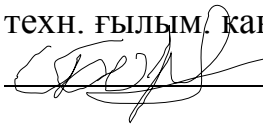


ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
Сәтбаев Университеті

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты
Технологиялық машиналар, көлік және логистика кафедрасы



ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ
Кафедра меңгерушісі,
техн. ғылым. кандидаты, доцент
 К.К. Елемесов

« 20 _» 05 2021 ж

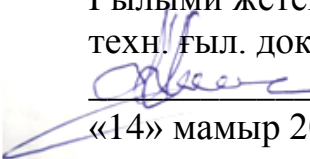
ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Жер асты таспалы конвейердің жетегі мен тарту станциясын
жаңғырту»

5B071300 -«Көлік, көлік техникасы және технологиялары» мамандығы
бойынша

Орындаған

Зарлықов Ә.С.


Ғылыми жетекші
техн. ғыл. докторы, профессор
 К.К. Шалбаев
«14» мамыр 2021 ж

Алматы 2021

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
Сәтбаев Университеті
Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты

Технологиялық машиналар, көлік және логистика кафедрасы
5B071300 - «Көлік, көлік техникасы және технологиялары»

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі,
техн. ғылым. кандидаты, доцент
 Қ.К.Елемесов

«04» _____ 12 _____ 2020 ж

**Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Зарлықов Әсет Саханұлы

Тақырыбы Жер асты таспалы конвейердің жетегі мен тарту станциясын
жаңғырту

Университет Ректорының «24» 11.2020 ж №2131-б бұйырығымен бекітілген
Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «14» мамыр 2021 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: Қолданыстағы таспалы конвейердің
жұмысшы жабдығының конструкциясы, ғылыми-техникалық оқулықтар
және патентті ақпараттар

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі:

- а) Жалпы бөлімі
- б) Жобалық-конструкторлық бөлімі
- в) _____

Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс) _____

1. Таспалы конвейерлердің анализі -1 бет; 2. Таспалы конвейерлердің жалпы
көрінісі – 1бет; 3. Эскаваторлы жұмысшы жабдығының құрама сызбалары–5 бет;

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер: 13 атау

АНДАТПА

«Жер асты таспалы конвейердің жетегі мен тарту станциясын жаңғырту» тақырыбына дипломдық жұмысты автордың қорытынды аттестациясына және бакалавр академиялық дәрежесін алуға ұсынылады.

Дипломдық жұмыста жер асты таспалы конвейерінің жетегі мен тарту станциясы жаңартылды, осыған байланысты есептік шамалардың нормативтік мәндері белгіленді: конвейердің көлбеу бұрышы, жұмыс органының жылдамдығы, жүктің гранулометриялық құрамына негізделген жұмысшының минималды өлшемдері, сондай-ақ берілген пайдалану өнімділігіне негізделген конвейердің қажетті есептік өнімділігі анықталды және конвейердің негізгі құрылымдық элементтері таңдалды (барабандар, ролик тіректер, кернеу құрылғылары).

Түсіндірме жазбасы 77 беттен тұрады, графикалық бөлімінде А1 форматындағы 8 парақ бар.

АННОТАЦИЯ

Дипломная работа на тему: «Модернизация привода и натяжной станции подземного ленточного конвейера», представляется для итоговой аттестации автора и присвоения академической степени бакалавра.

В дипломной работе модернизирован привод и натяжной станции подземного ленточного конвейера, связи с этим установлены нормативные значения расчетных величин: угол наклона конвейера, скорость рабочего органа, минимальные размеры рабочего исходя из гранулометрического состава груза, а также определены необходимая расчетная производительность конвейера исходя из заданной эксплуатационной производительности и выбраны основные конструктивные элементы конвейера (барабаны, роликостопы, натяжные устройства).

Пояснительная записка изложена на 77 страницах, графическая часть содержит 8 листов формата А1.

ABSTRACT

Diploma work on the topic: "Modernization of the drive and tensioning stations of the underground belt conveyor", is submitted for the final certification of the author and the assignment of an academic bachelor's degree.

In the thesis, the drive and tensioning station of the underground belt conveyor were modernized, and in this connection, the standard values of the calculated values were established: the angle of inclination of the conveyor, the speed of the working body, the minimum dimensions of the working body based on the granulometric composition of the load, and the necessary design capacity of the conveyor was determined based on the specified operational performance and the main structural elements of the conveyor (drums, roller supports, tensioners) were selected.

The explanatory note is presented on 77 pages, the graphic part contains 8 sheets of A1 format.

МАЗМҰНЫ

	Бет.
Кіріспе	9
1 Жалпы бөлімі	10
1.1 Конвейер құрылымының сипаттамасы	10
1.2 Пайдалану шарттарының сипаттамасы және міндеттерді қою	16
1.2.1 Конвейерді есептеу	11
1.2.2 Таспаның енін анықтау	17
1.2.3 Таспаның қалыңдығын анықтау	19
1.2.4 Пагонды жүктемелерді анықтау	20
1.2.5 Таспаның максималды кернеуінің алдын-ала мәні	22
1.2.6 Барабандардың диаметрі мен ұзындығын таңдау	23
1.2.7 Роликті треуді таңдау	24
1.2.8 Контур бойынша конвейердің тартымдық есебі	24
2 Жобалық-конструкторлық бөлімі	28
2.1 Жетек станциясын есептеу	28
2.1.1 Жетекті кинематикалық және күштік есептеу	29
2.1.2 Тісті берілістерді есептеу	33
2.1.3 Редуктор біліктерін есептеу	54
2.1.4 Мойынтіректерді таңдау және тексеру	64
2.1.5 Сыналы қосылыстарды есептеу	66
2.1.6 Редукторды майлау	67
2.1.7 Тежегішті, муфтаны есептеу және таңдау	68
2.2 Созылу станциясының есебі	69
2.2.1 Созылу құрылғысының конструкциясы	69
2.2.2 Кернеу құрылғысының параметрлерін есептеу	70
2.3 Электрлі бөлімі	72
2.3.1 Конвейерлерді басқару	72
2.3.2 Жетекті басқарудың түсіндірме схемасы	73
Қорытынды	76
Қолданылған әдебиеттер тізімі	77

КІРІСПЕ

Қазіргі заманғы кәсіпорынның жоғары өнімді жұмысы дұрыс ұйымдастырылған және сенімді жұмыс істейтін өнеркәсіптік көлік құралдарынсыз мүмкін емес. Мысалы, машина жасау зауытында жүздеген тонна металл, отын, жартылай фабрикаттар және аралас өндірістердің дайын өнімдері алынады және цехтардан дайын өнімдер мен өндіріс қалдықтары жіберіледі. Металлургия комбинатының домна пештеріне күн сайын мыңдаған тонна агломерат, флюс, кокс беріледі, ал пештерден басқа цехтарға және қоймаларға дайын металды жеткізеді. Көмір шахталарында, ашық карьерлерде күн сайын мыңдаған тонна өндірілген көмір мен аршылған тау жыныстары тасымалданады. Кәсіпорындардағы жүктердің бұл қозғалысы өнеркәсіптік көлік құралдарымен жүзеге асырылады.

Әр түрлі салалардағы өнімдердің заманауи жаппай және ауқымды өндірісі автоматты желілерді кеңінен қолдана отырып, ағынды әдіспен жүзеге асырылады. Өндірістің ағымдық әдісі және автоматты желінің жұмысы өнімді бір технологиялық операциядан екіншісіне конвейерлік тасымалдауға негізделген. Сондықтан конвейерлер заманауи технологиялық процестің ажырамас және ажырамас бөлігі болып табылады-олар өндіріс қарқынын орнатады және реттейді, оның ырғағын қамтамасыз етеді, еңбек өнімділігінің артуына және өнімнің көбеюіне ықпал етеді. Конвейерлер көлік және тиеу-түсіру жұмыстары мен ағынды технологиялық операцияларды кешенді механикаландыру мен автоматтандырудың негізгі құралдары болып табылады.

Конвейерлердің өндірістің жалпы технологиялық процесімен тығыз байланысы олардың жоғары жауапкершілігін негіздейді. Жалпы көлік-технологиялық жүйеде кем дегенде бір конвейердің жұмысының бұзылуы жүйенің барлық машиналары мен тұтастай алғанда кәсіпорынның жұмысының бұзылуына әкеледі. Кез-келген автоматты технологиялық жүйе көлік агрегаттары істен шыққан кезде жұмыс істей алмайды. Үздіксіз тасымалдау машиналары қазіргі заманғы кәсіпорын жабдықтарының өте маңызды және жауапты буыны болып табылады, оның жұмысының сәттілігі көбінесе оның жұмысына байланысты болады.

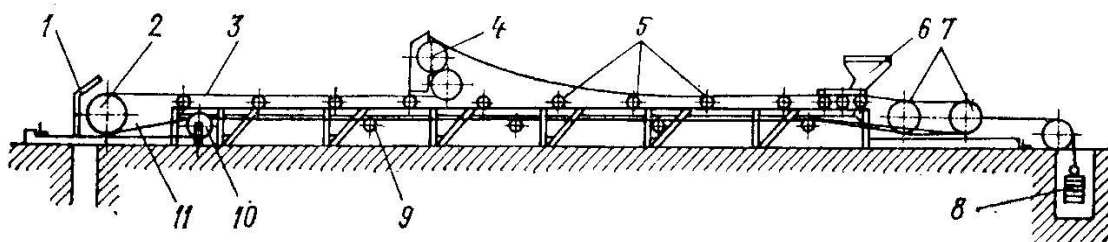
1 Жалпы бөлім

1.1 Конвейер құрылымының сипаттамасы

Таспалы конвейерлердің жалпы құрылысы.

Таспалы конвейерлер-бұл өнеркәсіпте, құрылыста, ауылшаруашылығында және халық шаруашылығының басқа салаларында әртүрлі үйінді және бөлшек жүктерді үздіксіз тасымалдаудың ең көп таралған құралы.

Конвейердің негізі-шексіз тік жабық икемді таспа. Роликтің түріне байланысты таспа жалпақ немесе ойық пішінді болуы мүмкін. Таспаның жоғарғы жұмыс және төменгі бос бұтақтары ролик тіректерімен бекітілген. Конвейер таспасының аудармалы қозғалысы редуктор арқылы электр қозғалтқышының айналуына әкелетін жетек барабанын хабарлайды. Таспаның тұрақты кернеуі кернеу құрылғысымен қамтамасыз етіледі. Жүк таспаға тиеу құрылғысы арқылы түседі, ал жетек барабанының воронкасы арқылы немесе конвейер бойындағы кез келген пунктте арнайы түсіру құрылғылары арқылы түсіріледі.



1-түсіру воронкасы; 2-жетек барабаны; 3-таспаның жұмыс тармағы;
4-жылжымалы түсіру құрылғысы; 5 – таспаның жұмыс тармағының ролик тіректері; 6-тиеу воронкасы; 7-тарту барабаны; 8-тарту құрылғысының жүгі;
9-таспаның бос тармағының ролик тіректері; 10-қабылдамайтын барабан;
11-таспаның бос тармағы

1.1- сурет - Таспалы конвейер

Таспалы конвейерлердің өнімділігі қозғалыс жылдамдығы 5-8 м/с және таспа ені 2400-3000 мм болғанда 20000-25 000 т/сағ дейін жеткізілуі мүмкін.

Жалпы мақсаттағы стационарлық белдік конвейерлері жеңіл, қалыпты, ауыр және өте ауыр түрлерге бөлінеді.

Тартқыш органның түріне сәйкес резеңке және резеңке арқанды, болат және сым таспалары, белдік-арқан және таспа-тізбекті конвейерлер бөлінеді.

Таспалы конвейер элементтері

Конвейерлі таспа.

Бұл конвейердің негізгі, ең қымбат және ең аз берік элементі, ол жүк көтергіш және тартқыш орган болып табылады. Таспа резеңке төсемдер арасында жасалған және жүкті ұстап тұруға және тарту күштерін беруге арналған рамадан тұрады. Резеңке төсемдер жақтауды механикалық

зақымданудан және қоршаған орта әсерінен қорғайды.

Раманың түріне сәйкес таспаларды жалпы мақсаттағы резеңке маталар мен резеңке түтіктерге және арнайы - аязға төзімді, отқа төзімді, тамақ және т. б. бөлуге болады.

Жалпы мақсаттағы таспалардың қаңқасы табиғи, жасанды, синтетикалық (полиамид және полиэфир) немесе аралас талшықтардан жасалған. Қаптау-табиғи және синтетикалық каучуктан немесе арнайы синтетикалық материалдардан жасалған. Таспаға төсеу үшін синтетикалық материалдар ретінде лавсан (терилан) типті полиэфир материалдар; полиамид - капрон, анид (нейлон), жасанды жібек сияқты материалдар қолданылады.

Беріктігі 15-60 кН/см резеңке арқанды таспалар ірі кесекті абразивті жүктерді тасымалдау үшін қолданылады.

Резеңке маталармен салыстырғанда резеңке арқалықтар бірдей жұмыс жүктемесінде салыстырмалы түрде аз (0,25% дейін), соққыға төзімділігі жоғары, бойлық және көлденең икемділігі жақсы, құрылымы монолитті, арзан және өндіруге оңай. Сонымен қатар, олардың массасы резеңке матадан әлдеқайда үлкен және тек ыстық вулканизация арқылы орындалатын қондыру өте ауыр жұмыс болып табылады.

Резеңке маталы таспаларды түйістіру «механикалық» болуы мүмкін - қапсырмалармен, ілмек қысқыштармен және т.б. қосылу; арнайы желімдерді қолданған кезде ыстық немесе суық вулканизация. Түйіспелі қосылымы қатты таспаның беріктігіне, икемділігіне, тығыздығына және беріктігіне мүмкіндігінше жақын болуы керек. Таспа бойымен көп күш қолданылған жағдайда, қосылыс тек вулканизация арқылы қолданылады.

Резеңке маталы және резеңке арқанды таспалар әдеттегі, аязға төзімді, отқа төзімді (көмір шахталары үшін), жылуға төзімді және тамақ түрінде жасалады.

Кәдімгі таспаларды ауа температурасы -25°C -тан төмен емес және тасымалданатын жүктің температурасы $+60^{\circ}\text{C}$ -тан жоғары емес кезде қолдануға болады, аязға төзімді таспалар -45°C температураға дейін жұмыс қабілеттілігін сақтайды.

Роликті тіректер.

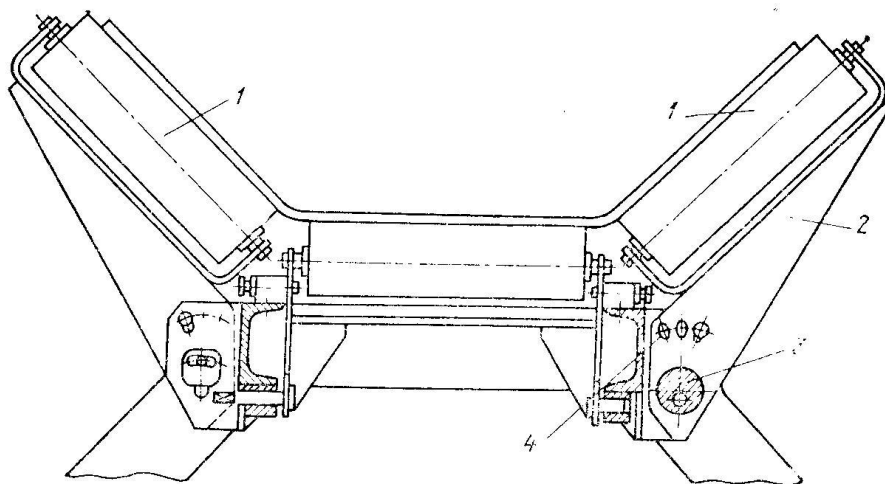
Мақсаты бойынша роликті тіректер қарапайым (сызықты) және арнайы болып бөлінеді. Кәдімгі роликті тіректер таспаны ұстап тұруға және оған қажетті пішінді беруге арналған. Арнайы ролик тіректер, сонымен қатар, келесі функцияларды орындайды: орталықтандыру - бойлық оське қатысты таспаның күйін реттеу; амортизаторлар - жүктеме орындарындағы таспаның соққыларын жұмсарту; тазарту - таспаны жабысқақ жүктің бөлшектерінен тазарту; өтпелі - барабандар алдындағы таспаның ойықтарын өзгерту.

Роликті тіректер үш түрде шығарылады: ауыр, қалыпты және жеңіл. Ролик тірегінің осі конструкциялық жағынан цапфаларда қатты немесе арқан мен шынжырдан (аспалы) жасалған иілгіш етіп орындалады. Ең көп таралған-қатты ролик тіректер.

Роликтердің дизайны әртүрлі болуы мүмкін және негізінен

мойынтіректердің түрімен, оларды тығыздау және майлау әдісімен анықталады.

Үш роликте барлық роликтер бір жазықтықта орналасады немесе таспаның «шайнауы» мен майлаудың ыңғайлылығын азайту үшін ортаңғы ролик алға шығарылады. Икемді резеңке маталар (синтетикалық) және резеңке жолақтар үшін үш роликтің бүйірлік роликтерінің көлбеу бұрышы $30-35^\circ$ дейін көтерілуі мүмкін (мақта үшін 15° орнына), бұл конвейердің өнімділігін таспаның енімен жақсартуға және оның ортасын жақсартуға мүмкіндік береді.



1-роликтер; 2-айналмалы кронштейн; 3-кронштейн осі; 4-бұрылу бекіткіші
1.2 - сурет – Роликті треу

Барлық роликті мойынтіректер роликті мойынтіректерде жасалған ені 800-1400 мм таспаларға арналған ауыр роликті тіректерді қоспағанда, шарикті мойынтіректерге орнатылады.

Роликтердің диаметрі таспаның еніне, оның қозғалыс жылдамдығына, сондай-ақ тасымалданатын жүктің сипаттамаларына (жаппай тығыздық, кесек және т.б.) байланысты таңдалады.

Амортизациялайтын ролик тіректер тиеу орындарында, ал ірі кесекті ауыр жүктерді жоғары жылдамдықпен тасымалдау кезінде және конвейердің желілік бөлігінде орнатылады. Ролик тірегіне амортизациялық қасиеттер беру үшін роликтер резеңкемен қапталады және кеуекті толтырғышпен немесе ауамен толтырылған серпімді секциялық қабықпен жабылады. Қабық материалы резеңке, кордты маталар немесе резеңке бар материалдар болуы мүмкін. Сонымен қатар, роликтер ретінде қуыс айналмалы құбырға бекітілген автомобиль немесе авиациялық шиналар қолданылады.

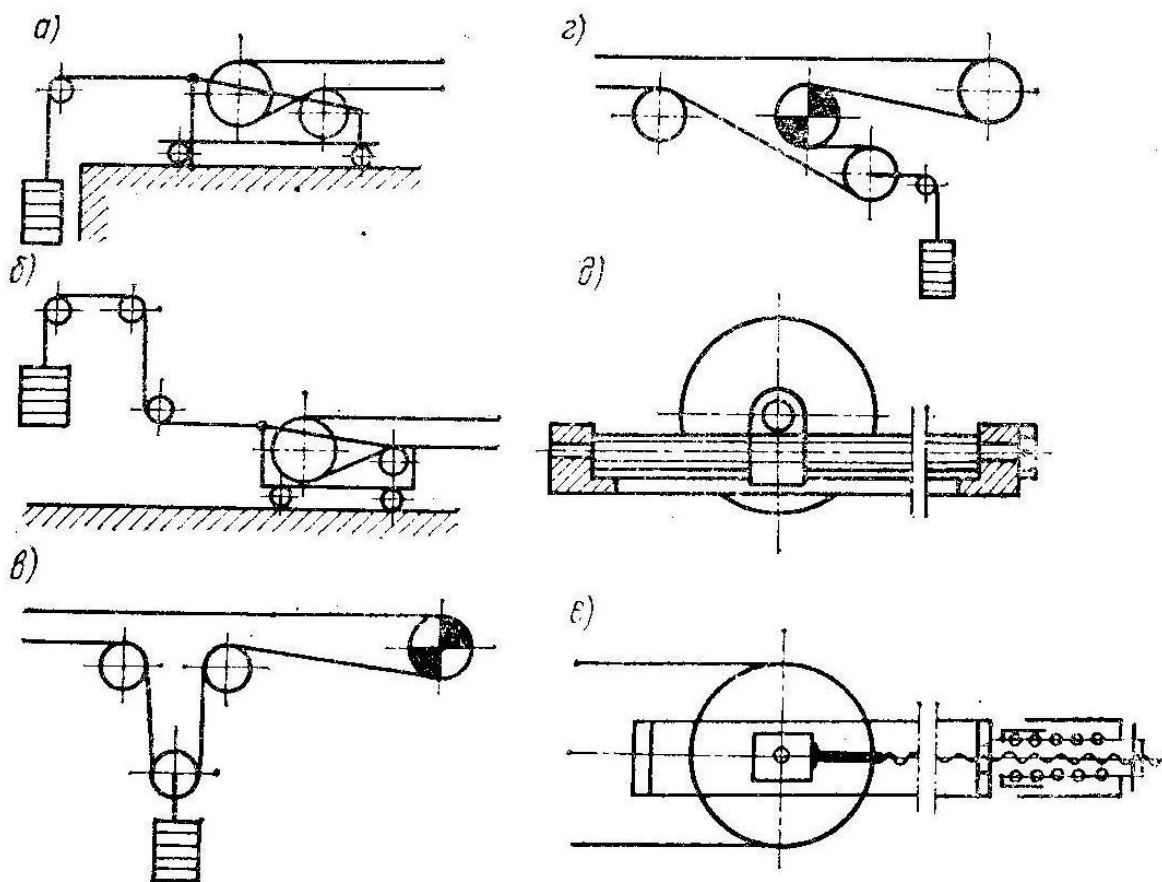
Амортизациялық серіппелі роликті тіреу-амортизациялық роликті тіректерді жобалау нұсқаларының бірі. Ең икемді амортизациялық роликті тіректер-икеңді органға ілінген роликті тіректер.

Керу құрылғылары.

Олар таспаға тұрақты қозғалыс кезінде үйкеліс арқылы тартылыс күшін беру үшін жеткілікті кернеу береді және конвейерді іске қосады, ролик тіректері арасындағы таспаның салбырауын шектейді, жұмыс кезінде оны тарту нәтижесінде таспаның ұзаруын өтейді және зақымдалған кезде оны өзгерту

үшін қажетті таспаның белгілі бір бөлігін сақтайды.

Кернеу құрылғылары жүк, механикалық, гидравликалық және пневматикалық болып бөлінеді.



а, б – артқы жүк; в, г – аралық жүк; д-бұрандалы; е – серіппелі-бұрандалы
1.3 - сурет - Керу құрылғысы

Жүк құрылғылары олардың орналасуы бойынша конвейердің күйрығында орналасқан және аралық болып бөлінеді. Жүк тарту құрылғыларының артықшылығы-тарту элементінің ұзаруын автоматты түрде өтеу және жұмыс кезінде оның тұрақты кернеуін сақтау. Жүк тарту құрылғыларының кемшілігі олардың көлемділігі болып табылады.

Механикалық кернеу құрылғылары бұрандалы, серіппелі-бұрандалы, тірек және лебедкаға бөлінеді.

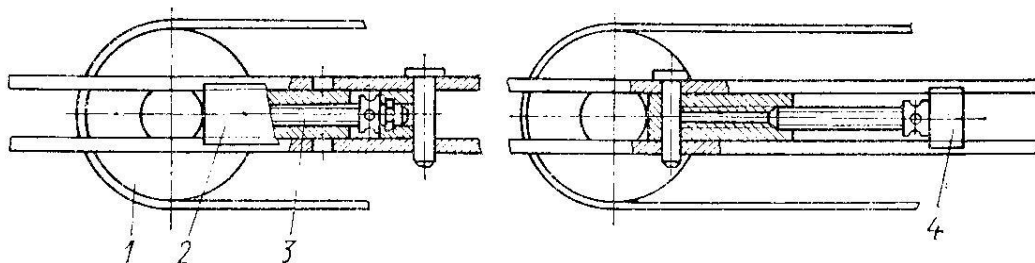
Құрылғының түрі негізінен конвейердің ұзындығымен және конвейер таспасының серпімді қасиеттерімен анықталады.

Бұрандалы тарту құрылғылары шағын ұзындықтағы стационарлық конвейерлерде және жылжымалы конвейерлерде ғана қолданылады. Бұл конструкцияның ерекшелігі - рельстерде түйреуіштермен бекітілген сырғытпалар орнатылған.

Бұрандалы және серіппелі-бұрандалы кернеу құрылғылары, олардың үлкен ықшамдылығымен, бұл құрылғылардың артықшылығы болып табылады, бірқатар маңызды кемшіліктерге ие: олар қолмен жұмыс істейді, аз қозғалысқа ие және мерзімді реттеуді қажет етеді.

Лебедкалық кернеу құрылғылары электрлік немесе гидравликалық

қозғалтқышпен жұмыс істейді және үлкен кернеу күші мен үлкен соққыны қамтамасыз ете алады, нәтижесінде олар негізінен қуатты конвейерлерде қолданылады. Олар тұрақты қозғалыс кезінде де, іске қосу кезеңінде де таспаның қажетті минималды кернеуін автоматты түрде қолдайды, бұл таспаның жетек катушкаларында сырғып кетуін болдырмайды.



1- тарту барабаны; 2 - сомын; 3- бұранда; 4 - жүгірткі
1.4 - сурет - Бұрандалы тартқыш құрылғы

Шағын және орта қуаттылықтағы конвейерлерде троллейбус пен рамалық типтегі жүк көтергіш құрылғылар кеңінен қолданылады, оларда таспаның қажетті кернеуі ілулі жүктің массасымен жасалады. Жүктің жүрісін азайту үшін ол көбінесе полиспастқа ілінеді немесе лебедка барабанында полиспаст кабелінің ұшын сақтайтын құрылғы қолданылады.

Тірек металл конструкциялары.

Таспалы конвейердің тірек элементтерінің конструкциялары қатты (қатты ставалар) немесе икемді органды (арқанды ставалар), сондай - ақ аралас-қатты және арқанды болуы мүмкін.

Болат прокаттан (бұрыштардан, швеллерлерден және т.б.) немесе құбырлардан тұратын қатты тұғырлар ролик тіреуіш қадамының еселік ұзындығы 2-5 м жеке секциялармен дайындалады. Конвейерлердің жұмыс жағдайларына байланысты қатаң жарғылардың бөлімдері әртүрлі ұзындықтағы роликті тіректерді орнатуға мүмкіндік беретін алынбалы кронштейндермен жабдықталуы мүмкін. Қатқыл вставках бекітеді ретінде қатаң, сондай-ақ аспалы роликоопоры.

Арқан тіректері ауыр жүктерді (тау жыныстары, кендер және т.б.) тасымалдау кезінде қаттыға қарағанда әлдеқайда тиімді. Арқанды тіреуіштері бар конвейерлерде, қатаңмен салыстырғанда, таспа мен роликтің динамикалық жүктемелері әлдеқайда төмен, конвейердің сызықтық бөлігінің массасы 40-50% - ға аз, таспаны орталықтандыру жақсы, таспаның ойығы жоғары, бұл өнімділік пен жылдамдықты арттыруға мүмкіндік береді. Конвейерді орнату және бөлшектеу ыңғайлы. Арқан қақпақтарында қатты және топсалы немесе икемді роликті тіректерді орнатуға болады.

Роликті тіреуішті бекіту үшін прокат пен арқаннан жасалған тірек элементтері қолданылатын біріктірілген тіректері бар конвейерлер қажетті тұрақтылық пен роликті тіректердің жақсы икемділігіне ие.

Таспалы конвейердің тірек металл конструкциялары келесі негізгі тораптарға бөлінеді: жетек барабандарының тіректері, ортаңғы бөліктің

секциялары, ортаңғы бөліктің секциялары, ортаңғы бөліктің тіректері, Бұрандалы бұрандалы құрылғылардың тіректері, жүк көтергіш құрылғылардың тіректері.

Конвейердің тиеу аймақтарында жылдам адымы бар роликкоопорды орнатуға есептелген ортаңғы бөліктің тиеу секциялары орнатылады, тиеу секцияларының учаскелерінде тиеу құрылғыларынан қосымша жүктемелерді қабылдау үшін қосымша тіреулер немесе қиғаштар көзделуі мүмкін.

Тиеу және түсіру құрылымы.

Ленталық конвейерді технология талаптары бойынша тиеу де, түсіру де таспаның жұмыс тармағы трассасының ұзындығы бойынша кез келген пунктте жүргізілуі мүмкін. Жүктеу, әдетте, артқы барабанда болады.

Тиеу құрылғысының типін таңдау кезінде таспаны тиеу кезінде оған қойылатын негізгі талаптар ескерілуі тиіс: жүктің лентаның ұзындығы бойынша орталықтандырылуы және біркелкі орналасуы; жүктің лентаға көлемі мен бағыты бойынша берілу жылдамдығы, таспаның қозғалыс жылдамдығына жақын болуы; таспада емес, тиеу құрылғысында жүк ағынын қалыптастыру; түсетін жүк ағынының лентасы мен ролик тіректеріне ықтимал зиянды әсер етуін болдырмау (таспаның соққысы, бетінің бұзылуы және т. б.); жүктің жан-жаққа құлауының, жиналуының және шашылуының; физикалық-механикалық қасиеттері өзгерген кезде жүктің берілу жылдамдығын реттеу мүмкіндігі; соққы жүктемелері болған кезде сенімділік және тозуға төзімділік, сондай-ақ түсіру құрылғысы құрылымының қарапайымдылығы мен ықшамдылығы.

Таспалар мен барабандарды тазалауға арналған құрылғылар.

Конвейердің қалыпты жұмысын қамтамасыз ету және таспаның қызмет ету мерзімін арттыру үшін таспа мен барабандардың бетін тасымалданатын жүктің жабысқақ бөлшектерінен тазарту қажет. Қолданылатын тазалау құрылғылары тазаланатын бетті барынша сақтау кезінде жеткілікті түрде толық тазалауды қамтамасыз етуі тиіс, олардың конструкциясы жұмыста қарапайым және сенімді болуы тиіс. Ең үлкен қиындықтар өте жабысқақ ылғалды жүктерді (бор, саз және т.б.) тазарту және төмен температурада таспаны қатайту болып табылады.

Таспалы конвейерлерде келесі тазалау құрылғылары қолданылады: қырғыш, щетка, ролик, діріл, гидравликалық, пневматикалық және аралас. Таспаның ластануына қарсы профилактикалық шаралар ретінде гидрофобты жабындар, ерітінділер, таспаны жылыту және кері филиалға бұру қолданылады.

Қырғыш тазартқыштар жұмсақ сусымалы жүктерге (көмір, кен) кеңінен қолданылады. Олар ең қарапайым, берік және тозған кезде оңай ауыстырылуы мүмкін. Қырғыштар металдан, пластмассадан және серпімді материалдардан жасалған, мысалы, резеңке.

Таспалар мен катушкаларға арналған қарапайым қырғыш тазартқыштар таспаның төмен жылдамдығында (2,5 м/с дейін) және қырғыштың жұмыс жиегіне жүктемені біркелкі таратуда жақсы нәтиже береді.

Клавиатуралық типтегі қырғыш құрылғы кең таралған, онда жеке қырғыштар (скапула) таспаның ені бойынша бір сызықта немесе тақтайша

түрінде орналасады және жалпы серіппелі суспензиямен таспаға басылады, сонымен қатар әр күрек өзектерінің серпімділігіне байланысты.

Жол түріндегі құрылғы таспаның қозғалысы кезінде оны жылжыту және кесу арқылы жабысқақ жүктің қабатына жоғары қысым жасайды.

Қарастырылған барлық қырғыш тазартқыштар тек 2,5 м/с-тан аспайтын таспаның жылдамдығы кезінде жақсы нәтиже береді. Таспаның жылдамдығы 3,0 м/с-тан асатын қатты жабысқақ жүктерді тазарту үшін қолданылатын конвейер түріндегі қырғыш құрылғы, әдетте жетек барабанының білігінен қозғалатын тізбектерге бекітілген резеңке қырғыштардан тұрады. Қылшықты тазартқыштар сусымалы, әлсіз жабысатын жүктерді тазарту үшін қолданылады. Жақсы тазалауды қамтамасыз ету үшін олар өрескел қырғыштармен бірге қолданылады. Ең көп тарағаны-резеңке жолақтардан, нейлоннан немесе басқа серпімді синтетикалық жіптерден жасалған цилиндрлік щеткалар, олар диаметрі 1-7 мм және ұзындығы 100 мм-ге дейін жиналады. Щетканың ұзындығы әдетте таспаның енінен 0,85 құрайды.

Роликті тазартқыштар таспаның бос (төменгі) тармағына орнатылған металл немесе резеңке дискілері бар қарапайым түзу ролик тіректері түрінде жасалуы мүмкін. Роликті тазартқыш жасалды, онда екі диск ролигі таспаның осіне бұрышта орнатылады, нәтижесінде дискілердің айналу бағыты таспаның қозғалыс бағытына сәйкес келмейді. Таспаның бойымен сырғанайтын дискілер оны тазартады. Дискілерді серпімді материалдан немесе пневматикалық материалдардан жасауға болады, бұл роликтердің өзін-өзі тазалауына ықпал етеді, өйткені дискілер таспамен байланыста болғаннан кейін олар пішінін қалпына келтіріп, оларға жабысқан жүктемені сілкіп тастайды.

Тазартылған жүкті тазарту аймағынан шығару үшін роликтер спиральды қабырғалы бетімен орындалады. Спиральдардың қадамы мен диаметрі тасымалданатын жүктердің қасиеттеріне сәйкес таңдалады. Тазалау режимін бұрандалы типтегі пневматикалық роликтермен реттеуге болады.

Қыс мезгілінде таспаларды қатты жабысатын жүктерден тазарту үшін пышақ роликті тазартқыштар қолданылады, ал пышақтардың орналасу нұсқалары әртүрлі болуы мүмкін.

Вибраторлы және вибраторсыз дірілдеткіш тазартқыштар таспаны сілкілеу кезінде таспадан оңай бөлінетін сусымалы материалдардан (кұрғақ құм, көмір және т.б.) тазарту үшін қолданылады.

Гидравликалық және пневматикалық тазартқыштар таспаға жабысып қалған бөлшектерді жууға немесе үрлеуге негізделген. Олар жетек барабанының жанында жұмыс істемейтін таспа бұтақтарына орнатылады және негізінен таспаны тазартудың аралас әдісін құра отырып, қырғыш, щетка және ролик құрылғыларымен бірге қолданылады.

1.2 Пайдалану шарттарының сипаттамасы және міндеттерді қою

Дипломдық жұмыстың мақсаты-300 мм-ден аспайтын және өнімділігі 420 т/сағ болатын тау-кен массасын тасымалдауға арналған жерасты конвейерін

жасау.

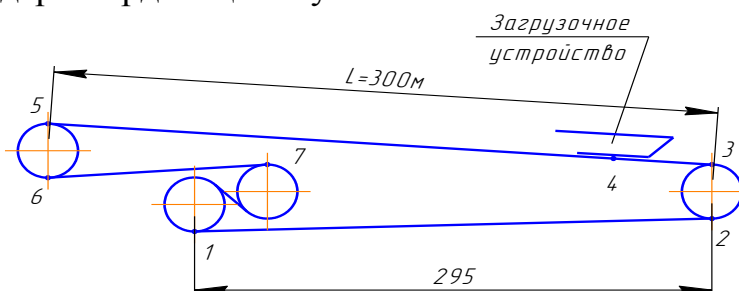
1Л80У таспалы конвейері мынадай жағдайларда МЕСТ 15150-69 бойынша 5 орналастыру санаты бар қоңыржай климатты (орындалуы У) макроклиматты аудандарда жұмыс істеуге есептелген:

- теңіз деңгейінен биіктігі 1000 м аспайды;
- ауаның шандануы 200 мг/м^3 артық емес;
- қоршаған орта температурасы -5 -тен $+35^\circ\text{C}$ -қа дейін;
- I, II, III газ бойынша шахталардың санаты, жоғары категориялы және кенеттен шығарылуынан қауіпті;
- тазарту және дайындық жұмыстарында метанның жергілікті жиналуы 2%-дан аспайды;
- қоректендіру желісінің кернеуі 380В немесе 660В.

Конвейер орнатылатын қазба жоспарда тік сызықты болуы тиіс және таспаның трассасы қйсықты учаскелеріндегі роликтерден ажырау шарты бойынша және шығыңқы учаскелердегі роликтер жүктемесінің шарты бойынша жол берілмейтін майысулардың тік жазықтығында болмауы тиіс.

1.2.1 Конвейерді есептеу

Бастапқы деректерді нақтылау.



1.5 - сурет - Жерасты таспалы конвейерін есептеу схемасы

Жерасты таспалы конвейерінің бастапқы деректері:

Өнімділігі 420 т/сағ;

Тасымалданатын материалдың сипаттамасы: көмір ірілігі 300 мм дейін, сусымалы салмағы $\rho = 0,85 \text{ т/м}^3$, сусымалы жүктің табиғи көлбеу бұрышы 30° , таспадағы сусымалы жүктің бұрышы 15° .

Алдын ала конструктивтік пысықтаудан кейін алынған деректер: тірек конструкциясы қатаң; бүйірлік роликтердің еңкею бұрышы 30° болатын үш ролик таспаның жүк көтергіш тармағының ролик тіректері, өзін-өзі орталықтайтын роликтер; таспаның бос тармағының ролик тірегінің қадамы 2,8 м; конвейердің ұзындығы 300 м; таспаның қозғалыс жылдамдығы 2м/с.

1.2.2 Таспаның енін анықтау

Таспаның қажетті ені (м) өрнектен анықталады

$$e = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q_p}{K_n \cdot v \cdot \gamma \cdot K_\beta}} + 0,05 \right), \quad (1.1)$$

мұндағы K_{II} - таспадағы жүктің көлденең қимасы ауданының коэффициенті 1.1-кесте бойынша анықталады;

K_β - көлбеу конвейердегі жүктің көлденең қимасының ауданын азайту коэффициенті 1.2-кесте бойынша анықталады.

Қалған мәндер жоғарыда келтірілген.

Берілген шарттар үшін таспаның ені 650...800 мм болуы керек деп санайды, орташа жылдамдықты тасымалдау үшін біз қозғалыс жылдамдығын 2 м/с қабылдаймыз.

Конвейерде біз бүйірлік роликтердің көлбеу бұрышы 30° болатын үш роликті тіректерді орнатамыз. 1.1-кестеден жеңіл қозғалатын жүк үшін біз $K_{II}=550$ коэффициентін аламыз, конвейерді орнату бұрышы үшін $\beta=-10...+10^\circ$ $K_n=1$ коэффициенті (1.1-кесте).

1.1 – кесте - K_{II} коэффициенті

Роликті треу	Таспадағы үйілмелі жүк еңісінің β есептік бұрышы кезіндегі K_{II} , град.			Роликті треу	Таспадағы үйілмелі жүк еңісінің β есептік бұрышы кезіндегі K_{II} , град.		
	15	20	25		15	20	25
Бірроликті	250	330	420	Үшроликті: $\beta'=36^\circ$	590	660	730
Екіроликті: $\beta'=15^\circ$	500	580	660	$\beta'=45^\circ$	635	690	750
$\beta'=20^\circ$	570	615	660	Бесроликті:			
Үшроликті: $\beta'=20^\circ$	470	550	640	$\beta'_1=18^\circ$ $\beta'_2=54^\circ$	565	635	705
$\beta'=30^\circ$	550	625	700	Бірроликті иілмелі осьпен	520	570	640

1.2- кесте - K_β коэффициенті

Жүктер түйіршегінің қозғалымдығы	K_β конвейердің көлбеу бұрышы кезінде β , град					
	5	10	15	18	20	22..24
Жеңіл	0,95	0,90	0,85	0,82	0,80	--
Орташа	1,0	0,98	0,95	0,93	0,90	0,80
Аз	1,0	1,0	0,98	0,96	0,95	0,90

Онда

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{420}{550 \cdot 2 \cdot 0,85 \cdot 1}} + 0,05 \right) = 0,79 \text{ м.} \quad (1.2)$$

Кесек жүктерді тасымалдау кезінде есептік өнімділік бойынша

айқындалған таспаның ені жүк кесектерінің өлшемдері бойынша тексерілуі және ең жақын үлкен мәнге дейін дөңгелектенуі тиіс. Таспаның әрбір ені үшін рұқсат етілетін жүк кесектерінің ең үлкен өлшемдері 1.3-кестеде берілген.

1.3 – кесте - Ірі кесектердің барынша рұқсат етілген өлшемдері

Таспаның ені, мм	a' (мм) ірі заттарды ұстау кезінде тасымалданатын жүктегі, % (масссы бойынша)						
	5	10	20	50	80	90	100
400	150	130	100	90	80	70	60
500	200	160	150	120	100	90	90
650	270	220	200	160	140	130	120
800	350	300	250	220	200	170	160
1000	450	360	350	300	250	220	200
1200	500	450	400	350	300	280	250
1400	600	500	450	400	350	330	300
1600	650	550	500	450	400	350	320
1800	700	600	550	500	450	400	350
2000	750	650	600	550	500	450	400

Тасымалданатын жүктегі ірі кесектердің пайыздық құрамы туралы деректер болмаған кезде таспаның енін формулалар бойынша қабылдайды:

Қатардағы жүктер үшін $e_{жс} \geq 2\epsilon'_{\max} + 200$ мм;

Сұрыпталған жүктер үшін $e_{жс} \geq 3,3\epsilon'_{\max} + 200$ мм.

Берілген шарттар үшін

$$B_{\kappa} = 2a'_{\max} + 200 = 2 \cdot 200 + 200 = 600 \text{ мм}, \quad (1.3)$$

мұндағы ϵ'_{\max} - жүк кесектілігінің ең үлкен мөлшері ($\epsilon'_{\max} = 200$ мм).

Егер есептелген таспа ені $B < B_{\kappa}$ өнімділігімен болса, онда B_{κ} енін алыңыз және сәйкесінше берілген өнімділікті қамтамасыз ету үшін таспа жылдамдығын азайтыңыз. Біздің жағдайда бұл қажет емес. Соңында таспаның ені қалыпты қатардан таңдалады 300; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000; 2500; 3000 мм (МЕСТ 22644-77)

Біз ені 800 мм таспаны қабылдаймыз.

1.2.3 Таспаның қалыңдығын анықтау

Таспаның есептік қалыңдығын мына формула бойынша анықтайды

$$\delta_o = i_n \cdot \delta_n + \delta_1 + \delta_2, \quad (1.4)$$

мұндағы i_{Π} және δ_{Π} - төсемдер саны және бір төсемнің есептік қалыңдығы;

δ_1 және δ_2 - жұмыс және жұмыс істемейтін төсемдердің қалыңдығы, мм.

Төсемдердің қалыңдығын жүктің кесектілігі мен абразивтілігін ескере отырып, таспаны пайдалану түрі мен шарттарына байланысты таңдайды: 1 типті және ірі кесекті жүктер үшін $\delta_1=6, 8$ және 10 мм, $\delta_2=2, 3$ және $3,5$ мм; 2 типті және орта кесінді жүктер үшін $\delta_1=4, 5, 6, 8$ және 10 мм, $\delta_2=1, 2$ және 3 мм; 3 типті таспалар үшін см $\delta_1= 2$ және 3 мм, $\delta_2=0$; 4 типті таспалар үшін $\delta_1=1,2$ және 3 мм, $\delta_2=1$ мм. Қабылданған таспа және орташа өлшемді аз абразивті жүк үшін: жұмыс $\delta_{II}=1,6$ мм; жұмыс $\delta_I=4,5$ мм; $\delta_2=2$ мм және

$$\delta_o = 4 \cdot 1,6 + 4,5 + 2 = 13 \text{ мм.} \quad (1.5)$$

Резеңке типті таспаны таңдаймын:

2Ш – 800 – 4ТК(А)100 – 4,5 – 2 – С ГОСТ 20-76

мұндағы 2Ш –2 тип, шахталы;
4 – тарту төсемдерінің саны;
ТК(А) – капрон типті ткань (анидная);
100 Н/м – номиналды беріктігі төсемнің;
4,5 – жұмыс төсемінің қалыңдығы, мм;
С –резина сыныбы.

1.2.4 Пагонды жүктемелерді анықтау

Конвейердің қозғалмалы бөліктерінің пагонды массасы (кг/м) (конвейердің қозғалмалы бөліктерінің орташа салмағы оның ұзындығының 1 м):

$$q_k = q_k^p + q_k^x, \quad (1.6)$$

Конвейердің жұмыс тармағының пагонды массасы:

$$q_k^p = q_{л} + q_p^p, \quad (1.7)$$

мұндағы $q_{л}$ - таспаның погонды массасы, кг/м;

$$q_{л} = \rho B \delta; \quad (1.8)$$

$\rho = 1100$ кг/м³ - таспа тығыздығы;

$B=800$ – таспа ені;

$\delta = z\delta_{п.т.} + \delta_{п.з.} + \delta_p + \delta_n$ - таспа қалыңдығы;

$z=4$ – тартпа төсемелерінің саны;

$\delta_{п.т.} = 1,2$ мм - тартпа төсемелерінің қалыңдығы;

$\delta_p = 4,5$ мм -резеңкелі төсеменің қалыңдығы;

$\delta_n = 2$ мм - істемейтін бетінің резеңке төсемінің қалыңдығы;

$$\delta_{п.в.} = 0;$$

$$\delta = 4 \cdot 1,2 + 4,5 + 2 = 11,3 \text{ мм} = 0,0113 \text{ м};$$

$$q_{л} = 1100 \cdot 0,0113 \cdot 0,8 = 9,94 \text{ кг/м};$$

q_p^p - конвейердің жұмыс тармағының роликті тірегінің айналмалы бөліктерінің пагондық массасы, кг/м;

$$q_p^p = \frac{m_p}{l_p}; \quad (1.9)$$

$m_p = 22$ кг - роликті треудің айналмалы бөліктердің массасы;

$l_p = 1,4$ м - конвейердің роликті треудің адымы;

$$q_p^p = \frac{22}{1,4} = 15,7 \text{ кг/м};$$

$q_k^p = 9,94 + 15,7 = 25,6$ кг/м - конвейердің жұмыс тармағының пагонды массасы.

Конвейердің бос тармағының пагондық массасы

$$q_k^x = q_{л} + q_p^x; \quad (1.10)$$

q_p^x - конвейердің бос тармағының роликті тірегінің айналмалы бөліктерінің пагонды массасы;

$$q_p^x = m_x / l_x; \quad (1.11)$$

m_x - конвейердің бос тармағының бір роликті тірегінің айналмалы бөліктерінің пагонды массасы;

$$m_x = 14B + 8; \quad (1.12)$$

$$m_x = 14 \cdot 0,8 + 8 = 19 \text{ кг};$$

$l_x = 2,8$ м - конвейердің бос тармақтарының роликті треулердің қадамы;

$$q_p^x = \frac{19}{2,8} = 6,8 \text{ кг/м};$$

$q_k^x = 9,94 + 6,8 = 16,7$ кг/м - ковейердің бос тармақтарының погонды массасы;

Жүктің аогоннды массасы:

$$q_{гр} = \frac{Q}{3,6 \cdot V}; \quad (1.13)$$

$Q=420$ т/сағ – конвейердің өнімділігі;

$V=2$ м/с – таспаның қозғалыс жылдамдығы;

$$q_{гр} = \frac{420}{3,6 \cdot 2} = 58,3 \text{ кг/м.}$$

1.2.5 Таспаның максималды кернеуінің алдын-ала мәні

$$S_{max} = \frac{K_1 W e^{\mu \alpha}}{(e^{\mu \alpha} - 1)}; \quad (1.14)$$

$K_1 = 1,15$ - үйкеліс жетегінің ілінісу қорының коэффициенті;

$\mu = 0,25$ – таспаның барабанмен ілінісу коэффициенті (болат, ылғалды ауа);

$\alpha = 510^\circ = 8,9$ рад - барабан таспасының қармау бұрышы;

W – конвейер таспасының қозғалысына жиынтық кедергінің алдын ала мәні;

$$W = K L g [(q_p^p + q_{л} + q_{гр}) w_{гр} + (q_p^x + q_{л}) w_x], \quad (1.15)$$

$L=300$ м – конвейердің ұзындығы, м;

$K=1,4$ – конвейердің ұзындығына байланысты коэффициент;

$g=9,81$ м/с²;

$q_p^p = 15,7$ кг/м - жұмыс тармағының роликті тірегінің айналмалы

бөліктерінің погонды массасы;

$q_p^x=6,8$ кг/м;

$q_{л} = 9,94$ кг/м;

$q_{гр} = 58,3$ кг/м;

$w_{гр} = 0,065$ - жүк тармағының қарсылық коэффициенті;

$w_x = 0,06$ – бос тармағының кедергі коэффициенті

$$W = 1,4 \cdot 300 \cdot 9,81[(15,7 + 9,94 + 58,3) \cdot 0,065 + (6,8 + 9,94) \cdot 0,06] = 26618 \text{ Н}$$

$$S_{max} = \frac{1,15 \cdot 26618 \cdot 2,7^{8,9 \cdot 0,25}}{2,7^{8,9 \cdot 0,25} - 1} = 32888 \text{ Н} = 32,9 \text{ кН};$$

Таспаның максималды кернеуі бойынша конвейер таспасының тығыздағыштарының санын есептейміз:

$$z > z_{min} = \frac{32888}{12 \cdot 800} = 3,4;$$

4 > 3,4, шарт қанағаттандырылады.

1.2.6 Барабандардың диаметрі мен ұзындығын таңдау

МЕСТ 22644-77 сәйкес әр түрлі ені бар таспаларға арналған жетек және жетек емес катушкалардың номиналды диаметрлері 1.4 кестеде келтірілген.

1.4- кесте - Жалпы мақсаттағы конвейерлерге арналған барабандардың өлшемдері

Таспа ені, мм	Барабан жиегінің ұзындығы, мм	Сыртқы барабан диаметрлерінің қалыпты қатары, мм							
		160	200	250	315	400	500	630	--
400	500	160	200	250	315	400	500	630	--
500	600	160	200	250	315	400	500	630	800
650	750	200	250	315	400	500	630	800	1000
800	950	200	250	315	400	500	630	700	1000
1000	1150	250	315	400	500	630	800	1000	1250
1200	1400	400	500	630	800	1000	1250	1600	--
1400	1600	400	500	630	800	1000	1250	1600	--
1600	1800	400	500	630	800	1000	1250	1600	--
	1900*								
1800	2000	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
	2100*								
2000	2200	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
	2300*								
3500	2800	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	--

* Өлшемдер карьерлерге арналған жылжымалы конвейерлерге жатады

Практикалық есептеулер үшін жетек барабанының диаметрін $D_{БП}$ (мм) таспаның қызмет ету мерзімін қамтамасыз ету шарты бойынша төсемдер санына байланысты қабылдау ұсынылады: аралас ткандардан жасалған таспалар үшін $D_{БП}=(100..150)i_{П}$. Барабанның ұзындығы $B_{Б}=B+(150..200)$ мм.

Барабандар диаметрлерінің алынған мәндері 1.1 - кестеге сәйкес дөңгелектенеді.

Қабылданған таспа үшін 2Ш – 800 – 4ТК(А)100 – 4,5–2– С және төсемдер саны $i_{П}=4$ жетек барабанының диаметрі

$$D_{zn} = 100 i_n = 100 \cdot 4 = 400 \text{ мм.} \quad (1.16)$$

1.4 кестеге сәйкес біз барабандардың диаметрлерін қабылдаймыз: жетек $D_{БП}=400$ мм, бастапқы түсіру $D_P=400$, кернеу 400 мм.

1.2.7 Роликті треуді таңдау

Жүктелген l_P тармағының роликті тіректері арасындағы максималды қашықтықты келесі мәліметтер бойынша қабылдауға болады:

Таспа ені, м	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2	1,4 және жоғары
l_P сусымалы тығыздығы бар сусымалы жүк үшін, т/м ³ 1 дейін	1500	1400	1400	1300	1300	1200
1..2	1400	1300	1300	1200	1200	1100
2 жоғары	1300	1200	1200	1100	1100	1000

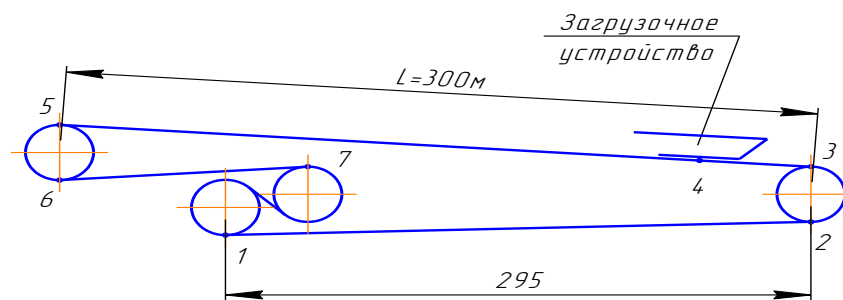
Ауыр бөлшектер үшін роликті тіректер арасындағы қашықтық жүк ұзындығының жартысынан аспауы керек, ал жеңіл (20 кг-ға дейін) 1000...1400 мм.

Берілген шарттар үшін жүктелген Филиалдағы ролик тіректері арасындағы қашықтықты қабылдаймыз $l_P=1400$ мм.

Роликтің түрі оның сыртқы D_P диаметрімен және d_p осінің диаметрімен (мойынтірек өлшемімен), ал өлшемі l_P ұзындығымен де анықталады

Конвейердің резеңке таспасын орталықтандырудың тиімділігі үшін мен өздігінен жүретін роликті қабылдаймын. Ені $B=800$ мм, тасымалданатын материалдың жаппай тығыздығы $\rho = 0,85$ т/м³ және таспаның жылдамдығы $V=2$ м/с болатын таспа үшін диаметрі $D=133$ мм, ұзындығы 315 мм роликтері бар үш роликті роликті қабылдаймын.

1.2.8 Контур бойынша конвейердің тартымдық есебі



1.6 - сурет – Конвейердің трассасы

$$S_2 = S_1 + (q_n + q_p^x) \cdot L_{1-2} \cdot w_x \cdot g,$$

$$L_{1-2} = 295 \text{ м;}$$

$$q_{\text{л}} = 9,94 \text{ кг/м};$$

$$q_{\text{хр}} = 6,8 \text{ кг/м};$$

$$w_x = 0,06;$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

$$S_2 = S_1 + (9,94 + 6,8) \cdot 295 \cdot 0,06 \cdot 9,81 = (S_1 + 2907) \text{ Н},$$

$$S_3 = kS_2,$$

сондықтан $\alpha = 180^\circ$, $k = 0,05$,

$$S_3 = k \cdot (S_1 + 2907) = (1,05S_1 + 3052) \text{ Н},$$

$$S_4 = S_3 + W_{\text{загр}},$$

$$W_{\text{загр}} = \frac{c_{\text{П}}}{3,6g} (V - V_0 + f_1 \sqrt{2gh'}), (\text{Н}),$$

$h' = 2 \text{ м}$ - жүкті көтері биіктігі;

$C=1,5$ - аэродинамикалы коэффициент;

$$V_0 = 0;$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

$V = 2 \text{ м/с}$ - таспаның қозғалыс жылдамдығы;

$$f_1 = 0,56;$$

$\text{П}=420 \text{ т/ч}$ - конвейердің өнімділігі;

$$W_{\text{загр}} = \frac{1,5 \cdot 420}{3,6 \cdot 9,81} (2 + 0,56 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2}) = 982,6 \text{ Н},$$

$$S_4 = 1,05S_1 + 3052 + 982,6 = (1,05S_1 + 4035) \text{ Н},$$

$$S_5 = S_4 + (q_{\text{л}} + q_{\text{р}}^{\text{п}}) \cdot L_{3-5} \cdot w_{\text{гр}} \cdot g,$$

$$q_{\text{р}}^{\text{п}} = 15,7 \text{ кг/м};$$

$$q_{\text{л}} = 9,94 \text{ кг/м};$$

$$L_{3-5} = 300 \text{ м};$$

$$w_{\text{гр}} = 0,065;$$

$$S_5 = 1,05S_1 + 4035 + (9,94 + 15,7) \cdot 300 \cdot 0,065 \cdot 9,81 = \\ = (1,05S_1 + 8940) \text{ Н},$$

$$S_6 = kS_5 = 1,05 \cdot (1,05S_1 + 8940) = (1,1S_1 + 9387) \text{ Н},$$

$$S_7 = S_6 + (q_{\text{л}} + q_{\text{р}}^{\text{х}}) \cdot L_{6-7} \cdot w_x \cdot g,$$

$$S_7 = 1,1S_1 + 9387 + (9,94 + 6,8) \cdot 5 \cdot 0,06 \cdot 9,81 = (1,1S_1 + 9436) \text{ Н},$$

$S_{\text{нб}}$ және $S_{\text{сб}}$ Эйлер формуласына сәйкес мәндерді анықтаймыз:

$$\frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} = e^{\mu\alpha},$$

$\mu = 0,25$ - барабанға ілінісу коэффициенті;

$\alpha = 510^\circ = 8,9$ рад. - жетек барабандарын таспамен орау бұрышы;

$$\frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} = 2,7^{8,9 \cdot 0,25} = 9,115,$$

$$S_{\text{нб}} = 9,115S_{\text{сб}} = S_7,$$

$$9,115S_{\text{сб}} = 1,1S_{\text{сб}} + 9436,$$

$$8,015S_{\text{сб}} = 9436,$$

$$S_1 = S_{\text{сб}} = 1177 \text{ Н},$$

$$S_2 = S_1 + 2907 = 4084 \text{ Н},$$

$$S_3 = 1,05S_1 + 3052 = 4288 \text{ Н},$$

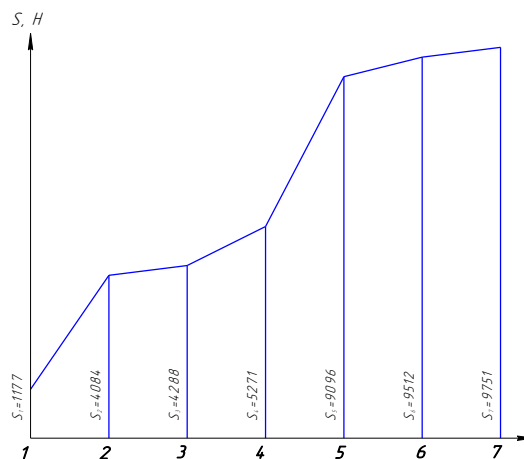
$$S_4 = 1,05S_1 + 4035 = 5271 \text{ Н},$$

$$S_5 = 1,05S_1 + 8940 = 9096 \text{ Н},$$

$$S_6 = 1,1S_1 + 9387 = 9512 \text{ Н},$$

$$S_7 = 1,1S_1 + 9436 = 9751 \text{ Н}.$$

Таспа керілу диаграммасы:



1.7 – сурет - Таспа керілу диаграммасы

$S_{\text{max}} = S_{\text{наб}} = 9751 \text{ Н}$ нақтыланған мәні бойынша. Таспаның беріктігін тексереміз.

Төсемдердің қажетті ең аз саны:

$$z_{min} = \frac{S_{max}}{K_{pB}}, \quad (1.17)$$

$$z_{min} = \frac{9751}{12 \cdot 800} = 1,01;$$

Жетек барабанының диаметрін дұрыс таңдауды таспа мен барабан арасындағы қысым арқылы тексереміз:

$$D_{пб} \geq \frac{360F_0}{B[p]\pi\alpha f}, \quad (1.18)$$

F_0 – конвейердің тарту күші;

$$F_0 = S_{наб} - S_{сб}, \quad (1.19)$$

$$F_0 = 9751 - 1177 = 8574 \text{ Н},$$

$[p] = 10^5$ Па – резеңке таспалар үшін таспа мен барабан арасындағы рұқсат етілген орташа қысым;

$\alpha = 510^\circ$ - барабандарды таспамен орау бұрышы;

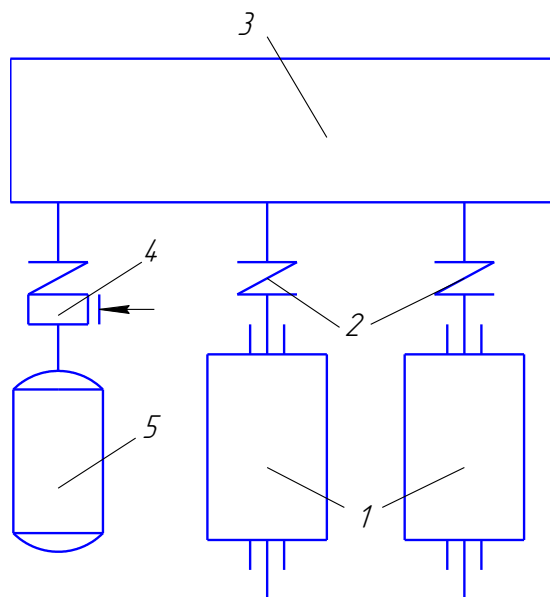
$f=0,25$ – таспа мен барабан арасындағы ілінісу коэффициенті;

$$D_{пб} = \frac{360 \cdot 8574}{0,8 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 510 \cdot 0,25} = 0,1 \text{ м},$$

$D_{пб} = 0,4 \text{ м}; 0,4 \geq 0,1$ қабылдаймын

2 Жобалық-конструкторлық бөлімі

2.1 Жетек станциясын есептеу



1 - жетекті барабан; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – тежегіш; 5 – электрлі қозғалтқыш

2.1- сурет - Таспалы конвейер жетегінің схемасы

Таспалы конвейер тартылыс күшін таспаға үйкеліс арқылы беретін жетек барабаны бар үйкеліс жетегімен жабдықталған. Бір барабанды жетек. Үйкеліс жетегі тұрақты жылдамдықты алуға мүмкіндік береді. Жетек барабаннан, беріліс механизмдерінен (муфталар мен беріліс қорабынан) тұрады, өйткені конвейерде көлбеу орнату мүмкіндігі бар, сонымен қатар қозғалтқыш өшірілген жағдайда жүк пен таспаның ауырлық күші әсерінен таспаның өздігінен қозғалуына жол бермейтін тежегіш орнатамыз.

Бұл жетектің артықшылықтары: дизайнның қарапайымдылығы (жөндеуді жеңілдету), жоғары сенімділік, шағын өлшемдер, төмен шығындар және пайдалану ыңғайлылығы.

Ғылым мен техниканың дамуының қазіргі жағдайында өндірісті әмбебап автоматтандыру және механикаландыру міндеті өзекті болып отыр. Бұл әр түрлі технологиялық жабдықтардың электр жетектерін, негізгі және қосалқы машиналарды, механизмдер мен кешендерді қолдану арқылы қамтамасыз етіледі.

Электр жетегі-бұл күрделі және жауапты бөлшектердің едәуір бөлігін қамтитын күрделі күрделі механизм, сондықтан кез-келген жетекті жобалау барлық кезеңдерде мұқият талдаумен және зерттеумен қатар жүруі керек: техникалық тапсырманы тұжырымдаудан бастап оны жасау және құрастыру технологиясын жасауға дейін.

Мақсаты-үш сатылы редукторы бар таспалы конвейер жетегінің конструкциясын жасау. Тораптардың, бөлшектердің және тұтастай алғанда

жетектің тиімді конструкциясы, конструкциялардың алдына қойылған шешімнің мәні мен әдістері өнімнің технологиялық, пайдалану, эргономикалық, эстетикалық және әрине, функционалды сипаттамаларына, демек, оның өзіндік құнына айтарлықтай әсер етеді.

Бүгінгі таңда бәсекеге қабілетті нарық өндірушілерді ең сапалы және арзан өнімдерге көшуге мәжбүр еткен кезде, оны әзірлеу сатысында ресурстарды тиімсіз пайдаланудан аулақ болу үшін конструкцияның барлық аспектілерін бағалау өте маңызды.

Мен жалпы ғылыми және техникалық пәндерді оқу барысында алған білім мен дағдыларды нақты мысалда қолдану, сондай-ақ машина бөлшектері құрылымының нақты элементтері өнімнің бүкіл өмірлік цикліне, оның сапасы мен бәсекеге қабілеттілігіне қалай әсер ететінін түсіну үшін таспалы конвейер жетегінің сенімді, сапалы және технологиялық конструкциясын жобалауды мақсат етеді.

2.1.1 Жетекті кинематикалық және күштік есептеу

Жетек қуатын (кВт) формула бойынша анықтаймыз:

$$P_H = F_t \cdot V, \quad (2.1)$$

$$P_H = 9,751 \cdot 2 = 19,5 \text{ кВт}$$

Кинематикалық тізбектегі шығындарды ескере отырып, жетектің қуатын анықтаймыз:

$$P = \frac{P_H}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (2.2)$$

мұндағы $\eta_{\text{общ}}$ - жетектің жалпы ПӘК.

$$P = \frac{19,5}{0,89} = 21,9 \text{ кВт}$$

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{муфт}} \cdot \eta_{\text{подш}}^4 \cdot \eta_{\text{з.п.}}^3,$$

мұндағы $\eta_{\text{муфт}}$ - муфтының ПӘК, 0,98 қабылдаймыз;

$\eta_{\text{подш}}$ - тербелмелі мойынтрактің ПӘК (қосақты), 0,99 қабылдаймыз;

$\eta_{\text{з.п.}}$ - жабық цилиндрлік тісті берілістің ПӘК, 0,98 қабылдаймыз;

$$\eta_{\text{общ}} = 0,98 \cdot 0,99^4 \cdot 0,98^3 = 0,89$$

Электр қозғалтқышының жетек білігінің айналу жиілігін анықтаймыз:

$$n_e = \frac{60 V}{\pi D_6}, \quad (2.3)$$

$$n_e = \frac{60 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,4} = 95,5 \text{ мин}^{-1}$$

Біз жетектің болжамды беріліс коэффициентін қабылдаймыз:

$$U_{np} = U_{ред} ,$$

мұндағы $U_{ред}$ - редуктордың беріліс саны, 15,39 қабылдаймыз

$$U_{np} = 15,39$$

Электр қозғалтқыш білігінің айналу жиілігін анықтаймыз:

$$n = n_e \cdot U_{ред} , \tag{2.4}$$

$$n = 95,5 \cdot 15,39 = 1470 \text{ мин}^{-1}$$

Р және n бойынша біз АИР 180S2 электр қозғалтқышын таңдаймыз, оның $P_{эл}=22$ кВт, $n_{эл}=1470$ мин⁻¹.

Жетектің нақты беріліс коэффициентін тексереміз:

$$U_{np.ф.} = \frac{n_{эл}}{n_e} , \tag{2.5}$$

$$U_{np.ф.} = \frac{1470}{95,5} = 15,39$$

Біз редуктордың беріліс коэффициентін қабаттар бойынша бұзамыз. Формула бойынша біз жылдамдық сатысының беріліс коэффициентін анықтаймыз:

$$U_B = 0,33 \cdot \sqrt[3]{U_p^4} , \tag{2.6}$$

$$U_B = 0,33 \cdot \sqrt[3]{15,39^4} = 3,316 ,$$

талаптарды қанағаттандырады.

Аралық сатының беріліс коэффициентін анықтаймыз:

$$U_{II} = \frac{U_p}{U_B} , \tag{2.7}$$

$$U_{II} = \frac{15,39}{3,316} = 4,538 ,$$

талаптарды қанағаттандырады.

Төмен жылдамдықты сатының беріліс коэффициенті:

$$U_T = 1,$$

Орталық қашықтықтардың қажетті қатынасын анықтаймыз:

$$\frac{a_T}{a_{II}} = \frac{1,05}{\sqrt[3]{U_{II}}} \cdot \frac{U_T + 1}{U_{II} + 1} \sqrt[3]{\frac{U_{II}^2}{U_T}}, \quad (2.8)$$

$$\frac{a_T}{a_{II}} = \frac{1,05}{\sqrt[3]{4,538}} \cdot \frac{1 + 1}{4,538 + 1} \sqrt[3]{\frac{4,538^2}{1}} = 0,88 ,$$

қатардан ең жақын мәнге дейін дөңгелектеңіз 1.

$$\frac{a_{II}}{a_B} = 0,95 \cdot \frac{U_{II} + 1}{U_B + 1}, \quad (2.9)$$

$$\frac{a_{II}}{a_B} = 0,95 \cdot \frac{4,538 + 1}{3,316 + 1} = 1,12 .$$

Үш сатылы редуктор үшін төмен жылдамдықты беріліс пен жылдам жүретін дөңгалақ арасындағы алшақтық параметрлерін анықтаймыз:

$$\frac{d_{a1T}}{2} = \frac{a_T}{U_T + 1} + 0,02 a_T, \quad (2.10)$$

$$\frac{d_{a1T}}{2} = \frac{1,12 a_{II}}{1 + 1} + 0,02 \cdot 1,12 a_{II} = 0,282 a_{II}, \quad (2.11)$$

$$\frac{d_{a2B}}{2} = a_B \cdot \frac{U_B}{U_B + 1} + 0,02 a_B, \quad (2.12)$$

$$\frac{d_{a2B}}{2} = 0,8 a_{II} \cdot \frac{3,316}{3,316 + 1} + 0,02 \cdot 0,8 a_{II} = 0,63 a_{II}, \quad (2.13)$$

Саңылауды қамтамасыз ету шартын жазамыз:

$$\Delta = a_{II} - \left(\frac{d_{a1T}}{2} + \frac{d_{a2B}}{2} \right) \geq 0,01 a_{II}, \quad (2.14)$$

$$\Delta = a_{II} - (0,282 a_{II} + 0,63 a_{II}) \geq 0,01 a_{II}, \quad (2.15)$$

$\Delta = 0,088 a_{II} \geq 0,01 a$ - шарт орындалады.

Біліктердегі моменттерді анықтаймыз.

Шығу білігіндегі моментті анықтаймыз:

$$T_{pm} = T_{вых} = \frac{F_t \cdot D_{\bar{e}}}{2}, \quad (2.16)$$

$$T_{pm} = \frac{9751 \cdot 0,4}{2} = 1950,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Алдыңғы біліктегі моментті анықтаймыз:

$$T_{n-1} = \frac{T_n}{U_{n-1} \cdot \eta_{n-1}}, \quad (2.17)$$

мұндағы U_{n-1} - шығыс (n) және алдыңғы (n-1) білік арасындағы беріліс коэффициенті;

η_{n-1} - берілістің ПӘК.

$$T_{вых} = \frac{1950,2}{0,98 \cdot 0,99} = 2195,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{вых1} = \frac{1950,2}{0,98 \cdot 0,99} = 2195,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{np} = \frac{2010}{4,538 \cdot 0,99 \cdot 0,98} = 483,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{ex} = \frac{456}{3,316 \cdot 0,99 \cdot 0,98} = 145,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Біліктердің жылдамдығын анықтаймыз:

$$n_{n+1} = \frac{n_n}{U_n}, \quad (2.18)$$

мұндағы n_n - алдыңғы біліктің жылдамдығы;

U_n алдыңғы (n) беріліс коэффициенті арасындағы және алдыңғы (n+1) білік;

$$n_1 = n_{эт} = 1470 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{1470}{3,316} = 443,3 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{443,3}{4,538} = 97,7 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{97,7}{1} = 97,7 \text{ мин}^{-1}$$

Есептеу нәтижелерін 2.1- кестеге келтіреміз

2.1- кесте - Редуктор біліктеріндегі айналу жиілігі мен айналу моменттерінің мәндері

Білік	T, Н·м	n, мин ⁻¹
1	145,9	1470
2	483,8	443,3
3	2195,5	97,7
4	2195,5	97,7

2.1.2 Тісті берілістерді есептеу

2.1.2.1 Жылдам қадам есептеу

Келесі бастапқы деректермен тік тісті цилиндрлік берілісті есептейміз (2.1- кестені қараңыз): дөңгелектегі айналу сәті $T_2 = 483,8$ Н·м; доңғалақтың айналу жиілігі $n_2 = 443,3$ мин⁻¹; беріліс коэффициенті $U = 3,316$; қысқа мерзімді жүктемелермен орташа жүктеме

Біз болат 45 МЕСТ 1050-74 беріліс материалын термиялық өңдеудің үйлесімімен таңдаймыз: беріліс – жақсарту 269...302 НВ, $\sigma_T = 650$ МПа; доңғалақ – жақсарту 235...262 НВ, $\sigma_T = 540$ МПа.

Рұқсат етілген кернеулер анықталады:

шестрне үшін: $\sigma_{H\beta 1} = 1,68 (269 + 302) \cdot 0,5 + 59 = 538,64$ МПа ,

$\sigma_{F\beta 1} = 1,03 (269 + 302) \cdot 0,5 = 294,065$ МПа ,

$\sigma_{H\beta \max 1} = 2,8 \cdot 650 = 1820$ МПа ,

$\sigma_{F\beta \max 1} = 2,7 (269 + 302) \cdot 0,5 = 770,85$ МПа ;

Дөңгелек үшін: $\sigma_{H\beta 2} = 1,68 \cdot 0,5 (235 + 262) + 59 = 476,48$ МПа ,

$\sigma_{F\beta 2} = 1,03 \cdot 0,5 (235 + 262) = 255,955$ МПа ,

$\sigma_{H\beta \max 2} = 2,8 \cdot 540 = 1512$ МПа ,

$\sigma_{F\beta \max 2} = 2,7 \cdot 0,5 (235 + 262) = 670,95$ МПа .

Жетектің 10 жылдық жұмысында берілістің қызмет ету мерзімін (сағ) анықтаймыз:

$$t = 10 \cdot K_{\text{зод}} \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{\text{сум}} , \quad (2.19)$$

$$t = 10 \cdot 0,75 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,37 = 24300 \text{ ч} .$$

Определяем число циклов нагружения:

$$N_k = 60 \cdot n_2 \cdot t , \quad (2.20)$$

$$N_k = 60 \cdot 443,3 \cdot 24300 = 64,6 \cdot 10^7 .$$

Дөңгелектегі эквивалентті моментті анықтаймыз:

$$T_{He 2} = T_2 \cdot \sqrt[3]{\sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_k}} , \quad (2.21)$$

мұндағы T_2 – циклограмма бойынша доңғалақта ұзақ уақыт жұмыс істейтін моменттердің ең үлкені;

T_{2i} – циклограмманың i -ші сатысына сәйкес келетін момент;

N_i – циклограмманың i -ші сатысына сәйкес келетін кернеу циклдерінің саны;

N_k – берілген қызмет мерзіміне сәйкес келетін кернеу циклдерінің жалпы саны

$$T_{He2} = 483,8 \cdot \sqrt[3]{1 \cdot 0,45 + 0,35^3 \cdot 0,55} = 377,1H \cdot m .$$

ψ_{bd} параметрін формула бойынша анықтаймыз:

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (U + 1) , \quad (2.22)$$

мұндағы ψ_{ba} – доңғалақтың салыстырмалы ені-редукторлардың тіректерге қатысты орналасуына байланысты параметр, симметриялы орналасқан кезде дөңгелектің салыстырмалы енін $\psi_{ba}=0,5$ қабылдаймыз.

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot (3,316 + 1) = 1,08 .$$

Дөңгелектің қаттылығы $HВ < 350$ және $\psi_{bd}=1,512$, кеңейтілген схема бойынша жасалған беріліс қорабындағы жоғары жылдамдықты беріліс үшін $K_{H\beta}=1,28$ байланыс сызықтарының ұзындығы бойымен жүктің біркелкі бөлінбеуін ескеретін коэффициентті қабылдаймыз.

Тікелей тісті беріліс үшін рұқсат етілген байланыс кернеуінің мәнін анықтаймыз: $\sigma_{H\beta 1}$ және $\sigma_{H\beta 2}$ арасында аз қабылданады: $\sigma_{H\beta 1} = \sigma_{H\beta 2} = 700$ МПа.

Біз шамамен орталық қашықтықты анықтаймыз:

$$a_w = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{He2} K_{H\beta}}{U^2 \psi_{ba} \sigma_{H\beta}^2}} , \quad (2.23)$$

мұндағы K_a – көмекші коэффициент, тура тісті берілістер үшін біз $K_a=430$ қабылдаймыз.

$$a_w = 430 \cdot (3,316 + 1) \sqrt[3]{\frac{377,1 \cdot 1,28}{3,316^2 \cdot 0,5 \cdot 700^2}} \approx 170 \text{ мм} .$$

Берілістердің енін анықтаймыз.

Дөңгелектің ені:

$$b_{w2} = \psi_{ba} a_w , \quad (2.24)$$

$$b_{w2} = 0,5 \cdot 170 = 92 \text{ мм} .$$

Шестерненің ені:

$$b_{w1} \approx 1,12 b_{w2} , \quad (2.25)$$

$$b_{w1} = 1,12 \cdot 92 = 103 \text{ мм} .$$

Алынған мәнді $b_{w1}=104$ мм дейінгі номиналды сызықтық өлшемдердің

қатарына сәйкес дөңгелектейміз.

Беріліс модулін анықтаймыз:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w, \quad (2.26)$$
$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 170 = 1,7 \dots 4,3 .$$

$m=4$ мм стандарттысын қабылдаймыз.

Тістердің жалпы санын анықтаймыз:

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = \frac{2a_w}{m}, \quad (2.27)$$
$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 170}{4} = 85 .$$

Тісті дөңгелектердің беріліс тістерінің санын анықтаймыз:

Шестерне тістерінің саны:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U + 1}, \quad (2.28)$$
$$Z_1 = \frac{85}{3,316 + 1} = 19 .$$
$$Z_{\Sigma} = 85 .$$

Дөңгелектердің тістер саны:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} \cdot U, \quad (2.29)$$

Тісті берілістің нақты беріліс коэффициентін анықтаймыз:

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (2.30)$$
$$U_{\phi} = \frac{63}{19} = 3,32 .$$

Шарттың сақталуын тексереміз:

$$\Delta = \frac{U_{\phi} - U_{\text{зад}}}{U_{\text{зад}}} \cdot 100 \% \leq \pm 4 \% .$$

$$\Delta = \frac{3,32 - 3,316}{3,316} \cdot 100 \% = 0,12 \% \leq 4 \% \text{ - шарт орындалады.}$$

Тісті дөңгелектердің негізгі өлшемдерін анықтаймыз:

Тісті доңғалақтардың бөлу диаметрлері:

$$d_1 = m_n Z_1, \quad d_2 = m_n Z_2, \quad (2.31), (2.32)$$
$$d_1 = 4 \cdot 19 = 76 \text{ мм}, \quad d_2 = 4 \cdot 63 = 252 \text{ мм} .$$

Тіс шыңдарының шеңберлерінің диаметрлері:

$$\begin{aligned}d_{a1} &= d_1 + 2m, d_{a2} = d_2 + 2m, & (2.33), (2.34) \\d_{a1} &= 76 + 4 \cdot 2 = 84 \text{ мм}, d_{a2} = 252 + 4 \cdot 2 = 260 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Тіс қуыстарының шеңберлерінің диаметрлері:

$$\begin{aligned}d_{f1} &= d_1 - 2,5m, d_{f2} = d_2 - 2,5m, & (2.35), (2.36) \\d_{f1} &= 76 - 2,5 \cdot 4 = 66 \text{ мм}, d_{f2} = 252 - 2,5 \cdot 4 = 242 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Іліністегі әрекет ететін күштерді анықтаймыз:
Шеңберлі:

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{2000 \cdot T_2}{d_2}, & (2.37) \\F_t &= \frac{2000 \cdot 483,8}{252} = 3839,5 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Радиальды:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.38)$$

мұнда бұрыштық түзету болмаған кезде $\alpha = 20^\circ$ -ға тең деп қабылданады.

$$F_r = 3839,5 \cdot 0,364 = 1397,5 \text{ Н}.$$

Іліністе осьтік күш жоқ.

Дөңгелектегі айналмалы жылдамдықты анықтаймыз:

$$\begin{aligned}V_2 &= \frac{\pi d_2 n_2}{60000}, & (2.39) \\V_2 &= \frac{3,14 \cdot 252 \cdot 443,3}{60000} = 5,85 \text{ м / с}.\end{aligned}$$

Беріліс дәлдігінің 8-ші дәрежесін тағайындаймыз.

Иілу кезінде шыдамдылықты тексеру есебін жүргіземіз.

Эквивалентті округтік күшті анықтаймыз:

$$F_{tE} = F_t \cdot q_F \sqrt{\sum \left(\frac{F_{ti}}{F_t} \right)^{q_F} \cdot \frac{N_i}{N_k}}, \quad (2.40)$$

мұндағы q_F – икемді төзімділікті есептеу кезінде шаршау қисығының

көрсеткіші, қатайтылған және жетілдірілген дөңгелектер үшін $q_F=6$ қабылданады.

$$F_{tE} = 3839,5 \cdot \sqrt{1 \cdot 0,45 + 0,35^6 \cdot 0,55} = 3362,3 \text{ Н}$$

Коэффициенттерді бекітеміз:

$K_{f\alpha}$ – тістер арасындағы жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент, тік тісті дөңгелектер үшін $K_{f\alpha}=1$;

$K_{f\beta}$ – байланыс желілерінің ұзындығы бойынша жүктеменің біркелкі бөлінбеуін ескеретін коэффициент, $K_{f\beta}=1,26$, $K_{H\beta}=1,28$ және $b_w/m=40$ кезінде;

K_A – сыртқы динамикалық жүктемені ескеретін коэффициент, $K_A=T_{\max}/T$;
 $K_A=1,6/1=1,6$.

Нақты округтік күшті анықтаңыз

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{a_w}{U}}, \quad (2.41)$$

мұндағы $\delta_F=0,16$ тура тісті дөңгелектер үшін;

$HV \leq 350$ - $g_0=0,06$ кезінде түзу тістер үшін тісті ілу қадамдарының айырмасының әсерін ескеретін коэффициент.

$$\omega_{Fv} = 0,16 \cdot 0,06 \cdot 5,85 \sqrt{\frac{170}{3,316}} = 0,4$$

Динамикалық қосымшаны анықтаңыз:

$$v_F = \frac{\omega_{Fv} b_{w1}}{F_{tE} K_A}, \quad (2.42)$$

$$v_F = \frac{0,4 \cdot 104}{3362,3 \cdot 1,6} = 0,007$$

K_{Fv} коэффициентті анықтаймыз:

$$K_{Fv} = 1 + v_F, \quad (2.43)$$

$$K_{Fv} = 1 + 0,007 = 1,007$$

Жүктеме коэффициентін анықтаймыз:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{f\beta} \cdot K_{Fv}, \quad (2.44)$$

$$K_F = 1 \cdot 1,26 \cdot 1,0055 = 1,267$$

Z_v тістерінің эквивалентті санына байланысты тіс пішінінің коэффициенттерін анықтаймыз: $Y_{fs1}=4,137$, $Y_{fs2}=3,6$.

Түзу тістер үшін Y_β және Y_ε коэффициенттері 1-ге тең
Шеткі қабаттың коэффициентін анықтаймыз:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right], \quad (2.45)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{63} \right) \right] = 1,66 .$$

Дөңгелектің иілу кезіндегі есептелген жергілікті кернеуді анықтаймыз:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{tE}}{b_{w2} m} K_F Y_{Fs2} Y_\beta Y_\varepsilon, \quad (2.46)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3362,3}{92 \cdot 4} \cdot 1,267 \cdot 3,6 \cdot 1 \cdot 1 = 41,7 \text{ МПа} .$$

Шестерненің иілу кезіндегі есептелген жергілікті кернеуді анықтаймыз:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{Fs1}}{Y_{Fs2}}, \quad (2.47)$$

$$\sigma_{F1} = 41,7 \frac{4,137}{3,6} = 47,9 \text{ МПа} .$$

Иілу кезінде дөңгелек тістерінің төзімділік шарттарының орындалуын анықтаймыз:

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{Fp1}, \sigma_{F2} \leq \sigma_{Fp2} .$$

$$47,9 \text{ МПа} \leq 294,065 \text{ МПа} , 41,7 \leq 255,955 \text{ МПа} - \text{ шарт орындалады.}$$

Осылайша, иілу төзімділігі шарттары орындалады.

Байланысқа төзімділікті тексеру есебін жүргіземіз.

$\beta=0$ кезінде тістердің түйіскен беттерінің пішінін ескеретін коэффициент $Z_H=2,41$.

Байланыс желілерінің жалпы ұзындығын ескеретін коэффициентті анықтаймыз:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad (2.48)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,66}{3}} = 0,88 .$$

Байланыс полюсіндегі байланыс кернеуін анықтаймыз:

$$\sigma_{Ho} = 190 \cdot Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_{w1} d_1} \frac{U+1}{U}}, \quad (2.49)$$

$$\sigma_{Ho} = 190 \cdot 2,41 \cdot 0,88 \sqrt{\frac{3362,3}{104 \cdot 76} \cdot \frac{3,316 + 1}{3,316}} = 366,8 \text{ МПа} .$$

HB_{≤350} және V=5,85 м/с тіс қаттылығының 8-ші дәрежесі үшін біз K_{Hv}=1,08 тізбегінде пайда болатын динамикалық жүктемені ескеретін коэффициенттің мәнін белгілейміз.

K_H жүктеме коэффициентін анықтаймыз:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} , \quad (2.50)$$

мұндағы K_{Hα} – тік тістер үшін тістер арасындағы жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент K_{Hα}=1.

$$K_H = 1 \cdot 1,28 \cdot 1,08 = 1,38 .$$

Нақты түйіспелі кернеуінің шамасын анықтаймыз:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sigma_{Ho} \sqrt{K_H} , \\ \sigma_H &= 366,8 \cdot \sqrt{1,38} = 430,9 \text{ МПа} . \end{aligned} \quad (2.51)$$

Түйіспелі төзімділігі шарттарының орындалуын анықтаймыз:

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hp} .$$

430,9 МПа ≤ 476,48 МПа - шарт орындалады.

Тісті дөңгелектің беріліс материалын пайдалану тиімділігін тексереміз:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_{Hp}} = \frac{430,9}{476,48} = 0,9 - \text{шарт орындалады.}$$

Қысқа мерзімді максималды жүктеме кезінде тексеру есептеулерін жүргіземіз:

$$\begin{aligned} \sigma_{H \max} &= \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}} , \\ \sigma_{H \max} &= 430,9 \sqrt{\frac{1,6}{1}} = 545,1 \text{ МПа} , \\ \sigma_{H \max} &\leq \sigma_{Hp \max} . \end{aligned} \quad (2.52)$$

545,1 ≤ 1512 - шарт орындалады.

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T} , \quad (2.53)$$

$$\sigma_{F \max 1} = 47,9 \cdot \frac{1,6}{1} = 76,6 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{F \max 2} = 41,7 \cdot \frac{1,6}{1} = 66,7 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{F \max} \cdot$$

$$\sigma_{F \max 1} = 76,6 \text{ МПа} \leq \sigma_{F \max 1} = 770,85 \text{ МПа} - \text{шарт орындалады;}$$

$$\sigma_{F \max 2} = 66,7 \text{ МПа} \leq \sigma_{F \max 2} = 670,95 \text{ МПа} - \text{шарт орындалады.}$$

Қысқа мерзімді жүктеме кезіндегі беріктік шарттары орындалады.

2.1.2.2 Аралық кезенді есептеу

Келесі бастапқы деректермен тік тісті цилиндрлік берілісті есептейміз (2.1-кестені қараңыз): доңғалақтағы момент $T_2 = 2195,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$; доңғалақтың айналу жиілігі $n_2 = 97,7 \text{ мин}^{-1}$; беріліс коэффициенті $U = 4,538$; қысқа мерзімді жүктемелермен орташа жүктеме

Біз болат 45 МЕСТ 1050-74 беріліс материалын термиялық өңдеудің үйлесімімен таңдаймыз: беріліс – жақсарту 269...302 НВ, $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$; доңғалақ – жақсарту 235...262 НВ, $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$.

Рұқсат етілген кернеулер анықталады:

$$\text{шестерне үшін: } \sigma_{Hp 1} = 1,68 (269 + 302) \cdot 0,5 + 59 = 538,64 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{Fp 1} = 1,03 (269 + 302) \cdot 0,5 = 294,065 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{Hp \max 1} = 2,8 \cdot 650 = 1820 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{Fp \max 1} = 2,7 (269 + 302) \cdot 0,5 = 770,85 \text{ МПа} ;$$

$$\text{дөңгелек үшін: } \sigma_{Hp 2} = 1,68 \cdot 0,5 (235 + 262) + 59 = 476,48 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{Fp 2} = 1,03 \cdot 0,5 (235 + 262) = 255,955 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{Hp \max 2} = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{Fp \max 2} = 2,7 \cdot 0,5 (235 + 262) = 670,95 \text{ МПа} .$$

Жетектің 10 жылдық жұмысында берілістің қызмет ету мерзімін (сағ) анықтаймыз:

$$t = 10 \cdot K_{\text{год}} \cdot 365 \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} ,$$

$$t = 10 \cdot 0,75 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,37 = 24300 \text{ ч} .$$

Жүктеме циклдерінің санын анықтаймыз:

$$N_k = 60 \cdot n_2 \cdot t ,$$

$$N_k = 60 \cdot 97,7 \cdot 24300 = 142,4 \cdot 10^6 .$$

Дөңгелектегі эквивалентті моментті анықтаймыз:

$$T_{He 2} = T_2 \cdot \sqrt[3]{\sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_k}} ,$$

мұндағы T_2 – циклограмма бойынша доңғалақта ұзақ уақыт жұмыс істейтін моменттердің ең үлкені;

T_{2i} – циклограмманың i -ші сатысына сәйкес келетін момент;

N_i – циклограмманың i -ші сатысына сәйкес келетін кернеу циклдерінің саны;

N_k – берілген қызмет мерзіміне сәйкес келетін кернеу циклдерінің жалпы саны.

$$T_{He2} = 2195 \cdot 0,5 \cdot \sqrt[3]{1 \cdot 0,45 + 0,35^3 \cdot 0,55} = 1711 \cdot 0,3 H \cdot m .$$

ψ_{bd} диаметрді аеықтаймыз:

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (U + 1) ,$$

мұндағы ψ_{ba} – доңғалақтың салыстырмалы ені-редукторлардың тіректерге қатысты орналасуына байланысты параметр, асимметриялық орналасуы бар біз доңғалақтың салыстырмалы енін $\psi_{ba}=0,315$ қабылдаймыз.

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (4,538 + 1) = 0,9 .$$

Дөңгелектің қаттылығы $HV < 350$ және $\psi_{bd}=0,9$ кеңейтілген схема бойынша жасалған беріліс қорабындағы жоғары жылдамдықты беріліс үшін біз $K_{H\beta}=1,27$ байланыс желілерінің ұзындығы бойымен жүктің біркелкі бөлінбеуін ескеретін коэффициентті қабылдаймыз.

Тікелей тісті беріліс үшін рұқсат етілген байланыс кернеуінің мәнін анықтаймыз: σ_{HP1} және σ_{HP2} арасында аз аламыз: $\sigma_{HP}=\sigma_{HP2}=700$ МПа.

Біз шамамен орталық қашықтықты анықтаймыз:

$$a_w = K_a (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{He2} K_{H\beta}}{U^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}} ,$$

мұндағы K_a – көмекші коэффициент, тікелей тісті берілістер үшін біз $K_a=430$ қабылдаймыз.

$$a_w = 430 \cdot (4,538 + 1) \sqrt[3]{\frac{1711 \cdot 0,3 \cdot 1,27}{4,538^2 \cdot 0,315 \cdot 700^2}} \approx 370 \text{ мм} .$$

Тісті дөңгелектердің енін анықтаңыз

Дөңгелек ені:

$$b_{w2} = \psi_{ba} a_w ,$$

$$b_{w2} = 0,315 \cdot 370 = 96 \text{ мм} .$$

Шестерне ені:

$$b_{w1} \approx 1,12 b_{w2} ,$$
$$b_{w1} = 1,12 \cdot 96 = 108 \text{ мм} .$$

Беріліс моділін анықтаймыз:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w ,$$
$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 370 = 3,7 \dots 7,4 .$$

$m=5$ мм стандарттын қабылдаймыз.

Жалпы тістер санын анықтаймыз:

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = \frac{2 a_w}{m} ,$$
$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 370}{5} = 144 .$$

Тісті дөңгелектердің тістер санын анықтаймыз:

Шестерненің тістер саны:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U + 1} ,$$
$$Z_1 = \frac{144}{4,538 + 1} = 26 .$$

Дөңгелектің тістер саны:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} \cdot U ,$$
$$Z_2 = 26 \cdot 4,538 = 118 .$$

Тісті берілістің нақты беріліс санын анықтаймыз:

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} ,$$
$$U_{\phi} = \frac{118}{26} = 4,538 .$$

Шарттың сақталуын тексереміз:

$$\Delta = \frac{U_{\phi} - U_{зад}}{U_{зад}} \cdot 100 \% \leq \pm 4 \% .$$

$$\Delta = \frac{4,538 - 4,538}{4,538} \cdot 100 \% = 0 \% \leq 4 \% \text{ - шарт орындалады.}$$

Тісті дөңгелектердің негізгі өлшемдерін анықтаймыз:

Тісті доңғалақтардың бөлу диаметрлері:

$$d_1 = m_n Z_1, \quad d_2 = m_n Z_2,$$

$$d_1 = 5 \cdot 26 = 130 \text{ мм}, \quad d_2 = 5 \cdot 118 = 590 \text{ мм}.$$

Тіс шыңдарының шеңберлерінің диаметрлері:

$$d_{a1} = d_1 + 2m, \quad d_{a2} = d_2 + 2m,$$

$$d_{a1} = 130 + 2 \cdot 5 = 140 \text{ мм}, \quad d_{a2} = 590 + 2 \cdot 5 = 600 \text{ мм}.$$

Тіс қуыстарының шеңберлерінің диаметрлері:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m, \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m,$$

$$d_{f1} = 130 - 2,5 \cdot 5 = 117,5 \text{ мм}, \quad d_{f2} = 590 - 2,5 \cdot 5 = 587,5 \text{ мм}.$$

Іліністегі әрекет ететін күштерді анықтаймыз:

Шеңберлі:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2},$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 2195,5}{590} = 7442,4 \text{ Н}.$$

Радиальды:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

мұнда бұрыштық түзету болмаған кезде $\alpha = 20^\circ$ -ға тең деп қабылданады.

$$F_r = 7442,4 \cdot 0,364 = 2709 \text{ Н}.$$

Іліністе осьтік күш жоқ.

Дөңгелектегі айналмалы жылдамдықты анықтаймыз:

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000},$$

$$V_2 = \frac{3,14 \cdot 590 \cdot 97,7}{60000} = 3,02 \text{ м/с}.$$

Беріліс дәлдігінің 8-ші дәрежесін тағайындаймыз.
 Иілу кезінде шыдамдылықты тексеру есебін жүргіземіз.
 Эквивалентті округтік күшті анықтаймыз:

$$F_{iE} = F_t \cdot \sqrt[q_F]{\sum \left(\frac{F_{ii}}{F_t} \right)^q \cdot \frac{N_i}{N_k}},$$

мұндағы q_F – икемді төзімділікті есептеу кезінде шаршау қисығының көрсеткіші, қатайтылған және жетілдірілген дөңгелектер үшін $q_F=6$ қабылданады.

$$F_{iE} = 7442,4 \cdot \sqrt[6]{1 \cdot 0,45 + 0,35^6 \cdot 0,55} = 6517,4 \text{ Н}.$$

Коэффициенттерді бекітеміз:

$K_{f\alpha}$ – тістер арасындағы жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент, тік тісті дөңгелектер үшін $K_{f\alpha}=1$;

$K_{f\beta}$ – байланыс желілерінің ұзындығы бойынша жүктеменің біркелкі бөлінбеуін ескеретін коэффициент, $K_{f\beta}=1,26$, $K_{H\beta}=1,27$ және $b_w/m=40$ кезінде;

K_A – сыртқы динамикалық жүктемені ескеретін коэффициент, $K_A=T_{\max}/T$;
 $K_A=1,6/1=1,6$.

Нақты округтік күшті анықтаймыз:

$$\omega_{FV} = \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{a_w}{U}},$$

мұндағы $\delta_F=0,16$ тура тісті дөңгелек үшін;

g_0 – $NB \leq 350$ - $g_0=0,06$ кезінде түзу тістер үшін тісті ілу кадамдарының айырмасының әсерін ескеретін коэффициент;

$$\omega_{FV} = 0,16 \cdot 0,06 \cdot 3,02 \sqrt{\frac{370}{4,538}} = 2,4.$$

Динамикалық қосымшаны анықтаймыз:

$$v_F = \frac{\omega_{FV} b_{wI}}{F_{iE} K_A},$$

$$v_F = \frac{2,4 \cdot 108}{6517,4 \cdot 1,6} = 0,02$$

K_{FV} коэффициентті анықтаймыз:

$$K_{FV} = 1 + v_F,$$

$$K_{FV} = 1 + 0,02 = 1,02.$$

Жүктеме коэффициентін анықтаймыз:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} ,$$

$$K_F = 1 \cdot 1,26 \cdot 1,02 = 1,285 .$$

Z_v тістерінің эквивалентті санына байланысты тіс пішінінің коэффициенттерін анықтаймыз: $Y_{fs1}=4,137$, $Y_{fs2}=3,6$.

Түзу тістер үшін Y_β және Y_ϵ коэффициенттері 1-ге тең.

Шеткі қабаттың коэффициентін анықтаймыз:

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] ,$$

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{26} + \frac{1}{118} \right) \right] = 1,73 .$$

Дөңгелектің иілу кезіндегі есептелген жергілікті кернеуді анықтаймыз:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{tE}}{b_w m} K_F Y_{Fs2} Y_\beta Y_\epsilon ,$$

$$\sigma_{F2} = \frac{6517,4}{96 \cdot 4} \cdot 1,267 \cdot 3,6 \cdot 1 \cdot 1 = 77,4 \text{ МПа} .$$

Шестерненің иілу кезіндегі есептелген жергілікті кернеуді анықтаймыз:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{Fs1}}{Y_{Fs2}} ,$$

$$\sigma_{F1} = 77,4 \frac{4,137}{3,6} = 88,9 \text{ МПа} .$$

Иілу кезінде доңғалақ тістерінің төзімділік шарттарының орындалуын анықтаймыз:

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{Fp1} , \sigma_{F2} \leq \sigma_{Fp2} ,$$

$$88,9 \text{ МПа} \leq 294,065 \text{ МПа} , 77,4 \leq 255,955 \text{ МПа} - \text{шарттар орындалады.}$$

Осылайша, иілу төзімділігі шарттары орындалады.

Байланысқа төзімділікті тексеру есебін жүргіземіз.

$\beta=0$ кезінде тістердің түйіскен беттерінің пішінін ескеретін коэффициент $Z_H=2,41$.

Байланыс желілерінің жалпы ұзындығын ескеретін коэффициентті анықтаймыз:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} ,$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,73}{3}} = 0,76 .$$

Лініс полюсіндегі байланыс кернеуін анықтаймыз:

$$\sigma_{Ho} = 190 \cdot Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \frac{U+1}{U}},$$

$$\sigma_{Ho} = 190 \cdot 2,41 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{7442,4}{108 \cdot 130} \cdot \frac{4,538+1}{4,538}} = 382,3 \text{ МПа}.$$

НВ≤350 тістерінің 8-ші дәлдік дәрежесі мен қаттылығы және V=3,02 м/с айналу жылдамдығы үшін біз K_{Hv}=1,08 тізбегінде пайда болатын динамикалық жүктемені ескеретін коэффициенттің мәнін белгілейміз.

K_H жүктеме коэффициентін анықтаймыз:

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

мұндағы K_{Hα} – тік тістер үшін тістер арасындағы жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент K_{Hα}=1

$$K_H = 1 \cdot 1,28 \cdot 1,08 = 1,38.$$

Нақты түйспелі кернеуінің шамасын анықтаймыз:

$$\sigma_H = \sigma_{Ho} \sqrt{K_H},$$

$$\sigma_H = 382,3 \cdot \sqrt{1,38} = 449,1 \text{ МПа}.$$

Түйіспелі төзімділігі шарттарының орындалуын анықтаймыз:

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hp},$$

449,1 МПа ≤ 476,48 МПа - шарт орындалады.

Тісті дөңгелектің материалын пайдалану тиімділігін тексереміз:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_{Hp}} = \frac{449,1}{476,48} = 0,94 - \text{шарт орындалады.}$$

Қысқа мерзімді максималды жүктеме кезінде тексеру есептеулерін жүргіземіз:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}},$$

$$\sigma_{H \max} = 449,1 \sqrt{\frac{1,6}{1}} = 568,1 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{Hp \max}.$$

568 ,1 ≤ 1512 - шарт орындалады.

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T},$$

$$\sigma_{F \max 1} = 88 ,9 \cdot \frac{1,6}{1} = 142 ,24 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{F \max 2} = 77 ,4 \cdot \frac{1,6}{1} = 123 ,84 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{F \max} .$$

$$\sigma_{F \max 1} = 142 ,24 \text{ МПа} \leq \sigma_{F \max 1} = 770 ,85 \text{ МПа} - \text{шарт орындалады};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 123 ,84 \text{ МПа} \leq \sigma_{F \max 2} = 670 ,95 \text{ МПа} - \text{шарт орындалады.}$$

Қысқа мерзімді жүктеме кезінде беріктік шарты орындалады.

2.1.2.3 Төмен жылдамдықты қадам есептеу

Келесі бастапқы деректермен тік тісті цилиндрлік берілісті есептейміз (2.1.1-кестені қараңыз): дөңгелектегі айналу сәті $T_2=2195,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$; доңғалақтың айналу жиілігі $n_2=97,7 \text{ мин}^{-1}$; беріліс коэффициенті $U=1$; қысқа мерзімді жүктемелермен орташа жүктеме.

Біз болат 45 МЕСТ 1050-74 беріліс материалын термиялық өңдеудің үйлесімімен таңдаймыз – беріліс-жақсарту 269...302 HRB, $\sigma_T=650 \text{ МПа}$; доңғалақ-жақсарту 235 ... 262 HB, $\sigma_T=540 \text{ МПа}$.

Рұқсат етілген кернеулер анықталады:

Шестерне үшін: $\sigma_{H\rho 1} = 538 ,64 \text{ МПа} ,$

$$\sigma_{F\rho 1} = 294 ,065 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{H\rho \max 1} = 1820 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{F\rho \max 1} = 770 ,85 \text{ МПа} .$$

Дөңгелек үшін: $\sigma_{H\rho 2} = 476 ,48 \text{ МПа} ,$

$$\sigma_{F\rho 2} = 255 ,955 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{H\rho \max 2} = 1512 \text{ МПа} ,$$

$$\sigma_{F\rho \max 2} = 670 ,95 \text{ МПа} .$$

Жетектің 10 жылдық жұмысында берілістің қызмет ету мерзімі (сағ):

$$t = 24300 \text{ ч} .$$

Жүктеме циклдерінің санын анықтаймыз:

$$N_k = 60 \cdot n_2 \cdot t ,$$

$$N_k = 60 \cdot 97 ,7 \cdot 24300 = 142 ,4 \cdot 10^6 .$$

Дөңгелектегі эквивалентті моментті анықтаймыз:

$$T_{He2} = T_2 \cdot \sqrt[3]{\sum \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_k}},$$

мұндағы T_2 – циклограмма бойынша доңғалақта ұзақ уақыт жұмыс істейтін моменттердің ең үлкені;

T_{2i} – циклограмманың i -ші сатысына сәйкес келетін момент;

N_i – циклограмманың i -ші сатысына сәйкес келетін кернеу циклдерінің саны;

N_k – берілген қызмет мерзіміне сәйкес келетін кернеу циклдерінің жалпы саны

$$T_{He2} = 2195,5 \cdot \sqrt[3]{1 \cdot 0,45 + 0,35^3 \cdot 0,55} = 1711,3 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

ψ_{bd} өлшемдерін анықтаймыз:

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (U + 1),$$

мұндағы ψ_{ba} – доңғалақтың салыстырмалы ені-редукторлардың тіректерге қатысты орналасуына байланысты параметр, симметриялы орналасқан кезде дөңгелектің салыстырмалы енін $\psi_{ba}=0,5$ қабылдаймыз.

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot (1 + 1) = 0,5.$$

Дөңгелектің қаттылығы $HВ < 350$ және $\psi_{bd}=0,5$ кеңейтілген схема бойынша жасалған беріліс қорабындағы жоғары жылдамдықты беріліс үшін біз $K_{H\beta}=1,04$ байланыс желілерінің ұзындығы бойымен жүктің біркелкі бөлінбеуін ескеретін коэффициентті қабылдаймыз.

Тікелей тісті беріліс үшін рұқсат етілген байланыс кернеуінің мәнін анықтаймыз: $\sigma_{H\beta 1}$ және $\sigma_{H\beta 2}$ арасында аз аламыз: $\sigma_{H\beta} = \sigma_{H\beta 2} = 476,48 \text{ МПа}$.

Осьтер арасындағы қашықтықты шамамен анықтаймыз:

$$a_w = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{He2} K_{H\beta}}{U^2 \psi_{ba} \sigma_{H\beta}^2}},$$

мұндағы K_a – көмекші коэффициент, тікелей тісті берілістер үшін $K_a=430$ қабылдаймыз.

$$a_w = 430 \cdot (1 + 1) \sqrt[3]{\frac{1711,3 \cdot 1,04}{1^2 \cdot 0,5 \cdot 476,48^2}} = 450 \text{ мм}.$$

Тісті дөңгелектің енін анықтаймыз.

Дөңгелек ені:

$$b_{w2} = \psi_{ba} a_w,$$

$$b_{w1} = b_{w2} = 76 \text{ мм} .$$

Беріліс модулін анықтаймыз:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w ,$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 450 = 4,5 \dots 9 .$$

$m=6$ мм стандартты қабылдаймыз.

Жалпы тістер санын анықтаймыз:

$$Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = \frac{2 a_w}{m} ,$$

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 450}{6} = 150 .$$

Тісті дөңгелектің тістер санын анықтаймыз:

1 дөңгелектің тістер саны:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U + 1} ,$$

$$Z_1 = \frac{150}{1 + 1} = 75 .$$

2 дөңгелектің тістер саны:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 ,$$

$$Z_2 = 150 - 75 = 75 .$$

Берілістердің нақты беріліс коэффициентін анықтаймыз:

$$U_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} ,$$

$$U_{\phi} = \frac{75}{75} = 1 .$$

Шарттың сақталуын тексереміз:

$$\Delta = \frac{U_{\phi} - U_{зад}}{U_{зад}} \cdot 100 \% \leq \pm 4 \% .$$

$$\Delta = \frac{1 - 1}{1} \cdot 100 \% = 0 \% \leq 4 \% \text{ - шарт орындалады.}$$

Тісті доңғалақтардың негізгі өлшемдерін анықтаймыз:

Тісті бөлгіш диаметрлер:

$$d_1 = m Z_1, d_2 = m Z_2,$$

$$d_1 = 6 \cdot 75 = 450 \text{ мм}, d_2 = 6 \cdot 75 = 450 \text{ мм}.$$

Тіс шыңдарының шеңберлерінің диаметрлері:

$$d_{a1} = d_1 + 2m, d_{a2} = d_2 + 2m,$$

$$d_{a1} = 450 + 2 \cdot 6 = 462 \text{ мм}, d_{a2} = 450 + 2 \cdot 6 = 462 \text{ мм}.$$

Тіс қуыстарының шеңберлерінің диаметрлер:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m, d_{f2} = d_2 - 2,5m,$$

$$d_{f1} = 450 - 2,5 \cdot 6 = 435 \text{ мм}, d_{f2} = 450 - 2,5 \cdot 6 = 435 \text{ мм}.$$

Іліністе әрекет ететін күштерді анықтаймыз:

Шеңберлі:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2},$$

$$F_t = \frac{2000 \cdot 2195,5}{450} = 9629,4 \text{ Н}.$$

Радиальды:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

мұнда бұрыштық түзету болмаған кезде $\alpha=20^\circ$ -ға тең деп қабылданады.

$$F_r = 9629,4 \cdot 0,364 = 3505,1 \text{ Н}.$$

Іліністе осьтік күш жоқ.

Дөңгелектегі айналмалы жылдамдықты анықтаймыз:

$$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000},$$

$$V_2 = \frac{3,14 \cdot 450 \cdot 97,7}{60000} = 2,3 \text{ м/с}.$$

Беріліс дәлдігінің 9 дәрежесін тағайындаймыз.

Иілу кезінде шыдамдылықты тексеру есебін жүргіземіз.

Эквивалентті округтік күшті анықтаймыз:

$$F_{tE} = F_t \cdot \sqrt[q_F]{\sum \left(\frac{F_{ti}}{F_t} \right)^q \cdot \frac{N_i}{N_k}},$$

мұндағы q_F – икемді төзімділікті есептеу кезінде шаршау қисығының көрсеткіші, қатайтылған және жетілдірілген дөңгелектер үшін $q_F=6$ қабылданады.

$$F_{IE} = 9629,4 \cdot \sqrt{1 \cdot 0,45 + 0,35^6 \cdot 0,55} = 8432,6 \text{ Н}.$$

Коэффициенттерді бекітеміз:

$K_{f\alpha}$ – тістер арасындағы жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент, тік тісті дөңгелектер үшін $K_{f\alpha}=1$;

$K_{f\beta}$ – байланыс желілерінің ұзындығы бойынша жүктеменің біркелкі бөлінбеуін ескеретін коэффициент, $K_{f\beta}=1,17$, $K_{H\beta}=1,04$ және $b_w/m=40$ кезінде;

K_A – сыртқы динамикалық жүктемені ескеретін коэффициент, $K_A=T_{\max}/T$; $K_A=1,6/1=1,6$.

Нақты округтік күшті анықтаймыз:

$$\omega_{Fv} = \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{a_w}{U}},$$

мұндағы $\delta_F=0,16$ тура тісті дөңгелек үшін;

$g_0 - HV \leq 350 - g_0=0,06$ кезінде түзу тістер үшін тісті ілу кадамдарының айырмасының әсерін ескеретін коэффициент.

$$\omega_{Fv} = 0,16 \cdot 0,06 \cdot 2,3 \sqrt{\frac{450}{1}} = 0,47.$$

Динамикалық қосымшаны анықтаймыз:

$$v_F = \frac{\omega_{Fv} b_{wl}}{F_{IE} K_A},$$

K_{Fv} коэффициентті анықтаймыз:

$$K_{Fv} = 1 + v_F,$$

$$K_{Fv} = 1 + 0,0026 = 1,0026.$$

Жүктеме коэффициентін анықтаймыз:

$$K_F = K_{f\alpha} \cdot K_{f\beta} \cdot K_{Fv},$$

$$K_F = 1 \cdot 1,17 \cdot 1,0026 = 1,17.$$

Z_v тістерінің эквивалентті санына байланысты тіс пішінінің коэффициенттерін анықтаймыз: $Y_{fs1}=3,73$, $Y_{fs2}=3,6$.

Түзу тістер үшін Y_β және Y_ϵ коэффициенттері 1-ге тең.

Шеткі қабаттың коэффициентін анықтаймыз:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right],$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{75} + \frac{1}{75} \right) \right] = 1,79 .$$

Дөңгелектің иілу кезіндегі есептелген жергілікті кернеуді анықтаймыз:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{iE}}{b_{w2} m_n} K_F Y_{Fs2} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} ,$$

$$\sigma_{F2} = \frac{8432,6}{76 \cdot 6} \cdot 1,17 \cdot 3,6 \cdot 1 \cdot 1 = 77,9 \text{ МПа} .$$

Шестерненің иілу кезіндегі есептелген жергілікті кернеуді анықтаймыз:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{Fs1}}{Y_{Fs2}} ,$$

$$\sigma_{F1} = 77,9 \frac{3,73}{3,6} = 80,7 \text{ МПа} .$$

Иілу кезінде доңғалақ тістерінің төзімділік шарттарының орындалуын анықтаймыз:

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{Fp1} , \sigma_{F2} \leq \sigma_{Fp2} .$$

$80,7 \text{ МПа} \leq 294,065 \text{ МПа}$, $77,9 \leq 255,955 \text{ МПа}$ - шарт орындалады.

Осылайша, иілу төзімділігі шарттары орындалады.

Түйіспелі төзімділікті тексеру есебін жүргіземіз.

$\beta=0$ кезінде тістердің түйіскен беттерінің пішінін ескеретін коэффициент $Z_H=2,41$.

Байланыс желілерінің жалпы ұзындығын ескеретін коэффициентті анықтаймыз:

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} ,$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - 1,79}{3}} = 0,74 .$$

Байланыс полюсіндегі байланыс кернеуін анықтаймыз:

$$\sigma_{Ho} = 190 \cdot Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{F_t}{b_{w1} d_1} \frac{U+1}{U}} ,$$

$$\sigma_{Ho} = 190 \cdot 2,41 \cdot 0,74 \sqrt{\frac{9629,4}{76 \cdot 450} \cdot \frac{1+1}{1}} = 429,3 \text{ МПа} .$$

$HB \leq 350$ тістерінің дәлдігі мен қаттылығының 9-шы дәрежесі және $V=2,3$ м/с айналу жылдамдығы үшін біз $K_{HV}=1,05$ ілінісінде пайда болатын динамикалық жүктемені ескеретін коэффициенттің мәнін белгілейміз.

K_H жүктеме коэффициентін анықтаймыз:

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

мұндағы $K_{H\alpha}$ – тік тістер үшін тістер арасындағы жүктеменің таралуын ескеретін коэффициент $K_{H\alpha}=1$.

$$K_H = 1 \cdot 1,04 \cdot 1,05 = 1,092.$$

Нақты байланыс кернеуінің шамасын анықтаймыз:

$$\sigma_H = \sigma_{Ho} \sqrt{K_H},$$

$$\sigma_H = 429,3 \cdot \sqrt{1,092} = 448,6 \text{ МПа}.$$

Байланыс төзімділігі шарттарының орындалуын анықтаймыз:

$$\sigma_H \leq \sigma_{Hp},$$

$448,6 \text{ МПа} \leq 476,48 \text{ МПа}$ - шарт орындалады.

Тісті дөңгелектің материалын пайдалану тиімділігін тексереміз:

$$\frac{\sigma_H}{\sigma_{Hp}} = \frac{448,6}{476,48} = 0,94 - \text{шарт орындалады.}$$

Қысқа мерзімді максималды жүктеме кезінде тексеру есептеулерін жүргіземіз:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}};$$

$$\sigma_{H \max} = 448,6 \sqrt{\frac{1,6}{1}} = 567,4 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{Hp \max}.$$

$567,4 \text{ МПа} \leq 1512 \text{ МПа}$ - шарт орындалады.

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T}.$$

$$\sigma_{F \max 1} = 80,7 \cdot \frac{1,6}{1} = 129,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max 2} = 77,9 \cdot \frac{1,6}{1} = 124,6 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{F \max}.$$

$\sigma_{F \max 1} = 129,1 \text{ МПа} \leq \sigma_{F \max 1} = 770,85 \text{ МПа}$ - шарт орындалады;

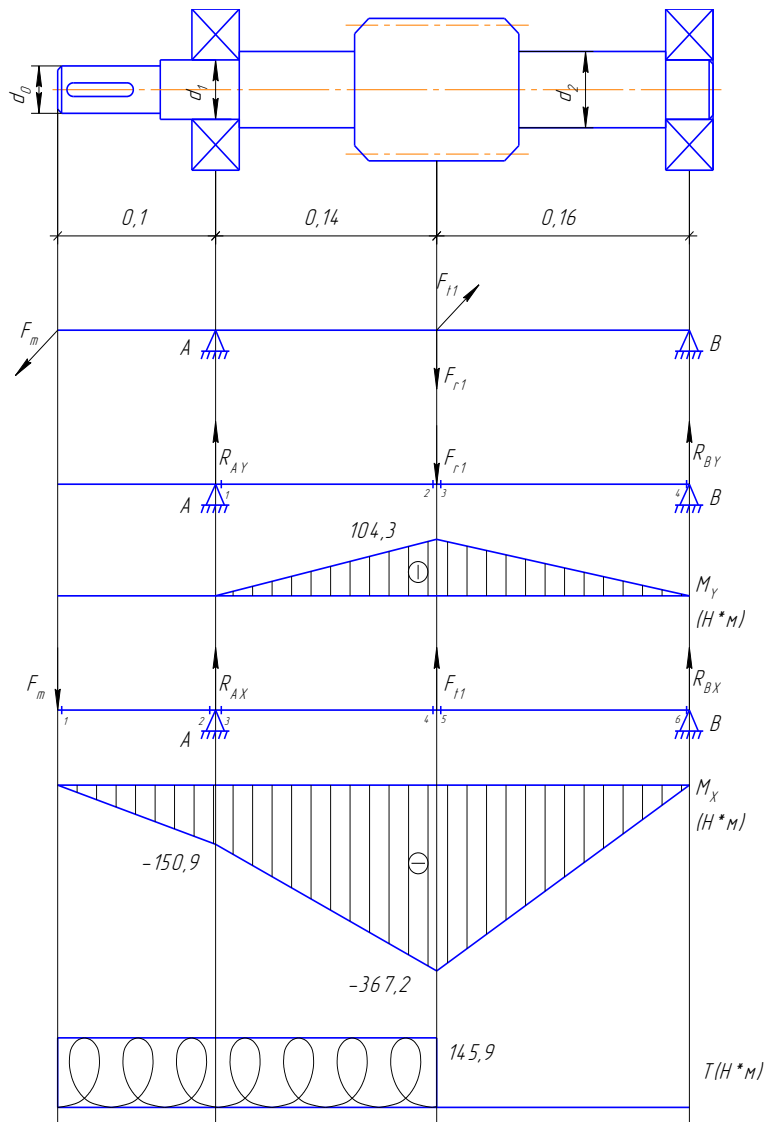
$\sigma_{F \max 2} = 124,6 \text{ МПа} \leq \sigma_{F \max 2} = 670,95 \text{ МПа}$ - шарт орындалады.

Қысқа мерзімді жүктеме кезіндегі беріктік шарттары орындалады.

2.1.3 Редуктор біліктерін есептеу

2.1.3.1 Жылдам білікті есептеу

Білік жасау үшін материалды таңдаймыз: Болат 45 МЕСТ 1050-74,
 $HB \geq 270 \text{ МПа}$, $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$, $\tau_T = 390 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$,
 $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$.



2.2 - сурет - Біліктерді жүктеудің есептік схемасы

Жылдам жүретін біліктің ең аз рұқсат етілген диаметрін анықтаймыз (2.2 - сурет) :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}} , \quad (2.54)$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{145,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \approx 35 \text{ мм} .$$

$t=2,5\text{мм}$, $r=1,6\text{мм}$, $f=1\text{мм}$.

Біліктің екінші сатысының диаметрі:

$$d_2 = d_1 + 2t = 35 + 2 \cdot 2,5 = 40 \text{ мм} , \quad (2.55)$$

Біліктің үшінші сатысының диаметрі:

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 40 + 3,2 \cdot 1,6 = 45 \text{ мм} , \quad (2.56)$$

Біліктің төртінші сатысының диаметрі:

$$d_4 = d_2 = 40 \text{ мм} . \quad (2.57)$$

Бастапқы деректер:

Бармақты муфталардың диаметріне сәйкес әрекет ететін күшті есептеймі.

$$F_m = 125 \sqrt{T} , \quad (2.58)$$

$$F_m = 125 \cdot \sqrt{145,9} = 1509,9 \text{ Н} .$$

Білікке жүктеудің есептелген схемасын жасаймыз:

Тік жазықтықта формулалар бойынша әрекет ететін R_A және R_B тірек реакцияларының компоненттерін анықтаймыз:

$$\sum M_B = 0; \quad R_{AY} \cdot 0,3 - F_{r1} \cdot 0,16 = 0 ,$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r1} \cdot 0,16}{0,3} = \frac{1397,5 \cdot 0,16}{0,3} = 745,3 \text{ Н} ,$$

$$\sum M_A = 0; \quad -R_{BY} \cdot 0,3 + F_{r1} \cdot 0,14 = 0 ,$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r1} \cdot 0,14}{0,3} = \frac{1397,5 \cdot 0,14}{0,3} = 652,2 \text{ Н} ,$$

$$\sum y = 0; \quad R_{AY} + F_{r1} + R_{BY} = 0 ,$$

Білік бөлімдеріндегі моменттерді анықтаймыз:

$$M_{Y1} = 0; \quad M_{Y2} = R_{AY} \cdot 0,14 = 104,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Y4} = 0 .$$

Көлденең жазықтықта формулалар бойынша әрекет ететін R_A және R_B тірек реакцияларының компоненттерін анықтаймыз:

$$\sum M_B = 0; R_{AX} \cdot 0,3 + F_{t1} \cdot 0,16 - F_m \cdot 0,4 = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_m \cdot 0,4 - F_{t1} \cdot 0,16}{0,3} = \frac{1509,9 \cdot 0,4 - 3839,5 \cdot 0,16}{0,3} = -34,5 H$$

$$\sum M_A = 0; -R_{BX} \cdot 0,3 - F_{t1} \cdot 0,14 - F_m \cdot 0,1 = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{-F_m \cdot 0,14 - F_{t1} \cdot 0,1}{0,3} = \frac{-3839,5 \cdot 0,14 - 1509,9 \cdot 0,1}{0,3} = -2295,1 H$$

$$\sum X = 0; R_{AX} + F_{t1} + R_{BX} - F_m = 0,$$

Білік кесіндеріндегі моменттерді анықтаймыз:

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = -F_m \cdot 0,1 = -150,99 H \cdot m; M_{x3} = M_{x2};$$

$$M_{x4} = -F_m \cdot 0,24 + R_{AX} \cdot 0,14 = -367,2 H \cdot m; M_{x5} = M_{x4}; M_{x6} = 0.$$

Максималды жалпы иілу моменті:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(-104,3)^2 + (-367,2)^2} = 381,7 H \cdot m. \quad (2.59)$$

Қауіпті кесіндіде әрекет ететін қалыпты кернеу:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{381,7}{0,1 \cdot a^3} = \frac{381,7}{0,1 \cdot 0,04^3} = 59,6 \text{ МПа}. \quad (2.60)$$

Қауіпті қимадағы жанамалы кернеу:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{145,9}{0,2 \cdot 0,04^3} = 11,4 \text{ МПа}. \quad (2.61)$$

Қауіпті қимадағы эквивалентті кернеу:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{59,6^2 + 4 \cdot 11,4^2} = 63,8 \text{ МПа}. \quad (2.62)$$

63,8 МПа < 445 МПа.

2.1.3.2 Аралық білікті есептеу

Білік жасау үшін материалды таңдаймыз: Болат 45 МЕСТ 1050-74, $HV \geq 270 \text{ МПа}$, $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$, $\tau_T = 390 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$.

Аралық біліктің ең аз рұқсат етілген диаметрін анықтаймыз:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}};$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{483,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \approx 50 \text{ мм}.$$

$$t=2,5 \text{ мм}, r=1,6 \text{ мм}, f=1 \text{ мм}$$

Біліктің екінші сатысының диаметрі:

$$d_2 = d_1 + 2t = 50 + 2 \cdot 2,5 = 55 \text{ мм}$$

Біліктің үшінші сатысының диаметрі:

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 55 + 3,2 \cdot 1,6 = 60 \text{ мм}$$

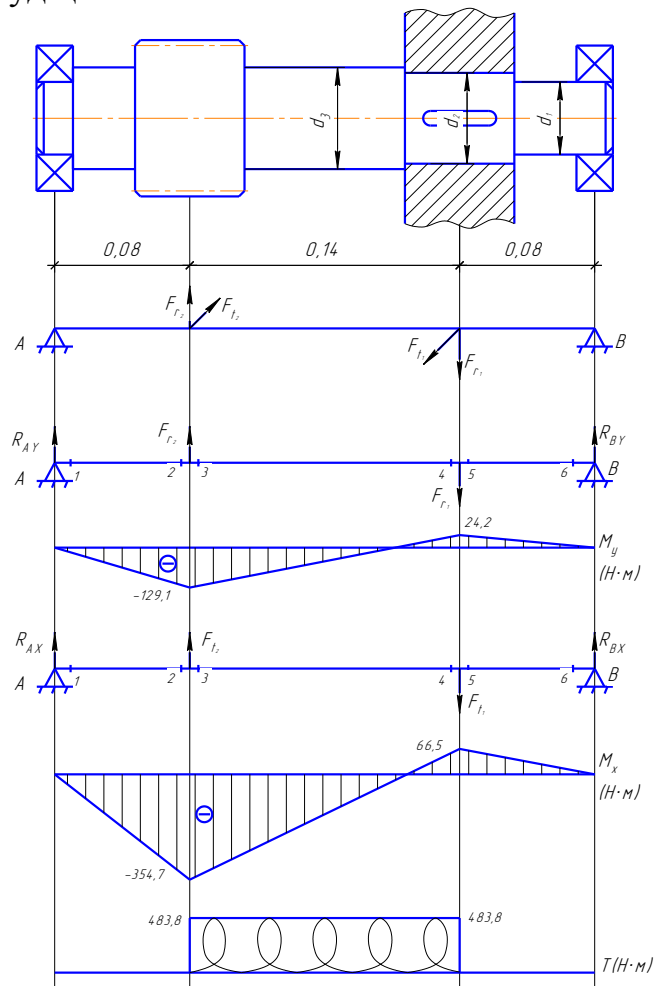
Төртінші сатысының диаметрі:

$$d_4 = d_2 = 55 \text{ мм} .$$

Бастапқы деректер:

$$F_{r1} = 1397,5 \text{ Н}; F_{t1} = 3839,5 \text{ Н}; F_{r2} = 2709 \text{ Н}; F_{t2} = 7442,4 \text{ Н}$$

Білікке жүктеудің есептелген схемасын жасаймыз:



2.3- сурет - Біліктерді жүктеудің есептік схемасы

Тік жазықтықта формулалар бойынша әрекет ететін R_A және R_B тірек реакцияларының компоненттерін анықтаймыз:

$$\sum M_B = 0; R_{AY} \cdot 0,3 - F_{r1} \cdot 0,08 + F_{r2} \cdot 0,22 = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r1} \cdot 0,08 - F_{r2} \cdot 0,22}{0,3} = \frac{1397,5 \cdot 0,08 - 2709 \cdot 0,22}{0,3} = -1613,9 H$$

$$\sum M_A = 0; -R_{BY} \cdot 0,3 + F_{r1} \cdot 0,22 - F_{r2} \cdot 0,08 = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r1} \cdot 0,22 - F_{r2} \cdot 0,08}{0,3} = \frac{1397,5 \cdot 0,22 - 2709 \cdot 0,08}{0,3} = 302,4 H,$$

$$\sum y = 0; R_{AY} + F_{r1} + R_{BY} + F_{r2} = -1613,9 + 2709 + 302,4 - 1397,5 = 0$$

Білік кесінділеріндегі моменттерді анықтаймыз:

$$M_{Y1} = 0; M_{Y2} = R_{AY} \cdot 0,08 = -129,1 H \cdot m; M_{Y3} = M_{Y2};$$

$$M_{Y4} = R_{AY} \cdot 0,22 + F_{r2} \cdot 0,14 = 24,2; M_{Y4} = M_{Y5}; M_{Y6} = 0.$$

Көлденең жазықтықта формулалар бойынша әрекет ететін R_A және R_B тірек реакцияларының компоненттерін анықтаймыз:

$$\sum M_B = 0; R_{AX} \cdot 0,3 - F_{t1} \cdot 0,08 + F_{t2} \cdot 0,22 = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t1} \cdot 0,08 - F_{t2} \cdot 0,22}{0,3} = \frac{3839,5 \cdot 0,08 - 7442,4 \cdot 0,22}{0,3} = -4433,9 H$$

$$\sum M_A = 0; -R_{BX} \cdot 0,3 + F_{t1} \cdot 0,22 - F_{t2} \cdot 0,08 = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_{t1} \cdot 0,22 - F_{t2} \cdot 0,08}{0,3} = \frac{3839,5 \cdot 0,22 - 7442,4 \cdot 0,08}{0,3} = 831 H$$

$$\sum X = 0; R_{AX} - F_{t1} + R_{BX} + F_{t2} = -4433,9 - 3839,5 + 7442,4 + 831 = 0$$

Білік кесінділеріндегі моменттерді анықтаймыз:

$$M_{X1} = 0; M_{X2} = R_{AX} \cdot 0,08 = -354,7 H \cdot m; M_{X3} = M_{X2};$$

$$M_{X4} = F_{t2} \cdot 0,14 + R_{AX} \cdot 0,22 = 66,5 H \cdot m; M_{X5} = M_{X4}; M_{X6} = 0.$$

Максималды жалпы иілу моменті:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(-354,7)^2 + (-129,1)^2} = 377,5 H \cdot m.$$

Қауіпті кесіндіде әрекет ететін қалыпты кернеу:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{377,5}{0,1 \cdot a^3} = \frac{377,5}{0,1 \cdot 0,055^3} = 22,7 \text{ МПа.}$$

Қауіпті қимадағы жанамалы кернеу:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{483,8}{0,2 \cdot 0,055^3} = 14,5 \text{ МПа.}$$

Қауіпті қимадағы эквивалентті кернеу:

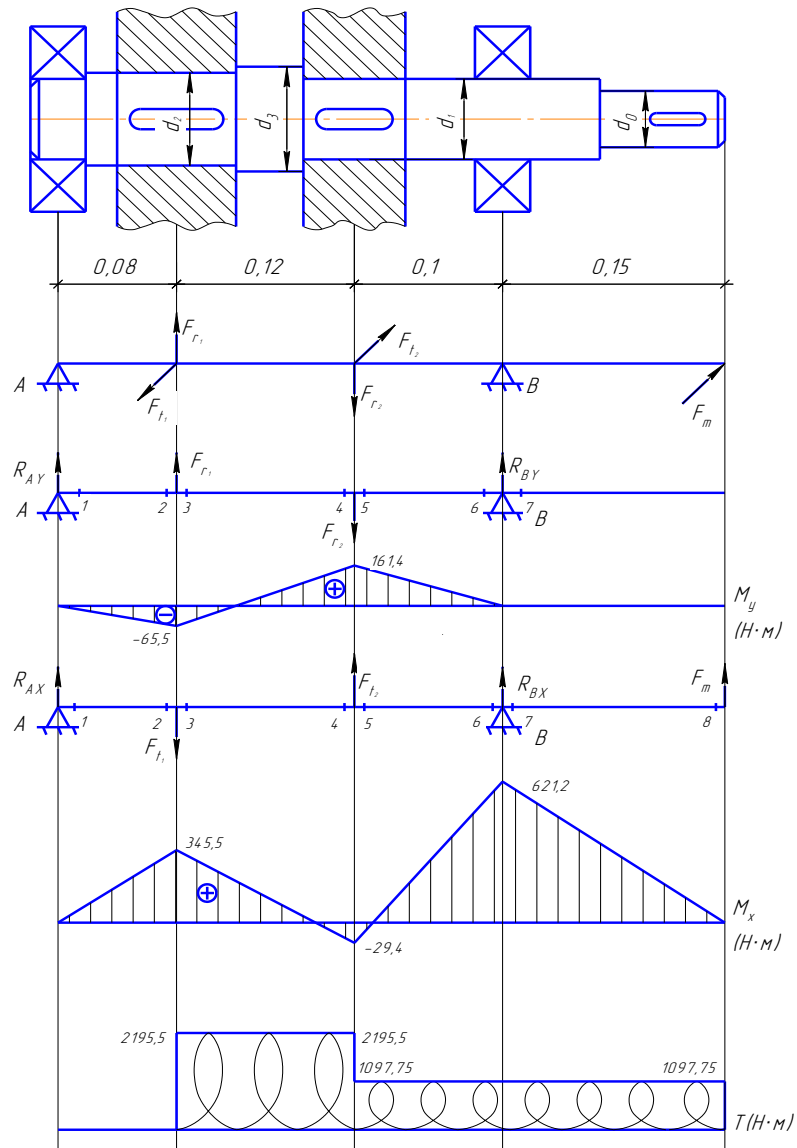
$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{22,7^2 + 4 \cdot 14,5^2} = 36,8 \text{ МПа.}$$

36,8 МПа < 445 МПа.

2.1.3.3 I төмен жылдамдықты білікті есептеу

Білік жасау үшін материалды таңдаймыз: Болат 45 МЕСТ 1050-74, $HB \geq 270 \text{ МПа}$, $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$, $\tau_T = 390 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$.

I төмен жылдамдықты біліктің минималды рұқсат етілген диаметрін формула бойынша анықтаймыз (2.4 сурет):



2.4 - сурет - Білікті жүктеудің есептік схемасы

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}};$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2195,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \approx 75 \text{ мм} .$$

$t=2,5\text{мм}, r=1,6\text{мм}, f=1\text{мм}$

Біліктің екінші сатысының диаметрі:

$$d_2 = d_1 + 2t = 75 + 2 \cdot 2,5 = 80 \text{ мм}$$

Біліктің үшінші сатысының диаметрі:

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 80 + 3,2 \cdot 1,6 = 85 \text{ мм}$$

Біліктің төртінші сатысының диаметрі:

$$d_4 = d_2 = 80 \text{ мм} .$$

Төлкелі-бармақты муфтаның диаметріне сәйкес әрекет ететін күшті есептейміз.

$$F_m = 125 \sqrt{T} ;$$

$$F_m = 125 \cdot \sqrt{1097,75} = 4141 \text{ Н} .$$

Бастапқы деректер:

$$F_{r1} = 2709 \text{ Н} ; F_{t1} = 7442,4 \text{ Н} ; F_{r2} = 3505,1 \text{ Н} ; F_{t2} = 9629,4 \text{ Н} .$$

Білікке жүктеудің есептелген схемасын жасаймыз:

Тік жазықтықта формулалар бойынша әрекет ететін R_A және R_B тірек реакцияларының компоненттерін анықтаймыз:

$$\sum M_B = 0; R_{AY} \cdot 0,3 + F_{r1} \cdot 0,22 - F_{r2} \cdot 0,1 = 0 ;$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{r1} \cdot 0,22 + F_{r2} \cdot 0,1}{0,3} = \frac{-2709 \cdot 0,22 + 3505,1 \cdot 0,1}{0,3} = -818,2 \text{ Н}$$

$$\sum M_A = 0; -R_{BY} \cdot 0,3 - F_{r1} \cdot 0,08 + F_{r2} \cdot 0,2 = 0$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{r1} \cdot 0,08 + F_{r2} \cdot 0,2}{0,3} = \frac{-2709 \cdot 0,08 + 3505,1 \cdot 0,2}{0,3} = 1614,3 \text{ Н} ,$$

$$\sum y = 0; R_{AY} + F_{r1} + R_{BY} + F_{r2} = -818,2 + 2709 + 1614,3 - 3505,1 = 0 .$$

Білік қимасындағы моменттерді анықтаймыз:

$$M_{y1} = 0; M_{y2} = R_{AY} \cdot 0,08 = -65,5 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{y3} = M_{y2};$$

$$M_{y4} = R_{AY} \cdot 0,2 + F_{r1} \cdot 0,12 = 161,4; M_{y4} = M_{y5}; M_{y6} = 0.$$

Көлденең жазықтықта формулалар бойынша әрекет ететін R_A және R_B тірек реакцияларының компоненттерін анықтаймыз:

$$\sum M_B = 0; R_{AX} \cdot 0,3 - F_{t1} \cdot 0,22 + F_{t2} \cdot 0,1 - F_M \cdot 0,15 = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_{t1} \cdot 0,22 - F_{t2} \cdot 0,1 + F_M \cdot 0,15}{0,3} = \frac{7442,4 \cdot 0,22 - 9629,4 \cdot 0,1 + 4141 \cdot 0,15}{0,3} = 4318,5 H$$

$$\sum M_A = 0; -R_{BX} \cdot 0,3 + F_{t1} \cdot 0,08 - F_{t2} \cdot 0,2 - F_M \cdot 0,45 = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_{t1} \cdot 0,08 - F_{t2} \cdot 0,2 - F_M \cdot 0,45}{0,3} = \frac{7442,4 \cdot 0,08 - 9629,4 \cdot 0,2 - 4141 \cdot 0,45}{0,3} = -10646,5$$

$$\sum X = 0; R_{AX} - F_{t1} + R_{BX} + F_{t2} + F_M = 4318,5 - 7442,4 - 10646,5 + 9629,4 + 4141 = 0$$

Білік қималарындағы моменттерді анықтаймыз:

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = R_{AX} \cdot 0,08 = 345,5 H \cdot m; M_{x3} = M_{x2};$$

$$M_{x4} = -F_{t1} \cdot 0,12 + R_{AX} \cdot 0,2 = -29,4 H \cdot m; M_{x5} = M_{x4};$$

$$M_{x6} = R_{AX} \cdot 0,3 - F_{t1} \cdot 0,22 + F_{t2} \cdot 0,1 = 621,2 H; M_{x6} = M_{x7}; M_{x8} = 0.$$

Максималды жалпы иілу моменті:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{161,4^2 + 621,2^2} = 641,8 H \cdot m.$$

Қауіпті қимада әрекет ететін нормальды кернеу:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{641,8}{0,1 \cdot a^3} = \frac{641,8}{0,1 \cdot 0,08^3} = 12,5 \text{ МПа.}$$

Қауіпті қимадағы жанамалы кернеу:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{2195,5}{0,2 \cdot 0,08^3} = 21,44 \text{ МПа.}$$

Қауіпті қимадағы эквивалентті кернеу:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{12,5^2 + 4 \cdot 21,44^2} = 44,7 \text{ МПа.}$$

$$44,7 \text{ МПа} < 445 \text{ МПа.}$$

2.1.3.4 II төмен жылдамдықты білікті есептеу

Білік жасау үшін материалды таңдаймыз: Болат 45 МЕСТ 1050-74, $HV \geq 270 \text{ МПа}$, $\sigma_b = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$, $\tau_T = 390 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$.

Төмен жылдамдықты біліктің минималды рұқсат етілген диаметрін формула бойынша анықтаймыз:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{\kappa} \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_{\kappa}}};$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{1097,75 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \approx 60 \text{ мм}.$$

$d_1=75$ мм қабылдаймыз.

$$t=2,5\text{мм}, r=1,6\text{мм}, f=1\text{мм}.$$

Біліктің екінші сатысының диаметрі:

$$d_2 = d_1 + 2t = 75 + 2 \cdot 2,5 = 80 \text{ мм}.$$

Біліктің үшінші сатысының диаметрі:

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 80 + 3,2 \cdot 1,6 = 85 \text{ мм}.$$

Төртінші сатысының диаметрі:

$$d_4 = d_2 = 80 \text{ мм}.$$

Төлкелі-бармақты муфтаның диаметріне сәйкес әрекет ететін күшті есептейміз.

$$F_m = 125 \sqrt{T};$$

$$F_m = 125 \cdot \sqrt{1097,5} = 4141 \text{ Н}.$$

Бастапқы деректер:

$$F_{r1} = 3505,1 \text{ Н}; F_{t1} = 9629,4 \text{ Н}$$

Білікке жүктеудің есептелген схемасын жасаймыз (2.5- сурет).

Тік жазықтықта формулалар бойынша әрекет ететін R_A және R_B тірек реакцияларының компоненттерін анықтаймыз:

$$\sum M_B = 0; R_{AY} \cdot 0,3 + F_{r1} \cdot 0,1 = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{r1} \cdot 0,1}{0,3} = \frac{-3505,1 \cdot 0,1}{0,3} = -1168,4 \text{ Н}$$

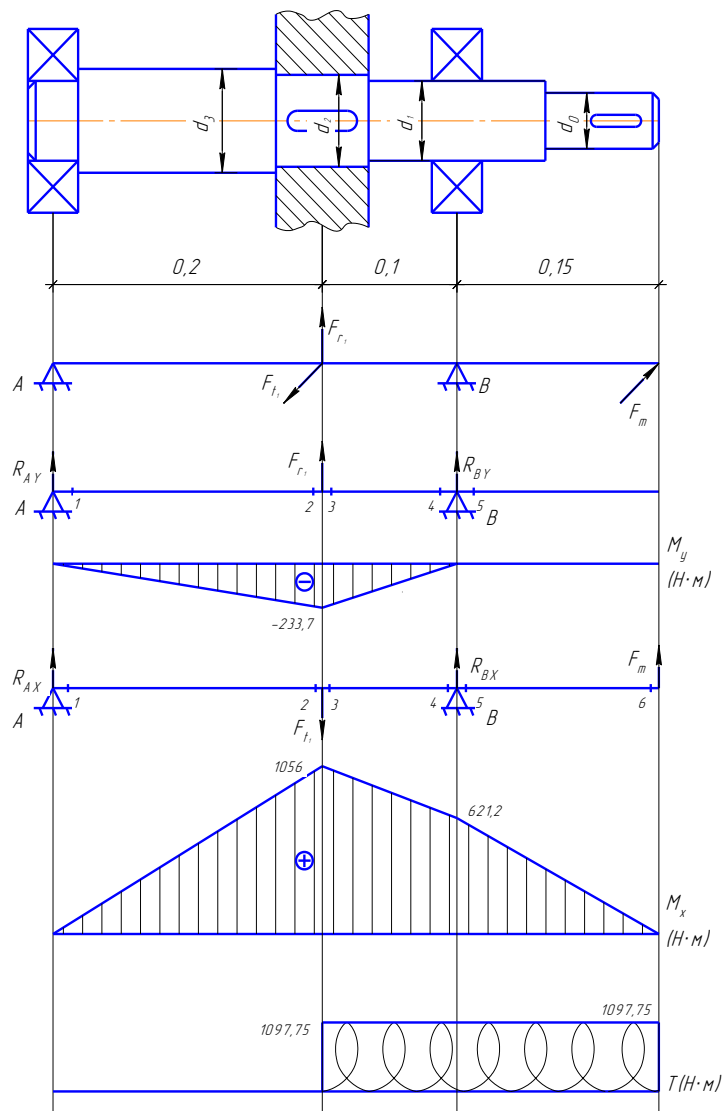
$$\sum M_A = 0; -R_{BY} \cdot 0,3 - F_{r1} \cdot 0,2 = 0$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{r1} \cdot 0,2}{0,3} = \frac{-3505,1 \cdot 0,2}{0,3} = -2336,7 \text{ Н},$$

$$\sum y = 0; R_{AY} + F_{r1} + R_{BY} = -1168,4 + 3505,1 - 2336,7 = 0$$

Білік қимасындағы моменттерді анықтаймыз:

$$M_{y1} = 0; M_{y2} = R_{Ay} \cdot 0,2 = -233,7 \text{ H} \cdot \text{м}; M_{y3} = M_{y2}; M_{y4} = 0.$$



2.5- сурет - Білікті жүктеудің есептік схемасы

Көлденең жазықтықта формулалар бойынша әрекет ететін R_A және R_B тірек реакцияларының компоненттерін анықтаймыз:

$$\sum M_B = 0; R_{Ax} \cdot 0,3 - F_{t1} \cdot 0,1 - F_m \cdot 0,15 = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot 0,1 + F_m \cdot 0,15}{0,3} = \frac{9629,4 \cdot 0,1 + 4141 \cdot 0,15}{0,3} = 5280,3 \text{ H}$$

$$\sum M_A = 0; -R_{Bx} \cdot 0,3 + F_{t1} \cdot 0,2 - F_m \cdot 0,45 = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1} \cdot 0,2 - F_m \cdot 0,45}{0,3} = \frac{9629,4 \cdot 0,2 - 4141 \cdot 0,45}{0,3} = 208,1 \text{ H}$$

$$\sum X = 0; R_{Ax} - F_{t1} + R_{Bx} + F_m = 5280,3 - 9629,4 + 208,1 + 4141 = 0.$$

Білік қималарындағы моменттерді анықтаймыз:

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = R_{Ax} \cdot 0,2 = 1056 \text{ H} \cdot \text{м}; M_{x3} = M_{x2};$$

$$M_{x4} = -F_{t1} \cdot 0,1 + R_{Ax} \cdot 0,3 = 621,2 \text{ H} \cdot \text{м}; M_{x5} = M_{x4}; M_{x6} = 0.$$

Максималды жалпы иілу моменті:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(-233,7)^2 + 1056^2} = 1081,6 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Қауіпті қимада әрекет ететін нормальды кернеу:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1081,6}{0,1 \cdot a^3} = \frac{1081,6}{0,1 \cdot 0,08^3} = 21,1 \text{ МПа}.$$

Қауіпті қимадағы жанамалы кернеу:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{1097,75}{0,2 \cdot 0,08^3} = 10,7 \text{ МПа}.$$

Қауіпті қимадағы эквивалентті кернеу:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{21,1^2 + 4 \cdot 10,7^2} = 30 \text{ МПа}.$$

30 МПа < 445 МПа.

2.1.4 Мойынтіректерді таңдау және тексеру

2.1.4.1 Жоғары жылдамдықты білік

307 МЕСТ 8338-75 орташа сериялы радиалды шарикті бір қатарлы мойынтіректі таңдаймыз. Параметрлері мен сипаттамалары: $d=35\text{мм}$; $D=80\text{мм}$; $B=21\text{мм}$; $r=2,5\text{мм}$; $C_{or} = 18 \text{ кН}$; $C_r = 33,2 \text{ кН}$.

Эквивалентті жүктеме:

$$P_3 = X \cdot V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot P \quad (2.63)$$

мұндағы V – ішкі сақинаның айналу коэффициенті $V = 1$;

$X = 1$;

$K_T = 1,05$ – температурлы коэффициент;

$K_\sigma = 1,4$.

$$P_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1397,5 \cdot 1,4 \cdot 1,05 = 2054,3 \text{ Н} < 18 \text{ кН}.$$

Номиналды мойынтіректердің беріктігі миллиондаған айналымда:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p, \quad (2.64)$$

мұндағы C – динамикалық жүккөтерімдік, Н;

P – эквивалентті жүктеме, Н;

ρ – шарикті мойынтіректер үшін дәреже көрсеткіші $\rho = 3$.

$$L = \left(\frac{33200}{2054,3} \right)^3 = 4221 \text{ млн. обор.}$$

Сағаттағы номиналды беріктік:

$$L_n = \frac{10^6}{60}, \quad (2.65)$$

мұндағы n – айналу бірлігі.

$$L_n = \frac{10^6 \cdot 4221}{60 \cdot 1500} = 46 \cdot 10^3 \text{ сағ.}$$

2.1.4.2 Аралық білік

310 МЕСТ 8338-75 орташа сериялы радиалды шарикті бір қатарлы мойынтіректі таңдаймыз. Параметрлері мен сипаттамалары: $d=50\text{мм}$; $D=110\text{мм}$; $B=27\text{мм}$; $r=3\text{мм}$; $C_{0r} = 41,5 \text{ кН}$; $C_r = 71,5 \text{ кН}$.

Эквивалентті жүктеме (2.64) формуламен анықталады:

$$P_3 = X \cdot V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1 \cdot 1 \cdot 2,7 \cdot 1,4 \cdot 1,05 = 6 \text{ кН} < 45 \text{ кН.}$$

Номиналды мойынтіректердің беріктігі миллиондаған айналымда:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\rho = \left(\frac{71500}{6000} \right)^3 = 1692 \text{ млн. айн.}$$

Номиналды беріктігі сағат формуласы (2.65) анықталады:

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 1692}{60 \cdot 443,3} = 63 \cdot 10^3 \text{ сағ.}$$

2.1.4.3 Төмен жылдамдықты білік

315 МЕСТ 8338-75 орташа сериялы радиалды шарикті бір қатарлы мойынтіректі таңдаймыз. Параметрлері мен сипаттамалары: $d=75\text{мм}$; $D=160\text{мм}$; $B=37\text{мм}$; $r=3,5\text{мм}$; $C_{0r} = 112 \text{ кН}$; $C_r = 72,5 \text{ кН}$.

Эквивалентті жүктеме (2.64):

$$P_3 = X \cdot V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T = 1 \cdot 1 \cdot 3,5 \cdot 1,4 \cdot 1,05 = 8 \text{ кН} < 79 \text{ кН.}$$

Номиналды мойынтіректердің беріктігі миллиондаған айналымда:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\rho} = \left(\frac{112}{8}\right)^3 = 2744 \text{ млн. айн.}$$

Сағаттағы номиналды беріктік (2.65):

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{2744 \cdot 10^6}{60 \cdot 97,7} = 46 \cdot 10^4 \text{ сағ.}$$

2.1.5 Сыналы қосылыстарды есептеу

Таңдалған сынаны мыжылған кернеулермен тексеріңіз. Есептеуді мына формула бойынша жүргіземіз:

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{d_l \cdot p \cdot h}, \quad (2.66)$$

мұндағы d – сынаны орнату орнындағы біліктің диаметрі;

l_p – сынаның жұмыс ұзындығы мм, жалпақ ұштары бар сыналар үшін (1 орындау) $l_p = l - b$;

h – сынаның биіктігі, мм.

Таңдалған сынаның сыну кернеулері бойынша тексеру шартын жазамыз:

$$\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}],$$

мұндағы $[\sigma_{cm}]$ – майыстырудың рұқсат етілген кернеулері (МПа); болат біліктерде және болат тісті дөңгелектерде жұмыс істейтін сыналар үшін $[\sigma_{cm}] = 120$ МПа.

МЕСТ 23368-78 бойынша 1 орындаудағы 10x8x25 призмалық сынаның $T = 145,9$ Н·м айналу моментін беретін редуктордың жылдам жүретін білігінің жартылай муфтасына орнатылған тексеру есебін жүргіземіз.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 145,9}{0,035 \cdot 0,015 \cdot 0,008} = 6,9 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{cm} = 6,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}] = 120 \text{ МПа} \quad \text{- шарт орындалады.}$$

МЕСТ 23368-78 бойынша 1 орындаудағы 16x10x60 призмалық сынаның $T = 483,8$ Н·м айналу моментін беретін редуктордың жылдам жүретін білігінің жартылай муфтасына орнатылған тексеру есебін жүргіземіз.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 483,8}{0,055 \cdot 0,044 \cdot 0,01} = 4 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{cm} = 4 \text{ МПа} \leq [\sigma_{cm}] = 120 \text{ МПа} \quad \text{- шарт орындалады.}$$

МЕСТ 23368-78 бойынша 1 орындаудағы 22x14x80 призмалық сынаның $T = 2195,5$ Н·м айналу моментін беретін редуктордың жылдам жүретін білігінің

жартылай муфтасына орнатылған тексеру есебін жүргіземіз.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 2195 \cdot 5}{0,08 \cdot 0,058 \cdot 0,014} = 6,8 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_{см} = 5,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа} - \text{шарт орындалады.}$$

МЕСТ 23368-78 бойынша 1 орындаудағы 22x14x60 призмалық сынаның $T=1097,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ айналу моментін беретін редуктордың жылдам жүретін білігінің жартылай муфтасына орнатылған тексеру есебін жүргіземіз.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 1097 \cdot 8}{0,08 \cdot 0,038 \cdot 0,014} = 5,2 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_{см} = 5,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа} - \text{шарт орындалады.}$$

МЕСТ 23368-78 бойынша 1 орындаудағы 20x12x60 призмалық сынаның $T=1097,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ айналу моментін беретін редуктордың жылдам жүретін білігінің жартылай муфтасына орнатылған тексеру есебін жүргіземіз.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 1097 \cdot 8}{0,075 \cdot 0,04 \cdot 0,012} = 6,1 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_{см} = 6,1 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа} - \text{шарт орындалады.}$$

2.1.6 Редукторды майлау

2.1.6.1 Тісті дөңгелекті майлау

Редуктордың берілістері мен мойынтіректерін майлау үйкеліс шығынын едәуір азайтады, бөлшектердің тозуы мен қызуының жоғарылауына жол бермейді, оларды коррозиядан қорғайды, сонымен қатар жұмыс кезінде шуды азайтады. Үйкеліс шығынын азайту редуктордың тиімділігін ПӘК арттырады.

Біз редуктордың берілістеріне картонды майлауды қолданамыз, онда редукторлар корпусының ішіне құйылған май ваннасына батырылады. Бұл майлау 12 м/с дейінгі айналмалы жылдамдықта қолданылады.

Редуктордың тісті доңғалақтарын майлау сұйық майлау материалын – өнеркәсіптік майды қолдану арқылы жүзеге асырылады.

Майлау ваннасының көлемі:

$$V = 0,25 \cdot N_{дс} = 0,25 \cdot 22 = 5,5 \text{ дм}^3.$$

Байланыс кернеулеріне арналған ұсыныстарға сәйкес σ_n 600 МПа дейін және берілістердің айналмалы жылдамдығы 5м/с дейін майдың кинематикалық тұтқырлығы $(28...33) \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$ температурада $t=50^\circ\text{C}$ болуы керек. Бұл талаптарды кинематикалық тұтқырлығы $28 \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$ құрайтын МЕСТ 20799-88

бойынша И-30А индустриялық майы қанағаттандырады.

Редуктор корпусындағы май деңгейін бақылау жезлдық май көрсеткішінің көмегімен жүргізіледі.

2.1.6.2 Мойынтіректерді майлау

Жылжымалы мойынтіректерді майлау пластикалық майлау материалын қолдану арқылы жүзеге асырылады – Литол-24 ТУ2-053-1747-85. Пластикалық майлау материалдары майлау шығынын азайту, тығыздауды арттыру және мойынтірек тораптарына қызмет көрсетуді жеңілдету үшін қолданылады.

Жоғары жылдамдықты біліктің мойынтіректерін пластикалық майды сілтілендіруден қорғау үшін редуктордың иінді білігінен май шашырауы мен шашырауы арқылы май шағылыстырғыш сақиналарды қолданамыз.

2.1.7 Тежегішті, муфтаны есептеу және таңдау

Электр қозғалтқышының іске қосу және номиналды моменттерінің арақатынас коэффициенті кезінде іске қосу кезеңіндегі конвейер таспасындағы күш $k_\mu = 1,2$.

$$S_{\text{нуск}} = \frac{102 \cdot N_k \cdot \eta \cdot k_\mu}{v} + S_{\text{сб}} = \frac{102 \cdot 22 \cdot 0,98 \cdot 1,2}{2} + 1177 = 2496 \text{ Н.} \quad (2.67)$$

Іске қосу кезінде таспаның беріктігін тексеріңіз. Қажетті саны төсеу таспа:

$$i_{\text{нуск}} = \frac{1,5 \cdot S_{\text{нуск}}}{k_p \cdot B \cdot k_c \cdot k_n}, \quad (2.68)$$

мұндағы $k_p = 550 \text{ Н/см}$ – беріктік шегі төсеу таспа;

$k_n = 0,76$ – таспа төсемдерінің біркелкі жұмыс істемеу коэффициенті;

$k_c = 0,75$ – таспа түйіспесінің беріктік коэффициенті.

$$i_{\text{нуск}} = \frac{1,5 \cdot 2496}{550 \cdot 80 \cdot 0,75 \cdot 0,76} = 0,2 < 8,$$

бұл қанағаттанарлық.

Конвейердің жетек білігіне қажетті тежеу моменті:

$$M_m = \eta \cdot [q \cdot H - C_T \cdot (W_0 - q \cdot H)] \cdot \frac{D_0}{2} \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.69)$$

мұндағы $\eta = \eta_{\text{бар}} = 0,91$ – барабанның ПӘК;

$q = 15,7 \text{ Н/м}$ – погонды салмақты жүктеме;

$H = 52 \text{ м}$ – жүкті көтеру биіктігі;

$C_T = 0,55$ – барабанның кедергісін азайту мүмкіндігінің коэффициенті;

$D_0 = D_{\delta} = 0,4 \text{ м}$ – жетек барабанының диаметрі;

$W_0 = 986,2 \text{ Н}$ – конвейердің тарту күші;

$$M_m = 0,91 \cdot [15,7 \cdot 52 - 0,55 \cdot (982,6 - 15,7 \cdot 52)] \cdot \frac{0,4}{2} = 132 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тежегіш моменті $160 \text{ Н} \cdot \text{м}$ бар ТКТ – 200 гидроитергіші бар қалыптық тежегішті таңдаймын. Қозғалтқыш пен редуктордың арасында тежегіш шкафы бар тісті муфтаны орнатамыз.

2.2 Созылу станциясының есебі

2.2.1 Созылу құрылғысының конструкциясы

Кернеу құрылғылары конвейердің белгілі бір нүктелерінде таспаның кернеуінің белгілі бір шегінде құруға және ұстап тұруға, сондай-ақ жаңа таспаны тарту кезінде немесе өтпелі кезеңдерде ұзартудың орнын толтыруға қызмет етеді.

Керу құрылғысының негізгі элементі керу арбасында немесе қозғалмайтын раманың арнайы бағыттағыштарында қозғалатын керу барабаны болып табылады.

Автоматты кернеу құрылғыларының артықшылығы-олар жүзеге асыратын таспаны созудың ұтымды режимі және серпімді және қалдық сорғышты автоматты түрде өтеу. Кемшіліктері-құрылымның күрделілігі мен үлкен мөлшері, сезімталдығы ластануға қосымша қосалқы жетектің қажеттілігі.

Автоматты кернеу құрылғылары бөлінеді:

а) әрекет ету қағидаты бойынша - үздіксіз және мерзімді әрекет ететін құрылғыларға;

б) басқарылатын параметрлер саны бойынша-бір, екі және үш параметр бойынша басқарылатын құрылғыларға, оларға $S_{нб}$ және $S_{сб}$ керілісі, W_0 тарту күші, v таспасының қозғалу жылдамдығы және жетек барабанындағы сырғу доғасы (кешенді параметр) тең $\alpha_{ск} = \frac{1}{\mu} \ln\left(\frac{S_{нб}}{S_{сб}}\right)$;

в) жетек түрі бойынша-электрлік және гидравликалық құрылғыларға (әдетте кернеу құрылғылары Жеке жетекпен жабдықталған);

г) таспаның қашып бара жатқан тармағының реттелетін керілуінің өзгеру Заңына байланысты-тұрақтандырушы, қадағалаушы және құрамдастырушы болып бөлінеді. Тұрақтандырғыштарға конвейер жүктемесінің өзгеруіне, таспаның жетек барабанымен ілінісу жағдайларына және басқа параметрлерге

карамастан таспаның қашатын тармағының тұрақты (белгілі бір қателікпен) созылуын қамтамасыз ететін құрылғылар жатады. Барабанның бойымен таспаны ілмей конвейердің іске қосылуын қамтамасыз ету үшін тұрақтандырушы құрылғы Бұл режимде конвейердің тұрақты қозғалысы кезеңінде қажет болғаннан 1,3-1,5 есе артық қашатын тармақтың тартылуын қамтамасыз етуі тиіс. Егер S_3 берілген кернеу мәні жүгіретін тармақтың немесе тартылыс күшінің кернеу датчигінің сигналына сәйкес өзгерсе, реттеу жүйесі қадағаланады және S_3 кернеуін $S_{нб}$ немесе W_0 пропорционал өзгертеді, мысалы, $S_{нб}/S_{сб}$ тұрақты қатынасын сақтайды.

Құрамдастырылғандарға автоматты керу құрылғылары (АКҚ) жатады, олар конвейерді іске қосқан кезде бақылаушы ретінде, ал тұрақты қозғалыс кезінде - тұрақтандырушы құрылғылар ретінде немесе керісінше әрекет етеді.

Жер асты конвейерлерінде конвейердің Орнатылатын орнына, таспаның түріне, жетек қуатына (конвейердің ұзындығына) байланысты әр түрлі кернеу құрылғылары қолданылады: автоматты емес - көлбеу конвейерлерде 1Л100К; 1Л120, 2ЛУ120 (соңғысы резеңке таспамен жабдықталған) және автоматты (тұрақтандырғыш) құрылғылар, мысалы, 1Л80, 2Л80, 1Л100, 2Л100, 1ЛБ100 модельдерінің конвейерлерінде, негізінен синтетикалық таспамен жабдықталған, үлкен диапазонмен сипатталады. сорғыш (3-3, 5%).

1Л80, 1ЛТ80 жартылай стационарлық конвейерлерде кернеу құрылғысының барысы 7 м құрайды және жұмыс және бос жүктеме кезінде $S_{сб}$ кернеуінің өзгеруі шағын шектерде ауытқиды (500-732 даН), тікелей жетектің артында орналасқан және таспаны автоматты түрде тартуға және конвейердің қалыпты жұмысы кезінде, яғни конвейердің жұмыс режимін ескерместен, берілген шектерде ұстап тұруға арналған АНУ қолданылады. Созылу бөлімі екі катушкадан тұрады: біреуі бекітілген, ал екіншісі троллейбустың бойымен бағыттаушы секция бойымен қозғалады. Жетек барабанынан шыққан таспаның төменгі тармағы S-тәрізді схемаға сәйкес тарту құрылғысының барабандарын қамтиды. Барабаны бар арбаны жылжыту нәтижесінде таспаны тарту жүзеге асырылады. Автоматты лебедканың электр жетегінің басқару тізбегіндегі гидродатқышы бар қысым релесі таспадағы кернеу минимумнан аз болған кезде электр қозғалтқышын қосады және максималды мәнге жеткен кезде лебедка электр қозғалтқышын өшіреді, осылайша таспаның тұрақты кернеуіне жақын болады.

Гидравликалық кернеу сенсорлары бар автоматты кернеу лебедкаларының кемшіліктері олардың жұмысының жоғары инерциясы және төмен жұмыс дәлдігі болып табылады. Жүйе таспа жүктемесінің тез өзгеруіне аз сезімтал. Сондықтан үлкен ұзындықтағы синтетикалық лентасы бар конвейерлерде (2Л80, 3Л80, 1Л100).

2.2.2 Кернеу құрылғысының параметрлерін есептеу

Кернеу құрылғысын есептеу оның статикалық (тұрақты) және динамикалық (өтпелі) режимдердегі жүрісін, сондай-ақ конвейердің қалыпты

жұмысын қамтамасыз ететін қажетті кернеуді анықтаудан тұрады.

2.2.2.1 Керу құрылғысының жүрісін анықтау

Кернеу құрылғыларын жобалау тәжірибесінде алдын-ала есептеулер үшін құрылымдық бағыт бойынша келесі Нұсқаулық қабылданады (кернеу құрылғысының түріне қарамастан). Кернеу құрылғысының толық соққысы екі бөліктің қосындысынан тұрады деп саналады: жұмыс $\Delta l_{н.р}$ және монтаж $\Delta l_{н.м}$:

$$\Delta l_{н} = \Delta l_{н.р} + \Delta l_{н.м}, \quad (2.70)$$

Керу құрылғысының жұмыс барысы (м) таспаның түрімен және конвейердің ұзындығымен анықталады L :

$$\Delta l_{н.р} \geq K_{н}L, \quad (2.71)$$

$$\Delta l_{н.р} = 0,02 \cdot 300 = 6\text{м},$$

мұндағы $K_{н}$ - жұмыс жүктемесі кезінде таспаның ұзару коэффициенті (резеңке мата таспасын және конвейердің ұзындығын 300 м-ге дейін пайдаланған кезде $K_{н} = 0,02$).

Жетектегі түйісу және жөндеу жұмыстары кезінде оның әлсіреу мүмкіндігін қамтамасыз ету үшін қажетті керу құрылғысының монтаждық жүрісінің ұзындығы (м) таспаның түйісу қосылысының конструкциясына байланысты және шамамен мынадай формула бойынша анықталуы мүмкін:

$$\Delta l_{н.м} \approx (1 \dots 2)B, \quad (2.72)$$

$$\Delta l_{н.м} = (1 \dots 2)0,8 = 0,8 \dots 1,6\text{м},$$

$$\Delta l_{н.м} = 1\text{м. қабылдаймыз.}$$

Содан кейін кернеу құрылғысының толық соққысы:

$$\Delta l_{н} = 6 + 1 = 7\text{м.}$$

Жаңа таспаны іліп қою және конвейерді айналдыру кезінде таспада оның реологиялық қасиеттерімен (сору процесі) байланысты қайтымсыз процестер дамиды. Бұл алғашқы бірнеше күнде кернеу құрылғысының айтарлықтай жүруіне әкеледі, содан кейін бұл процесс тоқтайды және таспа осы қозғалысты таңдап, тоқтатылады.

2.2.2.2 Қажетті керілу күшін анықтау

Керу құрылғысын таспаның ең аз керілуімен учаскеде, яғни жетек

барабанынан кейін немесе таспаның жүк тармағына шығар алдында соңғы бұрылу барабанында орнатқан жөн.

Барабанмен керу құрылғысын жылжыту үшін қажетті керу күшін (Н) мынадай формула бойынша анықтаймыз:

$$P_{\text{н}} = S_1 + S_2 + T, \quad (2.73)$$

$$P_{\text{н}} = 1177 + 4084 + 2940 = 8201\text{Н},$$

мұндағы S_1 , S_2 - керу барабанына жүгіретін және одан қашатын таспа тармақтарын керу;

T - керу құрылғысының арбашасын жылжыту күші ($T=2940\text{Н}$).

2.2.2.3 Арқанның күшін анықтау және оны таңдау

Арбалық жүк керу құрылғысының керу шығырының арқанындағы күш (керу жүгінің массасына санмен тең) мынадай формула бойынша анықталады:

$$G_{\text{н.г}} = \frac{P_{\text{н}}}{\eta^{i_{\text{н}}}}, \quad (2.74)$$

$$G_{\text{н.г}} = \frac{8201}{0,96 \cdot 4} = 2135\text{Н},$$

мұндағы η - полиспасттың және айналма блоктардың жалпы ПӘК;

i - полиспаст еселігі ($i=4$).

Мемқалтехбақылау ережелеріне сәйкес үзу күші бойынша арқанды таңдаймыз.

Үзіліс күші:

$$S_p \geq S_{\text{н}} \cdot n_{\text{к}} \text{ Н}, \quad (2.75)$$

мұндағы $n_{\text{к}} = 5$ - арқанның беріктік қорының коэффициенті;

$S_{\text{н}}$ - арқанның максималды күші, Н;

$$S_p = 2135 \cdot 5 = 10675 \text{ Н}.$$

ЛК-Р типті қос есілген арқанын, 6x19 (1+6+6/6) + 1 о.с. (МЕСТ 2688-80) конструкциясын таңдаймыз диаметрі $d_{\text{к}} = 9,9 \text{ мм}$, барлық сымдардың қима ауданы $F_{\text{к}} = 36,66 \text{ мм}^2$ және үзілу күші $S_p = 48850 \text{ Н}$. бар.

2.3 Электрлі бөлімі

2.3.1 Конвейерлерді басқару

Конвейерлердің электр жетектерінде басқару, қорғау, бақылау және сиг-

нализация аппараттары жұмыс принципі бойынша қолданылады және бұрын зерттелгендерден құрылымдық жағынан ерекшеленбейді.

Жалғыз конвейерлерді іске қосу қарапайым техникалық міндет болып табылады. Конвейерлік желілерді немесе көптеген үздіксіз көлік машиналары мен олармен өзара әрекеттесетін механизмдерден тұратын күрделі ағынды көлік жүйелерін іске қосу мен басқаруды автоматтандыруда үлкен қиындықтар туындайды.

Конвейерлік желілердің үздіксіз жұмысын қамтамасыз ету үшін мынадай негізгі технологиялық және электр техникалық талаптар сақталуы тиіс:

1) желіні іске қосу соңғысынан конвейердің жүк ағыны бағыты бойынша, ал тоқтату біріншіден жүргізіледі;

2) Желі конвейерлерінің қозғалтқыштары қосулар арасында ұсталумен кезекпен іске қосылады.

Бірінші талапты орындау желіні іске қосу және конвейерлердің бірінің кенеттен тоқтауы кезінде конвейерлердің ауыстырып тиеу құрылғыларының толып кету және үйіліп қалу мүмкіндігін жояды. Конвейер қозғалтқыштарын кезекпен іске қосу іске қосу тоқтарының қосылуын және осыған байланысты желі кернеуінің төмендеуін болдырмайды, бұл жабдықтың істен шығуына әкелуі мүмкін.

Конвейерлік қондырғыларды автоматтандыру кезінде басқару және қорғау аппаратурасынан басқа конвейердің жекелеген тораптарының жай-күйін автоматты түрде жұмыс істейтін бақылау аспаптары қолданылады. Оларға конвейерде материалдың болуын бақылау құралдары, таспалардың шамадан тыс жүктелу, түсу және тайғанау орындары, тарту органының кернеуі және оның үзілуі жатады. Конвейер желілерін автоматтандыру схемаларында жұмыс органының қозғалысын бақылайтын құрылғылар үлкен рөл атқарады. Мұндай құрылғылар жылдамдық релесі деп аталады. Олар конвейердің жұмыс органынан әрекет етеді.

Жылдамдық релесі желілік конвейерді іске қосу кезінде уақыт жылдамдығы үшін қолданылады, қосулар арасындағы уақыт іске қосу жағдайларына байланысты автоматты түрде реттеледі және желінің күйін бақылайды. Бірінші конвейер қосылып, асып кеткеннен кейін, оған қосылған жылдамдық релесі екінші конвейердің стартерін қосады. Содан кейін екінші конвейер қосылады, оның жылдамдық релесі номиналды жылдамдыққа жеткенде үшінші конвейерді қосады және т.б. егер қандай да бір себептермен белгіленген уақыт ішінде конвейер номиналды жылдамдыққа жетпесе, желіні іске қосу тоқтатылады.

Жұмыс принципі бойынша жылдамдық релесі механикалық және электрлік болып бөлінеді. Таспалы конвейерлерде реле әдетте бос барабанның білігіне, тізбекте - жетектен кейін бос филиалға қойылады.

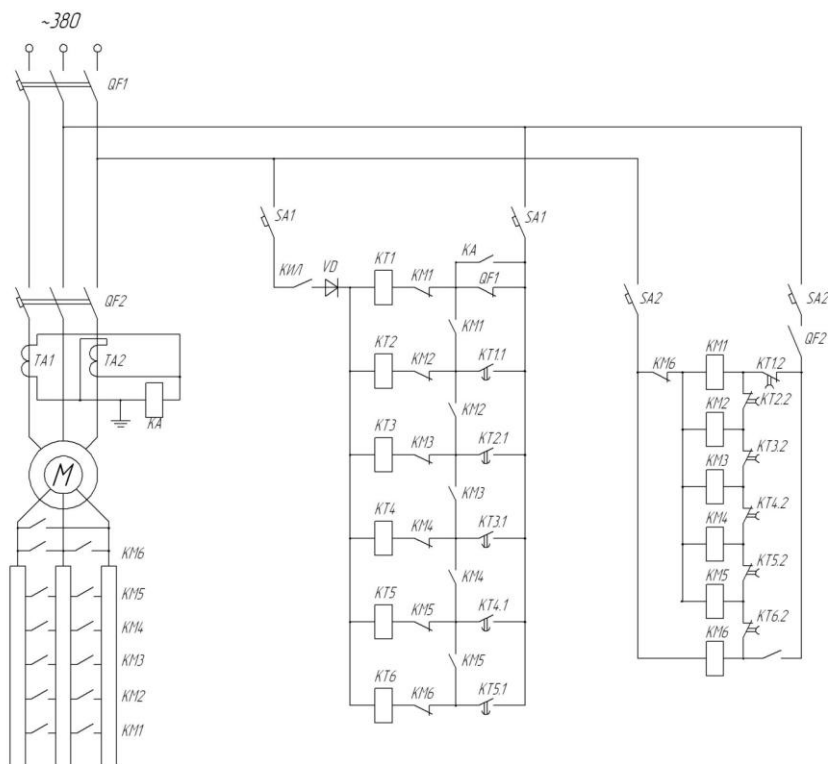
Конвейерде материалдың болуын бақылау құралы ретінде байланыс және байланыссыз (индуктивті, сыйымдылықты және радиоактивті) датчиктер қолданылады. Таспада материал болмаған жағдайда, сенсор уақыт релесі арқылы механизмді өшіреді.

Жүктерді бір конвейерден екінші конвейерге беру орындарында жүктерді конвейерден шығаруға және соңғыларының бүлінуіне әкелетін қоқыстар жиі пайда болады. Қайта тиеу пункттерінің үйінді сигнализаторларының бірқатар конструкциялары қолданылады. Шамадан тыс жүктеме толып кеткен кезде, материал беру конвейерінің қозғалтқышын өшіретін жылжымалы сенсор элементін қабылдамайды.

2.3.2 Жетекті басқарудың түсіндірме схемасы

Таспалы конвейердің электр жетегін басқару схемасы 2.6-суретте көрсетілген уақыт функциясында токпен реттелуді қамтамасыз етеді

Конвейердің электр қозғалтқышының бастапқы тізбектерін коммутациялау жеке QF2 май ажыратқышымен жүзеге асырылады. Екінші жалпы QF1 май қосқышы жеке QF2 май қосқышын қосқаннан кейін М қозғалтқышының статор орамаларына бір уақытта кернеу беруді қамтамасыз етеді.



2.6- сурет - Таспалы конвейердің екі қозғалтқышты электр жетегін басқару схемасы

Таспалы конвейерді іске қосу тәртібі келесідей. Қозғалтқыштарды іске қосар алдында қосалқы механизмдер қосылады (май жағу және конвейер таспасының тартылуы). Қосу жетегінің натяжной шығырдың тудырады, газдық реленің рг таспаның созылуын және морфема, оның контактіні КИЛ қоректену тізбегінде уақыт релесі KT1-KT6. Бұдан әрі SA1 және SA2 басқару тізбектерінің автоматтары қосылады. SA1 автоматын қосу KT1 уақыт релесінің катушкасында токтың пайда болуына әкеледі, бұл оның жұмыс істеуіне және KT1.1 түйіспесінің KT2 уақыт релесінің катушкалар тізбегінде жабылуына

әкеледі. Бұл өз кезегінде оның қосылуына әкеледі және барлық уақыт релесі қосылғанға дейін. Барлық уақыт релесі қосылып, КТ1.2-КТ6.2 контактілерін жабады.

Қозғалтқыштарды іске қосу үшін алдымен QF2 май қосқышы қосылады, бұл оның КМ1 және КМ2 үдеткіш контакторларының қуат тізбегіндегі QF2 түйіспесінің жабылуына әкеледі. Содан кейін QF1 май қосқышы қосылады.

М қозғалтқышы қуат алғаннан кейін бастапқы резистордың кедергісі толығымен қосылған кезде айналады. Бұл қадам алдын-ала деп аталады және беріліс саңылаулары мен тарту органының әлсіздігін таңдауға арналған. QF1 май қосқышын қосқанда, оның qf1 байланысы ашылады, бұл бірінші КТ1 уақыт релесін өшіреді. Беріліс саңылаулары мен тарту органының әлсіздігін таңдауға қажетті уақыт жылдамдығымен ол КТ1.2 және КТ1.3 контактілерін КМ1 және КМ1 үдеткіш контакторлар катушкаларының тізбектерінде жабады және КТ1.1 контактісін екінші КТ2 уақыт релесінің тізбегінде ашады. КМ1 үдеткіш контакторы қосылып, өзінің негізгі контактісін КМ1 жабады, бастапқы резистордың бірінші сатысын айналып өтеді, ал КМ1 ашылатын блок-байланыс ашылады және КМ1 жабылатын блок-байланыс жабылады.

Екінші іске қосу сатысына ауысу қозғалтқыштағы токтардың лақтырылуымен бірге жүреді, бұл КА1 ток релесінің қосылуына әкеледі. Бұл реленің КА1 жабық контактілері КТ2 уақыт релесін ток көзіне қайта қосады. М қозғалтқышының токтары екінші іске қосу сатысына ауысу сәттеріне сәйкес келетін мәндерге дейін төмендеген кезде ғана КА1 релесінің контактілері ашылып, СТ2 катушқасының қуат тізбегін бұзады. Уақыт релесі қуаттанғаннан кейін КТ2.2 түйіспесін жабады, КМ2 үдеткіш контакторын қосады және КТ2.1 түйіспесін ашады, КТ3 Стартер резисторының үшінші сатысының уақыт релесін өшіреді. Бірақ КМ2 түйіспесімен резистордың екінші іске қосу сатысын айналып өту қозғалтқыш токтарының қайтадан ұлғаюына және КА1 ток релесінің қосылуына әкеледі.

Оның түйіспесінің, сондай - ақ КМ2 түйіспесінің жабылуы КТ3 уақыт релесін қуаттандыру тізбегін жасайды. SA1 автоматы - байланыс КНЛ диоды VD - релелік катушка КТ3 контактісі КМ1.3 (немесе КМ2.3) - контактілер КМ2.2, КМ1.2, КМ2.1, КМ1.1, КА1 (немесе КА2). Қозғалтқыштардың айналу жиілігі жоғарылаған сайын олардың токтары да төмендейді және ауысу сәттеріне сәйкес келетін сәттерде КА1 және КА2 ток релесінің контактілері ашылады және КТ3 уақыт релесі токтан ажыратылып, КТ3.2 контактілерін жабады, бұл КМ1 және КМ2 үдеткіш контакторларының қосылуына және іске қосу резисторының үшінші сатысын айналып өтуге әкеледі.

Сол сияқты, қозғалтқыш табиғи механикалық сипаттамаларда жұмыс істей бастағанда, КМ 1.6 соңғы контактілердің жабылуына дейін іске қосу кезеңдерін айналып өту процесі жүреді. Осы кезде барлық КТ1-КТ6 уақыт релесі және КМ1.1 - КМ1.5 үдеу контакторлары қуатсыз.

ҚОРЫТЫНДЫ

Дипломдық жұмыста жерасты таспалы конвейерінің жетегі мен кернеу станциясы жаңғыртылды.

Жобаны әзірлеу үшін келесі міндеттер шешілді:

- Есептік шамалардың нормативтік мәндері белгіленді: конвейердің көлбеу бұрышы (ұзындығы 300 м, жұмыс органының жылдамдығы 2 м/с), жүктің гранулометриялық құрамына (тасымалданатын материалдың кесектігі 300 мм дейін және шынайы еңіс бұрышы 30°) негізделген жұмысшының минималды өлшемдері.

- Берілген пайдалану өнімділігіне қарай конвейердің қажетті есептік өнімділігі (420 т/сағ) анықталды.

- Конвейердің негізгі құрылымдық элементтері таңдалды (барабандар (жетекті және керу барабанның диаметрі 400 мм, таспаның ені 800 мм және қалыңдығы 13 мм), ролик тіректер (өзі ортақтандырғыш роликтер қабылданды, диаметрі 133 мм, ұзындығы 315 мм, шеткі роликтердің еңіс бұрышы 30° , роликті треулердің адымы 2,8 м), кернеу құрылғылары (жұмыста автоматтандырылған кернеу станциясы қабылданды)

- Қозғалтқыштардың тарту күші (26618 Н) мен қуаты (22 кВт) анықталды.

- Тартқыш орган салбырауына тексеріледі.

- Редуктор есептелді.

- Керу станциясының есебі жүргізілді (8201 Н).

Сондай-ақ, конвейердің керу құрылғысының патентті анализі; жалпы көрінісі, түсіру жетекті секциясының, соңғы секциясының, жетекті барабанның, соңғы секцияның рамасының және ортақтандырғыш роликті треудің құрама сызбалары орындалды.

ҚОЛДАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Том 2. 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1978. - 559 с.
- 2 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Том 1. 6-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1982. - 736 с.
- 3 Иванченко Ф. К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин.-2-е изд., перераб. и доп.-К: Высш шк.1988.-424 с.;12 табл., 222ил
- 4 Изучение процесса классификации гравия на валковом грохоте. А. В. Семин, С. А. Веселов, С. М. Кочканян, А. В. Кондратьев.
- 5 Карякин Р.Н., Солнцев В.И. Заземляющие устройства промышленных электроустановок: Справочник электромонтажника.
- 6 Киселев Б. Р. Проектирование и расчет механических передач сельскохозяйственных машин, Л., 1982.
- 7 Кондратьев А. В. Валковые сепараторы. Научные основы проектирования [текст]: монография / Кондратьев А. В., Кочканян С. М., Павлов Ю. Н./ Тверь: ТГТУ, 2007. - 136 с., ил.
- 8 Машины непрерывного транспорта: Учебное пособие для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / Зенков Р. Л., Ивашков И. И., Колобов Л. Н. – М.: Машиностроение, 1980. 304 с. ил.
- 9 Спиваковский А. О.. Дьячков В. К. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 С.; ил.
- 10 Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1 /Под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1985.- 656с., ил.
- 11 Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2/ Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985.- 496с., ил.
- 12 Тормозные устройства: Справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Новожилов; Под общ. ред. М. П. Александрова. – М.; Машиностроение, 1985. – 312 С.
- 13 Козбагаров Р.А., Даулеткулова А.У., Дайнова Ж.Х., Камзанов Н.С. Құрылыс, теміржол машиналары және жабдықтары. Оқу–әдістемелік құрал.- Алматы: ҚазККА, 2015.–305 бет.

**ҒЫЛЫМИ ЖЕТЕКШІНІҢ
ПІКІРІ**

Дипломдық жұмыс

(жұмыс түрлерінің атауы)

Зарлықов Әсет Саханұлы

(оқушының аты жөні)

5B071300- Көлік, көлік техникасы және технологиялары

(мамандықтың атауы мен шифрі)

Тақырыбы: *Жер асты таспалы конвейердің жетегі мен тарту станциясын
жаңғырту*

Дипломдық жұмысты орындау барысында Зарлықов Әсет Саханұлы университет қабырғасында алған білімін толығымен пайдалана білді. Жұмыс кафедраның берген тапсырмасына сай орындалған.

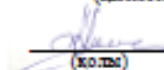
Жұмыста қажетті есептеулер толығымен жүргізіліп, барлық сызулар МЕСТ және КҚБЖ талаптарына сай орындалды. Дипломдық жұмыста жер асты таспалы конвейерінің жетегі мен тарту станциясы жаңартылды, осыған байланысты есептік шамалардың нормативтік мәндері белгіленді: конвейердің көлбеу бұрышы, жұмыс органының жылдамдығы, жүктің гранулометриялық құрамына негізделген жұмысшының минималды өлшемдері, сондай-ақ берілген пайдалану өнімділігіне негізделген конвейердің қажетті есептік өнімділігі анықталды және конвейердің негізгі құрылымдық элементтері таңдалды (барабандар, ролик тіректер, кернеу құрылғылары).

Қорғауға ұсынылған дипломдық жұмысқа байланысты Ә.С. Зарлықовтың дайындық деңгейін дәлелдейді. Осыған байланысты Зарлықов Ә.С. 5B071300-Көлік, көлік техникасы және технологиялары» мамандығы бойынша сәйкес «бакалавр» академиялық дәрежесін ашық түрде қорғағаннан кейін беруге болады деп санаймын.

Ғылыми жетекші

Қауымдастық - профессор, т.ғ.д., профессор

(қызметі, ғыл. дәрежесі, атауы)

 *Шалбаев К.К.*

(қолы) *Ф.А.Т.*

«14» мамыр 2021 ж.

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Зарлықов Әсет Саханұлы

Название: Жер асты таспалы конвейердің жетегі мен тарту станциясын жаңғырту

Координатор: Канажанов Ардак Ескендирович

Коэффициент подобия 1: 0,71

Коэффициент подобия 2: 0,71

Замена букв: 5

Интервалы: 0

Микропробелы: 0

Белые знаки: 1

После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;

обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;


обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

Работа выполнена самостоятельно и не несет элементов плагиата. Обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными. В связи с этим, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите перед государственной комиссией.

11.05.2021

Дата


.....
Подпись Научного руководителя

**Протокол анализа Отчета подобия
заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения**

Заведующий кафедрой /начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

Автор: Зарлықов Әсет Саханұлы

Название: Жер асты таспалы конвейердің жетегі мен тарту станциясын жаңғырту

Координатор: Канажанов Ардак Ескендирович

Коэффициент подобия 1: 0,71

Коэффициент подобия 2: 0,71

Замена букв: 5

Интервалы: 0

Микропробелы: 0

Белые знаки: 1

После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:

обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;

обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;

обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

Работа выполнена самостоятельно и не несет элементов плагиата. В связи с этим, работа признается самостоятельной и допускается к защите.

.....
Дата

.....
*Подпись заведующего кафедрой /
начальника структурного подразделения*

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

Дипломная работа допускается к защите.

.....
Дата

.....
*Подпись заведующего кафедрой /
начальника структурного подразделения*