



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOO
INSENERITEADUSKOND
Virumaa kolledž

Neliposttõstuki moderniseerimine täiendavate mehhanismidega

Four-post hoist modernization with additional mechanisms
MASINAEHITUS- JA ENERGIATEHNOLOOGIA PROTSESSIDE JUHTIMINE
ÕPPEKAVA LÕPUTÖÖ

Üliõpilane: Artjom Toirus

Üliõpilaskood: 178396 EDJR

Juhendaja: Gennadi Arjassov, dotsent

AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud. Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

" .. "20.....

Autor:

/ allkiri /

Töö vastab rakenduskõrgharidusõppe lõputööle/magistritööle esitatud nõuetele

" .. "20.....

Juhendaja:

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

" .. "20.....

Kaitsmiskomisjoni esimees

/ nimi ja allkiri /

LIHTLITSENTS LÕPUTÖÖ ÜLDSUSELE KÄTTESAADAVAKS TEGEMISEKS JA REPRODUTSEERIMISEKS

Mina Artjom Toirus (sünnikuupäev:01.06.1998)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose „Neliposttõstuki moderniseerimine täinadavate mehhanismidega“, mille juhendaja on Gennadi Arjassov,
 - 1.1. reprodutseerimiseks säilitamise ja elektroonilise avaldamise eesmärgil, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogusse lisamise eesmärgil kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni;
 - 1.2. üldsusele kättesaadavaks tegemiseks Tallinna Tehnikaülikooli veebikeskkonna kaudu, sealhulgas Tallinna Tehnikaülikooli raamatukogu digikogu kaudu kuni autoriõiguse kehtivuse tähtaja lõppemiseni.
2. Olen teadlik, et punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile.
3. Kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta kolmandate isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest ja teistest õigusaktidest tulenevaid õigusi.

TalTech Inseneriteaduskond Virumaa kolledž

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Artjom Toirus, 178395 EDJR

Õppekava, peeriala: EDJR 81/17 – Masinaehitus- ja energiatehnoloogia protsesside juhtimine
Spetsialiseerumine - masinaehitustehnoloogia

Juhendaja: Dotsent, Gennadi Arjassov, gennadi.arjassov@taltech.ee

Lõputöö teema:

(eesti keeles) Neliposttõstuki moderniseerimine täinadavate mehhanismidega

(inglise keeles) Four-post hoist modernization with additional mechanisms

Lõputöö põhieesmärk:

1. Uue kaasaegse neliposttõstuki moderniseerimine.

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesanne kirjeldus	Tähtaeg
1.	Sissejuhatuse kirjutamine	29.01.2021
2.	Informatsiooni põhiosa kirjutamine	10.02.2021
3.	Tehnoloogilise osa kirjutamine	15.03.2021
4.	Tugevus ja tehnilised arvutused	28.03.2021
5.	Jooniste koostamine	30.03.2021
6.	Lõputöö vormistamine	05.04.2021

Töö keel: eesti keel

Lõputöö esitamise tähtaeg: "01"juuni 2021a

Üliõpilane: Artjom Toirus / allkiri / "....."..... 20.....a

Juhendaja: Gennadi Arjassov / allkiri / "....."..... 20.....a

SISSEJUHATUS

EESSÕNA	8
SISSEJUHATUS	9
1 Patendiuringud	11
1.1 Tõstukite tüübid	12
1.2 Uuring	16
1.3 Tehniline ülesanne.....	18
1.4 Mudeli põhinõuded	18
1.5 Eesmärk.....	18
1.6 Seade, toimimispõhimõte ja tõstke tehno hinnang	18
1.6.1 Tõstuki tüüp	18
1.6.2 Kuidas see tõstuk töötab	19
1.6.3 Tehnilised nõuded	20
2 Tehniline arvutus.....	22
2.1 Neliposti elektromehaanilise jõu mehhanismi ja ajami arvutamine	22
2.2 Ketiajami arvutamine.....	29
2.3 Keti valik.....	31
3 Alternatiivne tehniline arvutus.....	35
3.1 Tõsteseadme kinemaatiline arvutus	35
3.2 Tõsteseadme hüdro silindri arvutamine	36
3.3 Hüdro silindri läbimõõdu arvutamine.....	36
3.4 Vedeliku voolu arvutamine	39
3.5 Piide tõstmise mehhanismi trosside arvutamine	40
3.6 Trossi mõõtmete arvutamine selle maksimaalse staatilise pinge põhjal.	41
3.7 Vastuvõtutala arvutamine.....	42
3.8 Pindmomentide ja nihkejõudude joonistamine	42
3.9 Kogutala sektsiooni valimine.....	43
3.10 Tala maksimaalse läbipainde ja sektsiooni pöördenuurga määramine.....	45

4	Kruvitungraude tehniline arvutus.....	47
4.1	Omadused	47
4.2	Kruvi arvutamine tugevuse jaoks	47
4.3	Kruvi arvutamine stabiilsuse jaoks.....	48
4.4	Kruvi suuruse määramine.....	49
4.5	Pöördemomentide määramine.....	50
4.6	Kruvi kokkusurumise ja torsiooni koosmõju kontrollimine	51
4.7	Käepide arvutamine.....	51
4.8	Pea kontroll	52
5	Lisanõuded	53
6	Majanduslik hinnang	54
	KOKKUVÕTE	55
	SUMMARY.....	57
	KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU	59
	LISAD	62
	Lisa 1.....	63
	Lisa 2.....	64
	Lisa 3.....	65
	Lisa 4.....	66
	Lisa 5.....	67
	LISA 6.....	68

EESSÕNA

Lõputöö teema valiti iseseisvalt eelmise töö vaatluste ja analüüsi põhjal. Selle teema valik on õigustatud ja kasulik põhjusel, et Virumaa kolledž tegeleb aktiivselt masinaõppe ja selle rakendamise uurimisega erinevates valdkondades.

Lõputöö töötamise käigus loodi tulevase projekti 3D-mudel, mis põhines olemasolevatel kaasaegsetel liftidel, samuti selle struktuuri kõigi komponentide täieliku arvutamise põhjal.

Otsustati kasutada olemasolevate neljaposttõstuki alust koos täiendavate muudatustega.

Kõik joonised on originaalsed, loodud meie endi visioonide ning ekspertide ja lõputöö otsese juhendajaga peetud konsultatsioonide põhjal.

Töö käigus võeti sedalaadi toote edasiseks loomiseks, sealhulgas majanduslikuks ja turundusarvestuseks, arvesse kõiki punkte.

Märksõnad: tõstemehhanismid, hüdrosilindrid, mehaanika, hüdraulika, diplomitöö

SISSEJUHATUS

Kaasaegset maailma iseloomustab suur hulk probleeme. Need probleemid on üksteisest proportsionaalselt sõltumatud. Uue sajandi algusega on tehnoloogilise progressi tase tohutult tõusnud. See hüppeline kasv on tingitud peamiselt tohututest keskkonnaprobleemidest, mis on tänapäeval meie elu lahutamatu osa.

Tehnoloogiline kasv kaasaegses maailmas mõjutab tihedalt nii IT-tehnoloogiate arengut kui ka elementaarsete mehaaniliste meezanismide täiustamist. Rahvaarvu kolossaalne kasv sunnib meid lihtsalt leidma viise, leiutama ja looma asju, mis omakorda kiirendavad arengut ja rahuldavad kogu elanikkonna vajadusi. Järelikult õpivad kogu maailma noored vaimud ja püüavad oma leiutiste ja uute tutvustustega kaasaegset maailma paremaks muuta.

Meie piirkonnas on see väga õnnelik ja kohalikel noortel on võimalus õppida ühel kõige nõudlikumal ja vajalikumal erialal. Tallinna Tehnikaülikool ja kõik selle kolledžid, näiteks Tallinna Tehnikaülikooli Viruma kolledž, pakuvad kõigile Eesti noortele võimaluse õppida kaasaegse maailma silmapaistvate ja vajalike erialade omandamiseks. Tallinna Tehnikaülikool on Eesti vanim tehnikaülikool. See on riigi juhtiv õppeasutus masinaehituse, ettevõtluse ja valitsuse valdkonnas. Üks sellistest erialadest, mida ma omakorda ise õppisin. Nimelt Masinaehitustehnoloogiale spetsialiseerunud eriala Masinaehitus- ja energiatehnoloogia protsesside juhtimine. Sellel erialal õppimine andis üldteadmised masinaehituse ja mehaanika valdkonnas, tänu millele mu isiklik kujutlusvõime ja soov tulla välja erinevate uute mehanismidega, mis võiksid tulevikus aidata tohutut hulka inimesi, nii meie riigis kui ka välismaal, välja töötatud. Muidugi ei piisanud kogu ideest ja edaspidisest soovist seda arendada, ainult ülikoolis õppides. Praktikad erinevates asutustes, peamiselt Eesti Energias. Eesti Energia on rahvusvaheline energiakontsern, mis asub Eestis. Peamine energiatootmise tooraine on põlevkivi. Ja selles asutuses on võimalik täielikult süveneda nende erialasse. Tänu koolitusele ja edasistele pakutavatele praktikakohtadele Eesti Energias oli võimalik uuritud materjal hästi kinnistada ja oma ideed paremaks muuta.

Lühidalt selle teesi kohta edasi liikudes. Kujutage ette maailma, kus kõik tehnoloogilised vajadused saab lahendada lihtsalt ja lihtsalt, ilma et oleks vaja erilist vajadust masina remondiga tegelevate ettevõtete kasutamiseks. Maailm, kus kõik, tavaline inimene, ilma liiga palju pingutamata, saavad tõsta mis tahes rasket asja, auto mis tahes pinnale. Ja seda kõike vaid ühe väikese leiutise abil. See idee võib täielikult muuta vaadet autode tõstmisele ja selle all olevate auto elementide asendamisele. Kõigi auto rataste asendamine võib toimuda samaaegselt või sõltuvalt eelistustest võib see tõsta ainult auto esiosa või ainult tagaosa või paremale või ainult vasakule küljele. Kui me ei räägi mitte ainult selle projekti vajalikkusest auto jaoks, vaid ka selle rakendamise viisidest

väljaspool masinvajadusi, siis on lihtne näha tohutut arengupotentsiaali. Esimene asi, mis selle projekti arutamisel meelde tuleb, on kasutamine ehitusplatsil või lihtsalt igapäevaelus. Fikseeritud võimsus ja võime hoida suuri raskusi suurendab selle projekti potentsiaali ja funktsionaalsust. Nagu te juba arvata oskasite, räägin statsionaarsest, kaasaskantavast ja hüdraulilisest seadmest tugiraskuste tõstmiseks ja nende tihedaks kinnitamiseks selle mehhanismi külge. Jah, see on õige, ma räägin uut tüüpi pistikutest.

Kaasaegne maailm nõuab enamiku inimeste jaoks nii uusi kui ka lihtsustatud asju. Seetõttu usun, et kaasaegse pesaga projekt, millel on võimalused, nagu ma varem kirjeldasin, on suurepärane täiendus olemasolevatele tehnoloogiatele. Ja see võimaldab ka laiendada kasutusala tavalisele tavainimesele. Kas pole nii tore? Kindlasti suurepärane. Vaatamata kõigile võimalikele negatiivsetele aspektidele on igas projektis palju positiivseid ja arendavaid asju. Nii et vaatame maailma uue nurga alt ja arendame ennast ja oma kujutlusvõimet, et leiutada üha uusi seadmeid elu parandamiseks meie riigis ja kogu maailmas..

1 PATENDIUURINGUD

Kolossaalse aja jooksul lõi, täiustas ja lõi inimene üha uusi seadmeid elu parandamiseks. Kõige selle põhjal tekkis selline tööstus nagu mehaanika.

Lihtsamalt öeldes on mehaanika omamoodi masinate ehitamise kunst. Kui järele mõelda, siis nii on. Loomes ja täiustame pidevalt masina tehnoloogilist osa ning kui saabub hetk, kui midagi pole parem parandada, hakkame juba olemasolevat lihtsustama. Kogu seda venivat protsessi nimetatakse mehaanikaks ja kas pole tore?

Materiaalsete kehade ja nende liikumiste vastastikune mõju on ka mehaanikateadus. Tegelikult võib kõik, millega elame, seostada mehaanikaga ja selle tähtsusega meie elus. Inimeste liikumine on masinate liikumise alus. Kõik algab millestki väikesest, muutes selle sisukaks.

Kaasaegset maailma on raske ette kujutada ilma meile oluliste vidinateta. Kui aga sügavamale minna, siis see kõik tuli millestki. Areng, evolutsioon on see, mis veab protsessi ja parandab elukvaliteeti. Vanimatel aegadel oli seal kivi ja palk ja nüüd tuli mees välja tööriistadega: kirves, kepi, ratas jne ja nii edasi. Kõik see viis meid selleni, mis meil praegu on, ja me ei tohi seda lihtsalt unustada. Ilma kõige selleta pole tulevikku.

Seetõttu pakkus autor kaasaegsete autotõstuke parandamiseks välja järgmised meetmed:

- Mõttele välja ja kujunda uue tõstuke tüüpi olemasolevate põhjal
- Stabiliseerige selle tõstuke tehnoloogia
- Tehke tõstuke ja selle peamiste osade täielikud arvutused

Eesmärk ja ülesanded:

Toimiv ja arvatud neljapostiga tõstuki mudel, mis põhineb olemasolevatel kaasaegsetel asendustel. Efektiivsete ja kvaliteetsete arvutuste esitamine selle tõstuki edasiarendamiseks.

Uuringu eesmärgid:

Arvutage optimaalne lahendus masina tõstmiseks erinevatest külgedest

Valige ja arvutage silindrite koormuse jaotamiseks hüdrauliline jaotur

Analüüsige tõstuki optimaalset tõstevõimet.

1.1 Tõstukite tüübid

Autotõstuk on konstruktsioon, mis koosneb tugisüsteemist ja veomehhanismist. Seadmete kujundamisel ja valmistamisel kasutatakse kahte paigutuskeemi:

Rack liftid. Tugisüsteem koosneb ühest kuni neljast vertikaalsest sambast, hingedega jalgadest, käru liikumismehhanismist ja ajamist. See seade töötab järgmiselt: auto sõidetakse saidile, käpad viiakse künniste või muude kehaelementide alla. Vagunid tõstetakse mööda posti, kasutades viimast juhtnööriena.

Käär- või rööpkülükujulised tõstukid koosnevad kahest horisontaalsest redelist, mille alla on kinnitatud hingedega konstruktsioonid. Auto on paigaldatud platvormile. Viimaseid tõstetakse hüdraulilise või hüdropneumaatilise süsteemi abil, tõmmates kahest keskselt ühendatud elemendist ühe otsa.

Mõlemat tüüpi seadmed erinevad oma rühmade lõikes tehniliste omaduste ja disainifunktsioonide poolest.

Autotõstukeid kasutatakse teatud kõrgusele tõstmiseks ja autode pikka aega selles asendis hoidmiseks. Mõeldud tõrkeotsingu ja eeskirjade täitmiseks.

Platvormautotõstukitel on lisafunktsioon ja neid kasutatakse stendi alusena, millele reguleeritakse rataste joondamist.

Liikuvad ja statsionaarsed liftid. Need on kallid, kuid mudelite seas säästavad nad kõige paremini ruumi nii töökojas kui ka teie enda garaažis. Sobib sõiduki hoolduseks. Tulenevalt asjaolust, et ühepostilise mudeli jalg kattub põhjaga, on heitgaasisüsteemile ja mõnele vedrustuselemendile raske juurde pääseda.

1. Sorokin 17.25 [1 ; 44] - alates 2500 EUR Liikuv elektrohüdrauliline tõstemehhanism, mis põhineb "Roklya" tüüpi käsikäru ja on varustatud ühe reguleeritavate jalgadega tõstetalaga.

Deklareeritud 2,5 tonni annab 1,5-tonniste väikeautode riputamisel üle 30% kandevõimest. Reguleeritavate



Joonis 1.1 Tõstuk Sorokin 17.25 [1 ; 44]

jalgade kruvitoed võtavad autosid üles alates 120 mm ja 15-liitrine hüdrauliline ring tõuseb kuni 2,2 meetrini. Tugiteenuste võrdkulgse paigutuse pindala - 3,15m² - on piisav tõstetud sõiduki massi ühtlaseks jaotamiseks, kuni 4,4 m pikk.

Tulenevalt asjaolust, et tõstetala kattub põhja alt läbi, pole seda alati võimalik eemaldada ja mõnikord isegi pöörata ja tõmmata kinnitustest eemaldatud väljalasketoru välja. Ka pähklite purustamise jõulised meetodid pole alati vastuvõetavad - absoluutselt kõik postitatud masinad kiiguvad.

Pidage meeles: reguleeritavate tugede lahti keerates on täiesti võimalik oma käpad külgliigetele toetada - see on mugav, kui läved on roostes. Kuid see ei toimi, kui näiteks golfiklassi autost summutit välja võtta, isegi täielikult üles tõstetud tugeid lävede vastu toetuvad.

Fotoallikas ja peamised omadused: Venemaa veebipood Vseinstrumenti.ru.

2. TST35UX TROMMELBERG [2; 45] - alates 4000 EUR

Statsionaarne kolb-tüüpi tõsteseade, mis on varustatud 4 pöördõlaga keskplatvormil.

Tuba pole segane, sest peale põranda kohal olevate tugeodega käppade ei paista midagi välja. Nähtavate elementide kõrgus kokkupanduna on 125mm, pikkus veidi üle pooleteise meetri. Nad ei sekku, sest asuvad sõiduki suunas. Kolb tõstab auto rõhu all 1,85 m kõrgusele, mida pumpab väline hüdrojaam läbi 6-meetrise voolikute.



Joonis 1.2 Tõstuk TST35UX TROMMELBERG [2 ; 45]

Eespool kirjeldatud eelised hääbuvad selle taustal, et tõstemehhanism ülalpidamine on kallis ja ruumi puhtuse osas teistest nõudlikum. Mugav ainult pritsimiskabiinis. Töötoas - ainult töö jaoks, mis ei nõua jõulist tegevust. Lisaks võivad laotatavad jalad häirida välise kütusefiltri ja väljalaskesüsteemi tööd.

Mitme TST35UX-i tiheduse kaotuse juhtumi põhjalik uurimine erinevates teenindusjaamades näitas, et rikke põhjuseks oli kvalifitseerimata paigaldamine. Need, kes on selles valdkonnas, teavad: 960 kg kaaluv konstruktsioon, mis on mattunud peaaegu 2,5 m ja kinnitatud kinnitatud kere külge, on mõeldud auto tõstmiseks eesmise ja tagumise massi suhtega 3: 2. Kõiki teisi ajasid sama pikkad teleskoopjalad segadusse. Tõstuki peaks paigaldama müüja spetsialist, sest lisatud dokumentatsiooni paketi saadud skeem on ainult soovitusel vundamendi ettevalmistamiseks. Kahepostiline - parim võimalus väikeettevõtetele.

Taskukohane, usaldusväärne, hooldatav, vähese hooldusega. Seetõttu on need populaarsed ja püsivalt paigaldatud paljude teenindusjaamade remonditöökodadesse. Elektromehaanilised mudelid, mis on deklareeritud ressursi ammendanud rohkem kui 10 aastat tagasi, töötavad endiselt korralikult. Kuid enamus eelistab hüdraulikaseadmeid: isegi teise klassi versioonis on see kiirem kui mehaanilised süsteemid, tarbib vähem elektrit, võimaldab teil elektri kadumise korral kiiresti auto alla lasta ja lisaks sellele ajakohastatakse pidevalt.

Fotoallikas ja peamised omadused: Venemaa veebipood trommelberg.ru.

3. PGN 2 4,0 [3;46] - alates 1000 EUR

Neljatonnise tõstemehhanism klassikaline versioon koos kolmefaasilise, 2,2 kW mootoriga.

Tõestatud eeliste hulgas on võimalik märkida metalli paksus riulitel ja aluselementidel, täissuuruses hüdrocilindritel. Kuid see on mõeldud ainult mudelitele, mis on toodetud enne 2015. – 2016. Kuna kaebused praeguse hüdraulika ja kõrvaliste koputuste kohta vagunite tõstmisel ja kinnitamisel hõljuvad süsteemitult üles. Reeglina säästab hüdrocilindri sisetihendite vahetamine kasutajat mitme aasta jooksul hüdrostsüsteemi tiheduse probleemidest.



Joonis 1.3 Tõstuk PGN 2 4,0 [3;46]

Pange tähele: 3 aasta tagused reklaamilubadused sisaldavad viiteid sellele, kui palju PGN 2 4.0 metalli paksus erineb konkureerivatest proovidest. Täna ametlik ressurss sellist teavet ei anna. Ja vana ja uue kaalu vahe 50 kg selgitab selgelt, miks see juhtub.

1.2 Uuring

Tulenevalt asjaolust, et see lõputöö põhineb meie endi ideede täiustamisel ja elluviimisel uut tüüpi neljakohalise tõstemehhanism, autor teinud otsingu analüütika kõigil saadaolevatel patendifoorumitel.

Sarnaste patenteeritud tõstemehhanisme oli suhteliselt suur.

Analytics tehti järgmiste otsinguressursside abil:

www.google.ee, www.neti.ee, www.nigma.ru, www.yandex.ru, www.rambler.ru

Analüüs viidi läbi ka ametlike patendiallikate abil:

Ameerika Ühendriikide patendi- ja kaubamärgiamet www.uspto.gov

Euroopa Patendiamet www.ep.espacenet.com/?locale=en_V3

EEsti Patendiamet www.epa.ee

Venemaa intellektuaalomandi, patentide ja kaubamärkide föderaalne talitus. Rospatent www.fips.ru

On leitud mitmeid sarnaseid tõstemehhanism. Üks näidetest on toodud joonisel.



Joonis 1.4 Sarnane tõstemehhanism [4]

Üks olulisemaid aspekte igasuguse dokumentatsiooni kirjutamisel ja loomisel on selgelt sõnastatud tehniline kirjutamine. Hästi formuleeritud tehnilise kirjelduse põhjal õpitakse projekti valdama ja toimub edasine ettevalmistus loomiseks. See kirjeldus on omamoodi dokument, mis sisaldab tingimusi või üldisi tehnilisi nõudeid standarditele ja materjalidele, mida kavatakse selle projekti loomisel kasutada. Lisaks saab seda

dokumenti kasutada regulatiivse ja tehnilise dokumentatsioonina toodete ja seadmete tootmisel ja kvaliteedi hindamisel.

Tavaliselt sisaldab andmeleht mitmeid põhipunkte:

Toote täielik nimi, kirjeldus, peamised omadused;

Kasutusala:

- konkreetse mudeli, disaini, suuruste vahemiku jne põhinõuded;
- materjalid ja toorained, millest toode on valmistatud, samuti kõik selle tootmiseks kasutatud komponendid ja seadmed;
- teave ladustamise, transportimise, märgistamise, pakendamise reeglite kohta;
- tootmise ja kasutamise ohutusmeetmed;
- nõuded seadme kvaliteedi hindamise protseduurile;
- Toote tehnilise kirjelduse manusena lisatakse kontrollitava toote tüübi joonis, foto või visand.

Kõik need parameetrid pakuvad projektile täieliku selguse ja ausust, et vältida probleeme tootmise ja edasise rakendamise ajal maailmas.

1.3 Tehniline ülesanne

Lahenduse põhiprobleemiks oli soov valmistada seadmeid sõidukiga töötamiseks, et ilma raskusi oleks samaaegselt erinevate nurkade alt vaatamisega. Selgus, kompaktsus olid selle seadme idee väljatöötamisel fundamentaalsed. Nüüd võime jälgida suurt hulka töökodasid, kus transpordi tõstmiseks ja töötamiseks, parandamiseks kasutatakse erinevaid seadmeid.

Selle seadme planeerimisel oli peamine selle seadme lihtsus ja ainulaadsus. Lisaks mittestandardsusele on kahtlemata oluline ka selle toote kasutusmugavus tavalise tavakasutaja poolt ning oluline on võime seda ka oma garaaži paigaldada. Kõik need parameetrid on põhilised ja just neile pandi rõhku.

Erinevatel eesmärkidel mugavate seadmete kujundamine on võimatu ilma kaasaegsete tehnoloogiate inseneritüüpide sügava uurimiseta, erinevate nurkade arvutuste ja sobiva lõpptoote tüübi vali.

1.4 Mudeli põhinõuded

- Selle projekti peamised nõuded on järgmised:
- tehniliste arvutuste korrektsus
- Täpsus sobivate komponentide valimisel
- Erinevate tüüpide uurimise vajadus
- Konstruktsiooni loetavus ja terviklikkuskuta.

1.5 Eesmärk

Elektromehaaniline neljapostiga statsionaarne masinatõstuk koos integreeritud kruvitaoliste tõstukitega (edaspidi elementaartõstuk) on spetsialiseerunud kuni 4 tonni või 4000 kg kaaluvate sõidukite tõstmiseks, et pääseda ligi sõiduki erinevatele osadele ja komponentidele. Näiteks: hoolduse, remondi ja auto seisundi sõltumatu mitteohtliku kontrolli teostamisel.

See projekt peab ette nägema kõik vajalikud meetmed, et luua ohutu masina alamahela seadmete kasutamine looduskeskkonnas.

1.6 Seade, toimimispõhimõte ja tõstke tehno hinnang

1.6.1 Tõstuki tüüp

Varem tehti ka tõstke üldine vaade, mis on näidatud CAD-mudelite ja selle põhiosade eraldi osas, samuti tehnilises arvutuses osaliselt lisatud pilte. See statsionaarne tõstuk (edaspidi lihtsalt tõstuk) on spetsialiseerunud 4000 kg netomassiga autode tõstmiseks. Võimaluse täitmiseks läheneb see osadele ja vastavalt ka auto alumisele osale, et

teostada mitmesuguseid remonditöid ja tehnilisi lahendusi. uuringud ja töö auto ja selle osade kallal.

Nelja postiga elektromehaaniline tõstuk [47] autodele ja väikebussidele koos tulevikus valitud töö süsteemiga ning sobivaima valimisega ja valimisega. Selle pika eluaega ja üldiste loomisvõimalustega seadme tõhususe tagamine. Soodne juhendamine ning hoolduse ja kasutamise lihtsus. Plaatide libisemiskindel pind. Spetsialiseerunud lihtsatele katsete ja rataste joondamise rakendustele ning sõidukite hooldamisele ja remondile. Kaasaegsete tõstemehhanismide juhtimissüsteemid peaksid nagu alati võimaldama paigaldust kasutada erinevat tüüpi masinatega.

Kõigepealt on neljapostilised tõstukid nõudlikud raskete ja suuremõõtmeliste seadmete hooldamiseks ning ratta struktuuri nurkade reguleerimise ja reguleerimise postides (joonduskõrgus). Viimast tüüpi masinatõstukite puhul peavad redelid olema varustatud süvenditega eesmistele purunemisringide jaoks ja libisevate kompensatorplaatidega auto tagumiste näärmete jaoks. Jah, see peab täpselt aktsepteerima läbisõitu - teisaldatav tungraud, mis on paigutatud lifti kaldteede vahele, et teostada kompenseerimise ja reguleerimise protseduure.

See nelja postiga tõstuk on eemaldumine eelkäijatest ja on peaaegu ainulaadne ja uus sissejuhatus tööstusele.

1.6.2 Kuidas see tõstuk töötab

Kõigepealt on vaja seadistada pealüliti asendisse " tõstma" ja vajutada tõstke-režiimi ühendusklahvi ning hoida klahvi all, kuni tõstuk [47;48;49] jõuab kutsutud tõstekõrguseni.

Kogu tõstetsükli vältel on väljutushoob normaalses (ülestõstetud) asendis, mis haakub automaatselt turvavarraste soontega.

Kui tõstuk peatub kõrgendatud asendis, ei saa vagunite koormust kunagi toetada. Käpad peavad kinni hoidma kiiludest - püüduritest, mis asetatakse automaatselt turvavarre soontesse.

Kui tõstuk on saavutanud vajaliku kõrguse, vajutatakse klahvi STOP. Tõstmine peatub automaatselt, kui kiilud langetamise alustamisel esimestesse piludesse sisenevad.

Enne langetamist on vaja turvasulgurid lahti ühendada.

Seejärel vajutage langetusrežiimi lubamise klahvi, mis lülitab kiilid - püüdurid automaatselt välja ja lülitab langetamisrežiimi juhtimissolenoidklapi sisse.

Kui tõstke langetamisel algavad platvormide teelt takistused, siis lülitatakse sisse kaablite venitamist kontrollivad andurid, mis toovad mikrolülid langetamise peatamiseks seadistusse.

1.6.3 Tehnilised nõuded

1.6.3.1 Kasutamine

Elektromehaaniline neljapostiga statsionaarne masinatõste eemaldatavate kruvitõstukitega (otstega), kinnitamiseks auto eraldi osadele (rattad või muud autoosad), mis on ette nähtud kasutamiseks auto rataste kontrollimisel, reguleerimisel, komponendi vahetamisel sõiduauto hoolduse ajal tavalistele inimestele mugavamaks kasutamiseks.

1.6.3.2 Omadused

- Kasutuse mugavus
- Kasutuse lihtsus
- Eemaldatav kruvitõstesüsteem
- Kindel auto kinnitus
- Auto üksikute servade tõstmine mugavamaks komponentide käsitlemisel ja vahetamisel
- Võimalus paigaldada mitte ainult autoteenindusse, vaid ka tavalisse garaaži (kui kõik ohutusnõuded on täidetud)

1.6.3.3 Hinnangulised näitajad

Tüüp - statsionaarne, elektromehaaniline, neljapostine

Kandevõime, kg., 4000

Tõstekõrgus, mm., Mitte üle 1500

Tõusuaeg, sekundid - 45

Langetusaeg, sekundid - 45

Kangide-pickupide alumine asend, mm, mitte üle 150

Tõstekiirus, m / min, vähemalt 1,7

Üldmõõdud, mm., Enam pole

- pikkus 2000
- kõrgus 1000
- laius 3000

Riulite vahe laius, mm. Vähemalt 2530 mm

Kaal, kg., 780

Elektrimootor:

- Võimsus, kW, vähemalt 1,5
- Pöörlemissagedus, p / min, mitte rohkem kui 935
- Pinge, V 380

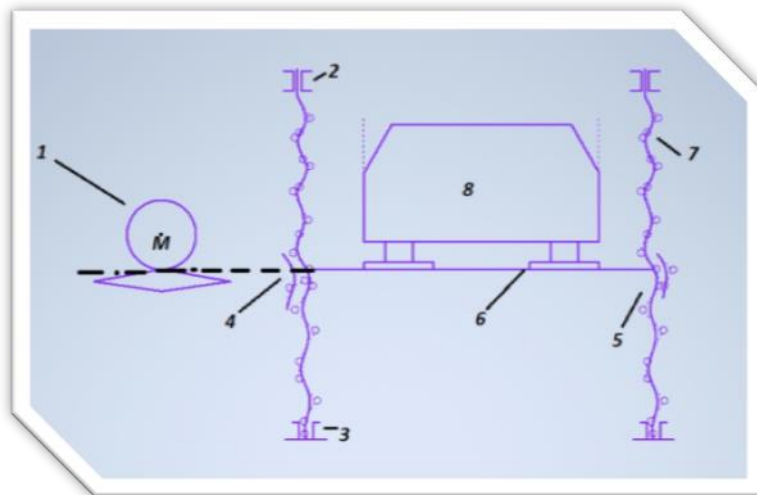
2 TEHNILINE ARVUTUS

2.1 Neliposti elektromehaanilise jõu mehhanismi ja ajami arvutamine

Kõigepealt otsustati koostada tõustke esimese osa kinemaatiline skeem. Tulevikus aitas see keskenduda elektromehaanilise põhitõstuki arvutuste õigsusele ja korralikkusele.

Allpool on lühike selgitus:

- Kinemaatiline skeem on sarnane skeem, mis näitab käigu ülekandmise järjestust mootorilt ülekandemehhanismi kaudu mehhanismi tööorganitele (näiteks: masina võll, lõikeriist, auto põhirattad, jne) ja nende suhetest. [5]



Joonis 2.1 Tõste kinemaatiline diagramm. kinemaatiline diagramm koostati koolituskursuse "Masinamehanika" põhjal iseseisvalt [6]

Kinemaatiline põhiskeem sisaldab mitmeid asju, mis tuleb arvutada tervikstruktuurina.

Nimekiri on esitatud allpool:

- 1 elektrimootor;
- 2,3-polt toed;
- 4-kette ülekannet;
- 5-mutter;
- 6 tõstetav osa;
- 7 polt;
- 8 tõstetav auto

Peamine ja kõige olulisem punkt on tõstetava koorma (antud juhul auto) kaalu määramine. Varem pandi rõhku auto eeldatavale kaalule ja otsustati hakata kaalu arvestama.

Tõstetava koorma kaal määratakse järgmise valemi abil:

$$G_{nom} = m \cdot g, \text{ N}; \quad (2.1)$$

kus m on tõstetava koorma mass, kg.

Tõstetava koorma mass on 4000 kg, siis kaal on järgmine:

$$G_{nom} = 4000 \cdot 9,8 = 39620 \text{ N} \quad (2.2)$$

Projekteerimisjõu maksimaalne väärtus määratakse järgmise valemi abil:

$$G_{max} = k \cdot G_{nom}, \text{ N}; \quad (2.3)$$

Maksimaalse arvutusjõu arvutamiseks peab olema teada ülekoormustegur.

- Ülekoormustegur on arvutustes vastu võetud tegur, mis peab standardkoormuse väärtuse kõrvalekaldumise tõenäosust ebasoodsas suunas. [7]

Võttes arvesse vastuvõetud seadusi (k) = 1.1

$$G_{MAX} = 1,1 \cdot 39620 = 43120 \text{ N} \quad (2.3)$$

Võllimutris koormus:

$$F_a = \frac{G_{max}}{i}; \quad (2.4)$$

Kus i - muutrise number, $F_a = 43120/4 = 10780 \text{ N}$

$$\psi_h = \frac{h}{p}; \quad (2.5)$$

Reeglina peaksite alati enne keerme läbimõõdu leidmist kõigepealt valida keermeprofiili. Täpsemalt otsustati antud juhul kasutada trapetsikujulist ühejuhtmelist niiti.

- Trapetsikujuline ühekäiguline niit on piisavalt tugev hõõrdejõuga pliidniit, mida kasutatakse algselt sirgjooneliseks liikumiseks. [8]

Nagu seda tüüpi niidi määratlusest selgub, sobib just see arvutus kõige paremini. Lisaks ei tea me meie puhul eelnevalt mutri kõrgust ja keermeprofiili kõrgust ning seetõttu on vaja sisestada vastavad koefitsiendid. Seetõttu jätkame keskmise keerme läbimõõdu leidmist.

Valemi (2.6) kohaselt on keerme keskmine läbimõõt võrdne järgmisega:

$$\psi_h = \frac{H_r}{d_2}; \quad d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot [p]}}; \text{mm} \quad (2.6)$$

Kus:

$\psi_H = 1,2 \div 2,0 = 0,6$, (kuna eeldame, et mutter on tahke);

$\psi_h = 1,5$, kuna tüübi niit oli eelnevalt valitud - trapetsikujuline;

Fa - lubatud rõhk keermes, = 4 ... 6 MPa (teras hallmalmil).

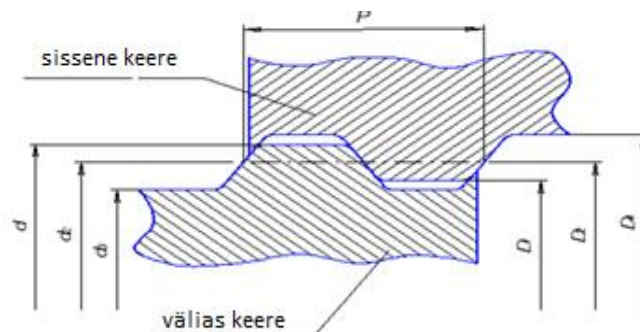
$$d_2 = \sqrt{\frac{10780}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,6 \cdot 5}} = 27,62 \text{ mm} \quad (2.6)$$

Pärast kruvi stabiilsuse arvutamist saame keskmise läbimõõdu kindlaks määrata ja aktsepteerida. Tulevikus on keskmise läbimõõdu abil võimalus määrata kõik muud keeme parameetrid. Kõik parameetrid on esitatud allpool:

- $d_2 = D_2 = 27,62$ mm;
- $P = 2$ mm;
- $d = 14$ mm;
- $D_4 = 14,5$ mm;
- $d_3 = 12,5$ mm;
- $D_1 = 12$ mm;

Kõigi parameetrite määratluse abil määrame trapetsikujulise ühekordse niidi lõpliku tähise. Lõplik tähis on [9] Tr 28x3-7H / 7e. Sellest järeljub, et:

- 28 - trapetsikujulise keeme välisläbimõõt, mm;
- 3 - samm, mm;
- sobib 7H / 7e poldiga vuugivahega,
- 7. klassi niidi täpsus.



Joonis 2.2 Ülaltoodud joonisel on kujutatud ühepoolse trapetsikujulise poldi ja mutri nominaalsed keermeprofiilid.[10]

Järgmised üksused on näidatud skemaatiliselt:

- d - väliskeeme (poldi) välisläbimõõt

- d2 - väliskeerme keskmine läbimõõt
- d3 - väliskeere siseläbimõõt
- D1 - sisekeerme (mutri) siseläbimõõt
- D2 - sisekeere keskmine läbimõõt
- D4 on sisekeere välisläbimõõt).

Järgmine oluline samm arvutamisel oli efektiivsuse määramine. Poldimutri ülekande efektiivsuse määramisel täpsus. Seda tõhusust saab määrata ainult siis, kui mõistetakse sõltuvust ülekande sihtkohast.

Täpsemalt selle lifti puhul otsustati tegutseda põhimõttel, kus pöörlemisliikumine muudetakse translatsiooniks (2.7):

$$\eta = \varphi \cdot \frac{tg\psi}{tg(\psi+\rho)}; \quad (2.7)$$

Valemi põhjal võtame arvesse:

φ - koefitsient, võttes arvesse tugede hõõrdumisest tulenevaid võimsuskadu,

$\varphi = 0,8 \dots 0,95$; aktsepteerime $= 0,9$;

ψ - heeliksi tõusunurk piki keerme keskmist läbimõõtu, kraad;

φ' - vähendatud hõõrdenurk, kraad (2.8).

Sel põhjusel, et on vaja teada vähendatud hõõrdenurka.

Arvutage see järgmise valemi abil(2.8):

$$\varphi' = \arctan(f') \quad (2.8)$$

Valemist jäeldub, et f' on vähendatud hõõrdetegur. Vajame ka seda koefitsienti ja selle määramiseks on ainult üks viis.

Vähendatud hõõrdetegur (2.9) määratakse järgmise valemi abil:

$$f' = \frac{f}{(\cos(a/2))} \quad (2.9)$$

Me nõustume:

f kui hõõrdetegur;

a / 2 - trapetsikujulise keermeprofiili nurk, võtame ka a = 30 °

Leidke vähendatud hõõrdetegur:

$$f' = \frac{0.1}{\cos(30/2)} = 0.104 \quad (2.9)$$

Pärast vastuse saamist asendame saadud väärtuse vähendatud hõõrdenurga valemiga (2.8), seetõttu saame:

$$\varphi = \arctan(0.104) = 5.9374 \quad (2.8)$$

Loomulikult ärge unustage, et on vaja leida ka heeliksi kõrguse nurk. Vastus tuleb kraadides. Keskmist läbimõõtu kasutades asendame kõik väärtused valemiga (2.10):

$$\psi = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right); \quad (2.10)$$

Valemi tingimusest järeldub, et:

P - keerme samm, mõõdetuna millimeetrites

d_2 - väliskeerme (poldi) keskmine läbimõõt millimeetrites

Asendage väärtused ülaltoodud valemisse ja saate (2.10):

$$\psi = \arctan\left(\frac{2}{3.14 \cdot 13.6}\right) = 2.68^\circ \quad (2.10)$$

Seejärel leiame lõpuks efektiivsuse, asendades leitud väärtused valemiga:

$$\eta = 0.9 \cdot \frac{\operatorname{tg} 2.68^\circ}{\operatorname{tg}(2.68^\circ + 5.94^\circ)} = 0.27 \quad (2.7)$$

Otsustame, et see jõuülekanne peaks olema isepidurdav, selles aitab meid ka efektiivsuse leitud väärtus, mis on 0,27 ja jääb selle lubatud vahemikku = 0,2 ... 0,35.

Pärast seda on vaja täpselt näidata lifti tõstmise aeg. Varem on jaotises "Omadused" juba välja toodud umbes eeldatavad omadused.

Nõutava tõusuaaja leiame valemi järgi (2.11):

$$t = \frac{H}{v}; \text{ sek} \quad (2.11)$$

Tõusuaegade valemi põhjal teame, et:

H - tõstekõrgus, 1500, mõõdetuna meetrites (varem on toodud jaotises "Tehnilised andmed")

V - tõstekiirus, 1,7 m / min = 0,0283 m / s.

Asendame väärtused valemisele (2.11):

$$t = \frac{1.5}{0.0283} = 52.94 \text{ sek} \quad (2.11)$$

Järgmine oluline punkt on leida võimsus juhtiv link. See võimsuse väärtus leitakse ainult siis, kui me teame väljundi (juhitava) lingi aksiaaljõu (N) ja translatsioonikiiruse (m / s)

väärtusi. Koguväärtus saadakse vattides. Varem saime antud väärtused juba kätte, seega asendame antud väärtused valemiga (2.12):

$$P = \frac{F_a \cdot V}{\eta}; W \quad (2.12)$$

$$P = \frac{6737.5 \cdot 0.0283}{0.27} = 706.2 W \quad (2.12)$$

Seetõttu on vaja ka võimu kõigil sõidukulude pähklid.

Me leiame selle valemiga (2.13):

$$P \cdot 4 = 706,2 \cdot 4 = 2827,2 W \quad (2.13)$$

Pidame meeles, et reisimutrite koguarv on 4.

Peamine eesmärk on leida elektrimootori võimsus. Selle saame kindlaks teha ainult ketiülekanne arvesse võttes. Väärtus põhineb vattides.

Elektrimootori nõutav võimsus leitakse valemiga (2.14):

$$P_{nõutud} = \frac{P_{kokku}}{\eta_{efektiivsus}}; W \quad (2.14)$$

Arvestades, et:

$\eta_{efektiivsus}$ on kettülekanne efektiivsus.

Asendame väärtused valemisele (2.14):

$$P_{nõutud} = \frac{2827.2}{0.95} = 2976 W \quad (2.14)$$

Teadaoleva vajaliku võimsusega peame teadma ka pöörlemiskiirust.

Seetõttu leiame selle valemi (2.15) järgi, kus väärtused saadakse min^{-1} :

$$n = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot V}{P \cdot n_p}; min^{-1} \quad (2.15)$$

Kus:

Varem teadaolev P on keerme samm, mõõdetuna millimeetrites.

n_p - on lõime alguste arv.

Asendame väärtused valemisele (2.15):

$$n = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 0.0283}{3 \cdot 1} = 566 min^{-1}; \quad (2.15)$$

Nõustume minimaalse väärtusega, mis võrdub järgmisega: $n = 700$; käibed/min

Tänu valitud ja saadud parameetritele valime elektrimootori kataloogide põhjal. Nõutavad parameetrid hõlmavad vajalikku võimsust ja juhtkrugi kiirust.

Interneti-kataloogide [11] abil valime elektrimootori. Kõige paremini sobib 4BR 112MV8 tüüpi elektrimootor.

4VR 112MV8 tüüpi elektrimootori parameetrid [11]:

- Võimsus mõõdetud kW = 3,00
- Pööretel mõõdetud kiirus (käibed\min) = 700
- Kaal, mõõdetuna kilogrammides = 39,00

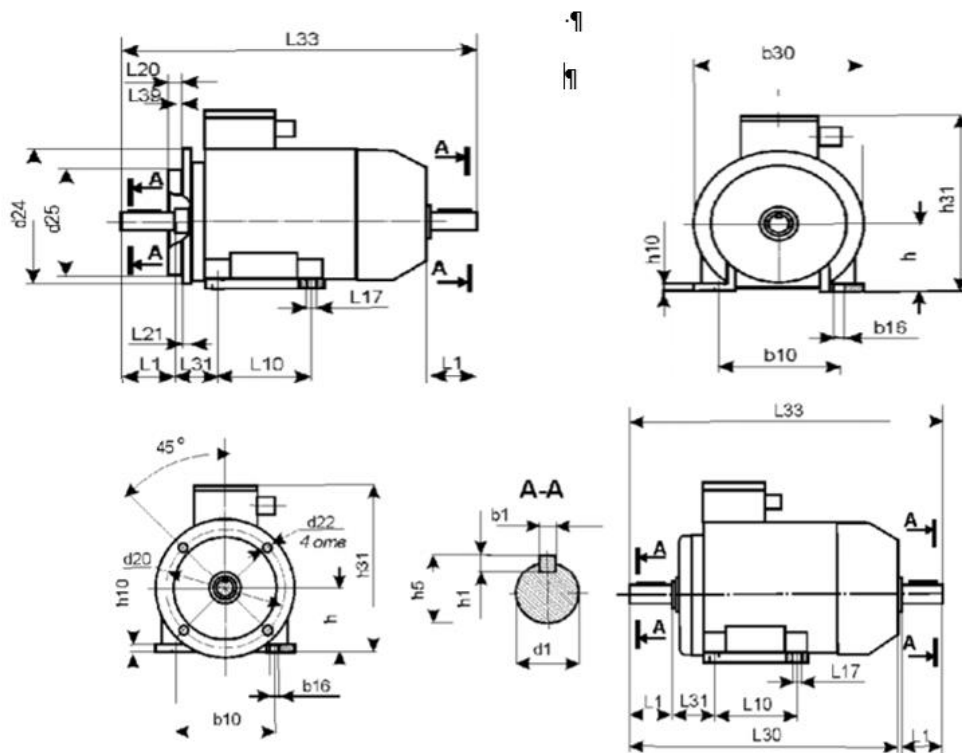
Allpool on toodud omaduste tabel (Tabel 2.1) [11;12]:

Tabel 2.1. Elektrilised parameetrid [11;12]

Tüüp	Elektrilised parameetrid							
	P, KBТ	Nimikii rus p / min	КПД, %	cos	In/in	Mp/M N	Mmax	Mmin
4BP112MB8	3	700	79	0.74	6	1.8	2.2	1.4

Tabel 2.1 Elektrilised parameetrid [11;12]: Tabelis on esitatud üldine teave arvutuste jaoks kasutatud mootori kohta. Kõik tabeli andmed on võetud mootorikataloogi saadaolevatest tabelitest.

Kataloogist valitud ettekujutuse saamiseks elektrimootori tüübist ja mõõtmetest otsustati pakkuda kataloogist võetud kujul üldine:



Joonis 2.3 Elektrimootori ligikaudne vaade ja mõõtmed [11;12;13]

2.2 Ketiajami arvutamine.

Esimene samm on leida ülekandearv.

Leiame selle valemi (2.16) järgi:

$$u = \frac{n_e}{n_{\text{mutter}}}; \quad (2.16)$$

Arvestame, et:

n_e on mootori pöörlemiskiirus, mõõdetuna min-1;

Aktsepteerime mutri n_{mutter} pöörlemissagedust - mõõdetuna min-1.

Asendame väärtused valemisele (2.16):

$$u = \frac{700}{566} = 1.236 \quad (2.16)$$

Ketiajami arvutamiseks peab olema teada ka hammasrataste hammaste arv. Arvestame, et väiksema ketiratta jaoks kasutame ka rullketti. Seetõttu leitakse väiksema ketiratta hammaste arv valemiga (2.17):

$$Z_{1\text{min}} = 29 - 2u \quad (2.17)$$

Kui:

u - ülekandearvuna.

Mõlemad valemid hindamiseks kasutatakse minimaalse hammaste arv veotähikut. Aktsepteerime ajami hammasratta hammaste arvu.

Asendame väärtused valemisse (2.17):

$$Z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 1.236 = 26.528 = 27 \quad (2.17)$$

Pärast saadud tulemust leiame veetava ketiratta hammaste arvu. Kasutades juba teadaolevaid andmeid, asendame need valemisse (2.18) ja leiame:

$$z_2 = z_1 u = 27 \cdot 1.236 = 33.372 = 33 \quad (2.18)$$

Vastavalt hammasrattaste hammaste arvu valimise reeglitele on soovitatav valida paaritu arv ketirattaid. Seda tehakse seetõttu, et koos paarisarvulise ketilülidega aitab see kaasa hammaste ja liigete ühtlasemale kulumisele. Võttes arvesse hammaste arvu valimisel reegleid ja soovitusi, võtame hammaste arvu.

Peate teadma tegelikku ülekandearvu.

See leitakse valemiga (2.19):

$$U_f = \frac{z_2}{z_1} = \frac{33}{27} = 1.222 \quad (2.19)$$

Alati on vaja teada antud kõrvalekaldeid, mille leiame valemiga (2.20):

$$\Delta_u = \frac{|u_f - u|}{u} \cdot 100 \leq 4\% \quad (2.20)$$

Asendame väärtused hälbe valemisse (2.20) ja saame:

$$\Delta_u = \frac{|1.222 - 1.236|}{1.236} \cdot 100 = 1.133\% < 4\% \quad (2.20)$$

Oluline punkt hammaste arvutamisel on tööfaktori määramine.

See väärtus leitakse valemisse (2.21):

$$K = k_d \cdot k_a \cdot k_n \cdot k_r \cdot k_m \quad (2.21)$$

Kus:

- k_d – dünaamikategur ($k_d = 1$ – rahulik koormus, $k_d = 1,25 \dots 1,5$ – vahelduv või tõukeline),
- k_a – telgedevahe mõju arvestatav tegur ($k_a = 1$ kui telgedevahe $a = 30t \dots 50t$, $k_a = 1,25$ kui $a \leq 25t$, t , t – ketti samm; suurendades a 20t võrra vähendatakse k_a 0,1 võrra),
- k_n – ketti kaldenurga arvestatav tegur ($k_n = 1$ kui $\gamma \leq 60^\circ$, $k_n = 1,25$ kui $\gamma > 60^\circ$),

- k_r – ketti pingutusreguleerimist arvestatav tegur ($k_r = 1$ – automaatsel reguleerimisel, $k_r = 1,25$ – perioodilisel reguleerimisel),
- k_m – määrimist arvestatav tegur ($k_m = 0,8$ – pidev määrimine õlivannis või pumba abil, $k_m = 1$ – regulaarne tilkmäärimine või määrimine konsistentse määrdeainega, $k_m = 1,3 \dots 1,5$ – ebaregulaarne määrimine).

Ülaltoodud väärtuste tõttu asendame need valemiga (2.2.6). Siis on töötegur võrdne järgmisega:

$$K = k_d \cdot k_a \cdot k_n \cdot k_r \cdot k_m = 1.25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.25 \cdot 1.3 \approx 2.03 \quad (2.21)$$

Koefitsientide k_z ja k_n määramine. Nende leidmiseks peate teadma tüüpilise ülekande ja prognoositud ülekande hammaste arvu.

Väikese ketiratta hammaste arv tüüpilises ülekandes võetakse ainult kui $z_{01} = 25$.

Projekteeritud jõuülekande väikese ketiratta hammaste arv $z_1 = 31$.

Hammaste arvu koefitsiendi leiame tüüpilise ülekande hammaste arvu ja prognoositud ülekande põhjal valemi (2.22) järgi:

$$K_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{31} = 0.80645 \quad (2.22)$$

Pärast koefitsiendi k_z väärtuse saamist leiame koefitsiendi K_n . Eeldame, et projitseeritud jõuülekande väikese ketiratta pöörlemiskiirus on võrdne: $n_1 = 700$, mõõdetuna min⁻¹.

Selle põhjal on tüüpilise käigukasti väikese ketiratta lähim pöörlemiskiirus $n_{01} = 800$ ja seda mõõdetakse min⁻¹-s.

Leiame kiirusteguri valemi (2.23) järgi:

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{800}{700} = 1.14285 = 1.143 \quad (2.23)$$

Pärast tulemuste saamist jätkame arvutuste järgmisse etappi.

2.3 Keti valik.

Selleks, et arvutustes segamini ei läheks ja õigete arvutustega nõustuda, keskendume esialgu üherealisele ahelale. Seetõttu leiame arvutatud aju.

Valemi (2.24) kohaselt leitakse ühe rea ahela edastatud arvutatud võimsus:

$$P_p = P_1 \cdot k_e \cdot k_z \cdot k_n = 3 \cdot 2.03 \cdot 0.80645 \cdot 1.143 = 5.614 \quad (2.24)$$

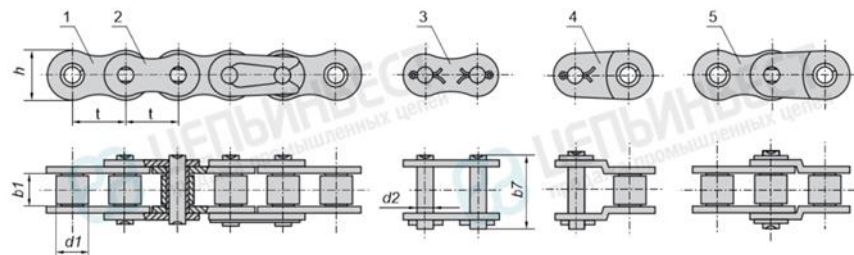
Pärast väärtuse saamist peate selle valida. Keti valik tehakse vastavalt standardile GOST 13568-97 (ISO 606-94) [16]. Ajami rull- ja puksketid.

Projekteerimisomadused Lähim suurim lubatud projekteeritud võimsus [P1] ja $n_{01} = 800 \text{ min}^{-1}$ on:

[P1] = 25,2 kW üherealise ahela PR-19.05-318 puhul, mille samm on 19,05 mm.

See kett vastab vajalikele tingimustele ja nõuetele.

Allpool on toodud selle ligikaudne vorm ja peamised omadused tabeli kujul (2.2).



Joonis 2.4 Üherealine kett PR-19.05-318 sammuga 19,05 mm [18]

Tabel 2.2 Keti peamised omadused [19]

Keti suurus	t	B1, mitte vahem	D2	D1 /d4	H, mitte suurem	B1, mitte suurem	B, mitte suurem	Purustav koormus kN	Keti mass kg
Üherealised veokettide tüübid PR									
PR-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,90

Tingimuse kontrollimiseks asendame väärtused valemisse (2.25):

$$P_c \leq [P_c]_{MAX} = 19.05; \quad (2.25)$$

Tingimus ($n_{01} = 800 \text{ min}^{-1}$) on täidetud.

Kui väärtus on rahuldav, leiame ketiratta läbimõõdu läbimõõdud.

Hammasrataste samm läbimõõdud on antud valemiga (2.26) ja (2.27):

$$d_{01} = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z_1}} = \frac{19.05}{\sin \frac{180}{27}} = 164.09; \text{mm} \quad (2.26)$$

$$d_{02} = \frac{P_c}{\sin \frac{180}{Z_2}} = \frac{19.05}{\sin \frac{180}{33}} = 200.408; \text{mm} \quad (2.27)$$

Saadud läbimõõdud aktsepteeritakse, kuna need vastavad täielikult nimetatud tingimusele.

Saadud andmete abil leiame keti kiiruse.

Keti kiirus leitakse valemisse (2.28):

$$V = \frac{\pi \cdot d_{01} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3.14 \cdot 164.09 \cdot 700}{60 \cdot 10^3} = 6.0112; \text{m/s} \quad (2.28)$$

Iga keti jaoks on vaja ka määrimist. Ja varem saadud keti kiiruse korral, mis on võrdne 6,0112 m / s, oleks kõige ratsionaalsem lahendus määrada keti õlivanni määrdeaine (määrdeaine kvaliteet on võrdne: [||]).

Leiame ja kontrollime ketiülekanades olevaid jõude, nimelt:

Esimeseks jõuks saab ringjõud.

Mis leitakse valemi (2.29) järgi (väärtus Newtonites)

$$F_t = \frac{10^3 \cdot P_e}{v}; \text{N} \quad (2.29)$$

Asendame väärtused valemisse (2.29) ja saame:

$$F_t = \frac{10^3 \cdot 3}{6.0112} = 499.068; \text{N} \quad (2.29)$$

Asendame andmed valemisse (2.30). See väärtus leitakse valemiga (2.30):

$$F_q = k_f \cdot q \cdot g \cdot a = 6 \cdot 1,9 \cdot 9,8 \cdot 0,90 = 100.548; \text{N} \quad (2.30)$$

Tingimusel, et:

k_f - on keti lõtketegur; Reeglina on horisontaalse paigutusega 6;

q - on 1 m keti mass, $q = 2,6 \text{ kg / m}$;

a - on keskdistsants

g - on gravitatsioonist tingitud kiirendus

Pärast tulemuste saamist leiame järgmised väärtused. Seejärel võtame arvesse tsentrifugaaljõudude ahela pinget.

Asendame varem teadaolevad väärtused v valemisse (2.31) ja saame:

$$F_v = q \cdot v^2 = 1.9 \cdot 6.0112^2 = 68.655; \text{N} \quad (2.31)$$

Keti arvutatud ohutusteguri selgitamiseks on vaja teada keti purunemiskoormust 19,05-318. Seda tüüpi ahelate puhul on purunemiskoormus $F_p = 31800 \text{ N}$.

Asendame väärtused valemisse (2.32) ja saame:

$$S = \frac{31800}{499.068 \cdot 1.25 + 100.548 + 68.655} = 40.09896; \quad (2.32)$$

Pärast tulemise saamist kontrollime seda. Ketid lubatud ohutustegur PR-19.05-318 [S]= 33. Kuna $S = 40.09896 > [S] = 33$, siis sobib ahel PR-19.05-318.

Allpool on lisatud kettide ohutustegurite tabeli joonis (2.5), mille põhjal. Otsus tehti.

Табл. 4.10. Допускаемые коэффициенты запаса прочности [л] для цепей

Шаг t, мм	Значение [л] при частоте вращения n_1 , мин ⁻¹										
	до 50	100	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
Для зубчатых цепей (при $z_1 = 17 \dots 35$)											
12,7...15,87	20	22	24	26	29	31	33	37	42	46	51
19,05...25,4	20	23	26	30	33	36	40	46	53	—	—
31,75	20	26	32	36	41	46	51	—	—	—	—
Для втулочных и роликовых цепей (при $z_1 = 15 \dots 30$)											
12,7...15,87	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2	14,8	16,3	18
19,05...25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14,5	16,3	—	—	—
31,75...38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	—	—	—	—
44,5...50,8	7	9,3	11,7	14	16,3	—	—	—	—	—	—

Joonis 2.5 Kettide lubatud ohutustegurid [20]

Elektromehaanilise tõste arvutamise viimaseks etapiks on ajami külge rakendatud pöördemomendi leidmine.

Pöördemoment leitakse valemiga (2.33):

$$T_p = \frac{F_a \cdot \tan(\psi + \rho) \cdot d_2}{2}; \text{ N}\cdot\text{m} \quad (2.33)$$

Asendame väärtused valemisse ja arvutame kõige koormatud elementide tugevuse.

$$T_p = \frac{10780 \cdot \tan(2.68^\circ + 5.96^\circ) \cdot 0.0265}{2} = 21.704; \text{ N}\cdot\text{m} \quad (2.33)$$

Selles etapis on elektromehaanilise tõste põhiosa arvutamine lõppenud.

Pärast keskpärast ja pikka erinevat tüüpi liftide uurimist otsustati teha alternatiivne arvutus, võttes arvesse lifti hüdraulilist ajamit. On ka muud tüüpi ajamid, näiteks pneumaatilised. Pneumaatiline ajam [20] (pneumaatiline ajam) - seadmete komplekt masinate osade ja mehhanismide juhtimiseks suruõhu energia abil. Pneumaatiline ajam on nagu hüdrauliline ajam omamoodi "pneumaatiline sisestus" ajamimootori ja koorma (masina või mehhanismi) vahel ja täidab samu funktsioone nagu mehaaniline jõuülekanne (käigukast, rihmülekanne, vāntmehhanism jne) Pneumaatilise ajami ja mehaanilise jõuülekanne põhieesmärk - ajamimootori mehaaniliste omaduste muundamine vastavalt koormusnõuetele (mootori väljundühenduse liikumise tüübi, selle parameetrite ja reguleerimine, kaitse ülekoormuse eest jms võimalike ajamite hulgas osutus kõige optimaalsemaks hüdrauliline. Järgmisena hüdraulika alternatiivne arvutus. See arvutus on vajalik meie jaoks parima ja mugavama võimaluse kindlaksmääramiseks, võttes arvesse täiendavaid sisseehitatud tõstukid sellel.

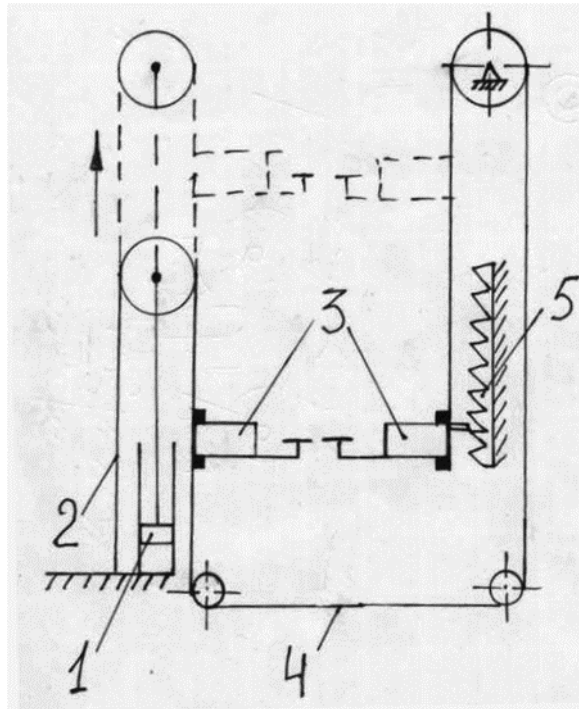
3 ALTERNATIIVNE TEHNILINE ARVUTUS

Uurides seda tüüpi tõstukite muid ajamitüüpe, otsustati arvestada hüdraulilise ajamiga.

Nagu varemgi, koostati esimese asjana sellise lifti kinemaatiline diagramm, et selle toimimine ja töö oleks selge.

3.1 Tõsteseadme kinemaatiline arvutus

Allpool on skemaatiline pilt kinemaatilisesest diagrammist.



Joonis 3.1 Tõstuki hüdraulilise ajami kinemaatiline diagramm [23]

See skeem sisaldab mitmeid vajalikke komponente. Võrreldes esmase arvutusega sisaldas see ka seda

- hüdrocilinder;
- esivankri ajamikaabel;
- vedu;
- veetava vaguni ajamikaabel;
- lukustusseade (reket või kiil).

Pärast kinemaatilise skeemi uurimist otsustati välja tuua selle peamised omadused, mida polnud varem arvutustes osalenud. Neid esitati varem jaotises Omadused.

Nende hetkede hulka kuulusid:

- Tõstuki maksimaalne tõstekõrgus on 1500 ja seda mõõdetakse millimeetrites.
- Langetatud olekus on tugi ja jalgade vaheline kaugus 110 millimeetrites.

- Käppade löök on 2000 ja mõõdetakse millimeetrites.

3.2 Tõsteseadme hüdrosilindri arvutamine

Tõstesilindri konstruktsioon on selle alternatiivse lahenduse jaoks ülioluline. Oluline on mõista, mis on hüdrosilinder ja milleks see sobib. Põhikontseptsioon on esitatud allpool:

- Hüdrosilinder [23] - suur kolbhüdrauliline mootor. Hüdrosilindrite tööpõhimõte on suures osas identne pneumaatiliste silindrite jõu põhimõttega. Ühekolbilise kahetoimelise hüdrosilindri sisemist mehhanismi saab kontrollida

Selle põhjal saate hakata arvutama tõstuki hüdrosilindrit ja ka vajalikke täiendavaid osi.

3.3 Hüdrosilindri läbimõõdu arvutamine

Kõigepealt arvutame välja hüdrosilindri läbimõõdu. Oluline on mõista, et selle arvutamise korral võtame kandevõime väiksemaks kui elektromehaanilise ajami arvutamisel.

Sel juhul võtame arvesse toustke tõstevõimet, milleks on 3500 kg, mis on 500 kg vähem kui esimene võimalus. Ja see on sellise ajami kasutamise esimene puudus, kuna see valik on raskete koormuste jaoks vähem kohandatud. Vajame ka pingutust ja sellise koorma (auto) liigutamiseks tekib vardal pingutus. (Väärtus saab olema tonnides)

Selle pingutuse võib omakorda leida valemiga (3.1):

$$F_n = m \cdot g; N \quad (3.1)$$

Selles me nõustume, et:

- m on kandevõime, mida mõõdetakse kilogrammides ja mis võrdub $m = 3500$;
- g on raskuskiirendus, mida mõõdetakse cm^2 ja mis võrdub $g = 9,81$;

Seetõttu asendame väärtused valemisse (3.1):

$$F_n = 3\,500 \cdot 9,81 = 34\,335 ; N \quad (3.1)$$

Siis arvestame tegeliku tõukejõuga. Mida saab arvutada ainult valemi (3.2) abil:

$$F_n = \frac{\pi(D^2-d^2)}{4} \cdot p \cdot n_{max}; \quad (3.2)$$

Võttes arvesse, et:

D- on läbimõõt, mida mõõdetakse millimeetrites;

d- on varda läbimõõt, mida mõõdetakse millimeetrites ja mis võrdub $d = 0,3 \dots 0,7 D$, võtame $d = 0,5D$;

p- on hüdrosilindri nominaalne töö rõhk, mida mõõdetakse MPa ja mis on võrdne $p = 21$ MPa;

n_{max} - on hüdrosilindri mehaaniline efektiivsus, $n_{max} = 0.95$

Selle saab arvutada valemi (3.3) abil:

$$D_n = \sqrt{\frac{F_n \cdot 4 \cdot 2}{P \cdot \pi \cdot n_{max}}}; \text{mm} \quad (3.3.)$$

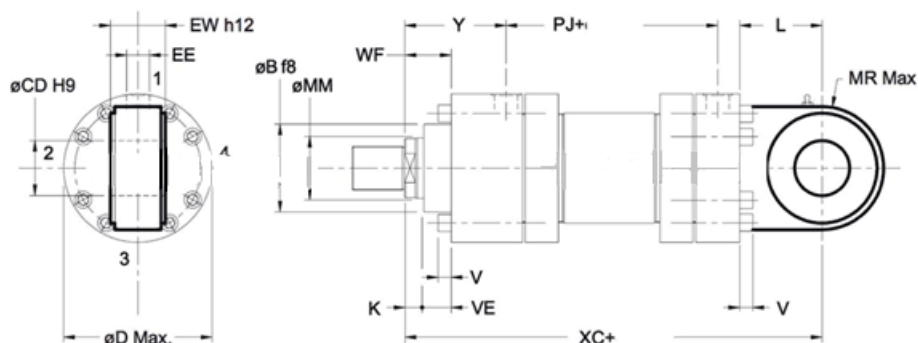
Seejärel asendame vajalikud väärtused valemisse (3.3):

$$D_n = \sqrt{\frac{34\,335 \cdot 4 \cdot 2}{21 \cdot 3.14 \cdot 0.95}} = 66.218; \text{mm} \quad (3.3)$$

Hüdrosilindri tüübi ja tüübi määramiseks standardsete hüdrosilindrite tabelist valige suurem sobiv väärtus.

Tabel 3.1 Standardne hüdrosilindrite tabel [25]

Ø гильзы	мм Ø штока	ØБ f8	ØCD H9	ØD макс	EE BSP	EW h12	K	L	MR макс.	PJ	V	VE	WF	XC	Y
50	32 36	63	32	105	1/2"	32	18	61	35	120	8	29	47	305	98
63	40 45	75	40	122	3/4"	40	21	74	50	133	10	32	53	348	112
80	50 56	90	50	145	3/4"	50	24	90	61.5	155	12	36	60	395	120
100	63 70	110	63	175	1"	63	27	102	72.5	171	16	41	68	442	134
125	80 90	132	80	210	1"	80	31	124	90	205	16	45	76	520	153
140	90 100	145	90	255	1.1/4"	90	31	150	113	208	24	45	76	580	181
160	100 110	160	100	270	1.1/4"	100	35	150	125	235	24	50	85	617	185
180	110 125	185	110	315	1.1/4"	110	40	185	147.5	250	27	55	95	690	205
200	125 140	200	125	330	1.1/4"	125	40	206	160	278	24	61	101	756	220
250	160 180	250	160	410	1.1/2"	160	42	251	200	325	27	71	113	903	260
320	200 220	320	200	510	2"	200	48	316	250	350	36	88	136	1080	310
400	250 280	400	250	628	2"	250	53	300	320	355	42	110	163	1075	310



Joonis 3.2 Tavaliseste hüdrosilindrite joonis [26]

Tabelit uurides ja seda tüüpi hüdrosilindreid kasutusele võttes saame aru, et läbimõõdu lähim suur väärtus on $D = 70$ mm.

Seetõttu võite hakata silindri seinte paksust arvutama.

Soolvee hüdrosilindri seina paksuse arvutamiseks vajate järgmist valemit (3.4):

$$S = \frac{p \cdot D}{\left[\frac{4}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\sigma_s}{n} - p \right] \cdot \varphi} + C; \text{mm} \quad (3.4)$$

Võttes arvesse, et:

σ_s on materjali voolavuspiir, mida mõõdetakse kg / mm², ja terase puhul 30KhGS σ_s = 60 kg / mm²;

N on ohutustegur, n = 3;

P on katserõhk, millega tehakse silindri hüdrauliline test, p = 21 MPa = 2,14 kg / mm²;

φ - see on tugevustegur õmblusteta torust valmistamisel, $\varphi = 1$;

C on arvutatud seina paksuse liitmine, sealhulgas seina paksuse miinus tolerants ja korrosiooni liitmine, mida mõõdetakse millimeetrites ja mis on võrdne järgmisega: c = 0,05

Võttes arvesse, et:

σ_s -on materjali voolavuspiir, mida mõõdetakse kg / mm², ja terase puhul 30KhGS σ_s = 60 kg / mm²;

N- on ohutustegur, n = 3;

P- on katserõhk, millega tehakse silindri hüdrauliline test, P = 21 MPa = 2,14 kg / mm²;

φ - see on tugevustegur õmblusteta torust valmistamisel, $\varphi = 1$;

C on arvutatud seina paksuse liitmine, sealhulgas seina paksuse miinus tolerants ja korrosiooni liitmine, mida mõõdetakse millimeetrites ja mis on võrdne järgmisega: c = 0,05

Asendame saadud väärtused valemisse (3.4) ja saame:

$$S = \frac{2.14 \cdot 70}{\left[\frac{4}{\sqrt{3}} \cdot \frac{60}{3} - 2.14 \right] \cdot 1} + 0.05 = 3.45; \text{mm} \quad (3.4)$$

Saadud väärtusi kasutades liigume järgmistesse punktidesse. Samuti on äärmiselt oluline lameda põhja paksus.

Selle saab arvutada valemi (3.5) abil:

$$S = 0.405 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma}} ; \text{mm} \quad (3.5)$$

Võttes arvesse, et:

- σ - on põhja materjali voolavuspiir, kg / mm²; põhi on valmistatud CT 30-st, mille $\sigma = 30$ kg / mm².

Asendage kõik väärtused ülaltoodud valemis ja saage (3.5):

$$S = 0.405 \cdot 70 \cdot \sqrt{\frac{2.14}{30}} = 7.5; \text{mm} \quad (3.5)$$

See vastus vastab täielikult esitatud tingimusele ja jätkame voolukiiruse arvutamist.

3.4 Vedeliku voolu arvutamine

Loomulikult on hüdrocilindri töö ilma vedelikuta võimatu, seetõttu on see arvutus äärmiselt oluline. Täpsemalt öeldes tehakse cilindri töö siis, kui vedelik juhitakse kolvi kolviõõnde, seetõttu voolukiirus arvutatakse kolviõõnsuse jaoks.

Seetõttu on meie jaoks kõigepealt oluline arvutada vedeliku voolukiirus kolviõõnes.

Sellise arvutuse põhivalem (3.6) on:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{\eta_{taga}} \cdot V; \text{m}^2/\text{s} \quad (3.6)$$

Võttes arvesse, et:

η_{taga} - on hüdrocilindri mahuline efektiivsus, $\eta_{taga} = 0,98$

Samuti peame platvormi tõstmisel leidma varda kiiruse.

Samuti võtame arvesse, et:

V- on varda kiirus platvormi tõstmisel, mida mõõdetakse m / sek;

Varude kiiruse leiame valemi (3.7) järgi:

$$V = \frac{S}{t}; \text{m/s} \quad (3.7)$$

Võttes arvesse, et:

S on varda käik, mida mõõdetakse millimeetrites ja mis on võrdne järgmisega: S = 2000 mm;

T on tõusuaeg, mida mõõdetakse sekundites t = 35s;

Asendame väärtused valemisse (3.7) ja saame:

$$V = 2000/35 = 57.142 \text{ mm/sek} = 0.0572 \text{ m/s} \quad (3.7)$$

Seetõttu asendame need väärtused valemiga (3.6) vedeliku voolukiirus kolviõõnes:

$$Q = \frac{\pi \cdot 0.07^2}{4 \cdot 0.98} \cdot 0.0572 = 2.2451 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{sek} = 0.00023 \text{ m}^2/\text{sek} \quad (3.6)$$

Pärast hüdrocilindri põhiparameetrite saamist peaksite valima hüdropumba.

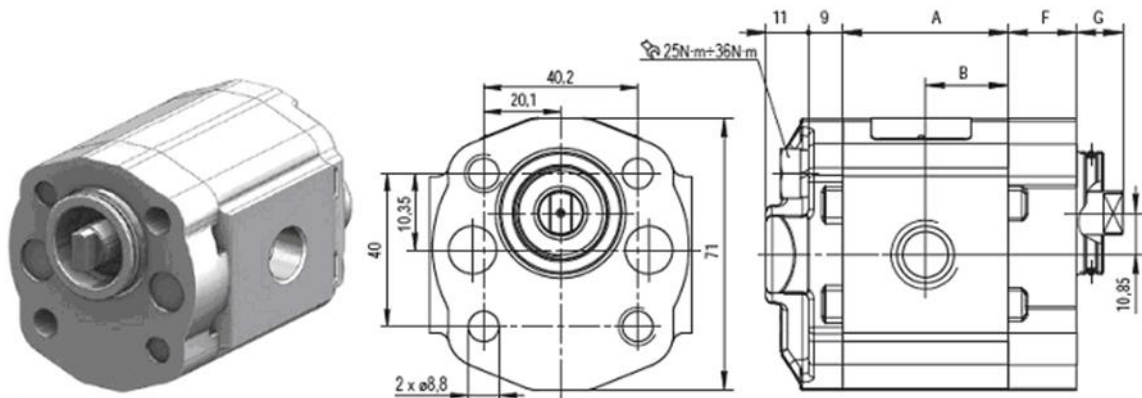
Peamised seaded:

Töörõhk $p = 21\text{MPa}$

Töövedeliku voolukiirus $Q = 0,00023\text{ m}^3/\text{s}$

Valime hüdropumba, võttes arvesse varu [26].

Parim on antud juhul käigupump GP1K2.5R-G160G, mis sobib kõige paremini etteantud parameetritega, samuti väga kompaktse suurusega.



Joonis 3.3. Hammasratta pump GP1K2.5R-G160G [28]

Samuti on vajalik hüdrauliline paak, mis peab vastama kehtestatud normidele. Valime hüdraulika paagi, mille maht on võrdne 2-kordse pumba vooluga, $V = 40\text{l}$

3.5 Piide tõstmise mehhanismi trosside arvutamine

Järgmine samm on trossi pinge leidmine.

Täpsemalt on sel juhul vaja tõstetrossi staatilist pinget. Selle saab arvutada valemi (3.8) abil:

$$F_s = \frac{F}{2 \cdot i_F \cdot \eta_F} \quad (3.8)$$

Võttes arvesse, et:

F_s - on tõstetud koorma kaal, mida mõõdetakse kN-des ja on 3500;

i_F - on plokkide ülekandearv, mis on 1;

η_F - plokkide efektiivsus veerelaagrite kasutamisel on 0,99;

Asendame väärtused valemisse ja saame (3.8):

$$F_s = \frac{3500}{2 \cdot 1 \cdot 0.99} = 1767.68\text{kgf} \quad (3.8)$$

3.6 Trossi mõõtmete arvutamine selle maksimaalse staatilise pinge põhjal.

Arvutame välja kaabli minimaalse läbimõõdu. Selle väärtuse saate arvutada järgmise valemi (3.9) abil:

$$d_{min} = k \cdot \sqrt{F_s}; \text{mm} \quad (3.9)$$

Arvestades, et: $k = 0,52$;

Asendame väärtused valemisse:

$$d_{min} = 0.52 \cdot \sqrt{1767.68} = 21.862 \text{mm} \quad (3.9)$$

See võimaldab arvutada dünaamilist pinget. Arvutatud valemiga (3.10):

$$\Psi_n = 1 + \frac{V}{6 \cdot \sqrt{g \cdot f_{st}}}; \quad (3.10)$$

Võttes arvesse, et:

V - on kirkade tõstekiirus, mida mõõdetakse m / s ja mis on 0,015;

g - on gravitatsioonist tingitud kiirendus, mida mõõdetakse m / s² ja on 9,81;

f_{st} - on staatiline trossi venitus.

Trossi statistiline venitus arvutatakse valemiga (3.11):

$$f_{st} = \frac{F_s \cdot h \cdot 100}{2 \cdot i_F \cdot E_s \cdot A_s}; \text{sm} \quad (3.11)$$

Võttes arvesse, et:

h on pikapi tõstekõrgus, mida mõõdetakse meetrites ja on 1900 m;

E_s - on trossi elastsusmoodul, mida mõõdetakse kilogrammides s / cm² ja mis on $0,9 \cdot 10^6$;

A_s - on trossi ristlõikepindala, mida mõõdetakse cm²-ga ja mis on 1,52 cm²;

Asendame väärtused trossi statistilise venituse valemisse (3.11):

$$f_{st} = \frac{1767.68 \cdot 1.9 \cdot 100}{2 \cdot 1 \cdot 0.9 \cdot 10^6 \cdot 1.52} = 0.1228 \text{sm} \quad (3.11)$$

Asendage väärtus dünaamilise pinge valemisse (3.10):

$$\Psi_n = 1 + \frac{1.5}{6 \cdot \sqrt{9.81 \cdot 0.1228}} = 1.23 \quad (3.10)$$

Sellele järgneb trossi dünaamilise pinge arvutamine, mis arvutatakse valemiga (3.12):

$$F_{sdy n} = \psi_n \cdot F_S; \quad (3.12)$$

Asendage väärtused valemisse (3.12):

$$F_{sdy n} = 1.23 \cdot 1767.68 = 2194; \quad (3.12)$$

3.7 Vastuvõtutala arvutamine

Kõik ülaltoodu võimaldab meil jätkata pealevõtutala arvutamist. Selleks on vaja koostada mitmeid paindemomentide ja nihkejõudude skeeme.

3.8 Paindemomentide ja nihkejõudude joonistamine

Kontsentreeritud jõud konsooli vabas otsas. Kuna meie talal on ainult üks sektsioon. Valime koordinaatide alguspunkti kiire vasakpoolses punktis a, suuname x-telje mööda kiirtelge paremale.

Q ja M arvutame suvalises lõigus koos abstsissiga x. Vaatlusaluse osa paremal toimib ainult üks jõud P / 2, seetõttu:

$$Q(x) = P/2;$$

$$M(x) = - P/2 \cdot x = -P(l-x).$$

Siis:

$$Q(x) = 32000/2 = 16000.$$

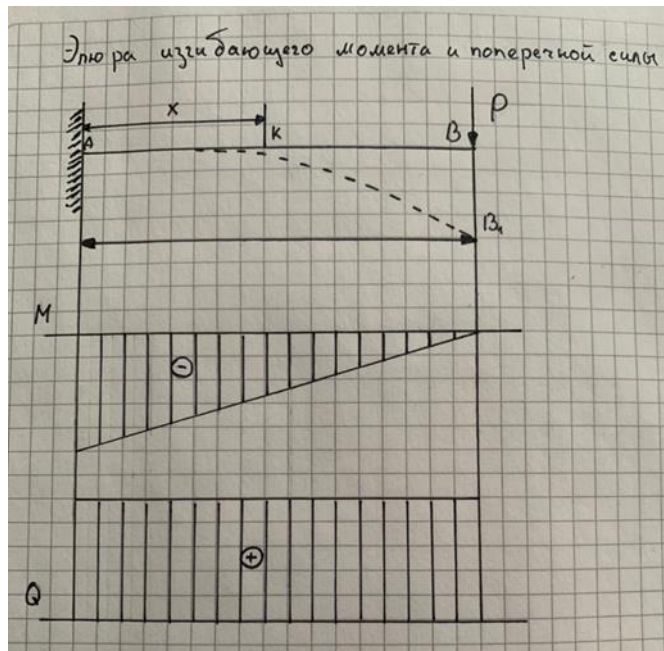
Nagu nendest võrranditest näha, on nihkejõud kiirte kõigis sektsioonides sama, seega on Q-epüür ristküliku kujul. Funktsioon M (x) on lineaarne. Selle graafiku joonistamiseks piisab, kui saada kaks punkti jaotise alguses ja lõpus:

$$\text{At } x = 0 \text{ (jaotis A) } M_A = - P / 2 * l = 32000/2 * 1,17 = -18720;$$

$$\text{At } x = l \text{ (jaotis B) } M_B = 0.$$

Nende andmete põhjal koostame graafiku M. Pange tähele, et epüürid Q ja M positiivsed ordinaadid on paigutatud alusest.

Joonisel on katkendjoon AB1 näidatud deformeeritud olekus. Nagu jooniselt näha, on tala alumised kiud kokku surutud. Kui ühendame paindemomendi skeemi baasjoone tala teljega, siis näib, et epüür M on kostatud kokkusurutud kiududele.



Joonis 3.4 Painutusmomendi ja nihkejõu epüürid [29]

3.9 Kogutala sektsiooni valimine

Arvutamisel aktsepteerime järgmisi väärtusi:

Teras S235:

- voolepiir – $R_{eH} (OY) = 235 \text{ MPa}$;
- tõmbetugevus – $R_m (OU) = 370 - 470 \text{ MPa}$;
- teras S355
- voolepiir – $R_{eH} (OY) = 355 \text{ MPa}$;
- tõmbetugevus – $R_m (OU) = 490 - 610 \text{ MPa}$;

Teras C45E:

- tinglik voolepiir – $R_{p0,2} (OY) = 370 \text{ MPa}$;
- tõmbetugevus – $R_m (OU) = 630 \text{ MPa}$; väsimuspiir – $\sigma_{-1} = 275 \text{ MPa}$, $\tau_{-1} = 165 \text{ MPa}$;
- terase elastsusmoodul – $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$;
- terase nihkeelastsusmoodul – $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ MPa}$.

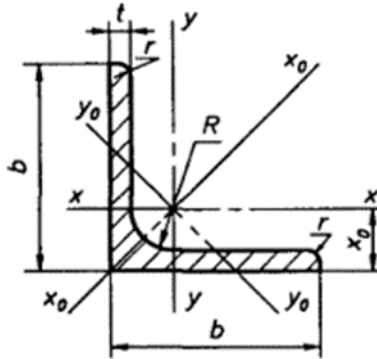
Arvestame [29] GOST 8509-93 kuumvaltsitud terasest ääriku nurkadega.

See standard sisaldab:

1. Käesolevat standardit kohaldatakse terasest kuumvaltsitud võrdsete nurkade suhtes.

2. Nurkade mõõtmed, ristlõikepindala, telgede ja 1 m nurkade massi võrdlusväärtused peavad vastama joonisel 1 ja tabelis 1 näidatule ning eksporditarnete puhul - soovitatud liidetele A ja B.

Nurga sektsioonivaade on näidatud allpool:



Joonis 3.5 Nurga sektsioonivaade [31]

Seetõttu määratakse valgusvihu tugevuse seisundi põhjal kindlaks tala sektsiooni vajaliku takistusmomendi, mida mõõdetakse cm³-s.

Takistuse momendi saab arvutada valemi (3.13) abil:

$$W_x \geq P \cdot l_1 ; \quad (3.13)$$

Tingimusel, et:

σ - on lubatud pinge, mida mõõdetakse MPa-des; Ja terase jaoks 235–235 MPa.

Asendame väärtused valemisse (3.13):

$$W_x \geq 16000 \cdot 1 \div 235 = 68.085 \approx 70; \quad (3.13)$$

Peamised omadused koos saadud vastuse tingimusega valime kataloogist [29].

Kõige ratsionaalsem oleks valida profiili nr 7 kaks nurka.

Profiili selle nurga üldine väärtus on:

$$W_x = 42,98 \text{ cm}^3$$

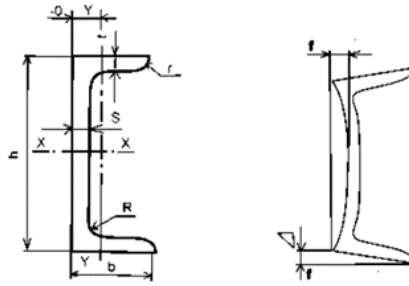
ristlõikepindala 9,42 cm²

Vajaliku takistusmomendi painutamisel saab valgusvihu asendist.

Seetõttu arvutatakse valgusvihu sektsioon valemi (3.14) abil:

$$W_{x2} \geq P \cdot l_2 |\sigma|; \quad (3.14)$$

Kasutame GOST 8240-97 (ISO 8240-97). Kuum valtsitud terase ristlõige [31]



Joonis 3.6 Ristlõige joonis [33]

Me valime kaks Ristlõige profiili nr 10.

Ristlõige omadused:

$$W_{x2} = 34,8 \text{ cm}^3$$

Ristlõikepindala 10,9 cm²

3.10 Tala maksimaalse läbipainde ja sektsiooni pöördenurga määramine

Pärast ülaltoodud samme on vaja kindlaks määrata tala maksimaalne läbipaine.

Asetage alguspunkt tala vasakusse otsa. Abstsissiga x lõigu paindemoment on määratletud kui antud lõigu ja koordinaatide alguspunkti vahel paiknev väliste jõudude hetk:

$$M(x) = -P(x) \Rightarrow (EIW)'' = -P(x)$$

Integreerime esimest korda ja saame järgmise valemi (3.15):

$$EIW' = \frac{-P(x)^2}{2} + C; \tag{3.15}$$

Samuti on vaja integreerida teist korda.

Integreerime teist korda ja saame valemi (3.16):

$$EIW = \frac{-P(x)^3}{6} + C(x) + D; \tag{3.16}$$

C ja D määramiseks on meil järgmised piirtingimused:

Kui $x = 1$, siis $W = 0$; Siis $x = x = l$ kui $\theta = W = C$

Teisest tingimusest alates – valem (3.17):

$$C = Pl^2/2; \tag{3.17}$$

Esimesest - valem (3.18):

$$D = -Pl^3/3; \quad (3.18)$$

Maksimaalne väärtus θ ja W toimub $x = 0$ korral.

Siis on võrdlussektiooni suurim kaldenurk θ_{max} , mida mõõdetakse radiaanides.

Selle saate arvutada valemi (3.19) abil:

$$\theta_{max} = \frac{P \cdot l^2}{(2 \cdot E \cdot I)}; \quad (3.19)$$

Asendame saadud väärtused valemisse (3.19):

$$\theta_{max} = \frac{16000 \cdot 2^2}{(2 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 304 \cdot 2)} = 2.5063 \cdot 10^{-4} = 0,00025063; \quad (3.20)$$

Tugisektiooni suurimate kaldenurkade väärtus ei tohiks ületada 0,001 rad. Saadud vastus ühtib väitega.

Samuti tuleb meeles pidada maksimaalset läbipainde W_{max} , mida mõõdetakse meetrites.

Selle saate arvutada valemi (3.21) abil:

$$W_{max} = \frac{-P \cdot l^3}{(3 \cdot E \cdot I)}; \quad (3.21)$$

Asendame väärtused valemisse (3.21):

$$W_{max} = \frac{-16000 \cdot 2^3}{(3 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 304)} = -6.68 \cdot 10^{-4} = -0.00668; \quad (3.21)$$

Negatiivsed läbipaindeväärtused näitavad, et sektsiooni raskuskese liigub allapoole.

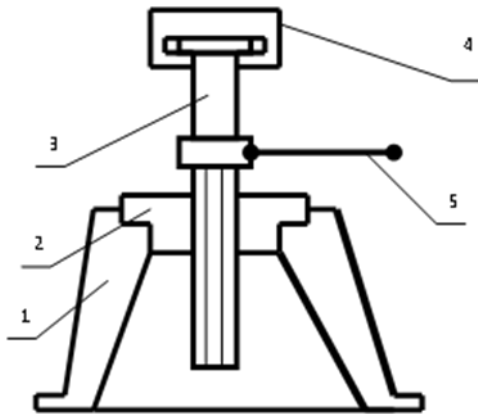
Lubatud läbipaine: $(1 / 1000 - 1 / 300) \cdot l$.

= 2 m korral on lubatud läbipaine vahemikus 0,002-0,007 m

4 KRUVITUNGRAUDE TEHNILINE ARVUTUS

Esialgul peeti hüdraulilisi käärtõsteid täiendavateks elementideks. Uuringute kaudu jõudsid nad järeldusele, et see ei vasta algsele ideele. Täiendavaks elemendiks otsustati valida kruvitõstukid.

- Kruvitõstuk [34] (nimetatakse ka kruvipuksiks) on tööstuslik tõstuk, millel on lihtne struktuur ja suur võimsus raskete koormate teisaldamiseks.



Joonis 4.1 Kruvitõstuk skemaatiline diagramm [36]

1- hoone; 2-mutter; 3-kruvi; 4-kand; 5-käepide

4.1 Omadused

Kandevõime, tonn - 4 = 39620 N;

Keerme tüüp - redel;

Kruvimaterjal - teras 45;

Tõstekõrgus, mm - 140.

4.2 Kruvi arvutamine tugevuse jaoks

Kruvimaterjal: Teras 45, voolavuspiir $\sigma_f = 355$ MPa.

Me arvutame kruvi kokkusurumiseks ja torsiooni ligikaudseks arvutamiseks võtame arvatud koormuse, mis on võrdne 1,25 Q

Survepinge leitakse valemiga (4.1):

$$\sigma = \frac{1.25 \cdot Q}{\frac{\pi}{4} d_i^2}; \quad (4.1)$$

Tingimusel, et :

Ohutustegur: $n = 3$

Võite teha järgmist.

Asendame väärtused valemisse (4.2) ja lubatud survetugevus võrdub järgmisega:

$$\sigma = \frac{\sigma_f}{n} = \frac{355}{3} = 118.333 \text{ MPa} \quad (4.2)$$

Keerme siseläbimõõt leitakse valemiga (4.3), millega asendame väärtused:

$$d_{sisse} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{k \cdot \pi \cdot \sigma_{sw}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 39620}{0.7 \cdot 3.14 \cdot 118.33}} = 24,68 \text{ mm} = 25 \text{ mm} = 26 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Võttes arvesse, et:

Q - kruvile mõjuv jõud = 39620 N;

k - koefitsient, võttes arvesse lubatud pinge vähendamise vajadust, k = 0,7;

Äärikute üldmõõtmed ja tähised (lamekeevitatud) - võetud GOST 12820-80 (ISO 1280-80) järgi [36].

4.3 Kruvi arvutamine stabiilsuse jaoks

Esimene samm on leida ohutustegur.

Aktsepteerime ohutustegurit valemi (4.4) kohaselt ja saame:

$$n' = 1.25 \cdot n = 1.25 \cdot 3 = 3.75; \quad (4.4)$$

Selle koefitsiendi leidmine avab meile võimalusi kriitilise jõu leidmiseks. Leiate selle erineval viisil. Kuid valik langeb sellele, kellega see on mugavam. Ja mis andmed meil on olemas.

Kõigepealt otsustame kriitilise jõu leida standardvalemi (4.5) järgi.

Siis leitakse kriitiline jõud:

$$Q_{kr} = n' \cdot Q = 3.75 \cdot 39620 = 148575 \text{ N} \quad (4.5)$$

Meil on ka teine valem.

Kriitilise jõu võib leida ka Eileri valemi (4.6) abil:

$$Q_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{(\mu \cdot l)^2}; \quad (4.6)$$

Me mõtleme seda:

Reduktsioonitegur: $\mu = 2$

Kruvi tuleb pidada ka jäigalt kinnitatud põhja ja ülemise vaba otsaga riiuliks. Vastasel juhul oleks see vastuolus standardreeglitega.

Samuti peame teadma propelleri hinnangulist pikkust.

Kruvi hinnangulise pikkuse leidmiseks aitab meid valem (4.7):

$$L = \Phi + 1,5 d = 10 + 1,5 * 26 = 49\text{mm} \sim 50\text{mm} \quad (4.7)$$

Kus:

$\Phi = 10$ - vastavalt GOST-le (kui siseläbimõõt on 26 mm)

Samuti ei tohi unustada inertsimomenti, mis tuleb arvutada niiti arvestamata.

Kruvisektsiooni inertsimomendi leiame valemiga (4.8).

Asendame väärtused valemisse (4.8) ja saame:

$$J = \frac{\pi \cdot d_i^4}{64} = \frac{3.14 \cdot 0,026^4}{64} = 22420 \text{ 385 kg} \cdot \text{mm}^2 = 2,24 \cdot 10^{(-8)} \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.8)$$

Samuti võtame arvesse, et Youngi moodul (elastsusjõud) terasele 45:

Elastsusmoodul $E = 200000 \text{ MPa} = 2 * 10^6 \text{ MPa}$

Seejärel liigume järgmisele etapile.

4.4 Kruvi suuruse määramine

Järgmine eider on propelleri suuruse määramine ja leidmine.

GOST 10177-62 abil võtame arvesse tõukejõu [37].

Meie jaoks on optimaalne tõukelõng UP 34x6 vastavalt standardile GOST 10177-62.

Sellel lõimeliigil on järgmised parameetrid:

Kruvi välisläbimõõt, mm $d_v = 34\text{mm}$;

Kruvi siseläbimõõt, mm $d_{\text{sisse}} = 26\text{mm}$;

Mutri siseläbimõõt, mm $d_{\text{sisse}} = 25\text{mm}$;

Tööpinna keskmine läbimõõt, mm $d_{\text{keskmine}} = 29,5\text{mm}$;

Samm, mm $S = 6$

Pärast seda, kui kõik läbimõõdud on teada saanud, on moes leida muid punkte.

Üks neist on keerme juhtnurk λ .

Keerme tõusu nurga λ leiame valemi (4.9) abil.

Asendame väärtused valemisse (4.9):

$$\tan \lambda = \frac{S}{\pi \cdot d_{\text{keskmine}}} = \frac{6}{3.14 \cdot 29.5} = 0.647; \quad (4.9)$$

Siis leiame nurga: $\lambda = \tan^{-1} = \tan^{-1} 0.647 = 3.706^\circ$

Selles tõusunurgas on tagatud isepidurdus. Mis ei saa muud kui röömustada. See omakorda kinnitab valiku õigsust.

Järgmine samm on pea läbimõõdu leidmine

Kruvipea ja varre läbimõõdu leiame valemitest (4.10) ja (4.11):

$$D_{kruvipea} = 2 \cdot d_{sisse} = 26 \cdot 2 = 52\text{mm} \quad (4.10)$$

$$d_{varra} = 0.3 \cdot D_g = 0.3 \cdot 52 = 15.6\text{mm} \quad (4.11)$$

Eeldame ka seda, et pea peal olev viil: $C_2 = 2\text{mm}$

4.5 Pöördemomentide määramine

Pöördemomentide määramine on seda tüüpi tehnikat lahendades alati kohustuslik.

Seekord ei olnud erand.

Keerme (kruvipaari) momendi leiame valemiga (4.12):

$$M_{keerme} = Q \cdot \frac{d_{keskmine}}{2} \cdot \tan(\lambda + \rho); \quad (4.12)$$

Samuti aktsepteerime hõõrdetegurit ja hõõrdenurka (messingist mutriga): $f = 0,1$

Hõõrdenurga leidmiseks asendame väärtused valemisse (4.13) ja saame:

$$\rho = \arctan(f) = \arctan(0.1) = 5.7^\circ \quad (4.13)$$

Seejärel asendame väärtused valemisse (4.12) ja saame:

$$M_{keerme} = 39620 \cdot \frac{0.026}{2} \cdot \tan(3.706^\circ + 5.7^\circ) = 85 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.12)$$

Muidugi on vaja ka võra alt leida hõõrdemoment.

Selleks asendame väärtused valemisse (4.14) ja saame:

$$M_{hõõrde} = Q \cdot f \cdot \frac{D_{kruvipea} - 2 \cdot C_2 + d_{varra}}{4} = 39620 \cdot 0.12 \cdot \frac{0.052 - 2 \cdot 0.002 + 0.0156}{4} = 75,59 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.14)$$

Pärast tulemuse saamist võtame kruvipea ja võra vahelise hõõrdeteguri: $f = 0,12$

Ärge unustage ka käepideme pöördemomenti.

Selle leiame valemiga (4.15) järgi. Asendame väärtused valemisse (4.15) ja saame:

$$M = M_{keerme} + M_{hõõrde} = 85 + 75.59 = 160.59 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.15)$$

4.6 Kruvi kokkusurumise ja torsiooni koosmõju kontrollimine

Pärast kõigi põhiarvutuste saamist on vaja kontrollida ühist tegevust

Survepinge leiab valemi (4.16) abil. asendame väärtused valemisse (4.16) ja saame:

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_{sisse}^2}{4}} = \frac{39620}{\frac{3.14}{4} \cdot 0.025^2} = 80 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

Samuti peame saama torsioonpinged. Asendame väärtused valemisse (4.17) ja saame:

$$\tau_{Torsioonpinge} = \frac{M_{keerme}}{0.2 \cdot d_{sisse}^3} = \frac{85}{0.2 \cdot 0.025^3} = 27.2 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

Samuti ei tohi unustada vähendatud pinget. Asendame väärtused valemisse (4.18) ja saame:

$$\sigma_{vähendatud} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau_{Torsioonpinge}^2} = \sqrt{80^2 + 4 \cdot 27.2^2} = 96.744 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

Kõik saadud tulemused viivad meid lihtsa järelduseni. Leitud stress $\sigma_{vähendatud}$ ei ole ohtlik, kuna see on väiksem kui $[\sigma]$, aktsepteeritud $\sigma = 118,33 \text{ MPa}$

See täidab ülesande täielikult ja võimaldab teha nõutava lõpliku arvutuse.

4.7 Käepide arvutamine

Käepidemete pöördemoment peab vastama tingimusele: $M = PL$

Kus:

P- on töötaja tugevus

L- õlavarre.

Seetõttu võtame: $P = 196 \text{ N}$

Vajaliku finantsvõimenduse leiame ka valemi (4.19) järgi.

Asendame väärtused valemisse (4.19) ja saame:

$$L = \frac{M}{P} = \frac{160.59}{196} = 0.819 \text{ m} \quad (4.19)$$

Pärast käepideme pikkuse mõõtmete saamist võib käepidet pidada kruvipeaga kinnitatud konsooliks ja haardumistasandi paindemoment leitakse valemi (4.20) järgi.

Asendame väärtused valemisse (4.20) ja saame:

$$M_{paine} = P \left(L - \frac{D_g}{2} \right) = 196 \left(0.819 - \frac{0.052}{2} \right) = 155.428 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.20)$$

Võtame vastu ka paindepinge.

See leitakse valemiga (4.21):

$$\sigma_{paine} = \frac{M_{paine}}{0.1 \cdot d_p^3}; \quad (4.21)$$

See võimaldab meil leida vajaliku käepideme läbimõõdu.

See leitakse valemiga (4.22):

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M_{paine}}{0.1 \cdot [\sigma_{paine}]}}; \quad (4.22)$$

Võttes arvesse, et käepidemena saab kasutada suhteliselt pehmest terasest varda, võtame lõpliku tugevuse: $\sigma_t = 215 \text{ MPa}$

Mis vastab terasele 45 ohutusteguriga 1,1, mis on siin piisav, leitakse lubatud pinge valemiga (4.23) ja saame:

$$[\sigma_{paine}] = \frac{\sigma_t}{1.1} = \frac{215}{1.1} = 195 \text{ ;MPa} \quad (4.23)$$

Käepideme läbimõõdu lõplikuks leidmiseks asendame väärtused valemiga (4.22) ja saame:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{155.428}{0.1 \cdot [195 \cdot 10^6]}} = 0.019 \text{ m} \quad (4.22)$$

Vastavalt saadud vastusele võtame kruvipea ava läbimõõdu: $d_0 = 19\text{mm}$

4.8 Pea kontroll

Arvutuste viimast etappi võib pidada lifti pea kontrollimiseks.

Kõigepealt kontrollime pea peaosa tihendamist.

Seda saab teha valemi (4.24) abil:

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D_g^2 - 2 \cdot D_g \cdot d_0 + d_0^2} = \frac{39620}{\frac{\pi}{4} \cdot 0.052^2 - 2 \cdot 0.052 \cdot 0.019 + 0.019^2} = 78 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

Spetsiaalne rõhk tera all:

$$P = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot [(D_g - 2 \cdot C_g)^2 - d_{hv}^2]} = \frac{39620}{\frac{\pi}{4} \cdot [(0.052 - 2 \cdot 0.002)^2 - 0.0156^2]} = 24.45 \text{ MPa} \quad (4.25)$$

5 LISANÕUDED

Tänapäeval on selle või selle seadme kasutamiseks palju erinevaid reegleid ja tehnikaid. Enamasti jätvavad inimesed õppimise unarusse ja ei järgi reegleid, mis tekitab palju halbu olukordi (mis mõnikord ka surma põhjustavad). Nägin nende reeglitega ette hetke ette ja allpool on loetelu peamistest. [47;48;49]

Seda tüüpi seadmetega töötamisel on kohustuslikud ohutusnõuded. Kujunduse usaldusväarsuse ja tööohutuse tagamiseks on kaalutud mitmeid põhipunkte, mis aitavad töötamisel.

Järgmistel inimestel on lubatud liftil töötada:

Keda koolitati ohutute töömeetodite ja esmase esmaabi osutamise kohta töökohal vigastuste või äkiliste haiguste ohvritele (tööülesannete täitmisel).

Kes on läbinud seda tüüpi seadmetega töötamise esmase koolituse.

Kes on läbinud esialgse (edaspidi - perioodilise) tervisekontrolli.

Kes tunnevad tehtavat tööd ja selle teostamise tingimusi.

Kes on kvalifitseeritud töö tegemiseks.

Enne kasutamist tuleb tõsta tõsteseadme ja selle lahutamatu osade paigaldamise stabiilsust.

On vaja läbi viia töökoha väliskontroll, veendumaks, et puuduvad märgid, mis näitavad nõuete rikkumise tõttu tööle asumise võimatust.

Sõiduk peab olema tõstukile paigutatud nii, et koorem jaotuks ühtlaselt kõikidele tugiplatvormidele ja ükski külge ei kaaluks üles.

Stabiilse platvormi loomiseks peaksid tõstetugipadjad asuma võimalikult laiades asendites.

Tugipadjad tuleks asetada sõiduki kere piirkondade alla, mis on piisavalt tugevad, et sõiduki kaalu vastu pidada.

Sõidukit tõstes tõstke see kõigepealt veidi üles, lõpetage tõstmine ja kõigutage sõidukit, et veenduda, et see on tõstuki tugipadjadele kindlalt toetatud. Alles pärast selles veendumist jätkake auto tõstmist vajalikule kõrgusele, veendudes, et selle tsentreerimine tõstukil ei oleks häiritud.

Enne auto langetamist on vaja lifti turvalukud lahti lasta ja juhtnupud viia langetusrežiimi. Täiendava ohutuse tagamiseks püütakse laskumine võimalikult sujuvaks muuta.

6 MAJANDUSLIK HINNANG

Majanduslik hindamine on kõige olulisem projekti kavandamisel ja kavandamisel. Igasuguses majandusarvestuses on alati raskusi konkreetse teostamise, tootmise maksumuse arvutamisel. Reeglina kasutavad arendajad alati hinnangute koostamist. Kulude kalkulatsioonis arvutatakse alati üksikasjalikult välja iga osa valmistamiskulud, komplekteeritud seadmete komplekteerimise ja paigaldamise kulud. Kõigi vajalike toimingute põhjal võib arvutusi edasi lükata.

Majandusliku hinnangu esimene samm on oma projekti ja sellega seotud pingutuste usaldusväärne hindamine. Kui te objektiivselt väidate, et see projekt põhines algselt odava üldkasutatava seadmena, siis lõpuks osutus see siiski mitte päris odavaks. Sellepärast on alati oluline, et iga kavandatava projekti jaoks oleksid täielikud arvutused ja õiged tehnilised kirjeldused.

Tarbijate sõnul on tänapäeval turul pakutavad tooted praktiliselt samad. Sellest lähtuvalt ei kipu kliendid ostuotsuse tegemisel kõiki võimalikke võimalusi üksikasjalikult uurima. Müüjate võime äratada ostjate tähelepanu ja veenda neid ostu sooritama või teenust kasutama on väga oluline eelis. Hoolimata sellest on isegi nii kalli seadmega, nagu käesolevas projektis kirjeldatud, võimalik välja töötada tõhus toote reklaamimise strateegia turul, mis aitab seda konkurentsieelist saavutada.

Kavandatavat toodet võib kirjeldada uue, seni tundmatu seadmena, mis põhineb uutel omavahel ühendatud tehnoloogiatel ja on suunatud kliendile suure rõõmu andmisele sellest, et ta tegeleb oma elu kasutamise ja lihtsustamisega.

Lihtsaim viis on paigutada see toode turule kui kvaliteetne teenus, mis ei vaja selle rakendamiseks kliendi aega. Samal ajal peate alati püüdma pöörata igale kliendile maksimaalset tähelepanu ja rahuldada nende vajadusi nii palju kui võimalik. Püüdke tagada, et kliendid seostaksid seda projekti kvaliteetselt ja parimal viisil.

Peamine erinevus selle toote ja turul oleva toote vahel on ainulaadne multifunktsionaalsuse ja kasutusmugavuse meetod.

KOKKUVÕTE

Lõputöö koostamisel määrati põhieesmärk - arvutada välja ja valida kõige mugavam ja hõlpsamini kasutatav neljapostiga tõstuk. Samuti võeti vastu idee lisada peamise neljapostiga liftile täiendav mehhanism täiendavate liftide näol. Ja proovige ka sellele individuaalse kujundusega ligikaudset vaadet projitseerida.

Selle eesmärgi saavutamiseks võeti vastu ja lahendati mitmeid ülesandeid.

Innovatsioon mehaanika- ja tehnikamaailmas on alati olnud meie elu lahutamatu osa. Analüüsides esmast ideed ja mõeldes seda tüüpi seadmete lahendamise ja loomise viisidele, otsustati teha esmane 3D-mudel, mille põhjal juba kaaluti edasisi arvutusi. Sealhulgas üldised nõuded ohutusele ja majanduslikule väärtusele.

Tulevase projekti omaduste üle mõtlemisel otsustati keskenduda tõstetud koorma väikesele massile (kui soovite seda projekti veelgi luua, on mõningaid omadusi lihtne muuta).

Kogu töö oluline ja otsustav hetk oli algse hüdraulilise tõstukijõu loomise idee järg. Uuringute kaudu otsustati proovida keskenduda elektromehaanilisele ajamile. Tulevikus oli seda tüüpi ajam lõplikus valikus peamiseks.

Praegu on seda tüüpi lifte juba olemas ja seetõttu võeti alus ja inspiratsioon otse sealt. Lisaks otsustati kontrollida selliste toodete olemasolu patentide ja leiutiste registrites.

Kõik need tegevused olid teine oluline ja otsustav hetk.

Erinevalt esialgselt ideest pöörati tähelepanu ka kruvitõstukitele, kuna põhitõstukil olid lisamehhanismid (peamiselt kaaluti käärtõstukite tüüpi)

Tulemuste ja kõigi lõputöö arvutuste põhjal viidi läbi mitmeid tehnilisi uuringuid ja arvutusi. Mõnda sügavat punkti ei võetud arvesse, kuna neil ei olnud tungivat vajadust ideaalse variandi valimiseks.

Kõik arvutused suunavad nende tähelepanu põhipunktidele, mis aitavad mõista ja valida antud ülesande jaoks parimat varianti. Ja soovi korral aitavad selle edasisel loomisel üldised juhised ja 3D-mudelid kiiret kokkupanekut kiirendada.

Lõputöö käigus uuris autor lugematul hulgal erinevaid lifte, samuti palju tehnilisi kogusid ja dokumentatsiooni sellise toote kujunduse kohta.

Lõplik valik oli suunatud statsionaarsele elektromehaanilisele neljapostiga tõstukile, millel olid sisseehitatud lisakorvid kruvitõstukite näol. Töö kaudu paranesid disainioskused ja loodi 3D-mudel, mis selle tulemust kõige täpsemalt näitab.

Valiku aluseks olid kõige täpsemad ja hõlpsamini mõistetavad arvutused.

Tehtud tööd võib kindlasti nimetada edukaks, sest autor sai kohe alguses plaanitu kätte, samuti omandas uusi teadmisi mehaanikas ja disainis. Lisaks omandati lõplikult kogu eelmiste aastate koolitusmaterjal.

Töö puuduseks võib pidada ebapiisavaid teadmisi disainist, mis ei suuda näidata kogu projekti ilu täies vormis.

Tulevikus saab tööd muuta ja keerutada ülestõstetud koorma koorma näol. Samuti võetakse arvesse üldise disaini parandamise ja lihtsustamise ning muude garaažidele kasulike lisamehhanismide lisamise tõenäosust.

SUMMARY

When preparing the thesis, the main goal was determined - to calculate and choose the most convenient and easy-to-use four-post lift. The idea was also adopted to add an additional mechanism in the form of additional lifts on the main four-post lift. And also try to project an approximate view of it with an individual design.

To achieve this goal, a number of tasks were adopted and solved.

Innovation in the world of mechanics and engineering has always been an integral part of our lives. By analyzing the primary idea and thinking over the ways of solving and creating this type of device, it was decided to make a primary 3D model from which further calculations were already considered. Including general requirements for safety and economic value.

In the way of thinking over the characteristics of the future project, it was decided to focus on a small mass of the lifted load (If you further desire to create this project, some characteristics will be easy to change).

An important and decisive moment of all work was an offshoot from the original idea of creating a hydraulic lift drive. Through research, it was decided to try to focus on the electromechanical drive. In the future, this type of drive served as the main one in the final choice.

Currently, there are already lifts of this type and therefore the basis and inspiration was taken directly from there.

In addition, it was decided to check for the presence of such products in the registers of patents and inventions.

All these actions served the second important and decisive moment.

In contrast to the initial idea, attention was also shifted to screw lifts, as additional mechanisms on the main lift (the type of scissor lifts was primarily considered)

Based on the results and all the calculations of the thesis, a number of technical studies and calculations were carried out. Some deep points were not taken into account because they did not have an urgent need for choosing the ideal option.

All calculations focus their attention on the main points that help to understand and choose the best option for the task at hand. And also, if desired, in the further creation of it, general instructions and 3D models will help to quickly speed up the assembly process.

In the course of his thesis, the author studied countless different types of lifts, as well as many technical collections and documentation on the design of such a product.

The final choice was focused on a stationary electromechanical four-post lift with built-in additional mezzanines in the form of screw lifts. Through the work, the design skills were improved and a 3D model was created that most accurately shows its result.

The choice was based on the most accurate and easy-to-understand calculations.

The work done can certainly be called successful, because the author received what he planned at the very beginning, as well as acquired new knowledge in mechanics and design. On top of that, all the training material over the past years was finally mastered.

The disadvantage of the work can be considered insufficient knowledge of design, which cannot show all the beauty of the project in its full form.

In the future, the Work can be changed and complicated in the form of the load of the lifted load. It also considers the likelihood of improving and simplifying the overall design and adding other additional mechanisms that will benefit any garages.

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

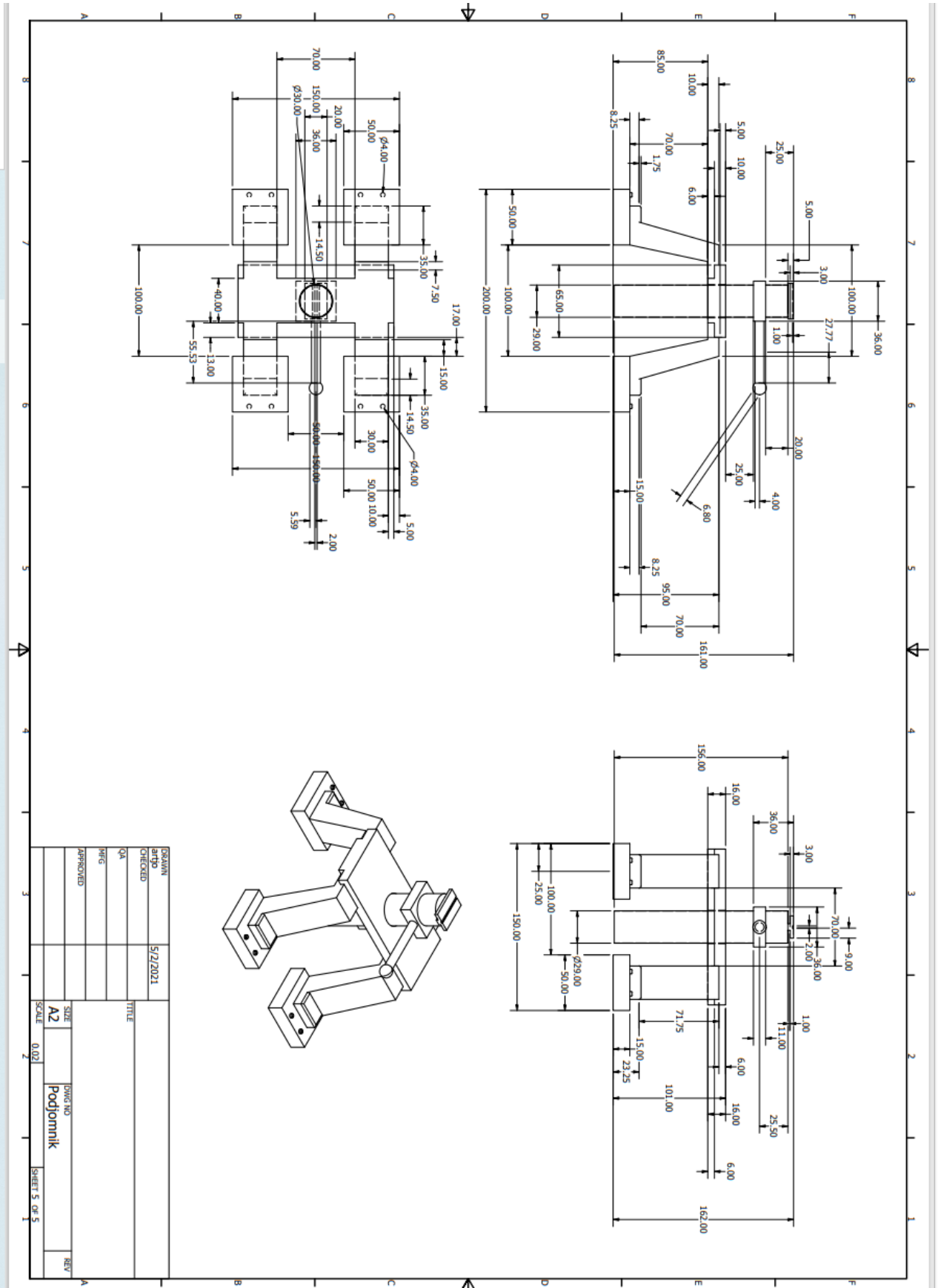
1. Joonis 1.1 Tõstuk Sorokin 17.25 | fotoallikas ja peamised omadused: Venemaa veebipood Vseinstrumenti.ru.
2. Joonis 1.2 Tõstuk TST35UX TROMMELBERG fotoallikas ja peamised omadused: Venemaa veebipood trommelberg.ru.
3. Joonis 1.3 Tõstuk PGN 2 4,0 fotoallikas ja peamised omadused: Venemaa veebipood mosremtech.ru/catalog
4. Joonis 1.4 Sarnane tõstemehhanism. Neljajalaline elektrohüdrauline tõstuk fotoallikas: www.google.com/ ja Venemaa veebipood www.technosouz.ru
5. Kinemaatilise skeemi määratlus on võetud raamatust: Artobolevsky I. I. Masinate ja mehhanismide teooria. 1988.
6. Joonis 2.1 Tõste kinemaatiline diagramm. Kinemaatiline diagramm koostati koolituskursuse "Masinamehanika" põhjal iseseisvalt
7. Ülekoormusteguri määratus on võetud raamatust: Artobolevsky I. I. Masinate ja mehhanismide teooria. 1988.
8. Peamine regulatiivdokument ГОСТ 24737-81 { ISO 2902-77 }
9. Tr 28x3-7H / 7e - Keermeprofiilid ja mõõtmed (ГОСТ 9484-81). Standard kehtib trapetsikujuliste niitide kohta ja määrab selle elementide profiilid ja mõõtmed.
10. Joonis 2.2 Ülaltoodud joonisel on kujutatud ühepoolse trapetsikujulise poldi ja mutri nominaalsed keermeprofiilid.
11. Elektrimootori määramiseks oli vaja Valgevene kataloogi abi. Kataloogi saab alla laadida järgmiselt: http://www.xn--80addceesnhi0axzh6mb.net/catalog.php?ELEMENT_ID=272
12. Viidi läbi sobivate elektrimootorite uuringud ja tehti vajaliku valik.
13. Tabel 2.1 on esitatud üldine teave arvutuste jaoks kasutatud mootori kohta. Kõik tabeli andmed on võetud mootorikataloogi saadaolevatest tabelitest.
14. Joonis 2.3 : Näitab elektrimootori ligikaudset vaadet ja mõõtmeid. Pilt on võetud kataloogist.
15. Valemid: (2.1), (2.2), (2.3), (2.4), (2.5), (2.6), (2.7), (2.8), (2.9), (2.10), (2.11), (2.12), (2.13), (2.14), (2.15) võetud: И. А. Биргер, Р.Р. Мавлютов «Соппротивление материалов»; К.К. Лихарев, Н.А. Сухова «Сборник задач по курсу "Соппротивление материалов"»
16. Valemid: (2.16), (2.17), (2.18), (2.19), (2.20), (2.21), (2.22), (2.23) võetud: Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин: конспект лекций по курсу «Детали машин». 3-е изд. М.: Машиностроение, 2007
17. Kirjastus Standards, 2003 | ГОСТ 13568-97 (ISO 606-94)
18. Joonis 2.4 Mitteametlikud allikad: <http://docs.cntd.ru/document/1200012500>

19. Tabel 2.2 Mitteametlikud allikad: <http://docs.cntd.ru/document/1200012500>
20. Joonis 2.5 Mitteametlikud allikad: <https://mashxxl.info/page/177149237197142048140047144024107155061124167095/>
21. Mõiste on moodustatud selle põhjal: «Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — Москва: Машиностроение, 1972. — С. 320.»
22. Valemid: (2.24), (2.25), (2.26), (2.27), (2.28), (2.29), (2.30), (2.31), (2.32), (2.33) võetud: Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин: конспект лекций по курсу «Детали машин». 3-е изд. М.: Машиностроение, 2007. 464 с ; Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высшая школа, 2004. – 309 с.
23. Joonis 3.1 Mitteametlikud allikad: <https://allrefrs.ru/1-16425.html>
24. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. Конструкция и расчет. М., «Машиностроение», 1966, с. 170.
25. Tabel 3.1 Standardne hüdrocilindrite tabel. Allik-Venemaa veebipood: https://www.taurus.com/dupl_gidrocilindry_HC3
26. Joonis 3.2 Tavaliseste hüdrocilindrite joonis. Allik - Venemaa veebipood: https://www.taurus.com/dupl_gidrocilindry_HC3
27. Information võtnud: <https://zao-sms.ru/katalog/nasos-shesterennnyy-gp1k2.5r-g160g.html>
28. Joonis 3.3. Hammasratta pump GP1K2.5R-G160G. võtnud: <https://zao-sms.ru/katalog/nasos-shesterennnyy-gp1k2.5r-g160g.html>
29. Joonis 3.4 Painutusmomendi ja nihkejõu epüürid (koostatud iseseisvalt)
30. ГОСТ 8509-93 ISO (657-1-89)
31. Joonis 3.5 Nurga sektsioonivaade ГОСТ 8509-93 ISO (657-1-89)
32. ГОСТ 8240-97 Kuum valtsitud terase ristlõige
33. Joonis 3.6 Ristlõige joonis ГОСТ 8240-97
34. Valemid: (3.1), (3.2), (3.3), (3.4), (3.5), (3.6), (3.7), (3.8), (3.9), (3.10), (3.11), (3.12), (3.13), (3.14), (3.15), (3.16), (3.17), (3.18), (3.19), (3.20), (3.21) võetud: Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н. Гидравлика и гидропривод: Учеб. для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Недра, 1991.
35. Домкрат // Большая советская энциклопедия : [в 30 т.] / гл. ред. А. М. Прохоров. — 3-е изд. — М. : Советская энциклопедия, 1969—1978.
36. Joonis 4.1 Kruvitõstuk skemaatiline diagramm
37. Äärikute üldmõõtmed ja tähised (lamekeevitatud) - võetud ГОСТ 12820-80 <https://severarm.ru/stati/razmery-flancev.html>
38. ГОСТ 10177-62.

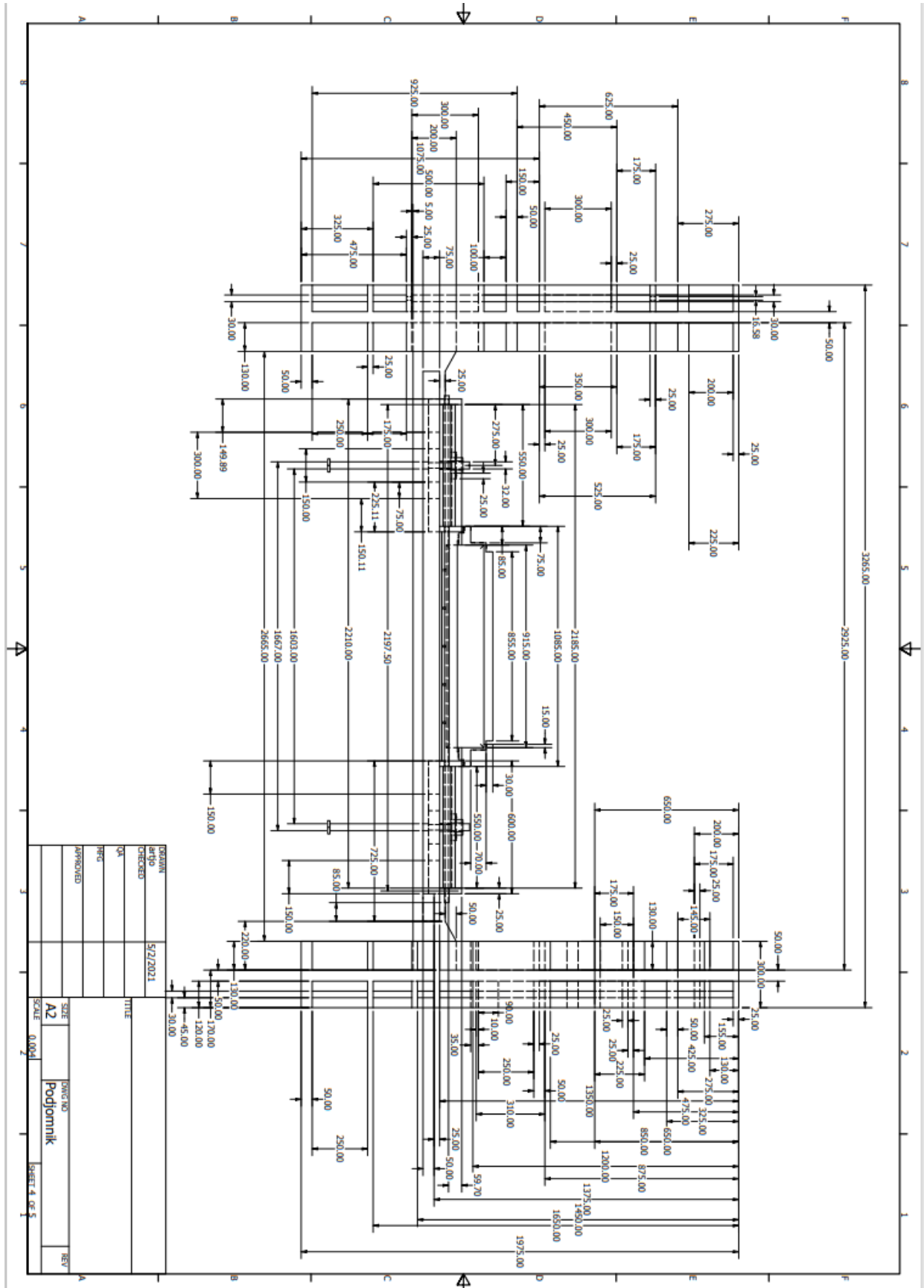
39. Valemid: (4.1), (4.2), (4.3), (4.4), (4.5), (4.6), (4.7), (4.8), (4.9), (4.10), (4.11), (4.12), (4.13), (4.14), (4.15), (4.16), (4.17), (4.18), (4.19), (4.20), (4.21), (4.22), (4.23), (4.24), (4.25), võetud: «Винтовые механизмы и передачи» А.И. Турпаев. 1982. 223с.
40. Täiendav teabeallikaid: «Строительные машины» Гальперин М. И. и Домбровский Н. Г. Издание 2-ое, переработанное и дополненное. М., «Машиностроение», 1971, 408 стр.
41. Täiendav teabeallikaid: «Справочник молодого машиностроителя» В.В. Данилевский. Издание 3-ое, доролненное и переработанное. М., «Высшая школа», 1973. 648с.
42. Täiendav teabeallikaid: «Общетехнический справочник». Под ред. Е. А. Скороходова – 2ое издание, переработанное и дополненное – М.: «Машиностроение», 1982- 415с., (Серия рабочих справочников.).
43. Täiendav teabeallikaid: «Сопротивление материалов» Феодосьев В. И., Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», 1970г., 544 стр.
44. Põhiteabe ja spetsifikatsioonide allikas: <https://www.vseinstrumenti.ru/avtogarazhnoe-oborudovanie/oborudovanie-i-instrument-dlya-avtoservisa-i-sto/podemniki/avtopodemniki/odnostochnye/sorokin/peredvizhnoy-odnostochnyi-podemnik-sorokin-17.25/>
45. Põhiteabe ja spetsifikatsioonide allikas: <http://www.trommelberg.ru/Product.aspx/Details/43650>
46. Põhiteabe ja spetsifikatsioonide allikas: <https://mosremtech.ru/catalog/avtomobilnye-podemniki/dvuxstochnye/pgn-2-4.0-trosovayie-zamki.html>
47. Põhiteabe allikas: Георгий Бовин «Подъемники» 1957, Твердый переплет, 312 стр. Жанр: Машиностроение
48. Põhiteabe allikas: «Справочник механика машиностроительного завода» Том 1, изд. 2-ое перераб. и дополненное. Под редакцией кандидата технических наук Р. А. Носкина «Машиностроение», 1970. Глава 6 «Модернизация оборудования»
49. Põhiteabe allikas: «Справочник механика машиностроительного завода», изд. 2-ое перераб. и дополненное. Под редакцией кандидата технических наук Р. А. Носкина «Машиностроение», 1970. Том 2. «Технология ремонта». Под редакцией Ю. С. Борисова. М., «Машиностроение», 1971. Глава «Техника безопасности при работе» Глава 2 «Работы при ремонте оборудования»

LISAD

LISA 2 KRUVITÖSTUKI ÜLDVAADE



LISA 3 NELIPOSTTÖSTUKI EESTVAADE



LISA 6 NELIPOSTTÖSTUKI 3D MUDEL

