

**TAL
TECH**

TALLINNA TEHNIKAÜLIKOO
INSENERITEADUSKOND
Mehaanika ja tööstustehnika instituut

PALKIDE KETAS-PÖÖRAJA PROJEKTEERIMINE

DESIGNING LOG TURNTABLE

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane: Vladimir Rjurikov

Üliõpilaskood: 191874MATM

Juhendaja: Toivo Tähemaa, kaasprofessor

Tallinn 2024

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.

20.05.2024

Autor:

/ allkiri /

Töö vastab bakalaureusetöö/magistritööle esitatud nõuetele

20.05.2024

Juhendaja:

/ allkiri /

Kaitsmisele lubatud

"....." mai 2024

Kaitsmiskomisjoni esimees:

/ nimi ja allkiri /

Lihtlitsents lõputöö reprodutseerimiseks ja lõputöö üldsusele kättesaadavaks tegemiseks

Mina, Vladimir Rjurikov (sünnikuupäev: 05.03.1994)

1. Annan Tallinna Tehnikaülikoolile tasuta loa (lihtlitsentsi) enda loodud teose „Palkide ketas-pööraja projekteerimine“, mille juhendaja on Toivo Tähemaa,

1.1 reprodutseerimiseks lõputöö säilitamise ja elektroonse avaldamise eesmärgil, sh 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 käesoleva lihtlitsentsi punktis 1 nimetatud õigused jäävad alles ka autorile.

3. Kinnitan, et lihtlitsentsi andmisega ei rikuta teiste isikute intellektuaalomandi ega isikuandmete kaitse seadusest ning muudest õigusaktidest tulenevaid õigusi.

¹Lihtlitsents ei kehti juurdepääsupiirangu kehtivuse ajal, välja arvatud ülikooli õigus lõputööd reprodutseerida üksnes säilitamise eesmärgil.

_____ (allkiri)

20.05.2024

Mehaanika ja tööstustehnika instituut

LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

Üliõpilane: Vladimir Rjurikov, 191874MATM
Õppekava, peeriala: MATM02/18 – Tootearendus ja tootmistehnika, Tootearendus
Juhendaja: Mehaanika ja tööstustehnika instituudi kaasprofessor,
Toivo Tähemaa, +372 620 3252

Lõputöö teema: Palkide ketas-pöörara projekteerimine
Designing log turntable

Lõputöö põhieesmärgid:

1. Leida sarnased lahendused.
2. Analüüsida erinevaid leitud lahendusi.
3. Projekteerida ketas-pöörara vastavalt lähteülesandele.
4. Põhjendada valitud lahenduste ning komponentide valikuid.

Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Ülesande püstitus	10.02.2024
2.	Analüüs ning projekteerimine	30.03.2024
3.	Lõputöö vormistamine	12.05.2024

Töö keel: eesti keel

Lõputöö esitamise tähtaeg: 20.05.2024

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

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

Programmijuht: ".....".....20.....a
/allkiri/

SISUKORD

EESSÕNA	6
SISSEJUHATUS	7
1. KETAS-PÖÖRAJA LAHENDUSE PLANEERIMINE	8
1.1 Saeveski tutvustus.....	8
1.2 Sae-etteandeliini tutvustus.....	9
1.3 Palkide pööramise lahendused.....	10
1.3.1 Palgi pealt-pööraja.....	11
1.3.2 Palgi kaarkonveier	11
1.3.3 Palgi ketas-pööraja	13
1.4 Ketas-pööraja projekteerimise lähteülesanne	14
1.5 Konkurentide ketas-pöörajate analüüs.....	15
2. KETAS-PÖÖRAJA PROJEKTEERIMINE.....	20
2.1 Ketas-pööraja ketta projekteerimine.....	20
2.2 Ketas-pööraja laagri valik.....	25
2.3 Ketas-pööraja jõuülekanne valik	33
2.4 Ketas-pööraja projekteerimine saadud tulemuste põhjal.....	37
3. MAJANDUSLIK ANALÜÜS.....	43
KOKKUVÕTE	45
SUMMARY	46
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU	47
LISAD	49
Lisa 1. Sae-etteande kavand, mis sisaldab kaarkonveierit.....	50
Lisa 2. Reduktormootori parameetrid.....	51
Lisa 3. Valitud keti parameetrid	52

EESSÕNA

Käesolev magistritöö keskendub palgipööraja konveieri projekteerimisele. Teema sõnastati koostöös Hekotek AS projekteerimise osakonna juhiga. Teema valiti eesmärgiga laiendada ettevõtte Hekotek AS poolt pakutavate insenertehniliste lahenduste võimalusi. Peamine eesmärk on projekteerida palkide ketas-pööraja konveier ning leida selle hinnanguline omahind, et müügiosakond saaks müüdava lahenduse hinda täpsemini määratleda.

Magistritöö raames projekteeritud ketas-pööraja projekteeriti analüüsid konkurentide lahendusi. Konkurentide seadmete analüüs on peamiselt tehtud internetis kättesaadavate videote ning piltide põhjal. Mõned pildid pärinevad ka Hekotek AS pildi varamust. Projekteerimiseks ning tugevusarvutuste tegemiseks kasutati Autodesk Inventor ning AutoCAD Mechanical tarkvarasid.

Võtmesõnad: projekteerimine, saeveski, konveier, ketas-pööraja, magistritöö.

SISSEJUHATUS

Käesolev magistritöö on valminud koostöös Hekotek AS-iga. Hekotek AS tegutseb masinaehitusvaldkonnas puidutöötlemise tehnoloogia arendamise, projekteerimise ning valmistamisega. Ettevõtte tegutseb alates aastast 1992 [1].

Puidutöötlemise valdkonnas nõutakse järjest efektiivsemaid ning kiiremaid liine, mistõttu käib pidev tootearendus, et püsida konkurentsisis teiste samas valdkonnas tegutsevate ettevõtetega.

Käesoleva töö eesmärgiks on projekteerida ettevõttele Hekotek AS palgipööraja sae-etteandeliinile ning leida selle omahind. Palgipööraja on osa sae-etteandeliinist. Palgipööraja konveiereid on kolme põhitüüpi: pealt-pööraja, kaar-pööraja ning ketas-pööraja [1]. Käesolevas töös projekteeritakse ketas-pööraja konveier.

Magistritöö koosneb kolmest peatükist, millest esimene on sissejuhatav peatükk, kus kirjeldatakse sae-etteandeliini, lähteülesannet ning analüüsitakse konkurentide lahendusi. Teine peatükk on seadme projekteerimisest, kus kirjeldatakse seadme disaini valikuid, tehakse tugevusarvutused, valitakse sobiv laager, jõuülekanne ning reduktormootor. Kolmandas peatükis tehakse majanduslikud arvutused palgipööraja konveieri omahinna leidmiseks. Omahinna arvutamiseks kasutatakse ostukomponentide hinnapakkumisi ning Hekotek AS tootmise poolt arvestatud materjali maksumust ning valmistamise ajakulu.

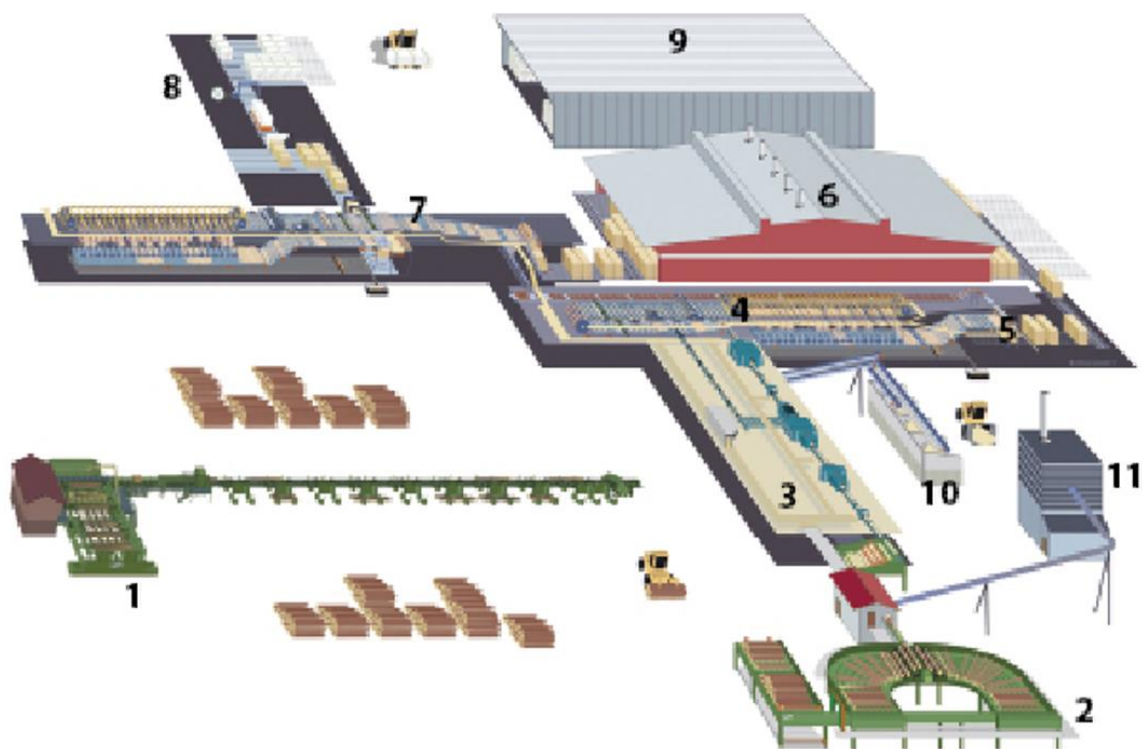
Magistritöö tulemusena valmib ketas-pööraja konveieri 3D mudel, tööjoonised ning leitakse orienteeruv omahind, mida saab müügiesakond võtta aluseks kliendile müügihinna kujundamiseks. Ketas-pööraja konveier on projekteeritud ilma seda teenindavate konveieriteta.

1. KETAS-PÖÖRAJA LAHENDUSE PLANEERIMINE

Töö esimene peatükk tutvustab üldist saeveski ülesehitust. Täpsemalt kirjeldatakse sae-etteandeliini ning palgi pööramise võimalusi. Seda on oluline teada, et aru saada, miks on vaja sae-etteandeliinil palki pöörata. Lisaks tutvustatakse ettevõtte Hekotek AS poolt antud lähteülesannet ketas-pööraja konstrueerimiseks ning tehakse konkurentide seadmete analüüs kättesaadava materjali põhjal.

1.1 Saeveski tutvustus

Sae-etteanne on üks osa saeveskist. Saeveskid võivad olla planeeringu ning suuruse poolest erinevad, kuid põhilised saeveski osad on neil sarnased. Joonisel 1.1 on kujutatud tüüpilise saeveski planeeringut.



Joonis 1.1 Tüüpilise saeveski planeering:

1 – palgi sorteerimise liin ja ladu; 2 – sae-etteandeliin palgikoorigaga; 3 – sae-liin; 4 – laua-liin; 5 – laudade pakkimine; 6 – kuivati; 7 – paki lammutus, sorteerimine; 8 – pakkimine; 9 – ladu; 10 – saepuru laod; 11 – puidujäätmete katlamaja [2].

Punktis 1 on palgi sorteerimise liin, kus sorteeritakse palgid läbimõõdu, pikkuse, kuju ning puuliigi järgi erinevatesse taskutesse. Mida rohkem on palgitaskuid, seda täpsemini

palke sorteeritakse. Taskute arv varieerub 30 – 80 vahel, kuid on olemas ka pikemaid liine [2].

Punktis 2 on sae-etteandeliin, kus palgid suunatakse läbi koorija sae-liinile. Sae-liinil tekitatakse puhvrid, et palgid jõuaksid saesse ühtlaste vahedega [2].

Punktis 3 on sae-liin, kus palgid saetakse laudadeks, vastavalt etteantud saekavale [2]. Punktis 4 on laua-liin, kus sorteeritakse sae-liinilt tulnud lauad laiuse ja paksuse järgi laua taskutesse [2]. Punktis 5 on sorteeritud laudade pakkimise osa, kus lauad virnastatakse pakkidesse ning viiakse kuivatisse [2].

Punktis 6 on kuivati, kus lauad kuivatatakse ettemääratud niiskustasemeni [2]. Tavaliselt kuivatatakse lauad 12% – 15% niiskus sisalduseni. Kuivatamiseks kasutatakse kolme meetodit: vaakumkuivatamist, kõrgel temperatuuril kuivatamist ning kondensatsioon kuivatamist [2].

Punktis 7 lammutatakse kuivatist tulnud pakid lahti. Samal liini lõigatakse lauad ettemääratud mõõtudesse ja sorteeritakse uuesti [2]. Punktis 8 pakitakse lauad mõõtude järgi pakkidesse. Pakid on reeglina mõõtudega 1 m x 1 m [2]. Punktis 9 ladustatakse valmis pakid transportimiseni [2].

Punktis 10 on saepuru laod, kuhu viiakse sae-liinil tekkiv saepuru [2]. Punktis 11 on puidujäätmete katlamaja, kus põletatakse palgi töötlemise käigus tekkivaid jäätmeid [2].

Uued saeveskid on suures osas automatiseeritud, käsitööd on suhteliselt vähe, seetõttu pole vaja palju inimtööjõudu. Suuremates saeveskites pole ühes vahetuses üle 10 inimese [2].

Saeveskite ülesehitus on üldiselt sarnane, kuid paigutus võib sõltuvalt saeveski asukohast olla erinev. Näiteks sõltub see maastikust, kuhu saeveski on ehitatud või soovitakse ehitada.

1.2 Sae-etteandeliini tutvustus

Antud peatükis kirjeldatakse sae-etteandeliini. Sae-etteandeliinile tuuakse palgisorteerimise liinil sorteeritud palgid. Igale palgi mõõdule vastab oma saekava. Palgi koorijas kooritakse palk ning freesitakse palgi kaba etteantud mõõtudesse. Reeglina suunatakse palk koorijasse latv ees [2]. Üks versioon sae-etteandeliinist on kujutatud joonisel lisas 1.

Palgilaud on esimene konveier, kuhu tõstetakse sorteeritud palgid. Palgilaud on koos hajutuskonveieriga, kus tõmmatakse palgid üksteise järele laiali. Edasi tuleb joondamisrullidega konveier, mis joondab palgid ühte serva, palgi edasise liikumise suuna poole. Trepp-etteandjaga tõstetakse palgid kiirenduskonveieri etteandjale. Kiirenduskonveieri etteandja tõstab palgid ühe kaupa kiirenduskonveierile.

Kiirenduskonveieriga kiirendatakse palk soovitud kiirusele. Jaotuskonveieril sõidab palk läbi mõõdiku, millest saadud andmete põhjal suunatakse palk praaki või jaotatakse vastuvõtukonveier 1 ja vastuvõtukonveier 2 vahel. Latv ees liikuv palk lüüakse konveierilt maha vastuvõtukonveier 2 peale ning kaba ees liikuv palk vastuvõtukonveier 1 peale.

Edasi liigub palk vaheladusesse, kus tekitatakse palkidest puhver, et saeliini etteanne oleks sujuv ja ilma pausideta. Suured palgivahed tekitavad seisakuid ning vähendavad liini tootlikust. Kaarkonveieriga pööratakse palk 180 kraadi. Kaarkonveier on ühtlasi kasutusel ka puhvrina.

Kaarkonveierilt või vahelaolt suunatakse palk kiirenduskonveierile, mis suunab palgi edasi palgikonveierile. Palgikonveiereid võib olla enne koorijat mitu. Nendega reguleeritakse paika palgivahe vastavalt vajadusele, palgikonveiereid kiirendades või aeglustades. Palgid on vaja suunata koorijasse latv ees. Palkide vahet proovitakse hoida minimaalsena, ideaalis pole seda üldse. Sellega vähendatakse suurte kiirustel palgi otste lõhkumist [2]. Peale koorijat suunatakse palk palgikonveieritega otse saeliinile või järgmistesse puhvritesse ning seejärel saeliinile.

1.3 Palkide pööramise lahendused

Sõltuvalt kliendi vajadustest ning soovidest kasutatakse palkide pööramiseks kolme varianti konveiereid, milleks on pealt-pööraja, kaar-pööraja ning ketas-pööraja [1]. Järgnevates alapeatükkides kirjeldatakse erinevaid palgi pööramise konveiereid. Konveiereid kirjeldatakse kogemusliku ettevõtte siseinfo põhjal. Palgipööraja konveierist sõltub liini kiirus ning paigutus. Iga palgipööraja konveieri tüüp vajab kindlat tüüpi teenindavat konveierit.

1.3.1 Palgi pealt-pööraja

Palgi pealt-pöörajaga pööratakse palki 90 kraadi vastavalt sellele, kas see siseneb pöörajasse latv ees või kaba ees. Joonisel 1.2 on kujutatud palgi pealt-pöörajat.



Joonis 1.2 Palgi pealt-pööraja [3].

Punktist 1 siseneb palk pealt-pöörajasse ning punktis 2 väljub pöörajast. Palki pööratakse 90 kraadi päripäeva või vastupäeva, vastavalt sellele, kas palk siseneb pöörajasse latv või kaba ees. Väljuv palk on alati latv ees.

Selline pööraja võtab vähe ruumi, kuid on suhteliselt aeglane, mistõttu sobib pigem aeglastele liinidele. Palgivahed peavad olema piisavalt suured, et pealt-pööraja jõuaks palgi ära pöörata, enne teise palgi sisenemist pöörajasse. Tihti kasutatakse seda palgisorteerimise liinidel.

1.3.2 Palgi kaarkonveier

Kaarkonveieriga on võimalik palki pöörata 90 kraadi või 180 kraadi. Joonisel 1.3 on kujutatud veerandpöördega kaarkonveierit, millega pööratakse palki 90 kraadi.



Joonis 1.3 Kaarkonveier palgi pööramiseks (90 kraadi) [3].

Punktiga 1 on tähistatud palgi liikumise suund ning punktiga 2 on tähistatud palgi väljumise suund koorija suunas. Enne kaarkonveierit oleva mõõdikuga vaadatakse, mis pidi palk konveieril on. Punktis 3 lüüakse kaba ees liikuv palk kaarkonveierile ning punktis 4 lüüakse kaarkonveierile latv ees liikuv palk. Nii tagatakse see, et koorijasse liigub palk latv ees. Joonisel 1.4 on kujutatud poolpöördega kaarkonveieri, millega pööratakse palki 180 kraadi.



Joonis 1.4 Kaarkonveier palgi pööramiseks (180 kraadi) [3].

Poolpöördega kaarkonveieril pööratakse palki, mis liigub kaba ees. Latv ees liikuv palk kaart läbima ei pea, vaid suunatakse otse kiirenduskonveieri poole.

Kaarkonveieri plussiks võrreldes pealt-pöörajaga on see, et seda saab kasutada puhverlaona. Lisaks on võimalik hoida liinil väikseid palgivaheid, mis soodustab sellise lahenduse kasutamist kiiretel palgi etteandeliinidel.

1.3.3 Palgi ketas-pööraja

Ketas-pöörajat kasutatakse palgi 180 kraadi pööramiseks. Lisaks on ketas-pöörajaid võimalik kasutada erinevatel liinidel palgi liikumise suuna muutmiseks. Näiteks on sellist konveierit võimalik kasutada liinil, mis tulenevalt maastikust või ruumi puudusest peab pöörama 90 kraadi. Ketas-pööraja palgi 180 kraadi pööramiseks on kujutatud joonisel 1.5.



Joonis 1.5 Palgi ketas-pööraja [4].

Ketas-pöörajale siseneb palk latv ees ning see pööratakse 180 kraadi. Kaba ees liikuv palk lüüakse konveierilt maha enne ketas-pöörajat. Sellist ketas-pöörajat on võimalik kasutada ka väikse puhvrina.

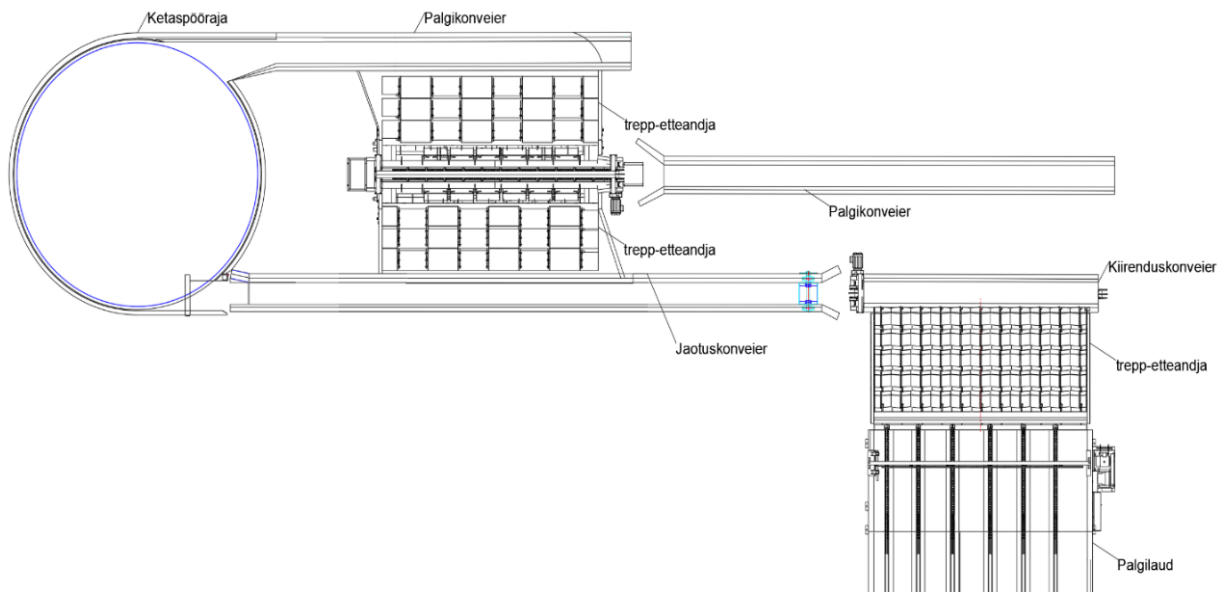
1.4 Ketas-pööraja projekteerimise lähteülesanne

Projekteerimise lähteülesandeks on projekteerida ettevõttele Hekotek AS palkide ketas-pööraja sae-etteandeliinile. Ketas-pööraja projekteerimisel tuleb lähtuda ettevõtte poolt etteantud lähteandmetest ning nõuetest, mis on välja toodud tabelis 1.1.

Tabel 1.1. Ketas-pööraja nõuete loetelu.

Projekt: Palkide ketas-pööraja	Fikseeritud nõue	Soov
1. Funktsioon		
Ketas-pööraja peab võimaldama pöörata 2 m – 6 m palke.	x	
2. Palkide parameetrid		
1) Minimaalne pikkus 2 m.	x	
2) Maksimaalne pikkus 6 m.	x	
3) Minimaalne läbimõõt 0,1 m.	x	
4) Maksimaalne läbimõõt 0,7 m.	x	
3. Ketas-pööraja tehnilised nõuded		
3.1. Gabariit mõõdud		
1) Ketas-pööraja raadius peab olema vähemalt 8 m.	x	
2) Ketas-pööraja alusraami alla peab mahtuma vähemalt 7 m laiune prahikraap.	x	
3) Transporditavus eriveoseta.		x
3.2 Ketta pööramise mehhanism		
1) Väike komponentide arv.		x
2) Palkide etteande kiirus kuni 100 m/min.	x	
3) Kaitse mehaaniliste vigastuste eest.	x	
4) Vaikne.		x
4. Keskkond		
Temperatuur -30 °C...+40 °C.	x	
Materjal abrasiivne.	x	

Ketas-pööraja peab olema võimeline pöörama 0,1 m – 0,7 m läbimõõduga ning 2 m – 6 m pikkuseid palke. Ketas-pöörajale viiva konveieri ning pöörajalt ära viiva konveieri vahele peab jääma piisavalt ruumi, et sinna mahuks kaks trepp-etteandjat ning kiirenduskonveier. Ketas-pööraja alla peab mahtuma vähemalt 7 m laiune prahikraap prahi eemaldamiseks. Võimalusel tuleb arvestada haagise mõõtudega 13,6 m x 2,45 m x 3 m [5]. Skeem konveierite paigutusest on kujutatud joonisel 1.6.



Joonis 1.6 Konveierite paigutuse skeem (autori koostatud).

Joonisel on kujutatud ketas-pööraja paiknemine sae-etteandeliinil. Sae-etteandeliin algab palgilauast ning lõppeb vahetult enne saeliini. Joonisel on kujutatud lihtsustatud skeem näitamaks kuidas peaks ketas-pööraja olema paigutatud.

Palgilauale tõstetakse sorteeritud palgid. Trepp-etteandja tõstab palgid ühe kaupa kiirenduskonveierile ning kiirenduskonveier kiirendab palgi jaotuskonveierile. Jaotuskonveieril sorteeritakse palgid vastavalt sellele, kas palk liigub latv või kaba ees.

Kaba ees liikuv palk lüüakse konveierilt maha esimesele trepp-etteandjale. Latv ees liikuv palk pööratakse ketas-pöörajaga 180 kraadi ning lüüakse maha ketas-pööraja järel oleva palgikonveieri pealt teisele trepp-etteandjale. Trepp-etteandjad tõstavad palgid kahepoolsele kiirenduskonveierile, mis kiirendab palgi järgmisele palgikonveierile, mis omakorda viib palgi edasi saeliini suunas.

1.5 Konkurentide ketas-pöörajate analüüs

Käesoleva töö raames projekteeritakse ettevõttele Hekotek AS palkide ketas-pööraja. Töö raames analüüsitakse konkurentide lahendusi ning projekteeritakse ketas-pööraja vastavalt ettevõtte poolt kehtestatud nõuetele ning konkurentide seadmete analüüsi käigus leitud lahendustele. Analüüsi eesmärgiks on tutvuda konkurentide ketas-pöörajatega ning võtta nendelt üle head lahendused ning vältida nende tehtud vigu.

Konkurentide lahenduste analüüsimiseks kasutatakse internetis leiduvaid ning erinevate objektiküllastuste käigus tehtuid pilte ja videoklippe. Leitud pildi- ja videomaterjali

põhjal liigitatakse ketas-pöörjad kaheks lahendusvariandiks, mida omavahel võrreldakse.

Esimene ketas-pöörja lahendus on kujutatud joonistel 1.7 ja 1.8. Ketas on toetatud neljast punktist ning jõuülekanne toimub läbi ühe vedava rulli. Antud lahenduse reduktormootor asetseb ketas-pöörja servas.



Joonis 1.7 Ingvar Persson AB ettevõtte ketas-pöörja [3].

Joonisel 1.7 on näha, et ketas toetub kolmele tugirullile, millest üks on vedav rull koos reduktormootoriga. Ketast fikseeritakse ning tsentreeritakse ketta keskel paiknevale laagripukile.



Joonis 1.8 Ingvar Persson AB ketas-pöörja pealtvaade [4].

Jooniselt 1.8 on näha, et ketas pole tasapinnaline vaid on tehtud koonilise kujuga. Koonilise kujuga ketas suunab palki ketta välisserva vastu poordi ning ei lase sellel trajektorilt kõrvale kalduda. Lisaks ei lase selline lahendus palkidelt eralduval koorel

koguneda ketta keskele. Ketta keskel näib olevat eemaldatav kaas tõenäoliselt tsentreeriva laagri hooldamiseks.

Koonilise ketta kuju korral on puutepind palgiga väiksem kui tasapinnalisel kettal. Väike puutepind võib tekitada olukorra, kus ketas ei haara palki, vaid libiseb selle all läbi. Lisaks on palgid suunatud vastu välispoordi, mis suurendab palgi ning poordi vahelist hõõrdumist. Näib, et sellise olukorra vältimiseks või juba olemasoleva probleemi lahendamiseks on kettale lisatud hammaslatid, mis peaksid palki haarama ning aitama seda edasi viia. Puutepinna suurendamiseks on need paigaldatud suhteliselt tihedalt. Võimalik, et need on lisaks eri kuju ja kõrgusega, kuid seda on keeruline pildilt hinnata.

Ettevõtte Ingvar Persson AB kodulehelt leiab veel infot, et sellise ketas-pöörajaga on võimalik pöörata kuni 7 m palki, kettapööraja diameeter on 8,5 m ning mass alates 13 t [4].

Alusraami ning küljepoorde antud lahendustes ei vaadelda, sest need projekteeritakse lähtudes ettevõtte Hekotek AS poolt sätestatud standarditest ning konveierite disainist.

Teine lahendus on kujutatud joonistel 1.9 ning 1.10. Antud lahenduse reduktormootor asetseb ketas-pööraja tsentris ning ketas on fikseeritud keskel paiknevale laagritele.



Joonis 1.9 Ketas-pööraja jõuülekanne paiknemine [3].

Joonisel 1.9 on näha kuidas on lahendatud jõuülekanne. Ketas asetseb ketas-pööraja tsentris paikneva pöördlaagri peal, mida kasutatakse ka ekskavaatoritel, tuulikutel ning kraanadel. Joonisel on näha, et laagril olevaid hambaid jõuülekanne jaoks ei kasutata, vaid on tehtud eraldi kettülekanne. Selleks võib olla väga palju põhjuseid, alates

ebatäpsest paigaldusest, kuni ebasobiva töökeskkonnani. Lisaks on võimalik näha, et kettülekanDES on kasutatud rull-puks ketti.



Joonis 1.10 Teise ketas-pööraja lahenduse vaade ketta pealt [3].

Joonisel 1.10 on näha, et ketta ülemine osa on tasapinnaline. Palkidest eralduv koor satub ketta keskele. Detailid haarduvuse suurendamiseks ketta ja palgi vahel puuduvad. Värvil kulumise järgi võib oletada, et palgid ei kaldu trajektoorilt kõrvale vaid püsivad ketas-pööraja ketta tööalal. Erinevate lahenduste parameetrid, mida oli võimalik piltidel ja videotel näha ning tuvastada on koondatud tabelisse 1.2.

Tabel 1.2 Ketas-pööraja lahenduste võrdlustabel.

	Eelised	Puudused
Ketta kuju		
Tasapinnaline kuju	Lihtne konstruktsioon	Palgist eralduv koor ei eemaldu ise
	Suur puutepind palgiga	Kõverad palgid võivad trajektoorilt kõrvale kalduda
Kooniline kuju	Koor ei kogune ketta tsentrisse	Väike puutepind palgiga
	Ketta kuju ei lase palgil trajektoorilt kõrvale kalduda	Vajab lisadetaile palgi haaramiseks ja edasi suunamiseks
	Lumi ja vesi ei jää kettale seisma	Keerulisem ketta konstruktsioon, kui tasapinnalisel kettal
Ketta kinnitusviis		
Tsentrist, ühe laagriga	Lihtne konstruktsioon	Kallis laager
	Vähe komponente	
	Lihtne koostada	
Toetub kolmele tugirullile, keskelt tsentreeritud võllil	Stabiilne	Palju komponente
	Suurema kandevõimega	Täpsust vajav konstruktsioon

Kahe tüüplahenduse vahel valides valitakse tasapinnaline ketta kuju. Sellise lahenduse kasuks otsustati järgmistel põhjustel. Pilte vaadates näib, et tasapinnalisel kettal on

vähem erinevaid detaile, kui koonilisel kettal. See lihtsustab koostamist ning vähendab vigade tekkimise võimalust. Lisaks on horisontaalset tasapinda oluliselt lihtsam valmistada, kui koonilist tasapinda.

Tasapinnalisele kettale toetub palk terves ulatuses. Vastu poordi puutub palk maksimaalselt kahest kohast. Sellest tulenevalt puudub oht, et ketas hakkab palgi all läbi libisema.

Palkide trajektoorilt kõrvale kaldumine võib tekkida praagiga ehk kõvera palgiga. Sellised palgid peaksid olema välja sorteeritud palgi sorteerimise liinil. Kui trajektoorilt kõrvale kaldumise probleem peaks ikkagi esinema, siis on võimalik ketta tsentrisse lisada kuppel, mis palgi külgsuunalist veeremist takistaks.

Koore kogunemise probleemi hinnatakse väheoluliseks, sest koor koguneb erinevatesse kohtadesse kogu liini peal ning aeg ajalt tuleb kogu liini hooldada ning puhastada.

Ketta kinnitusviisiks valitakse tsentrist ühe laagriga kinnitus. Sellisel lahendusel on oluliselt vähem komponente, kui teisel lahenduse variandil. Väike komponentide arv on ka üks lähteülesande nõuetest.

Alusraame ning poorde konkurentide seadmete analüüsis ei vaadelda. Need projekteeritakse vastavalt lähteülesandele sarnaselt teiste Hekotek AS poolt projekteeritavate konveierite poordidega.

2. KETAS-PÖÖRAJA PROJEKTEERIMINE

Ketas-pööraja koosneb neljast põhiosast, milleks on: ketas, jõuülekanne, alusraam ning poordid. Vastavalt eelmises punktis valitud lahenduse tüübile projekteeritakse ketas-pööraja, mille ketas on tasapinnalise kujuga ning ketas fikseeritakse keskelt ühe laagriga.

Sobiva laagri, reduktormootori ning ülekannde valimiseks on vaja kõigepealt leida ketas-pööraja ketta mass. Ketas-pööraja ketas tuleb projekteerida vastavalt lähteülesandele. Planeeritav ketas-pööraja projekteerimise tööülesannete järjekord on järgmine:

- 1) Ketas-pööraja ketta projekteerimine;
- 2) Laagri valimine;
- 3) Jõuülekannde valimine;
- 4) Jõuülekannde projekteerimine;
- 5) Küljepoordide projekteerimine;
- 6) Alusraami projekteerimine.

Ketas-pööraja ketta projekteerimine ning laagri valik toimub paralleelselt, sest laagri suurus määrab laagri kinnitus konstruktsiooni materjali paksuse. Sellest tulenevalt projekteeritakse esialgne ketta mudel, millest saadakse järgnevate arvutuste tegemiseks vajalikud parameetrid. Peale laagri valikut ning laagri kinnitus konstruktsiooni jaoks sobiva materjali paksuse leidmist kontrollitakse valitud laagri sobivust. Esialgne ketta läbimõõt võetakse lähteülesandest, mida vajadusel suurendatakse.

2.1 Ketas-pööraja ketta projekteerimine

Nagu eelnevalt mainitud tuleb ketas-pööraja projekteerimisel alustada kettast. Ketta projekteerimisel ja tugevusarvutuste tegemisel arvestame lähteülesandes väljatoodud parameetritega.

Tugevusarvutuste ning laagri valimiseks vajalike arvutuste tegemiseks leitakse palkide mass, mille läbimõõt on 0,6 m ning pikkus 2 m – 6 m. Palgi massi arvutamiseks leitakse kõigepealt palgi ruumala kasutades silindri ruumala valemit (2.1) [6].

$$V = \frac{\pi * d^2}{4} * h, \quad (2.1)$$

kus V – ruumala, m^3 ,
 d – läbimõõt, m ,
 h – pikkus, m .

Vastavalt valemile (2.1) arvutatakse palgi ruumala.

$$V = \frac{3,14 * 0,6^2}{4} * 6 = 1,70 \text{ m}^3$$

Palgi massi arvutamiseks kasutatakse valemit (2.2) [6].

$$m = V * \rho, \quad (2.2)$$

kus m – mass, kg ,
 V – ruumala, m^3 ,
 ρ – tihedus, kg/m^3 .

Palgi mass sõltub selle niiskussisaldusest. Arvutamiseks kasutatakse vahetult raiutud puidu tihedust, sest siis on nii palgi niiskussisaldus kui ka mass suurim. Aluseks võetakse männi puu tihendus, milleks on $700 - 800 \text{ kg/m}^3$ [7].

Valemiga (2.2) leitakse palgi suurim mass arvestades palgi tihedust 800 kg/m^3 .

$$m = 1,70 * 800 = 1\,356 \text{ kg}$$

Järgmisena leitakse kettale mõjuvad jõud valemiga (2.3) [6].

$$F = m * g, \quad (2.3)$$

kus F – jõud, N ,
 m – mass, kg ,
 g – raskuskiirendus, m/s^2 .

Vastavalt valemile (2.3) leitakse kettale rakendatav jõud kuue meetri pikkuse palgi poolt. Valemis kasutatav raskuskiirendus on $9,8 \text{ m/s}^2$ [6].

$$F = 1\,356 * 9,8 = 13\,294 \text{ N}$$

Kõik saadud tulemused koondatakse tabelisse 2.1. Tabelis olevaid tulemusi kasutatakse ketas-pööraja ketta tugevusarvutuste tegemiseks.

Tabel 2.1 Ketas-pööraja kettale mõjuvate jõudude koondtabel.

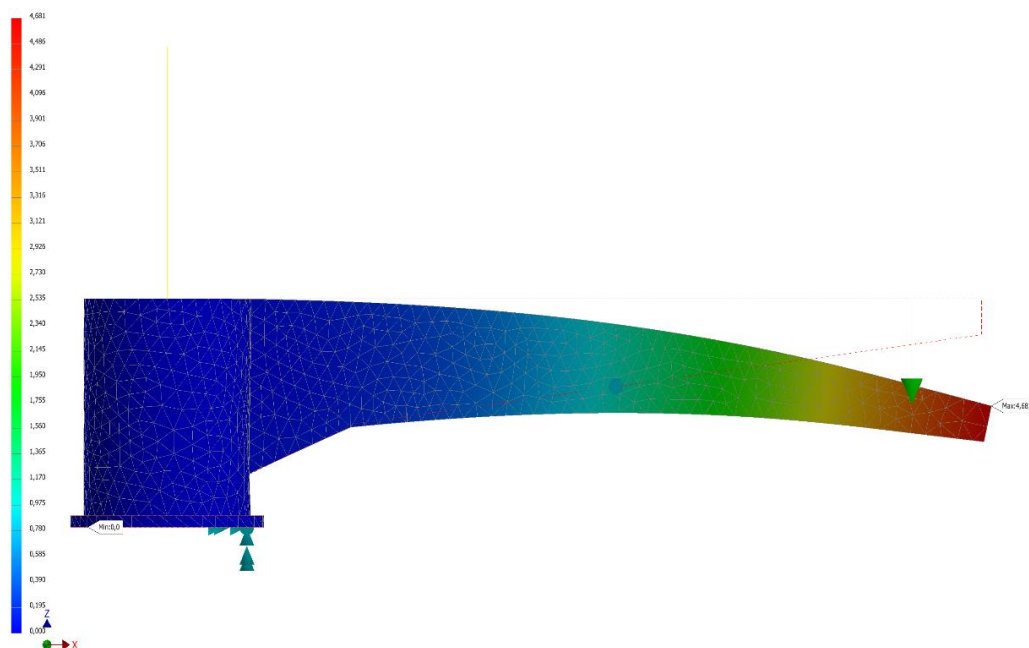
Jrk. Nr	Materjal	Pikkus, m	Läbimõõt, m	Mass, kg	Jõud, kN
1	Mänd	2	0,6	452	4,4
2	Mänd	3	0,6	678	6,7
3	Mänd	4	0,6	904	8,9
4	Mänd	5	0,6	1 130	11,1
5	Mänd	6	0,6	1 356	13,3

Ketta valmistamiseks kasutatakse konstruktsiooniterast S355, mille voolepiir on 355 MPa. Voolepiir näitab maksimaalset koormust, mille ületamisel materjal enda kuju enam tagasi ei võta. Kui koormus ei ületa voolepiiri, siis mõjuva jõu eemaldamisel võtab metall algse kuju tagasi [8].

Tugevusarvutuste lihtsustamiseks tehakse need ketas-pööraja ketta keskel paikneva toru külge kinnitatud ühele ribile. Konstruktsiooni läbipaine peab olema võimalikult väike. Tugevusarvutused tehakse programmis Autodesk Inventor Nastran.

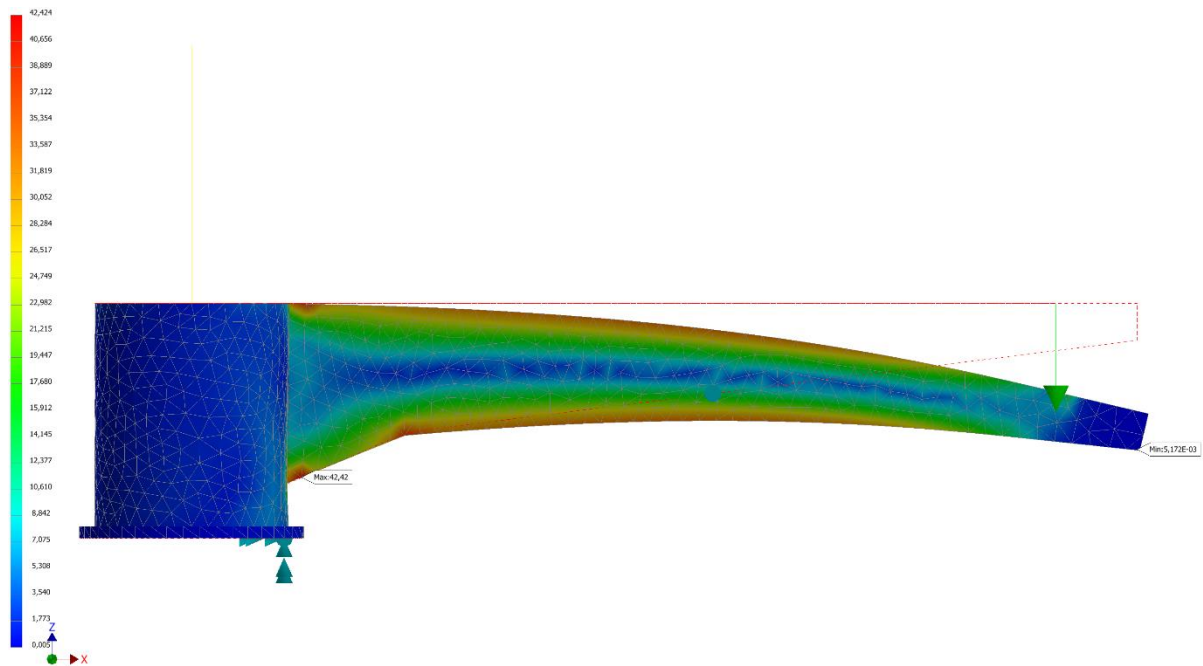
Mõjuva jõu suuruse määramisel arvestatakse, et kuue meetrine palk puutub kokku ketas-pööraja kettaga minimaalselt kolmes punktis. Mõjuv jõud rakendatakse ketta servast suurima palgi läbimõõdu järgi 0,3 m kaugusele servast. Suurima palgi poolt mõjuv jõud on 13,3 kN. Ühele ribile rakendatakse 4 433 N suurune jõud.

Joonisel 2.1 on kujutatud ketas-pööraja ketta sektori läbipainet ning joonisel 2.2 ketta sektorile mõjuvat pinget sama koormuse korral.



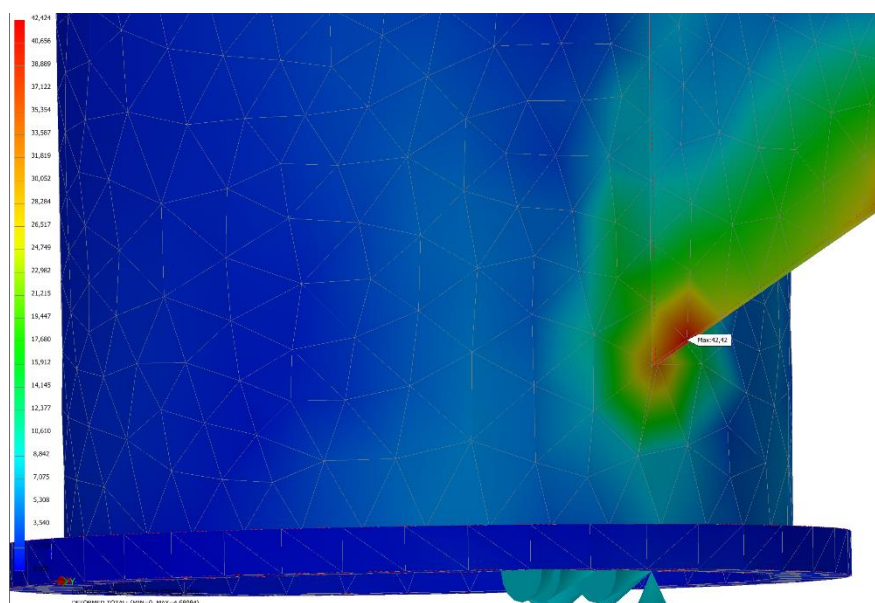
Joonis 2.1 Ketas-pööraja ketta sektori läbipaine.

Ketta ühele ribile on rakendatud servast 0,3 m kaugusele jõud 4 430 N. Konstruktsioon on jäigalt fikseeritud laagri kinnitamiseks mõeldud äärikust. Maksimaalne läbipaine on 4,7 mm. See tulemus on rahuldav, arvestades seda, et ketta terve konstruktsiooni peale jaguneb raskus ühtlasemalt ning pikk palk ei ole terves ulatuses ketta servale nii lähedal.



Joonis 2.2 Ketas-pöörja ketta konstruktsiooni detailile mõjuv pinge.

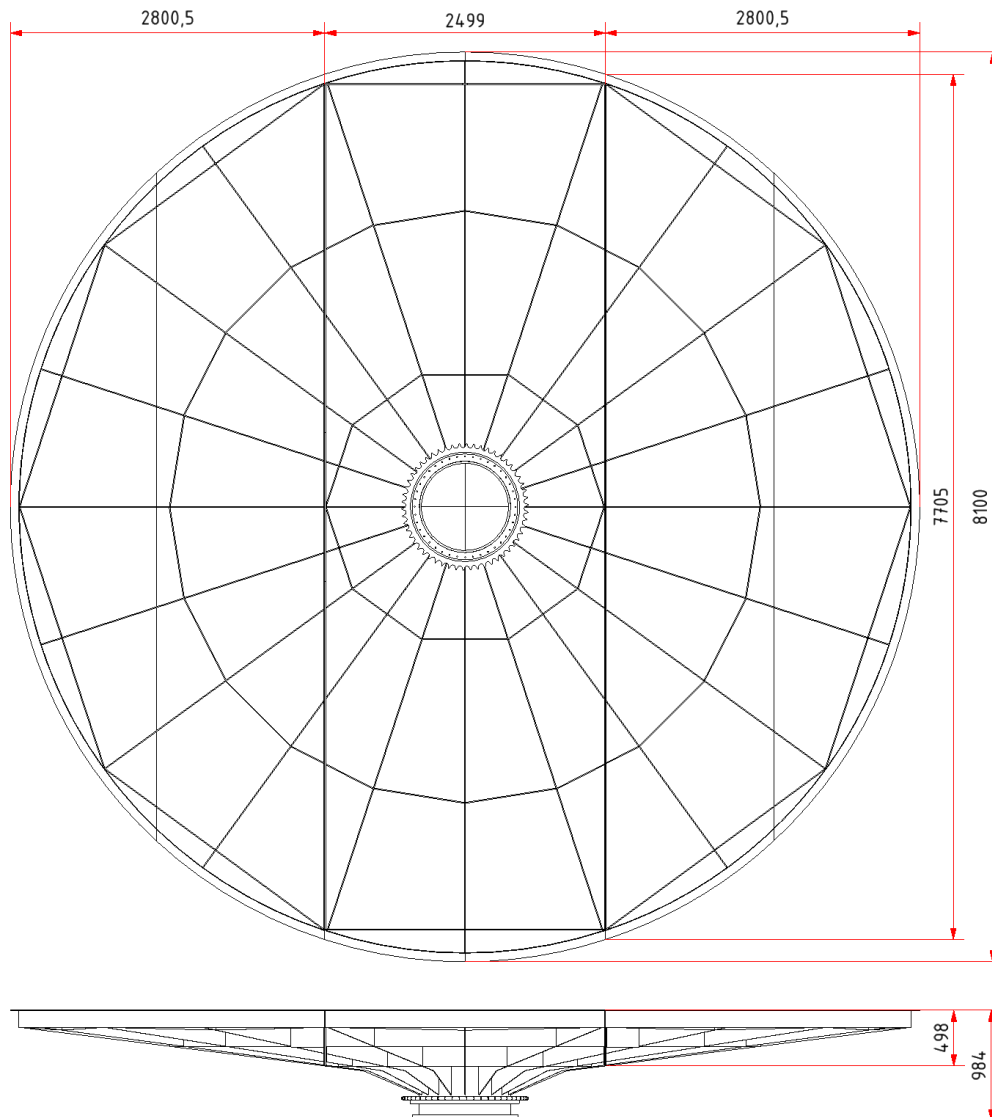
Nagu eelnevalt mainitud on S355 konstruktsiooni terase voolepiir 355 MPa [8]. Ketta sektorile suurim mõjuv pinge on 42,4 MPa. Pingekonsentraator on ümartoru ja ribi liite alumine serv, mis on kujutatud joonisel 2.3.



Joonis 2.3. Ketas-pöörja ketta sektori pingekonsentraator.

Joonisel 2.3 on näha kuhu tekib pingekonsentratsioon. Materjali varutegur on kaheksa kordne. Joonisel 2.1, 2.2 ja 2.3 kujutatud tulemused on saadud kasutades 8 mm paksust materjali ketta ribide jaoks. 6 mm materjali korral oli läbipaine 7,3 mm ning 10 mm materjali korral 3,7 mm. Eelnevat analüüsi arvesse võttes leiti, et 8 mm materjali on antud konstruktsiooni jaoks kõige mõistlikum kasutada.

Joonisel 2.4 on kujutatud projekteeritud ketta alt- ja külgvaade. Ketta läbimõõt on 8,1 m ning koosneb kolmest osast. Ketta kõrgus on 0,98 m.

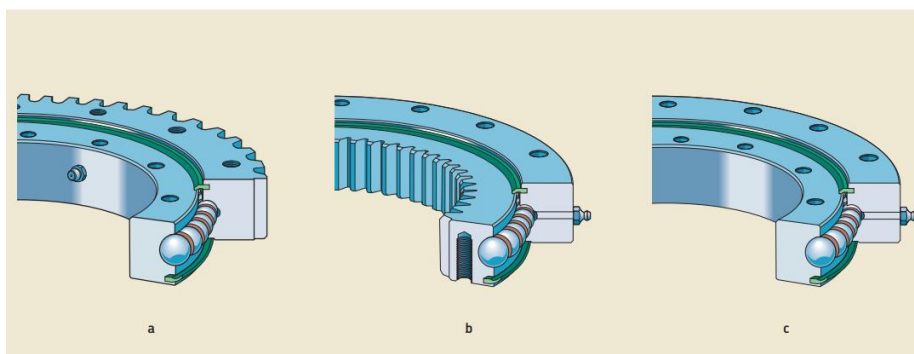


Joonis 2.4 Ketas-pööraja ketta alt- ja külgvaade.

Ketas-pööraja transporditavust vaadeldakse peale ülekande, poordide ning alusraami projekteerimist. Projekteeritud ketas-pööraja ketta mass on 5 500 kg, läbimõõt 8,1 m ning see koosneb kolmest osast. Järgnevate arvutuste jaoks lisatakse ketta massile 5%, mis lisandub juurde koostamisel ja viimistlemisel. Ketta mass millega tehakse järgnevaid arvutusi on 5 775 kg.

2.2 Ketas-pööraja laagri valik

Järgmisena leitakse sobiv laager. Laagri valimiseks tehakse arvutused lähtudes SKF kataloogis olevatest nõuetest. Lähteülesandest tulenevalt peab lahendus olema tehtud kasutades ühte laagrit, mille peal ketas pöörleb. Selleks sobivad pöördlaagrid, mis on mõeldud rasketele ning aeglaselt pöörlevatele lahendustele [9]. Pöördlaagrid võivad olla välis-hammasvööga (a), sise-hammasvööga (b) ning hammasvööta (c), kujutatud joonisel 2.5.



Joonis 2.5 Erinevad pöördlaagri variandid [9].

Kõigepealt tuleb leida laagrile mõjuv jõud ning moment. Selleks on vaja teada ketta ning kettale mõjuva lisakoormuse massi. Tabelis 2.1 on väljatoodud palkide poolt kettale avalduvad jõud, mida kasutatakse sobiva laagri leidmiseks. Ketta mass on leitud eelmises punktis ning selleks on 5 775 kg. Ketta poolt laagrile mõjuv jõud on leitud valemiga 2.4.

Laagrile mõjuv jõud on arvatatud valemiga (2.4) [6].

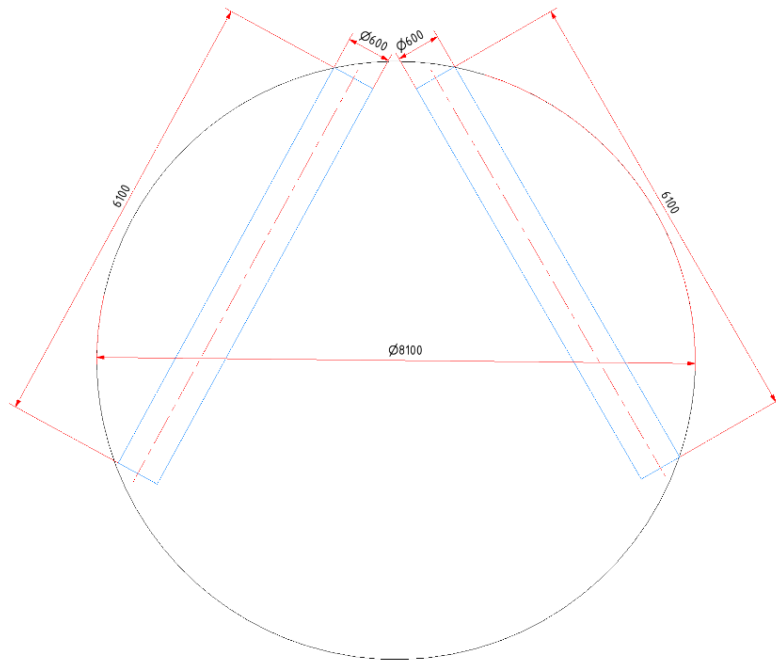
$$F = m * g, \quad (2.4)$$

kus F – jõud, N,
 m – mass, kg,
 g – raskuskiirendus, m/s^2 .

Vastavalt valemile (2.4) leitakse ketta poolt laagrile mõjuv jõud.

$$F = 5\,775 * 9,8 = 56\,595\,N = 56,6\,kN$$

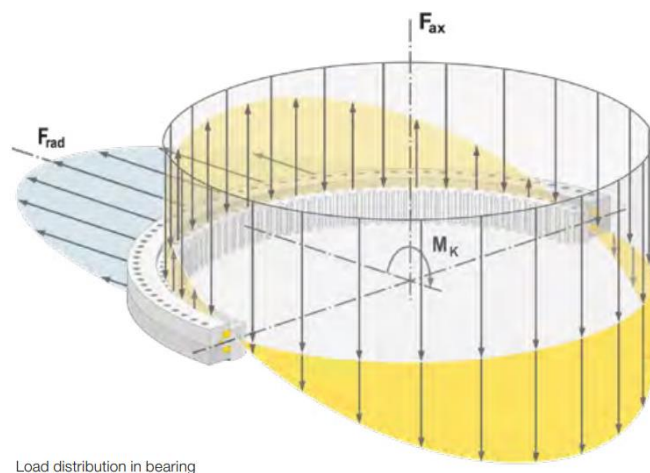
Laagri arvutuste tegemisel arvestame, et ketta peale mahub maksimaalselt kaks kuue meetrist palki. Joonisel 2.6 on kujutatud võimalik palkide paiknemine ketas-pööraja kettal.



Joonis 2.6 Palkide paiknemine ketas-pööraja kettal.

Joonisel on kujutatud kaks kuue meetrist palki. Lühemaid palke mahub kettale rohkem, aga nende summaarne mass ei ületa kahe pika palgi massi. Palkide poolt lisanduv koormus on välja toodud tabelis 2.1.

Sobiva laagri valimiseks leitakse kõigepealt laagrile rakenduv aksiaalne koormus kasutades valemit 2.5. Joonisel 2.7 on kujutatud laagrile mõjuvad jõud ning nende suunad.



Load distribution in bearing

Joonis 2.7 Laagrile mõjuvad jõud [10].

F_{ax} on laagrile mõjuv aksiaalkoormus, F_{rad} on radiaalkoormus ning M_K on moment. Kasutatavates valemities on tähised vastavalt F_a ning M_t . Radiaalkoormus on antud

lahenduses marginaalne, mistõttu seda ei rakendata. Laagritele rakendatav aksiaalkoormus leitakse valemiga (2.5) [9].

$$F_a = Q_a + G_1 + G_2 + G_3, \quad (2.5)$$

kus Q_a – kahe palgi mass, kN,
 G_1 – vastukaal, kN,
 G_2 – 1/2 ketta mass, kN,
 G_3 – 1/2 ketta mass, kN.

Antud lahenduse puhul võrdsustame nulliga vastukaalu, tähisega G_1 , sest vastukaal puudub. Vastavalt valemile (2.5) leitakse laagritele rakendatav aksiaalkoormus.

$$F_a = 26,6 + 0 + 28,3 + 28,3 = 83,2 \text{ kN}$$

Järgmisena leitakse laagritele rakendatav kallutusmoment valemiga 2.6 [9].

$$M_t = Q_a * L + F_r * H_r + G_3 * L_3 - G_1 * L_1 - G_2 * L_2, \quad (2.6)$$

Kus Q_a – kahe palgi mass, kN,
 L – kahe palgi kaugus laagri tsentrist, m,
 F_r – külgsuunas mõjuv jõud, kN,
 H_r – külgsuunas mõjuva jõu vertikaalne kõrgus laagri pinnalt, m,
 G_3 – 1/2 ketta mass, kN,
 L_3 – ketta raadius, m,
 G_1 – vastukaal, kN,
 L_1 – vastukaalu kaugus laagri tsentrist, m,
 G_2 – 1/2 ketta mass, kN,
 L_2 – ketta raadius, m.

Selles valemis võrdsustame nulliga eelnevalt mainitud vastukaalu tähisega G_1 ning külgsuunas mõjuva jõu tähisega F_r , sest kettale ei rakendata jõudu külgsuunas. Valem (2.6) järgi on leitud laagritele mõjuv kallutusmoment.

$$M_t = 26,6 * 2,42 + 0 + 28,3 * 4,05 - 0 - 28,3 * 4,05 = 62,4 \text{ kNm}$$

Järgmisena korrutatakse tulemused läbi pöördlauale mõeldud varuteguri kordajaga, et leida maksimaalne rakendatav aksiaalkoormus ning maksimaalne kallutusmoment.

SKF kataloogis olevast infost tulenevalt on pöördlauale mõeldud varuteguri kordaja (f_L) 1,15 [9]. Maksimaalse aksiaalkoormuse ning kallutusmomendi leidmiseks kasutatakse valemeid 2.7 ning 2.8. Maksimaalne rakendatav aksiaalkoormus leitakse valemiga 2.7 [9].

$$F_{ar} = f_L * F_a, \quad (2.7)$$

kus f_L – pöördlaua varutegur,
 F_a – laagrile rakendatav aksiaalkoormus, kN.

Valemi 2.7 järgi leitud maksimaalne rakendatav aksiaalkoormus.

$$F_{ar} = 1,15 * 83,2 = 95,7 \text{ kN}$$

Maksimaalne laagrile rakendatav kallutusmoment leitakse valemiga 2.8 [9].

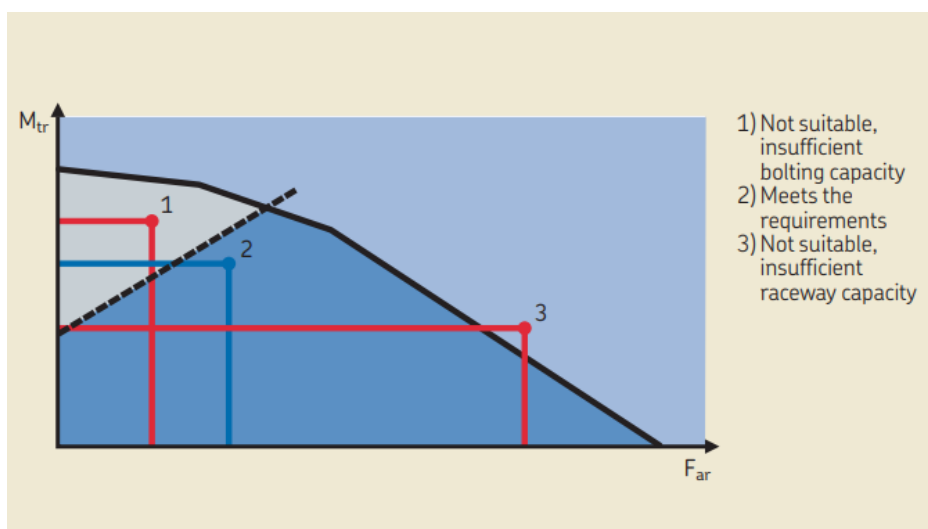
$$M_{tr} = f_L * M_t, \quad (2.8)$$

kus f_L – pöördlaua varutegur,
 M_t – laagrile rakendatav kallutusmoment, kNm.

Valemiga 2.8 leitud maksimaalne rakendatav kallutusmoment.

$$M_{tr} = 1,15 * 62,4 = 71,7 \text{ kNm}$$

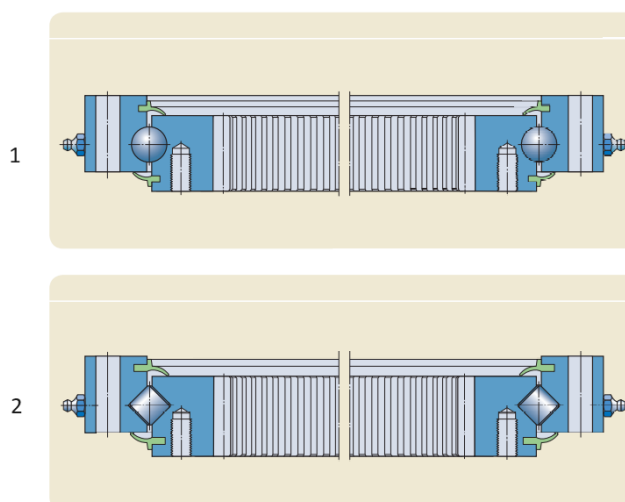
Leitud maksimaalne rakendatav aksiaalkoormus on 95,7 kN ning maksimaalne rakendatava kallutusmoment 71,7 kNm. Saadud tulemuste põhjal valitakse laager joonisel 2.8 oleva diagrammi järgi.



Joonis 2.8 Laagri valiku joondiagramm [9].

Jooniselt 2.8 tulenevalt on sobivad kõik laagrid, mis jäävad alasse kuhu, on märgitud punkt kaks. Ebasobivad laagrid jäävad alasse, kus on punktid üks ja kolm. Punktis üks ületab poltidele rakenduv moment nende katkemisepiiri. Punktis kolm ületab koormus laagri juhtpinnale lubatud koormuse [9].

Järgmisena valitakse pöördlaagri tüüp. Pöördlaagrid jagunevad kahte põhitüüpi kuul pöördlaagriks (1) ning silinder pöördlaagriks (2), kujutatud joonisel 2.9 [9].



Joonis 2.9 Pöördlaagri põhitüübid [9].

Pöördlaagrid jagunevad omakorda kolmeks: kerg-, keskmise- ning eriseeria laagriteks [9]. Laagri tüüp valitakse joonisel 2.10 kujutatud tabeli järgi. Parameetrid mida võrreldakse on täpsus, kiirus, staatilised jõud, vibratsioonid ning hooldusvälp.

Table 1

Slewing bearing type	Suitability of bearings for				
	high running accuracy	high speeds	heavy static loads	vibration	long service life
Single row four-point contact ball slewing bearings					
Light series bearings	-	o	o	-	o
Medium size bearings	-	+	+	o	o
Customized bearings	-	+	+	o	o
Single row crossed cylindrical roller slewing bearings					
Medium size bearings	+	-	o	+	+
Customized bearings	+	-	o	+	+

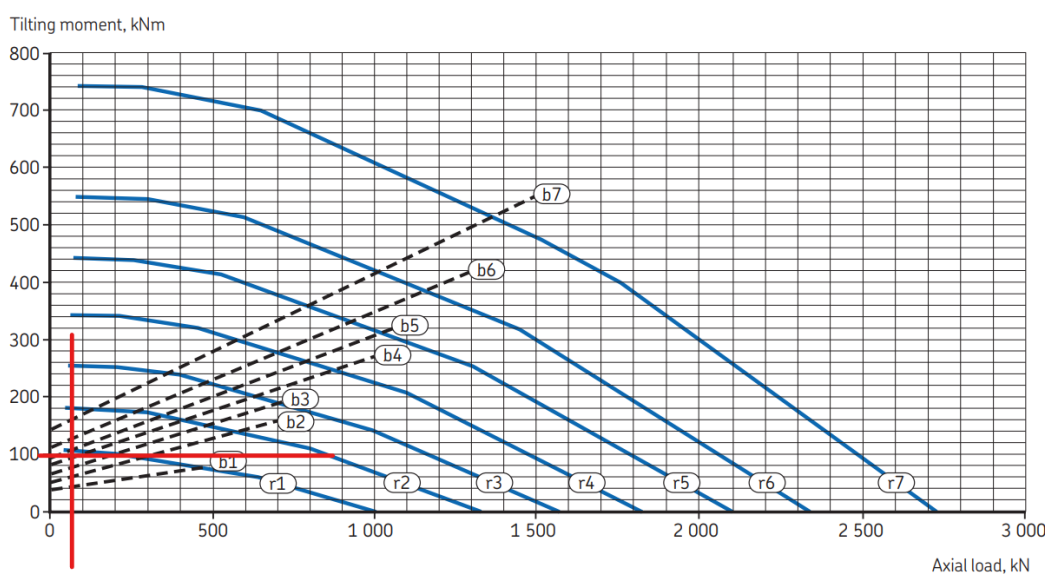
+ Recommended o Suitable - Not recommended

Joonis 2.10 Laagritüüpide koondtabel [9].

Tabelis näidatud tähiste tähendused + soovitatud, o sobiv, - mitte soovitatav. Valikust jäetakse välja silinder pöördlaager, sest see on mõeldud lahendustele, mis on jäigad

ning vajavad suurt täpsust [9]. Projekteeritav lahendus ei vaja suurt täpsust, kiirus on madal, staatiline koormus on suur ning töö käigus esineb vibratsioone. Seega edaspidi võrreldakse ainult kuul pöördlaagri tüüpe.

Kuul pöördlaagritest välistatakse kohe kergseeria laagrid, sest need pole soovitatud kohtadesse, kus esineb vibratsioone. Projekteeritava lahenduse jaoks sobib kõige paremini keskmise seeria laager. Eriseeria laagrit pole mõtet valida, sest erilahendused on reeglina kallimad ning saadavus madal. Joonisel 2.11 on kujutatud laagri valiku joondiagramm ning joonisel 2.12 joondiagrammi juurde kuuluv laagrite nimekiri.



Joonis 2.11 Laagri valiku joondiagramm [9].

Designation	Basic load ratings		Static limiting load diagram	
	axial dynamic C	static C ₀	Raceway curves	Bolt curves
–	kN		–	
RKS.060.20.0414	209	1010	r1	b1
RKS.060.20.0544	233	1350	r2	b2
RKS.060.20.0644	248	1580	r3	b3
RKS.060.20.0744	262	1840	r4	b4
RKS.060.20.0844	276	2100	r5	b5
RKS.060.20.0944	286	2340	r6	b6
RKS.060.20.1094	303	2710	r7	b7

Joonis 2.12 Laagrite tabel joonise 2.11 järgi [9].

Joonise 2.11 järgi valitakse jooniselt 2.12 olevast tabelist sobiv laager. Sobivad laagrid on koodidega RKS.060.20.0844, RKS.060.20.0944 ning RKS.060.20.1094. RKS.060.20.0844 laager on poltide katkemispiirile väga lähedal, mistõttu valitakse laager RKS.060.20.0944. Valitud laager on ilma hammasvöötä, sest hammasülekanne välistatakse selle kõrge maksumuse ning valmistamise täpsuse tõttu.

Laagri korrektseks paigalduseks on tootja poolt ettenähtud tingimused, millega tuleb arvestada. Laager peab olema mõlemalt poolt täies ulatuses toetatud äärikuga [9], mille tasapinnalisus peab olema tagatud vastavalt laagri tootja juhendile.

Konstruksiooni detailid, mille vahele laager kinnitatakse on tavaliselt keevitatud või valatud. Silindrilise kuju ning paksude seintega detailid annavad parema tulemuse, kui õhukese seinaga töödeldud detailid [9]. Antud lahendusele valmistatakse laagri kinnituskonstruktsioon ümartorust ning lõigatud äärikust. Ääriku paksus leitakse valemiga 2.9 [9].

$$S \geq 0,04 * d_m \quad (2.9)$$

Kus S – ääriku paksus, mm,
 d_m – laagri juhtpinna läbimõõt, mm.

Ääriku minimaalne paksus on leitud valemiga 2.9.

$$S \geq 0,04 * 944 = 37,8 \text{ mm}$$

Tibnor AB kataloogi järgi saab valida 40 mm ja 50 mm paksuse terasplaadi vahel [11]. Mõistlik on äärik valmistada 50 mm terasplaadist, sest sellel on antud lahenduse jaoks rohkem töötlemisvaru. Ümartoru minimaalne seinapaksus leitakse valemiga (2.10) [9].

$$S_1 = 0,35 * S, \quad (2.10)$$

Kus S_1 – ümartoru minimaalne seinapaksus,
 S – ääriku paksus.

Ääriku paksuseks arvestatakse antud arvutuses 50 mm terasplaadi järgi. Ümartoru minimaalne seinapaksus leitakse valemi 2.10 järgi [9].

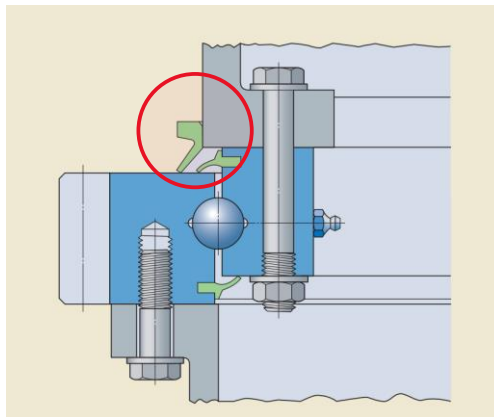
$$S_1 = 0,35 * 50 = 17,5 \text{ mm}$$

Ketta projekteerimisel tuleb arvestada, et laagrit fikseeriv raam peab olema 50 mm ääriku ning ümartoru paksus peab olema vähemalt 17,5 mm.

Laagri kinnitamiseks tuleb kasutada 10.9 tugevusklassiga polte. Nende poltidega koos soovitab SKF kasutada karastatud seibe. Sellega välditakse liigse surve tekkimist äärikule, mille külge laager kinnitatakse. Vedruseibe ei tohi kasutada [9].

Valitud laager kinnitatakse kokku kaheksakümne M12 poldiga, neljakümne poldiga pealt ja neljakümne poldiga alt. Nendele poldidele seatud kinnitussmoment on 115 Nm ning eelkoormus 56 kN [9]. Laager tuleb kinnitada äärikute külge SKF poolt antava juhendi järgi.

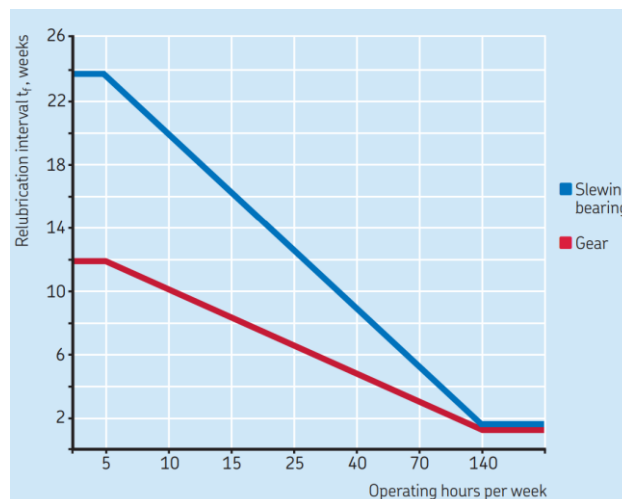
Joonisel 1.10 kujutatud pildil on näha, et laagri ümber tekib palju mustust. Tõenäoliselt on tegemist õli ja tolmu seguga. Sellest lähtuvalt leitakse, et laagrile on mõistlik lisada lisaks veel üks tihend nagu on kujutatud joonisel 2.13.



Joonis 2.13 Laager lisa tihendiga [9].

Tulenevalt laagri juhikupinna mõõdust 944 mm sobib SKF 950 VL R tihend, mis on mõeldud völliudele läbimõõduga 925 mm kuni 975 mm [12].

Laagrit tuleb aegajalt määrada. Tulenevalt lähteandmetest sobib määrdeks SKF poolt määratud $-50\text{ }^{\circ}\text{C} \dots +110\text{ }^{\circ}\text{C}$ piirkonda sobiv LGLT 2 tähisega määre või mõne muu tootja määre, mis sobib antud tingimustesse [9]. Laagrit tuleb määrada töötamise ajast sõltuvalt. Joonisel 2.14 on kujutatud diagramm, mille järgi määrata laagri määrimise intervall.



Joonis 2.14 Laagri määrimise intervalli määramise diagramm [9].

X teljel on kujutatud töötundide aeg nädalas ning Y teljel on kujutatud määrimise intervalli nädalates. Laagri määrimise intervalli määramiseks vaadatakse sinist joont. Punane joon on hammasülekande määrimise intervalli määramiseks [9]. Näiteks kui ketas-pööraja töötab nädalas 40 tundi, siis tuleb laagrit määrada iga 9 nädala järel. Laagri määrimiseks on laagri siseküljel määrdenippel, millele pääseb ligi ketas-pööraja alt, alusraamide vahelt. Määrimisega peavad tegelema saeveskis töötavad tehnikud hooldusjuhi poolt koostatud hooldusplaani järgi.

Selline info sisaldub kasutusjuhendis, mis antakse kliendile koos tarnitavate seadmetega. Liini tööaeg määratakse kindlaks lepingus, millest tulenevalt arvutatakse ka hooldusvälp.

2.3 Ketas-pööraja jõuülekande valik

Jõuülekannet on vaja ketas-pööraja ketta pöörlema panemiseks. Jõuülekande puhul peavad olema täidetud nõuete loetelus väljatoodud kriteeriumid. Valik tehakse rihmülekande ning kettülekande vahel. Nagu eelnevalt mainitud hammasülekannet antud lahenduses ei soovita kasutada, selle kõrge maksumuse ning valmistamistäpsuse tõttu. Tabelisse 2.2 on koondatud rihmülekande ning kettülekande karakteristikud sobiva valiku tegemiseks.

Tabel 2.2 Rihm- ja kettülekande karakteristikud [13 – 16].

Rihmülekanne	Kettülekanne
Suurtel võimsustel võtab palju ruumi, sest tuleb kasutada mitut rihma	Kompaktne
Esineb libisemist	Ei esine läbi libisemist
Vajab pingutit	Suur ülekande efektiivsus
Kulumine	Võimeline üle kandma suurt võimsust
Vaikne	Vajab täpset koostamist
Lihtne hooldada	Vajab hooldust (puhastamist, õlitamist)
Ei sobi igasse töökeskkonda	Venib
Kasutatakse kiirustel 10 m/s – 60 m/s	Tekitab müra
	Võimaldab teha paindlikke lahendusi
	Lihtne vahetada
	Suur ülekande efektiivsus
	Kasutatakse madala kiiruse ja suure momendiga ülekannetes

Koostatud tabeli põhjal tehakse ülekande valik. Projekteeritava lahenduse kiirus on madal, alla 10 m/s ning ketta pöörlema panemiseks on vaja suurt momenti.

Rihmülekanne eeldaks mitut rihma, mis võtaks ära palju ruumi. Lisaks on rihmade vahetus ilma ketas-pööraja ketast eemaldamata võimatu.

Keti hooldamine ning vahetus on oluliselt lihtsam, sest kett on lahti võetav. Sellest lähtuvalt valitakse antud lahendusele kettülekanne. Kettülekanne tüübiks antud lahenduses on lamaülekanne. Lamaülekanne konstrueerimisel tuleb arvestada järgmiste soovitusetega [13]:

- 1) telgede vahe peab olema võimalikult väike, 15 – 20p (p = lüli pikkus);
- 2) väiksema ketiratta hammaste arv vähemalt 27 hammast;
- 3) väikestel kiirustel $v < 1 - 1,5$ m/s soovitatakse juhtliiste;
- 4) soovitatav ülekanne arv $\leq 4 - 7$;
- 5) suur ketiratas < 120 hammast.

Kett valitakse Autodesk Inventori abiga. Keti tüübiks valitakse rullpukskett. Keti valimiseks on vaja leida ketta pöörlemiskiirus ning pöördemoment ketta pöörlema panemiseks. Lähteülesande järgi on sae-etteandeliini kiirus 100 m/min. Valemi 2.11 järgi leitakse ketta pöörlemiskiirus p/min [6].

$$n = \frac{v}{\pi \cdot d}, \quad (2.11)$$

kus n – pöörlemiskiirus, p/min,
 v – ringikiirus, m/min,
 d – ketta raadius, m.

Valemi (2.11) järgi leitud pöörlemiskiirus.

$$n = \frac{100}{4, \pi} = 7,96178 \approx 8 \text{ p/min}$$

Pöördemomendi leidmiseks tuleb kõigepealt leida nurkkiirus, inertsmoment ning nurkkiirendus. Nurkkiirus leitakse valemiga 2.12 [6].

$$\omega_f = \frac{\omega_2 \cdot 2\pi}{60}, \quad (2.12)$$

kus ω_f – nurkkiirus, rad/s,
 ω_2 – lõppkiirus, p/min.

Valemi (2.12) järgi leitud pöördemoment.

$$\omega_f = \frac{8 \cdot 2\pi}{60} = 0,84 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Järgmisena leitakse inertsmoment valemiga 2.13 [6].

$$J = \frac{1}{2} * m * r^2, \quad (2.13)$$

kus J – inertsmoment, $\text{kg} * \text{m}^2$,
 m – ketta ja palkide mass kokku, kg ,
 r – ketta raadius, m .

Palgi mass saadakse tabelist 2.1. Ketas-pööraja ketta mass on leitud peatükis 2.1. Valemi (2.13) järgi leitud inertsmoment.

$$J = \frac{1}{2} * (2 * 1\,356 + 5\,775) * 4^2 = 67\,904 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Nurkkiirendus leitakse valemiga 2.14 [6].

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_1}{t}, \quad (2.14)$$

kus α – nurkkiirendus, rad/s^2 ,
 ω_f – lõppkiirus, rad/s ,
 ω_1 – algkiirus, rad/s ,
 t – aeg, s .

Valemiga (2.14) leitud nurkkiirendus.

$$\alpha = \frac{0,84 - 0}{5} = 0,17 \text{ rad}/\text{s}^2$$

Järgmisena saab leida vajaliku momendi ketta pöörlema panemiseks kiiruseni 8 p/min. Moment leitakse valemiga 2.15 [6].

$$M = J * \alpha, \quad (2.15)$$

kus M – pöördemoment, Nm ,
 α – nurkkiirendus, rad/s^2 ,
 J – inertsmoment, $\text{kg} * \text{m}^2$.

Valemiga (2.15) leitud ketta pöörlema panemiseks vajalik moment on.

$$M = 67\,904 * 0,17 = 11\,317 \text{ Nm}$$

Leitud parameetrite järgi valitakse ketiks rullpuks kett 40B-1. Arvutus tulemused on välja toodud lisas 3. Ketirataste hammaste arvud valitakse vastavalt eelpool mainitud soovitudele. Veetav ketiratas valitakse väikseim võimalik, mis sobib läbimõõdu järgi. Vedava ketiratta hammaste arvuks valitaks 27 hammast ning veetava hammasratta hammaste arvuks 54 hammast.

Järgmisena leitakse sobiv reduktormootor. Selleks on vaja lisaks leida ülekande suhe, vajalik reduktori pöörete arv ning moment. Ülekande suhe leitakse valemiga 2.16 [6].

$$i = \frac{n_2}{n_1}, \quad (2.16)$$

kus i – ülekande suhe,
 n_2 – veetava ketiratta hammaste arv,
 n_1 – vedava ketiratta hammaste arv.

Valemi (2.16) järgi leitud hammaste ülekande suhe.

$$i = \frac{54}{27} = 2$$

Järgmisena leitakse vajalik reduktormootori pöörete arv valemiga 2.17 [6].

$$n_3 = n * i, \quad (2.17)$$

kus i – ülekande suhe,
 n – ketta pöörlemiskiirus.

Valemiga (2.17) leitud vajalik reduktori pöörete arv, et ketas pöörleks kiirusega 8 p/min.

$$n_3 = 8 * 2 = 16 \text{ p/min}$$

Reduktormootori poolt minimaalne aretatav moment ketta pöörlema panemiseks on leitud valemiga 2.18 [6].

$$M_r = \frac{M}{i}, \quad (2.18)$$

kus M – ketta pöörlema panemiseks vajalik moment,
 i – ülekande suhe.

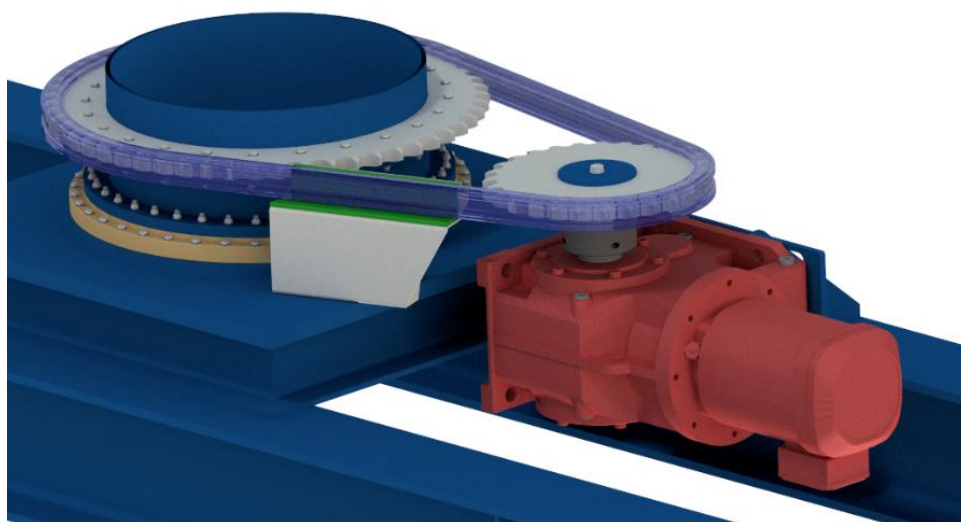
Valemi (2.18) järgi leitud vajalik reduktormootori.

$$M_r = \frac{11\,317}{2} = 5\,658 \text{ Nm}$$

Saadud tulemuste järgi valitakse SEW kataloogist sobiv reduktor. Valitud reduktor K127DRN160L4, võimsusega 15 kW, pöörlemis kiirusega 16 p/min ning väljundmomendiga 8 730 Nm. Reduktormootori kõik parameetrid on välja toodud lisa 2.

2.4 Ketas-pööraja projekteerimine saadud tulemuste põhjal

Järgmisena projekteeritakse lõpuni ketas koos jõuülekanne ning reduktori kinnitusega. Joonisel 2.15 on kujutatud projekteeritud ülekanne.

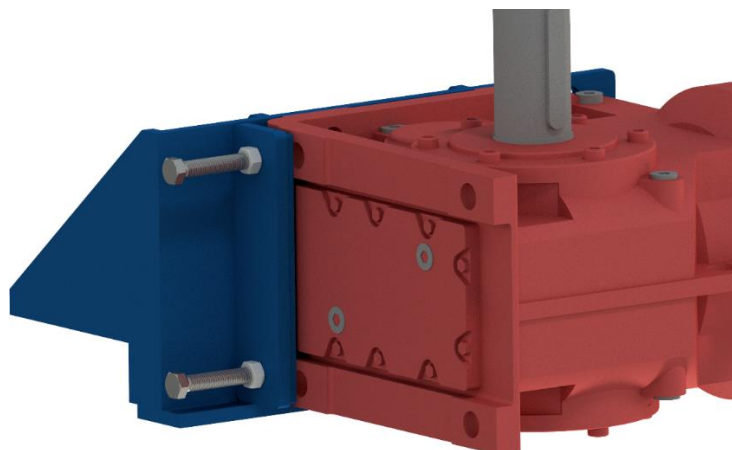


Joonis 2.15 Projekteeritud ketas-pööraja jõuülekanne.

Veetav 54 hambaga ketiratas on poolitatud ning see polditakse ketta tsentris oleva toru külge. Ketiratas on poolitatud ning polditav, et seda oleks võimalik lihtsasti vahetada. Vedav ketiratas on 27 hambaga, mis kinnitatakse reduktormootori võlli külge.

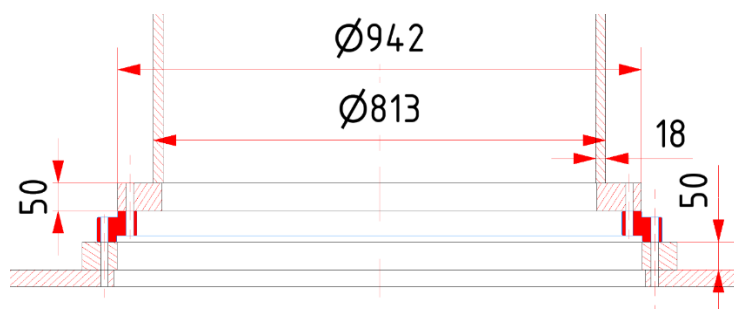
Ajamikett on rullpukskett, tähisega 40B-1. Keti toestamiseks on tehtud ühele poole plastikuga toetuspind. Teisel pool ketti tõmmatakse, mistõttu on kett alati pingul ning ei vaja toetust. Keti määrimise düüs paigaldatakse ketti toestava detaili külge. Keti määrimine toimub läbi kesk-määrimisesüsteemi.

Ketti pingutatakse reduktormootori ketas-pööraja tsentrist eemale nihutamisega. Kõigepealt keeratakse pinge maha reduktormootorit fikseerivatelt poltidelt, seejärel pingutatakse kett kahe pinguti poldiga. Pinguti poldid lükkavad reduktorit veetavast ketirattast eemale. Kui kett on pingul keeratakse reduktormootorit fikseerivad poldid uuesti kinni. Keti pingutusmaa on 100 mm. Keti pinguti on kujutatud joonisel 2.16.



Joonis 2.16 Ketas-pööraja kettajami pinguti.

Tulenevalt laagri valmistaja nõuetest on projekteeritud laagri kinnitusdetailid kujutatud joonisel 2.17.



Joonis 2.17 Laagri nõuete järgi projekteeritud laagritoed.

Arvutuste järgi peab äärik olema vähemalt 37,8 mm paksusega. Tulenevalt kataloogis olevast metallplaadi paksusest valiti 50 mm paksune materjal ääriku jaoks. Äärik keevitatakse 813 mm läbimõõduga toru külge, mille seinapaksus on 18 mm. Arvutuste järgi minimaalne seinapaksus on 17,5 mm.

Laagri toeraamid peavad olema tasapinnalised ning töödeldud pinna pinnakaredus peab jääma vahemikku $R_a 3,2 \dots R_a 6,4 \mu m$. Enne laagri paigaldamist peavad pinnad olema pestud ja kuivatatud, et hõõrdumine toeraami pinna ning laagri vahe oleks maksimaalne. Raami pinnad ei või olla kaetud õli või mõne muu määrdega [9]. Tasapinnad peavad vastama tolerantsile, mis leitakse valemiga 2.19 [9].

$$t_c = \frac{d_m + 1\,000}{10\,000}, \quad (2.19)$$

Kus t_c – maksimaalne lubatud kõrvalekalle tasapinnast,
 d_m – laagri juhtpinna läbimõõt, mm.

Valemiga (2.19) on leitud lubatav kõrvalekalle tasapinnast.

$$t_c = \frac{944 + 1\,000}{10\,000} = 0,20 \text{ mm}$$

Kõrvalekallet tuleb hinnata kogu ääriku ringjoone ulatuses laagri tootja juhendi järgi [9].

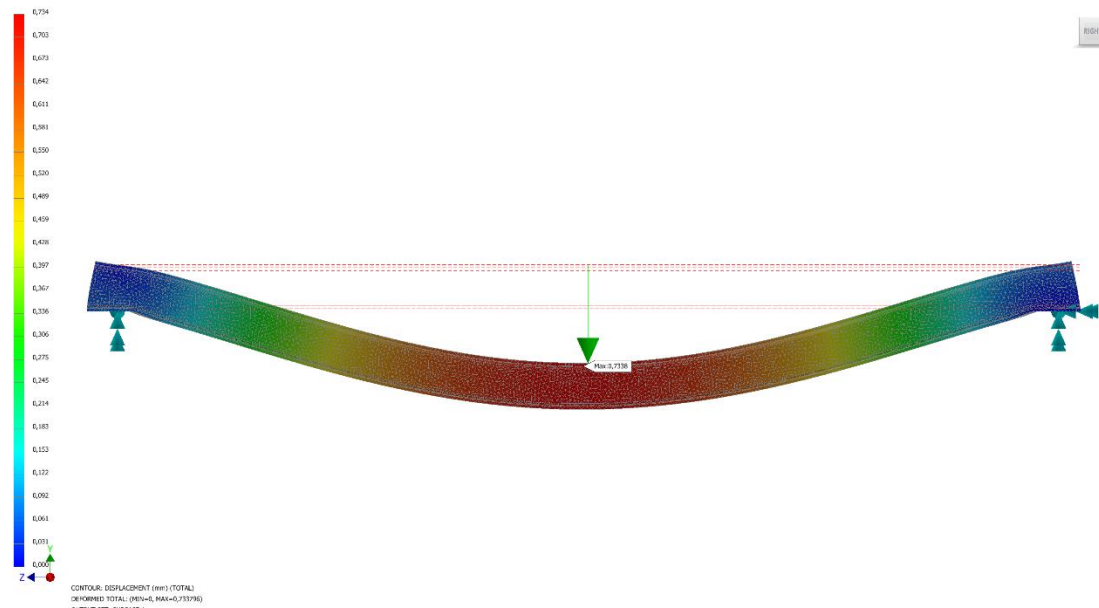
Järgmisena projekteeritakse alusraam. Nõuete loetelust tulenevalt peab ketas-pööraja alla mahtuma 7 m laiune prahikraap. Alusraam tehakse I-talast. Sobiva I-tala valimiseks leitakse kõigepealt ketas-pööraja kogumass. Tabelisse 2.3 on koondatud projekteeritud ketas-pööraja ketta ning jõuülekandekomponentide massid. Samasse tabelisse on arvutatud ka nendele komponentidele vastavad jõud. Jõud on arvutatud valemiga 2.3.

Tabel 2.3 Komponentide massid ja nendele vastavad jõud.

Komponent	Mass, kg	Jõud, N
Ketas	5 775	56 595
Reduktormootor	600	5 880
Laager	67	657
Kett	120	1 176
Keti tugi	75	735
Laagrialus	550	5 390
Vedav ketiratas	30	294
Kokku	7 217	70 727

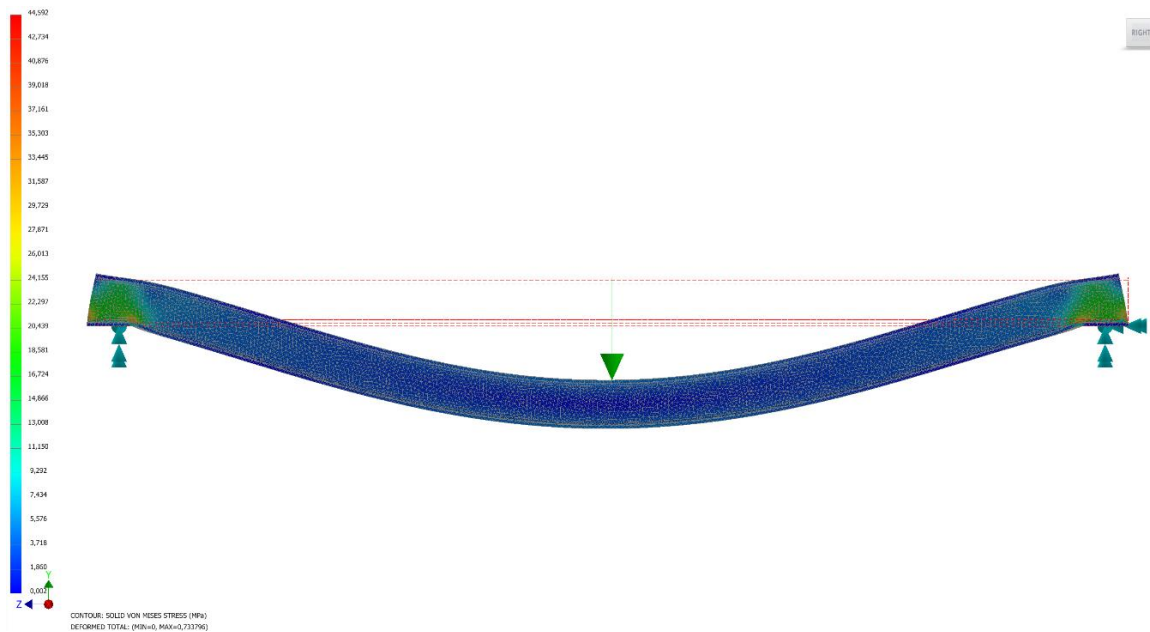
Konstruksioon toetub kahe paralleelse tala peale, mis on omavahel seotud. Lihtsustatult tehakse arvutused ühele talale, millele rakendatakse pool tabelis 2.3 tulemuseks saadud jõust. Arvutused tehakse Autodesk Inventor Nastraniga.

Kogemuslikult teatakse, et talade külge võidakse paigaldusel paigaldada juurde lisadetaile, seega otsitakse tala, mis paindub võimalikult vähe läbi, et vältida suurt läbipainet massi lisandumisel. Sobiv I-tala on HEB 400. Joonisel 2.18 on kujutatud tala läbipainet ning joonisel 2.19 pinget.



Joonis 2.18 Heb 400 tala läbipaine.

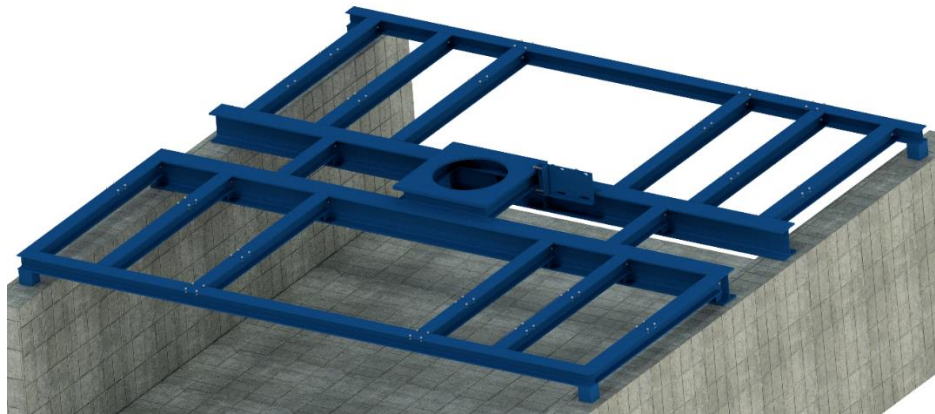
Joonisel 2.18 on näha, et tala paindub läbi 0,7 mm, mis on antud lahenduse jaoks sobiv tulemus.



Joonis 2.19 HEB 400 talale mõjuv pinge.

Tala toetuspind mõlemal pool on 375 mm. Toetuspindadele mõjub ka suurim pinge 44,5 MPa, mis on 8 korda väiksem kui materjali voolepiir.

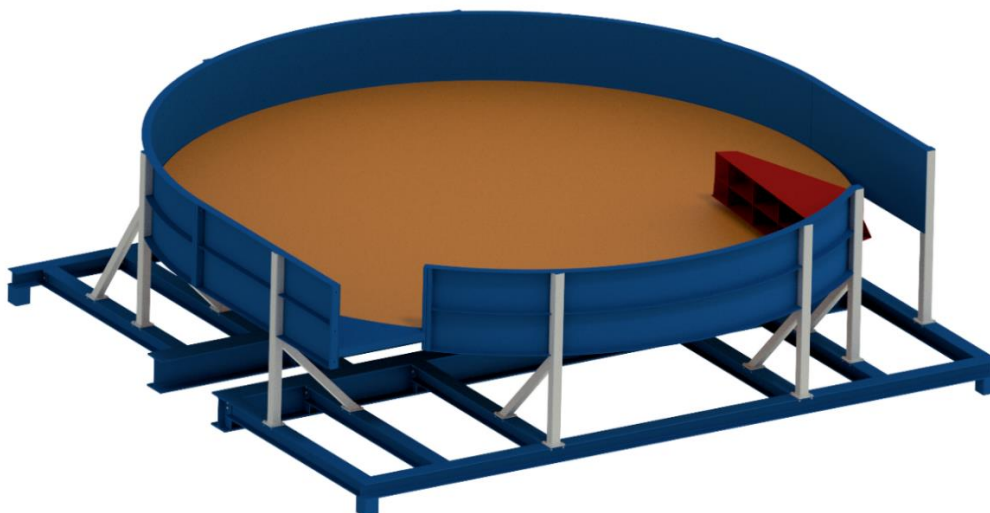
Järgmisena projekteeritakse lõpuni alusraam ning küljepoordid. Alusraam tehakse polditav, et lihtsustada paigaldust. Peale monteerimist keevitatakse liited üle. Alusraam on kujutatud joonisel 2.20.



Joonis 2.20 Ketas-pööraja alusraam.

Küljepoordid projekteeritakse tavaliselt vastavalt kliendilepingus sätestatud nõuetele. Tihti on klientidel seatud erisoovid poordide seinapaksuse osas. Käesoleva töö raames projekteeriti poordid lähtudes töö käigus omandatud kogemustest.

Projekteeritud poordide seinapaksus on 8 mm. Poordid on polditavad alusraami talade külge. Lisaks on poordid jaotatud selliselt, et need mahuksid transpordi gabariiti. Paigaldusel polditakse poordid omavahel kokku ning seejärel keevitatakse üle. Joonisel 2.21 on kujutatud projekteeritud ketas-pööraja koost.

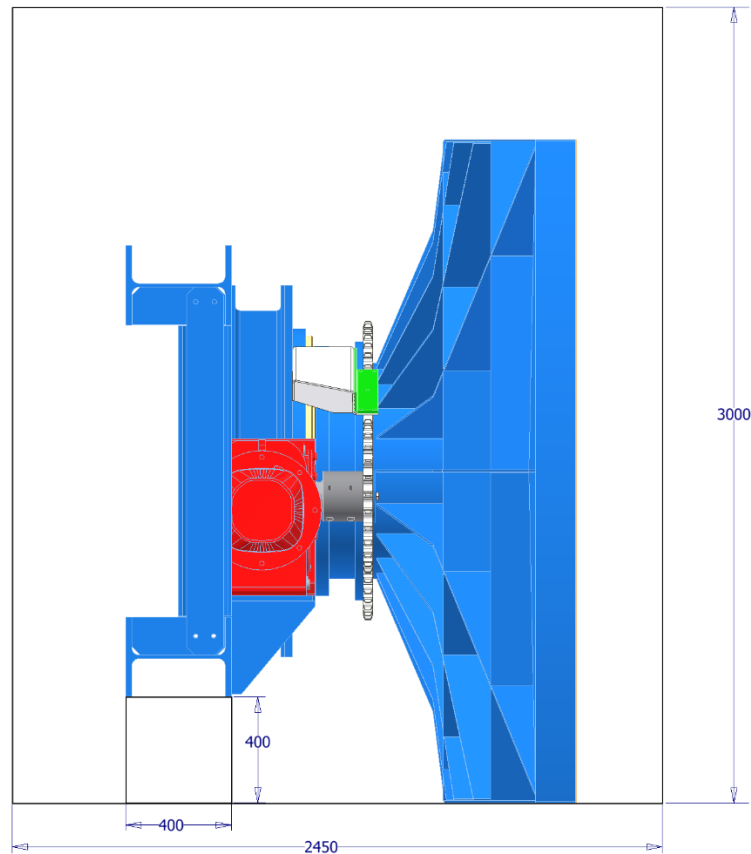


Joonis 2.21 Projekteeritud ketas-pööraja 3D vaade.

Ketas-pööraja ketas koos ajamiga toetub kahe HEB400 tala peale. Poordid toestatakse HEB200 taladele. Poordide ning palgi suunaja kujud pole lõplikud ning neid pole antud magistritöös käsitletud. Poordid ning palgisuunaja projekteeritakse koos ketas-pöörajat teenindavate konveieritega lähtudes lepingust tulenevatest nõuetest.

Tulenevalt lähteülesandest peab ketaspööraja mahtuma haagisele gabariitidega 13,6 m x 2,45 m x 3 m [3]. Alusraam transporditakse osadena ning koostatakse

paigaldusel. Ketaspööraja kõige suurem element on ketas. Ketas on jagatud kolmeks osaks ja kujutatud joonisel 2.4. Keskmine osa on mõõtudega 8,1 m x 2,5 m x 1 m ning välimised osad mõõtudega on 7,8 m x 2,8 m x 0,5 m. Ketta välimisi osi saab transportida püstiselt. Ketta keskmine osa on mõistlik koostada tootmises ning transportida koos alusraamiga. Joonisel 2.22 on kujutatud ketta keskmise osa transportil paiknemise viis.



Joonis 2.22 Ketas-pööraja keskmise osa transportimise viis.

Ketas-pööraja keskmist osa saab transportida külili. Alusraami alla tuleb transportiks lisada 400 mm kõrgune tugi raami tasakaalustamiseks. Lisaks tuleb ketta keskmine osa siduda alusraamiga, et takistada selle liikumist transpordi ajal.

3. MAJANDUSLIK ANALÜÜS

Majandusliku analüüsi peatükis kirjeldatakse ketas-pööraja omahinna kujunemist. Kõik tööd alates materjali lõikamisest, kuni koostamiseni teostatakse ettevõtte Hekotek AS tootmises. Tabelisse 3.1 on koondatud kõik ostukomponendid. Kõik hinnad on välja toodud eurodes.

Tabel 3.1. Ketas-pööraja ostukomponendid.

Ostukomponendid	Kirjeldus	Kogus, tk	Hind, €	Summa, €
ketiratas	40B-1, Z=54	1	650	650
ketiratas	40B-1, Z=27	1	230	230
plastik	joon. Nr	1	65	65
plastik	joon nr	1	65	65
kett	40B-1	5	175	875
DIN 125-1 A A 17	seib	360	0,2	72
DIN 125-1 A A 13	seib	225	0,1	22,5
DIN 125-1 A A 21	seib	1	0,3	0,3
DIN 125-1 A A 25	seib	2	0,8	1,6
DIN 125-1 A A 37	seib	8	1,7	13,6
DIN 125-1 A A 7	seib	10	0,1	1
DIN 985 M16	lukkmutter	181	0,36	65,16
DIN 985 M12	lukkmutter	113	0,22	24,86
DIN 985 M24	lukkmutter	2	1,6	3,2
DIN 985 M36	lukkmutter	4	8,9	35,6
DIN 985 M6	lukkmutter	10	0,03	0,3
DIN 933 M16 x 50	polt	128	0,75	96
DIN 931 10.9 M 12 x 150	polt	40	2,1	84
DIN 931 8.8 M 12 x 120	polt	52	1,9	98,8
DIN 931 10.9 M 12 x 90	polt	20	0,15	3
DIN 933 M20 x 55	polt	1	0,89	0,89
DIN 933 M24 x 150	polt	2	6,5	13
DIN 933 M16 x 45	polt	60	0,67	40,2
DIN 933 M36 x 90	polt	4	14,7	58,8
DIN 7991 M6 x 40	polt	10	0,1	1
SEW K127 DRN 160L4	reduktormootor	1	3 850	3 850
Tihend 950 VL R	tihend	1	265	265
RKS.060.20.0944	laager	1	5 750	5 750
	Kokku			12 386

Tabelis 3.1 on väljatoodud ketas-pööraja koostamiseks vajalikud ostukomponendid. Kulu ostukomponentidele on 12 386 eurot. Kinnitusvahendid ostetakse ettevõttest Würth AS, ning muud ostukomponendid ettevõttest Alas-Kuul AS.

Terasmaterjali maksumust leitakse konstruktsiooni massi järgi. Tabelisse 3.2 on koondatud orienteeruv terasmaterjali maksumus eurodes.

Tabel 3.2. Terasmaterjali maksumus.

Materjal	Kirjeldus	Kogus	Hind	Summa, €
Lehtmetall	teraslehed	7 500 kg	0,88 €/kg	6 600
Ümartoru	d813, 18mm	320 kg	2 €/kg	640
I-tala	HEB400	18 m	450 €/m	8 100
I-tala	HEB200	54 m	130 €/m	7 020
Kokku				22 360

Lehtmetalli S355 maksumuse leidmiseks korrutatakse parasjagu kehtiv materjali kilohind keeviskonstruktsiooni massiga. I-talade maksumus tuleneb I-tala meetri hinnast.

Töö maksumuse arvutamisel toetutakse tootmisjuhi kogemusele, kelle poolt on saadud erinevatele töö etappidele orienteeruvalt kuluvad ajad. Hinnad sisaldavad endas juba tööks vajalikku materjali. Tabelis 3.3 on välja toodud töö hinnad eurodes.

Tabel 3.3. Töö maksumus.

Töö	Aeg, h	Hind, €/h	Summa, €
Projekteerimine	100	35	3 500
Materjali lõikus	24	60	1 440
Keevitamine	100	30	3 000
Pinnatöötlus	16	80	1 280
Värvimine	32	100	3 200
Koostamine	24	30	720
Kokku			13 140

Kõik hinnad on välja toodud koos käibemaksuga. Ketas-pööraja orienteeruv maksumus kokku on 47 886 eurot. Ketas-pööraja hinna kujundamisel pole arvestatud võimalike soodustustega ning kliendi erisoovidega. Ketas-pööraja maksumusest moodustab kõige suurema osa materjali hind. Sellele järgneb töö maksumus ning seejärel ostukomponentide maksumus.

KOKKUVÕTE

Käesoleva magistritöö eesmärgiks oli projekteerida ettevõttele Hekotek AS palgi ketas-pööraja ning leida selle omahind. Omahinna teadmine, aitab müügiesakonnal koostada klientidele täpsemat müügihinda, mis omakorda lihtsustab müüdava projekti üldist hinna läbirääkimist.

Eesmärgi saavutamiseks analüüsiti konkurentide lahendusi. Analüüsi ning lähteandmete põhjal projekteeriti sobiv ketas-pööraja lahendus ettevõttele Hekotek AS. Magistritöö tulemusena valmis ketas-pööraja konveieri 3D mudel, tööjoonised ning hinnanguline omahind. Ketas-pööraja konveier on projekteeritud ilma teenindavate konveieriteta, mistõttu ketas-pööraja poordid võivad muutuda.

Analüüsi tulemusena leiti, et ketas-pööraja ketas peaks olema tasapinnaline. Tulenevalt lähteülesandest valiti ühe laagri peale ehitatud konstruktsiooniga lahendus. Teostatud arvutuste järgi valiti ketas-pööraja pöördlaagriks RKS.060.20.0944. Jõuülekandeks valiti kettülekanne rullpuksketiga 40B-1. Sobilikuks reduktormootoriks valiti K127DRN160L4 võimsusega 15 kW ja pöörlemiskiirusega 16 p/min.

Projekteeritud ketas-pööraja ketta läbimõõt on 8,1 m. See on võimeline pöörama 2 m – 6 m palke kiirusega kuni 100 m/min. Ketas-pööraja alla mahub üle 7 m laiune prahikraap pudeneva koore pühkimiseks.

Ketas-pöörajat saab transportida eriveost kasutamata. Seda transporditakse mitmes osas. Alusraam on polditav ning transporditakse osadena. Kõik poordid on omavahel polditavad. Poordid kinnitatakse alusraami külge poltidega. Ketas-pööraja ketas on kolmeks osaks jaotatav. Paigalduse lihtsustamiseks komplekteeritakse ketta keskmine osa koos jõuülekandega alusraami talade külge ning transporditakse koos. Ketta välimised osad transporditakse eraldi.

Ketas-pööraja omahinnaks kujunes 47 886 eurot, millest 12 386 eurot on ostukomponentide kulu, 22 360 eurot materjalikulu ning 13 140 eurot tööjõukulu.

SUMMARY

The goal of current master's thesis was to design a log turntable for the company Hekotek AS and find its estimate price. Knowing the cost price helps the sales department prepare more accurate sales price for customers, which simplifies the general price negotiation of the project that is being sold.

Competitors' solutions were analysed in order to accomplish established target. Based on the analysis and source data, a suitable log turntable solution was designed for the company Hekotek AS. As a result of master's thesis 3D model of the log turntable conveyor, drawings for manufacturing and estimated costs were done. The log turntable conveyor is designed without its serving conveyors.

As a result of analysis, it was found that the log turntable disc should be flat. Based on the initial task, a solution with a structure built on one bearing was chosen. According to the performed calculations, RKS.060.20.0944 was chosen as the rotary bearing of the log turntable. A chain transmission with a roller chain 40B-1 was chosen for the power transmission. K127DRN160L4 with power of 15 kW and a rotation speed of 16 rpm was chosen as a suitable gear motor.

The diameter of the disc of the designed log turntable is 8,1 m. It is capable of rotating 2 m – 6 m logs at a speed up to 100 m/min. A debris scraper over 7 m wide fits under the log turntable for sweeping up the falling bark.

The log turntable can be transported without using oversize transportation. It is transported in several parts. The base frame is boltable and is transported in separate parts. All side walls are bolted together on site. Side walls are bolted to the base frame. The disk of the log turntable can be divided into three parts. To facilitate the installation, the middle part of the disc is assembled with the power transmission to the beams of the base frame and transported together. Outer parts of the disc are transported separately.

Cost price of the log turntable is 47 886 euros. 12 386 euros is the cost of purchased components, 22 360 euros is material cost and 13 140 euros is labour cost.

KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

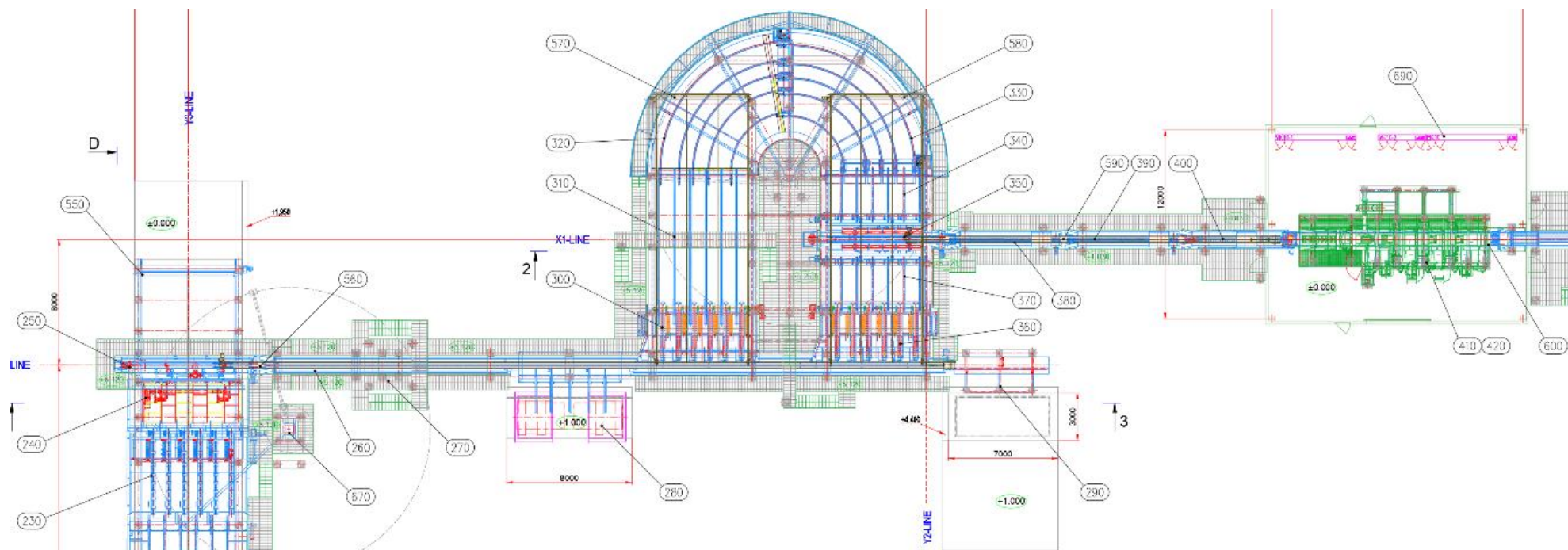
- [1] Hekotek AS kodulehekülg. [Võrgumaterjal] <https://hekotek.ee/firmast/>
- [2] R.Varis, The Sawmill Industry handbook, Kirjakaari Oy, 2018.
- [3] Hekotek AS ettevõtte failiserver.
- [4] IPAB AS koduleht. [Võrgumaterjal] <https://ipab.se/produkter/vara-maskiner/vandenheter>
- [5] ETS Logistics OÜ kodulehekülg. [Võrgumaterjal] <https://etslogistika.ee/teadmiseks/veokite-ja-haagiste-mahutavus/>
- [6] R. Gomeringer, M. Heinzler, R. Kilgus, V. Menges, S. Oesterle, T. Rapp, C. Scholer, A. Stenzel, A. Stephan, F. Wieneke, Mehaanikainseneri käsiraamat, Verlag Europa-Lehrmittel, Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG, 42781 Haan-Gruiten, Saksamaa, 2018.
- [7] E. Saarman, U. Veibri, H. Unteral, K. Veermets, Puiduteadus, Tartu, 2006.
- [8] Terased omadused. [Võrgumaterjal] <https://fractory.com/et/terase-s235-s275-s355-s420-vahe-ja-nende-omadused/>
- [9] SKF Group kataloog. [Võrgumaterjal] https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196809590fe/pdf_preview_medium/0901d196809590fe_pdf_preview_medium.pdf#cid-513670
- [10] Liebherr-Components AG kataloog. [Võrgumaterjal] <https://www.liebherr.com/shared/media/components/documents/grosswaelzlager/liebherr-slewing-bearings-product-catalogue-en-metric-web.pdf>
- [11] Tibnor AB laotoodete kataloog. [Võrgumaterjal] <https://www.tibnor.ee/inspiration/downloads>
- [12] SKF Group kataloog. [Võrgumaterjal] <https://www.skf.com/group/products/industrial-seals/power-transmission-seals/v-ring-seals/all-rubber-v-rings/productid-950%20VL%20R>
- [13] T. Tiidemann, Kettülekanded, Tallinn, Valgus, 1982.
- [14] A. Mägi, Hõõrd- ja rihmülekanded, Tallinn, Valgus, 1979.

[15] D. Kumar, Mechanical engineering and mechatronics handbook, Dulles, Mercury learning and information, 2021. [*Vörgumaterjal*]
https://app.knovel.com/web/view/khtml/show.v/rcid:kpMEMH0001/cid:kt01320G16/viewerType:khtml/root_slug:mechanical-engineering/url_slug:title-page?&b-content-type=book%2Ctsection&bq=belt%20drive%20chain%20drive&include_synonyms=no&sort_on=default&view=collapsed&zoom=1&page=last&q=belt%20drive%20chain%20drive

[16] P.R.N Childs, Mechanical design (2nd edition), Elsevier, 2004. [*Vörgumaterjal*]
https://app.knovel.com/web/view/khtml/show.v/rcid:kpMDE00001/cid:kt00BIDIX3/viewerType:khtml//root_slug:mechanical-design-2nd/url_slug:belt-chain-drives?&b-content-type=book%2Ctsection&bq=belt%20drive%20chain%20drive&include_synonyms=no&sort_on=default&view=collapsed&zoom=1&page=2&q=belt%20drive%20chain%20drive

LISAD

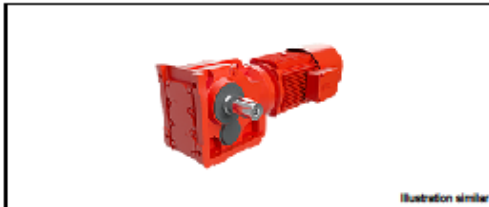
Lisa 1. Sae-etteande kavand, mis sisaldab kaarkonveierit



230 – palgilaud; 240 – trepp-etteandja; 250 – kiirenduskonveier; 260 – jaotuskonveier mõõdikuga; 300 – vastuvõtu konveier 1; 360– vastuvõtukonveier 2; 300, 360 – vahekonveier; 320 – 330 – kaarkonveier; 350 – kahepoolne kiirenduskonveier; 380 – 400 – palgikonveier; 400 – koorija [3].

Lisa 2. Reduktormootori parameetrid

Drive Selection DS9B38067D - 2024-03-28



Helical-bevel gearmotor K127DRN160L4/BE20/TF

Catalog designation	K127DRN160L4/BE20/TF
Rated motor speed	1474 1/min
Output speed	16 1/min
Overall gear ratio	89,89
Output torque	8730 Nm
Maximum permitted output torque	13000 Nm
Service factor SEW	1,5
Permitted output overhung load with n~1400	81200 N
Motor power	15 kW
Braking torque	200 Nm

Further catalog data of the standard design

Mounting position*	M1
Top/base coat*	Standard
Position of connector/terminal box*	0
Cable entry/connector position*	X
Output shaft*	110x210 mm
Flange diameter*	-
Motor torque	97 Nm
Cyclic duration factor	S1-100%
Efficiency class	IE3
Efficiency (50/75/100% Pn)	91.87/92.46/92.1 %
Motor voltage*	400 V
Frequency	50 Hz
Rated current	29 A
Cos Phi	0,8
Thermal class*	155(F)
Degree of protection*	IP54
Design specification	Europe (CE)
Motor mass moment of inertia	0,10995 kgm²
Net weight gearmotor (gear unit without oil)	582 kg
Brake voltage*	230 V
Brake control*	BG
Temperature sensor*	TF - 3 PTC thermistors (without trip switch)

*You can adjust the value in the product configurator.

Recommended power of the frequency inverter

Recommended power of the frequency inverter	15 kW
---	-------

Your reference data

Your project reference	
Your application	Rotary table
Your material number	

Additional information

CAD data of the drive	
Technical documentation	
Availability	● Available
Delivery time*	on request Weeks

*Changes on this product configuration may influence the delivery time. Speed assembly possible upon request.

Your application data

Application	Rotary table
Operating Mode	Inverter operation
Country of use	Europe (CE 50 Hz)
Mass	7604 kg
Rotary table diameter	8100 mm
Velocity	0 1/min
Acceleration	0 rad/s²
Ball and cage assembly bearing diameter	900 mm
Additional gear ratio	2
System efficiency	98 %

Calculated load data

Static power	0,142 kW
Dynamic power	17,7 kW
Max. power	17,8 kW
Static application torque	85,6 Nm
Dynamic application torque	10690 Nm
Max. application torque	10776 Nm
External inertia	31184 kgm²
Output speed	15,8 1/min

Details on the recommendation

Gear unit utilization	<div style="width: 83%; background-color: #4CAF50;"></div> 83%
Maximum motor utilization	<div style="width: 90%; background-color: #FF9800;"></div> 90%
Static motor utilization	<div style="width: 1%; background-color: #2196F3;"></div> 1%
Maximum output torque	10776,3 Nm
Maximum motor torque	130,9 Nm
Static motor torque	1 Nm
Motor speed	1420 1/min
Relation of the mass moments of inertia	35,1 ✓

Lisa 3. Valitud keti parameetrid

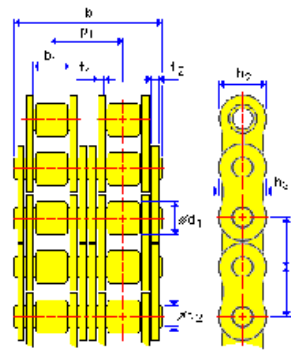
Roller Chains Generator (Version: 2022.1 (Build 261234000, 234))

08.05.2024

Project Info (iProperties)

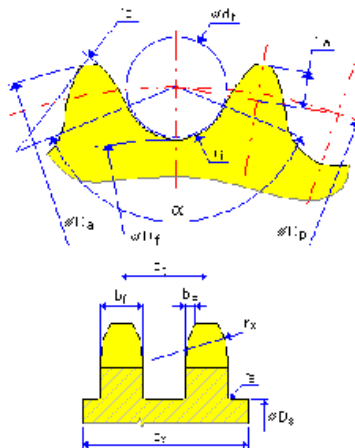
Chain properties

Chain : ISO 606:2004 - Short-pitch transmission precision roller chains (EU)	
Chain size designation	40B-1-76
Pitch	p 63,5 mm
Number of Chain Links	X 76,0 ul
Number of Chain Strands	k 1,0 ul
Minimum width between inner plates	b ₁ 38,1 mm
Maximum Roller Diameter	d ₁ 39,4 mm
Maximum pin body diameter	d ₂ 22,9 mm
Maximum inner plate depth	h ₂ 53,0 mm
Maximum outer or intermediate plate depth	h ₃ 53,0 mm
Maximum width over bearing pins	b 82,6 mm
Maximum inner plate width	t ₁ 8,5 mm
Maximum outer or intermediate plate width	t ₂ 8,0 mm
Chain bearing area	A 1275,0 mm ²
Tensile Strength	F _u 355000,0 N
Specific Chain Mass	m 16,0 kg/m
Chain construction factor	φ 1,0 ul

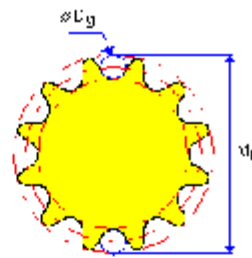


Sprocket 1 properties: Toothed sprocket

Type	Driver sprocket
Number of Teeth	z 54,0 ul
Number of Teeth in Contact	z _c 32,0 ul
Pitch Diameter	D _p 1092,1 mm
Number of strands	k 1,0 ul
Seating clearance	SC 0,2 mm
Tooth width	b _f 36,2 mm
Tooth side relief	b _a 8,3 mm
Tooth side radius	r _x 63,5 mm
Shroud diameter	D _s 1022,5 mm
Sprocket shroud width	b _s 36,2 mm
Height of tooth above pitch polygon	h _a 19,1 mm
Roller-seating radius	r _l 19,9 mm
Tooth-flank radius	r _e 264,6 mm
Roller-seating angle	α 138,3 deg
Shroud fillet radius	r _a 2,5 mm
Sprocket tip diameter	D _a 1128,4 mm
Sprocket root diameter	D _f 1052,3 mm
Measuring pin diameter	D _g 39,4 mm
Measurement over pins	M _R 1131,5 mm

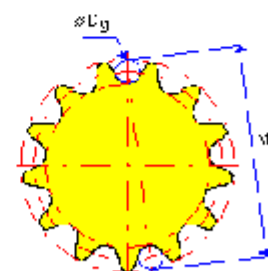
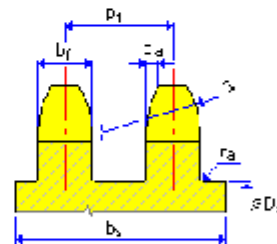
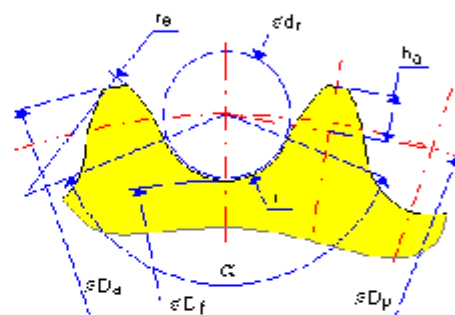


X coordinate	x	-992,7 mm
Y coordinate	y	-20,0 mm
Span Length	L_f	1058,3 mm
Power Ratio	P_x	1,0 ul
Power	P	9,5 kW
Torque	T	11317,0 N m
Speed	n	8,0 rpm
Moment of inertia	I	0,0 kg m ²
Arc of contact	β	208,9 deg
Force on input	F_1	20728,5 N
Force on output	F_2	3,3 N
Axle load	F_r	20731,5 N



Sprocket 2 properties: Toothed sprocket

Type	Driven sprocket	
Number of Teeth	z	27,0 ul
Number of Teeth in Contact	z_c	12,0 ul
Pitch Diameter	D_p	547,0 mm
Number of strands	k	1,0 ul
Seating clearance	SC	0,2 mm
Tooth width	b_f	36,2 mm
Tooth side relief	b_a	8,3 mm
Tooth side radius	r_x	63,5 mm
Shroud diameter	D_s	475,5 mm
Sprocket shroud width	b_s	36,2 mm
Height of tooth above pitch polygon	h_a	19,1 mm
Roller-seating radius	r_f	19,9 mm
Tooth-flank radius	r_e	137,0 mm
Roller-seating angle	α	136,7 deg
Shroud fillet radius	r_a	2,5 mm
Sprocket tip diameter	D_a	581,4 mm
Sprocket root diameter	D_f	507,2 mm
Measuring pin diameter	D_g	39,4 mm
Measurement over pins	M_R	585,4 mm
X coordinate	x	100,0 mm
Y coordinate	y	0,0 mm
Center Distance	C	1092,9 mm
Span Length	L_f	1058,3 mm
Power Ratio	P_x	1,0 ul
Power	P	9,3 kW
Torque	T	5545,3 N m
Speed	n	16,0 rpm
Moment of inertia	I	0,0 kg m ²
Transmission Ratio	i	0,5 ul
Arc of contact	β	151,1 deg
Force on input	F_1	3,3 N



Centrifugal force	F_C	3,3 N
Maximum tension in chain span	F_{Tmax}	20728,5 N
Static safety factor	$S_S > S_{Smin}$	17,1 ul > 7,0 ul
Dynamic safety factor	$S_D > S_{Dmin}$	11,4 ul > 5,0 ul
Bearing pressure	$P_B < P_0 * \lambda$	16,3 MPa
Permissible bearing pressure	P_0	30,3 MPa
Specific friction factor	λ	0,6 ul
Design power	$P_D < P_R$	15,6 kW
Chain power rating	P_R	16,8 kW
Chain service life for specified elongation	$t_h > L_h$	264906 hr
Chain link plates service life	$t_{hL} > L_h$	492170 hr
Roller and bushing service life	$t_{hr} > L_h$	2777778 hr

Summary of Messages

23:13:30 Calculation: Recommended lubrication : Drip feeded lubrication
23:13:30 Calculation: Maximum chain power rating is limited by link plate fatigue.
23:13:31 Calculation: Calculation indicates design compliance!

Force on output	F_2	20728,5 N
Axle load	F_r	20731,5 N

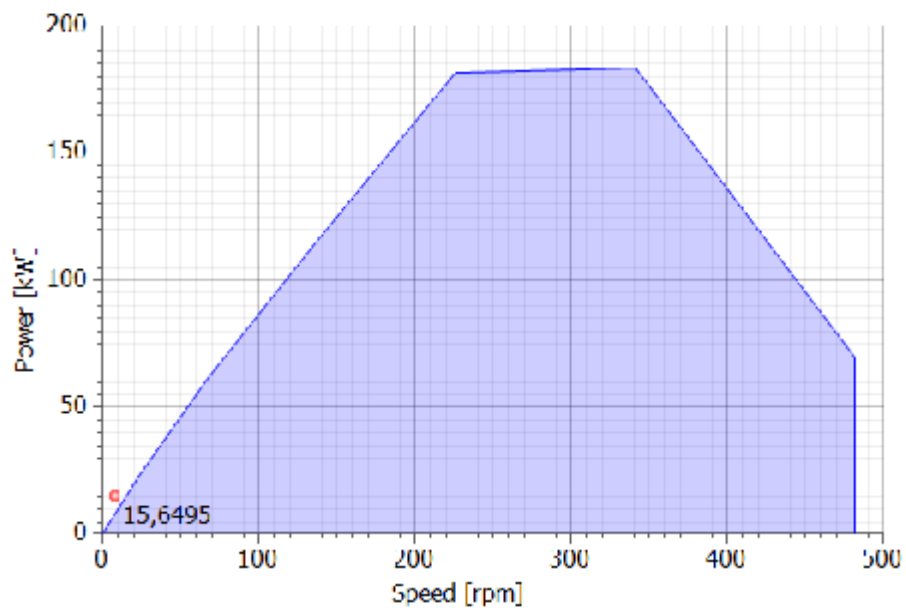
Working conditions

Power	P	9,5 kW
Torque	T	11317,0 N m
Speed	n	8,0 rpm
Efficiency	η	1,0 ul
Required service life	L_h	15000,0 hr
Maximum chain elongation	ΔL_{max}	0,0 ul
Application	Smooth running with occasional shocks	
Environment	Soiled	
Lubrication	Recommended (see notes below)	

Power correction factors

Shock factor	Y	1,5 ul
Service factor	f_1	1,3 ul
Sprocket size factor	f_2	1,0 ul
Strands factor	f_3	1,0 ul
Lubrication factor	f_4	1,0 ul
Center distance factor	f_5	1,2 ul
Ratio factor	f_6	1,1 ul
Service life factor	f_7	1,0 ul

Chain power rating



Results

Chain Speed	v	0,5 mps
Effective pull	F_p	20725,2 N

Centrifugal force	F_C	3,3 N
Maximum tension in chain span	F_{Tmax}	20728,5 N
Static safety factor	$S_S > S_{Smin}$	17,1 ul > 7,0 ul
Dynamic safety factor	$S_D > S_{Dmin}$	11,4 ul > 5,0 ul
Bearing pressure	$P_B < P_0 * \lambda$	16,3 MPa
Permissible bearing pressure	P_0	30,3 MPa
Specific friction factor	λ	0,6 ul
Design power	$P_D < P_R$	15,6 kW
Chain power rating	P_R	16,8 kW
Chain service life for specified elongation	$t_h > L_h$	264906 hr
Chain link plates service life	$t_{hL} > L_h$	492170 hr
Roller and bushing service life	$t_{hr} > L_h$	2777778 hr

Summary of Messages

23:13:30 Calculation: Recommended lubrication : Drip feeded lubrication
23:13:30 Calculation: Maximum chain power rating is limited by link plate fatigue.
23:13:31 Calculation: Calculation indicates design compliance!