

Aslat-Mihkku Magga

JAKOVAIhteiston Suunnittelu

JAKOVAIHTEISTON SUUNNITTELU

Aslat-Mihkku Magga
Opinnäytetyö
Kevät 2020
Konetekniikan tutkinto-ohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Konetekniikan koulutusohjelma, koneautomaatio

Tekijä: Aslat-Mihkku Magga
Opinnäytetyön nimi suomeksi: Jakovaihteiston suunnittelu
Opinnäytetyön nimi englanniksi: Industrial pump drive development
Työn ohjaaja: Annukka Tyni
Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2020
Sivumäärä: 47 + 0 liite

Työssä suunniteltiin jakovaihteisto Geonex Oy:n tuotekehitysprojektiin. Jakovaihteisto on osa dieselmoottorikäyttöisen toimilaitteen kokoonpanoa. Jakovaihteiston tarkoituksena on jakaa dieselmoottorin akseliteho neljälle ulostuloakselille. Opinnäytetyössä suunniteltiin valmis tuote yritykselle ja tehtiin tuotteen valmistuspiirustukset. Suunnitteluohjelmiana käytettiin Autodesk Inventor -ohjelmistoa.

Suunnittelussa käytettiin esimerkkinä muiden valmistajien jakovaihteistoja ja niiden rakennetta. Hammaspyörien suunnittelussa apuna käytettiin hammaspyörävalmistaja Kohara Gear Industryn ohjeita ja laskureita. Opinnäytetyön aiheena olevaan kokoonpanoon sopivaa valmistusta tuotetta ei ole saatavilla, joten se jouduttaisiin teettämään mittatilaustyönä tai valmistamaan itse. Mittatilausvalmistuksen jakovaihteiston pitkä toimitusaika ja korkea ostohinta johtivat oman tuotteen suunnitteluun.

Opinnäytetyössä laskettiin ja suunniteltiin jakovaihteistolla käytettävien laitteiden kuormitukset. Kuormitukset aiheutuvat jakovaihteistoa käyttävästä moottorista ja käytettävien työkoneiden tehontarpeesta. Kuormitukset ovat pääsääntöisesti vääntö- ja taivutusjännityksiä. Kuormitusten perusteella valittiin sitä käyttävä dieselmoottori ja suunniteltiin jakovaihteisto. Jakovaihteistossa on neljä käyttöakselia, joista yksi on läpimenevä akseli. Läpimenevä akseli on vaihteiston keskellä, ja se on myös vaihteiston käyttävä akseli. Kolme muuta akselia ovat ulosottoakseleita. Niiden komponentteja ovat hammaspyörät, akselit, laakerit, runko, tiivisteet ja voiteluaine. Jokainen komponentti on suunniteltu kestäämään käytettävien laitteiden mahdolliset ylikuormitustilanteet.

Opinnäytetyön lopputuloksena suunniteltiin jakovaihteiston prototyyppi ja valittiin sitä käyttävä dieselmoottori, hydraulipumput ja jakovaihteiston sisäiset komponentit. Opinnäytetyön aikana tehtyjä laitevalintoja ei haluta julkaista kohdeyrityksen pyynnöstä. Työn tuloksien pohjalta jatketaan prototyypin valmistustoleranssien ja -piirustusten suunnittelua. Lopullisen tuotteen voitelumenetelmä täytyy testata ja todentaa prototyyppitestauksella.

Asiasanat: hydraulikka, vaihteisto, mekaniikkasuunnittelu, hammaspyörä, tuotekehitys, pumppuvaihde

ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences
Mechanical Engineering, Machine Automation

Author(s): Aslat-Mihkku Magga
Title of thesis: Industrial pump drive development
Supervisor(s): Annukka Tyni
Term and year when the thesis was submitted: spring 2020
Pages: 47 + 0 appendices

The subject of the final thesis is to develop an industrial pump drive. Pump drive will be a part of the diesel engine powered machine. The final thesis is made for Geonex Oy in Ylitornio. Pump drive is a gearbox used to drive several components e.g. hydraulic pumps with one engine. Autodesk Inventor is the designing software used in the mechanical design.

The goal of the thesis was to develop a finish product and produce the drawings for the manufacturing. The pump drive contains gears, shafts, bearings, seals, lubrication and the housing. All the components were calculated and selected to surpass the maximum stresses of the designed use.

Existing pump drive units from other manufacturers were referenced during the development process. The formulas and calculators of the Kohara Gear Industry were referenced during the gear design. Pump drives with the specific layout of the output pads is not available.

The designs and drawings of the prototype were produced as the result. The finished manufacturing tolerances and drawings are continued with the results. Lubrication of the pump drive needs practical testing. The lubrication method may change with the results of the testing.

Keywords: hydraulics, pump drive, gearbox, gear, mechanical engineering, product development

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ABSTRACT	4
SISÄLLYS	5
SANASTO	7
1 JOHDANTO	8
2 VASARAPORAUS	9
2.1 Laitteiston esittely	9
2.2 Jakovaihteisto	11
2.3 Jakovaihteiston vaatimukset	12
3 TEKNINEN MÄÄRITTELY	13
3.1 Hydrauliiikka	13
3.2 Pneumatiikka	14
3.3 Dieselmoottori	15
3.4 Rakennevalinnat	15
3.5 Kuormitusten laskenta	16
4 MEKANIKKASUUNNITTELUN TEORIA	18
4.1 Layout	18
4.2 Hammaspyörät	20
4.3 Akselit	24
4.4 Laakerit	29
4.5 Kytkimet	32
4.6 Voiteluaine	33
4.7 Tiivisteet	35
4.8 Tuenta	36
4.9 Runko	36
5 MEKANIKKASUUNNITTELUN TULOKSET	37
5.1 Hammaspyörät ja akselit	37
5.2 Laakerit	40
5.3 Runko	40
5.4 Kokoonpano	42
6 YHTEENVETO	44

SANASTO

aksiaalimäntäpumppu	mäntäkäyttöinen hydraulipumppu, jonka männät ovat akselin suuntaan asennettuna
aksiaalivoima	käyttöakselin akselin suuntainen voiman komponentti
hampaan muotokerroin	hampaan muodon määrittämä kerroin
iterointi	samoja työvaiheita toistava menetelmä, jolla saadaan haluttu tulos
kompressoriruuvi	kaasun painetta lisäävä mekaaninen laite
kuutiotilavuus	hydraulipumpun yhden kierroksen aika siirtämän öljyn tilavuus
käyttökerroin	hammaspyörän käyttävän laitteen määrittämä kerroin
layout	komponenttien paikkojen ja tilantarpeen suunnittelu
myötölujuus	materiaalikohtainen jännitys, jolloin kappaleessa ilmenee plastista muodonmuutosta
otsaperusjako	kahden hampaan välinen etäisyys perushalkaisijassa
pneumatiikka	tehonsiirtoon käytettävä ilmanpaine
Ra	pinnankarheuden keskiarvo
radiaalivoima	käyttöakselin säteen suuntainen voiman komponentti
ryntösuhde	yhtä aikaa kosketuksissa olevien hampaiden lukumäärä
SAE	yhdysvaltalainen autoalan standardi

1 JOHDANTO

Opinnäytetyössä suunnitellaan jakovaihteisto ja valitaan sillä käytettävät laitteet. Jakovaihteisto tulee olemaan osa Geonex Oy:n uutta voimayksikköä. Voimayksikkö on dieselmootorikäyttöinen laitekoonpano, joka käyttää neljää käyttölaitetta yhdellä moottorilla. Käyttöä varten tarvitaan hammaspyörävälitteinen jakovaihteisto, jossa otetaan huomioon käytettävien laitteiden kuormitukset ja ulkoiset mitat.

Työn lähtötietoina toimivat kohdeyrityksen aiemmin hankittu tieto käytettävien laitteiden tehontarpeista, jakovaihteiston ulkoisista vaatimuksista ja muiden valmistajien vastaavanlaisten tuotteiden rakenteesta. Tehontarpeen perusteella lasketaan tarvittava vääntömomentti ja valitaan käytettävät laitteet. Laitteiden valinnan jälkeen suunnitellaan karkea rakenne ja lasketaan jakovaihteistolle aiheutuvat kuormitukset. Kuormitusten perusteella voidaan suunnitella jakovaihteistoon sopivat hammasrattaat, akselit ja laakerointi.

Suunnittelussa käytetään apuna Autodesk Inventor -ohjelmistoa ja internetistä löytyviä laskureita. Suunnittelun työ jaetaan esisuunnitteluun ja yksityiskohtaiseen suunnitteluun. Esisuunnittelussa luodaan karkea rakenne, jota käytetään yksityiskohtaisen suunnittelun perustana. Yksityiskohtaisessa suunnittelussa tarkennetaan suunnittelua ja tuotetaan lopputulokset. Suunnittelussa käytetään käyttökohtaisia varmuuslukuja. Suunnittelussa otetaan huomioon mahdollisuus käyttää jakovaihteistolla myös suurempitehoisia laitteita, kun voimayksikössä käytetään. Tämä on mahdollistettu standardoitujen kiinnitysten avulla. Lopuksi suunnitellaan jakovaihteiston runko, tuenta ja akselitiivisteet sekä valitaan käytettävä voitelumenetelmä. Lopputuloksina työssä tuotetaan 3D-malli jakovaihteistosta ja valmistuspiirustuksia.

2 VASARAPORAUS

Geonex Oy on ylitorniolainen yritys, joka valmistaa vasaraporauslaitteita, niiden osia ja kulu-
tustarvikkeita. Yrityksen on perustanut Kimmo Juvani vuonna 2011 (1). Vasaraporaus on koh-
talaisen uusi menetelmä asentaa pysyviä suojaputkia maahan esimerkiksi maanalaisille put-
kille tai johdoilla. Menetelmän etuina ovat mahdollisuus alittaa esteitä ja asentaa suojaputki
kallion läpi. Alittamalla esteitä voidaan asentaa putki esimerkiksi rakennusten tai teiden ali,
ilman niiden purkamista. Tällöin aloitus- ja lopetuspaikkoihin on tehtävä kaivanto, johon pora-
kone asennetaan ja voidaan porata suoraan esteen ali (kuva 1). Tällöin voidaan uusiokäyttää
kaikki kalusto lukuun ottamatta asennettua suojaputkea. Porauksessa käytettävä kalusto on
suunniteltu juuri kyseistä menetelmää varten.

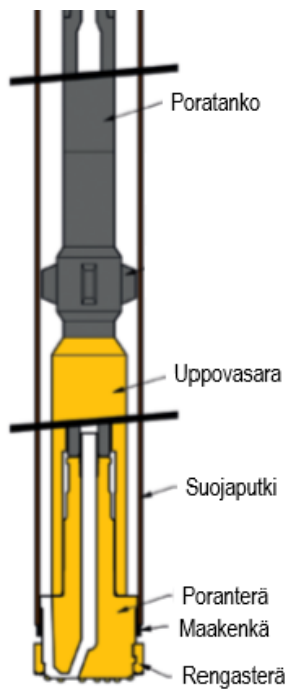


KUVA 1. Alitusporaus (2)

2.1 Laitteiston esittely

Laitteisto koostuu kahdesta komponentista: porakoneesta ja voimayksiköstä. Porakoneessa
ovat hydraulikkakäyttöiset pyörittäjä ja syöttölaite ja paineilmakäyttöinen vasara. Pyörittäjä ja
syöttölaite työntävät vasaraa pyörivällä liikkeellä maahan. Vasara on kiinnitetty porakoneeseen
poraustangolla. Vasaraan kiinnitetty poranterä rikkoo maa-ainesta edestään. Poranterä vetää

perässä asennettavaa suoja-putkea maakengällä. Kuvassa 2 on esitettyä porauskaluston komponentit.



KUVA 2. Uppovasaraporauksen kalusto (3, s. 7)

Voimayksikön tarkoituksena on tuottaa porakoneelle tarvittava hydraulikkapaine ja paineilma. Hydraulikkapainetta tarvitaan porauksen syöttö- ja pyöritysliikkeen tuottamiseen, neste- ja öljyjäähdytykselle, lisälaitteille ja generaattorille. Hydraulikkapainetta tuotetaan hydraulipumppuilla, joita käytetään dieselmoottorilla. Voimayksiköllä on tarve käyttää useita toimintoja erikseen, joten tarvitaan useita hydraulikkapumppuja. Paineilma tuotetaan kompressorilla. Kuvassa 3 on porakone ja voimayksikkö kuljetuskalustolla.



KUVA 3. Voimayksikkö ja porakone lavalla (4)

2.2 Jakovaihteisto

Jakovaihteiston tarkoituksena on jakaa yhdeltä akselilta saatava pyöritysvoima kolmelle ulostuloakselille ja yhdelle läpimenoakselille. Jakovaihteiston käyttävänä laitteena on dieselmoottori. Ulostuloakselit käyttävät kolmea pienempää käyttölaitetta ja läpimenoakseli yhtä suurempaa käyttölaitetta. Keskellä oleva käyttölaitteen ja jakovaihteistoa käyttävän dieselmoottorin fyysisten mittojen vuoksi kolme ulostuloakselia täytyy sijoittaa samalle puolelle. Kaikki käytettävät laitteet sijoitetaan vierekkäin siten, että kuormitukset jakautuvat jakovaihteistossa mahdollisimman tasaisesti.

Keskellä olevan käyttölaitteen ulkomitat ovat niin suuret, ettei markkinoilla olemassa olevista tuotteista yksikään sovi laitteen kokoonpanoon. Se aiheuttaa omat rajoituksensa jakovaihteiston mitoitukselle. Jakovaihteiston tulisi olla ulkomitoiltaan mahdollisimman pieni, edullinen valmistaa ja helppo huoltaa. Jakovaihteistoa on vaikea huoltaa, sillä sen ympäriltä joudutaan purkamaan paljon komponentteja, ennen kuin siihen päästään käsiksi. Huoltoväli ja käytettävyyden tulisivat olla mahdollisimman suuret.

Yrityksen aiemmissa laitteissa on käytetty Twin Discin valmistamia jakovaihteistoja. Twin Discin ja muiden valmistajien rakennevalintoja voidaan käyttää apuna suunnittelussa. Näissä vaihteistoissa voima välitetään suoraan hammasrattailla.

2.3 Jakovaihteiston vaatimukset

Uuden voimayksikön komponentit valitaan porauksessa tarvittavien parametrien mukaan. Geonex Oy:n kokemusta vasaraporauksessa tarvittavista parametreista käytetään perustana opinnäytetyön laskennoille. Yritys on mitoittanut ja testannut jokaiselle liikkeelle vaadittavat parametrit ja laitteiston tehohäviöt. Parametrit ovat aina tapauskohtaisia, mutta laitteiston vaatimukseksi asetettiin mahdollinen maksimikuormitus, joka voi aiheutua ääritilanteissa.

Yrityksen lähtötietojen perusteella luodaan jakovaihteistossa käytettäville komponenteille vaatimuslista. Vaatimuslistaan määritellään jakovaihteiston vaatimuksia, jotka tuotteen tulee täyttää toimiakseen oikein. Siihen kirjataan myös tuotteelle asetettavat toivomukset ja niiden tärkeysluokitus. Niitä voidaan lisätä, tarkentaa tai muokata, jos siihen on tarvetta. Vaatimuslistaa käytetään pohjana suunnittelulle. Vaatimuslistan tärkeimpänä kriteerinä työssä on kuormituksen kesto, huoltovälin pituus ja valmistettavuus. Tuotteen tulee kestää laitteessa esiintyvät kuormitukset. Laitteen kestoikä tulee olla riittävä. Suunnittelussa otetaan myös huomioon tuotteen rakenteiden hinta.

3 TEKNINEN MÄÄRITTELY

Työ aloitetaan jakovaihteistolla käytettävien laitteiden mitoittamisella ja valinnalla. Näiden tietojen perusteella voidaan laskea vääntömomentin tarve moottorilta ja valita sopiva dieselmoottori voimayksikköön. Kun vaihteistoon liitettävät komponentit on valittu, suunnitellaan vaihteiston karkea rakenne, jossa on otettu huomioon työn esitietona saadut vaatimukset. Tämän jälkeen lasketaan vaihteiston kuormitukset ja valitaan vaihteiston sisäiset komponentit.

Suunnittelu aloitetaan ensin esisuunnitteluvaiheen karkealla mitoituksella käytettävien laitteiden mukaan. Sen perusteella suoritetaan esivalinnat käytettäville akseleille, hammaspyörille ja niiden mitoitukselle. Mitoitus on alustava ja sen tarkoituksena on hahmottaa vaihteiston kokonaisrakennetta ennen yksityiskohtaistasuunnittelua. Tavoitteena on määrittellä käytettävien komponenttien rakenteet ja sijoittelu. Yksityiskohtaisessa suunnittelussa tarkennetaan laskelmia ja suunnitellaan sisäisten komponenttien mitoitusta ja kestoikää. Yksityiskohtainensuunnittelun lopuksi valitaan loput komponentit viimeisimpien vaatimusten, kuormitusten ja mittojen mukaan.

3.1 Hydrauliiikka

Hydrauliikkapumpun valmistajan antamat tiedot on poistettu salassapitosyistä.

Hydrauliikkapumppujen vääntömomentin lasketaan valmistajan esitteestä löytyvällä kaavalla 1 (5, s. 28).

$$T = \frac{q \cdot \Delta P \cdot \eta_m}{2 \cdot \pi}$$

KAAVA 1

T = vääntömomentti (Nm)

q = kierroslavuus (cm^3)

ΔP = paineen muutos (MPa)

η_m = hydraulipumpun hyötysuhde

Hydraulipumpun maksimi vääntömomentiksi saadaan 589,8 Nm. Jakovaihteistoon on tarkoitus asentaa kolme hydrauliikkapumppua, joista kaksi on laskettu maksimikuormituksella ja yksi puolikkaalla kierroslavuudella, jonka vääntömomentiksi saadaan 294,9 Nm. Yhteen las-

kettu väännön tarve hydraulipumpuilla on 1 474,5 Nm. Yksittäisen hydraulipumpun maksimi-
vääntömomenttia käytetään, kun lasketaan jokaisen rattaan ja hydraulipumppujen käyttöak-
seleiden maksimikuormitukset. Moottorin valinnassa käytetään tarkemmin laskettuja tehon-
tarpeita ja vaihteiston välitystä.

3.2 Pneumatiikka

Kompressoriruuvien tehontarve määräytyy työpaineen ja tilavuusvirran mukaan. Työpaine ja ti-
lavuusvirta ovat Geonex Oy:n kokemuksesta tietoa. Tiedot lähetetään kompressoriruuvien
valmistajalle, joka laskee kompressoriruuvien tehontarpeen.

Kompressoriruuvien valmistajan antamat tiedot on poistettu salassapitosyistä.

Vääntö lasketaan pyörivän liikkeen tehon, pyörittävän momentin ja kulmanopeuden kaavalla
(6). Kompressoriruuvien tehontarve on 271,2 kW. Kaavaa 2 käyttäen lasketaan tarvittavaksi
vääntömomentiksi 1 437,8 Nm.

$$T = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

KAAVA 2

T = vääntömomentti (Nm)

P = teho (W)

n = pyörimisnopeus (1/s)

Kompressoriruuvien ja hydraulipumppujen yhteenlaskettu vääntömomentti on 2 912,3 Nm. Tätä
arvoa käytetään maksimikuormitusten laskennassa jakovaihteiston hammaspyörille ja pääak-
selille. Taulukossa 1 on esitetty yhteenlaskettu ja komponenttikohtainen vääntömomentti.

TAULUKKO 1. Vääntömomentit komponenteittain

	P (kW)	T (Nm)
hydraulipumppu 1	121,2	589,9
hydraulipumppu 2	121,2	589,9
hydraulipumppu 3	60,6	294,9
Kompressoriruuvi	271	1437,8
Yhteenlaskettu	574,0	2912,4

3.3 Dieselmoottori

Moottorin valinnassa tulee ottaa huomioon vääntömomentti ja tehontarpeet vaadituilla kierrosalueilla. On myös huomioitava mahdollinen ylikuormitustilanne, jolloin moottorin tuottama vääntömomentti ylitetään ja kierrosnopeus laskee. Ylikuormitustilanteessa vaaditaan moottorilta korkeaa vääntömomenttia alemmillakin kierroksilla.

Dieselmoottorin valmistajan antamat tiedot on poistettu salassapitosyistä.

Moottorin valinnassa kompressorin tehon tarve lasketaan maksimikuormituksella kuten aiemmin, mutta hydraulikkapumppujen kuormitus lasketaan yrityksen kokemusperäisiä parametrejä käyttäen.

Moottorilta vaadittavan tehon taulukko on poistettu salassapitosyistä.

3.4 Rakennevalinnat

Jakovaihteiston rakenne koostuu ulkoisesta kuoresta, joka toimii rakenteellisena runkona vaihteistolle. Jakovaihteistossa voima välitetään hammaspyörillä, jotka on asennettu kukin omalle akselille. Akselit ovat tuettu laakereilla molemmista päistään kuoreen. Akselin ja kuoren väliin tulee akselitiivisteet. Kuoren tulee olla tiivis, sillä korkeilla kierrosnopeuksilla toimivat vaihteistot vaativat öljyn voiteluaineksi. Akseleiden ja kuoren välissä on oltava tiivisteet, jotka mahdollistavat pyörivän liikkeen liitoksissa. Vaihteiston kuori tullaan valmistamaan hitsauskokooppaona ja koneistamalla kohdeyrityksen toiveesta. Tämä on kustannustehokkain tapa valmistaa kuoret näin pienissä tuotantomäärissä. Kuoren on oltava kaksiosainen valmistusteknisistä ja kokoonpanollisista syistä. Vaihteiston suuren koon ja siihen kiinnitettävien komponenttien vuoksi sen on oltava tuettu kokoonpanon runkoon. Kuoressa on oltava kiinnityspisteet ulkoisille tukirakenteille.

Jakovaihteistossa on yksi sisääntulo- ja neljä ulosottoakselia, joista yksi on sama sisääntuloakselin kanssa. Kolmea muuta ulosottoakselia käytetään hammaspyörävälityksellä. Hammaspyörien maksimivälitys lasketaan moottorin maksimikierrosluvun ja hydraulipumppujen maksimikäyttökierrosten suhteella. Hydraulipumppujen käyttöakselit on tuettu molemmista päistään laakereilla. Rungon suunnittelussa otetaan huomioon myös mahdollisuus käyttää suurempikulmaisia vinohampaisia hammasrattaita, jolloin aksiaalinen kuormitus on suurempi. Tällöin on käytettävä myös kartiorulla- tai viistokuulalaakereita. Laakeripesissä ja jakovaihteiston kuoren suunnittelussa tämä on otettava huomioon laakereiden säädön tarpeena. Akseleiden pituuteen jätetään koneistusvaraa leveämmille laakereille.

Moottorin ja jakovaihteiston välisessä kytkennässä käytetään moottorin valmistajankin käyttämää SAE-standardin mukaista liitosta (8). Siinä moottorin vauhtipyörä ja sen kotelo ovat standardimittaisia, ja niihin on saatavilla paljon yhteensopivia liitoselimiä. Vauhtipyörän ja jakovaihteiston akselin välille valitaan jäykkä akseliliitos. Sopivan mittaista vauhtipyöräkoteloa ei ole saatavilla valmiina tuotteena, joten se on teetettävä joko mittatilaustyönä tai käytettävä sovitteita.

Hydraulipumppujen liitoksessa käytetään myös SAE-standardin mukaisia akseli- ja runkoliitoksia (5, s. 6–7). Hydraulipumput kiinnitetään suoraan jakovaihteiston kuoreen. Liitokset on valmiiksi mitoitettu kestämään hydraulipumppujen maksimikuormitukset, jolloin ne eivät vaadi tarkempia lujuuslaskelmia. Hydraulipumppujen liitoksiin on suunniteltava myös sopivat peitelevyt, joita voidaan käyttää, kun kokoonpanoon ei asenneta kaikkia hydraulipumppuja. Kompressoriruuvien liitoksessa käytetään myös SAE-standardin liitoskoteloja ja joustavaa akseliliitosta ruuvien valmistajan ohjeiden mukaisesti.

3.5 Kuormitusten laskenta

Kun rakennevalinnat on tehty ja tarvittavat maksimivääntömomentit on laskettu, niin voidaan aloittaa kuormituslaskennat saatujen tulosten perusteella. Maksimivääntömomentin arvolla ja tapauskohtaisella varmuusluvulla saadaan maksimikuormitukset akseleille, hammaspyörille ja vaihteiston kuoreen. Nämä kuormitukset ovat riippuvaisia hammaspyörien hammaskulmista ja halkaisijoista. Lopullinen halkaisija määritetään iteroimalla rakenteita ja tarvittavaa tilaa hydraulipumppujen ja kompressoriruuvien välillä. Tässä vaiheessa valitaan laskentakaavat ja niille käyttökohtaiset arvot, kertoimet ja varmuusluvut. Hammaspyörien kokoa ja kulmia voidaan muuttaa jälkeinpäin yksityiskohtaisessa suunnittelussa, jos on tarvetta.

Dieselmoottorin aiheuttama tykyttävä kuormitus on huomioitava laskelmissa. Kompressoriruuvi tullaan asentamaan vaihteistoon kiinteällä joustokytkimellä, joten se on käytössä aina kun vaihteistoa käytetään. Suurin taivutuskuormitus vaihteiston käyttöakseleilla esiintyy, kun laitetta käytetään toispuoleisesti, eli esimerkiksi yksi hydraulipumpuista ei ole käytössä. Tällöin kuormitus on toispuoleista ja akselilla on otettava huomioon vääntömomentin lisäksi myös taivutusjännitys hammasrattaan aiheuttaman radiaalivoiman vuoksi.

4 MEKANIKKASUUNNITTELUN TEORIA

Jakovaihteiston tulee olla ulkomitoiltaan mahdollisimman pieni ja yksinkertainen rakenne. Sen mitoittamiseen vaikuttavat asennettavat komponentit ja hammaspyörien mitat. Suunnittelu on iteroivaa työtä, jossa jokainen komponentti vaikuttaa toisiinsa. Suunnittelussa on oltava tietty työjärjestys, jossa on suunniteltu kuormitusten vaikutus seuraavaan työvaiheeseen.

Suunnittelun työjärjestys on seuraava:

1. määritetään hammaspyörien akseliväli
2. suunnitellaan hammaspyörien halkaisijat
3. suunnitellaan akseleiden halkaisijat
4. valitaan laakerit laskemalla niiden kestoikä
5. suunnitellaan jakovaihteiston runko
6. määritetään vaihteistossa käytettävä voiteluaine ja tiivisteet.

Suunnittelussa pyritään saavuttamaan mahdollisimman pitkä huoltoväli, sillä jakovaihteiston huoltoa varten joudutaan purkamaan paljon komponentteja sen ympäriltä. Kuluvia komponentteja ovat hammaspyörät ja laakerit. Niiden kestoikää voidaan parantaa suunnittelussa käytettävillä varmuusluvulla ja voitelun oikealla suunnittelulla.

4.1 Layout

Hydraulipumput asennetaan mahdollisimman lähelle kompressoriruuvia jättäen kuitenkin tilaa huoltotoimille. Hydraulipumppujen etäisyys kompressorin akselista määrittää hammaspyörien akselivälin.

Jakovaihteiston layout kuva (kuva 4) on poistettu salassapitosyistä.

Kompressoriruuvissa on SAE 1 -vauhtipyöräkotelon mukainen kiinnitys. Vauhtipyöräkotelon ulkohalkaisija on 552 mm. Hydraulipumppujen kiinnityksessä käytetään SAE-standardin mukaista laippakiinnitystä (5). Standardi määrittelee myös maksimaalisen asennusvirheen, jota käytetään kyseisten liitosten valmistustoleransseissa.

Käytettävän pumpun valinnassa otetaan huomioon sen ulkoiset mitat, saatavuus ja hydrauliletkujen lähdöt.

Tiedot hydraulipumpun mitoista on poistettu salassapitosyistä.

Jakovaihteiston minimi akseliväli saadaan johdettua akselivälin kaavasta johtamalla kaavalla 3 (10, s. 251).

$$a_{min} = \frac{d_1}{2} + \frac{l_p}{2} + s$$

KAAVA 3

a_{min} = minimi akseliväli (mm)

d_1 = kompressoriruuvin ulkohalkaisija (mm)

l_p = hydraulipumpun leveys (mm)

s = minimi asennusväli (mm)

Akselivälin on oltava jaollinen hammaspyörien moduulilla, jotta hammaspyörien asennusvälykset saadaan vaadittaviksi. Pieniä muutoksia akselivälissä voidaan kompensoida hampaan profiilin siirrolla.

Jakovaihteiston rungon ulkoisten mittojen pienentämiseksi hammaspyörien välitystä muokataan, jotta hydraulipumppujen hammaspyörien halkaisijaa voidaan pienentää. Välityssuhdetta rajoittaa hydraulipumpun maksimi käyttökierrosnopeus moottorin vastaavaan.

Tiedot moottorin ja hydraulipumpun kierrosnopeuksista on poistettu salassapitosyistä.

Välityssuhde lasketaan kaavalla 4 (10, s. 249).

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

KAAVA 4

i = välityssuhde

n_1 = hydraulipumpun maksimikierrosnopeus (rpm)

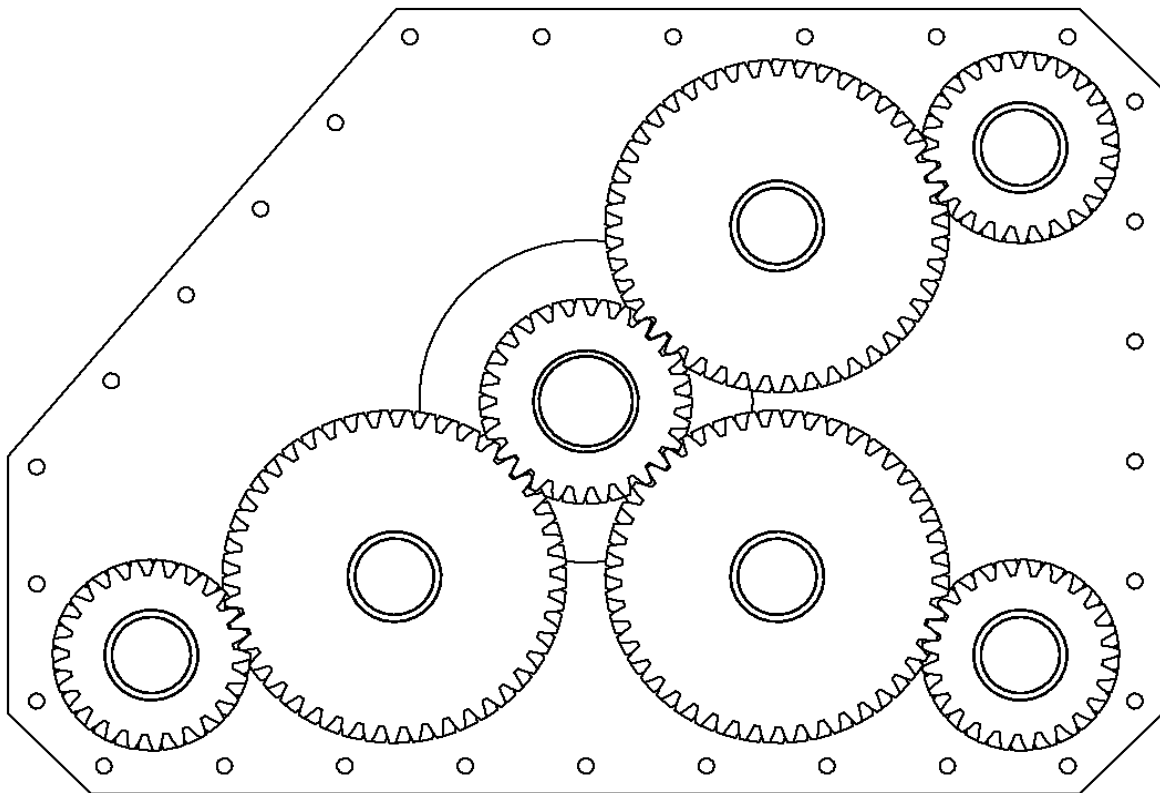
n_2 = moottorin maksimikierrosnopeus (rpm)

Jakovaihteistossa käytettävien hydraulipumppujen maksimivälitys on 1,095. Lopulliseen välityssuhteen vaikuttaa hammaspyörien halkaisijoiden suhteesta toisiinsa.

4.2 Hammaspyörät

Erisuuruisia hammaspyöriä voidaan käyttää yhdessä, kun ne on valmistettu samalle halkaisijajajolle. Moduuli on hammaspyörien suunnittelua varten käytettävä apusuure, joka tarkoittaa hampaan halkaisijajakoa. Moduuli karakterisoi hampaan kokoa ja muotoa. Se vaikuttaa hampaan kestävyys, voiteluun ja ääneen. Hammaspyörät valmistetaan moduulin mukaisilla työstöterillä. Hammaspyörät ovat muodoltaan evolventtisia, jotta niiden toiminta olisi mahdollisimman tasainen ja nykimätön. Evolventtinen hampaan kylkimuoto tarkoittaa toisiinsa nähden vastaavanlaisiksi muotoiluja hammaspyöriä (10, s. 251.)

Hammaspyörien jakohalkaisija määräytyy akselivälin, moduulin ja hammasluvun mukaan. Hammaspyöriä voidaan asentaa myös sarjaan, jolloin hammaspyörien kahden hammaspyörän väliin asennetaan välipyörä. Tällöin hammasrattaiden akseliväli ja ulkohalkaisijat pienenevät. Kuvassa 5 on esitettyä hammaspyörien asemointi.



KUVA 5. Hammaspyörien asemointi

Hammaspyörän maksimihalkaisijaa rajoittaa sen kehänopeus. Hammaspyörän keston ja voitelun optimoimiseksi hammaspyörien kehänopeus tulisi olla enintään 15 m/s. Kehänopeus lasketaan kaavalla 5 (10, s. 251).

$$v = d_a * \pi * n$$

KAAVA 5

v = kehänopeus (m/s)

d_a = jakohalkaisija (mm)

n = pyörimisnopeus (1/s)

Hammaspyörän jakohalkaisija lasketaan kaavalla 6 (10, s. 251).

$$d_a = m * z$$

KAAVA 6

d_a = hammaspyörän jakohalkaisija (mm)

m = hampaan moduuli (mm)

z = hampaiden lukumäärä

Hammaspyörien ulkomitat vaikuttavat sen kuormituksen keston. Hammaspyörän minimihalkaisijaa rajoittaa hammaspyörän kestävyys. Kaavan 7 mukaan hammaspyörän kehävoima on suoraan verrannollinen sen halkaisijaan (10, s. 250).

$$F_t = \frac{2 * T}{d_a}$$

KAAVA 7

F_t = kehävoima (N)

d_a = hammaspyörän jakohalkaisija (mm)

Kehävoima jakautuu radiaali- ja aksiaalivoimiin. Kehävoima on kohtisuora hampaan kylkeen nähden. Voimien suuruus riippuu hammaspyörien ryntö- ja vinouskulmasta. Ryntökulma tarkoittaa hampaan asentoa radiaalisuuntaan. Ryntökulma on yleensä 20 astetta, mutta voidaan käyttää myös eräitä muita kulmia. Hammaspyörien vinous tarkoittaa hampaiden vinoa aseointi akselinsuunnassa. Vinohampaisten hammaspyörien etuna suorahampaisiin ovat: suurempi tyvilujuus ja pienempi käyntiääni. Hampaiden vinous aiheuttaa aksiaalista voimaa, joka aiheuttaa laakereille epäsuotuisaa kuormitusta. Vinouskulma on yleensä 8–25 astetta. Jakovaihteissa käytettäväksi kulmiksi valittiin ryntökulma 20 astetta ja vinouskulma 8 astetta (10, s. 262.)

Radiaalivoiman laskennassa käytetään kaavaa 8 (9, s. 343).

$$F_r = F_t * \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)}$$

KAAVA 8

F_r = radiaalivoima (N)

α = ryntökulma (aste)

β = vinouskulma (aste)

Aksiaalivoiman laskennassa käytetään kaavaa 9 (9, s. 343).

$$F_a = F_t * \tan(\beta)$$

KAAVA 9

F_a = aksiaalivoima (N)

Hammaspyörän kestävyys vaikuttaa myös hampaan leveys. Hammaspyörän maksimi leveys riippuu halkaisijasta, laakeroinnista ja hampaan moduulista. Maksimileveys jakohalkaisijan suhteen on 1,2. Kaavalla 10 (9, s. 338) voidaan laskea hammaspyörän maksimi leveys hampaan moduuliin ja laakerointiin nähden.

$$b_{max} = \lambda * m$$

KAAVA 10

b_{max} = hammaspyörän maksimileveys (mm)

λ = laakeroinnin kerroin

Hammaspyörän hampaiden kestävyys mitoitetaan pinnanpaineen ja hampaan taivutusjännityksen mukaan. Maksimikuormitusten määrittämisessä käytetään varmuuslukua 1,5 äkillisen pysähtymisen varalta aiheutuvasta jännityspiikistä. Jännitysten laskennassa käytetään lukuisia tapauskohtaisia kertoimia. Kertoimet riippuvat hammaspyörän koosta, materiaalista, pinnanlaadusta ja kuormituksen tyypistä. Kertoimet ovat joko hammaspyörävalmistajien kokeusperäistä tietoa tai standardien mukaisia. Hampaan juurentaivutusjännitys lasketaan kaavalla 11 (10, s. 269.)

$$\sigma_F = \frac{w}{m} * K_1 * Y_F * Y_\varepsilon$$

KAAVA 11

σ_F = taivutusjännitys (MPa)

K_1 = käyttökerroin

Y_F = hampaan muotokerroin

Y_ε = kuormituksen jakautumiskerroin

w = ominaiskehävoima (N)

Kuormituksen jakautumiskerroin on ryntösuhteen käänteisluku. Ryntösuhde lasketaan kaavalla 12 (10, s. 258).

$$\varepsilon_a = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a \sin \alpha}{2 \cdot p_{bt}}$$

KAAVA 12

ε_a = ryntösuhde

p_{bt} = otsaperusjako

d_a = päähalkaisija (mm)

d_b = perushalkaisija (mm)

a = perusakseliväli (mm)

Hampaan pintapainejännitys lasketaan kaavalla 13 (10, s. 270).

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w}{d_1} * K_1 * \frac{u+1}{u} * Z_H * Z_M * Z_\varepsilon}$$

KAAVA 13

σ_H = pintapainejännitys (MPa)

d_1 = pienemmän pyörän jakohalkaisija (mm)

Z_H = hampaan muotokerroin

Z_M = hampaan muotokerroin

Z_ε = ryntösuhdekerroin

Hammaspyörät ja akselit valmistetaan yhdestä kappaleesta koneistamalla. Materiaaliksi valikoitui suuren pintapaineen vuoksi hiiletyskarkaistu teräs.

Hammaspyörien valmistajan suosittelema materiaalitieto on poistettu salassapitosyistä.

Hammaspyörien valmistuksessa käytetään standardoituja tarkkuusluokkia 2–12. Teollisuudessa käytettävissä korkea kuormitteisissa ja suurella pyörimisnopeudella operoivissa hammasvaihteissa käytetään yleensä tarkkuusluokkaa 6. Tämä tarkkuusluokka voidaan saavuttaa koneistamalla, mutta useimmiten viimeisenä työvaiheena on hammashionta. Jos kehänopeus on alle 20 m/s, tarkkuusluokka 7 riittää (9, s. 345). Tarkkuusluokan valintaan vaikuttaa tarvittavien menetelmien valmistuskustannukset. Pienemmällä tarkkuusluokalla saavutetaan kestävämpi ja hiljaisempi vaihteisto.

4.3 Akselit

Vaihteistossa on seitsemän akselia: ulosottoakselit, välipyörät ja moottorin akseli. Ulosottoakselit ja moottorin akselit mitoitetaan erikseen, ja valitaan akselin halkaisijat. Välipyörien akselit mitoitetaan ulosottoakselien mukaan kokoonpanon ja varaosien yksinkertaistamiseksi. Akselin kuormitukset tarkastellaan niissä kohdissa, joissa kuormitusten oletetaan olevan kriittisimmät. Akselin mitoituksessa lasketaan minimihalkaisija kriittisistä kohdista ja valitaan niistä suurin minimihalkaisija. Lisäksi tarkastellaan akseliliitosten kestävyudet.

Akseleiden laskennoissa oletetaan kuormituksen olevan dynaamista kuormitusta. Vinohampaisten hammaspyörien voima jakaantuu aksiaaliseen ja radiaaliseen voimaan. Nämä kuormitukset aiheuttavat akselin keskelle taivutusjännitystä kahdessa eri suunnassa. Pyörivässä hammaspyöräakselissa taivutusjännitys on vaihtojännitystä, eli keskijännitys on nolla ja jännityksen suunta muuttuu. Taivutusjännityksen lisäksi akseliin kohdistuu vääntöjännitystä. Vääntöjännitys on tykyttävää kuormitusta, eli jännityksen suuruus vaihtelee, mutta suunta ei muutu.

Pyörivien akselien jännityskeskittymät ovat niissä pyöristysten ja kevennyksien kohdissa, joissa taivutusmomentti on suurin. Tällaisten kohtien mitoittamiseksi on ensin määritettävä kohdan lovenvaikutuksen aiheuttaman jännityshuippu, jota sen jälkeen verrataan kyseisen raaka-aineen väsymislujuteen (11.)

Söderbergin laskentakaavalla voidaan määrittää alustava akselin halkaisija, kun kuormitukset ovat tiedossa. Akselin halkaisija pyöristetään seuraavaan standardiakselikokoon, jotta voidaan valita standardikokoiset laakerit. Valittua akselin halkaisijaa käytetään iteroiden kuormitusten laskentaan. Söderbergin laskentakaavaa sovelletaan kaavassa 14 (11).

$$d = \sqrt{\frac{32 \cdot n}{\pi} * \sqrt{\frac{K_{ft} \cdot M_t^2}{\sigma_{tw}} + \frac{T^2}{R_e^2}}}$$

KAAVA 14

d = akselin halkaisija (mm)

n = varmuusluku

K_{ft} = taivutusjännityksen loven vaikutusluku

M_t = taivutusvoima (Nm)

σ_{tw} = materiaalikohtainen taivutusvaihtolujuus (MPa)

T = vääntömomentti (Nm)

R_e = materiaalin vetomyötölujuus (MPa)

Taivutusvoima lasketaan kaavalla 15 (12, s. 316).

$$M_t = \frac{F * x}{2} \quad \text{KAAVA 15}$$

M_t = taivutusvoima (Nm)

F_r = radiaalivoima (N)

x = etäisyys laakerista (m)

Kun taivutusjännitystä esiintyy kahteen eri suuntaan, niin lasketaan niiden resultanttijännitys kaavalla 16 (11).

$$M_t = \sqrt{M_{t1}^2 + M_{t2}^2} \quad \text{KAAVA 16}$$

M_t = resultanttitaivutusjännitys (MPa)

M_{t1} = taivutusjännitys 1 (MPa)

M_{t2} = taivutusjännitys 2 (MPa)

Loven vaikutusluku määräytyy tarkasteltavan kriittisen olakkeen muodosta ja kriittisen jännityksen tyypistä. Loven vaikutusluku lasketaan kaavalla 17 (12, s. 285).

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad \text{KAAVA 17}$$

K_f = loven vaikutusluku

q = materiaali-kohtainen loven herkkyysluku

K_t = loven muotoluku

Tehonsiirtoakselit mitoitetaan yleensä väsymisrajaan nähden (10, s. 31). Mitoituksessa käytetään väsymislujuuspiirrosta, eli Smithin piirrosta. Tehonsiirtoakselin yhdistetyn jännityksen määrittämisessä käytetään vertailujännityksen keskiarvon kaavaa 18 (10, s. 286).

$$\sigma_{mver} = \sqrt{3} * K_{fv} * \tau_m \quad \text{KAAVA 18}$$

σ_{mver} = vertailujännitys (MPa)

K_{fv} = vääntöjännityksen loven vaikutusluku

τ_m = keskivääntöjännitys (MPa)

Akselin kuormitukset ja kestävyys lasketaan kokoonpanossa käytettävistä laitteista aiheutuvien vääntökuormitusten ja hammaspyöristä aiheutuvien voimien mukaan. Tykyttävässä vääntöjännityksessä arvioidaan jännityksen amplitudiksi mahdollisimman epäedullinen arvo. Tässä tapauksessa käytetään puolikasta keskivääntöjännitystä. Vääntöjännitys lasketaan kaavalla 19 (11).

$$\tau_m = \frac{T}{W_v}$$

KAAVA 19

τ_m = vääntöjännitys (MPa)

T = tarkastelukohdan vääntömomentti (N*m)

W_v = tarkastelukohdan vääntövastus (mm³)

Jännitysamplitudi lasketaan kaavalla 20 (10, s. 286).

$$\sigma_{aver} = \sqrt{(\sigma_a * K_{ft})^2 + 3 * (K_{fv} * \tau_a)^2}$$

KAAVA 20

σ_{aver} = vertailujännitysamplitudi (MPa)

σ_a = taivutusjännitys (MPa)

τ_a = vääntöjännitysamplitudi (MPa)

Taivutusjännitys lasketaan kaavalla 21 (11).

$$\sigma_a = \frac{M_t}{W}$$

KAAVA 21

σ_a = taivutusjännitys (MPa)

M_t = taivutusvoima (Nm)

W = tarkastelukohdan taivutusvastus (mm³)

Aiemmillä kaavoilla laskettuja arvoja verrataan Smithin piirrokseen. Smithin piirroksessa verrataan keskijännityksen ja maksimijännityksen suhdetta redusoituun väsymislujuuteen. Maksimijännitys on vertailukeskijännityksen ja -jännitysamplitudin summa (11.) Redusoitu väsymislujuus lasketaan kaavalla 22 (11).

$$\sigma_{wred} = m_{\sigma} * \kappa_{\sigma} * k_d * \sigma_{tw}$$

KAAVA 22

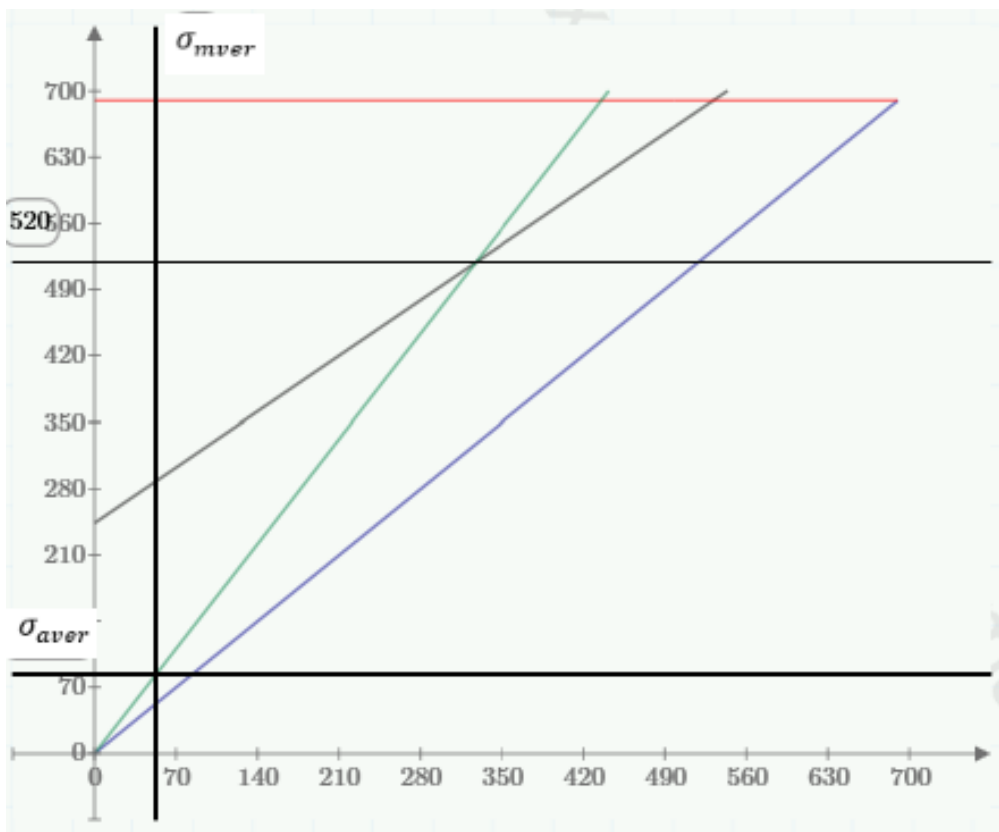
σ_{wred} = redusoitu väsymisluku (MPa)

m_{σ} = taivutuksen koon vaikutusluku

κ_{σ} = pinnanlaadu vaikutuskerroin

k_d = lämpötilan vaikutuskerroin

Smithin piirros on materiaalikohtainen ja riippuu jännityksen tyypistä. Taivutus- ja vääntöjännityksen yhdistetyn kuormituksen tapauksessa käytetään taivutusjännityksen piirrosta. Smithin piirroksessa piirretään suora origosta keskijännityksen ja maksimijännityksen luoman pisteen kautta redusoidun väsymislukuun suoraan. Suorien yhdistymispisteen ja maksimijännityksen suhteesta saadaan varmuusluku myötölujuuteen. Kuvassa 6 on esitetty esimerkki Smithin piirroksen käytöstä.



KUVA 6. Smithin piirros ulosottoakselista

Kuvassa 6 punainen viiva on materiaalin myötölujuus, harmaa on redusoitu väsymisluku, σ_{aver} on jännitysamplitudi, σ_{mver} on maksimijännitys ja vihreä viiva on maksimijännityksen

ja jännitysamplitudin suhde redusoituun väsymislujuuteen. Vihreän ja harmaan viivan risteämäkohdasta luetaan vaakasuunnassa sallittu maksimijännitys. Varmuusluku lasketaan kaavalla 23 (11.)

$$n = \frac{\sigma_{sall}}{\sigma_{max}}$$

KAAVA 23

n = varmuusluku

σ_{sall} = sallittu maksimijännitys (MPa)

σ_{max} = maksimijännitys (MPa)

Akselin minimihalkaisijan määrittämisen jälkeen lasketaan vaadittava kiilapituus kummassakin akseliliitoksessa. Minimikiilapituuden tulee olla pienempi kuin akselille asennettavan kytkimen pituus. Minimikiilapituus akselilla lasketaan kaavalla 24 (10, s. 97).

$$l_k = \frac{2 \cdot T}{p_{sall} \cdot t_1 \cdot (d - t_1)}$$

KAAVA 24

l_k = kiilan minimipituus (mm)

T = vääntömomentti (Nmm)

p_{sall} = materiaalikohtainen sallittu pintapaine (MPa)

d = akselin halkaisija (mm)

t_1 = kiilauran syvyys akselilla (mm)

Kiilan minimipituus on tarkasteltava myös navan ja kiilan leikkautumisen suhteen. Kaavassa 25 lasketaan kiilan pituus navan suhteen (10, s. 97).

$$l_k = \frac{2 \cdot T}{p_{sall} \cdot t_2 \cdot (d + t_2)}$$

KAAVA 25

l_k = kiilan minimipituus (mm)

T = vääntömomentti (Nmm)

p_{sall} = materiaalikohtainen sallittu pintapaine (MPa)

d = akselin halkaisija (mm)

t_2 = kiilauran syvyys navalla (mm)

Kaavassa 26 lasketaan kiilan pituus sen leikkautumisen suhteen (10, s. 97).

$$l_k = \frac{2 \cdot T}{\tau_{kiila} \cdot b \cdot d}$$

KAAVA 26

l_k = kiilan minimipituus (mm)

T = vääntömomentti (Nmm)

τ_{sall} = kiilateräksen sallittu leikkausmyötölujuus (MPa)

b = kiilan leveys (mm)

d = akselin halkaisija (mm)

4.4 Laakerit

Jakovaihteiston jokainen akseli on kannateltu kahdella laakerilla rungon liitoskohdissa. Akselit ovat mitoitettu standardilaakereiden mukaan. Laakerit asennetaan runkoon koneistettuihin laakeripesiin. Laakeripesän ja laakerin sekä akselin ja laakerin välillä on oltava laakerivalmistajan vaatimat välysteranssit. Asennuksen helpottamiseksi toinen välyksistä on oltava liukuvällys, jotta jakovaihteisto voidaan koota helpommin ja aiheuttamatta laakereille vaurioita.

Jakovaihteistossa pyritään käyttämään mahdollisimman paljon samanlaisia laakereita eri akseleilla, jotta varaosia olisi helpommin saatavilla. Moottorin- ja ulosottoakseleiden suurten kuormituserojen vuoksi, ei ole järkevää kasvattaa ulosottoakselin halkaisijaa laakereiden yhtenäistämiseksi. Väliakseleille asennetaan samat laakerit kuin hydraulikkapumpun akselille. Kuormitukset ja pyörimisnopeudet ovat alhaisemmat, joten väliakselin laakereiden kestoikää ei tarvitse mitoittaa erikseen.

Laakerin kestoikä määritetään laakereiden nimelliskestoikätaulukon mukaan (10, s. 129). Laitteen suunniteltu käyttöaika on 8 tuntia vuorokaudessa vaihtelevalla kuormituksella, jolloin laakerin nimelliskestoikä 25 000 tuntia. Käyttöaikatieto on yrityksen kokemusperäistä tietoa laitteiden käyttötarkoituksen perusteella. Laakereiden kestoikä mitoitetaan mahdollisimman suureksi, sillä voimayksikön käyttövarmuuden tulisi olla mahdollisimman suuri ja laakereiden hinnoerot eivät ole merkittäviä jakovaihteistossa. Sen sijaan laakereiden vioittuessa niiden vaihto on vaativaa.

Laakereihin vaikuttavat voimat jaetaan radiaali- ja aksiaalivoimiin. Laakerin valintaan vaikuttaa näiden voimien suuruus ja suhde toisiinsa nähden. Kestoiän laskenta aloitetaan akselien laakeripesien halkaisijalle saatavista laakereista. Samalle sisähalkaisijalle on saatavilla laakereita useilla ulkohalkaisijoilla ja leveyksillä. Tarkoituksena on valita kaikista pienin laakeri, jolla

on tarpeeksi suuri nimelliskestoikä. Liian suuri laakeri aiheuttaa lisäkustannuksia ja ylimääräistä vierintävastusta.

Hammaspyörällä vaikuttava radiaali voima jakautuu tasaisesti molemmille laakereille, niiden ollessa yhtä kaukana hammaspyörästä. Laskelmissa käytetään siis puolikasta radiaalivoimaa kullekin laakerille. Aksiaalinen voima vaikuttaa vain toiseen laakeriin. Tätä laakeria kutsutaan ohjaavaksi laakeriksi. Vapaalaakeri kantaa vain radiaalivoimaa.

Kestoiän laskennassa käytetään laakerivalmistajan antamia taulukkoarvoja. Laakerit ovat pitkälti standardikokoisia. Taulukkoarvot eivät vaihtelee valmistajien välillä kovin paljoa, joten laskennassa käytettävällä laakerivalmistajalla ei ole merkitystä. Taulukkoarvot määräytyvät laakerin koon ja siihen kohdistuvien voimien suhteesta. Kestoiän laskenta joudutaan suorittamaan jokaiselle laakerikoolle erikseen niin pitkään, kunnes tavoiteltava kestoikä saavutetaan.

Laskenta aloitetaan määrittämällä ensin radiaalivoiman suhde aksiaalivoimaan, jota verrataan taulukosta 6 saatavaan laskentakertoimeen e . Laskentakertoimet ja kuormituskerroin määritetään vertaamalla kaavalla 27 (13, s. 257) saatua arvoa kuvan 7 taulukkoon.

$$\frac{f_o \times F_a}{C_o}$$

KAAVA 27

f_o = laskentakerroin

F_a = aksiaalivoima (N)

C_o = staattisen kuormituksen myötövoimaluku (N)

Calculation factors for deep groove ball bearings			
Single row and double row bearings Normal clearance			
$f_0 F_a / C_0$	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,03	0,28	0,56	1,55
1,38	0,3	0,56	1,45
2,07	0,34	0,56	1,31
3,45	0,38	0,56	1,15
5,17	0,42	0,56	1,04
6,89	0,44	0,56	1

KUVA 7. SKF laskentakertoimet urakuulalaakerille (13, s. 257)

Suhteen ollessa suurempi kuin e, käytetään kestoian laskennassa kaavaa 28 (13, s. 254).

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad \text{KAAVA 28}$$

P = säteis- ja aksiaalivoiman yhdistelmä (N)

X = laakerikohtainen radiaalikuormituskerroin

Y = laakerikohtainen aksiaalikuormituskerroin

Kestoikä lasketaan vertaamalla säteis- ja aksiaalivoiman yhdistelmää dynaamiseen myötövoimalukuun kaavassa 29 (13, s. 89).

$$L_{10} = \frac{C^p}{P} \quad \text{KAAVA 29}$$

L_{10} = laakerin kestoikä (milj. kierrosta)

C = dynaamisen kuormituksen myötövoimaluku (N)

p = kestoikäkaavan laakerikohtainen potenssi (urakuulalaakerille 3)

Kierroksista lasketaan kestoikä tunteina kaavalla 30 (13, s. 89).

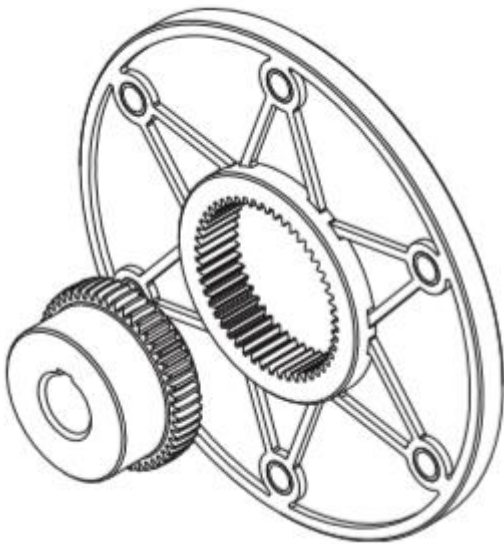
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10} \quad \text{KAAVA 30}$$

L_{10h} = laakerin kestoikä (h)

n = pyörimisnopeus

4.5 Kytkimet

Jakovaihteiston akselit kytketään moottoriin ja kompressoriruuviin kytkimillä. Moottorin kytkimen tulee kestää koko jakovaihteiston vääntöjännitys. Moottorin kytkimen suuren vääntöjännityksen vuoksi on edullisin ja kokoonpanoon sopivin vaihtoehto kiinteä vauhtipyöräkytkin. Moottorin vauhtipyörä on SAE-standardin mukainen 14,4-tuumainen. Vauhtipyörään on saatavilla useita eri valmistajien kytkimiä. Vauhtipyöräksi valitaan yrityksen aiemmissa kokoonpanoissa käytetty Sitex FL -laippakytkin (kuva 8).



KUVA 8. Sitex FL -laippakytkin (14)

Kompressoriruuvin kytkimen vääntöjännityksen keston tulee olla suurempi kuin kompressorin maksimi vääntöjännitys. Kompressoriruuvin liitoselimenä on kartioakseli. Valmistajan ohjeiden mukaan, on käytettävä värähtelyjä vaimentavaa kytkintä. Vaatimuksia vastaava tuote valitaan samalta toimittajalta, kun moottorin laippakytkin. Renold RB -akselikytkin täyttää vaatimukset värähtelyjen vaimennukselle (kuva 9). Kytkimen kiinnitys akseliin muokataan asiakaskohtaisten toivomusten mukaisesti kytkimen toimittajan puolesta.



KUVA 9. Renold RB -joustokytkin (15)

4.6 Voiteluaine

Voiteluöljyn tulee muodostaa öljykalvo hammaskylkien väliin, voidella laakerit ja tiivistimet, siirtää lämpöä, pienentää kitkaa ja minimoida kulumisen (10, s. 350). Synteettisten öljyjen suurin sallittu käyttölämpötila on yleensä noin 80 °C. Vaihtoehtoinen voitelutapa, olisi ollut rasvavoitelu, mutta jakovaihteiston suuren pyörimisnopeuden ja jäähdytyksen vuoksi käytetään öljyvoitelua.

Öljyvoitelu voidaan toteuttaa kylpyvoitelulla, roiskevoitelulla tai kiertovoitelulla. Voitelutavan valintaan vaikuttaa akselien pyörintänopeus, hammaspyörien kehänopeus sekä akselien sijainti ja asemointi. Kehänopeuden ollessa noin 15 m/s voidaan käytettäväksi voitelutavaksi valita roiskevoitelu ja kiertovoitelu. Roiskevoitelussa öljypinnan tulee olla kohtalaisen alhainen akselisiin nähden. Jakovaihteistossa akselit sijaitsevat eri tasoilla, joten voiteluaineen tason määrittäminen on kompromissi ylempien akselien voitelun varmistamiseksi ja vierintäkitkan minimoimiseksi. Kun kaavan 31 kierrostunnusluku on alle 150 000, laakereiden vierintäkitka mahdollistaa käyttää korkeampaa öljytasoa (16, s. 44).

$$n * d_m < 150\ 000$$

KAAVA 31

n = kierrosluku (rpm)

d_m = laakerin keskihalkaisija

Käytettävän voiteluöljyn valinnassa tärkeimmät kriteerit ovat öljyn määrä, käytönaikainen lämpötila, pyörimisnopeus ja hammaspyörien pinnanlaatu. Määrä vaikuttaa merkittävästi käytönaikaisen lämpötilaan. Liiallinen öljy lisää vierintäkitkan määrää ja aiheuttaa liiallista lämpö- ja tehohäviötä. Kun hammaspyörät ovat valmistettu paremmalla pinnanlaadulla, voidaan käyttää pienemmän viskositeetin omaavaa voiteluainetta. Suuremmat viskositeetit aiheuttavat suuremman vierintäkitkan.

Jakovaihteistossa käytettävän öljyn viskositeettia määrittäessä käytetään apuna vastaavalaisten jakovaihteistojen voiteluaineen vaatimuksia ja hammaspyörien valmistajan laatimia dokumentteja. Taulukon 4 mukaan öljyn viskositeetti tulee olla ISO VG 150.

TAULUKKO 4. Voiteluaineen valintataulukko (17)

Rotation of Pinion (rpm)	Horsepower (PS)	Reduction Ratio below 10		Reduction Ratio over 10	
		cSt (40°C)	ISO Viscosity Grade	cSt (40°C)	ISO Viscosity Grade
Below 300	Less than 30	5 - 234	150, 220	180 - 279	220
	30 - 100	180 - 279	220	216 - 360	220,320
	More than 100	279 - 378	320	360 - 522	460
300 - 1,000	Less than 20	81 - 153	100,150	117 - 198	150
	20 - 75	117 - 198	150	180 - 279	220
	More than 75	180 - 279	220	279 - 378	320
1,000 - 2,000	Less than 10	54 - 117	68,100	59 - 153	68,100,150
	10 - 50	59 - 153	68,100,150	135 - 198	150
	More than 50	135 - 198	150	189 - 342	220,320
2,000 - 5,000	Less than 5	27 - 36	32	41 - 63	46
	5 - 20	41 - 63	46	59 - 144	68,100
	More than 20	59 - 144	68,100	95 - 153	100,150
More than 5000	Less than 1	9 - 31	10,15,22	18 - 32	22,32
	1 - 10	18 - 32	22,32	29 - 63	32,46
	Less than 10	29 - 63	32,46	41 - 63	46

Samaa öljyä suositellaan käytettäväksi muiden valmistajien vastaavissa jakovaihteistoissa. Öljyksi valitaan täyssynteettinen paineenkestolisäaineistettu ISO VG 150.

Kiertovoitelussa tarvittaisiin ylimääräisiä komponentteja ja rakenteellisia muutoksia voitelukanavien luomiseksi. Kiertovoitelussa vaadittavat öljypumppu, suodatin, voiteluputket ja -suuttimet. Kiertovoitelussa käytetään yleensä myös jäähdytintä. Jakovaihteiston voitelutyypiksi valitaan roiskevoitelu. Se on edullisempi ja yksinkertaisempi toteuttaa. Voiteluöljyn tason on oltava moottorin akselin laakeroinnin tasolla. Tällöin voidaan olettaa voitelun riittävä myös ylimmälle akselille. Voitelutyypistä aiheutuva hukkalämpö ja kaikkien akseleiden riittävä voitelu, voidaan varmistaa vasta prototyypin testauksella. Jos testauksessa nähdään tarpeelliseksi siirtyä käyttämään kiertoöljyvoitelua niin siihen vaadittavat muutokset voidaan tehdä prototyyppiin. Öljypumppuna voidaan käyttää esimerkiksi pienempää aksiaalimäntäpumppua. Pumppu voidaan asentaa voimayksikön jäähdytyspumpun perään ja voiteluputkien liitokset voidaan koneistaa jälkepäin prototyyppiin.

4.7 Tiivistet

Moottorin akseliin tulee asentaa akselitiivisteet molempiin päihin. Akseli on hiottava tiivisteiden liukupinnalta tiivisteiden iän ja toimivuuden takaamiseksi. Vaadittu pinnan karheus on Ra 0,8.

Tiivisteet määräytyvät akselin halkaisijan mukaan. Tiivisteiden ulkohalkaisija ja paksuus määrittävät jakovaihteiston rungon tiivisteuran syvyyden ja halkaisijan. Akselitiivisteeksi valitaan saatavilla oleva standardimittainen. Hydraulipumppujen akselit tiivistetään hydraulipumppujen kiinnityslaipan juuresta O-renkaalla. Jakovaihteiston runkoon sekä pumppujen ja akseleiden peitelevyihin koneistetaan tiivisteet O-rengastiivistettä varten. Tiivisteiden tulee kestää käytettävän öljyn kontakti ja jakovaihteistosta aiheutuvaa lämpöä.

4.8 Tuenta

Värinän vaimennuksen, äänen johtumisen ja moottorin liikkumisen vuoksi on asennettava kuimituenta. Tuenta tulee olla rungossa kiinni ja vaihteiston massa tulee jakautua mahdollisimman tasaisesti. Massan jakamiseksi käytetään kahta asennuskumia, jotka asennetaan jakovaihteiston pohjaan mahdollisimman etäälle toisistaan. Tuennan tulee kestää vaihteiston ja sille asennettavien komponenttien kokonaispaino. Asennuskumioiden on oltava tarpeeksi jäykät, ettei jakovaihteiston vauhtipyöräkiinnityksille aiheudu ylimääräistä kuormitusta.

4.9 Runko

Jakovaihteiston runko on oltava halkaistava rakenne sen kokoonpanon ja valmistettavuuden vuoksi. Se valmistetaan teräslevystä hitsauskokoonpanona ja koneistamalla. Runkoon hitsataan kiinnikkeet ja laakeripesät. Hitsauksen jälkeen rungolle suoritetaan jännityksenpoistohehkus. Runkoon koneistetaan kierrereiät, laakeripesien- ja tiivisteiden sovitepinnat. Vaihteiston runko kotelomainen tiivis rakennelma, jonka sisällä ovat vaihteiston laakerit ja hammaspyörät akseleineen.

Rungon puolikkaat liitetään toisiinsa kehältään ruuviliitoksella. Ruuviliitoksen mitoituksessa on otettava huomioon liitoksen jännityksen kesto ja tiiveys. Öljyn kestävä tiivistemassa asennetaan rungon tiivistepinnoille. Ruuviliitoksen minimikosketuspituus on suhdannainen ruuvin materiaaliin ja halkaisijaan. Ruuviliitoksen keston vuoksi, ruuvijako t on oltava vähintään 3 kertaa ruuvin halkaisija. Reunaetäisyys e on oltava vähintään 1,5-kertainen ruuvin halkaisijaan verrattuna (10, s. 54). Rungon materiaalin kestävyttä tarkastellaan Autodesk Inventor -ohjelman elementtitestausmenetelmällä.

5 MEKANIKKASUUNNITTELUN TULOKSET

Seuraavaksi käydään läpi saatuja tuloksia, niissä käytettyjä kaavoja ja varmuuslukuja sekä esitellään niiden valintaperusteita. Kappaleessa on esitetty kuvin suunnitteluohjelmalla luodut 3D-mallit komponenteista ja kestävyystestauksesta. Valmistuspiirustukset ja tarkat laskentatulokset jakovaihteistosta ovat jätetty pois julkaistavasta materiaalista yrityksen pyynnöstä.

5.1 Hammaspyörät ja akselit

Hammaspyörien mitoittamisessa iteroidaan kuormituksen kestoja eri rakenteilla ja materiaaleilla kunnes saadaan sopivin rakenne. Sopivin rakenne on kestävin ja käytettävien hammaspyörä mahdollisimman edullisilla valmistuskustannuksilla. Hammaspyörien ulkoiset mitat tulisivat olla mahdollisimman pienet, mutta kestävä kuormitus. Hammaspyörät valmistetaan akseleiden kanssa yhtenä kappaleena. Akselin olakkeiden pyöritykset tulisivat olla mahdollisimman suuret, jotta lovivaikutus pienentyisi.

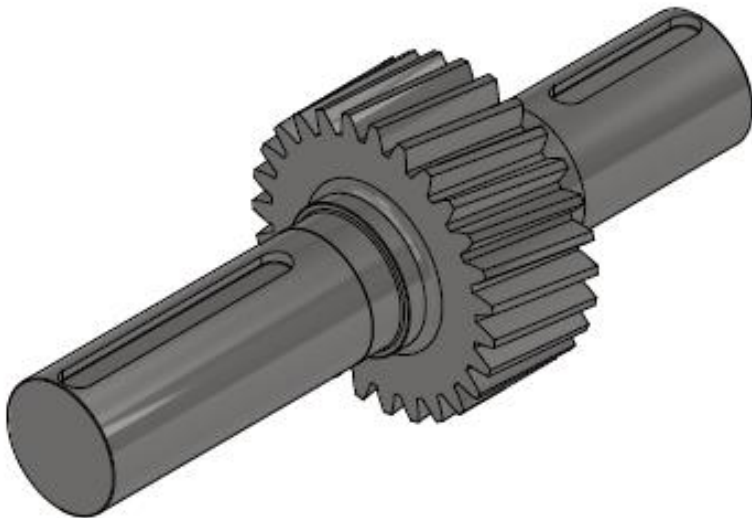
Suunnittelussa käytetään tapauskohtaisia varmuuslukuja hammaspyörien ja akseleiden kuormituslaskennoissa. Varmuusluvut määritellään käytettävän voimalähteen, käyttötarkoituksen ja teollisuuden komponenttikohtaisten vaatimusten mukaan. Hammaspyörien varmuusluku määritellään erikseen hampaan maksimitaivutusjännitykselle kaavalla 11 ja maksimipintapaineelle kaavalla 13. Hammaspyörien jännityslaskennoissa käytetään lukuisia käyttö-, materiaali-, pinnanlaatu- ja muotokertoimia.

Laskennoissa saatua maksimijännitystä verrataan sallittavaan jännitykseen kaavalla 23, josta saadaan varmuusluku. Varmuusluvun suuruus määräytyy suunnittelijan käyttämien kertoimien mukaan. Opinnäytetyössä käytettyjen laskelmien mukaan varmuusluvun tulee olla vähintään 1.2 (18). Hammaspyörien pienimmäksi varmuusluvuksi saatiin 1,73, joka on riittävä ottaen huomioon suunnittelijan aiemman kokemuksen puutteen hammaspyörien suunnittelussa.

Teräksisten akseleiden varmuuslukuna myötölujuuteen käytetään yleensä 1,5–1,6. Hiiletyskarikaistulle teräkselle käytetään yleensä korkeampaa varmuuslukua (10, s. 281). Tässä tapauksessa käytetään varmuuslukua 2. Moottoriakselin varmuusluvuksi saatiin 2,15 kaavalla 23.

Akseleiden mitoittamiseen vaikuttavat käytettävien laakerien ja hammaspyörien mitat ja kestävydet. Laakerit ovat standardimittaisia, joten akselit suunnitellaan niiden mittojen mukaan.

Kytöinten mitat vaikuttavat moottoriakselin halkaisijaan. Moottorille tulevan kytkimen pituus rajoittaa käytettävän kiilan pituutta. Akselin kuormituslaskennassa saadulla pienimmällä mahdollisella akselihalkaisijalla laskettu kiilan minimipituus on pienempi kuin akselikytkimen pituus. Tässä tapauksessa kiilan pituutta on pienennettävä. Sitä voidaan pienentää kasvattamalla akselin halkaisijaa ja kiilan kokoa niin paljon, että minimi kiilan pituus on pienempi kuin akselikytkimen pituus. Kuvassa 10 on moottoriakseli, jossa ovat hammaspyörä ja kiilaurat.



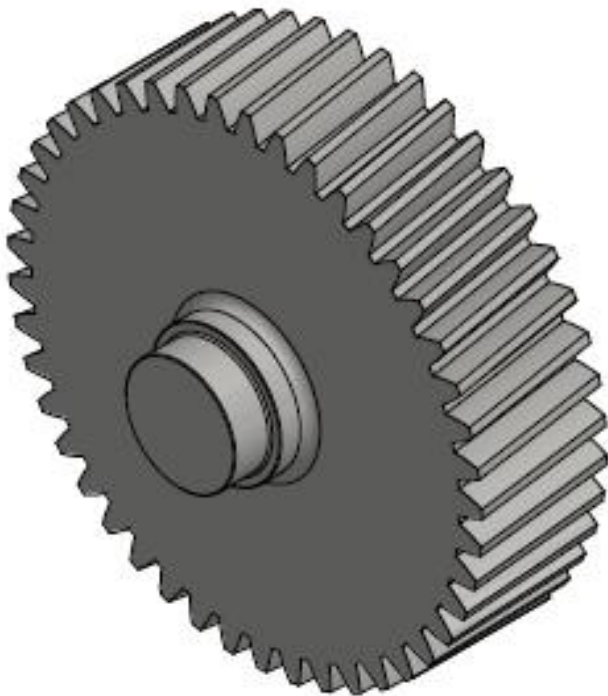
KUVA 10. Moottoriakseli

Ulosottoakselin kokoon vaikuttaa käytettävän laitteen akselin kiinnitys. Kokoonpanossa käytettävät laitteet ovat profiiliakselikiinnityksellä. Jakovaihteiston ulosottoakseleiden päähän on koneistettava vastaavanlainen sisäpuolinen profiili. Ulosottoakselilla käytettävän laitteen akseli on mitoitettu kestämään laitteelta aiheutuvat maksimikuormitukset, jolloin vastaavanlainen profiili akseliteräksestä valmistettuna kestää myös jakovaihteiston ulosottoakselilla. Akselin ulkohalkaisija määräytyy laakereiden ja kuormitusten mukaan. Maksimijännitys lasketaan ontton akselin vääntövastuksella kaavalla 19. Kuvassa 11 on ulosottoakseli, jossa on hammaspyörä ja sisäpuolinen profiili kokoonpanossa käytettävän laitteen kiinnitystä varten.



KUVA 11. Ulosottoakseli

Jakovaihteiston suuren pyörimisnopeuden, suurten kuormitusten ja pitkän akselivälin vuoksi joudutaan käyttämään välipyöriä. Välipyörät asennetaan käyttävän ja käytettävän hammaspyörän väliin. Välipyörän kuormitukset ovat pienemmät kuin ulosottoakselilla. Varaosien yksinkertaistamiseksi akselin halkaisijana käytetään samaa kuin ulosottoakselilla. Välipyörien ansiosta ulosottoakselien pyörimissuunta muuttuu. Välipyörän hammastuksen on oltava vastakkainen moottoriakselin ja ulosottoakselin suhteen. Kuvassa 12 on välipyöräakseli.



KUVA 12. Välipyöräakseli

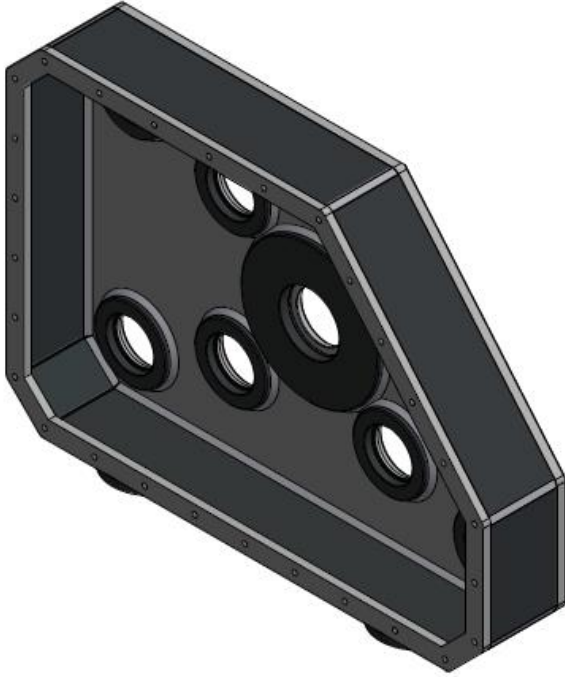
5.2 Laakerit

Laakereiden mitoituksessa käytettiin apuna SKF:n laakerikatalogia ja sieltä löytyviä laskenta-kaavoja. Laskennassa käytettiin kaavoilla 8 ja 9 saatuja akselille aiheutuvia radiaali- ja aksiaalivoimia. Laakereiksi valikoitui urakuulalaakerit niiden aksiaalikuormituksenkeston ja yksinkertaisen rakenteen vuoksi. Laakereiden kestoikä määritettiin käyttötunteina luvussa 4.4 Laakerit. Laakereiden sisähalkaisijat vastaavat akseleiden ulkohalkaisijaa, joka laskettiin luvussa 4.3 Akselit.

Laakereiden minimikestoikä 25 000 tuntia saatiin kaavalla 30. Pienin riittävän kestoian laakeri ulosottoakselille on 61811. Tämän laakerin kestoikä on 25 300 tuntia, joka on liian lähellä vaadittavaa. Seuraava laakeri, jonka kestoikä ylittää vaaditun, on 61911. Sen kestoikä on 107 300 tuntia. 61911-laakerin sisähalkaisija on 55 mm, ulkohalkaisija on 80 mm ja leveys 13 mm. Moottorin akselin laakeriksi valittiin laakeri 6013, jonka sisähalkaisija on 65 mm, ulkohalkaisija on 100 mm ja leveys 18 mm. Tämän laakerin kestoikä on 59 000 tuntia.

5.3 Runko

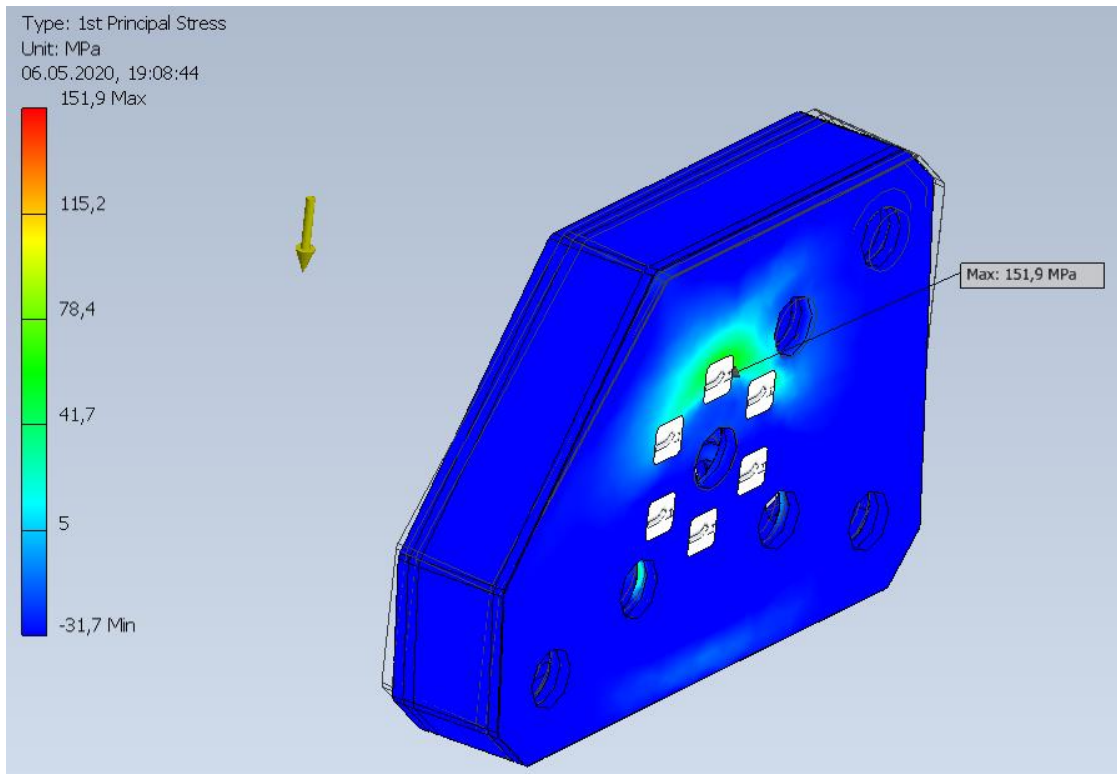
Rungon alustavaksi ainevahvuudeksi valittiin 15 mm paksu S355-rakenneteräs, sen saatavuuden, koneistettavuuden ja hitsattavuuden vuoksi. Runkoon hitsataan sylinterimäisiä vahvistuslevyjä siten, että runkoon voidaan koneistaa laakeripesät, tiivisteurat ja kierrereiät. Suunnittelussa on pyritty huomioimaan vaihteiston kokoonpanon ja huollettavuuden helppous. Kuvassa 13 on jakovaihteiston runko, jossa ovat laakeripesät, kierrereiät ja tiivistepinnat koneistettuna.



KUVA 13. Jakovaihteiston runko

Rungon lujuustarkastelussa käytetään Autodesk Inventor -ohjelman elementtimenetelmätestausta. Kuormituksia tarkastellaan mahdollisten käytönaikaisten ja asennuksessa aiheutuvien kuormitusten mukaan. Testausta varten luodaan pelkistetty kokoonpano vaihteistorungosta. Kokoonpanosta poistetaan siihen kuuluvat kiinnikkeet, akselit ja hitsausseamit. Kokoonpanon yksinkertaistaminen vaaditaan, kun tarkastellaan monimutkaisia kokoonpanoja.

Vaihteiston kuoren suurimmat kuormat syntyvät asennuksessa aiheutuvista kuormituksista, sillä kokoonpanossa vaihteisto ja siihen asennettavat suuremmat komponentit ovat tuettuna erikseen. Suurin asennuksen aikainen kuormitus oletetaan aiheutuvan keskiakselille kytkettävien komponenttien tukemattomasta massasta asennusvaiheessa. Kuvassa 14 on esitetty elementtimenetelmätestaus kyseisessä kuormitustilanteessa, jossa vaihteisto on tuettu toiselta puolelta moottorin kiinnityskehältä ja staattinen kuorma 7 000 N on mitoitettu 600 mm:n päähän vaihteiston keskimmäisen ulostulon kiinnityskehältä.



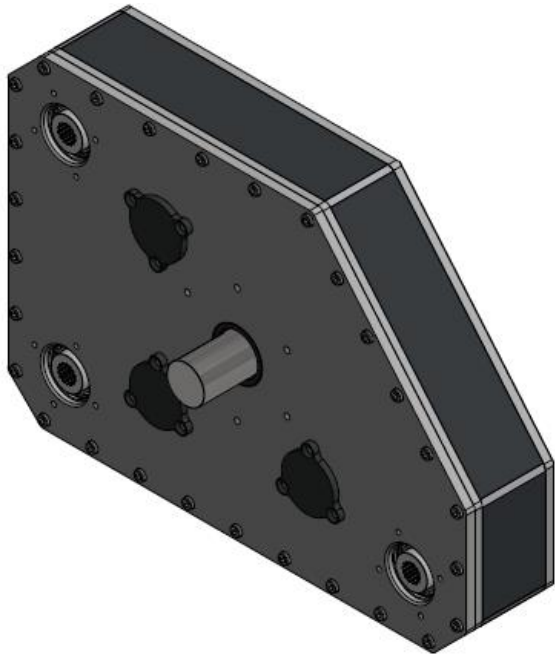
KUVA 14. Vaihteiston kuoren maksimikuormitus

Testauksen tuloksena saadaan maksimikuormituksen arvoksi pistemäinen kuormitus 151,9 MPa. Tositilanteessa jännitys jakautuu tasaisemmin, eikä tällaista pistekuormitusta pääse syntymään. Varmuusluku materiaalin myötölujuuteen on 1,79 kyseisessä kuormituspisteessä. Kuormitustilanteessa 700 kg:n paino on kiinnitetty vaihteistonrunkoon keskiakselin pulttikehäältä.

5.4 Kokoonpano

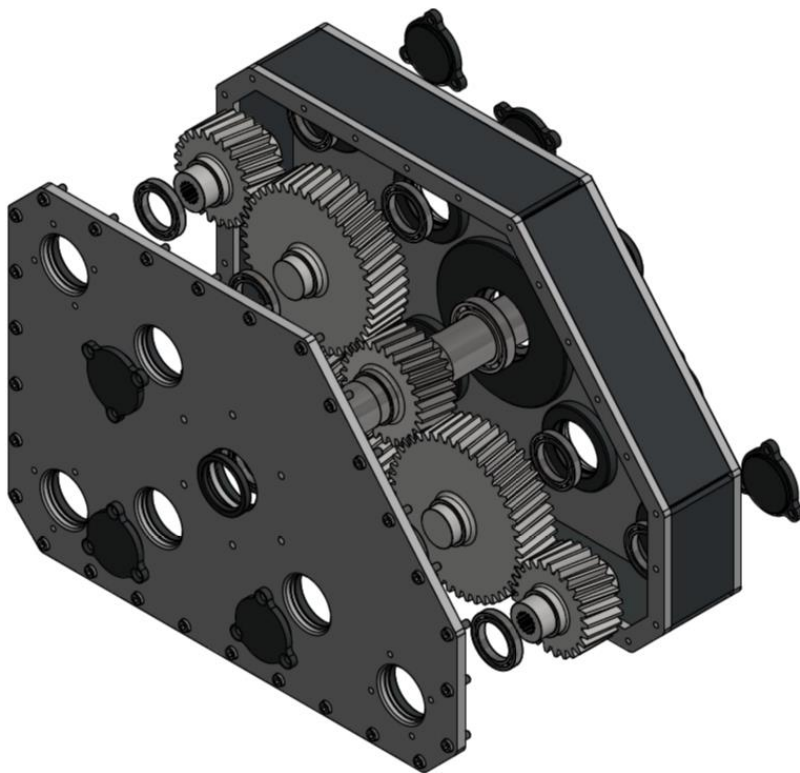
Jakovaihteiston rungon kokoonpano koostuu kotelosta ja kannesta. Kansi kiinnitetään koteloon pulttiliitoksella. Pulttiliitoksessa on otettu huomioon kestävyys, tiiveyden ja valmistettävyyden vaatimukset.

Jokaisen jakovaihteiston kierrereiän takana on hitsattuna vahvistelevy. Vahvistelevy mahdollistaa pitemmän kierrereiän. Jakovaihteiston tiiveys varmistetaan pulttiliitosten kohdalta tiivistemassalla, paperitiivisteillä ja o-renkailla. Tiiveys tulee pitää vaihteistossa käytettävän voiteluöljyn sisällä, ja veden ja epäpuhtaudet poissa voiteluöljystä. Kuvassa 15 on malli jakovaihteiston kokoonpanosta ilman siihen liitettäviä komponentteja.



KUVA 15. Valmis kokoonpano

Jakovaihteiston sisällä olevat komponentit asennetaan rungon sisään, ennen kannen kiinnittämistä koteloon. Kuvassa 16 esitetään räjäytyskuva jakovaihteiston kokoonpanosta.



KUVA 16. Räjäytyskuva

6 YHTEENVETO

Opinnäytetyössä suunniteltiin jakovaihteiston prototyyppi kohdeyritykselle. Suunnittelun lähtökohtana käytettiin kohdeyrityksen vaatimuksia rakenteelle ja tehon tarpeelle. Suunnittelussa käytettiin hyväksi muiden valmistajien vastaavien tuotteiden rakennetta ja mekaanisia valintoja. Jakovaihteiston rakenteellisina vaatimuksina olivat sillä käytettävien komponenttien mitat ja sijoittelu. Käytettävien komponenttien tehontarpeen mukaan laskettiin jakovaihteistolle aiheutuvat kuormitukset.

Esisuunnittelussa tutkittiin, vertailtiin ja valittiin tuotteen alustava rakenne. Vertailussa tutkittiin käytettäviä komponentteja. Vaihtoehtoina olivat useiden eri valmistajien tuotteet, joiden ulkoiset mitat, kiinnitykset ja kuormitukset vaihtelivat. Valintoihin vaikuttivat myös tuotteiden saataavuus, käytettävyys ja yrityksen kokemus tuotteista. Esisuunnittelussa luotiin jakovaihteiston rungosta karkea malli, jonka avulla voitiin havainnollistaa valintoja.

Yksityiskohtaisessa suunnittelussa laskettiin rakenteisiin kohdistuvat kuormitukset, joiden mukaan mitoitettiin akselit, hammasrattaat ja laakerikuormat. Näissä laskuissa otettiin huomioon mahdollinen maksimikuormitustilanne jakovaihteistolle ja käyttötarkoituksesta aiheutuvat varmuusluvut. Suunnittelussa käytettiin apuna sekä alan kirjallisuutta että hammaspyörien valmistajien ohjeita ja laskureita. Laskelmissa otettiin huomioon myös jakovaihteiston mahdollista muuta käyttöä ja kehitystä. Jakolaatikossa pyrittiin käyttämään mahdollisimman paljon standardikiinnityksiä ja -komponentteja. Tämä mahdollistaa tuotteen käytön myös muissa kokoonpanoissa.

Tuloksena 3D-mallinnettiin prototyyppi Autodesk Inventor -ohjelmalla. Mallista luotiin valmistuspiirustuksia, joita voidaan käyttää komponenttien valmistuksessa. 3D-mallista voidaan jatkaa valmistuspiirustusten tuottamista. Valmistuspiirustusten tekemisessä on suunniteltava tarkemmat toleranssivaatimukset tuotteelle. Valmistuspiirustusten avulla voidaan valmistaa toimiva prototyyppi, jota voidaan käyttää testaukseen.

Työssä valittuja materiaalivahvuuksia voidaan vielä kasvattaa, jos prototyypin testausvaiheessa koetaan sen olevan tarpeellista. Hammasrattaiden, akseleiden ja jakovaihteiston rungon suunniteluun olisi voinut käyttää vieläkin enemmän aikaa, mutta tässä työssä ei ollut tarpeen optimoida tuloksia pitemmälle.

Opinnäytetyö valmistui suunnitellussa aikataulussa. Tuloksina saatuja malleja ja piirustuksia voidaan käyttää sellaisinaan valmistusdokumentteina ja suunnittelussa tuotekehityksen jatkuessa. Työn aiherajauksessa oli tarpeeksi lähtötietoja ja suunnittelijalle oli jätetty tarpeeksi vapautta vaikuttaa tuotteeseen. Kohdeyritys tuki suunnittelua hyvin koko työn ajan. Työn tuloksena saadut valinnat, tarkat laskelmat, mallit ja valmistuspiirustukset on jätetty pois julkaistavasta raportista kohdeyrityksen pyynnöstä.

Hammasrattaiden suunnittelu oli erittäin haastavaa, ja etenkin kuormitusten laskennan käyttökertoimien määrittäminen on ensikertalaiselle suunnittelijalle monimutkaista. Käyttökertoimet valittiin turvallisemmalle puolelle, jolloin hammaspyöristä ja akseleista tulee kestävämmät. Suunnittelussa tehdyt valinnat vaikuttavat toisiinsa, joten suunnittelu oli iteroivaa. Akseleiden mitoituksessa tuli ottaa huomioon kiinnitettävät komponentit. Kuormitusten perusteella laskettu kiilan pituus ei saa ylittää akselikytkinten pituutta.

LÄHTEET

1. Geonex general presentation. 2016. PowerPoint-diasarja. Geonex Oy.
2. Geonex HZR400. Ylitornio: Geonex Oy. Saatavissa: <https://geonex.fi/product/geonex-hzr400>. Hakupäivä 12.1.2020.
3. Secoroc Rock Drilling Tools. Large diameter solutions. Atlas Copco Secoroc AB. Saatavissa: https://narzedziawiertnicze.pl/wp-content/uploads/2016/08/wiercenie_wielkosrednicowe.pdf. Hakupäivä 12.1.2020.
4. Geonex Oy Facebook sivu. 2019. Geonex Oy. Saatavissa: <https://www.facebook.com/geonex.fi/photos/a.1619744034927196/2456271961274395/?type=3&theater>. Hakupäivä 12.1.2020.
5. Hydraulipumpun tekniset tiedot on poistettu salassapitosyistä.
6. Tekniikan kaavasto. 2000. Tampere: Tammertekniikka Oy.
7. Dieselmoottorin tekniset tiedot on poistettu salassapitosyistä.
8. Dieselmoottorin teknisiä tietoja käsittelevä sähköposti on poistettu salassapitosyistä.
9. Airila, Mauri – Ekman, Kalevi – Hautala, Pekka – Kivioja, Seppo – Kleimola, Matti – Martikka, Heikki – Miettinen, Juha – Niemi, Erkki – Ranta, Aarno – Rinkinen, Jari – Salonen, Pekka – Verho, Arto – Vilenius, Matti – Välimaa, Veikko 1995. Koneenosien suunnittelu. Juva: WSOY.
10. Blom, Seppo – Lahtinen, Pekka – Nuutio, Erkki – Pekkola, Kari – Pyy, Seppo – Rautiainen, Hannu – Sampo, Arto – Seppänen, Pekka – Suosara, Eero 2001. Koneenelimet ja mekaniisit. 5 painos. Helsinki: Edita.
11. Kontio, Esa 2019. T314406 Mekaniikkasuunnittelu 8 op. Opintojakson oppimateriaali syksyllä 2019. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
12. Valtanen, Esko 2019. Tekniikan taulukkirja. 22. painos. Jyväskylä: Genesis-kirjat Oy.

13. Rolling Bearings. Tuotekuvasto. Julkaisu no PUB BU/P1 17000 EN. SKF Group. Saatavissa: http://www.carb.info/binary/123-121486/Rolling-bearings---17000_1-EN.pdf. Hakupäivä 12.4.2020.
14. Sitex FL -laippakytkimet. Tuotekuvasto. Masino-Konaflex Oy. Saatavissa: <https://www.konaflex.fi/wp-content/uploads/Sitex-FL-laippakytkimet.pdf>. Hakupäivä 11.4.2020
15. Renold Hi-Tec -kytkimet. Tuotekuvasto. Masino-Konaflex Oy. Saatavissa: <https://www.konaflex.fi/wp-content/uploads/Renold-Hi-Tec-kytkimet.pdf>. Hakupäivä 11.4.2020
16. Vierintälaakereiden voitelu. Julkaisu no WL 81 115/4 FI. Espoo: FAG Sales Europe - Finland. Saatavissa: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/publication/downloads_18/wl_81115_4_fi_fi.pdf. Hakupäivä 11.4.2020.
17. Lubrication of gears. 2015. Kohara Gear Industry Co Ltd. Saatavissa: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/lubrication-of-gears.html. Hakupäivä 11.4.2020.
18. Bending Strength of Spur and Helical Gears. 2015. Kohara Gear Industry Co Ltd. Saatavissa: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/bending-strength-of-spur-and-helical-gears.html. Hakupäivä 11.4.2020.