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
«Инженерлік механика» кафедрасы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ
«Инженерлік механика»
кафедрасының меңгерушісі,
физ.-мат.ғыл.докторы,
профессор
_____ А. Қалтаев
«06» 06 2023 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «*Механизмнің буындарының квазистатикалық кернеулі-деформациялы күйі*»

6В07106 – Инженерлік механика

Орындаған: Қалменше Сәндібек Қуатұлы

Пікір беруші
физ.-мат.ғыл.докторы.,профессор
(ғылыми дәрежесі, атағы)
атағы)
_____ Л.А. Хаджиева
(қолтаңбасы)
«06» 06 2023ж.

Диплом жұмыс жетекші
т. ғ. к..ассоц. проф.
(ғылыми дәрежесі,
_____ Г.А. Абдраимова
(қолтаңбасы)
«06» 06 2023ж.

Алматы 2023

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
«Инженерлік механика» кафедрасы
6В07106 – Инженерлік механика

БЕКІТЕМІН
«Инженерлік механика»
кафедрасының меңгерушісі,
физ.-мат.ғыл.докторы,
профессор
_____ А. Қалтаев
«06» ____06____ 2023 ж.

Дипломдық жұмысты орындауға
ТАПСЫРМА

Білім алушы: *Қалменше Сәндібек Қуатұлы*

Тақырыбы: «*Механизмнің буындарының квазистатикалық кернеулі-деформациялы күйі.*»

Университет ректорының *23.11.2022 ж. бастап №408-П/Ө бұйрығымен бекітілген*

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі: *«10» маусым 2023 ж.*

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: *Механизм мен оның кординаталары*

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі:

а) Механизм буындарында пайда болған ішкі күштерді және орын ауыстыруын анықтау

б) Жүк көтергіш механизмнің кернеулі деформациялы күйін әр түрлі кинематикалық ,геометриялық және серпімділік параметрлерін анықтап, нақты ұсыныстар беру.

Материалдар тізімі: *Материалдар слайдпен көрсетілген*

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер: 10 *атаулардан*

Дипломдық жұмысты дайындау

КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімі	Ескерту
Механиздерді беріктік пен орнықтылыққа зерттеу үшін қажетті әдебиеттерді жинақтау.	06.02.2023-19.02.2023	
Жазық сырықты конструкцияның шекті элементті моделін құру.	20.02.2023-19.03.2023	
Шекті элементтер әдісінің негіздері.	20.03.2023-16.04.2023	
Механизмді шекті – элементтік есептеу (APM).	17.04.2023- 14.05.2023	
Алынған нәтижелерді талдау және дипломдық жұмысты безендіру.	15.05.2023-31.05.2023	

Аяқталған дипломдық жұмыс үшін, жұмыстың оларға қатысты бөлімдерін көрсете отырып, кеңесшілер мен норма бақылаушының қойған

қолдары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, тегі, аты, әкесінің аты, (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Норма бақылаушы	Бекенов Е.Т., техн.ғыл.канд. қауым. профессор	06.06.23г.	

Ғылыми жетекші _____ (қолы) Г.А.Абдраимова

Білім алушы тапсырманы орындауға алды _____ (қолы) Қ.С. Қалменше

Күні «06» 06 2023ж.

«Қ.И.СӘТБАЕВ атындағы ҚАЗАҚ ҰЛТТЫҚ ТЕХНИКАЛЫҚ ЗЕРТТЕУ УНИВЕРСИТЕТІ»
КОММЕРЦИЯЛЫҚ ЕМЕС АКЦИОНЕРЛІК ҚОҒАМАСЫ

6В07106 – «Инженерлік механика» мамандығының студенті Калменше Сәндібектің дипломдық жұмысына

СЫН-ПІКІР

Тақырыбы: «Механизмнің буындарының квазистатикалық кернеулі-деформациялы күйі»

Орындалды:

а) графикалық бөлім 43 бет;
б) түсініктеме жазбасы 41 бет.

ЖҰМЫСҚА ЕСКЕРТУ

Дипломдық жұмыс кіріспеден, 3 тараудан, қорытынды мен 10 атаудан тұратын әдебиеттер тізімінен тұрады.

Бірінші бөлімде механизмнің түрлері типтері, серпімділік теориясының негізгі ұғымдары және сырықты элементтер үшін шекті элементтер әдісінің негіздер қарастырылған.

Екінші бөлімде механизмнің квазистатикалық кернеулі деформациялы күйі және орнықтылығы буындарының серпімділігін ескере отырып зерттеу алгоитмі көрсетілген. Механизмдерді жобалау кезінде оның әр элементтерін өлшемдері бекітіледі. Осы мақсатта белгілі күш әсерінен элемент қималарында пайда болатын ішкі күш факторларын анықтайтын есептеулер жүргізу үшін шекті элементтер әдісінің негізгі теңдеулері келтірілген.

Үшінші бөлімде механизмнің кернеулі-деформациялық күйі шекті элементтер әдісіне негізделген APM WinMachine жүйесіндегі APM Studio және APM Structure, APM Beam модулдерін пайдалана отырып есептелген. Конструкция элементтерінде сыртқы күштер кернеулері мен деформациялану ерекшеліктеріне қарай конструкция беріктігіне талдау жасалынған.

Жалпы айтқанда, аталған диплом жұмысы көлемі мен мазмұны бойынша диплом жұмыстарына қойылатын талаптарға сай.

ЖҰМЫСТЫҢ БАҒАСЫ

Дипломдық жұмыс «өте жақсы» (92 %) деп бағалауға, ал оның авторы Кәлменше Сәндібек 6В07106 – «Инженерлік механика» мамандығы бойынша бакалавр біліктілігін беруге лайық деп есептеймін.

Сын-пікір беруші
Әл-Фараби атындағы Қазақ ұлттық университеті
«Математикалық және компьютерлік модельдеу» кафедрасының профессоры,
физ.-мат. ғыл. д-ры Хаджиева Л.А.
«06» 06 2023 ж.

«Қ.И.СӘТБАЕВ атындағы ҚАЗАҚ ҰЛТТЫҚ ТЕХНИКАЛЫҚ ЗЕРТТЕУ УНИВЕРСИТЕТІ»
КОММЕРЦИЯЛЫҚ ЕМЕС АКЦИОНЕРЛІК ҚОҒМАМЫ

6В07106 - Инженерлік механика мамандығының студенті Калменше Сәндібектің Дипломдық жұмысына

Ғылыми жетекшінің пікірі

Дипломдық жұмыс тақырыбы: Механизмнің буындарының квазистатикалық кернеулі- деформациялы күйі

Дипломдық жұмыста квазистатикалық серпімді буынды жүк көтергіш механизмнің, әртүрлі күштердің әсерінен және олардың әртүрлі позицияларындағы кернеулі-деформацияы күйі және орнықтылығы егжей-тегжейлі талданған.

Көп нұсқалы сандық есептеулер кернеулердің сыртқы күштерге және көлденең қима өлшемдеріне тәуелділігі, сондай-ақ механизмнің квазистатикалық жағдайына байланысты буындардың иілу формалары анықталған.

APM Winmachine бағдарламалық кешеннің негізінде серпімді деформацияланатын звенолары бар механизмнің кернеулі деформациялы күйі әртүрлі кинематикалық, геометриялық, серпімділік параметрлері үшін есептеліп, механизмнің тиімді беріктік параметрлері тағайындалған.

Серпімді механизм элементтеріндегі бастапқы физикалық, геометриялық параметрлерге және жетекші буынның бірнеше тұрақты позицияларына байланысты ішкі күштер мен орын ауыстырулардың таралу заңдылықтарына егжей-тегжейлі талдау берілді.

Сандық зерттеулердің нәтижелері механизмнің кернеулі деформациялы күйін бағалайтын графиктер, әртүрлі сыртқы күштердің, серпімділік және геометриялық параметрлерінің диаграммалары арқылы нақты иллюстриациаланған.

Осы нәтижелер бойынша механизмге талдау жасалып, беріктігін қамтамасыз ету үшін нақты ұсыныстар берілген.

Студент Кәлменше Сәндібек өзінің деформацияланатын қатты денелер механикасы, есептеу механикасы пәндерінен теориялық дайындықтан өткенін көрсете білді. Алған білімін практикада пайдалана білетінін және ғылыми талдау жасай алатын қабілетін, компьютерде информацияны сақтап, редакциялап, APM Structured программасын өз есебіне пайдалана білетінін көрсетті.

Студент Калменше Сәндібек «Инженерлік механика» мамандығы бойынша бакалавр дәрежесіне лайық және 92 % бағаланады.

Ғылыми жетекші
ассоц.проф., техника ғылымдарының кандидаты _____ Абдраимова Г.А.

"06" 06 2023 ж.

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

«Инженерлік механика» кафедрасы

Қалменше Сәндібек Қуатұлы

Құрылыстық елегіш механизм жетегінің белдікті берілісін жобалау

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

6В07106 – «Инженерлік механика»

Алматы 2023

АҢДАТПА

Жазықтықтағы сызықты серпімді буынды механизмнің сыртқы күштің әсерінен пайда болған квазистатикалық кернеулі деформациялы күйін жане орнықтылығын зерттеу қарастырылған. Шекті элементтер әдісі негізінде механизм екі түйінмен шектелген түзусызықты элементтердің қосындысы түрінде модельденген. Жүк көтергіш механизімнің квазистатикалық кернеулі деформациялы күйі және орнықтылығы буындарының серпімділігін ескере отырып шекті элементтер әдісімен зерттелген. Беріктік есебін шығарумен қатар механизм элементтерінің деформациялануы және орнықтылығын да тексерілген.

Жұмыста осы зерттеулерге арналган инженерлік APM Structured программа комплексі қолданылып, жоғарғы дәлдікпен әр түрлі орналасу күйі үшін бірнеше вариантты нәтижелер алынған. Кернеулі деформациялы күй сандық есептеу нәтижелері бойынша әр түрлі сыртқы күштер, сепімділік және геометриялық параметрлер үшін анықталған.

АННОТАЦИЯ

В дипломной работе исследуется, на основе метода конечных элементов, квазистатическое напряженно-деформированное состояние (НДС) и упругая устойчивость плоских механизмов с различными кинематическими парами. Исследовано НДС для расчета упругих перемещений, внутренних усилий, напряжений в произвольных сечениях элементов плоских механизмов с изотропными звеньями.

Многовариантные расчеты компьютерного анализа квазистатического НДС и упругой устойчивости проведены при различных положениях механизма. Результаты численных исследований наглядно проиллюстрированы в виде графиков, диаграмм для различных внешних сил, упругих и геометрических параметров с оценкой их НДС.

ANNOTATION

The thesis investigates, on the basis of the finite element method, the quasi-static stress-strain state (VAT) and elastic stability of plane mechanisms with various kinematic pairs. The VAT is investigated for calculating elastic displacements, internal forces, stresses in arbitrary sections of elements of flat mechanisms with isotropic links.

Multivariate calculations of computer analysis of quasi-static VAT and elastic stability were carried out at different positions of the mechanism. The results of numerical studies are clearly illustrated in the form of graphs, diagrams for various external forces, elastic and geometric parameters with an estimate of their VAT

МАЗМҰНЫ

Кіріспе 6
1 Теория негіздері 7
1.1 Теориялық механика негіздері 7
1.2 Деформацияланатын қатты денелер механикасының негіздері Материалдар кедергісі 9
1.3 Қатты денелер механикасы 10
1.4 Машина және механизмдер теориясы. 13
2 Шекті элементтер әдісінің негіздері 17
2.1 Сырықпен құралған конструкциялар үшін ШЭӘ негіздері 17
3 Жүк көтергіш механизмінің APM WinMachine программалар жүйесінде зерттеу 22
3.1 Жүк көтергіш механизмінің сипаттамасы 22
3.2 Жүк көтергіш механизмді кернеулі деформациялық күйге есептеу 24
Қорытынды 38
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі 39

КІРІСПЕ

Күрделі объектілердің кернеулі-деформациялық күйін зерттеу үшін соңғы элементтер әдісі кеңінен қолданылады. Ақырлы элементтер әдісі беріктік пен орнықтылықтың сызықтық теориясының мәселелерін шешуде маңызды рөл атқарады, өйткені оны теорияның классикалық әдістерінде есепке алынбайтын құрылымның жүктемесі мен геометриясындағы ерекшеліктерді есепке алуға болады. Стержендер жүйесінен жасалған механизмдер мен құрылымдар иілу тұрақтылығын жоғалтып, ал кернеулер мен орын ауыстырулардың күрт өсуіне байланысты құрылым жартылай немесе толық қызыметін жоғалтуы мүмкін. Сондықтан құрылымдарды жобалаудағы тиімді параметрлерді анықтау үшін осы бағыттағы зерттеулер қажет. Кинематикалық жұптары әр түрлі болатын механизмдер үшін ақырлы элементтер әдісі арқылы беріктігін зерттеуге болады. Механизмдердің квазистатикалық серпімділік беріктігі мен орнықтылығын тексеру үшін шекті элементтерінің механикалық-математикалық есептеу моделі қолданылады. Механизмдерге қойылатын талаптарға сәйкес, жүйенің деформациялық қасиеттерін ескере отырып, машиналардың беріктігі туралы есептеудің тақырыптық өзектілігі көрсетілген. Инженерлік құрылымдардың кернеулі-деформациялық күйін және орнықтылығын зерттеу материалдың кедергісінің қарапайым әдістері жеткіліксіз болғандықтан, серпімділік теориясы мен орнықтылық теориясының заманауи әдістерін қолданады. Күрделі жүйелердің беріктігі мен орнықтылығын аналитикалық әдістермен зерттеу үлкен математикалық қиындықтарға әкеліп соғады, сондықтан есептері жуық әдістермен шығарылады. Олардың бірі соңғы элементтер әдісі стерженді жүйелер үшін дәл шешімдерді ұсынады

1 Теория негіздері

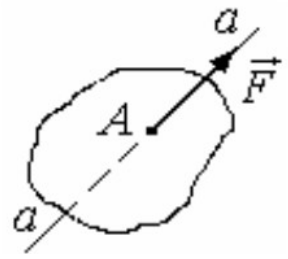
1.1 Теориялық механика негіздері

Теориялық механика – бұлқатты денелердің механикалық қозғалысы және ар қатынасы туралы ғылым.

Механикалық қозғалыс – дененің немесе нүктенің уақытқа байланысты кеңістікте өгеруі я орын ауыстыруы. Әдеттегі жагдайда механикалық козгалыстар тыныштық күйі болып табылады, алайда дүниеде абсалютті қозғалмайтын дене жоқ.

Асбаслюттік қатты дене дегеніміз арақашықтығы өзгермейтін бөлшектердің арасындагы жатқан денелерді айтамыз.

Күш – ол материалдардың өзара механаникалық арақатынасын айтамыз. Күштің денеге қатынасы уш параметрмен анықталады. Есептік мағына, бағытына және нүкте орнына, тағы сол сияхты күш векторлық шама болып есептледі[1](1-сурет)



1.1-сурет – Күш қимылы

Статика

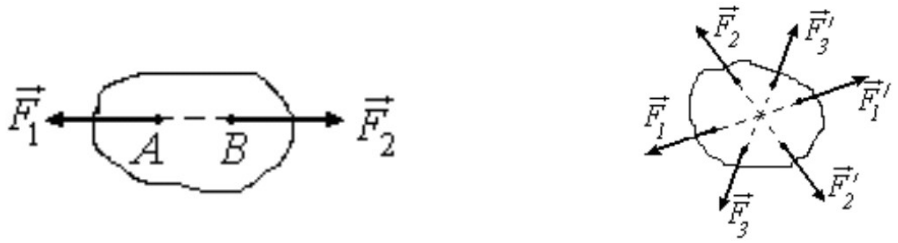
Статика – дене тыныштықта тұрғанда зерттелетін теориялық механиканың бір бөлігі.

Статика дәлелсіз тәжәрбиеден алынған аксиомалардан құралған.

Бірінші аксиома, немесе инерция заңы, ең алғаш Галилео Галилей ойлап тапқан, егер дене бір сызықты қозғалыста немесе тынышықта тұрса, онда дене бірқалыпты жағдайда тұр деп есептелінеді.

Екінші аксиома екі дененің тепе теңдігін сақтайды. Бір бірне модуль арқылы ил мағына арқылы тең болған дене (,F1=F2), қатты денеге қатынынасып, бқарама қарсы бағытта болса олар тепе теңдікті сақтайды.(1.2-сурет)

Үшінші аксиома күш системасының жалпы түрлендіруңі болып табылады. Абсалютты қатты дененің маханикалық күйін бұзбай, оған бірқалыпты күш системасын қоюға немесе лақтыруға болады.[1](1.2- сурет)



1.2-сурет – күш системасының түрлері

3 ші және 2 ші суретте көрсетілген күш системалары , эквивалентті, өйткені бірдей эффект көрсетеді, әр дене қимылының астында тепе теңдікте тұрады.

Үшінші аксиомадан **салдар** шығады, кез кезлген қатты денеге әсер еткен күшті, дененің механикалық күйін бұзбай, кез келген күш сызығыныг орнына ауыстыруға болады.

Төрінші аксиома екі күшті қалай тұру ережемі туралв.

Бесінші аксиома табиғатта бірсызықты қозғалыс күшң жоқ екенін тағы сол сияхты әр дене қатынасына қаррсы тең қарама қатынас бар екенін тұрақтайды.[1]

Кинематика

Кинематика – механикада материалық денелердің кеңістікте ещқандайда бір күштің қатынасысыз қозағалатынын зерттейтін сала.

Траектория – материалық нүкте қоғалатын сызық.

Механикалық *қозғалыс* уақытқа қатысты бір дененің орнының басқа орыныға қатысты өзгеруі.

Анықтамалық система қоғалмалы, жәнеде тыныш бола алады. Жердегі қозғалысыты зерттеуде, қозғалмайтын анықтамалық жүйеде кордината ось системасын қолданады.

Кеңістік Механикада үш өлшемді ефклид ретінщде қарастырылады. Ұзындықтың өлшем бірлігі метр. Уақыттың өлшем бірлігі секунд. Дене қозғалысының барлық кинематикалық характеристикалары уақыт функциясы ретінде қарастырылады.

Динамика

Динамикада механикалық қозғалысының негізгі заңдары шығарыладыг, динамикада қозғалыс сипатымен оын физикалық себептері арасындағы тәуелділіктер белгіленеді.а

Динамикка түпкі тамырымен қозғалыс геомтериялық көз қараспен сипатталатын кинематикадан өзгеше. Динамика теориялық механика және машиналар теориясы және механизмінің(МТМ) үлкен бір бөлігі болып табылады. Ол статикадан,кинематикадан және МТМ нен қоырытнды ала отыра, материалық нүктенің күшке қатысты қозғалыс заңдарын щығарады.

Динамика тәжірибеден туындайтын және дәлелсіз қабылданатын кейбір позицияларға (аксиомаларға) негізделген. Кейбір динамиканың аксиомалары

статиканың акисомасынан айырмашылығы жоқ, бірақ өздік ерекшеліктері бар [1].

1 ші Акисома Инерция заңы немесе принципі. Материалдық денеге немесе нүктеге қолданылатын күштер системасы, егер оның әсерінен дене немесе нүкте салыстырмалы тыныштықта болса я біркелкі және түзу қозғалса, онда ол теңдестірілген болады.

2ші Аксиома

Динамикалық теңдеу. нүктеге немесе денеге қатысты күшпен хабарланған үдеуде күш бағыты көлемі бойынша пропорционалды**.**

$$P = ma \tag{1.1}$$

Мұндағы P – күш, H; m – масса,кг; a – ускорение, м/с2;

Күштің өлшемі ньютондармен белгіленеді, бір Н - "бір кг үдеу денесіне бір м/с2 хабарлау үшін қажет күш" дегенді білдіреді

3 Аксиома

Күштердің Тәуелсіздік аксиомасы. Егер материалдық нүктеге немесе денеге бірнеше күш әсер етсе, онда нүкте немесе дене алатын үдеу күштердің геометриялық қосындысына тең бір күш әсер еткенмен бірдей болады.

Материалдық нүктеге немесе денеге берілген күш жүйесі сияқты үдеуді беретін күш, „..„ F1 F2 F3 FN динамикада нәтиже күші деп аталады [1].

4 Аксиома

Әр әрекет тең және керісінше сәйкес келеді бағытталған қарсылық.

Бұдан шығатыны, материалдық нүктелер немесе денелер бір-біріне әсер ететін күштер әрқашан модуль бойынша тең және нүктелерді немесе денелерді қосатын түзу сызықпен қарама-қарсы бағытта бағытталған.

1.2 Деформацияланатын қатты денелер механикасының негіздері Материалдар кедергісі

Проектте қиын конструкцияныңжәне жеке элементтерінің материалдары мен өлшемдері, оларға әсер етуші күштердің сипаттары сияхты кез келген материалдар толық өлшемде көрсетіледі. Механизм құрылымының проектленуі уақытында, оның болашақ жұмыс жасау шарттарына қатысты, өздеріне және жеке элементтеріне кез келген инженерлік талаптар беріледі. Бұл талаптардың негізгілерінің бірі материалдардың беріктігі, сонымен бірге жеке бөлшектердің қатаңдығымен орнықтылығы. [2-3]

Беріктік - конструкцияның немесе оның жеке бөлшектерінің сыртқы күш әсеріне құламай шыдау қабілетін айтамыз. Механизм бөлшектерін беріктікке есептеуматериалдар кедергісі ғылымында есептелетін мәселелердің ең маңыздысы болып есептеледі. Заттар сыртқы күш кесірінен деформацияланады , яғни өздерінің пішіндері мен өлшемдерін өзгертеді. Әрбір заттың деформацияға қарсыласу қабілетін оның қатаңдығы деп атаймыз.

Материалдар кедіргісі ғылымында екінші негізгі мәселе конструция элементтерін **қатаңдыққа есептеу**.

Әрі қарай қарастырылатын мәселе **орнықтылыққа есептеу**.

Қатаңдықты, беріктікті және орнықтылықты зерттейтін ғылымды **материалдар кедергісі** деп атаймыз [2-3].

Сыртқы күштер

Машиналар немесе құрылыс механизмдері жұмыстарын жасаған уақытта бір-бірімен байланысқан элементтері өзара бір күшпен әрекеттесіп турады.

Сыртқы күш едп денеге қоршаған ортадан әсер ететін күшті айтамыз.

Денеге беті арқылы берілетін күшті *Беттік күш* деп аталады.

Ішкі нүктеге және заттың көлемі арқылы берілетін күшті көлемдік күш деп атаймыз.

Өз размерімен салыстырғанда кішкетай нүктеге түсетін күш – *Қадалған күш.*

Бет ауданына және беттік сызыққа әсер ететін массаны Таралған күш деп аталады.[2]

Сығылумен Созылу уақтында қатаңдықпен беріктікті анықтау.

Механизм бөлшектері жұмысын сенімді жасау үшін ең қауіпті кернеуден, оныг көлеміндегі максимум кернеу аз болуы қажет . Ол осы формуламан анықталады

$$\sigma_{макс} = \frac{\sigma_к}{n} \qquad (1.1)$$

мұндағы [σ] - мүмкіндік кернеу дейміз.

n = беріктік қоры коеф

$$\sigma_к = қауіпті\ кернеу$$

Пластикалық материалдар үшін жұмсарушегі $\sigma_ж$,ал морт материалдар үшін беріктік шегі $\sigma_б$ қауіпті кернеу болып саналады.

Созылған (сығылған) брусты (сырықты) беріктікке есептеу үшін, оның көлеміндегі ең үлкен тік кернеуді материалының мүмкіндік кернеуімен салыстырады. [3]

$$\sigma_{max} = \frac{N_{MAX}}{A} \le [\sigma] \qquad (1.2)$$

1.2 Қатты денелер механикасы

Негізгі теңдеулердің үш тобы

Дипломдық жұмыста қарастырылған механизмнің буындарының материалдары, біртекті және изотропты, яғни оның барлық бағыттағы серпімділік қасиеттері бірдей деп қарастырамыз. Сонымен бірге, сызықты деформацияланады, яғни материалы үшін Гук заңы орындалады, ал буын нүктелерінің орын ауыстыруы мен деформациясы барынша аз деп ұйғарамыз.Деформацияланатын қатты денелер механикасының негізгі теңдеулерін құру барысында ең алдымен тиісті координаталар жүйесі таңдап алынады. Қарастыратын дене пішініне қарай көбінесе декарттық, полярлық немесе цилиндрлік координаталар жүйесі пайдаланылады. Дипломдық

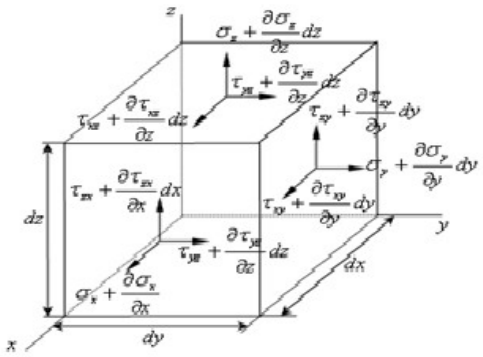
жұмыста біз серпімділік теориясында көп қолданылатын декарттық координаттар жүйесін пайдаланамыз [3].

Серпімділік теориясының негізгі теңдеулерінің бірінші тобы элементтің тепе-теңдігін сипаттайды. Сондықтан оларды статикалық теңдеулер деп аталады.Серпімділік теориясының негізгі теңдеулерінің екінші тобы осы бөліп алынған элементтің деформациясын, оның нүктелерінің орын ауыстыруының функциясы ретінде қарастырады. Сондықтан оларды геометриялық теңдеулер деп атайды [2-3].

Серпімділік теориясының негізгі теңдеулерінің соңғы, үшінші тобы, осы бөліп алынған элементтің кернеулері мен деформациясы арасындағы тәуелділікті сипаттайды. Сондықтан оларды физикалық теңдеулер деп атайды.

Статикалық теңдеулер

Деформацияланатын серпімді дененің қандай да бір нүктесі маңынан беттері (ауданшалары) координат жазықтықтарында жатқан, өлшемдері dx, dy, dz -ке тең, шексіз кіші параллелепипед бөліп алайық (1.3-1.4 сурет).



1.3- сурет - Элементар паралеллепипед қабырғаларындағы кернеулер

Егер координат жазықтығы-мен беттесетін параллелепипед беттерінде $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{xz}$ кернеулері әсер етсе, онда zy координат жазықтығынан dx қашықтықта орналасқан бетте $\sigma_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} dx$, $\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} dx$, $\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} dz$ кернеулері әсер етеді, ал zx координат жазықтығынан dy қашықтықта орналасқан бетте $\sigma_y + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} dy$, $\tau_{xy} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} dy$, $\tau_{xy} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} dy$ кернеулері әсер етеді, сол сияқты xy координат жазықтығынан

dz қашықтықта орналасқан бетте $\sigma_z + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} dz$, $\tau_{yz} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} dz$, $\tau_{xz} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} dz$ кернеулері әсер етеді.

Дене тепе-теңдік күйде болса, ол денеден бөлініп алынған кез келген элемент те тепе-теңдік күйде болып, статиканың келесі алты теңдеуін қанағаттандырады:

$$\sum X = 0, \qquad \sum M_x = 0,$$
$$\sum Y = 0, \qquad \sum M_y = 0,$$
$$\sum Z = 0, \qquad \sum M_z = 0.$$

Навье-Коши теңдеулері

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X = 0,$$
$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y = 0,$$
$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z = 0. \qquad (1.3)$$

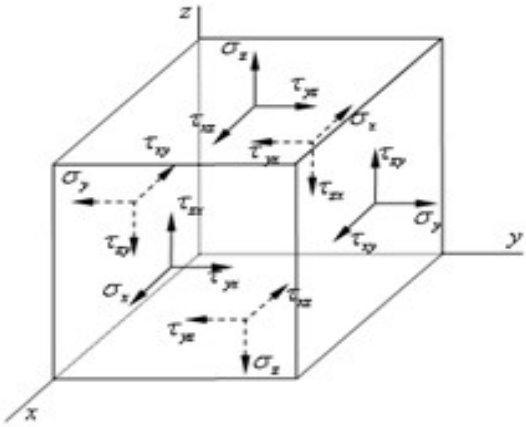
Физикалық теңдеулер

Серпімділіктің жалпылама заңы (Гуктың жалпылама заңы)

Кубтың x осіне параллель қабырғасының деформациясы Гук заңы бойынша

$\varepsilon_x' = \frac{\sigma_x}{E}$, ал бойлық оське перпендикуляр y, z осьтеріне параллель қабырғаларының деформациясы, Пуассон заңы бойынша $\varepsilon_y' = \varepsilon_z' = -\mu \frac{\sigma_x}{E}$,

мұндағы E – серпімділік модулі, μ - Пуассон коэффициенті.



1.4- сурет - Элементар паралеллепипед қабырғаларындағы кернеулер

Енді Гук заңы мен күштер әрекетінің тәуелсіздік принципін пайдаланып, элементар куб қабырғасына тек σ_y кернеуі әсер еткендегі деформацияларды қарастырсақ

$$\varepsilon_y'' = \frac{\sigma_y}{E}, \qquad \varepsilon_x'' = \varepsilon_z'' = -\mu\frac{\sigma_y}{E}. \tag{1.4}$$

Ал, элементар куб қабырғасына тек σ_z кернеуі әсер еткендегі деформациялар

$$\varepsilon_z''' = \frac{\sigma_z}{E}, \qquad \varepsilon_y''' = \varepsilon_x''' = -\mu\frac{\sigma_z}{E} \tag{1.5}$$

Сонымен, элементар кубтың x осіне параллель қабырғасында

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x' + \varepsilon_x'' + \varepsilon_x''' = \frac{1}{E}\left[\sigma_x - \mu\left(\sigma_y + \sigma_z\right)\right]$$

деформациясы орын алады.[3]

Элементтің y, z осьтеріне параллель жатқан қабырғаларының сызықтық деформацияларын да дәл осылай анықтауға болады:

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}\left[\sigma_y - \mu\left(\sigma_z + \sigma_x\right)\right],$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}\left[\sigma_z - \mu\left(\sigma_x + \sigma_y\right)\right]. \tag{1.6}$$

1.4 Машина және механизмдер теориясы.

Машина және механизмдер теориясы механизмдердің жалпы құрылысын, кинематикасын және динамикасын зерттеп, синтездеп, анализ жасайтын ғылым.

Механизмдердің қозғалысы өздерінің құрылысы мен күшіне тәуелді. Сондықтан осы ғылымның түсінігін ашу үшін екіге бөлген абзал.

А) Структуралык жане кинматикалык анализ

Б) Динамикалык анализ.

Механизмдердің структуралық анализі және классификациясы.

Кинематикалық жұұптар және олардың классы.

Кинематикалық жұпты екі қозғалмалы жұптың қосылуы арқылы біле аламыз.

Қосылған звенолардың кинематикалық жұп жасау мүмкіндіктері әр түрлі. Әр кинематикалық кинематикалық жұптық қозғалысына және құрылымына байланысты шектеулер қойылады. Осы шектеулерді байланыс шарттары деп атаймыз.[4]

Бізщге белгілі, кез келген дене кеңістікте еркін қозғалады, еркін қозғалған денелерді 6 саты еркіндігі бар.

Еркіндік дәрежесін көрсететін санды ω белгілейміз.

$$\omega = 6 - U \quad (1.7)$$

$$U = 6 - \omega \quad (1.8)$$

U дегенимиз еркиндик дареже саны.

Байланыс саны тек бүтін сан болады, және 1 ден 5 ке дейн өзгереді.

$1 \leq U \leq 5$

Барлық кинематикалық жұптар байланысына және қозғалысына қатысты классқа бөлінеді. Барлық класстың жалпы V тури бар. (1.5 – 1.10-суреттер)

1. Шарды жазыктыкка қойсақ кинематикалық жұп аламыз, бұл Z осінде қозғалысын шектейді. 5 еркіндік шегі бар.

U = 1ге, бірінші классқа жатқызамыз [4].

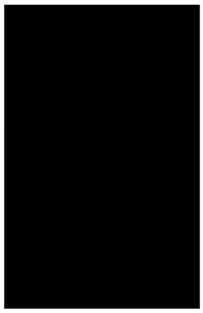
1.5-сурет – Жазықтықтағы шар

2 ші класстың мысалын 3.2 суреттегі жазықтық үстінде жатқан цилиндрді алсақ болады.Цилиндр жазықтыққа қатысты x және z осімен айналады, және сол осьтармен сырғанайд [4].

1.6-сурет – Жазықтық үстіндегі цилиндр

3.3 суретте 3 класстың мысалы келірілген. Шарлық звеноның ауданына кіріп аяқталған звено. А звеноның Б звеноға қатысты тек x,y,z ось арқылы айнала алады

U=3



1.7-сурет - Сфералық

4 ші классты жұптың мысалы 3.4 суретте көрсетілген. Цилиндр ішіндегі цилиндр қозғалысы. Бір бірне қатысты тек X ось бойымен қозғалады және айналады.[4]

U= 6-2=4

1.8-сурет - Цилиндірлік

4 классты жұп 3.5 ші суретте көрсетілген. Әр звено тек бір бағыта қозғала алады, нақтырақ айтқанда бір ось арқылы айналады.

1.9-сурет – Айнамалы

Класс пары	Число связей	ЧСС	Название пары	Вид кинематической пары		Рисунок	Графические обозначения	Обозначения
I	1	5	Пятиподвижная Шар-плоскость	Высшая	Пространственная			5Т
II	2	4	Четырехподвижная Цилиндр-плоскость	Высшая	Пространственная			4ЦП
III	3	3	Трехподвижная Сферическая	Низшая	Пространственная			3С
III	3	3	Трехподвижная Плоскостная	Низшая	Плоская			3ПЛ
IV	4	2	Двухподвижная Цилиндрическая	Низшая	Пространственная			2Ц
IV	4	2	Двухподвижная Сферическая с пальцем	Низшая	Пространственная			2СП
V	5	1	Одноподвижная Поступательная	Низшая	Плоская			1П
V	5	1	Одноподвижная Вращательная	Низшая	Плоская			1В
V	5	1	Одноподвижная Винтовая	Низшая	Пространственная			1ВИ

1.10-сурет – Кинематикалық жұптардың шартты белгілері

2 Шекті элементтер әдісінің негіздері

Шекті элементтер әдісінің негізгі идеясы қарастырылып отырған серпімді денені аймақтарға (шекті элемент) бөлуде болып табылады. Әр аймақ үшін белгісіз шама (мысалы, кернеу, орын ауыстыру немесе нүктенің температурасы) қарапайым аналитикалық түрде өрнектеледі. Бұл шекті элементтер үшін ортақ торап нүктелері бар және осы тораптарда олар өз ара байланысты, қарастырылған аймақтың формасын жуықтайды. Есепті шешу, вариациялық принциптердің бірін пайдаланып, тораптардағы белгісіз шамаларды табу болып табылады.

Вариациялық принципті таңдауды негізгі белгісіз функция анықтайды. Осы функция арқылы қалған белгісіздер анықталады. Деформацияланатын қатты денелер механикасында мына вариациялық принциптер қолданылады: Лагранж принципі (орын ауыстыру қолданылады; Кастильяно принципі(кернеу қолданылады); Рейсснер принципі (орын ауыстыру және кернеу қолданылады); Ху-Вашиц принципі (орын ауыстыру және кернеу, деформация қолданылады).

Практикалық есептеулерде Лагранж принципі жиі қолданылады. Сондықтан оқу кешенінде осы принципке негізделген есептер қарастырылады, яғни қарастырылған аймақта торап нүктелердің орын ауыстырулары белгісіз шама болып есептеледі [5].

2.1 Сырықпен құралған конструкциялар үшін ШЭӘ негіздері

ШЭӘ алгоритмінің жалпы схемасы

ШЭӘ алгоритмінің Лагранж принципін пайдаланған ретін мына түрде беруге болады: 1) дискретизациялау, 2) әр жеке элемент үшін қатаңдық матрицасын құру, 3) бүкіл аймақ үшін ауқымды қатаңдық матрицасын құру, 4) жүйенің қатаңдық матрицасы (ЖҚМ) сызықты алгебралық теңдеуді торап орын ауыстыруларына байланысты шешу, 5) элементтегі деформация мен кернеуді есептеу [5].

Дискретизация.

Дискретизация – қарастырылып отырған ауданды шекті элементтерге бөлу болып табылады. Бұл элементтерде ортақ тораптар болады және аймақтың формасын жуықтайды. Ең бастысы: шекті элементтер қандай түрге бөлінеді және бөлу торының жиілігі қандай болады? Шекті элементтер түрі толығымен қарастырылған аймаққа байланысты және есептің ақырғы мақсатына байланысты. Бұл этап қарапайымдылығына қарамастан маңызды орын алады. Дискретизациялаудың қатаң теориялық ұсыныстары жоқ. Әдетте шекті элементтер моделін құрғанда алынатын нәтиже туралы болжауларды пайдаланады және ізделетін шама шоғырланған жерлерде шекті элементтер торабын жиілетеді [5-6]

Анық және айқын емес модельдеу туралы. Ірі компаниядағы инженер – механиктің іс-әрекет сценариін қарастырайық. Қандай да бір коммерциялы әмбебап шекті элементті комплекспен техникалық конструкцияны есептеу қажет болсын. Коммерциялы пакет әр түрлі элементтер түрін пайдалануды ұсынады. Мысалы: стержень, балка, жазық, кеңестіктік қабықшалы және т.б.элементтер. Таңдау кезінде инженер осы элемент негізделген математикалық модельді автоматты түрде қабылдайды. Бұл –айқын емес немесе шартсыз модельдеу деп аталады. Инженер толығымен шешім қабылдай алатындай болуы керек. Студентті шекті – элементті сауатқа үйрету, осы курстың мақсаты болып табылады.

Математикалық модельдеуге ерекше көңіл бөлетін модельдеу – айқын модельдеу деп аталады. Бұл модельді іске асыру үшін арнайы шекті – элементті программалар жазылуы немесе іздеп табылуы қажет. Екінші модель үшін өте жақсы білім және тәжірибе қажет. Айқын модельдеу жалпы әдістермен шешілмейтін көптеген есептер үшін бірден бір жол болып табылады. Практикада екі жолдың комбинациясы жиі қолданылады.[6]

Жеке шекті элементтің қатаңдық матрицасын құру(ЭҚМ)

Жеке элементтің қатаңдық матрицасы *k* Лагранж принципін пайдаланған жеке элементтің тораптағы орын ауыстыруын осы элементтің тораптағы сыртқы күштермен байланыстырады.

$$k \cdot \vec{z} = \vec{r} \qquad (2.1)$$

мұндағы $\vec{z}$ - шекті элементтің тораптағы орын ауыстыру векторы,

$\vec{r}$ - шекті элементтің торап күш векторы.

Еркін *k*ij элементінің физикалық мағынасы: j-ші байланыста бірлік орын ауыстырудан i-ші байланыста пайда болған реакция.

Өз ара теңдік теориясы бойынша *k*ij = *k*ji, сондықтан *k* -симметриялы матрица. Жеке шекті элемент қатаңдық матрицасы шекті элемент түріне байланысты және жалпы жағдайда әр түрлі жолдармен құрылуы мүмкін. Стерженнің және жазық үшбұрыштың ЭҚМ құру мысалдары төменде келтірілген [7].

Бүкіл аймақ үшін ауқымды қатаңдық матрицасын (АҚМ) және тораптық күштер векторын құрастыру

Ауқымды қатаңдық матрицасы (АҚМ) –матрица К берілген сыртқы күш (вектор $\vec{R}$) әсерінен тораптардағы орын ауыстыруларды (вектор $\vec{Z}$) табу үшін құрылады.

$$K \cdot \vec{Z} = \vec{R} \qquad (2.2)$$

Бұл ШЭӘ -нің негізгі теңдеуі. Бұл формула (1)-ға ұқсас.

АҚМ барлық шекті элементтердің қатаңдық матрицаларын бір матрицаға қосу арқылы алынуы мүмкін. Әдетте кезекті ЭҚМ –ді АҚМ-ға қосу ЭҚМ-ді есептей салысымен орындалады, бұл ЭЕМ –ның жадын үнемдеуге мүмкіндік береді. Егер бөлу торабы біртекті болмаса онда индекс матрицасы қолданылады. Индекс матрицасы ЭҚМ элеметтерінің АҚМ элементтеріне

дұрыс қосылуын қамтамассыз етеді. Біртекті тор бөлінген тораптарда бұл процесс автоматтандырылған.

Шекаралық шартты ескеру. Көрсетілегн әдістер мен алынған ауқымды қатаңдық матрицасы АҚМ «өзгеше» матрица. Берілген системаның тепе-теңдік теңдеулеріне сәйкес (кеңістікті системада-алты, жазық системада-үш) теңдеулердің бір бөлігі өз ара тәуелді болады. Осы матрицаны шекаралық шарттарды ескере өзгерткенде, «өзгеше» емес сызықты алгебералық теңдеулер системасы алынады. Басқаша айтқанда қарастырылған аудан жерге бекітілгенде, оған сәйкес тораптардағы орын ауыстырулар нольге тең.[7]

АҚМ –нан осыған сәйкес жолдар мен бағаналарын алып тастау –түзету болып табылады. Тораптар күші векторы $\vec{R}$ берілген сыртқы күштерге байланысты құрылады. Сыртқы күш жоқ тораптарда оған сәйкес вектор элементі $\vec{R}$ нольге тең [7].

АҚМ – сызықты алгебралық теңдеулер жүйесін тораптардағы орын ауыстыруларға байланысты шешу.

Сызықты алгебралық теңдеулер жүйесін шешу үшін, ЭЕМ математикалық қамтамассыз ету жүйесіндегі стандартты программасы пайдаланылады. Және де АҚМ структурасын және симметриясын жақсы ескеретін арнайы дайындалған ленталық және сирек толтырылған матрица пайдаланылады.

Элементтегі деформация мен кернеуді есептеу.

Тораптардағы орын ауыстыруларды анықтағаннан кейін, серпімділік теориясының белгілі теңдеулері арқылы деформация мен кернеу анықталады.

Аймақты дискретизациялау.

Аймақты шекті элементтерге бөлу, есепті шығарудағы алғашқы қадам болып табылады. Аймақты бөлу инженердің тәжірибесіне байланысты. Жеткіліксіз және нашар бөлу басқа сатылар жеткілікті дәлдікпен есептелсе де, қате шешімге алып келеді. Аймақты дискретизациялау шекті элементінің санын, өлшемін, формасын беруден басталады. Бұл нақты дискретті моделін құрғанда пайдаланылады. Бір жағынан дұрыс шешім алу үшін элемент барынша кіші болу керек, екінші жығынан үлкен элементті пайдаланғанда есептеу жұмысын қысқартады. Алынатын нәтиже қатты өзгеретін аймақтарда элемент өлшемін кішірейту керек, ал керісінше, нәтиже тұрақты жерлерде элемент өлшемін ұлғайту қажет.

Аймақты дикретизациялау біртіндеп, тәжірибемен келеді. Сонда да, кейбір жалпы ережелерді сақтау керек.

Шекті элементтер түрлері

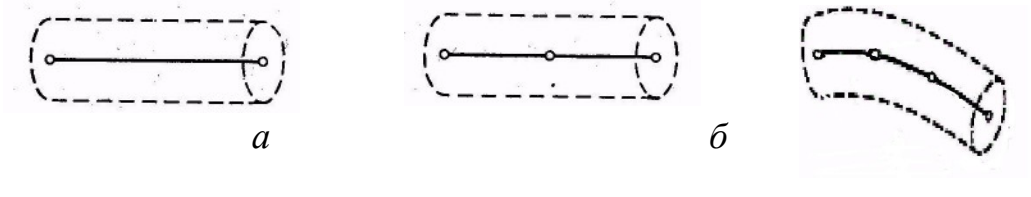
Есептерді шекті эелменттер әдісімен шығарғанда әр түрлі типті элементтер пайдаланылады. Солардың кей түрлері осы бөлімде қарастырылады.

Бірөлшемді элементтер

Элементтер ішінде қарапайымы біртекті элемент болып табылады. 2.1-суретте бұл элемент кесінді түрінде көрсетілген, көлденең қимасы да бар.

Көлденең қима ауданы ұзындық бойынша өзгерді мүмкін, бірақ көптеген есептерде ол тұрақты деп есептеледі. Бұл элемент көбінесе жылудың таралуы және құрылыс механикасында конструкцияның стерженьді элементтерін есептегенде бірөлшемді есептерде кездеседі.

Қарапайым бірөлшемді элементтің әр ұшына сәйкес екі торабы болады.



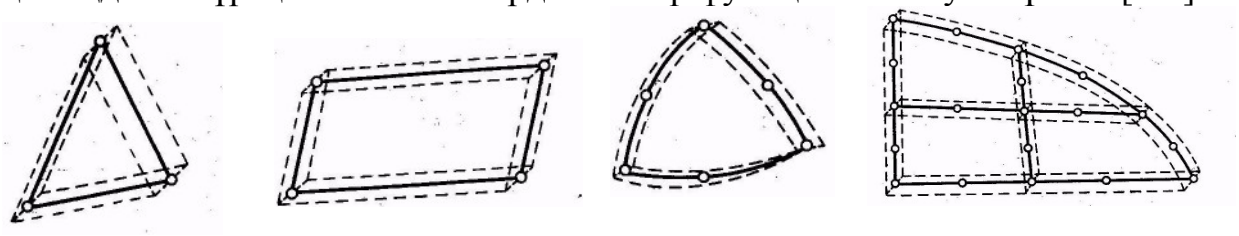
2.1-сурет - Бір өлшемді шекті элементтер

2.1 *б* және *в* суретте үшторапты (квадратты) және төртторапты (кубты) жоғарғы ретті элементтер көрсетілетін

Біртекті элемент, доға ұзындығы элеметті анықтайтын теңдеуге кірсе, қисық сызықты болды мүмкін (2.1 *в*- сурет).

Екі өлшемді элементтер

Екі өлшемді ауданның дискретті моделін құру үшін негізі екі элементтер жиынтығы қолданылады. Үшбұрыштар және төртбұрыштар. Сызықты элементтер жақтары түзу сызықты болады.(2.2 *а*-сурет). Квадартты және кубты элементтер түзу сызықты болумен қатар кисық сызықты болуы мүмкін (2.2, *в*, *г*-сурет). Қисық сызықты шекараны, элементтің жағының ортасына қосымша торап қосу арқылы модельдеуге қол жеткізуге болады. Егер екі элементтер жиынтығының бір жағында торап саны бірдей болса, онда бір аудан ішінде екеуін де қатар пайдалануға болады.(2.2 *г* -суреті). Элемент қалыңдығы тұрақты немесе координаталар функциясы болуы мүмкін [6-7].



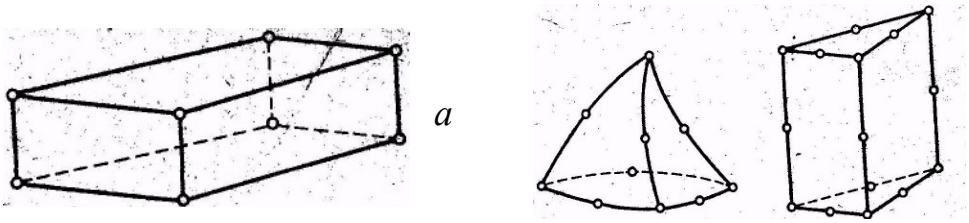
2.2 -сурет. Екі өлшемді шекті элементтер

Үш өлшемді элементтер

Жиі кездесетін үш өлшемді элементтер – тетраэдр және параллелепипед (2.3 *а,в*-сурет). Екі жағдайда да сызықты элементтер түзу сызықты жақтармен (беттермен) шектелген. Жоғары ретті элементтер шекарасы қисық сызықты бет болуы мүмкін. Үш өлшемді денені бөлгенде, дискретті модельде элементтердің орналасуын көрнекті түрде елестету мүмкін емес, сондықтан екі типті элемент тек параллелепипедті алған дұрыс [7].

2.3 *в*-суретте цилиндр форма денені қарастырғанда пайдаланылатын элементтің басқа түрі көрсетілген. Бұл элементтер екі өлшемді үшбұрышқа

ұқсас және белгісіз шаманың үшінші координата бойынша өзгерісін ескеруге мүмкіндік береді.



2.3 - сурет. Үш өлшемді шекті элементтер

3 Жүк көьергіш механизмінің АРМ WinMachine программалар жүйесінде зерттеу

3.1 Жүк көтергіш механизмінің сипаттамасы

Құрылғы машинажасау,дәлірек көтергіш транспорттық машинажасауға жатады.Құрылыста,жөндеу монтаждарында, жүк көтеру мақсаттарында қолданылады. (3.1-3.2 – сурет)

Бұл көтергіщ құрылымында жасау мақсаты: конструкцияны ықшамдап, орнықтылығын арттыру болып табылған. Осы техникалық көрсеткіштерге жету үшін төмен жағында біліктер бар, жоғарғы жагында жүк көтеретін платформасы бар, иінтіректі механизмдер жүйесі ретінде қарастырылады. Бұл механизмдер өзара топсалар арқылы «Нюнберг қайшысы» түріндегі механизмді құрайды, және гидроцилиндр қосылған. Жоғарғы платформа «Нюнберг қайшылармыен» өзара симетриялы орналасқан лямбда тәрізді механизммен жалғанған. Төменгі біекітпе «Нюнберг қайшыларымен» екі парлы және төрт парлы бұрандамен қосылған. Ұзындығы гидроцилиндр әсерінен төрт парлы буын барлық бағытта бірдей бұрышқа айналатындай етіп таңдап алынған.

Лямбда тәрізді механизм буындарының ұзындығы E және F топсалары тік түзу сығылатындай етіп таңдап алынған. Бұлай таңдау механизм конструкциясының орнықтылығын арттырады. Гидроцилиндр осылай орналастыру көтергіштің жүк көтеру қабілетін арттырады.

AC және BD иінтіректері ұзын болған сайын гидроцилиндрге ауыртпалық түсірілмейді. Механимзм биіктігін ұзарту үшін қосымша Нюнберг қайшысын қолдануға болады [10].

Бірнеше орналасу күйін

34823,34823_2 өнертабу машинажасау саасында тиесті, соның ішінде көтергіш тасымалдау саласына жатады. Құрылыс, жөндеу,жүк көтеру және тағы басқа салаларға қолданылады.

KZ33780… Жүк көтергіш механизмі төмен жағы бектіпе жоғарғы жағы платформ а иінтіректі, өзара топсалармен және «Нюнберг қайшысымен» механизмін құрайтын гидро цилиндрлі механизм ретінде белгілі.

Лямбда механизмі бұл көтергіште жоқ. Бұл жүк көтергіштің кемшілігі оның конструкциясының күрделігінде.

Осыған ұқсас KZ33770 жүк көтергіш бар. Бұл көтергіштің кемшілігі тірек платформасын жерден жоғары орналастыру керек, бұл жағдай конструкцияның өлшемдерін ұлғайтып, орнықтылығын азайтады.

Жаңа көтергішті құрастыру мақсаты конструцияны ықшамдап, орнықтылығын көтеру болады,. Сол үшін, иінтіректі механизмдер(төменгі тіректі, жоғарғы платформалы, иінтіректер топсалармен қосылған және өзара «нюнберг қайшылы» механизм құрап тұрады; гидроцилиндрлі; жоғарғы

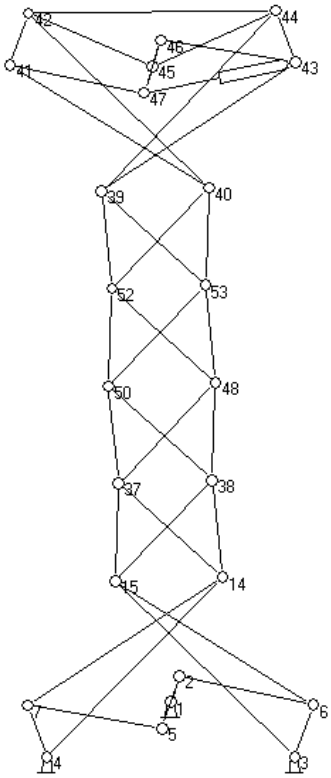
платформа «нюнберг қайшыларымен» өзара симметриялы орналасқан шлямбда тәрізді механизммен қосылған. Тірек « нюнберг қайшыларымен» екі жұпты дәне төрт жұпты буындармен қосылған. Бұл жұптар өзара гидроцилиндрмен қосылған. 3.1 – 3.3 -суреттерде иәнтіректі механизмнің кинематикалық схемасы көрсетілген.

1- Тірек,2 - жүк көтеретін платформа, 1 мен 2 арасы ретімен байланысқан нюнберг қайшыларымен жалғастырылған 3 және 4. Төменгі платформа – 1 3 «нюнберг қайшыларымен», 5 төртжұпты буынмен және 6-2 жұпты буындармен қосылған. 6 – төртжұпты буын 7 гидроцилиндр әсерімен 5 буын қарама қарсы бағытта бірдей бұрышқа айналатындай етіп таңдап алынған.

Жүк көтергіш 2 платформа 4 «нюнберг қайшылармен» өзара симметриялы орналасқан лямбда тәрізді механизм 8 екі жұпты және 9 үш жұпты буындардан тұрады.

Жүк көтергіш былай жұмыс жасайды, 7 гидроцилиндр қосқан кезде 5 төрт жұпты буын қарама қарсы бағытта бірдей бұрышпен қозғалады. Ол 3 және 4 «нюнберг қайшыларына» беріледі. 3 және 4 «нюнберг қайшылары» 2 жүк платформасына тік вертикал бағытта қозғалыс береді [10 - 11].

8 және 9 лямбда тәрізді механизмдер тобы E және F топсалары өзара параллель вертикал бағытта түзу қозғалуына әсер етеді. Және өзара арақашықтықты сақтайды.



3.1 –

X1 =	0,00	Y1 =	-200,00
X2 =	11,09	Y2 =	-166,43
X3 =	160,00	Y3 =	-270,00
X4 =	-160,00	Y4 =	-270,00
X5 =	-11,09	Y5 =	-233,57
X6 =	183,95	Y6 =	-203,47
X7 =	-185,38	Y7 =	-204,00
X8 =	66,85	Y8 =	-40,35
X9 =	-71,76	Y9 =	-45,30
X10 =	-67,34	Y10 =	79,62
X11 =	53,53	Y11 =	83,94
X12 =	-89,56	Y12 =	453,12
X13 =	49,05	Y13 =	458,07

X14 =	-207,70	Y14 =	614,54
X15 =	-184,19	Y15 =	681,23
X16 =	161,60	Y16 =	618,40
X17 =	135,80	Y17 =	684,24
X18 =	-23,54	Y18 =	612,74
X19 =	-12,93	Y19 =	646,46
X20 =	-34,50	Y20 =	579,12
X21 =	57,95	Y21 =	208,86
X22 =	-80,66	Y22 =	203,91
X23 =	-76,24	Y23 =	328,83
X24 =	44,63	Y24 =	333,15
L1-2 =	35,36	L2-5 =	70,71
L1-5 =	35,35	L5-7 =	176,78

сурет – көтергіштің бірінші орналасу күй

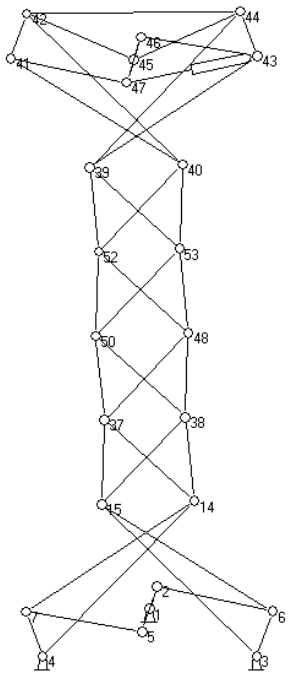
3.2 – сурет – бірінші орналасу күйінің кординаталары

3.2 Жүк көтергіш механизмді кернеулі деформациялық күйге есептеу

Механизмнің бірнеше орналасу күйіндегі кинематикалық сипаттамасы белгілі. Шекті элементтер әдісінің негізгі идеясы бойынша элементтің түйіндерде орын ауыстыру белгілі болса, онда осы элементтің кез келген нүктесінің орын ауыстыруын анықтауға болады. (3.3-3.8-сурет)

Қарастырылып отырған механизм APM WinMashine программалы жүйесінде зерттеліп кернеулі деформациялы күйі, орын ауыстыруы анықталады.

Жалпы зерттеулерде механизмге үш түрлі қимамен соларға үш түрлі күш түсірілді.



3.3 – сурет - Көтергіштің бірінші орналасу күй

X1 =	0,00	Y1 =	-200,00
X2 =	11,09	Y2 =	-166,43
X3 =	160,00	Y3 =	-270,00
X4 =	-160,00	Y4 =	-270,00
X5 =	-11,09	Y5 =	-233,57
X6 =	183,95	Y6 =	-203,47
X7 =	-185,38	Y7 =	-204,00
X8 =	66,85	Y8 =	-40,35
X9 =	-71,76	Y9 =	-45,30
X10 =	-67,34	Y10 =	79,62
X11 =	53,53	Y11 =	83,94
X12 =	-89,56	Y12 =	453,12
X13 =	49,05	Y13 =	458,07

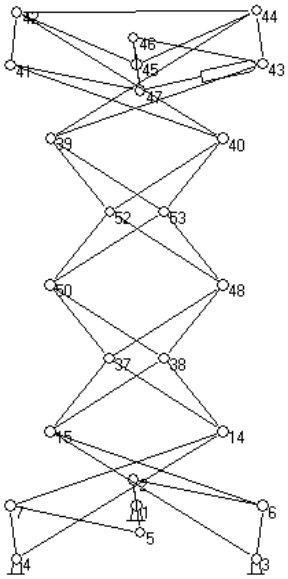
X14 =	-207,70	Y14 =	614,54
X15 =	-184,19	Y15 =	681,23
X16 =	161,60	Y16 =	618,40
X17 =	135,80	Y17 =	684,24
X18 =	-23,54	Y18 =	612,74
X19 =	-12,93	Y19 =	646,46
X20 =	-34,50	Y20 =	579,12
X21 =	57,95	Y21 =	208,86
X22 =	-80,66	Y22 =	203,91
X23 =	-76,24	Y23 =	328,83
X24 =	44,63	Y24 =	333,15
L1-2 =	35,36	L2-5 =	70,71
L1-5 =	35,35	L5-7 =	176,78

3.4 - сурет – Бірінші орналасу күйінің кординаталары

L2-6 =	176,78	L4-7 =	70,71
L3-6 =	70,71	L4-14 =	322,80
L7-14 =	300,67	L6-15 =	300,67
L3-15 =	322,80	L40-41	300,67
L40-42	322,80	L41-42	70,71
L39-43	300,67	L43-44	70,71
L39-44	322,80	L42-44	320,00
L42-45	174,64	L44-45	174,64
L45-46	35,36	L46-47	70,71
L45-47	35,36	L43-46	176,78
L41-47	176,78	L43-47	200,00
L37-48	180,00	L38-50	180,00
L38-48	125,00	L37-50	125,00

L38-48	125,00	L37-50	125,00
L48-52	180,00	L50-52	125,00
L50-53	180,00	L48-53	125,00
L39-53	180,00	L39-52	125,00
L40-52	180,00	L40-53	125,00
L14-37	180,00	L15-37	125,00
L15-38	180,00	L14-38	125,00
L1-3 =	174,64	L1-4 =	174,64
L3-4 =	320,00		

3.5 –сурет– Көтергіштің түйіндерінің арақашықтығы

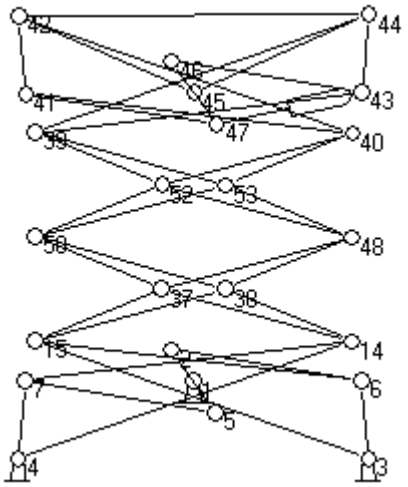


3.6-сурет – Көтергіштің екінші орналасу күйі

X1 =	0,00	Y1 =	-200,00
X2 =	-4,45	Y2 =	-164,93
X3 =	160,00	Y3 =	-270,00
X4 =	-160,00	Y4 =	-270,00
X5 =	4,45	Y5 =	-235,07
X6 =	168,84	Y6 =	-199,84
X7 =	-168,77	Y7 =	-199,84
X8 =	115,39	Y8 =	-101,59
X9 =	-115,23	Y9 =	-101,33
X10 =	-36,18	Y10 =	-4,50
X11 =	36,56	Y11 =	-4,58
X12 =	-114,79	Y12 =	286,36
X13 =	115,82	Y13 =	286,10

X14 =	-168,60	Y14 =	383,60
X15 =	-160,01	Y15 =	453,78
X16 =	169,02	Y16 =	385,63
X17 =	159,99	Y17 =	455,76
X18 =	0,42	Y18 =	384,77
X19 =	-4,43	Y19 =	419,80
X20 =	4,90	Y20 =	349,70
X21 =	115,60	Y21 =	92,25
X22 =	-115,01	Y22 =	92,51
X23 =	-35,96	Y23 =	189,35
X24 =	36,78	Y24 =	189,27

3.6 – сурет Көтергіштің екінші орналасу күйінің кординаталары



3.7-сурет – Көтергіштің үшінші орналасу күйі

X1 =	0,00	Y1 =	-200,00
X2 =	-20,69	Y2 =	-171,33
X3 =	160,00	Y3 =	-270,00
X4 =	-160,00	Y4 =	-270,00
X5 =	20,69	Y5 =	-228,67
X6 =	153,82	Y6 =	-199,56
X7 =	-153,68	Y7 =	-199,57
X8 =	144,86	Y8 =	-163,89
X9 =	-144,65	Y9 =	-163,28
X10 =	-28,76	Y10 =	-116,42
X11 =	29,18	Y11 =	-116,54
X12 =	-144,24	Y12 =	25,14
X13 =	145,27	Y13 =	24,52

X14 =	-153,28	Y14 =	60,18
X15 =	-159,60	Y15 =	130,60
X16 =	154,22	Y16 =	61,45
X17 =	160,39	Y17 =	131,89
X18 =	0,68	Y18 =	61,25
X19 =	-20,28	Y19 =	89,73
X20 =	21,33	Y20 =	32,55
X21 =	145,06	Y21 =	-69,69
X22 =	-144,45	Y22 =	-69,07
X23 =	-28,56	Y23 =	-22,21
X24 =	29,38	Y24 =	-22,34

3.8 – сурет - Көтергіштің екінші орналасу күйінің кординаталары

1 ші жағдайда Қима – Труба 180х140х4 гост 30245-94, Р = 20000Н
Материал Ст 20(передел текучести 245, коеф пуассона 0,3)

3.9-сурет - Көтергіштің бірінші орналасу күйінің бірінші жағдай үшін беріктік есептеулерінің жауабы

3.10-сурет - Көтергіштің бірінші орналасу күйінің бірінші жағдай үшін орын ауыстыруы есептеулерінің жауабы

3.9-3.10-Суретте көтергіштің ең үлкен кернеуі 142МПа, ал ең аз кернеуі 8,875МПа. Ал орын ауыстыруы ең максимумы 2,1мм, ең төмені 0,1313 мм.

Яғни бірінші жағдайда алған қимамызбен күшіміз бізді толық қанағаттандырады.

3.11-сурет - Көтергіштің екінші орналасу күйінің бірінші жағдай үшін беріктік есептеулерінің жауабы

3.12-сурет - Көтергіштің екінші орналасу күйінің бірінші жағдай үшін орын ауыстыруы есептеулерінің жауабы

3.11-3.12-Суретте көтергіштің ең үлкен кернеуі 234,9МПа, ал ең аз кернеуі 14,68Па. Ал орын ауыстыруы ең максимумы 2,082мм, ең төмені 0,1301 мм. Яғни бірінші жағдайда алған қимамызбен күшіміз бізді тағыда толық қанағаттандырады.

3.13-сурет - Көтергіштің үшінші орналасу күйінің бірінші жағдай үшін беріктік есептеулерінің жауабы

3.14-сурет - Көтергіштің үшінші орналасу күйінің бірінші жағдай үшін орын ауыстыруы есептеулерінің жауабы

3.13-3.14 Суретте көтергіштің ең үлкен кернеуі 709МПа, ал ең аз кернеуі 44,31Па. Ал орын ауыстыруы ең максимумы 4,306мм, ең төмені 0,2692 мм.

Яғни бірінші жағдайда алған қимамызбен күшіміз 3 ші күйге қолдануымызға болмайыд.

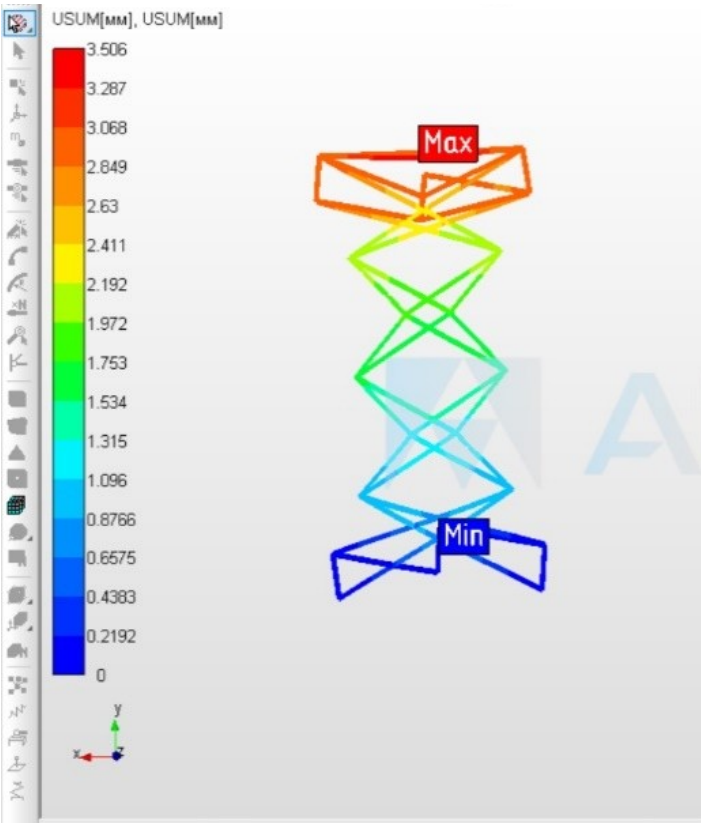
2 ші жағдай . Қима – Труба 200х120х4 гост 30245-94;Р= 32000Н;Материал Ст 20(передел текучести 245, коеф пуассона 0,3)

3.15-сурет - Көтергіштің бірінші орналасу күйінің екінші жағдай үшін беріктік есептеулерінің жауабы

3.16-сурет - Көтергіштің бірінші орналасу күйінің екінші жағдай үшін орын ауыстыруы есептеулерінің жауабы

3.15-3.16 Суретте көтергіштің ең үлкен кернеуі 132,8МПа, ал ең аз кернеуі 9,298Па. Ал орын ауыстыруы ең максимумы 2,566мм, ең төмені 0,1604 мм. Яғни екінші жағдайда алған қимамызбен күшіміз бізді толық қанағаттандырады.

3.17-сурет - Көтергіштің екінші орналасу күйінің екінші жағдай үшін беріктік есептеулерінің жауабы



3.18-сурет - Көтергіштің екінші орналасу күйінің екінші жағдай үшін орын ауыстыруы есептеулерінің жауабы

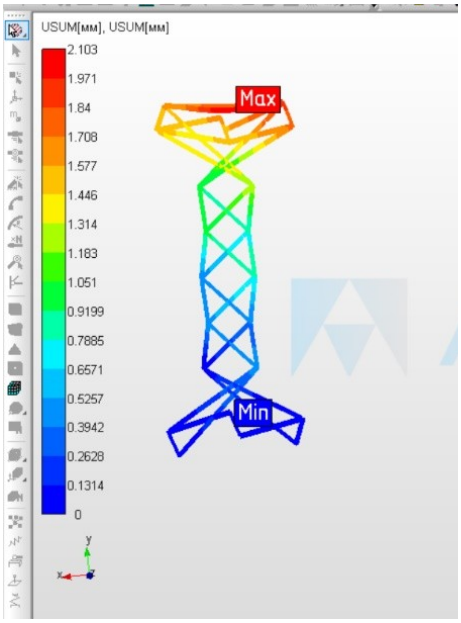
3.17-3.18 -Суретте көтергіштің ең үлкен кернеуі 431,5МПа, ал ең аз кернеуі 26,97Па. Ал орын ауыстыруы ең максимумы 3,506мм, ең төмені 0,2192 мм. Яғни екінші жағдайда алған қимамызбен күшіміз бізді екінші күй үшңнқанағаттандырмайды, аса қауіпті болып есептеледі.

3.19-сурет - Көтергіштің үшінші орналасу күйінің екінші жағдай үшін орын ауыстыруы есептеулерінің жауабы

3.19-Суретте көтергіштің орын ауыстыруы ең максимумы 4,306мм, ең төмені 0,2692 мм. Яғни екінші жағдайда алған қимамызбен күшіміз бізді үшінші күй үшін қанағаттандырмайды, аса қауіпті болып есептеледі.

3 ші жағдай.Қима – Труба 180х100х5 гост 30245-94;Р = 10000Н
Материал Ст 20(передел текучести 245, коеф пуассона 0,3)

3.20-сурет - Көтергіштің бірінші орналасу күйінің үшінші жағдай үшін беріктік есептеулерінің жауабы



3.21-сурет - Көтергіштің біріншіі орналасу күйінің үшінші жағдай үшін орын ауыстыруы есептеулерінің жауабы

3.20-3.21 Суретте көтергіштің ең үлкен кернеуі 125.1МПа, ал ең аз кернеуі 1.817Па. Ал орын ауыстыруы ең максимумы 2.103мм, ең төмені 0.131 мм. Яғни үшінші жағдайда алған қимамызбен күшіміз бізді бірінші күй үшін толық қанағаттандырады.

3.22-сурет - Көтергіштің екінші орналасу күйінің үшінші жағдай үшін беріктік есептеулерінің жауабы

3.23-сурет - Көтергіштің екінші орналасу күйінің үшінші жағдай үшін орын ауыстыруы есептеулерінің жауабы

(3.22-3.23 суреттерде) көтергіштің ең үлкен кернеуі 282,6МПа, ал ең аз кернеуі 17,66Па. Ал орын ауыстыруы ең максимумы 2,422 мм, ең төмені 0,1514 мм. Яғни үшінші жағдайда алған қимамызбен күшіміз бізді екінші күй үшін толық қанағаттандырады.

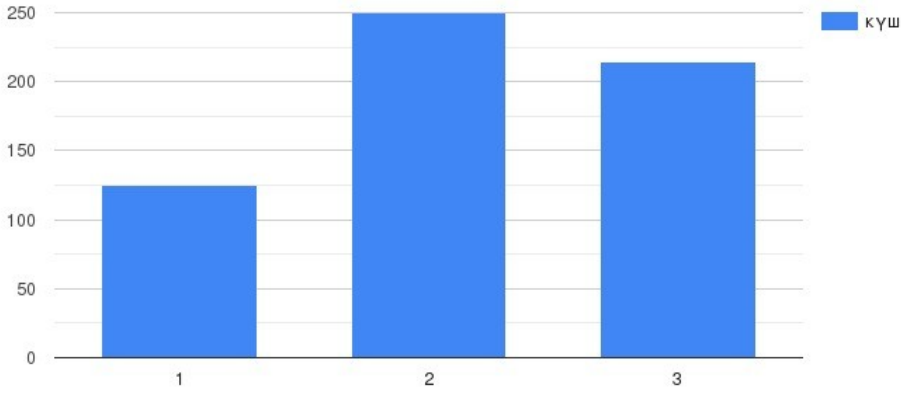
3.24-сурет - Көтергіштің үшінші орналасу күйінің үшінші жағдай үшін беріктік есептеулерінің жауабы

3.25-сурет - Көтергіштің үшінші орналасу күйінің үшінші жағдай үшін орын ауыстыруы есептеулерінің жауабы

3.24 – 3.25 Суретте көтергіштің ең үлкен кернеуі 214,7МПа, ал ең аз кернеуі 13,42Па. Ал орын ауыстыруы ең максимумы 1,68 мм, ең төмені 1,575 мм. Яғни үшінші жағдайда алған қимамызбен күшіміз бізді үшінші күй үшін толық қанағаттандырады.

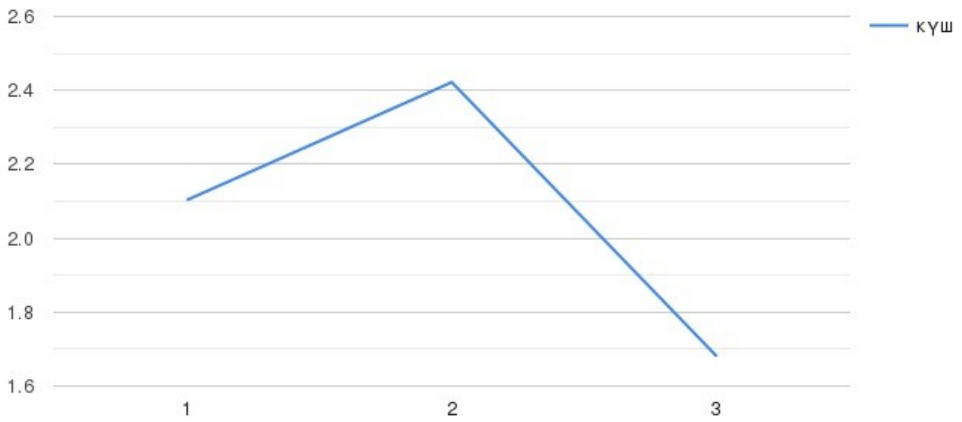
3.25

Иінтіректі көтергіш механизмнің көлденең қимасының өлшемі – «Труба 180х100х5 гост 30245-94», Материалы: «Ст 20(передел текучести 245, коеф пуассона 0,3)», түсірілген күштің шамасы P = 10000H болғандағы зерттеулеріде ең тиімді қимамен және сол қима үшін көтергіштің көлденең қималарында пайда болған ең үлкен кернеулермен орын ауыстырулардың арасындағы байланыс диаграммасы мен графигі(3.26-3.27-сурет)
Y осынің бойынды кернеудің өлшем бірлігі МПа арқылы берілген, X осынің бойында механизмнің 3 түрлі орналасу күйі көрсетілген.



3.26-сурет – 3 орналасу күйлері үшін кернеулердің диаграммасы

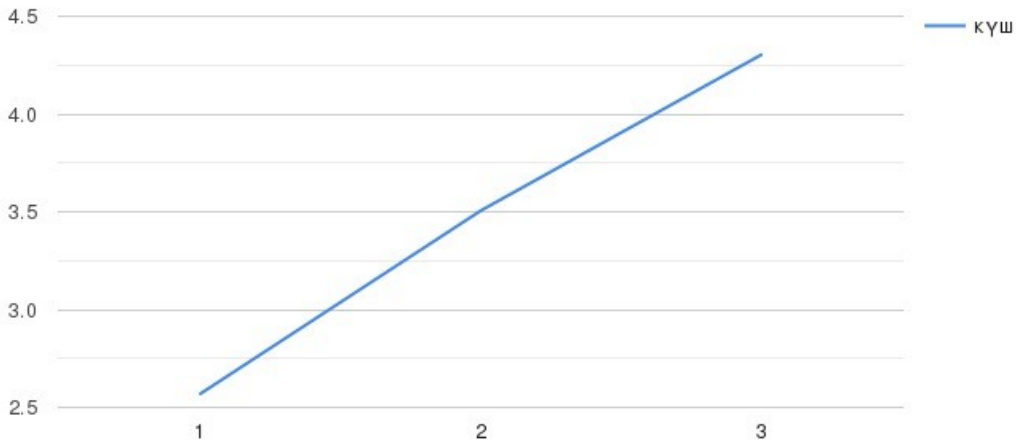
Y осынің бойында механизм элементтерінің түсірілген күш әсерінен иілу мөлшері көрсетілген,өлшем бірлігі мм арқылы берілген, X осынің бойында механизмнің 3 түрлі орналасу күйі көрсетілген.



3.27-сурет - Орын ауыстыру графигі

Иінтіректі көтергіш механизмнің көлденең қимасының өлшемі – «Труба 200х120х4 гост 30245-94», Материалы: «Ст 20(передел текучести 245, коеф пуассона 0,3)», түсірілген күштің шамасы P = 32000H болғандағы зерттеулеріде ең тиімді қимамен және сол қима үшін көтергіштің көлденең қималарында пайда болған орын ауыстырулардың арасындағы байланыс графигі 3ші және 2 ші күйде Орын ауыстыруы аса жоғары (3.28-сурет)

Y осынің бойында механизм элементтерінің түсірілген күш әсерінен иілу мөлшері көрсетілген,өлшем бірлігі мм арқылы берілген, X осынің бойында механизмнің 3 түрлі орналасу күйі көрсетілген.



3.28-сурет – 3 ші жағдай үшін орын ауыстыруы

ҚОРЫТЫНДЫ

Механизімдердің кернеулы деформациялы күйі және квазистатикалық орнықтылығы және орнықтылыгы буындарының серпімділігін қарай отырып ШӘЭ-мен зерттелген.Механизм эксплуатациялық кушкеғана берик болмай, бірталай артық күшке де щыдамды болуы керек. Беріктік есебін есептеумен қатар конструкция бөлшектерінің деформациялануы және орнықтылығын да тексерілген. Конструкцияның орнықтылығын жоғалту формасы анықталып, серпімді буындардағы ішкі күштер табылған.

Жұмыста осы зерттеулериме арналган инженерлык APM Structured программасы пайдаланылып, жоғарғы дәлдікпен нәтижелер алынды. Есептеулерім бойынша Көтергіш жалпы құрылыста немесе басқа да тұрмыста 700 кг ға дейн көтере алады, беріктігі толығымен қамтамасыз етілген , орнықты жұмысжасайды.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М., Высшая школа, 2008г.

2.Тимошенко С.П. Устойчивость упругих систем. – М.: Гостехиздат, 1946. - 532с.

3. Джапаев С.К Серпімділік теориясының жазық есептері: - оқу құралы – Алматы: ҚазҰТУ,2010 – 154б.

4. Артоболевский И.И., Джолдасбеков У.А. Теория механизмов и машин. – М.: 1975. - 217с.

5.Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541с

6.Мяченков В.И. и др. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов. - Справочник. –М.: Машиностроение, 1989.- 520с.

7. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. – М.: Мир, 1984. - 428с.

8.Абдраимова Г.А. Квазистатическая упругая устойчивость плоских и пространственных стержневых систем: - учебное пособие –Алматы: 2010. – 110 с.

9. Альфутов Н.А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. – М.: Машиностроение, 1991.

10 Патент №33770 РК 2018/0177.1 Джамалов Н.К., Камал А.Н., Тулешов А.К., Сейдахмет А.Ж.,15.07.2019ж.

11. Джамалов Н.К. AVTAN. Компьютерная программа. Свидетельство о регистрации интеллектуальной собственности №37 от 28.06.01.