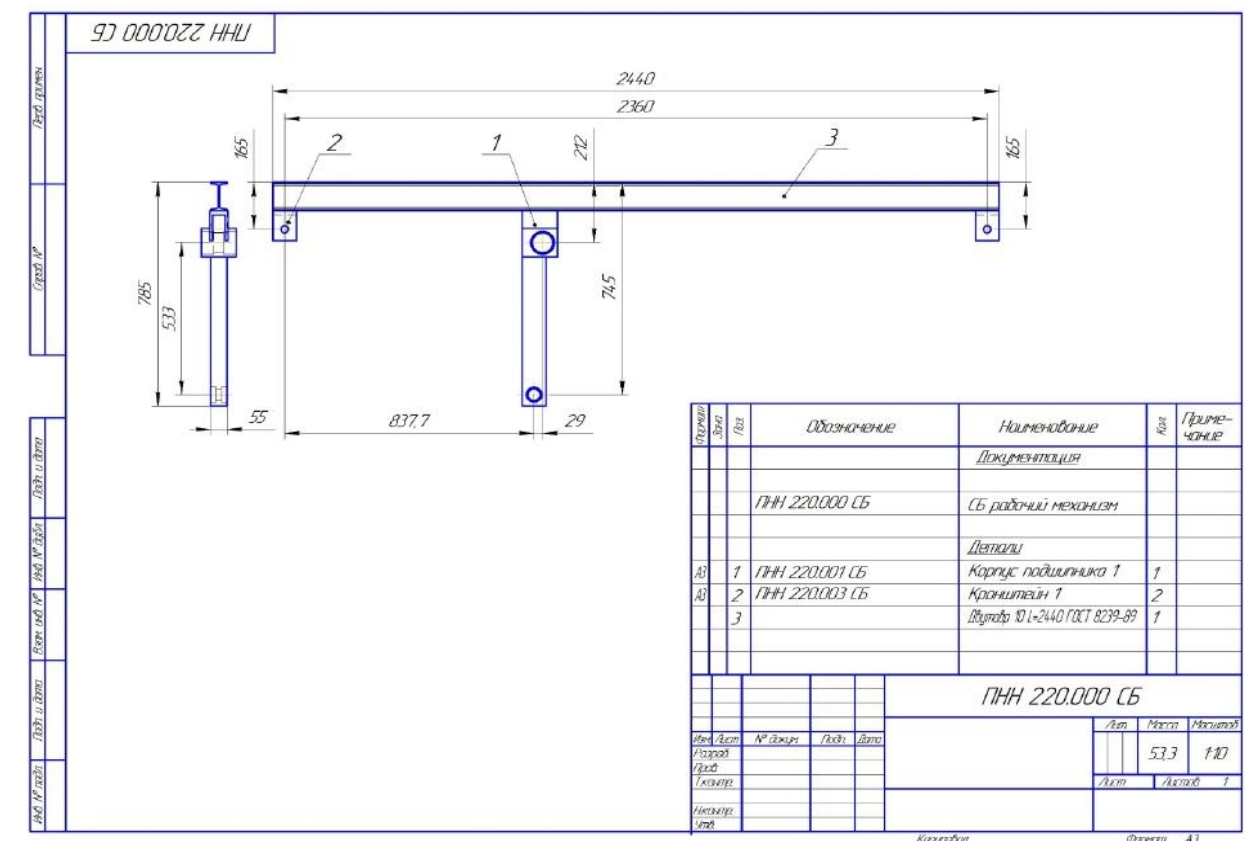
```

with(plottools);
Stoica := proc(A, R, alpha := 270, beta := Pi/6) local R1, alpha1, B, C; R1 :=
3*R; alpha1 := 1/180*Pi*alpha; B := evalf(A + R1*[cos(alpha1 + beta), sin(alpha1
+ beta)]); R1 := 2*R1*sin(beta); C := evalf(B + R1*[sin(alpha1), -cos(alpha1)]);
polygon([A, B, C], color = white); end proc;
arctgAB := proc(A, B) arctan(B[2] - A[2], B[1] - A[1]); end proc;
LineR := proc(P1, P2, R1 := 0.03, R2 := R1, th := 2) local A, B, P, varphi;
varphi := arctgAB(P1, P2); P := [cos(varphi), sin(varphi)]; A := evalf(P1 + R1*P);
B := evalf(P2 - R2*P); line(A, B, thickness = th); end proc;
LineR := proc (P1, P2, R1 := 0.3e-1, R2 := R1, th := 2) local
A, B, P, varphi; varphi := arctgAB(P1, P2); P := [cos(varphi)\
, sin(varphi)]; A := evalf(P1+R1*P); B := evalf(P2-R2*P);
plottools:-line(A, B, thickness = th) end proc
DyadRRR:=proc(X_U,Y_U, X_W,Y_W, l_UV, l_VW, Assembly) local
Dyad_Break,sln_,X_1,X_2,Y_1,Y_2,determ,X_,Y_; #`RRR-dyad "UVW"
position analysis: U,W-external joints, V-internal joint (to be determined)` #`Input
parameters: X_U,Y_U, X_W,Y_W, l_UV, l_VW, Assembly (dyad assembly "+1"
or "-1")` #`Output parameters: X_,Y_,Dyad_Break` #`Dyad_Break:=0 &ndash;
normal end` #`Dyad_Break=3 &ndash; non-positive link-length`
#`Dyad_Break=2 &ndash; singularity (dyad UVW along straight-line)`
#`Dyad_Break=1 &ndash; dyad UVW break` Dyad_Break:=0; if ((l_UV)<=0 or
(l_VW)<=0) then Dyad_Break:=3; fi; sln_:=solve({(X_U-X_)^(2)+(Y_U-
Y_)^(2)-(l_UV)^(2)=0, (X_W-X_)^(2)+(Y_W-Y_)^(2)-
(l_VW)^(2)=0},{X_,Y_}); X_1:=rhs(sln_[1][1]);X_2:=rhs(sln_[2][1]); #``еки
пешім [X_1,Y_1] және [X_2,Y_2]` ` Y_1:=rhs(sln_[1][2]);
Y_2:=rhs(sln_[2][2]); if ( type(X_1,float)=false or type(Y_1,float)=false) then
Dyad_Break:=1; fi; determ:= (X_1-X_W)*(Y_U-Y_W)-(X_U-X_W)*(Y_1-
Y_W); if determ=0 then Dyad_Break:=2; fi;

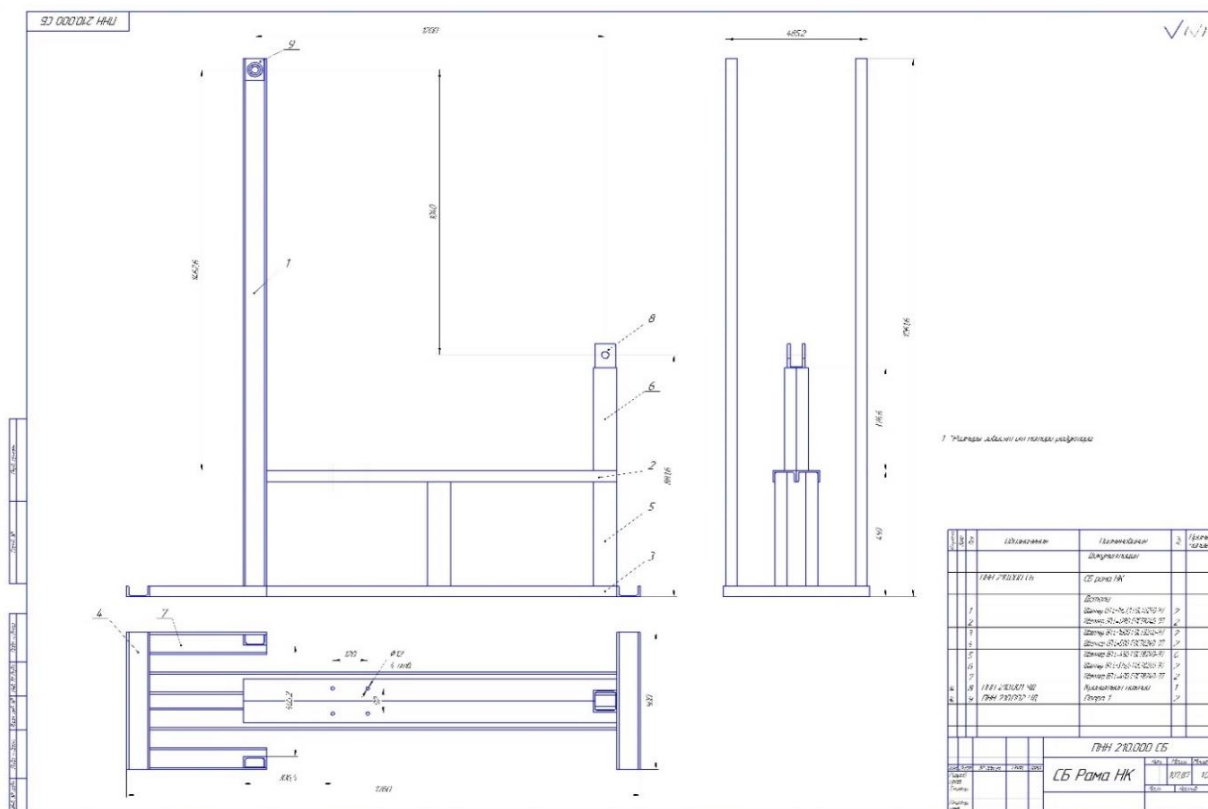
```

19-сурет- Тербелме білдегінің құрастыру сызбасы



20-сурет- Тербелме білдегінің жұмысшы механизмі



21-сурет- Рама

Поз.	Анықтамасы	Атаулары	Саны	Ескертулер
		Құжаттамалар		
		Құрастыру бірлігі		
1	ПНН 210.000 СБ	ӨСБ Рама	1	
2	ПНН 220.000 СБ	ӨСБ жұмысшы механизмі	1	
		Бөлшектер		
3	ПН 200.001 ЧД	Қоспін	2	
4	ПН 200.002 ЧД	Бұлғақ	2	
5	ПН 200.003 ЧД	Мойынтірек корпусы 3	4	
6	ПНН 210.002 ЧД	Тірек 1	4	
7	ПН 200004 ЧД	АВ буыны	1	
8	ПН 200005 ЧД	Мойынтірек корпусы 4	2	
9	ПНН 200.006 ЧД	ОС буыны	2	
10	ПН 200.007 ЧД	Жаңа өс	1	
11	ПН 200.008 ЧД	Өс 2	1	
12	ПН 200.009 ЧД	Төлке 1	2	
13	ПН 200.0011 ЧД	1 өзек	2	
14	ПН 200.012 ЧД	2 өзек	2	
15	ПНН 200013 ЧД	2 тірек	2	
16	ПН 200.014 ЧД	Қарама-қарсы салмақ	2	
17	ПН 200015 ЧД	Өзектің гір тасы	1	
18	ПН 200016 ЧД	Гір тас	4	
19	ЛНН 200.017 ЧЛ	Өзек 3	3	
20	ПН 200.018 ЧД	Сақина	7	
21	ЛНН 200.019 ЧЛ	Төлке 3	2	
		Стандартты өнімдер		
22		Мойынтірек 60207 7242-80 МЕСТ	4	
23		Мойынтірек 60205 7242-80 МЕСТ	10	
24		Тығырық M24 22355-77 МЕСТ	6	
25		Сомын M24x2-6H 15521-70 МЕСТ	4	
26		Мотор-редуктор NMRV075	1	
27		ШпилькаM 2015-6gx170 22042-76 МЕСТ	4	
28		Сомын M20-6H 15521-70 МЕСТ	4	
29		Тығырық M20 22355-77 МЕСТ	4	

22-сурет-Сипаттізім

Жұмыс нәтижелері: Жаңа жетектерді оңтайлы жобалаудың барлық бағдарламалық құралдарын қамтитын модельделдер жасалынды. Есептеулер мен тербелмелі білдектердің оңтайлы жобалау және теңестіру режимдеріне талдау жүргізілді. Білдекті-тербелмелі механизм конструкциясының жаңа үлгісі алынды. Жобалық-конструкторлық құжаттама мен эксперименттік үлгі әзірленді.

Қосиін, 2 Өсі, Саусақ 1, Саусақ 2, Саусақ 3, Сақина, Төлке 3 Болаттан жасалған 20 1050-88 МЕСТ

Мойынтіректің корпусы, Тірек 1, Тірек 2, Жаңа білік, Төлке 1, Гір, Гір өзегі болаттан жасалған 10 1050-88 МЕСТ

Шатун, АВ буыны, ОС буыны, құрастыру рамасы швеллерден жасалған 8П 8240-97 МЕСТ

Мойынтірек корпусы, жұмысшы механизмі, қоставр материалынан құрастырылады

ҚОРЫТЫНДЫ

1 Жүргізілген жұмыстардың нәтижелері қойылған зерттеу мақсатына қол жеткізілгенін көрсетеді. Егжей-тегжейлі кинетостатикалық талдау қарнақты сорғы қондырғылары жетегінің түрлендіргіш тетігі ретінде зерттелген алты буынды тік сызықты бағыттаушы тетікті пайдалану мүмкіндігін растайтынды.

2 Жаңа конструкцияның жұмысқа қабілеттілігін тексеру мақсатында Maple ортасында кинетостатикалық талдау жүргізіліп, алты буынды түрлендіргіш механизмнің кинетостатикалық талдауының математикалық моделі әзірленді.

3 Әртүрлі тәсілдермен алынған сандық нәтижелер алынған нәтижелердің шынайы екенін растайды.

4 Түрлендіргіш механизмнің синтезі жүргізілді, макеттің ЖКҚ әзірленді және түрлендіргіш механизмнің жұмыс қабілеттілігін толығымен растайтын эксперименттік үлгі жасалды.

5 ҚСҚ жетегінің алты буынды түрлендіргіш механизмін әр түрлі өндірістерде оңтайлы динамикалық теңдестіру мәселесінің аналитикалық шешімі алынды. Шешімдер қарсы салмақ 3-буынның бойында орналасқан жағдай үшін де, үшінші буындағы қарсы салмақ бұрышқа жылжыған жағдай үшін де алынған. Сондай-ақ құрама теңдестіру міндетінің шешімдері алынды, яғни қарсы салмақ үшінші буынға орналастырылған, бұрышқа және қисық сызыққа жылжытылған, бұрышқа жылжытылған.

6 Бағдарлама әзірленді және алты буынды түрлендіру тетігін оңтайлы динамикалық теңдестірудің сандық нәтижелері алынды.

7 Жаңа тербелме білдектерін есептеу мен оңтайлы жобалаудың әмбебап бағдарламалық өнімі әзірленді. Тербелме білдектерін есептеу және оңтайлы жобалау және теңестіру режимдерін зерттеу жүргізілді. Тербелме білдегінің жаңа құрылымы алынды. ЖКҚ және эксперименттік үлгі әзірленді.

БЕЛГІЛЕР МЕН ҚЫСҚАРТУЛАРДЫҢ ТІЗБЕСІ

Бұл диссертацияда ҒЗЖ мынадай қысқартулар мен белгілеулерді қолданады:

ҚСҚЖ - Қарнақты ұңғымалық сорғы қондырғыларының жетегі.

ТБ- тербелмелі білдек

АЖЖ - автоматтандырылған жобалау жүйесі.

ЖКҚ - жобалау-конструкторлық құжаттама.

ПАЙДАЛАНҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Wang, D., Liu H.. Dynamic Modeling and Analysis of Sucker Rod Pumping System in a Directional Well // Mechanism and Machine Science of ASIAN MMS, 2016. – P. 1115-1127
- 2 Reges GD, Schnitman L, Reis R et al A new approach to diagnosis of sucker rod pump systems by analyzing segments of downhole dynamometer cards.// In: SPE artificial lift conference—Latin America and Caribbean: Society of Petroleum Engineers, Salvador, 2015. – P. 1–13.
- 3 Chen, G.S., Liu, X., Friction Dynamics of Oil-Well Drill Strings and Sucker Rods. – Friction Dynamics, 2016. – P 211-246
- 4 Мезрина Н.М. Алгоритм расчета экономических нормативов для планирования технического обслуживания и ремонта оборудования и рыночной стоимости оборудования// Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. Т.20. № 1. – 2017. – С. 64 - 69.
- 5 Паспорт программы инновационного развития ПАО НК «Роснефть». М., 2016. – С.30
- 6 Niladri Kumar Mitra. Principles of Artificial Lift // Allied Publishers, 2012. – P.464
- 7 Tan, Ch., Qu, Y., Yan, X., Bangert, P. Predicting the Dynamometer Card of a Rod Pump //Algorithmica Technologies, 2018. – P.1-8
- 8 Guo, B., Liu, X., Tan, X. Petroleum Production Engineering // Houston: Gulf Professional Publishing, 2017. – P.780
- 9 Ибраев С.М. Динамический синтез и оптимизация привода рычажных механизмов. – Алматы, 2014. – С.303
- 10 RU № 2018130381 F 04 B 47/02, 21.05.2019
- 11 Hand A. Cost Cutting's Effect on Oil and Gas Safety // Automation World Journal. – 2018. – P. 52-57.
- 12 KZ 31911 МПК F04B47/02, 15.03.17
- 13 S Ibrayev, N Imanbaeva, A Nurmaganbetova, A Zhauyt. Computerized modeling of kinematics and kineto-statics of sucker-rod pump power units. // 16th International Scientific Conference: Engineering for Rural Development . – 2017. – P.904-907
- 14 Иманбаева Н.С., Рахматуллина А.Б., Исаметова М.Е., Нұрмағанбетова А.Т. Штангалы піспекті қондырғының (ШПК) түрлендіруші механизмінің, қарсы салмақтың орнын анықтай отырып, теңгерілу режимдерін зеттеу. Вестник КазНИТУ №1, 2017. – С. 328-332
- 15 Чичеров Л.Г., Молчанов Г.В., Рабинович А.М, и др. Расчёт и конструирование нефтепромыслового оборудования. М.: Недра. – 1987. – С.422
- 16 Алюшин Ю.. Структурный, кинематический и динамический анализ рычажных механизмов // Издательский дом МИСиС. – 2015. - С. 104

- 17 Рязанцева И.Л. Прикладная механика схемный анализ и синтез механизмов и машин // Минобрнауки России, ОмГТУ. – Омск : Изд-во ОмГТУ. – 2017. – С. 184
- 18 Артюх В.Г., Мельников Б.Е., Чернышева Н.В., Чигарева И.Н., Мазур В.О. Исследование механизма уравнивания подвижных частей прокатной клетки //Механика упругого тела. – 2020. - С. 54-66
- 19 Гебель Е.С., Хомченко В.Г., Клевакин В.В. Кинетостатическое исследование плоского рычажного механизма класса с выстоем выходного звена //Проблемы механики современных машин. – 2012. - С. 1-5
- 20 Л.Н. Тащилин Аналитический метод кинематического анализа рычажных механизмов //Computational nanotechnology, №3. - 2018. – С. 16-19
- 21 A. Rakhmatulina, S. Ibrayev, N. Imanbayeva, A. Ibrayeva, N. Tolebayev. Kinematic and kinetostatic analysis of the six-link straight-line generating converting mechanism of the unbalanced sucker rod pumper drive Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 6/7 (108) 2020. - P.6-14
- 22 Bădoiu D, Petrescu M, Antonescu N, Toma G Research concerning the evaluation of the connection forces in the joints of the sucker rod pumping unit's mechanism// 9th International Conference on Tribology IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 2018. - P.295
- 23 Georgeta T. Research concerning the dynamic model of the conventional sucker rod pumping units. Petroleum-Gas University of Ploiesti, 39 Bucuresti Blvd., 100680, Ploiesti, Romania. <http://www.revistadechimie.ro> REV.CHIM.(Bucharest),70, No. 8, 2019. - P. 2818-2821
- 24 Ali Najafov, Ayaz Abdullayev. New Constructive Decision of a Mechanical Drive for Sucker-Rod Pumps for Oil Production // Proceedings of the International Symposium of Mechanism and Machine Science.- 2017– P.11-14
- 25 Dong-yu Wang Hong-zhao Liu. Dynamic Modeling and Analysis of Sucker Rod Pumping System in a Directional Well // In book: Mechanism and Machine Science. 2017– P.1115-1127
- 26 Weicheng Li Shimin Dong Xiurong Sun. An Improved Sucker Rod Pumping System Model and Swabbing Parameters Optimized Design // Mathematical Problems in Engineering 2018. – P.1-15
- 27 Ziming Feng, Methodology. Funding acquisition, Investigation1 Dynamic coupling modelling and application case analysis of high-slip motors and pumping units // PLoS One. 2020. - P. 1-25