ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты

Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

Тустыкбаев М.Б.

Мұнаралы кранның жетегін есептеу

**ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС**

5В071200 – Машина жасау мамандығы

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты

Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

**ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ**
Кафедра меңгерушісі
физ-мат. ғыл.д-ры, профессор
_____ А. Калтаев
«13» 05 _____2019 ж.

# ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы «Мұнаралы кранның жетегін есептеу»

5В071200 – Машина жасау мамандығы бойынша

Орындаған Тустыкбаев М.Б.

Ғылыми жетекші
техн. ғыл. к-ты, доцент
_____ Е.Т. Бекенов
«08» 05 _____2019ж

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты

Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

5В071200 – «Машина жасау»

**БЕКІТЕМІН**
Кафедра меңгерушісі
физ.-мат. ғыл. д-ры, профессор
_____ А. Калтаев
« 14 » қараша 2018 ж.

**Дипломдық жұмыс орындауға**
**ТАПСЫРМА**

Білім алушы: *Тустыкбаев Максат*
Тақырыбы: *Мұнаралы кранның жетегін есептеу*
*Университет ректорының «06» қараша 2018 ж. № 1252-б бұйрығымен бекітілген*
Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі: *«13» мамыр 2019 жылы*
Дипломдық жұмыстың бастапқы деректері: _____
Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі:
*а) Кіріспе. Дипломдық жұмысқа бастапқы шолу ;*
*б) Негізгі бөлім ;*
*в) Редуктор және белгіленген параметрлердің теориялық есебі;*
*г) Бұрамдық білікті Компас-3D бағдарламасының APM FEM беріктік анализ жүйесінде есептеу;*
*д) Жұмыс қорытындысы;*
Графикалық материалдар тізімі (міндетті сызбаларды дәл көрсетумен):
*Жұмыс презентациясы _____ слайдтарда көрсетілген*
Ұсынылатын негізгі әдебиет: *8 атаулардан*

Дипломдық жұмысты дайындау

**КЕСТЕСІ**

| Бөлімдер атауы, зерттеп дайындалатын мәселелер тізімі | Ғылыми жетекшіге көрсету мерзімдері | Ескерту |
|---|---|---|
| Кіріспе. Дипломдық жұмысқа бастапқы шолу | 04.02.2019 | |
| Негізгі бөлім | 18.02.2019 | |
| Редуктор және белгіленген параметрлердің теориялық есебі | 10.03.2019 | |
| Бұрамдық білікті Компас-3D бағдарламасының APM FEM беріктік анализ жүйесінде есептеу | 25.03.2019 | |

Аяқталған дипломдық жұмыс үшін, оған қатысты бөлімдердің жұмыстарын көрсетумен, кеңесшілер мен норма бақылаушының қойған

**қолдары**

| Бөлімдер атауы | Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы) | Қол қойылған күні | Қолы |
|---|---|---|---|
| Норма бақылаушы | Е.Т. Бекенов техн. ғыл. канд., ассоц.проф. | 08.05.2019 | |
| | | | |
| | | | |

Ғылыми жетекші _____ Е.Т. Бекенов

*қолы* *Аты-жөні*

Білім алушы тапсырманы орындауға алды _____ Б.М. Тустыкбаев

*қолы* *Аты-жөні*

Күні “ 6 ” мамыр 2019 ж .

## АҢДАТПА

Дипломдық жұмыстың тақырыбы: «Мұнарлы кранның жетегін есептеу».

Кіріспеде мұнаралы кран туралы мәлімет берілді.

Бірінші бөлімде мұнаралы кранның құрылғылары, конструкциясы, ерекшелігі, мақсаты мен қолдану аясы қарастырылды.

Диплом тақырыбына сай редуктордың есебі қарастырылды.Тістегершік пен дөңгелек материалдары беріктікке есептелген. Мойынтірек төзімділікке тексерілген.

Компас-3D бағдарламасында ең көп күш түсетін ортаңғы біліктің үш өлшемді моделі сызылған және де «APM FEM» қосымша бағдарламасы арқылы беріктікке есептелген.

## АННОТАЦИЯ

Тема дипломной работы: «Расчет привода башенного крана».

Во введении дана информация о башенном кране.

Первый раздел показывает о расширении башенного крана и их конструкции, принцип работ, типов, особенности, преимуществ и недостатки башенного крана.

Расчеты дипломной работы выполняются в соответствии с темой. Предназначен для прочности шестерни и колес зубов

В соответствии с темой дипломной работы, выполнен расчет деталей редуктора на прочность и построен 3D модель. С помощью дополнительной программы «APM FEM» выполнен расчет на прочность.

## ABSTRACT

Thesis: Calculation of the drive tower crane".

The introduction provides information about the tower crane.

The first section shows o the expansion of the tower crane and their design, the principle of works, types, features, advantages and disadvantages of the tower crane.

Pacxens thesis papers are performed according to the theme. Designed for durability the gears and wheels and teeth

In accordance with the theme of the thesis, the calculation of the gearbox parts for strength and built a 3D model. C using the optional "APM FEM" the calculation of strength.

# МАЗМҰНЫ

Кіріспе 6
1 Мұнаралы кранның жұмыс істеу принципі және конструкциялық ерекшеліктері 7
1.1 Мұнаралы кранның құрылғылары 7
1.2 Орын ауыстыру механизмі 8
1.3 Көтеру механизмі 9
1.4 Мұнаралы кранның қозғалыс механизімнің 10
1.5 Мұнаралық кранның қауіпсіздік құралдары 12
2 Редуктор және белгіленген параметрлердің теориялық есебі 13
2.1 Редуктор туралы жалпы мағлұмат 13
2.2 Жетектің кинематикалық есебі және электрқозғалтқышты таңдау 14
2.3 Редукторды беріктікке есептеу 15
2.4 Ашық шынжырлы берілісті есептеу 18
2.5 Біліктердің алдын-ала есептелінуі 21
3 Бұрамдық білікті Компас-3D бағдарламасының APM FEM беріктік анализ жүйесінде есептеу 26
3.1 Есептеу бойынша бастапқы мәлімет 26
3.2 Статикалық есептеудің нәтижелері 28
Қорытынды 30
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі 31

# КІРІСПЕ

Әмбебап монтаж машиналары болып табылатын мұнаралы крандар жоғары және кеңейтілген конструкцияларды монтаждау үшін пайдаланылады, онда өздігінен жүретін шынжыртабанды немесе пневмодоңғалақты крандарды пайдалануға келмейтін кезде осы мұнаралы крандарды қолданады.

Мұнара кранның құрылысы – құрылыс – монтаждау жұмыстарына арналған тігінен орналасқан мұнараның үстіңгі жағында орналасқан көрсеткі бар бұрылыс кран. Кран келесі қозғалыстарды орындайды: жүктемені көтеру, кетуді ауыстыру, жылжыту және айналдыру. Бұл қозғалыстардың тіркесімі тауарларды құрылыстағы кез-келген нүктеге жеткізуге ғана емес, сонымен қатар қойма аумағына қызмет көрсетуге және автокөліктерден материалдарды түсіруге мүмкіндік береді**.**

Мұнаралы крандардың негізгі артықшылықтарына:

а) бағыттау жебені кран мұнарасына бекітіледі, сондықтан оны қызмет көрсетілетін аумақтағы құрастыру құрылымдардың керекті нүктесіне кез-келген тізбекте апаруға мүмкіндік береді;

б) бағыттау жебесінің ауыр жүк көтергіштігі; в)крандардың орын ауыстыруының оңайлығы; г)құрастыру алаңшасын дәл ұйымдастыру жеңілдігі;

Мұнаралы крандардадың кемшіліктеріне:

а) Олардың жұмыс алаңдары ауыстырған кезіндегі тасымалдау күрделілігі, механизмдерді бөлшектеу мен жинақтап құрастыру жұмыстарының ұзақтығы және оған кететін көп еңбек шығыны. Көтергіш жебелердің жетіспеушілігі - бұл жүктемені көлденең жылжытуға болмайды, сондықтан кранды айналдыру және жылжыту қажет. Осының бәрі крандардың пайдалану құнын едәуір жоғарылытады және пайдалы жұмыс уақытын қысқартады.

Жүк көтеру қабілетіне сәйкес, мұнаралы крандар үш топқа бөлінеді:

-Жеңіл салмақтағы жүктер – 5 тоннаға дейін, жүк моменті 60 тс-м-ге дейін;

-Орта салмақты жүктер - 5 тоннадан 25 тоннаға дейінгі аралықта, жүк моменті 300 тс-м-ге дейін;

-Ауыр салмақтағы жүктер - 25 тоннадан жоғары, жүк моменті 300 тс-м-нен артық.

Мұнаралық крандарды құрылыста пайдалану кең таралған. Мұнаралы крандарды тағайындау бойынша бөлінуі:

а) аз қабатты тұрғын үй құрылысына қызмет көрсету үшін 5 тоннаға дейін көтеру қабілеті бар қуатты крандар;

б) көп қабатты азаматтық және өнеркәсіптік құрылысқа қызмет көрсету үшін жүк көтеру қабілеті 5-тен 25 г-қа дейінгі орташа крандар;

в) гидравликалық құрылыс пен өнеркәсіптік құрылыста құрастырмалы құрылымдық элементтерді монтаждау үшін жүк көтерімділігі 25 - 75 тонна, кейде 100 тоннаға дейінгі жоғары қуаттылық крандар [1].

## 1 Мұнаралы кранның жұмыс істеу принципі және конструкциялық ерекшеліктері

### 1.1 Мұнаралы кранның құрылғылары

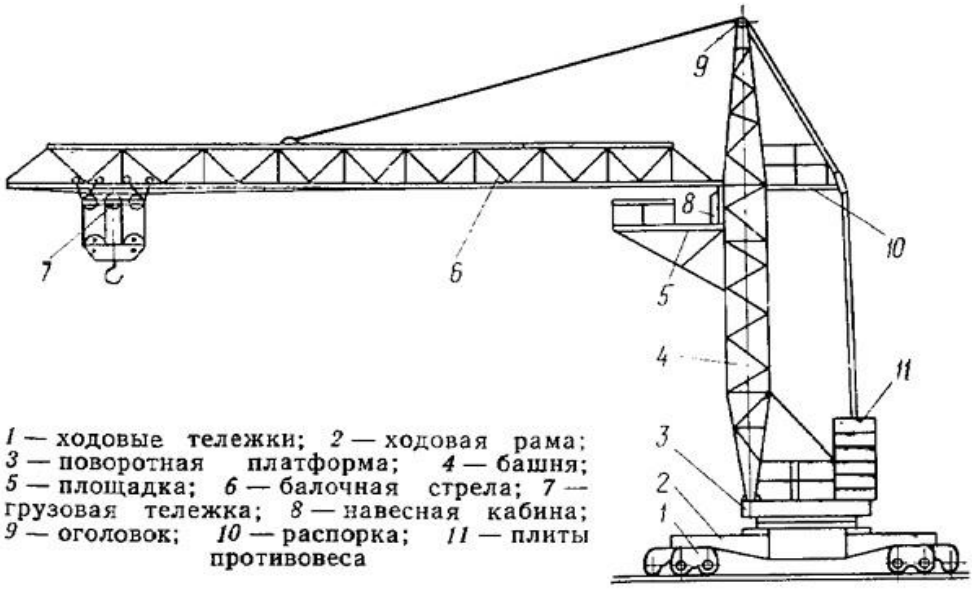
Мұнара краны жебе бекітілген тік бұрылыс мұнарасымен жабдықталған. Осы арнайы техниканы басқару машинист кабинасынан жүргізіледі. Әдетте ол мұнараның жоғарғы бөлігінде үстіңгі бетінен едәуір биіктікте орналасады. Мұнарлы кранның схемасы (1.1 – сурет) көрсетілген. Мұнара кранының құрылғысы оған келесі операцияларды жасауға мүмкіндік береді: - Мұнара кранының құрылғысы;

-Жүктерді көтеру және түсіру;

-Негізгі оське қатысты ілгекті жылжыту, жебенің аралығын өзгерту;

-Белгілі бір бұрышқа бұрылу;

Жүктерді көтеру жүк шығырының, арқанның және ілгекті аспаның болуына байланысты жүзеге асырылады. Бұрылыс бөлігінің айналуы арнайы бұрылыс механизмінің болуына байланысты салыстырмалы түрде қозғалмайтын болады. Бұл екі бөлік тірек-бұрылыс құрылғысымен байланыстырылады. Ол төңкеретін күш-жігерді бұрылыс бөлігінен жүріс рамасына береді.




1.1– сурет – Мұнаралы кран – 1 - жүріс арбалары; 2- жүріс рамасы; 3- бұрылу платформасы; 4- мұнара; 5- алаң; 6- арқалық жебе; 7- жүк арбасы; 8- кабина; 9- жүге; 10- консолді қарсы салмақ; 11- қарсы салмақ.

Мұнараның конструктивтік ерекшеліктеріне байланысты осы жүк көтергіш машиналар :

Бұралмалы - ол бекітілген жебе және қарсы салмақ барлық бағыттарда өз осінің айналасында айналады;

Бұрылмайтын - Арнайы шатырға бекітілген жебе мен қарсы салмақ негізгі тіректің айналасына айналады.

## 1.2 Орын ауыстыру механизмі

Крандардың орын ауыстыру тетіктері бір-бірінен айтарлықтай ерекшеліктері бар. Олардың құрастырылу түрі көбінесе жүріс жабдығының типіне байланысты. Жүру құрылғысына байланысты, олар:

-Рельстік құрылғыда - Ең танымалдығына пайдалану және монтаждау қарапайымдылығы;

-Автомобильдік - автокөлік шассиіне орнатылады, бұл ұтқырлықты қамтамасыз етеді;

-Автомобиль типті шассиінде - шассидің осы моделі үшін арнайы әзірленген, кабинасы бар;

-Пневмодоңғалақты - пневмокөлік шассиі үшін кабинаның болмауы тән;

-Шынжыр табанды - мұндай модельдер шынжыр табанды жүру механизмімен жабдықталған;

-Адымды - адымдаушы түрдің ерекше жүру механизмімен жабдықталған.

Дөңгелектелген учаске бар жолда бір жақты жетегі бар Кранды орнату кезінде жетекші доңғалақтар немесе арбалар дөңгелектеу ортасына, рельске қатысты сыртқы жерге орналастырылады. Жүкті алу үшін манипулятор ілгекті аспабы (1.2 – сурет) көрсетілген.

Төрт жүріс дөңгелегі бар Кран, әдетте, екі доңғалаққа жетегі бар бір қозғалыс тетігінен келтіріледі. Доңғалақтар саны көп болған жағдайда, олар арбаларға біріктірілген кезде, әрбір жетекші арбаның дербес жетегі болады. Бұл жағдайда кран әдетте екі жетекші және екі ведомстволық арбамен жинақталады.

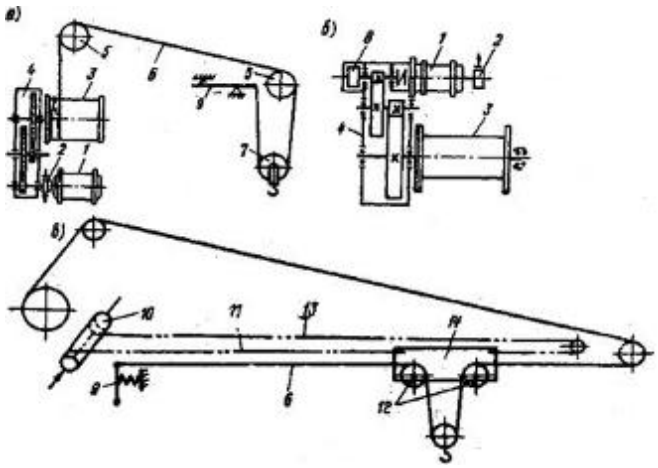
1.2 – сурет – Жүкті алу үшін манипулятор ілгекті аспамен жабдықталған

Болат арқандар — блокты және барабанды құрылғылары, беріктігі жоғары полиспасталары бар жүктердің тартқыш қосқыштары, олардың көмегімен механизмдер бұрылады, мұнара және жүк арбасы консоль бойынша қозғалады, кранды монтаждау жүзеге асырылады. Кабина мұнараның ішіне салынады немесе сыртына шығарылады, жоғарғы жағына ілінеді немесе портал алаңына тіреледі. Алдыңғы және бүйір терезелері ашылады , бұрылады, түсіріледі және көтеріледі.

Ішкі панельде бақылау-өлшеу аппаратурасы орналасқан: командалардың контроллерлері; ұшып шығуды шектегіш; тоннаждық контроллері; электрондық анемометр; авариялық ажыратқыш; кабинадағы сигналдық аспаптар заттарды, дәрі қобдишасын, құрал-саймандарды және техникалық журналды сақтауға арналған орындар, желдеткіш жүйесі мен жылытқыш, жарықтандыру қалқандары мен өрт сөндіргіштері бекітілген [1].

### 1.3 Көтеру механизмі

Өзі жүретін мұнаралы кранның негізгі жұмыс қозғалыстары: Жүкті көтеру, жолдар бойынша қозғалу, жебенің бұрылуы, ілгектің аралығының өзгеруі болып табылады. Кранның көтеру механизмі (1.3 – суретте) көрсетілген.



1.3 – сурет – Кранның көтеру механизмінің сұлбасы

а) – Жебесі басқарылатын кранның жүк арқанын қорлау сұлбасы;

ә) –Тежегіш генератормен орнатылған жүкшығардың кинематикалық сұлбасы;

б) – Жүк арбасы жебесіне орналасқан крандардың жүк арқанын қорлату сұлбасы.

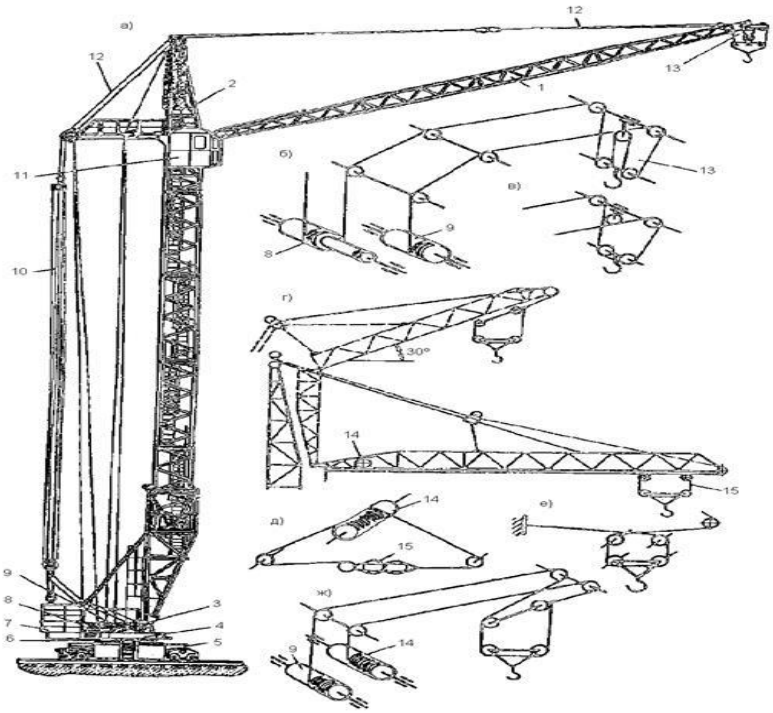
Ілмекті көтеру биіктігі үлкен крандарда цикл уақытын қысқарту үшін бос ілмекті жылдам түсіру қолданылады.

Бұрылыс мұнарасы бар крандарда жүк көтергіш шығыр, барлық басқа механизмдер сияқты бұрылыс платформасында; бұрылмайтын мұнарасы бар крандарда — қарсы консольде немесе мұнара конструкциясының ішінде орналасқан. Жебеде жүк арбасы бар мұнаралы крандарда жүк арқанының қоралану схемасы жоғарыда сипатталғаннан ерекшеленеді, жүк полиспасты

арқанының қозғалмайтын ұшы жебенің түбінде орнатылған шектегіш иінтірегіне бекітіледі, ал полиспасттың қозғалмайтын блоктары жебенің бойымен қозғалатын жүк арбашасында болады.

### 1.4 Мұнаралы кранның қозғалыс механизімнің

Соңғы жылдары мұнара крандары өндірісінің ең прогрессивті бағыты - крандарды жобалау, дайындау және пайдалануды қамтитын модульдік жүйе дамыды. Модульдік жүйенің мәні базалық бірізді түйіндер - модульдердің (тетіктер, сондай-ақ металлоконструкциялар) тар қатары базасында әр түрлі орындаудағы мұнаралы крандардың отбасын құрудан тұрады. Модульдік жүйе жобалау шығындарын төмендетуге, өндірісті мамандандыруды дамытуға және соның салдарынан модульдерді дайындаудың өзіндік құнын төмендетуге және олардың сенімділігін арттыруға, техникалық қызмет көрсету мен жөндеуге пайдалану шығыстарын азайтуға ықпал етеді.

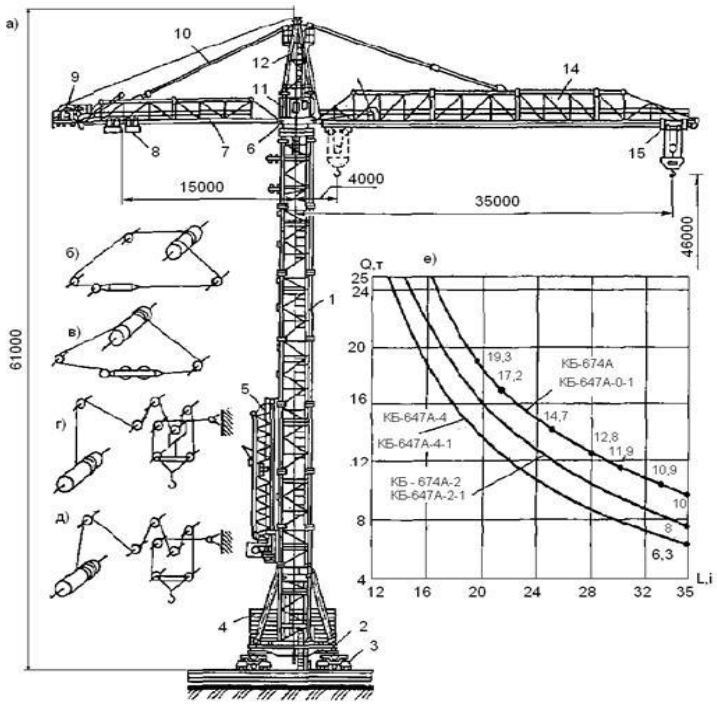



1.4 – сурет – Бұрылыс мұнарасы бар мұнара краны

Бұрылыс мұнарасы бар мұнара крандары. Кранның мұнарасы - 2 , 4 - бұрылыс платформасына бекітіледі, ол тірек-бұрылыс құрылғысы арқылы - 5 жүріс бөлігіне тіреледі. Бұрылыс платформаларында: қарсы салмақ - 7, жүк - 8, жебелік - 9 шығырлар және бұрылыс платформаларының айналу механизмі - 3 орналастырылады. жебесі мұнараға тоспаға – 1 бекітіледі және бағыттаушы блоктар арқылы - 10 жебелік полиспастың жылжымалы қорабымен жалғанған - 12 арқанды тартымдармен ұсталады. Жүкті көтеру және түсіру жүк шығырының және ілгекті аспаның көмегімен - 13 жүк полиспастымен орындалады. а - көтеру жебесі бар Кранның схемасы: ә - көтеру

жебесі және төрт мәрте полиспаст кезінде жүк арқанының қор схемасы, б - да, екі мәрте полиспаст кезінде; в - арқалық жебесі сынған көлденең және көлбеу кранның схемасы; г -көлденең жебесі кезінде тарту арқанының қорлануының схемасы; ғ-сол сияқты. жүк арқаны; д - сол сияқты. белдем жебесінің сынуы бар көлбеу кезінде жүк және тарту арқандары

Бұрылмайтын мұнара және көлденең жебесі бар Кран  Кран мұнарасы тірек бөлігі арқылы - 2 рамасы немесе портал арқылы-кранды рельс жолымен жылжытатын - 3 жүріс арбашаларына орнатылған. Тірек бөлігінде жұмыс және жұмыс істемейтін жағдайларда Кранның тұрақтылығын қамтамасыз ететін - 4 балласт орналасқан. 12 - бұрылыс басы тірек-бұрылыс құрылғысы арқылы мұнараның жоғарғы секциясына тіреледі. 14 - жебесі және қарсы консоль 7 - топсалы бұрылыс басына бекітілген және 10 - созылғыштармен ұсталады. Қарсы консольде жүк шығыры - 9, қарсы салмақ және қарсы салмақ қозғалысының шығыры 8, Кранның жоғарғы бөлігін теңестіретін орналасқан. Жебенің төменгі белдігі бойынша жебенің тамыр секциясының ішінде орналасқан 13 - тартқыш шығырдың көмегімен - 15 жүк кареткасы қозғалады. Мұнараны ұзарту - 5 монтаждау тірегінің көмегімен жүзеге асырылады.




1.5 – сурет – Бұрылмайтын мұнаралы кран

Жүкті көтеру үшін екі рет қолданылады немесе төрт мәрте әртүрлі жүк сипаттамаларын қамтамасыз ететін жүк полиспастар. Қозғалыс механизмдерінің арқандары мен жүк арбаның қоры суретте көрсетілген.
Қозғалмайтын мұнарасы бар **Liebherr 132 EC-H8** краны мұнараның биіктігімен, жебенің ұзындығымен және жүк сипаттамасымен ерекшеленетін оннан астам орындаулар болады, бұл оны тұрғын үй биік және әкімшілік

ғимараттарды, сондай-ақ өнеркәсіптік объектілерді салу кезінде құрылыс-монтаж жұмыстарын механикаландыру үшін кеңінен қолдануға себепші болды [2].

### 1.5 Мұнаралық кранның қауіпсіздік құралдары

Кранның түрлеріне (көпірлік, мұнаралық, өздігінен жүретін жебелік және т.б.) және жетек түріне (электрлік, механикалық) байланысты кранның қауіпсіздік пайдаланылуын мүмкіндік жасайтын бірқатар аспаптар мен құрылғылармен жабдықталады. Мұндай аспаптарға жатады:

1) Электр жетегі бар крандардың механизмдерін Автоматты тежеуге арналған соңғы ажыратқыштар. Механизмдердің механикалық жетегі бар крандарда соңғы ажыратқыштар қолданбайды. Жүк көтергіш машиналарды ұштық ажыратқыштармен жабдықтау бойынша негізгі талаптар крандар бойынша ережелерде көрсетілген;

2) Жүк көтергіштігінен асатын массамен жүкті көтерумен байланысты крандардың апаттарын болдырмауға арналған жүк көтергіштікті шектегіштер (ілгектің аралығын ескере отырып) жүк көтергіштігі. Аспапты жебелік, мұнара және порталды крандарда орнату міндетті. Көпір түріндегі крандар жүк көтергіштігін шектегішпен жабдықталуға тиіс, егер оларды өндіріс технологиясы бойынша артық тиеуге болмайды. Аспапты орнатуға қойылатын талаптар крандар бойынша ережелерде болуы тиіс;

3) жүк көтергіштігі ілгектің аралығының өзгеруімен өзгеретін бағыттамалы типті крандарда Орнатылатын жүк көтергіштік көрсеткіші. Аспап белгіленген ұшу кезінде Кранның жүк көтергіштігі қандай екенін, Кранның артық тиелуінің алдын алуға көмектесетінін автоматты түрде көрсетеді;

4) көтерілу биіктігінің шектегіші жүк ұстағыш құрылғымен көтерудің шекті биіктігіне жеткен кезде іске қосуға арналған.

5) рельстік жолдарда жұмыс істейтіндерден басқа, жебелік крандарды дұрыс орнатуға арналған көлбеу бұрышының көрсеткіштері;

6) анемометр. Мұндай аспаптармен жұмыс істеуге қауіпті желдің жылдамдығы кезінде дыбыстық сигналды автоматты түрде беруге арналған мұнара, порталды және кабельдік крандар жабдықталуы тиіс;

7) жер бетіндегі рельстік жолдарда жұмыс істейтін крандарда оларды желмен бұруды болдырмау үшін қолданылатын айдап әкетуге қарсы құрылғылар. Бұл құрылғыларға қойылатын талаптар крандар бойынша ережелерде баяндалған;

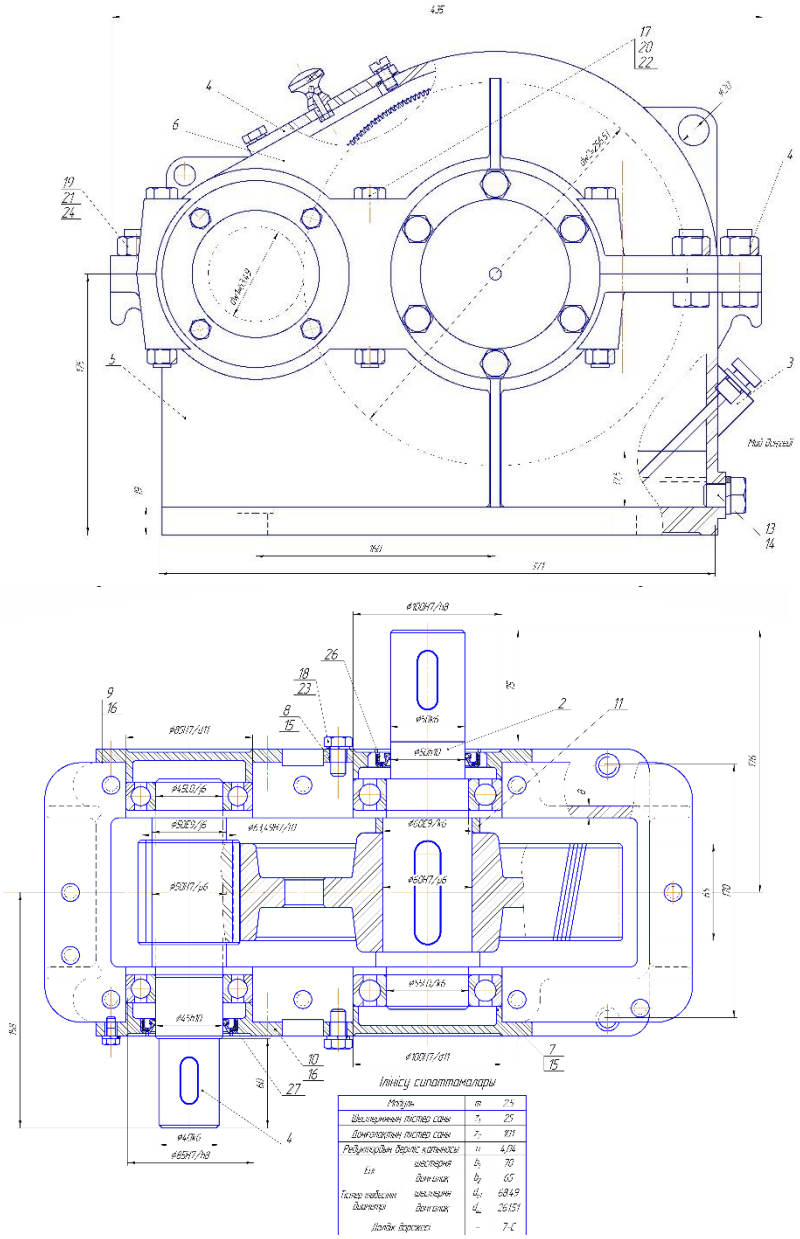
8) Кранның жебесінің электр беру желілерінің кернеудегі сымдарына қауіпті жақындағаны туралы сигнал беретін қауіпті кернеудің Автоматты сигнализаторы .

9) көпір үлгісіндегі крандар, жылжымалы консоль, мұнара, порталды, кабельдік, сондай-ақ қозғалғыш доңғалақтардың осьтері сынған жағдайда металл конструкциясына динамикалық жүктемелерді азайту үшін жүк арбалары (электроталдардан басқа) жабдықталатын тірек бөлшектері [2].

## 2 Редуктор және белгіленген параметрлердің теориялық есебі

### 2.1 Редуктор туралы жалпы мағлұмат

Редуктор - қозғалтқыштың айналу моменттімен мен қуатын өзгертетін механизм, іс жүзінде кез келген машина мен станокта бар. Ол автокөлік трансмиссиясының бір бөлігі болып табылады және дәл аспаптарда жоғары дәлдікпен жылжуды реттейді. Бұл бір-бірімен өзара іс-қимыл жасайтын және қозғалтқыш айналымдарының санын айналу жылдамдығына дейін төмендететін бір немесе бірнеше тісті ілгіштер. Жетекші тістегершіктің орнына бұрамдық беріліс болуы мүмкін.[3]



2.1 – сурет – Екі сатылы цилиндрлі редутор

## 2.2 Жетектің кинематикалық есебі және электрқозғалтқышты таңдау

Жетектің жалпы ПӘК-ін есептейміз

$$\eta_ж = \eta_1 \eta_2^3 \eta_3 \eta_4 = 0{,}98 \cdot 0{,}99^3 \cdot 0{,}92 \cdot 0{,}98 = 0{,}857$$

мұндағы: $\eta_1$=0,98 – ашық цилиндірлік тісті берілістің ПӘК- і;

$\eta_2$=0,99 – бір жұп домалау мойынтірегінің шығынын есепке алатын коэфициенті;

$\eta_3$=0,92 – шынжырлы беріліс ПӘК-і;

$\eta_4$=0,98 – муфта ПӘК-і.

Электроқозғалтқыштың қажетті қуатын анықтаймыз

$$P_{қаж} = P_З / \eta_ж = 8{,}6 \cdot 10^3 / 0{,}857 = 10\ кВт.$$

Жетектің шығу білігінің айналу жиілігі

$n_З$ = 78 мин$^{-1}$

Жетектің алдын ала беріліс қатынасы

$u'_{шб} = 3$ $u'_{цил} = 4$ $u'_ж = u'_{шб} \cdot u'_{цил} = 3 \cdot 4 = 12$

мұндағы $u'_{шб}$ – шынжырлы берілістің беріліс саны; оны тиімді аралықтан қабылдаймыз;

$u'_{цил}$ – бір сатылы цилиндрлі берілістің беріліс саны.

Оларды тиімді аралықтан қабылдаймыз ($u'_{шб}$=1,5÷5; $u'_{цил}$=3,15÷5,6).

Сонымен $u'_{шб}$=3; $u'_{цил}$=4 деп таңдаймыз.

Электроқозғалтқыштың есепті айналу жиілігі

$$n'_{экe} = n_З \cdot u'_ж = 78 \cdot 12 = 936 \text{ айн/мин};$$

Алынған мәліметтер арқылы анықтамалық кестеден электроқозғалтқыш түрін таңдаймыз. Таңдайтын электроқозғалтқыш қуаты қажетті қуатқа тең немесе одан үлкен, ал білігінің айналу жиілігі жуықша шамасына ($n'_{коз}$) жақын болуы тиіс, яғни $P_{э.қ} \geq P_{қаж}$=11 кВт, $n_{ном} \approx n'_{коз} = 936$ *айн/мин.* Бұған 4А160S6Y3 электроқозғалтқыш сәйкес келеді. Оның сипаттамалары: $P_{э.қ}$=11 *кВт*; $n_с \approx n_б$=1000 *айн/мин*; $S$=2,7 %; $d_{эк}$=48 мм ; $l_ш$ = 110 мм.

Электроқозғалтқыш білігінің номиналды айналу жиілігінің шамасын анықтаймыз

$$n_{ном} = n_с(1 - S/100).$$

$n_{ном}$=1000· (1 – 2,7/100)=973 айн/мин

Жетектің жалпы беріліс қатынасы

$$u_ж = n_{ном} / n_З = 973/78 = 12{,}5$$

Жетектің жалпы беріліс санын сатыларға жіктейміз:

$u_{цил}$=4 деп аламыз, онда

$$u_{шб} = u_ж / u_{цил} = 12{,}5/4 = 3{,}1.$$

Сонымен $u_{цил}$=4; $u_{б.б.}$= 3,1 деп қабылдаймыз.

Жетек біліктерінің айналу жиілігі мен бұрыштық жылдамдықтарын анықтаймыз:

$$n_1 = n_{ном} = 973 \text{ айн/мин;}$$

$$\omega_1 = \omega_{ном} = \pi n_1 / 30 = 3{,}14 \cdot 973/30 = 101{,}841 \text{ рад/с.}$$

$$n_2 = n_1 / u_{ц.б} = 973/4 = 243 \text{ айн/мин;}$$

$$\omega_2 = \omega_1 / u_{ц.б} = 101{,}841/4 = 25{,}460 \text{ рад/с;}$$

$$n_3 = n_2 / u_{шб} = 243/3{,}1 = 78 \text{ айн/мин;}$$

$$\omega_3 = \omega_2 / u_{шб} = 25{,}460/3{,}119 = 8{,}163 \text{ рад/с}$$

Жоғарыдағыдай жетектің әр білігіндегі қуат шамасы мен бұраушы момент шамасын анықтаймыз.

Редуктордың жетекші білігі:

$$P_1 = P_{қаж} * \eta_4 = 10 \cdot 0{,}98 = 9{,}8 \text{ кВт;}$$

$$T_{ном} = P_{ном} / \omega_1 = 10 \cdot 10^3 / 101{,}841 = 98{,}5 \cdot 10^3 \text{ Н·мм;}$$

$$T_1 = T_{ном} \cdot \eta_4 = 98{,}5 \cdot 10^3 \cdot 0{,}98 = 96{,}2 \cdot 10^3 \text{ Н·мм}$$

Редуктордың жетектегі білігі

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_1 = 9{,}8 \cdot 0{,}99^2 \cdot 0{,}98 = 9{,}4 \text{ кВт;}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_1 \cdot u_{ц.б} = 96{,}2 \cdot 10^3 \cdot 0{,}99^2 \cdot 0{,}98 * 4 = 369{,}6 \cdot 10^3 \text{ Н·мм;}$$

Жетектің шығу білігі

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 9{,}4 \cdot 0{,}92 \cdot 0{,}99 = 8{,}6 \text{ кВт;}$$

$$T_3 = T_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot u_{шб} = 369{,}6 \cdot 10^3 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}92 \cdot 3{,}1 = 1054 \cdot 10^3 \text{ Н·мм.}$$ [4]

## 2.3 Редукторды беріктікке есептеу

Осьаралық қашықтықтың алдын ала мәні, мм

Қиғаш цилиндрлік берілісі үшін

$$a_w = 0{,}75(u+1)\sqrt[3]{\frac{E_{кел} \cdot T_2 \cdot K_{Hα} \cdot K_{Hβ}}{[\sigma]_H^2 \cdot u_{цб}^2 \cdot \psi_{ва}}} =$$

$$= 0{,}75(4+1)\sqrt[3]{\frac{2{,}15 \cdot 10^5 \cdot 370 \cdot 10^3 \cdot 1{,}045 \cdot 1{,}05}{490^2 \cdot 4^2 \cdot 0{,}4}} = 144{,}15 \text{ мм}$$

мұндағы, $E_{кел} = 2.15 \cdot 10^5$ Мпа,

Стандарт (МЕСТ 2185-66) бойынша $a_{wш}$ = 160 *мм* деп аламыз.

Қалыпты ілінісу модулі

$$m_n = (0{,}01 \ldots 0{,}02) \cdot a_w = (0{,}01 \ldots 0{,}02) \cdot 160 = 1{,}6 \ldots 3{,}2 \text{ мм,}$$

$m_n$=2,5 мм деп аламыз.

Тіс бағытының бұрышы $\beta = 10^0$-деп алып, шестерня мен доңғалақтың тістер санын анықтаймыз.

Жалпы тістер саны

$$z_\Sigma = 2a_w \cdot \cos\beta / m_n = |2 \cdot 160 \cdot 0{,}9848| / 2{,}5 = 126$$

$z_\Sigma$ =126 деп қабылдаймыз.

Шестерня тістер саны

$$z_1 = z_\Sigma / (u_{ц.б.} + 1) = 126/(4+1) = 25,$$

$z_1$ = 25 деп қабылаймыз.

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 126 - 25 = 101.$$

Бәсеңдеткіштің нақты беріліс санын анықтаймыз

$$u_{ц.б.н} = z_2/z_1 = 101/25 = 4{,}04\ ,$$

Ауытқуы

$$\Delta = |4{,}04 - 4| / 4 \cdot 100\% = 1\% < 4\ \%.$$

Тіс бағыты бұрышының дәл мәні

$$\cos\beta = |(z_\Sigma \cdot m_n|/2_{aw} = 126 \cdot 2{,}5/2*160 = 0{,}984375$$

$$\beta = \arccos 0{,}984375 = 10{,}1417$$

Шестерня мен доңғалақтың негізгі өлшемдері

$$d_1 = m_n \cdot z_1/\cos\beta = 2{,}5*25/0{,}9844 = 63{,}49 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2/\cos\beta = 2{,}5*101/0{,}9844 = 256{,}51 \text{ мм};$$

Тістер төбесіндегі диаметр

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 63{,}49 + 2*2{,}5 = 68{,}49 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 256{,}51 + 2*2{,}5 = 261{,}51 \text{ мм};$$

Тістер ойысының диаметрі

$$d_{f1} = m_n (z_1 - 2{,}5) = 2{,}5(25 - 2{,}5) = 45 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = m_n (z_2 - 2{,}5) = 2{,}5(101 - 2{,}5) = 246{,}25 \text{ мм};$$

Дөңгелек ені

$$в_2 = \psi_{ваш} \cdot a_{wш} = 0{,}4*160 = 65 \text{ мм};$$

Шестерня ені

$$в_1 = в_2 + 5\text{мм} = 70 \text{ мм}$$

Шестерня енінің диаметрі бойынша коэффициентін анықтаймыз

$$\psi_{вd} = 0{,}5\psi_{ва}(u+1) = 0{,}5*0{,}4(4+1) = 1$$

Доңғалақтың жылдамдығы және берілістің дәлдік дәрежесі

$$\nu = \pi \cdot d_1 \cdot n_1/60 \cdot 10^3 = (3{,}14 \cdot 64 \cdot 973)/60 \cdot 10^3 = 3{,}3 \text{ м/с}.$$

Мұндай жылдамдықта 9-дәрежелі дәлдікті (төменгі дәлдік) қабылдаймыз.

Жүк коэффициенті:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha},$$

мұндағы $K_{H\beta}$ – жүктің тіс еніне қатысты бір қалыпты тарамайтынын есепке алатын коэффициент; оның мәнін 3.5 кесетссінен аламыз; $\psi_{вd} = 1$ , шестерня мен доңғалақтың материалдарының қаттылығы H ≤ 350 HB және дөңгелектердің тіректерге қатысты симметриялы орналасуына байланысты $K_{H\beta}$=1,045.

3.4 кестесі бойынша $\nu$ =3,3 м/с және 9-і дәлдік дәрежесі үшін $K_{H\alpha}$=1,13.

3.6 кестесі бойынша қиғаш тісті дөңгелектер үшін $\nu \leq 5$ м/с болған кезде $K_{H\nu}$ =1,06.

Сонымен,

$K_H$= 1,045*1,06*1,13=1,2517

Жанасу кернеуін тексеру:

$$[\sigma_H] = 1{,}18 \cdot z_{H\beta} \sqrt{\frac{Екел \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}(u+1)}{d_1^2 \cdot в_2 \cdot \sin 2a_w \cdot u}} \leq \sigma_{Hp}$$

$$=1{,}18\cdot 0{,}8043\sqrt{\frac{2{,}15\cdot 10^5\cdot 96{,}2\cdot 10^3\cdot 1{,}045\cdot 1{,}06\cdot 1{,}13\cdot(4{,}04+1)}{63{,}49^2\cdot 64\cdot 0{,}6424\cdot 4{,}04}}=418{,}84\le 490$$

Контакт кернеуге қиғаш тісті берілістің беріктікті жоғарылату коэффициенті

$$z_{H\beta}=\sqrt{\frac{K_{H\alpha}\cdot\cos^2\beta}{\varepsilon_a}}=\sqrt{\frac{1{,}13*(0{,}9848)^2}{1{,}6942}}=0{,}8043;$$

Шекті қауіпсіздік коэффициенті

$$\varepsilon_\alpha=(1{,}88-3{,}2[(1/z_1)+(1/z_2)])\cos B_h$$

$$\varepsilon_\alpha=(1{,}88-3{,}2[(1/25)+(1/101)])\cdot 0{,}9848=1{,}6942$$

$$\Delta=\frac{|[\sigma_H]-\sigma_H|}{[\sigma_H]}\cdot 100\%=\frac{|490-418|}{490}\cdot 100\%=14\,\%\prec 15\%.$$

Беріктік шарты орындалды.

Тісіті беріліс ілінісуінде әсер ететін күштер:

Шеңберлі

$$F_t=\frac{2T_1}{d_1}=\frac{2\cdot 96{,}2\cdot 10^3}{63{,}49}=3030\ \text{Н};$$

Радиалды

$$F_r=\frac{F_t tg\alpha}{\cos\beta}=\frac{3030\cdot 0{,}3639}{0{,}9844}=1120\,H;$$

Осьтік

$$F_a=F_t\cdot \mathrm{tg}^{\beta}=3030\cdot 0{,}1718=542\ \text{Н}.$$

$$\sigma_F=\frac{F_t\cdot z_{F\beta}\cdot K_{F\beta}\cdot Y_F\cdot K_{FV}\cdot K_{F\alpha}}{в_2\cdot m_n}\le[\sigma_F]$$

мұндағы $K_F{}^{\beta}$=1,16 (3.7 кесте).

$K_F{}^{\vartheta}$=1,1 (3,8 кесте).

$Y_F$ – $z_v$ эквиваленттік тістер санына байланысты жергілікті кернеу бойынша тістердің беріктік коэффициенті.

Шестерняда $z_{V1}=\frac{z_1}{\cos^3\beta}=\frac{25}{0{,}9844^3}=26{,}209;$

Доңғалақта $z_{V2}=\frac{Z_2}{\cos^3\beta}=\frac{101}{0{,}9844^3}=105{,}886$

$Y_1$=3,80 және $Y_2$=3,60

$\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ қатынасын анықтамыз:

шестерня үшін: $\frac{277,714}{3,80}$ =73,082 *МПа*

доңғалақ үшін: $\frac{241,714}{3,60}$ =67,143 *МПа*

$Y_B$ және $K_{F\alpha}$ коэффициентін анықтаймыз:

$$z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_a} = \frac{1,35 \cdot 0,9276}{1,7558} = 0,7132$$

$$Y_B = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{10,14179}{140} = 0,9276$$

$$\varepsilon_\alpha = (1,88 - 3,2[(1/z_1) - (1/z_2)])\cos B_h$$

$$\varepsilon_\alpha = (1,88 - 3,2[(1/25) - (1/101)]) \cdot 0,9844 = 1,7558$$

$$z_V = \frac{z_\Sigma}{\cos^3 \beta} = \frac{126}{(0,9844)^3} = 132,096;$$

9 дәрежелі дәлдік үшін $K_F\alpha$ =1,35 (42-бет).

Тісті доңғалақтың тістерінің беріктігін тексереміз:

$$\sigma_{F2} = \frac{30,30 \cdot 6,732 \cdot 1,16 \cdot 3,6 \cdot 1,2 \cdot 1,35}{64 * 2,5} = 96,172 \; МПа \prec [\sigma_{F2}] = 242 \, МПа.$$

Беріктік шарты орындалды.

## 2.4 Ашық шынжырлы берілісті есептеу

Шынжырлы берілістің жетектеуші жұлдызша білігіндегі айналдырушы момент: $T_1$ =96,2 •$10^3$ Н·мм.

Жетектегі (шығу) білігінің айналу жиілігі: $n_2$=243 мин$^{-1}$

Беріліс қатынасы: $u_{ш.б.}$ =3,1

Шынжырдың орналасуы – горизонтальді (α=60°).

Шынжырдың тартылуы – периодты реттеледі

Шынжырдың майлануы – периодты.

Жұмыс екі аусымды.

Жетекші жұлдызшаның

$$z_3 = 29 - 2 \cdot u_{ш.б.} = 29 - 2 \cdot 3,1 = 23$$

$z_3$=23 деп қабылдаймыз.

Жетектегі жұлдызшаның

$$z_4 = z_3 \cdot u_{ш.б.} = 23 \cdot 3,1 = 71 \; ;$$

$z_4$=71 деп қабылдаймыз.

г) шынжырлы берілістің жинастыру және пайдалану жағдайларын есепке алатын коэффициент шамасын

$$K_э = k_Д k_a k_н k_p k_{см} k_n = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,34$$

мұндағы $k_Д$ – динамикалық коэффициент, тыныш жүк кезенде таспалы конвейерлердің жетегі үшін $k_Д$ =1 болады; $k_a$ – берілістің өсаралық қашықтығының мәнін есепте алатын коэффициент, $a_ш \le (30 \div 50)t$ болған кезде $k_a$

=1; $k_н$ –шынжырждың көлбеулігін есепке алатын коэффициент, көлбеулігі 60° – тан аспаса $k_н$ = 1,25; $k_р$ – шынжыр тартылуын реттеу тәсіліне байланысты коэффициент, шынжырдың мезгіл-мезгіл тартылуында $k_р$ =1; $k_{см}$ – шынжырды майлау тәсіліне байланысты алатын коэффициент, мезгіл-мезгіл майлау кезінде, $k_{см}$ = 1,5; $k_п$ – берілістің жұмыс тәртібін есепте алатын коэффициент, бір ауысымды жұмыс кезінде $k_п$ =1,25.

д)Шынжыр топсасындағы мүмкіндік қысым мәні

$$[p]=\frac{31,5+30+29+26}{4}=29 МПа$$

(7.38) формуласына кіретін [$p$] шамасы шынжырдың басты параметрі – шынжырдың қадамына (7.18 кестені қ-з) тәуелді болғандықтан, мәселені бірте-бірте жуықтау әдісімен шешеміз: алдын ала $t$-ның болжанған мәніне қарай 7.18 кестеден [$p$]-ның жуықша мәнін қабылдаймыз, яғни [$p$]=29 $\frac{Н}{мм^2}$ деп;

е) шынжыр қадамы $t$-ның мәнін (7.38) формуласы бойынша анықтаймыз

$$t=2,85\cdot\sqrt[3]{\frac{T_1\cdot k_э}{z_3[p]k_m}}=2,8\cdot\sqrt[3]{\frac{96,2\cdot10^3\cdot2,34}{23*29*1}}=19,8\ мм$$

7.18 кесте бойынша ең жақын мәні $t$=19,05 мм деп қабылдаймыз (МЕСТ 13568-75,); $q$=1,90 кг/м$^2$; $A_{оп}$=105 мм$^2$; $F_р$=31,8 kH (1-қатар) деп қабылдаймыз.

4.2 Екі көрсеткіш бойынша тексереміз:

а) айналу жиілігі бойынша – 7.17 кестесі бойынша қадамы $t$=19,05 мм шынжыр үшін мүмкіндік айналу жиілігі [$n_2$] =243 айн/мин, $n_3$≤[$n_3$] шарты орындалды;

б) 7.38) формуласы бойынша есептік қысым

$$p=\frac{F_t k_э}{A_{оп}k_m}=\frac{3030\cdot2,34}{105*1}=67,53$$ МПа;

Жүктеме режимі – тұрақты, сол себепті $k_{эт}$=$k_э$=1

мұндағы $$F_t=\frac{2T_1}{d_1}=\frac{2\cdot96,2\cdot10^3}{63,49}=3030$$ Н,

$$v=\frac{z_3tn_2}{60\cdot10^3}=\frac{23\cdot19,05\cdot243}{60\cdot10^3}=1,77$$ м/с.

$p$≤[$p$] шарты орындалды.

4.3 (7.36) формуласы бойынша шынжырдың буындар санын $L_t$ -ны анықтаймыз; алдын ала жалпы тістер санын табамыз:

$$z_\Sigma=z_3+z_4=23+71=94$$

өсаралық қашықтығын анықтаймыз:

$$a=(30...50)t=40t=40\cdot19,05=762мм;$$

$a_t=\frac{a}{t}$=40 деп қабылдаймыз ($a_t$ – қадаммен есептелген осьаралық қашықтығы).

Түзету

$$\Delta = \frac{z_4 - z_3}{2\pi} = \frac{71-23}{6,28} = 7,63 .$$

$$L_t = 2a_t + 0,5z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2\cdot 40 + 0,5\cdot 94 + \frac{7,63^2}{40} = 128,46.$$

Жұп санға дейін жұмырлаймыз $L_t = 130.$

формуласы бойынша ось аралық қашықтықты дәлдеп анықтаймыз 9б\52

$$a = 0,25t(L_t - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2}\ ) =$$

$=0,25\cdot 19,05(130 - 0,5\cdot 94 + \sqrt{(130-0,5\cdot 94)^2 - 8\cdot 7,63^2}\ ) = 776,93 = 777$ мм.

Шынжырдың бос салбырауын қамтамасыз ету үшін «*a*»–ның мәнін 0,4%–ға, яғни $1258\cdot 0,004 = 5,03$ мм–ге азаюын қарастыру керек.

Кіші жұлдызшаның бөлгіш шеңберінің диаметрін (7.34) формула бойынша анықтаймыз: $d_{Д3} = \frac{t}{\sin\frac{180°}{z_3}} = \frac{19,05}{\sin\frac{180°}{23}} = 139,9$ ;

Шынжырға әсер ететін күштерді анықтаймыз:

шеңберлік $F_t = 3030$ Н.

4.4 Шынжыр топсаларын тозуғатөзімділік шартын тексереміз

Жобаланатын берілістің конструктивтік параметрлерінің стандарт берілістің параметрлерінен айырмашылығын ескеретін коэффициенттерді табамыз.

Беріліс (конструтивтік) параметрлер коэффициенттері

$$k_k = \frac{k_L k_z k_i k_a}{k_n} = \frac{1,25\cdot 0,92\cdot 1,21\cdot 1,34}{8,39} = 0,22$$

мұндағы $k_L$ - беріліс ресурсы (шыдамдылық) коэффициенті

$$k_L = \frac{L_{hб}}{L_h} = \frac{15000}{12000} = 1,25$$

мұнда $L_{hб}$ – базалық ресурс, $L_{hб} = 15000$ сағ .;

$L_h$ - есепті ресурс,

$L_h = L\cdot 365k_{жыл}\cdot 24k_{тәу} = 5\cdot 365\cdot 0,7\cdot 24\cdot 0,67 = 20542$ сағ.

мұнда $L$ – берілістің қызмет мерзімі, жыл; $k_{жыл}$ - берілістің жыл бойы пайдалану коэффициенті; $k_{тәу}$ – берілістің тәулік бойы пайдалану коэффициенті;

$k_n$ - жетектеуші жұлдызшаның айналу жиілігі

$$k_n = \sqrt[3]{(0,1\cdot n_2)^2} = \sqrt[3]{(0,1\cdot 243)^2} = 8,39$$

$k_z$ - жетектеуші жұлдызшаның тістер саны коэффициентті

$$k_z = \frac{z_3}{25} = \frac{23}{25} = 0,92$$

$k_i$ - беріліс қатынасы коэффициентті

$$k_i = \sqrt[6]{u} = \sqrt[6]{3,1} = 1,21$$

$k_a$ - өсаралық ара қашықтық коэффициентті

$$k_a = \sqrt[4]{\frac{L_t}{40}} = \sqrt[4]{\frac{130}{40}} = 1{,}34$$

Жобаланатын берілістің пайдалану параметрлерінің стандарт берілістің параметрлерінен айырмашылығын ескеретін коэффициент

$$k_э = \frac{k_э}{k_o \cdot k_p \cdot k_c \cdot k_{реж}} = \frac{1}{1{,}25 \cdot 1 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}26} = 0{,}508$$

мұндағы $k_\delta$ - шынжырдың салыстырмалы тозу нормасын ескеретін коэффициент

$$k_б = \frac{\delta_t}{3} = \frac{3}{3} = 1$$

$k_{реж}$ - беріліс жұмыс режимін ескеретін коэффициент

$$k_{реж} = \sqrt[3]{n_c} = \sqrt[3]{2} = 1{,}26$$

Центрден тепкіш күштен шынжыр топсасына қысым

$$p_{цт} = \frac{F_{цт}}{A_{оп} \cdot m} = \frac{5{,}95}{105 \cdot 1} = 0{,}057$$

4.5 Шынжырды жұлдызшалатістерінде соққы саны бойынша тексеру

$$U = \frac{4z_1 z_2}{60 L_t} = \frac{4 \cdot 23 \cdot 243}{60 \cdot 130} = 2.866 \le [U] = 35c^{-1}$$

мұнда $[u]$ – Секундағы соққының мүмкіндік саны, $c^{-1}$.

4.6 Шынжырды беріктікке тексеру

Шынжырға әсер ететін максималь күш

$$F_{\max} = F_t \cdot k_D + F_V + F_q = 3030 \cdot 1 + 5{,}95 + 28{,}4 = 3064{,}35 \text{ Н}$$

мұндағы $F_v$ - центрден тепкіш күштің әсерінен шынжырдың тартылуы

$$F_v = qv^2 = 1{,}90 * 1{,}77^2 = 5{,}95 H.$$

$F_q$ - шынжырдың салмағынан оның тартылуы

$$F_q = (9.81\ k_f qa)/1000 = (9{,}81 \cdot 2 * 1{,}90 * 762)/1000 = = 28{,}4\ H.$$

мұнда $k_f$ – шынжырдың салбырауын ескеретін коэффициент (3.6- кесте)

Білікке әсер ететін есептік жүктеме

$$F_б = k * F_t = 1{,}15 \cdot 3030 = 3484{,}5\ H.$$

мұнда $k$ – беріліс жұлдызшалары центр өстерінің горизонтқа қиғаштығын ескеретін коэффициент

$k = 1{,}15$ – горизонталь беріліс үшін;

$k = 1{,}05$ – вертикаль беріліс үшін.

Беріктік қор коффициентін анықтаймыз

$$s = \frac{F_p}{F_{\max}} = \frac{31800}{3064{,}35} = 10{,}37.$$

мұнда $[s]$ - шынжырдың беріктік қоры коэффициентінің минималь мәні (3.7- кесте). Қадамы t=19,05мм болған шынжыр үшін $[s] = 7 \div 8$.

Беріктік шарты орындалды. [5]

**2.5 Біліктердің алдын-ала есептелінуі**

Жетекші білік: $[\tau]_б$ =20 Н/мм$^2$ деп қабылдап, жалғастырғыш қондырылатын бөлігінің диаметрін анықтаймыз

$$d_{ш1} = \sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi[\tau]_б}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 96{,}2 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 20}} = 29{,}05 \text{ мм};$$

dэк=48 мм

$$d_{ш1} = (0{,}75\ldots1)d_{қоз} = 36\ldots48 = 40 \text{ мм};$$

$d_{ш1}$=40 мм деп қабылдаймыз.

Жетекші біліктің шығу ұшының ұзындығы

$$l_{ш1}=1{,}5d_{ш1}=1{,}5*40=60 \text{ мм}$$

$l_{ш1}$=60 мм деп қабылдаймыз

Біліктің мойынтіректер астындағы бөлігінің диаметрі

$$d_{п1} = d_{ш1}+5=40+5=45 \text{ мм}$$

$d_{п1}$=45 мм

Білікті тегергішпен біртұтас етіп жасаймыз.

Жетектегі білік: $[\tau]_б$ = 20 МПа

$$d_{ш2} = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau]_б}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 369{,}6 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 20}} = 45{,}496=50 \text{ мм};$$

Стандарт қатарынан (162б.) $d_{ш2}$=*50 мм деп* қабылдаймыз.

Жетектегі біліктің шығу ұшының ұзындығы

$$l_{ш2}=1{,}5d_{ш2}==1{,}5*50=75 \text{ мм}$$

$l_{ш2}$=75 мм

Біліктің мойынтірек қондыралатын мойыншасының диаметрі

$$d_{п2} = d_{ш2}+5=50+5=55 \text{ мм}$$

$d_{п2}$=*55* мм деп аламыз

Біліктің доңғалақ қондырылатын мойыншасының диаметрі

$$d_{d2} = d_{п2}+5=55+5=60 \text{ мм}$$

$d_{d2}$=*60 мм* деп аламыз.

## 2.6 Мойынтіректерді жұмыс істеу ұзақтығын тексеру

Бұрамдықтағы осьтік күшке тең бұралуықты доңғалақтағы шеңберлік күшті есептейміз: 1) Жетекші білік

Ілінісу кезіндегі күштер

$F_t$=*3030 Н*

$F_r$=*1120 Н*

$F_a$=*542 Н*

$d_1$=*63,49 мм*

Тірек реакциялары

xoz осі бойынша

$$\sum M_1(Fx)=0,\ -R_{x2}(l_1+l_1)+F_t l_1+F_r l_1=0$$

$$R_{x2} = \frac{F_t l_1 + F_r l_1}{l_1 + l_1} = \frac{3030*68+1226*60}{68+68} = 2055{,}88H$$

$$\sum M_1(Fx)=0,\quad -R_{x1}(l_1+l_1)+F_{t1}\cdot l_1-F_{M1}(l_1+l_1+l_{ш1})=0$$

$$R_{x1}=\frac{F_{t1}\cdot l_1-F_{M1}(l_1+l_1+l_{ш1})}{l_1+l_1}=\frac{3030*68-1226(68+68+60)}{68+68}=-250{,}4H$$

Тексеру: $F_{M1}+Rx_1-F_{t1}+R_{x2}=1226-250{,}4-3030+2055{,}88=0$

yoz осі бойынша

$$\sum M_1(Fy)=0,\quad -F_{r1}\cdot l_1+F_{a1}\cdot d_1/2+R_{y2}(l_1+l_1)=0$$

$$R_{y2}=\frac{F_{r1}\cdot l_1-F_{a1}\cdot d_1/2}{l_1+l_1}=\frac{1120*68-542*256{,}51/2}{68+68}=686{,}5H$$

$$\sum M_2(Fy)=0,\quad -R_{y1}(l_1+l_1)+F_{r1}\cdot l_1-F_{a1}\cdot d_1/2=0$$

$$R_{y1}=\frac{F_{r1}\cdot l_1-F_{a1}\cdot d_1/2}{l_1+l_1}=\frac{1120*68-542*256{,}51/2}{68+68}=433{,}5H$$

Тексеру: $-R_{y1}-R_{y2}+F_{r1}=-433{,}5-686{,}5+1120=0$

Қосынды реакциасы:

$$F_{r1}=\sqrt{R_{x1}^{\ 2}+R_{y1}^{\ 2}}=\sqrt{(-250{,}4)^2+433{,}5^2}=500{,}62\ H$$

$$F_{r2}=\sqrt{R_{x2}^{\ 2}+R_{y2}^{\ 2}}=\sqrt{2055{,}88^2+686{,}5^2}=2167{,}47\ H$$

Мүнда радиалды жүктеме $F_{r1}$=1205 *H*, осьтік жүктеме мойынтіректерге әсер етпейді.

$$\frac{F_a}{C_o}=\frac{542}{30000}=0{,}018$$

Қатнасын табамыз:

$$\frac{F_a}{F_{r1}}=\frac{542}{2168}=0{,}25\succ e$$

(7.) X=0,56 Y=2,28

$$F=(XVR_{v1}+YP_a)\cdot K_\delta\cdot K_T=(0{,}56*1*2168{,}07+2{,}28*542)1{,}3*1=3185\ H$$

Жұмыс істеу мерзімі, млн, айн.

$$L=(\frac{C}{F})^3=(\frac{52{,}7*10^3}{3{,}18*10^3})^3=4550\ млн,айн.$$

$$L_L=\frac{L\cdot 10^6}{60\cdot n_1}=\frac{4550*10^6}{60\cdot 973}=78{,}9\cdot 10^3\ сағ$$

2) Жетектегі білік

Иілу кезіндегі күштер:

$F_{t1}$=3030 Н

$F_{r1}$=1120 Н

$F_{a1}=542$ Н

$d_2=256{,}51$ *мм*

$F_б$=3484,5 Н

$l_2$=70 ; $l_{ш2}$=75 ; бәсеңдеткішті құрастыру сызбасынан алынады.

xoz осі бойынша

Тірек реакциалары:

$$\sum M_4(Fx)=0,\quad -R_{x4}\cdot(l_2+l_2)+F_{t2}\cdot l_2-F_ш\cos 60\cdot(l_2+l_2+l_{ш2})=0$$

$$R_{x4}=\frac{F_{t2}\cdot l_2-F_ш\cos 60\cdot(l_2+l_2+l_{ш2})}{l_2+l_2}=\frac{3030*70-3484{,}5*0{,}5(70+70+75)}{70+70}=-1160{,}59H$$

$$\sum M_3(Fx)=0,\quad R_{x3}\cdot(l_2+l_2)-F_{t2}\cdot l_2+F_{t2}\cdot l_2-F_ш\cos 60\cdot l_{ш2}=0$$

$$R_{x3} = \frac{F_{t2} \cdot l_2 + F_ш \cos 60 \cdot l_{ш2}}{l_2 + l_2} = \frac{3030*70 + 3484{,}5*0{,}5*75}{70+70} = 2448{,}3H$$

Тексеру: $-R_{x3}+F_{t2}-R_{x4}-F_ш*\cos 60=-2448{,}3+3030+1160{,}59-3484{,}5*0{,}5=0$

yoz осі бойынша

Тірек реакциалары:

$\sum M_1(Fy)=0,\ -F_{r1}*l_1+F_{r2}*l_2+F_a*d_2/2-R_{y4}(l_2+l_2)+F_ш\sin 60\cdot(l_2+l_2+l_{ш2})=0$

$$R_{y4} = \frac{F_{r1} \cdot l_2 - F_{r2} \cdot l_2 + F_a \cdot d_2/2 + F_ш \sin 60 \cdot (l_2 + l_2 + l_{ш2})}{l_2 + l_2} =$$

$$= \frac{1120*70 - 542*256{,}51/2 - 3484{,}5*0{,}866(70+70+75)}{70+70} = -4570H$$

$\sum M_4(Fy)=0,\ F_{r2}*l_2-R_{y3}(l_2+l_2)+F_a*d_2/2+F_ш l_{ш2}\sin 60=0$

$$R_{y3} = \frac{F_{r2} \cdot l_2 - F_a \cdot d_2/2 - F_ш l_{ш2} \sin 60}{l_2 + l_2} =$$

$$= \frac{1120*70 + 542*256{,}51/2 + 3484{,}5*75*0{,}866}{70+70} = 2673H$$

Тексеру:

$$-R_{y3} + R_{y4} + F_{r2} - F_ш \sin 60 = -2673 + 4570 + 1120 - 3484{,}5*0{,}866 = 0$$

Қосынды реакциялар:

$$F_{r3} = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{2448{,}3^2 + 2673^2} = 3624{,}7\ H$$

$$F_{r4} = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{(-1160{,}59)^2 + (-4570)^2} = 4715\ H$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{542}{41500} = 0{,}013$$

$$\frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{542}{4715} = 0{,}115 \prec e$$

X=1 Y=0

Эквивалентті күшті анықтаймыз:

$$P_э = V \cdot F_{r4} \cdot K_б \cdot K_T = 4715*1*1{,}3*1 = 6129{,}5 = 6130H$$

Жұмыс істеу мерзімі, *млн. айн*

$$L = \left(\frac{C}{P_{э1}}\right)^3 = \left(\frac{71{,}5*10^3}{6{,}1*10^3}\right)^3 = 1610$$

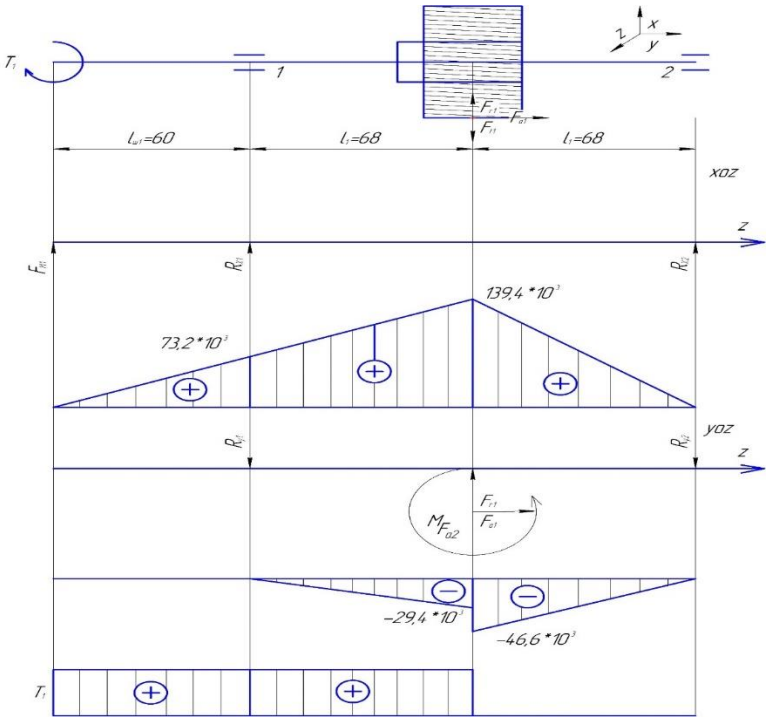
*млн.айн.*

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} = \frac{1610 \cdot 10^6}{60 \cdot 243} = 110{,}4 \cdot 10^6$$

*сағ*

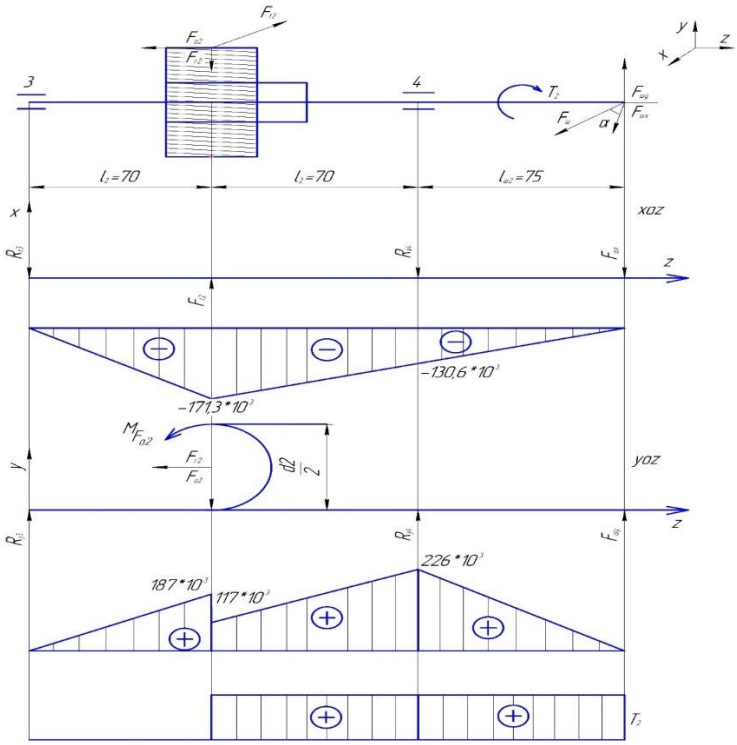
1 және 2 – ші мойынтіректердің эпюралары 2.2 – суретте көрсетілген [6].

**Жетекші білік**




2.2 – сурет

**Жетектегі білік**

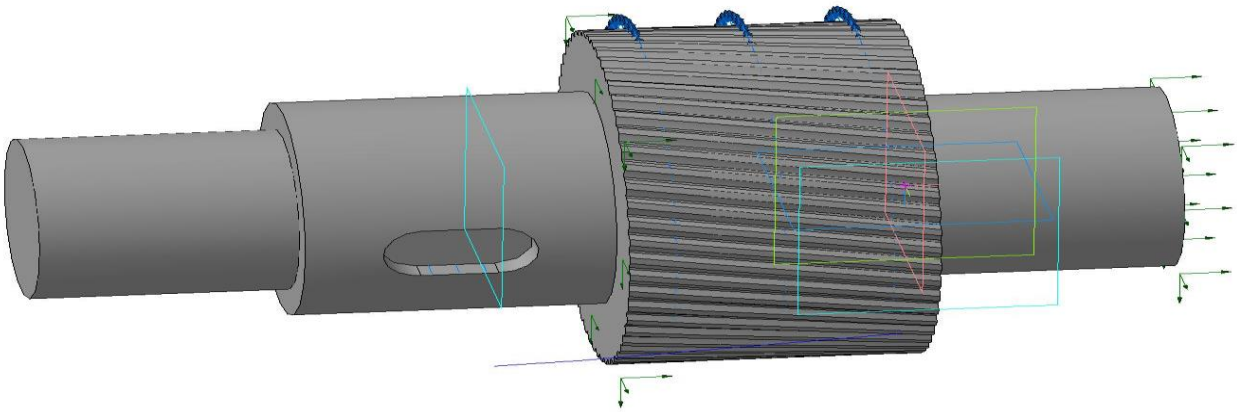



2.3 – сурет

## 3 Бұрамдық білікті Компас-3D бағдарламасының APM FEM беріктік анализ жүйесінде есептеу

### 3.1 Есептеу бойынша бастапқы мәлімет

Компас 3D жүйесінде бұрамдық біліктің 3D моделін сызып, APM FEM беріктік анализін құрдым (3.1 – сурет).



3.1 – сурет – Қиғаш тісті білік

Сатыларға екі шетінен қатаң бекітпе береміз. Бұл жерде бұраманың атқаратын жұмысы көп болғандықтан, осы бұрамаға керекті күштерді түсіреміз.

Күштер туралы мәлімет 3.1 – кестеде көрсетілген және бекітулер жайлы мәлімет 3.2 – кестеде көрсетілген.

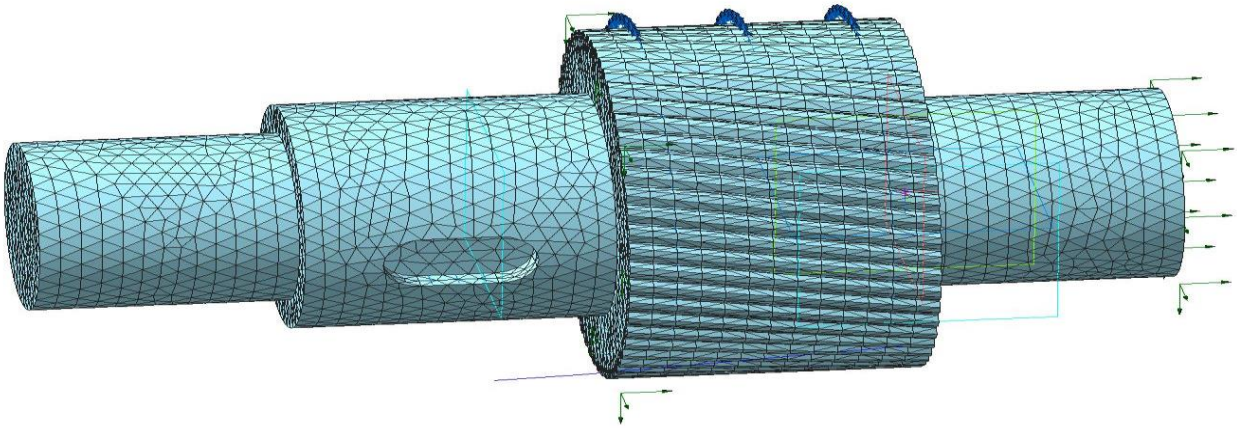
3.1 – кесте – Күштер туралы ақпарат

| Атауы | Белгіленген объектілер | Күштің параметрлері |
|---|---|---|
| Таралған күш: таралған күш: 2 | шекара: 2 | Күш векторы: X = 0; Y = -10000; Z = 0 |

3.2 – кесте – Бекітулер туралы ақпарат

| Атауы | Белгіленген объектілер | X [мм] | Y [мм] | Z [мм] | Rot. X [град] | Rot. Y [град] | Rot. Z [град] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| бекіту: бекіту:1 | шекара: 2 | қозғалмайды | Қозғалмайды | қозғалмайды | - | - | - |

Білік-тістегергіш сетка түрінде 3.2-суретте көрсетілген. Инерциялық характеристикасы 3.3 – кестеде көрсетілген.



3.2 – сурет – Соңғы элеметтерге бөлінгеннен кейінгі бөлшек

3.3-кесте – Моделдің инерциялық характеристикасы

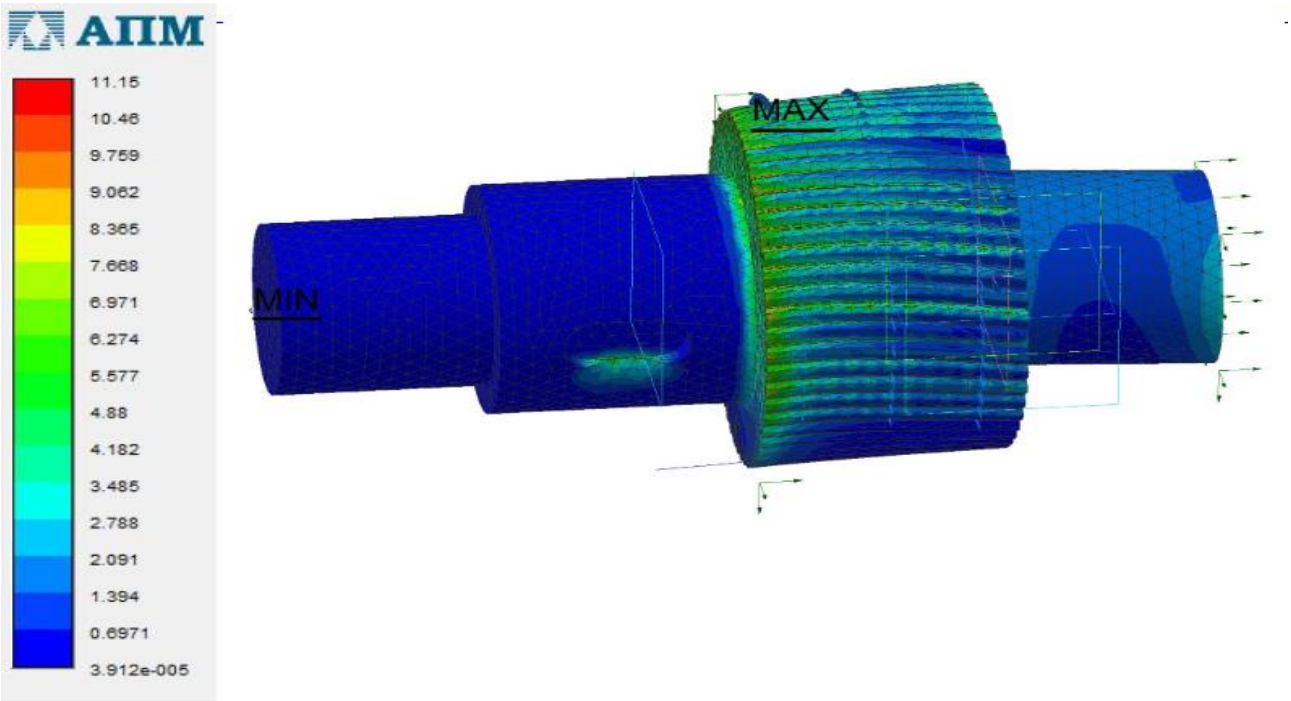
| Атаулары | Шамасы |
|---|---|
| Моделдің массасы [кг] | 6.671847 |
| Модельдің ауырлық центрі [м] | ( -0.048151 ; -0.00009 ; -0 ) |
| Центрге қатысты инерция моменттері [кг*м^2] | ( 0.032465 ; 0.002809 ; 0.002825) |
| Центрге қатысты реактивті моменттер [Н*м] | (236.0115 ; 0.03895 ; 169.398439) |
| Тіректердің қосынды реакциялары [Н] | ( 0.153742 ; 9991.141201 ; 0.319701) |
| Реакциялардың абсалютты шамасы [Н] | 9991.141207 |
| Моменттің абсалютты шамасы [Н*м] | 290.512066 |

### 3.2 Статикалық есептеудің нәтижелері

Статикалық есептеу кезіндегі кернеулердің шамалары 3.4-кестеде көрсетілген. 3.3-суретте кернеулер графикалық түрде айқындалған.

3.4-кесте – Максималды және минималды кернеудың шамалары

| Атауы | Тип | Минималды шама | Максималды шама |
|---|---|---|---|
| Мизес бойынша эйвивалентті кернеу | SVM [МПа] | 0.000039 | 11.153162 |

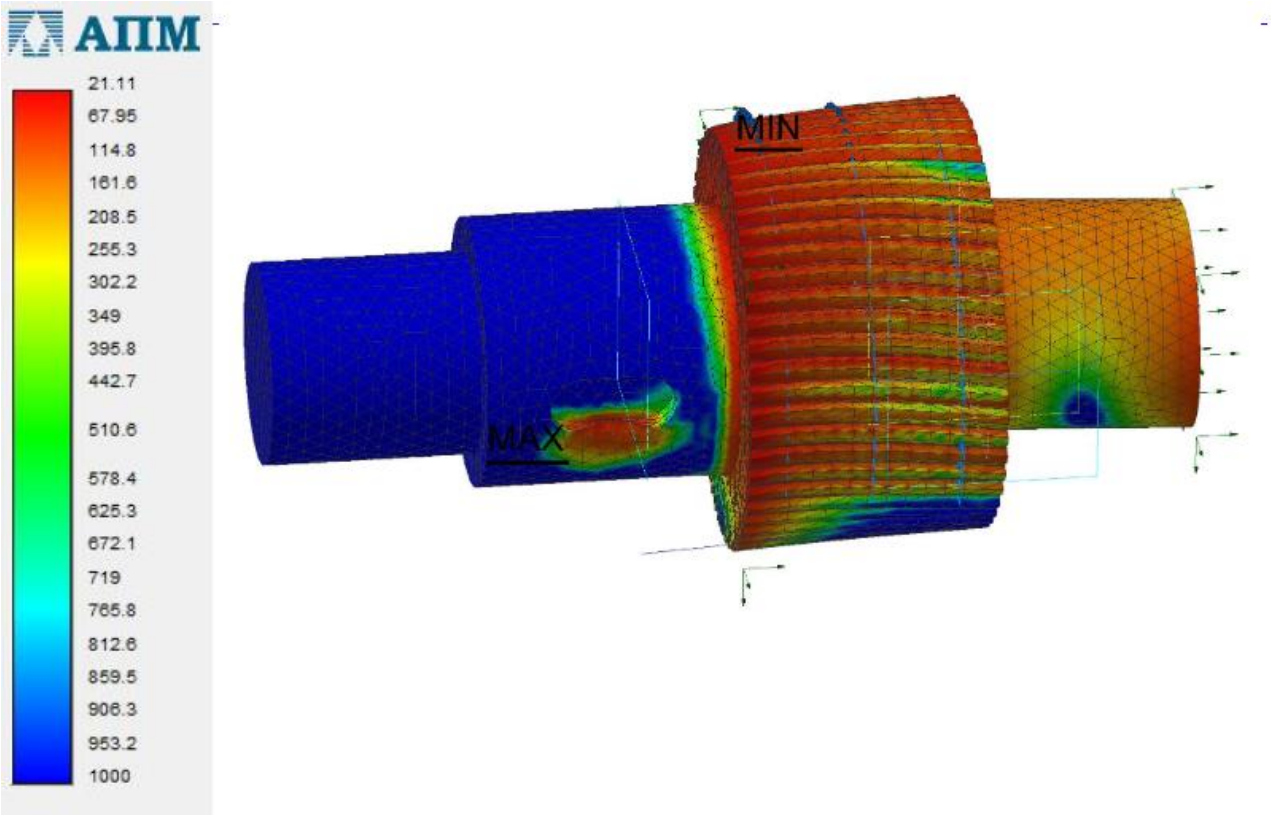



3.3 – сурет – Детальдағы кернеулер

Орын ауыстырудың сызықтық шамасы 3.5-кестеде көрсетілген. 3.4-суретте Орын ауыстырудың сызықтық графикалық түрі көрсетілген.

3.5-кесте – Сызықтық орын ауыстыру

| Атауы | Тип | Минималды шама | Максималды шама |
|---|---|---|---|
| Аққыштық бойынша қор коэффициенті | | 21.113624 | 1000 |




3.4 – сурет – Сызықтық орын ауыстыру

# ҚОРЫТЫНДЫ

«Мұнаралы кранның жетегін есептеу» дипломдық жұмысын орындағанда мұнаралы краны туралы  көптеген мәліметтер қарастырылды. Осы берілген мұнаралы кранның жұмыс істеу принциптері, жұмыс жетектері және де құрылғылары айқындалды. Олардың басты тетіктері, косымша құрылғылары және қозғалыс бөлшектері қарастырылды.

Бұл дипломдық жұмысының мақсаты мұнаралы кранның жетегін есептеу болды. Осы жұмысты орындау үшін көптеген теориялық мәліметтер қарастылды. Материалдар кедергісі және курстық жобалау оқу курстары бойынша керекті редуктор қолданылды. Электро қозғаушы бар редукторды бар редуктордың күші, тісті берілістер және мойынтіректерді төзімділікке және беріктікке есептелді. Үш өлшемді модельді КОМПАС – 3D бағдарламасында құрастырылды және компас үшін APM FEM қосымша бағдарламасымен төзімділікке сынадық.

Жұмыс барысында беріктіктің барлық шарттары тексерілді. Негізінде мұнаралы кранның жетегінің есебі дұрыс аяқталғанын оқу курстары барысында алынған білімдермен растаймын.

## ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1 https://specnavigator.ru/kran/printsip-raboty-bashennogo-krana.html 12.01.2019

2 Невзоров Л.А., Пазельский Г.Н., Романюха В.А., Башенные краны.: Учеб. пособие для высш. шк. 1980. -326 с.

3 Цехнович Л. И., Петриченко И. П., Атлас конструкций редукторов.: Учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.:Выща шк. 1990. – 151 с.

4 https://ru.wikipedia.org/wiki/Башенный_кран 23.02.2019

5 Чернавский С. А., Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. – 3-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с.

6 Дунаев П. Ф., Леликов О. П., Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. Техникумов. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.