



Vaasan yliopisto
UNIVERSITY OF VAASA

Tuomo Anttila

**Laakeriliitoksen mekaanisten ominaisuuksien
tutkimus- ja kehitystyö keskinopeissa
nelitahtimoottoreissa**

Tekniikan ja innovaatiojohtamisen akateeminen yksikkö
Diplomityö
Energiatekniikka

Vaasa 2019

Alkusanat

Tämä diplomityö on tehty Vaasan yliopiston tekniikan ja innovaatiojohtamisen akateemisessa yksikössä osana diplomi-insinöörin tutkintoa. Diplomityö on osa Wärtsilä Oyj:n sisäistä tutkimus- ja kehitystyötä keskinopeiden moottoreiden liukulaakerien tutkimuksessa ja kehittämisessä.

Kiitän Pasi Halla-Ahoa tästä diplomityöaiheesta sekä Jaakko Istolahtea ja Janne Leppäkangasta, jotka valvoivat ja perehdyttivät minut työn aiheeseen. Lisäksi kiitän kaikkia Wärtsilän työntekijöitä, jotka olivat osallisena työn edistymisessä. Vaasan yliopiston puolelta kiitän työni valvojaa Seppo Niemeä ja ohjaajaa Jukka Kiijärveä neuvoista ja opastuksesta diplomityöni kirjoituksen aikana.

Vaasa, 15.12.2019

Tuomo Anttila

Sisällys

Alkusanat	2
Symboli- ja lyhenneluettelo	6
Kuvat	9
Taulukot	11
Tiivistelmä	12
Abstract	13
1 Johdanto	14
2 Liukulaakerit	15
2.1 Liukulaakerimetallit	16
2.2 Kampimekanismiin vaikuttavat voimat	18
2.2.1 Kiertokangen laakerin kuormitus	22
2.3 Laakereiden kuormituksen tyypit	23
2.4 Wärtsilän kiertokangen laakerit	24
3 Voiteluaineteoria	27
3.1 Voitelumekanismit	27
3.1.1 Rajavoitelu	28
3.1.2 Sekavoitelu	29
3.1.3 Nestevoitelu	29
3.2 HD- ja EHD- laskenta	32
3.3 Nesteen leikkausvoima	32
3.3.1 Reynoldsin yhtälö	34
4 Liitosmenetelmät koneenrakennuksessa	38
4.1 Kitkaliitos	38
4.1.1 Laakeriliitos	39
4.2 Ruuviliitos	41
4.3 Liimaliitos	43
4.3.1 Liimaliitoksen laskenta	44

4.4	Muotosulkeinen liitos	46
4.4.1	Muotosulkeisen liitoksen laskenta	47
5	Laakeriliitoksen laskenta	49
5.1	Nip-arvon mukainen laskenta	49
5.1.1	Radiaalipaine	50
5.1.2	Kitkavoima	51
5.1.3	Tangentiaalinen leikkausjännitys	51
5.1.4	Vääntömomentti	52
6	Moottorin mittaus- ja laskentatulokset	53
6.1	Moottorin käynnistäminen	53
6.2	Moottorin käynnistyksen mittaustulokset	54
6.2.1	Käynnistyksen vääntömomentin laskentamalli	57
6.2.2	Käynnistyksen vääntömomentti	59
6.3	Moottorin käynnin mittaustulokset	61
6.3.1	Käynnin vääntömomentin laskentamalli	62
7	Laakeriliitoksen kehittäminen pronssilaakerille	65
7.1	Laakeriliitoksen reunaehdot ja vaatimukset	65
7.2	Alumiinipronssilaakeri	65
7.3	Kitkaliitos	67
7.3.1	Kitkaliitoksen soveltaminen alumiinipronssilaakerille	67
7.3.2	Laakerin paksuuden vaikutus kitkaliitokseen	70
7.4	Ruuviliitos	71
7.5	Liimaliitos	74
7.5.1	Liimaliitoksen soveltaminen alumiinipronssilaakerille	74
7.6	Muotosulkeinen liitos	76
7.6.1	Muotosulkeisen liitoksen soveltaminen alumiinipronssilaakerille	76
7.7	Liitosmenetelmien vertailu	79
8	Pohdinta	81
9	Johtopäätökset	83

10 Yhteenveto	85
Lähteet	86

Symboli- ja lyhenneluettelo

Symbolit

A_{piston}	Männän pinta-ala
A	Pinta-ala
A_f	Muotosulkeisen liitoksen leikkauksen pinta-ala
A_b	Laakerin poikkileikkauksen pinta-ala
a	Laakerin sisähalkaisija
b	Laakeripesän sisähalkaisija
c	Laakeripesän ulkohalkaisija
D_h	Laakeripesän sisähalkaisija
D_t	Testipenkin sisähalkaisija
D	Akselin halkaisija
E_t	Testipenkin kimmokerroin
E_1	Laakeripesän kimmokerroin
E_2	Laakerin kimmokerroin
f	Lujuuden alennuskerroin
F_{gas}	Kaasuvoima
$F_{\text{piston osc}}$	Männän edestakainen massavoima
$F_{\text{conrod osc}}$	Kiertokangen edestakainen massavoima
$F_{\text{conrod rot}}$	Kiertokangen pyörivä massavoima
$F_{\text{crankshaft rot}}$	Kampiakselin pyörivä massavoima
$F_{\text{counterweight}}$	Vastapainon massavoima
$F_{\text{conrod bearing}}$	Kiertokangen laakeriin vaikuttava voima
F_{ST}	Kiertokankivoima
F_K	Mäntävoima
F_{osc}	Oskilloiva massavoima
F_I	Ensimmäisen kertaluvun massavoimat
F_{II}	Toisen kertaluvun massavoimat
F	Voima

F_t	Testivoima
F_N	Normaalivoima
F_μ	Kitkavoima
g	Normaali putoamiskiihtyvyyys
h	Voiteluainekerroksen paksuus
l_h	Laakeripesän leveys
L	Laakerin leveys
m_{osc}	Oskilloiva massa
m_{tot}	Kokonaismassa
M_g	Liimaliitoksen suurin sallittu vääntömomentti
M_l	Lukituselementin suurin sallittu vääntömomentti
M_f	Kitkamomentti
M_s	Käynnistyksen vääntömomentti
n	Pyörimisnopeus
p	Paine
p_r	Radiaalipaine
P_f	Kitkatehohäviö
r_{rot}	Etäisyys pyörähdysakselista
r	Akselin säde
S_N	Nip-arvo
t	Aika
T_f	Moottorin vääntömomentti
u	Liukunopeus
u_a	Yläpinnan liukunopeus x-suunnassa
u_b	Alapinnan liukunopeus x-suunnassa
u_L	Laakerin pituus ilman puristusta
v_a	Yläpinnan liukunopeus y-suunnassa
v_b	Alapinnan liukunopeus y-suunnassa
v	Laakerin puristuminen testivoiman vaikutuksesta
ν_1	Poissonin luku laakeripesän materiaalille

ν_2	Poissonin luku laakerin materiaalille
V	Nopeus
w_a	Yläpinnan liukunopeus z-suunnassa
w_b	Alapinnan liukunopeus z-suunnassa
W	Kuorma
x	Liukusuunnan suuntainen komponentti
y	Sivuttaisen pursotuksen suuntainen koordinaatti
δ	Laakerin ylimitta
η	Voiteluaineen viskositeetti
λ	Kiertokankisuhde
μ	Kitkakerroin
ρ	Voiteluaineen tiheys
σ_t	Tangentiaalinen leikkausjännitys
τ_g	Vääntöleikkauslujuus eli leikkausmurtolujuus
τ	Leikkausjännitys
φ	Kammen kulma
ψ	Kiertokangen kulma suhteessa sylinterin pystylinjaan
ω	Kulmanopeus.

Lyhenteet

HD	Hydrodynaaminen
EHD	Elastohydrodynaaminen
FEM	Elementtimenetelmä.

Kuvat

Kuva 1.	Liukulaakerien tyypit ja lajittelu.	16
Kuva 2.	Kampimekanismiin vaikuttavat voimat.	19
Kuva 3.	Kiertokankivoima.	20
Kuva 4.	Kampimekanismin kulmat.	22
Kuva 5.	Kiertokangen laakerin voiman polaarirata työkierron aikana.	23
Kuva 6.	Moottorin laakerit ja sijainti.	24
Kuva 7.	Puolikkaista valmistettu liukulaakeri.	25
Kuva 8.	Wärtsilän käyttämien bi- ja trimetallilaakereiden tyyppillinen rakenne.	26
Kuva 9.	Stribeckin käyrä.	28
Kuva 10.	Rajavoitelutilanne.	29
Kuva 11.	Sekavoitelutilanne.	29
Kuva 12.	Nestevoitelutilanne.	30
Kuva 13.	Hydrodynaamisen paineen muodostuminen kahden tason välissä.	31
Kuva 14.	Nestevoitelun vaiheet.	32
Kuva 15.	Nesteen leikkaantuminen pintojen välillä.	33
Kuva 16.	Reynoldsin yhtälön Couette ja Poiseuille virtauksista syntyvä voiteluaineen nopeusprofiili.	36
Kuva 17.	Puristuksesta aiheutuva voiteluaineen virtauksen profiili.	37
Kuva 18.	Voiteluaineen lämpölaajenemisesta aiheutuva voiteluaineen virtauksen profiili.	37
Kuva 19.	Kitkasulkeisten liitosten lajittelu.	39
Kuva 20.	Radiaalipaineen muodostuminen kiertokangen laakerissa.	40
Kuva 21.	Nip-arvon määritelmä.	41
Kuva 22.	Tavallisimmat ruuviliitostyyppit.	42
Kuva 23.	Muotosulkeisten liitosten lajittelu.	47
Kuva 24.	Muotolukitus lukituskielen avulla ja siihen vaikuttava leikkausjännitys ja vääntömomentti.	48
Kuva 25.	Käynnistysilmajärjestelmän yksinkertaistettu toimintakaavio.	54
Kuva 26.	Laboratoriomootorin käynnistyksen mittaustulokset.	56

Kuva 27.	Liukuvan kappaleen ja kosketuspinnan välillä vaikuttava kitkavoima.	58
Kuva 28.	Kitkavoimasta aiheutuvan vääntömomentin suuruudet eri sylinteripaineilla ja kitkakertoimilla ennen liikkeelle lähtöä.	60
Kuva 29.	Laboratoriomoottorin käynnin sylinteripaineet ajan funktiona.	62
Kuva 30.	Laboratoriomoottorin HD-laskennan tulosten kitkamomentti.	63
Kuva 31.	Materiaalien kitkakertoimet terästä vasten mineraaliöljyllä voideltuna.	67
Kuva 32.	Tangentialisen leikkausjännityksen suuruus suhteessa radiaalipaineen suuruuteen.	69
Kuva 33.	Kitkavoimasta aiheutuva vääntömomentin suuruus suhteessa radiaalipaineen suuruuteen.	70
Kuva 34.	Radiaalipaine ja kitkamomentti laakerin eri paksuuksilla.	71
Kuva 35.	Laipallinen liukulaakeri ruuviliitosta varten.	72
Kuva 36.	Liukulaakeri, jossa ruuvit kiinnitetään liukupinnan puolelle.	73
Kuva 37.	Liimaliitoksen suurin pidättelevä vääntömomentti eri liimoilla.	75
Kuva 38.	Laakerin taivutettu lukituskieli ja siihen kohdistuva leikkausjännitys.	77
Kuva 39.	Lukituslevy ja siihen kohdistuva leikkausjännitys.	78
Kuva 40.	Lukituskielten ja lukituslevyjen pidättelevä vääntömomentti.	78
Kuva 41.	Eri liitosmenetelmien pidättelemän vääntömomentin suuruudet.	80

Taulukot

Taulukko 1. Esimerkkejä kylmänä ja kuumana lujittuvista liimoista.	44
Taulukko 2. Liimaliitoksen lujuuden alennuskertoimet akseli-napaliitoksille.	46
Taulukko 3. Metallisten säteisliukulaakereiden kokemusperäisiä kitka-arvoja.	58
Taulukko 4. Vääntömomentin laskennan lähtöarvot.	59
Taulukko 5. HD-laskennan lähtöarvot.	63
Taulukko 6. Laakeriliitoksen laskennan lähtöarvot.	66
Taulukko 7. Liimaliitoksen laskennan lähtöarvot.	75
Taulukko 8. Muotosulkeisen liitoksen laskennan lähtöarvot.	77

VAASAN YLIOPISTO**Tekniikan ja innovaatiojohtamisen akateeminen yksikkö**

Tekijä:	Tuomo Anttila	
Diplomityön nimi:	Laakeriliitoksen mekaanisten ominaisuuksien tutkimus- ja kehitystyö keskinopeissa nelitahtimoottoreissa	
Tutkinto:	Diplomi-insinööri	
Työn valvoja:	Professori Seppo Niemi	
Työn ohjaajat:	Tekniikan tohtori Jukka Kiijärvi ja diplomi-insinööri Jaakko Isto-lahti	
Valmistumisvuosi:	2019	Sivumäärä: 89

Tiivistelmä

Polttimoottoreissa käytetään erilaisia ja erityyppisiä laakereita, jotka tukevat ja auttavat aksleita pyörimään. Jatkuvan kehityksen myötä moottorien teho sekä hyötysuhde nousevat, ja tämä vaikuttaa suoraan laakereihin. Laakerien kehittäminen ja tutkiminen on välttämätöntä, jotta laakerien elinikää ja toimintavarmuutta voidaan parantaa.

Tämä diplomityö tehtiin Wärtsilä Oyj:n toimesta. Työn tavoitteena oli tutkia ja kehittää laakeriliitoksen ominaisuuksia keskinopeissa nelitahtimoottoreissa. Laakeriliitoksen aikaansaamiseksi laakerin tulee olla riittävän hyvin kiinni laakeripesässä. Liitoksen täytyy olla luja, jotta laakeri toimii oikein ja sen elinikä olisi mahdollisimman pitkä. Työssä selvitettiin laakerin kiinnipysymisen kannalta kriittisimmät tilanteet moottorin käynnistyksen ja käynnin aikana. Liukulaakerin kiinnittämisen tutkimus- ja kehitystyössä hyödynnettiin kirjallisuudesta löytyviä liitosmenetelmiä, joita käytetään koneenrakennuksessa. Työssä sovellettuja menetelmiä voidaan hyödyntää jokaisessa Wärtsilän valmistamassa moottorityypissä.

Työssä laadittiin toimenpiteet, joiden avulla voidaan laskea kiertokangen liukulaakeriin kohdistuva vääntömomentti käynnistyksen aikana. Laadittua toimenpidettä voidaan soveltaa erilaisten materiaalien laakeriliitoksen kehittämisessä. Lähtökohtaisesti työssä hyödynnettiin Wärtsilän laboratoriomootorin käynnistyksen mittaustuloksia. Saatujen mittaustulosten perusteella pääteltiin laakerin käyttäytyminen laakeripesässä moottorin käynnistyksen ja käynnin aikana. Eri-laisten liitosmenetelmien arvioinnissa käytettiin samoja mittaustuloksia. Tutkimustyössä laakerimateriaaliksi valittiin alumiinipronssi. Työssä saatujen laskentatulosten perusteella alumiinipronssia on mahdollista käyttää kiertokangen laakerissa. Työn lopputuloksena saatiin eri liitosmenetelmien pidättelemän vääntömomentin suuruusluokat.

Avainsanat: Laakeriliitos, moottori, käynnistys, liitosmenetelmät

UNIVERSITY OF VAASA**School of Technology and Innovations**

Author:	Tuomo Anttila	
Thesis title:	Research and Development of Bearing Mechanical Properties in Medium-Speed Four-Stroke Engines	
Degree:	Master of Science (Tech.)	
Supervisor:	Professor Seppo Niemi	
Instructors:	D.Sc. (Tech.) Jukka Kiijärvi and M.Sc. (Tech.) Jaakko Istolahti	
Year of graduation:	2019	Number of pages: 89

Abstract

There are different types of bearings that are used in internal combustion engines to support and help shafts to rotate. With continuous engine development, the power and efficiency ratios of the engines increases, and this directly affects the bearings. Bearing development and research is essential to improve the lifetime and reliability of the bearings.

This thesis was made for Wärtsilä Corporation. The purpose of this thesis was to research and develop the characteristics of a bearing connection in medium-speed four-stroke engines. In order to provide a proper bearing connection, the bearing must be sufficiently secured in the bearing housing. The connection must be strong in order for the bearing to function properly and to have a long lifetime. The most critical situations in terms of bearing retention during engine start-up and operation were investigated. The research and development of the bearing fitting was done with the help of fitting methods found in the literature. The methods used in the work can be applied to any engine type manufactured by Wärtsilä.

Measures were developed in the thesis to calculate the torque on the connecting rod bearing during engine start-up. The procedure developed can be used to develop a bearing fitting of various materials. As a starting point, the results of a Wärtsilä laboratory engine start-up measurements were used to investigate bearing forces. Based on the results obtained, the behavior of the bearing in the bearing housing can be roughly deduced. The same measurement results were used to evaluate the fitting methods used in the literature. Aluminum bronze was used as the bearing material in the research. Based on the calculation results it is possible to use aluminum bronze in the connecting rod bearing. As a result of this work, the magnitude of the torque retained by the various fitting methods was obtained.

Keywords: Bearing fitting, engine, engine start-up, fitting methods

1 Johdanto

Polttomootoreissa käytetään erilaisia ja erityyppisiä laakereita, jotka tukevat ja auttavat akseleita pyörimään. Kun moottorin teho ja hyötysuhde kasvavat, moottorin laakereihin vaikuttavat voimat suurenevat. Laakerien kehittäminen ja tutkiminen on välttämätöntä, jotta laakerien elinikää sekä toimintavarmuutta voidaan jatkuvasti parantaa. Suurissa nelitahtimootoreissa käytetään yleensä teräksisellä ulkokuorella tuettuja liukulaakereita. Teräskuoren avulla laakerin ja laakeripesän väliseen kontaktiin saadaan aikaan suuri kitkavoima radiaalipaineen avulla. Kitkavoima pitää laakerin paikoillaan.

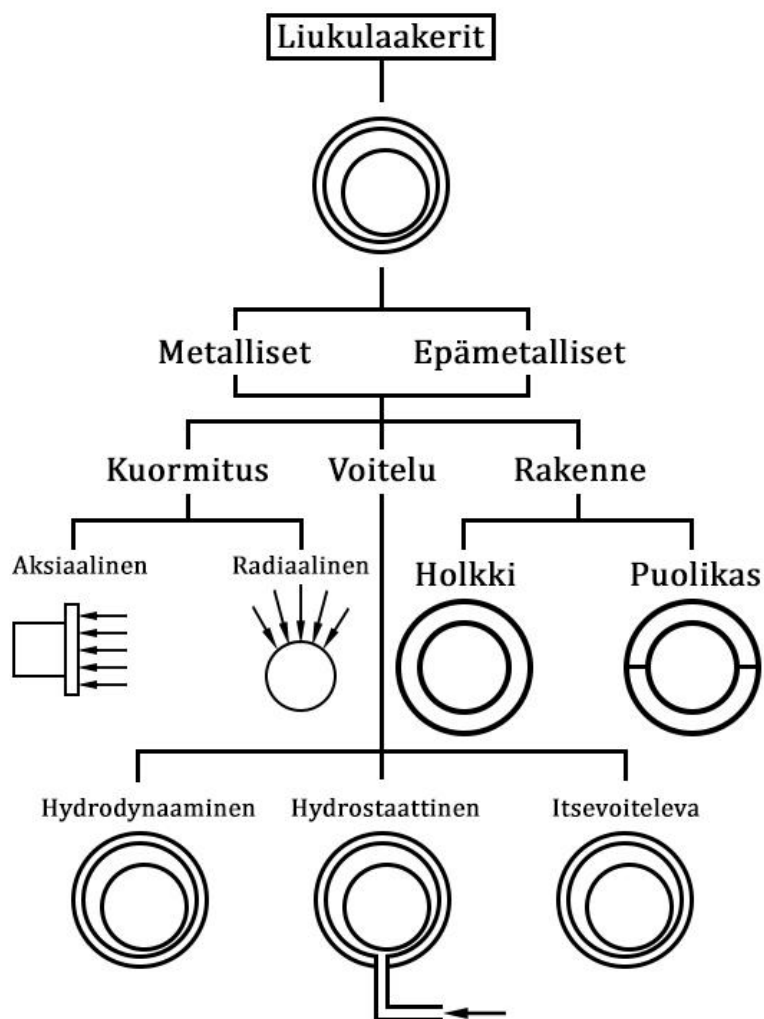
Tämän diplomityön tavoitteena oli tutkia ja kehittää hydrodynaamisesti toimivia liukulaakereita, joita käytetään Wärtsilän valmistamissa nelitahtimootoreissa. Työssä tutkittiin moottorin kiertokangen alaosan liukulaakerin kiinnittämistä laakeripesään kirjallisuudesta löytyvien liitosmenetelmien avulla. Koneenrakennuksessa käytettyjen erilaisen liitosmenetelmien soveltuvuutta tutkittiin käyttäen alumiinipronssia CuAl10Fe5Ni5. Lisäksi selvitettiin laakeriliitoksen lujuuteen vaikuttavat asiat sekä liukulaakereihin kohdistuvat voimat. Työssä ei käsitelty laakeripesään kohdistuvia voimia, laakerin kulumista eikä vierintälaakereita.

Diplomityön alussa käydään läpi yleisimmät liukulaakerien tyypit, rakenne sekä toimintaperiaate. Tutustutaan kampimekanismiin vaikuttaviin voimiin ja siihen, miten kyseiset voimat kuormittavat laakereita. Tämän jälkeen käsitellään voiteluaineteoria ja Reynoldsin yhtälön kuvaama voiteluaineen käyttäytyminen liukulaakerissa. Työn neljännessä luvussa esitetään kirjallisuudesta löytyviä liitosmenetelmiä, joita voidaan käyttää laakeriliitoksessa. Kuudennessa luvussa tarkastellaan Wärtsilän laboratoriomootorin käynnistyksen ja käynnin mittaustuloksia. Seitsemännessä luvussa arvioidaan jokaisen läpikäydyn liitosmenetelmän soveltuminen laakeriliitokseen käyttäen laakerimateriaalina alumiinipronssia. Työn johtopäätökset, pohdinta ja yhteenveto käsitellään lopussa.

2 Liukulaakerit

Laakerien tehtävänä on tukea ja ohjata erilaisia pyöriviä tai edestakaisin liikkuvia koneenosia. Laakerit jaetaan kuormituksen mukaan säteis- ja aksiaalilaakereihin. Kun tukivoima vaikuttaa kohtisuorassa suunnassa akselia vastaan, kutsutaan laakeria säteislaakeriksi. Mikäli laakeriin kohdistuu aksiaalisia voimia, puhutaan joko aksiaali- tai työntölaakereista (Kivioja, Kivivuori & Salonen, 2007).

Liukulaakerien tyypit ja lajittelu on esitetty kuvassa 1. Liukulaakereissa kuormaa kantavana elementtinä toimii voiteluainekalvo. Voiteluainekalvo voidaan toteuttaa hydrodynaamisesti, hydrostaattisesti tai käyttämällä itsevoitelevia laakereita. Hydrodynaamisessa voitelussa voiteluaineeseen kohdistuva paine ja akselin pyörivä liike saavat aikaan pinnat erottavan voiteluainekalvon. Hydrostaattisesti toimivissa laakereissa kosketuspinnat erottava voiteluainekalvo saadaan aikaan käyttämällä erillistä pumppuyksikköä. Itsevoitelevissa laakereissa laakerimateriaali sisältää pieniä huokosia, jotka varastoivat voiteluainetta. Liukulaakereissa käytetään yleisesti metalleja, mutta voidaan käyttää muitakin materiaaleja kuten muoveja. Rakenteeltaan liukulaakerit voivat olla joko holkkilaakereita tai puolikkaista valmistettuja laakereita (Kivioja ja muut, 2007).



Kuva 1. Liukulaakerien tyypit ja lajittelu (mukaiillen The Cartech, 2019).

2.1 Liukulaakerimetallit

Liukulaakereissa voiteluaine erottaa pinnat toisistaan. Tästä syystä liukulaakerimateriaalien merkitys rajoittuu lähinnä hydrodynaamisen paineen kestokykyyn sekä voiteluaineen hyvään tarttumiseen. Kun pinnat koskettavat toisiaan, tulevat materiaaliparin tribologiset ominaisuudet merkittäviksi tekijöiksi. Mikroliitosten muodostumisherkkyys ja kulumisnopeus ovat esimerkkejä tällaisista tekijöistä (Airila ja muut, 2003).

Laakerin vähäinen kuluminen ei vaikuta laakerin kantokykyyn, jos laakerin kuorman suunta pysyy samana. Kun kuorman suunta muuttuu jatkuvasti, vaikuttaa laakerin

kuluminen kantokykyyn. Tämä liittyy suoraan materiaalivalintaan, koska kulumisnopeudessa voi olla suuriakin eroja eri materiaalien välillä (Airila ja muut, 2003).

Laakerimateriaalille voidaan asettaa seuraavat vaatimukset (Kivioja ja muut, 2007):

- sileän liukupinnan valmistaminen mahdollista
- sisäänajo-ominaisuudet ovat hyvät eli pinnan karheet tasoittuvat käytössä
- ei leikkaudu akselin pintaan voiteluaineen hetkellisesti puuttuessa (akselin ja laakerin seosaineet toisiinsa liukenemattomia)
- pieni kulumisnopeus
- lämpölaajeneminen mahdollisimman pieni
- muovautuu jossain määrin eli kestää reunapainetta ja kykenee hautaamaan kovia partikkeleita
- hyvä lämmönjohtavuus
- staattinen ja dynaaminen lujuus ovat riittävän suuret myös lämpötilan noustessa
- kestää hyvin korroosiota
- tarttuu hyvin alustamateriaaliin eli laakerin ulkokuoreen.

Laakerimetallit ryhmitellään tavanomaisesti pääseosaineen mukaan. Valkometallit eli lyijy- tai tinavaltaiset laakerimetallit, kupari- ja alumiiniseokset ovat yleisimpiä laakerimetalleja (Kivioja ja muut, 2007).

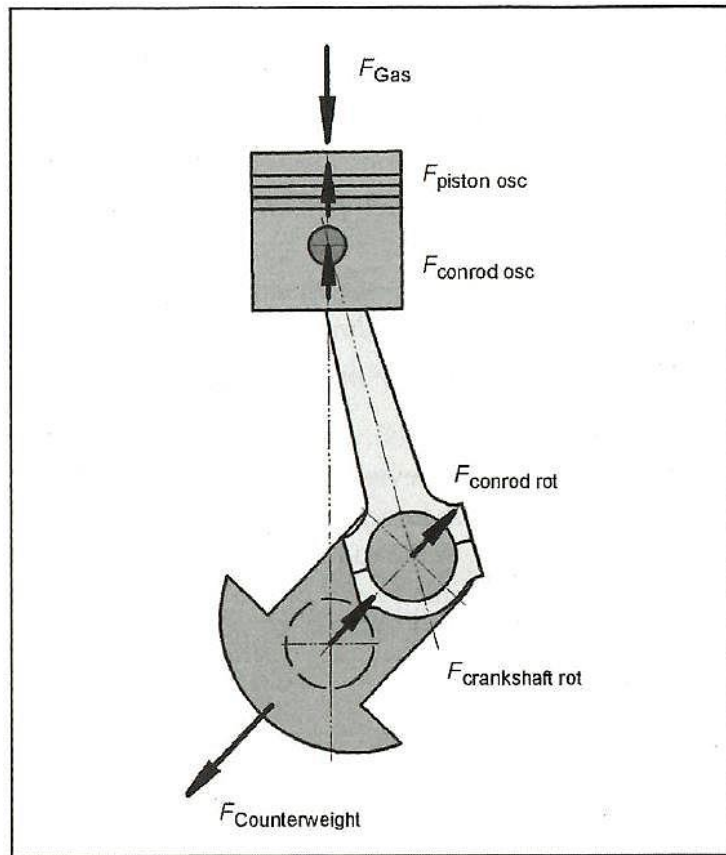
Valkometallit ovat pehmeitä laakerimetalleja, joten ne kestävät hyvin laakerin reunapuristuksen ja pystyvät hautaamaan kovia kulumispartikkeleita. Lisäksi valkometallit mukautuvat hyvin akselin vinoutumisen kanssa. Pehmeytensä vuoksi valkometallit eivät kuitenkaan kestä suuria kuormituspaineita, ja valkometallien väsymiskestävyys on huomionompi kuin kupariseosten. Valkometallien lujuus pienenee nopeasti lämpötilan noustessa. Haittoja voidaan vähentää käyttämällä valkometallia ohuena kerroksena väsymistä kestävä ja lujan materiaalin pinnalla. Tällöin väsymislujuutta, puristusmyötölujuutta ja laakerin käyttöikää voidaan parantaa huomattavasti (Kivioja ja muut, 2007; Glaeser, 1992).

Kupariseokset ovat valkometalleihin verrattuna lujempia ja kestävät korkeampia lämpötiloja. Niiden kulumiskestävyys on tinavaltaisia valkometalleja parempi ja kupariseosten hinta on alhaisempi. Kupariseosten kuivakitkaominaisuudet ja kyky mukautua reunapuristukseen ovat kuitenkin huonompia kuin valkometalleilla. Liukulaakereissa käytettyjä kupariseoksia ovat lyijypronssit, tinapronssit, alumiinipronssit, kuparilyijyseokset ja mesingit. Pronssin rakenteellisten ominaisuuksien ansiosta pronssiseoksia voidaan käyttää suoraan valettuna laakeripesään ilman teräksistä ulkokuorta. Pronssiseoksista voidaan koneistaa perinteisiä holkki- tai puolikaslaakereita (Kivioja ja muut, 2007; Hamrock, 1994).

Alumiiniseoksia käytetään pääasiassa laakerikuoriin ja kolmikerroslaakerien välikerroksiin. Toisinaan alumiiniseoksia käytetään laakereihin ja laakerirunkoihin. Alumiinivaltaiset laakerit ovat halpoja ja kestävät hyvin syövyttäviä olosuhteita, mutta voiteluainekalvon pettäessä niiden kitkaominaisuudet ovat huonot. Lisäksi reunapuristukseen mukautuminen ja kyky haudata kovia partikkeleita ovat huonot. Kuormitettavuus on vaatimaton lukuun ottamatta laakereita, joissa laakerikuori on tuettu teräsrunkoon. Alumiiniseosten lämpölaajeneminen on suuri, mikä voi johtaa väärään laakerivälkyeseen tai laakerikuoren irtoamiseen (Kivioja ja muut, 2007; Glaeser, 1992).

2.2 Kampimekanismin vaikuttavat voimat

Polttomoottoreissa laakereihin vaikuttavat voimat syntyvät polttoaineen palamisesta syntyvästä kaasujen laajenemisesta sylintereissä. Kaasuvoimat saavat moottorin osat liikumaan, minkä seurauksena moottorin osien massat synnyttävät massavoimia. Massa-voimat syntyvät osien edestakaisesta (oskilloivasta) ja pyörivästä liikkeestä. Kuvassa 2 on esitetty kampimekanismin vaikuttavat voimat. Palamisprosessissa syntyvä kaasuvoima F_{gas} kohdistuu mäntään ja tätä kautta muihin kampimekanismin komponentteihin. Oskilloivia massavoimia ovat männän $F_{\text{piston osc}}$ ja kiertokangen massavoimat $F_{\text{conrod osc}}$. Pyöriviä massavoimia ovat kiertokangen $F_{\text{conrod rot}}$, kampiakselin $F_{\text{crankshaft rot}}$ ja vastapainojen $F_{\text{counterweight}}$ massavoimat (Basshuysen & Schäfer, 2004).



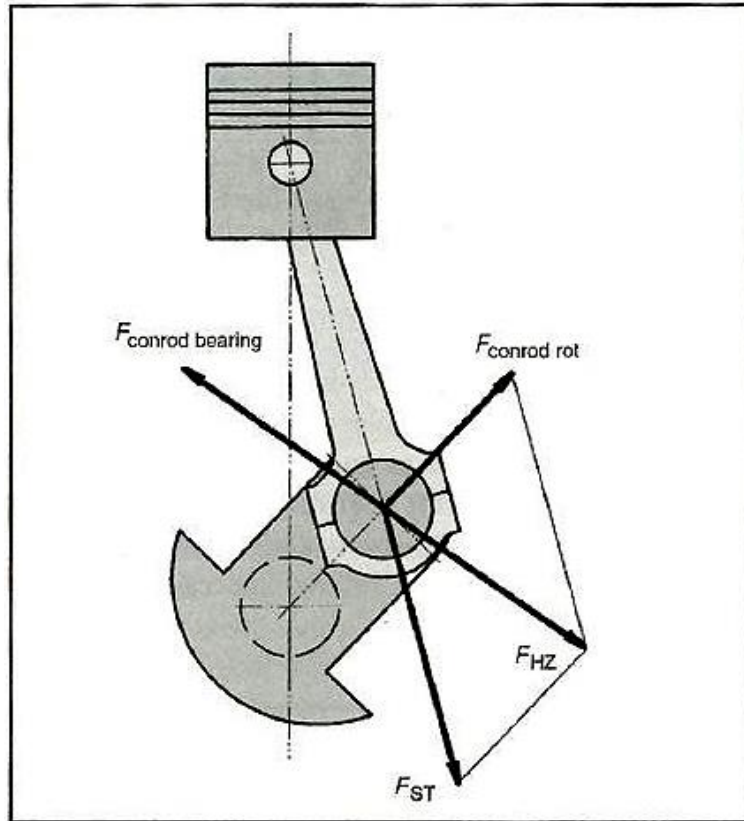
Kuva 2. Kampimekanismin vaikuttavat voimat (Basshuysen & Schäfer, 2004, s. 51).

Kaasuvoima F_{gas} saadaan laskettua seuraavan yhtälön avulla:

$$F_{gas} = pA_{piston}, \quad (1)$$

jossa p merkitsee painetta ja A_{piston} männän pinta-alaa.

Kuvassa 3 on esitetty kiertokankivoima F_{ST} , joka syntyy kaasuvoiman ja massavoimien yhteisvaikutuksesta.



Kuva 3. Kiertokankivoima (Basshuysen & Schäfer, 2004, s. 53).

Kiertokankivoima F_{ST} saadaan kaavan 2 avulla, kun tiedetään mäntävoima F_K sekä kiertokangon kulma ψ suhteessa sylinterin pystylinjaan

$$F_{ST} = \frac{F_K}{\cos \psi}, \quad (2)$$

jossa mäntävoima F_K on kaasuvoiman F_{gas} ja oskilloivan voiman F_{osc} summa

$$F_K = F_{gas} + F_{osc} \quad (3)$$

Oskilloiva massavoima F_{osc} jaetaan yleensä ensimmäisen kertaluvun F_I ja toisen kertaluvun F_{II} massavoimiin. Massavoimat saadaan laskettua kaavojen 4 ja 5 avulla.

$$F_I = m_{osc} \omega^2 r_{rot} \cos \varphi \quad (4)$$

$$F_{II} = m_{osc} \omega^2 r_{rot} \frac{\cos 2\varphi}{\lambda}, \quad (5)$$

missä

m_{osc} oskilloiva massa

ω kulmanopeus

r_{rot} etäisyys pyörähdysakselista

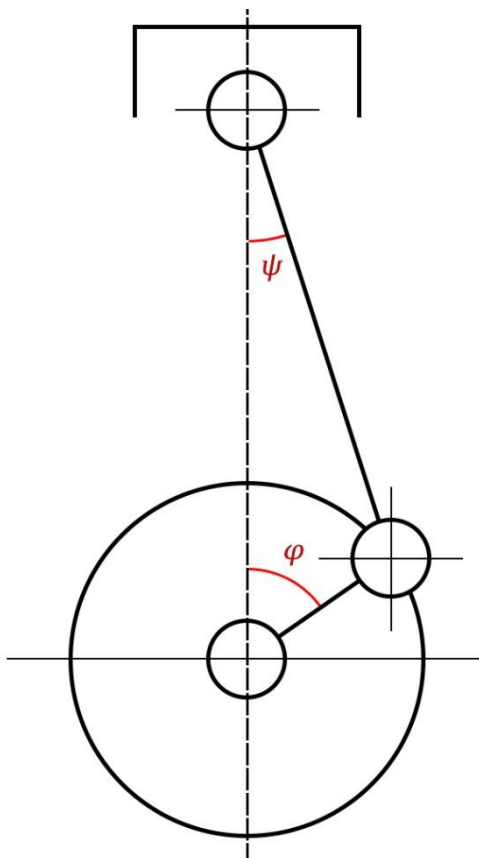
λ kiertokankisuhde

φ kammen kulma.

Kiertokangen kulma ψ suhteessa sylinterin pystylinjaan saadaan laskettua seuraavan kaavan avulla

$$\psi = \frac{\lambda \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}}, \quad (6)$$

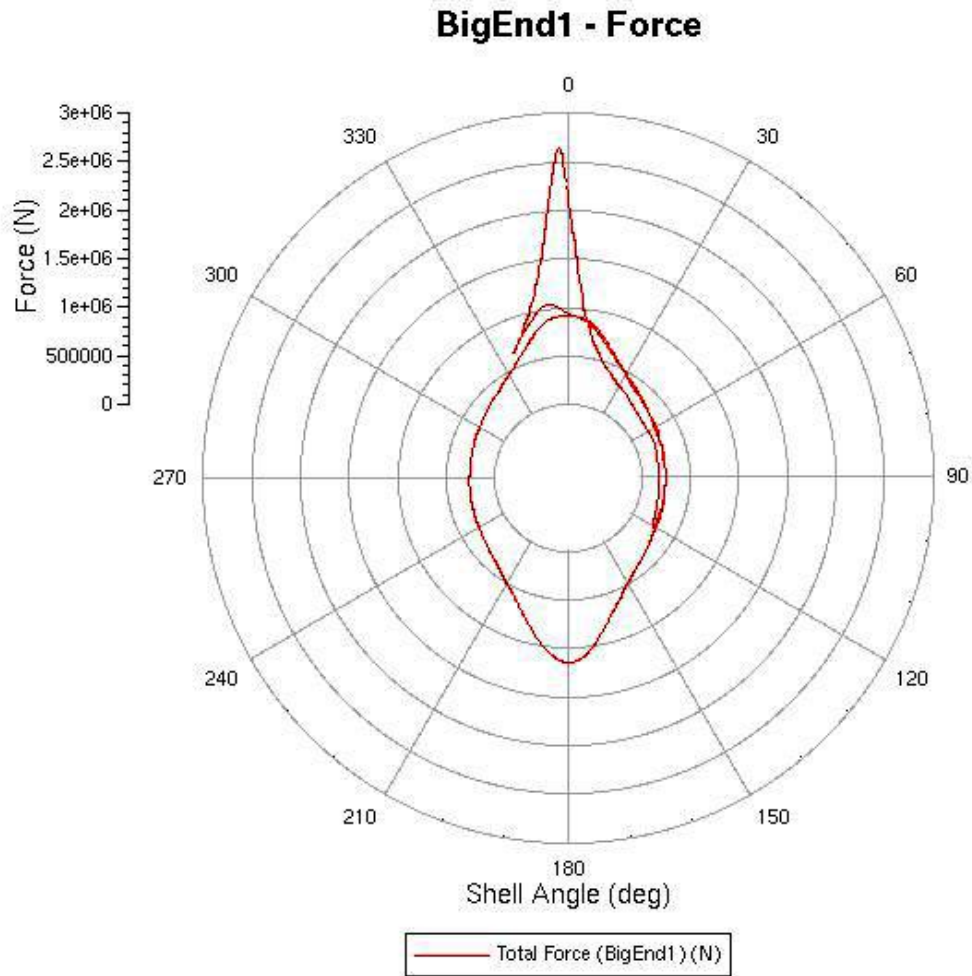
jossa λ tarkoittaa kiertokankisuhdetta ja φ kammen kulmaa. Kampimekanismin kulmat on esitetty kuvassa 4. Kammen kulma φ syntyy kampiakselin ja sylinterin pystylinjan välille. Kulma ψ syntyy kiertokangen yläosan ja sylinterin pystylinjan välille kampiakselin kiertyessä (Basshuysen & Schäfer, 2004).



Kuva 4. Kampimekanismin kulmat.

2.2.1 Kiertokangen laakerin kuormitus

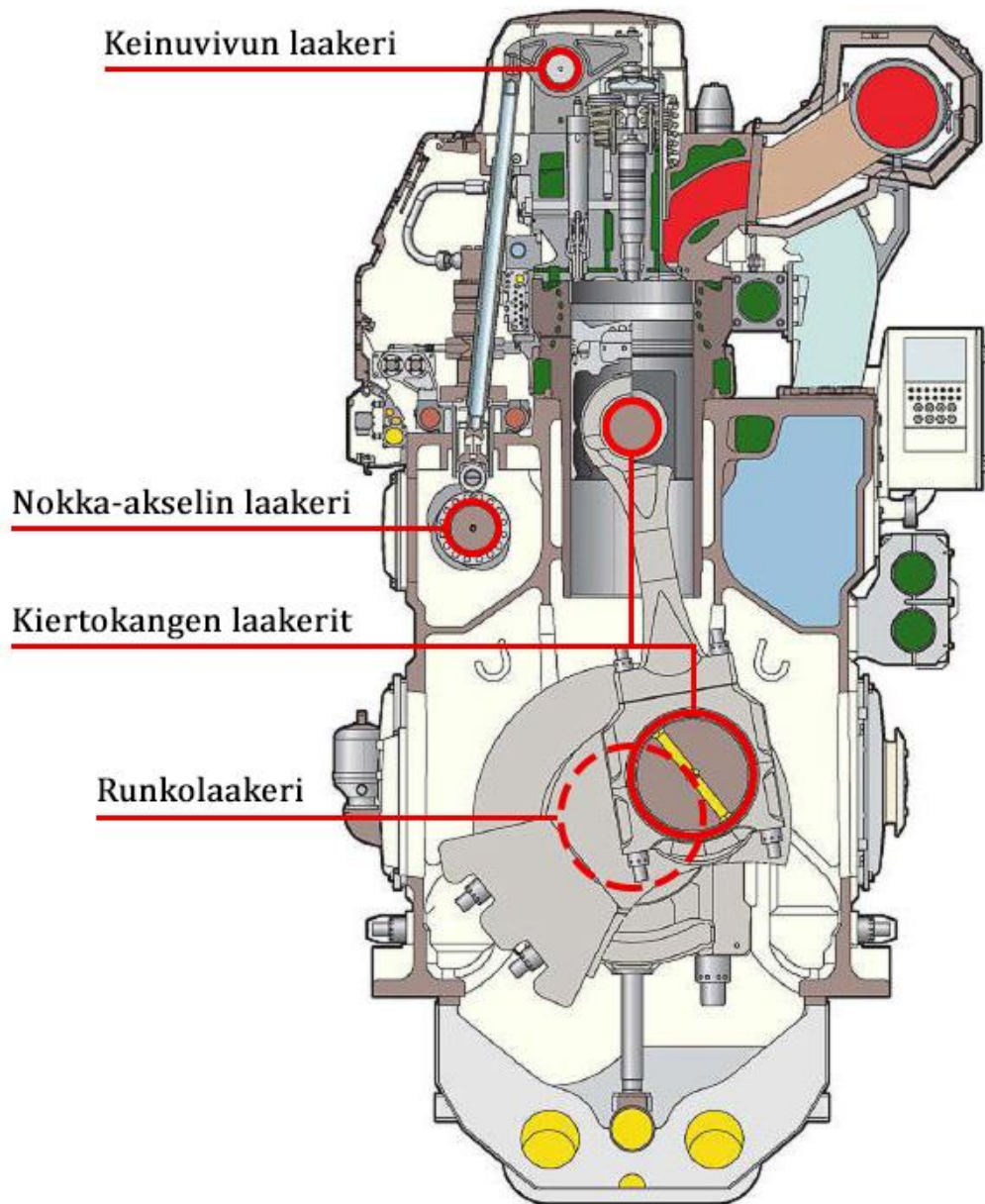
Kiertokangen liukulaakerit ovat säteislaakereita, joiden kuormitus on lähinnä radiaalista, eikä aksiaalisia voimia esiinny juuri lainkaan. Kuvassa 5 on esitetty kiertokangen laakeriin vaikuttavan voiman suuruus ja suunta. Tulokset on saatu laskentaohjelmistolla AVL Excite. Kuvasta nähdään, että yläkuolokohdassa työtahdin alkaessa suurin voima kohdistuu kiertokangen laakerin yläpinnalle. Pakotahdin alkaessa voima kohdistuu kiertokangen laakerin alapinnalle. Suurin voima kohdistuu kiertokangen laakerissa lähinnä laakerin yläpinnalle koko työkierron aikana. Laakerin väsymisluku mitoitetaan tätä vastaan. Pyörivä massavoima on laakeriin jatkuvasti vaikuttava minimikuorma ja kuvassa 5 tämä näkyy 90 ja 270 asteen kohdalla. Vaihteleva voima vaikuttaa lisäksi laakerin voiteluainekalvon paksuuteen eli kalvonpaksuus on pienimmillään suurimman voiman kohdalla. AVL Excite laskentaohjelmiston tulostama laakerivoiman polaarirata on piirretty käyttäen laakerin kulmaan. Laakerin kulman 0 astetta on kiertokangen varren suuntainen.



Kuva 5. Kiertokangen laakerin voiman polaarirata työkierron aikana (Wärtsilä Oyj, 2019).

2.3 Laakereiden kuormituksen tyypit

Laakereiden kuormituksen tyypit vaihtelevat laajasti käyttökohteen mukaan. Laakereihin kohdistuvat kuormituksen tyypit voivat olla impulssimaista, jaksottaista, jatkuvaa tasaista kuormaa tai jatkuvaa tasaista kuormaa kuormitushuipuilla. Kuvassa 6 on esitetty esimerkkejä moottorin laakereista. Nokka-akselin ja keinuviipujen laakerien kuormitus on impulssimaista, kun taas kiertokangen laakerien ja runkolaakerien kuormitus on jatkuvaa tasaista kuormaa kuormitushuipuilla.



Kuva 6. Moottorin laakerit ja sijainti (mukaillen Wärtsilä Oyj, 2019).

2.4 Wärtsilän kiertokangen laakerit

Wärtsilän moottoreiden kiertokangissa käytetään puolikkaista valmistettuja säteisliuku-laakereita (kuva 7), jotka ovat joko kaksikerros- tai kolmikerroslaakereita (bi- tai trimetal-lilaakereita). Kaksikerroslaakereissa käytetään tavallisesti alumiiniseoksia, joissa ulko-kuori on terästä ja liukupinta alumiiniseosta. Kolmikerroslaakereissa sisävuoraus on tyyppillisesti lyijypronssia, joka valmistetaan sintraamalla tai valamalla teräskuoren

sisäpintaan. Laakerin liukupinta päällystetään yleensä ohuella tinapohjaisella liukukerroksella. Laakeripuolikkaissa on tavanomaisesti taivutettu paikoituskieli ja koneistetut voiteluainetaskut. Paikoituskieliä käytetään asettamaan laakeri paikoilleen ja voiteluainetaskujen kautta syötetään voiteluaine.

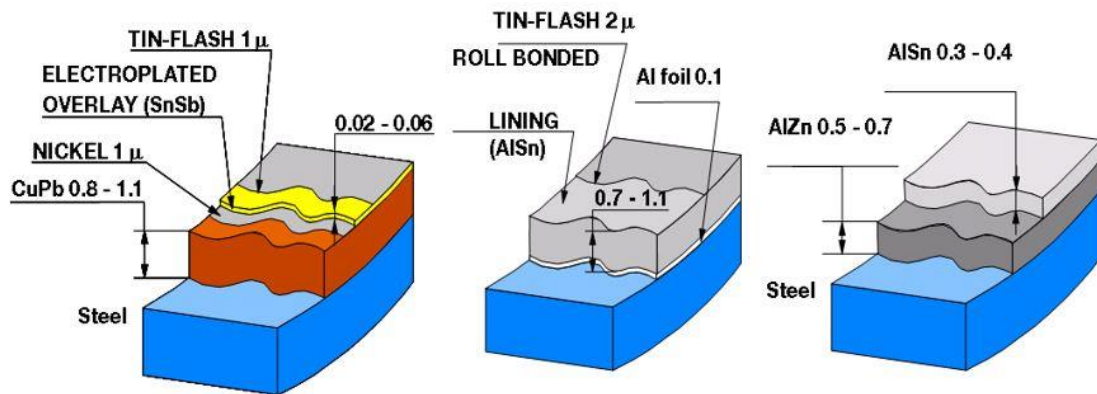


Kuva 7. Puolikkaista valmistettu liukulaakeri.

Kuvassa 8 on esitetty Wärtsilän yleisesti käyttämien monikerroslaakereiden rakenne. Vasemmalla on trimetallilaakeri, joka koostu teräskuoresta, lyijypronssisesta sisävuorauksesta (kupariseos) ja galvanoidusta tina-antimoni liukukerroksesta (valkometalli). Sisävuorauksen ja liukukerroksen välinen nikkeli kerros estää kerrosten välisen diffuusion. Tinakerros toimii suojaavana kerroksena laakerin kuljetuksen ja asennuksen aikana. Keskellä ja oikealla on kaksi erilaista alumiinivaltaista bimetallilaakeria. Laakereiden kerrokset liitetään toisiinsa mekaanisesti rullaamalla.

Trimetallilaakerit kestävät hyvin laakerin reunapuristuksen ja pystyvät hautaamaan kovia kulumispartikkeleita. Tämä saadaan aikaan trimetallilaakereissa käytetyn pehmeän valkometalleista valmistetun liukukerroksen avulla. Valkometallit eivät kestä suuria kuormituspaineita ja tästä syystä valkometalleista valmistettua liukukerrosta käytetään lyijypronssin päällä. Kupariseokset ovat lujempia ja kestävät korkeita lämpötiloja valkometalleja paremmin (Kivioja ja muut, 2007; Glaeser, 1992).

Bimetallilaakereissa käytetään yleisesti alumiiniseoksia, joten ne ovat halpoja ja kestävät hyvin syövyttäviä olosuhteita. Bimetallilaakereiden kyky mukautua reunapuristukseen, kyky haudata kovia partikkeleita ja kuivakitkaominaisuudet ovat huonot (Kivioja ja muut, 2007; Glaeser, 1992).



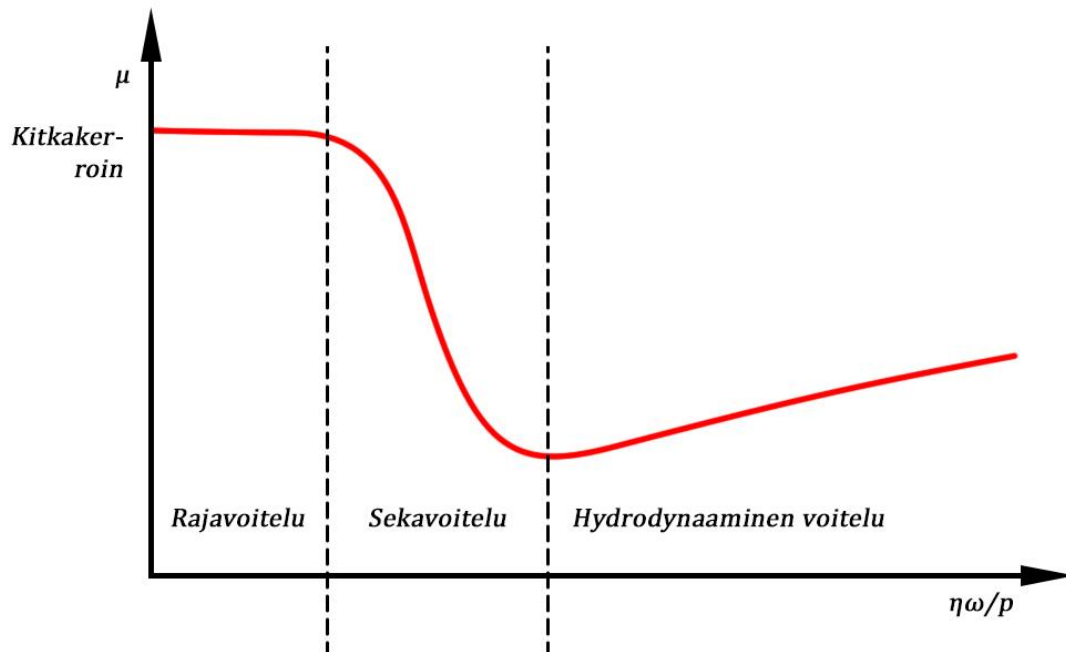
Kuva 8. Wärtsilän käyttämien bi- ja trimetallilaakereiden tyypillinen rakenne (Wärtsilä Oyj, 2015).

3 Voiteluaineteoria

Voiteluaineen tarkoituksena on vähentää liikkuvien koneenosien tai muiden kappaleiden välistä kulumista ja kitkaa. Voiteluaine estää osittain tai kokonaan osien väliset kosketukset muodostamalla kosketuspintojen väliin niitä suojaavan kalvon. Kitkan ja kulumisen kannalta edullisinta on erottaa liikkuvat osat toisistaan kokonaan voiteluainekalvolla. Tällöin ollaan nestevoitelualueella. Mikäli pintojen välistä nestevoitelua ei voida järjestää, hankaavat pinnat toisiaan käytön aikana. Tässä tapauksessa puhutaan kosketusvoitelutilanteesta. Käytännössä kosketusolosuhteet ovat usein sellaiset, että kuorma välittyy osasta toiseen osittain voiteluaineen ja pintojen välisen kosketuksen kautta (Kivioja ja muut, 2007).

3.1 Voitelumekanismit

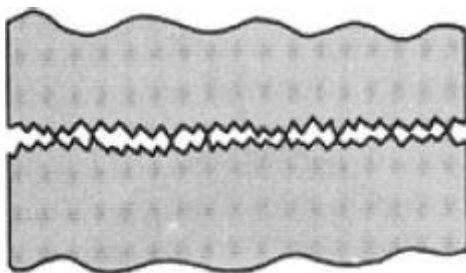
Voiteluaineen kerroksen paksuudella määritellään voitelualue, jolla kosketuspinnat erotetaan toisistaan. Toisiaan vasten liukuvien kappaleiden voitelualueet jaetaan yleensä kolmeen alueeseen: rajavoitelu, sekavoitelu ja nestevoitelu. Nestevoitelusta voidaan käyttää nimitystä hydrodynaaminen voitelu. Voitelualueiden määrittely esitetään usein Stribeckin käyrän avulla (kuva 9). Stribeckin käyrä kuvaa eri kitkakertoimien suhdetta liukunopeuteen hydrodynaamisesti toimivissa laakereissa. Käyrän vaaka-akseli käyttää dimensiotonta suuretta eli laakerin ominaislukua $\eta\omega/p$. Laakerin ominaisluvussa η merkitsee voiteluaineen viskositeettia, ω akselin kulmanopeutta ja p painetta (Aho ja muut, 1985).



Kuva 9. Stribeckin käyrä (mukaillen Aho ja muut, 1985, s. 55).

3.1.1 Rajavoitelu

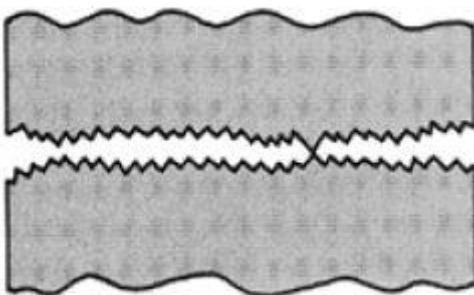
Rajavoitelutilanteessa pintojen välinen kosketus on jatkuvaa ja laajalla alueella. Varsinaista vastinpinnat erottavaa voiteluainekalvoa ei ole (kuva 10). Pintoja suojaavien ja liukastavien kalvojen paksuus rajavoitelutilanteessa on yleensä pieni verrattuna pinnankarheuteen. Pintojen välille muodostuu fysikaalisten ja kemiallisten reaktioiden kautta suojaava kerros. Suojakerros syntyy voiteluaineesta, sen lisäaineista, ympäröivästä atmosfääristä (mm. hapesta) sekä itse liukupinnoista. Tyypillinen kitkakerroin rajavoitelutilanteessa on väliltä 0,05-0,20 (Gopinath & Mayuram, 2009; Airila ja muut, 1987).



Kuva 10. Rajavoitelutilanne (Gopinath & Mayuram, 2009).

3.1.2 Sekavoitelu

Sekavoitelutilanteessa pintojen välinen kosketus on suurimmaksi osaksi erotettu voiteluaineella, mutta pintojen välistä kosketusta kuitenkin tapahtuu (kuva 11). Osan kuormasta kantaa pienikitkainen voiteluainekalvo ja loput kuormasta välittyy pinnankarheushuippujen kautta. Voiteluainekalvon paksuuden kasvaessa pinnankarheushuippujen kantama kuorma vähenee ja kosketuksen kokonaiskitkakerroin laskee. Tällä alueella kitkakerroin voi vaihdella huomattavasti pienenkin olosuhdemuutoksen ansiosta. Esimerkiksi kosketuksen lämpötilavaihtelut voivat olla merkittäviä. Sekavoitelutilanne voi muuttua lämpötilan kasvaessa rajavoitelutilanteeksi. Tyypillisesti kitkakerroin vaihtelee välillä 0,004-0,10 (Gopinath & Mayuram, 2009; Opetushallitus, 2019).

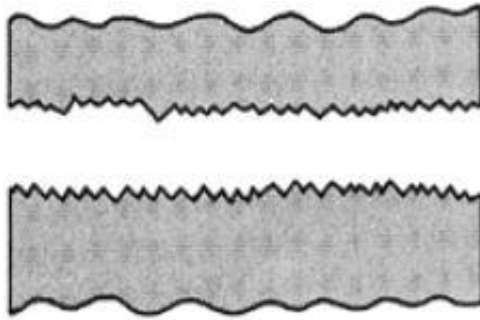


Kuva 11. Sekavoitelutilanne (Gopinath & Mayuram, 2009).

3.1.3 Nestevoitelu

Nestevoitelutilanteessa kahden osan rajapintojen kosketus erotetaan toisistaan kokonaan voiteluainekalvolla ja pintojen välistä kosketusta ei tapahdu. Näin ollen kitka on

alhainen ja kulumista ei juurikaan esiinny (kuva 12). Nestevoitelualueella liukupintojen materiaalien merkitys rajoittuu hydrodynaamisen paineen kestävykseen ja voiteluaineen hyvään tarttumiseen. Tyypillinen voiteluainekalvon paksuus nestevoitelutilanteessa on 8-20 μm ja kitkakerroin 0,002-0,010 (Gopinath & Mayuram, 2009; Kivioja ja muut, 2007).

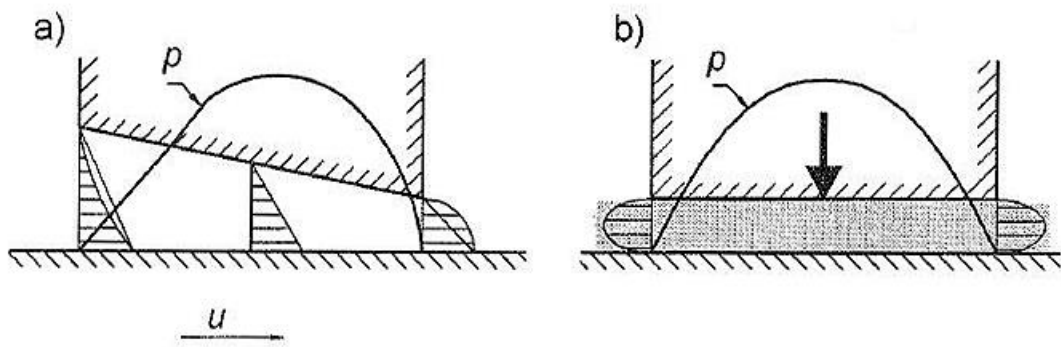


Kuva 12. Nestevoitelutilanne (Gopinath & Mayuram, 2009).

Nestevoitelussa pintojen välissä olevaan voiteluaineeseen syntyy kuormaa kantava hydrodynaaminen paine. Paine syntyy osiin kohdistuvien voimien vaikutuksesta kahdella tavalla:

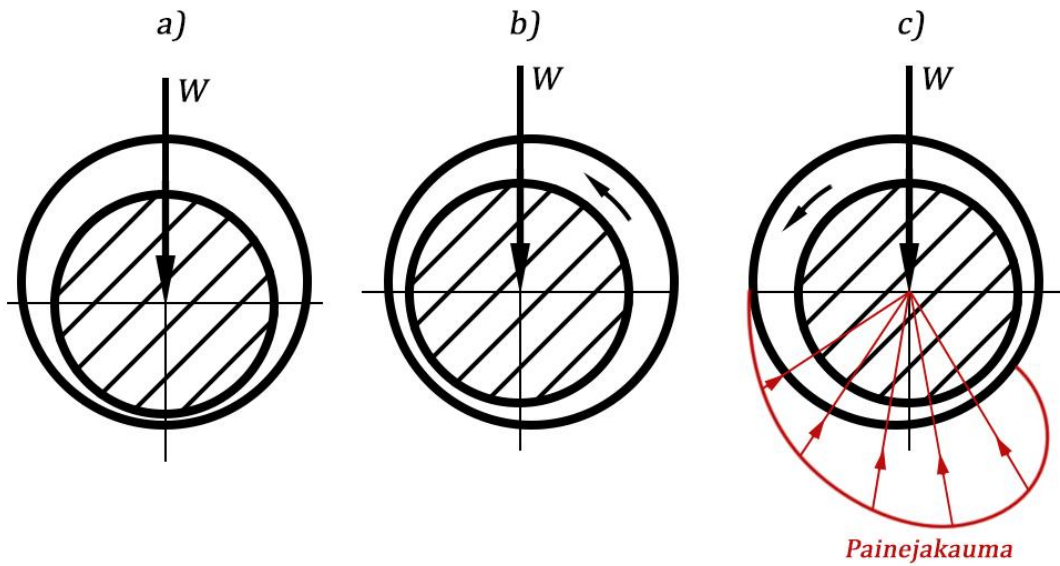
1. Neste joutuu kapenevaan, kiilamaiseen rakoön, jonka rajapinnat liikkuvat toisiinsa nähden tangentialisesti riittävällä nopeudella u (kuva 13a). Suppenevaan voiteluainekalvoon muodostuu ylipaine p , joka kantaa laakeriin kohdistuvan kuormituksen.
2. Pinnat lähestyvät toisiaan, jolloin neste pusertuu ulos pintojen välisestä kapeasta raosta (puserrusvaikutus). Liike aiheuttaa painejakauman p liukukosketuksessa ja lisää hydrodynaamisen kalvon kuormankantokykyä (kuva 13b).

(Kivioja ja muut, 2007; Stachowiak & Batchelor, 2001).



Kuva 13. Hydrodynaamisen paineen muodostuminen kahden tason välissä (mukaillen Kivioja ja muut, 2007, s. 131).

Nestevoitelun vaiheet on esitetty kuvassa 14. Levossa akseli on asettunut laakerin päälle kuvan 14a mukaisesti. Voiteluaine on tällöin lähes kokonaan puristuneena pois akselin ja laakerin kosketuspintojen välistä. Akselin ollessa paikoillaan voitelutilanteeksi voidaan olettaa rajavoitelu. Kun akseli lähtee pyörimään (kuva 14b), kitkavoimien vaikutuksesta akseli pyrkii nousemaan laakerin seinämää pitkin. Voitelualue on hetkellisesti sekavoitelu. Pyörimisnopeuden kasvaessa voiteluainetta virtaa akselin pyörimissuuntaan, jolloin syntyy akselin kuormaa W kantava hydrodynaaminen voiteluainekerros (kuva 14c). Akselin keskikohta siirtyy kuvassa 14 oikealle käynnistyksen jälkeen voiteluaineen viskositeetin ja kasvavan paineen vaikutuksesta. Näin syntyy akselin ja laakerin liukupinnat erottava hydrodynaaminen voiteluainekalvo.



Kuva 14. Nestevoitelun vaiheet (mukaiillen Marinediesels, 2018).

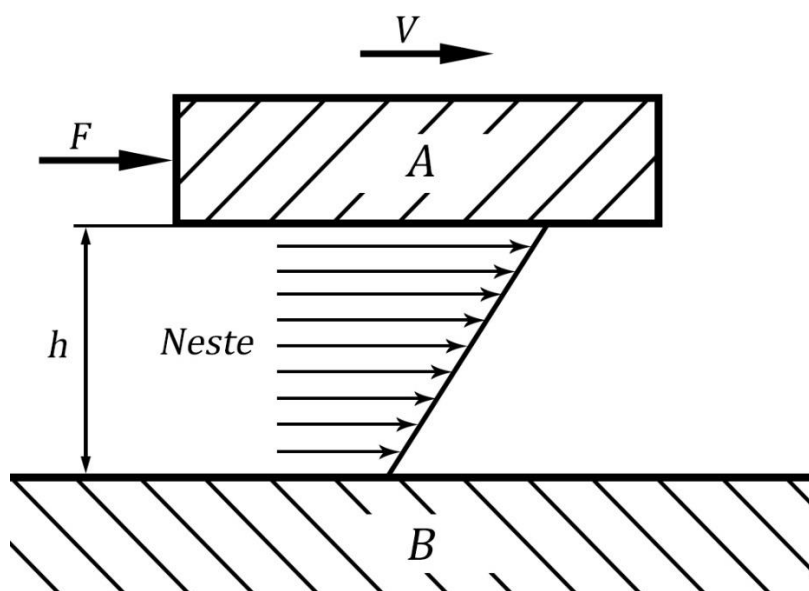
3.2 HD- ja EHD- laskenta

Liukulaakerin voiteluainekerroksen käyttäytymistä ja laakeriin kohdistuvia voimia voidaan simuloida siihen suunniteltujen laskentaohjelmistojen avulla. Ohjelmistoja ovat mm. AVL Excite ja CBEHD. Hydrodynaamisessa laskennassa kappaleiden oletetaan olevan äärettömän jäykkiä eli kappaleissa ei tapahdu muodonmuutoksia voimien vaikutuksesta. Elastohydrodynaaminen laskenta perustuu hydrodynaamiseen laskentaan, mutta siinä otetaan huomioon kappaleiden elastisuudet ja muodonmuutokset. Elastisuuden ja muodonmuutosten laskennassa hyödynnetään kappaleiden FEM -malleja (Bhushan, 2013).

3.3 Nesteen leikkausvoima

Isaac Newtonin mukaan kahden kappaleen väliseen voiteluainekerrokseen syntyy leikkausjännitys pintojen liikuessa suhteessa toisiinsa nähden. Kuvassa 15 on esitetty nesteen leikkaantumisen kahden pinnan välissä. Pinta A liikkuu tasaisella nopeudella V , voiman F vaikutuksesta. Pinta B pysyy paikoillaan. Tasaisella nopeudella liikkuvan pinnan A

pinta-ala on kohtisuorassa paikoillaan olevaan pintaan nähden. Pintojen välinen suhteellinen nopeus määrittelee leikkausnopeuden. Dynaaminen viskositeetti määritellään leikkausjännityksen ja leikkausnopeuden välisenä suhteena. Korkeampi viskositeetti lisää leikkausjännitystä, kun taas alhainen viskositeetti nostaa leikkausnopeutta ohuemman voiteluainekalvon myötä. Kuvassa 15 voiteluainekalvon paksuutta kuvaa h . Kosketuspintojen läheisyydessä neste liikkuu samalla nopeudella kuin kosketuspinta. Tämä johtuu siitä, että kosketuspinnan ja nesteen välinen adheesio on suurempi kuin nesteen koheesio (Leader, 2013; Bhushan, 2013).



Kuva 15. Nesteen leikkaantuminen pintojen välillä (mukaillen Leader, 2013, s. 10).

Viskositeetti on voiteluaineen ominaisuus, joka vastustaa liikettä aineen sisäisten kitkojen ansiosta. Tämä sisäinen kitka johtuu hiukkasten välisestä koheesiosta ja liikemäärän vaihdosta. Suuremman viskositeetin omaavat aineet (esim. Öljy) virtaavat hitaammin kuin pienemmän viskositeetin omaavat aineet (esim. Vesi). Voiteluaineen viskositeettiin vaikuttaa lähinnä lämpötila, hydrodynaaminen paine, leikkausjännitys ja leikkausnopeus. Newtonilaisesti käyttäytyville nesteille viskositeetti on vakio ja riippumaton leikkausjännityksestä ja leikkausnopeudesta (Kivioja ja muut, 2007; Haavisto, 2016; Stachowiak & Batchelor, 2001).

3.3.1 Reynoldsin yhtälö

Vuonna 1886 Osborne Reynolds julkaisi oman tutkielmansa hydrodynaamisesta voitelusta. Reynolds huomasi, että pyörivä kuormitettu akseli ei pysy samankeskisenä laakerin keskipisteen kanssa. Akselin epäkeskisyyteen vaikuttaa pyörimisnopeus ja kuorma. Suurella pyörimisnopeudella akselin epäkeskisyys pienenee, mutta pienellä pyörimisnopeudella epäkeskisyys kasvaa. Teoreettisesti akseli asettuu aina siihen asemaan, jossa kosketuspintojen etäisyys on pienimmillään suhteessa kuormaan ja pyörimisnopeuteen (Stolarski, 1990).

Hydrodynaaminen (HD) ja elastohydrodynaaminen (EHD) laskenta perustuvat Reynoldsin yhtälöön. Reynoldsin yhtälön yleinen johdettu muoto Navier-Stokes ja jatkuvuuden yhtälöistä on seuraavanlainen (Hamrock, 1994):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) & \quad (7) \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h (v_a + v_b)}{2} \right] + \rho (w_a - w_b) \\ - \rho u_a \frac{\partial h}{\partial x} - \rho v_a \frac{\partial h}{\partial y} + h \frac{\partial \rho}{\partial t}, \end{aligned}$$

missä

- x liukusuunnan suuntainen koordinaatti
- y sivuttaisen pursotuksen suuntainen koordinaatti
- ρ voiteluaineen tiheys
- h voiteluainekerroksen paksuus
- η voiteluaineen viskositeetti
- p voiteluainekalvon paine
- u_a yläpinnan liukunopeus x-suunnassa
- v_a yläpinnan liukunopeus y-suunnassa
- w_a yläpinnan liukunopeus z-suunnassa

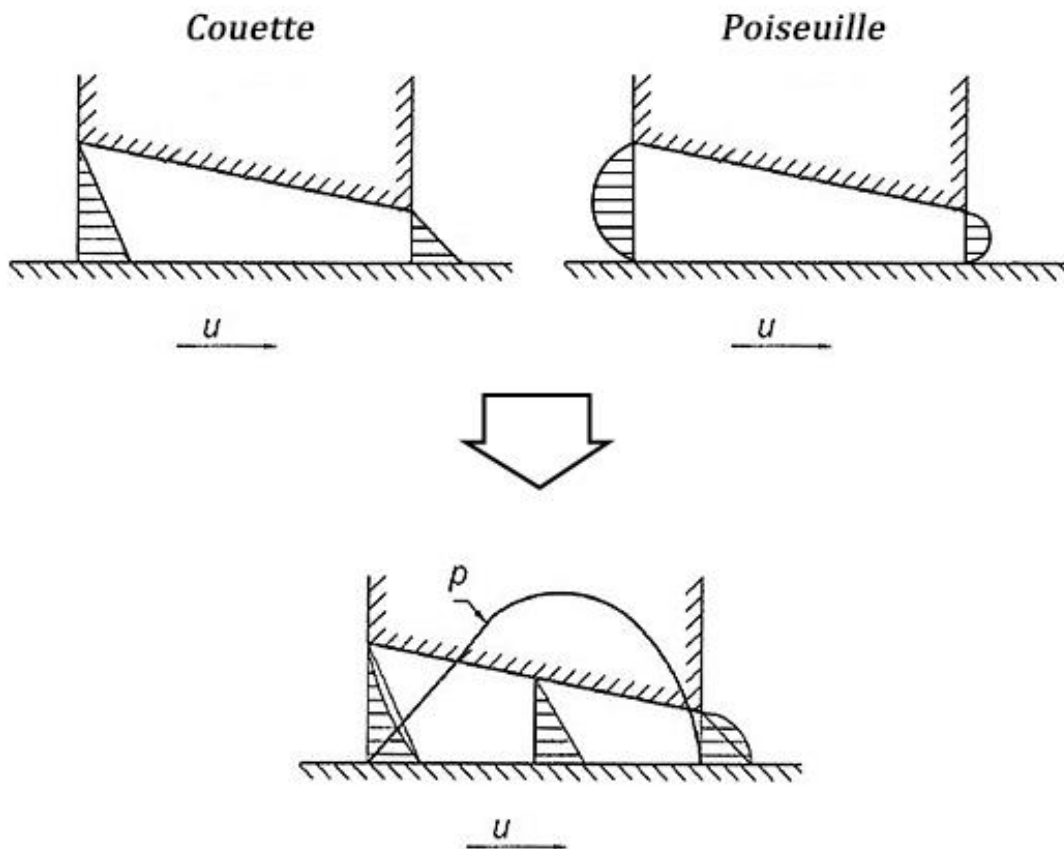
- u_b alapinnan liukunopeus x-suunnassa
 v_b alapinnan liukunopeus y-suunnassa
 w_b alapinnan liukunopeus z-suunnassa
 t aika.

Reynoldsin yhtälön yleisessä johdetussa muodossa kaksi ensimmäistä termiä ovat Poiseuille termejä. Poiseuille termit kuvaavat painegradientista aiheutuvaa voiteluaineen nettovirtausta voitelualueella. Termin kuvaama voiteluaineen nettovirtaus on esitetty kuvassa 16. Poiseuille termit (Hamrock, 1994):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \quad (8)$$

Reynoldsin yhtälön kolmas ja neljäs termi ovat Couette termejä. Couette termit kuvaavat voitelupintojen liukunopeuksien aiheuttamaa voiteluaineen virtausnopeutta. Tämä on esitetty kuvassa 16. Couette termit (Hamrock, 1994):

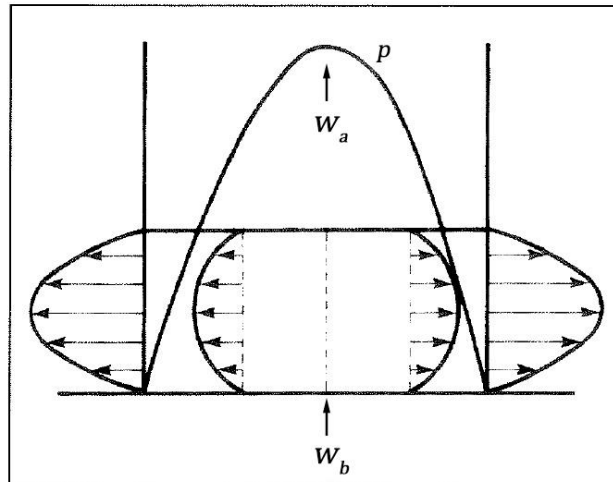
$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h(u_a + u_b)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h(v_a + v_b)}{2} \right] \quad (9)$$



Kuva 16. Reynoldsin yhtälön Couette ja Poiseuille virtauksista syntyvä voiteluaineen nopeusprofiili (mukaillen Kivioja ja muut, 2007, s. 131).

Viides, kuudes ja seitsemäs termi Reynoldsin yhtälössä kuvaavat puristuksesta aiheutuvaa voiteluaineen nettovirtausta eli puristusvaikutusta. Puristusvaikutus on esitetty kuvassa 17. Puristusvaikutuksen termit (Hamrock, 1994):

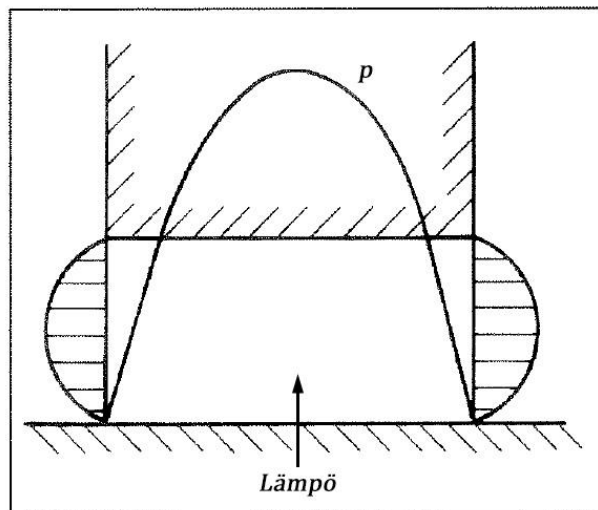
$$\rho(w_a - w_b) - \rho u_a \frac{\partial h}{\partial x} - \rho v_a \frac{\partial h}{\partial y} \quad (10)$$



Kuva 17. Puristuksesta aiheutuva voiteluaineen virtauksen profiili (mukaillen Hamrock, 1994, s. 155).

Yhtälön viimeinen termi kuvaa voiteluaineen lämpölaajenemisesta aiheutuvaa voiteluaineen virtausta. Lämpölaajenemisesta aiheutuva voiteluaineen virtaus on esitetty kuvassa 18. Lämpölaajenemisen virtauksen termi (Hamrock, 1994):

$$h \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (11)$$



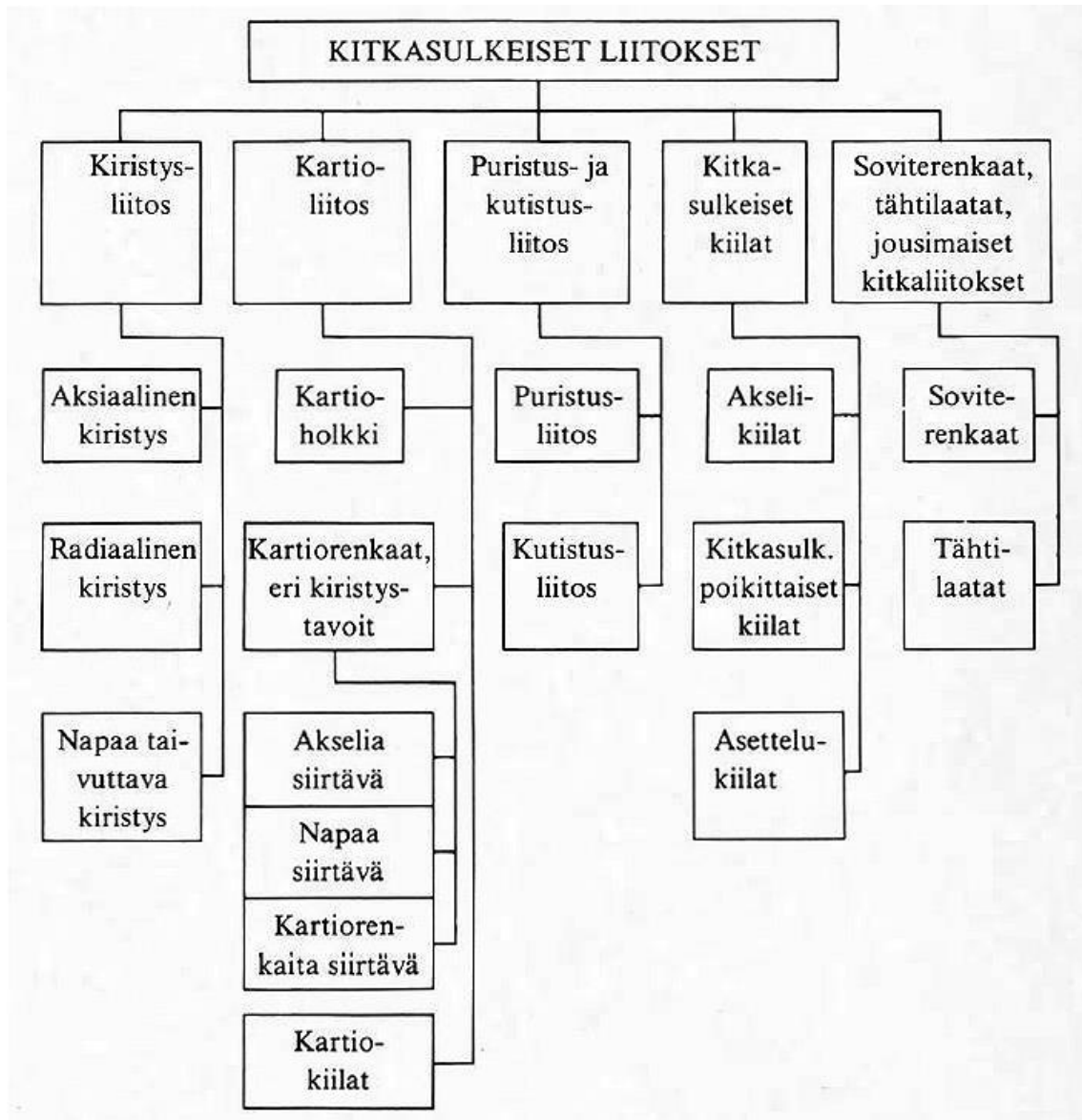
Kuva 18. Voiteluaineen lämpölaajenemisesta aiheutuva voiteluaineen virtauksen profiili (mukaillen Hamrock, 1994, s. 156).

4 Liitosmenetelmät koneenrakennuksessa

Koneenrakennuksessa osat voidaan kiinnittää toisiinsa mm. kitkaliitoksella, ruuviliitoksella, liimaliitoksella tai muotosulkeisella liitoksella. Kappaleessa 7 arvioidaan tarkemmin tässä kappaleessa esitettyjen liitosmenetelmien soveltuminen laakerin kiinnittämiseen laakeripesään.

4.1 Kitkaliitos

Kitkasulkeisissa liitoksissa toisiinsa kiinnitettävät osat saadaan pysymään paikoillaan kosketuspintojen välisen paineen ja kitkavoiman ansiosta. Kitkaliitosten kuormankantokyky on suoraan verrannollinen liitospintojen kitkakertoimeen ja liitospaineeseen. Hyvä esimerkki yksinkertaisesta kitkaliitoksesta on akselin ja navan liittäminen toisiinsa. Akselin halkaisija on hieman navan sisähalkaisijaa suurempi. Asennus tapahtuu lämmittämällä napaa, jolloin se laajenee ja akseli voidaan asentaa paikoilleen. Lisäksi akselia voidaan kutistaa jäädyttämällä ennen napaan liittämistä. Materiaaliparien lämpötilojen tasaantumisen jälkeen kosketuspintojen välille syntyy suuri radiaalipaine ja kitkavoima. Radiaalipaine laakerin ja laakeripesän välillä on tavallisesti 8...10 MPa. Kuvassa 19 on esitetty yleisimmät kitkaliitoksen tyypit ja käyttökohteet. Kitkasulkeiset liitokset voidaan jakaa kiristys-, kartio-, puristus- ja kutistusliitoksiin sekä kitkasulkeisiin kiilaliitoksiin. Lisäksi kitkasulkeisiin liitoksiin kuuluu soviterenkailla, tähtilaatoilla ja jousimaisilla elementeillä lukittuvat liitokset (Kivioja, 2000; Stolarski, 1990).



Kuva 19. Kitkasulkeisten liitosten lajittelu (Airila ja muut, 1987, s. 105).

4.1.1 Laakeriliitos

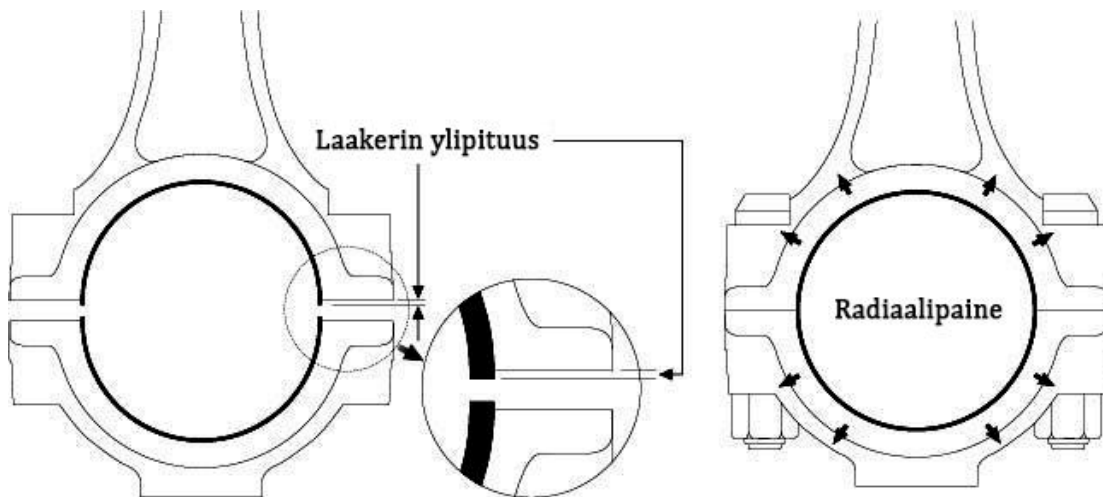
Yleisimmin käytetty laakeriliitos on puristus- ja kutistusliitos, jossa laakerin ulkohalkaisija on laakeripesän sisähalkaisijaa suurempi. Liitos voidaan toteuttaa kahdella eri tavalla riippuen laakerityypistä:

1. Holkkilaakerit asennetaan jäähdyttämällä laakeria niin paljon, että sen ulkohalkaisija on pienempi kuin laakeripesän sisähalkaisija. Jäähdytetty laakeri saadaan

asennettua pesään. Laakerin ja laakeripesän välille syntyy radiaalipaine, kun laakerin ja laakeripesän lämpötilat ovat tasaantuneet samaan lämpötilaan.

2. Puolikkaista valmistettujen laakereiden pituudet ovat laakeripesän sisähalkaisijaa tai tarkemmin sanottuna kehäpituutta suuremmat. Laakeri asennetaan kaksiosaiseen pesään siten, että laakeripuolikkaiden ylipituus painetaan kasaan liitoksen ruuvivoimalla.

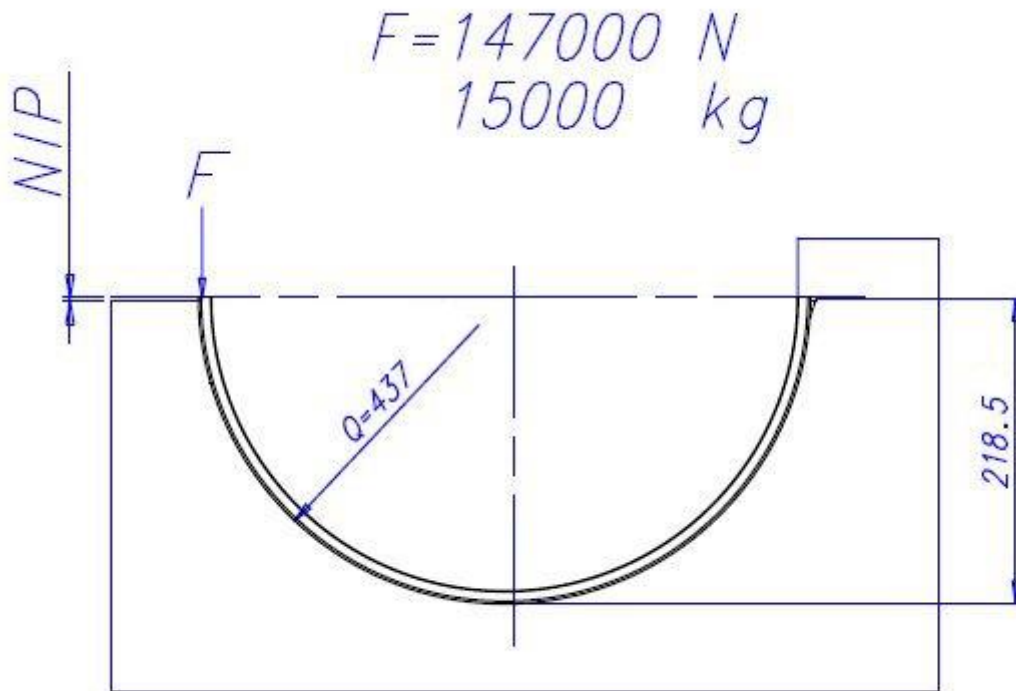
Kuvassa 20 on esitetty kiertokangon laakeriin syntyvä radiaalipaine ruuvien kiristämisen jälkeen.



Kuva 20. Radiaalipaineen muodostuminen kiertokangon laakerissa (mukaillen Tomei The Engine Specialist, 2009).

Puolikkaista valmistettujen laakereiden vapaa pituus määritellään kolmen parametrin avulla: mittaupesän sisähalkaisija, mittausvoima ja nip-arvo. Nip-arvo on laakerin ylipituus suhteessa laakeripesän sisähalkaisijaan. Nip-arvo määritellään laakerin ja laakeripesän kehäpituuksien erona tietyllä testivoimalla puristettuna. Laakeria puristetaan tietyllä testivoimalla, jolloin laakerin epämuodostumat saadaan puristettua laakeripesää vasten. Mittausvaiheessa laakerin ylipituutta ei puristeta täysin kasaan. Puristuksen jälkeen laakerin todellinen pituus voidaan mitata. Laakerin nip-arvoon vaikuttavat laakerin ulkohalkaisija, testivoima ja laakerin paksuus. Nip-arvon tarkoituksena on synnyttää suuri

radiaalipaine laakerin ja laakeripesän välille ruuvien kiristämisen jälkeen. Kuvassa 21 on esitetty parametrit, joilla nip-arvo määritellään (Wärtsilä Oyj, 2016; Neale, 1973).



Kuva 21. Nip-arvon määritelmä (mukaillen Wärtsilä Oyj, 2011).

4.2 Ruuviliitos

Ruuvit ovat lukumääräisesti eniten käytettyjä koneenosia. Ruuviliitokset ovat yleisin irrotettava liitostapa koneenrakennuksessa. Ruuviliitoksen suosio perustuu pääasiassa seuraaviin etuihin:

- ruuviliitos on helppo asentaa ja purkaa
- oikein käytettynä erittäin luotettava
- ruuviliitosta voidaan käyttää monenlaisissa olosuhteissa
- standardiruuvit ovat suhteellisen halpoja.

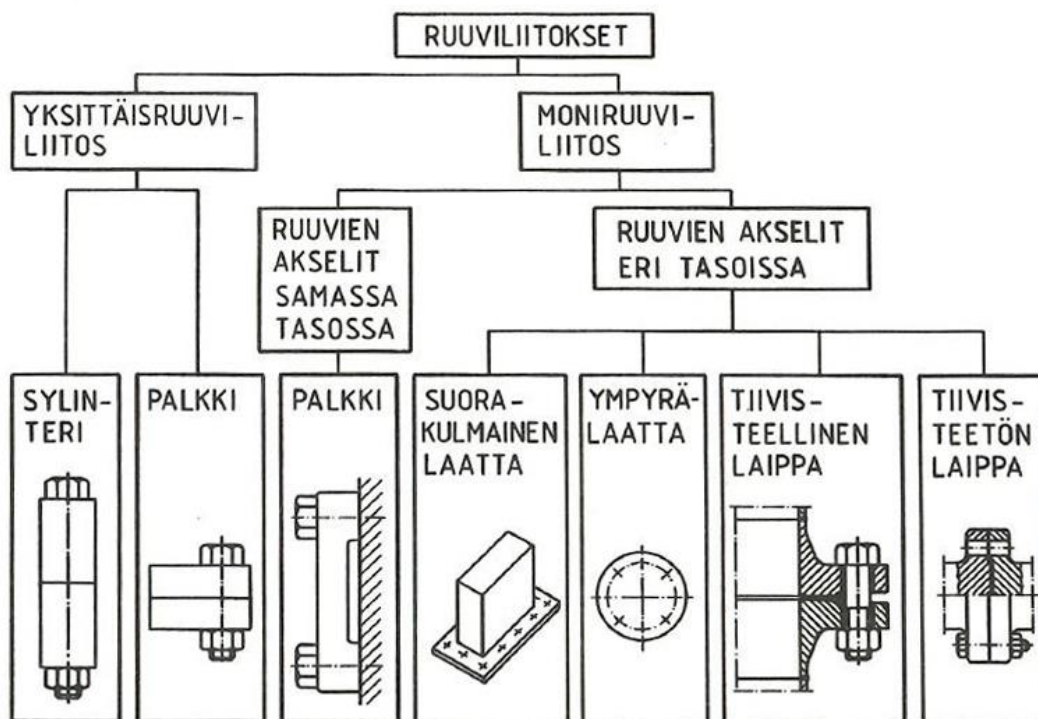
Ruuviliitoksen haittoja puolestaan ovat seuraavat:

- ruuveissa on monta epäjatkuvuuskohtaa, joissa on suuret jännityshuiput

- ruuviliitoksen luotettavuus (väsymislujuus ja kiinnipysyminen) riippuvat melko paljon vaikeasti hallittavasta kiristysmomentista

(Airila ja muut, 2003).

Liitosruuvien kuormittumiseen vaikuttaa ulkoisen kuormavoiman ja momentin lisäksi liitettävien osien rakenne. Tavallisesti käytetyt ruuviliitostyypit on esitetty kuvassa 22. Ruuviliitokset jaetaan yksittäis- ja moniruuviliitoksiin. Ruuvien akselit voidaan asettaa samaan tai eri tasoon liitettävien osien kanssa. Liitoksissa kaikki ruuvit ovat kuormittamattomassa tilassa ja kohtisuorassa liitettävien kappaleiden liitospintoja vastaan. Yleisimmin käytettyjen ruuviliitostenkin välillä voi olla geometrisesti hyvin paljon eroavaisuuksia. Tämän vuoksi täsmällisten laskentayhtälöiden muodostaminen ei ole mahdollista. Mikäli liitos halutaan laskea mahdollisimman tarkasti, on laskennassa käytettävä elementtimenetelmää eli FEM-laskentaa. Tämä on kuitenkin melko työlästä, minkä vuoksi käytännön suunnittelutyössä käytetään erilaisia likimääräismenetelmiä (Airila ja muut, 2003).



Kuva 22. Tavallisimmat ruuviliitostyypit (Airila ja muut, 2003, s. 196).

Useimpia ruuviliitoksia kuormittaa ruuvin akselin suuntaisen voiman lisäksi tätä vastaan kohtisuora leikkausvoima. Koneenrakennuksessa ruuviliitokset suunnitellaan yleensä siten, että leikkausvoima siirretään kappaleesta toiseen ruuvin aksiaalivoiman aiheuttaman kitkavoiman avulla. Tällöin ruuvin varressa ei ole muuta leikkausjännitystä kuin kiristysvääntömomentista jäljelle jäänyt vääntöleikkausjännitys (Airila ja muut, 2003).

Ruuviliitoksen laskentaan löytyy useita eri menetelmiä ja huomioitavia asioita. Näitä ovat mm. ruuvin kierreprofiili, materiaali, pintakäsittely, kiristysmomentti, esikiristysvoima sekä ruuvin ja liitettävien osien joustavuudet. Työssä arvioidaan, mikäli laakerin kiinnittäminen ruuvien avulla laakeripesään on mahdollista. Ruuviliitoksen laskenta on jätetty työstä pois.

4.3 Liimaliitos

Liimaus on ainesulkeinen liitos kuten juotto- ja hitsausliitos, joka soveltuu metallien lisäksi useimmille epämetallisille aineille. Liimausta käytetään usein ruuviliitoksen, piste-hitsauksen tai niittiliitoksen kanssa. Liimaus lisää liitoksen lujuutta ja samalla estää korroosion liitosten välillä. Liitoksen lujuusarvot riippuvat kovettumislämpötilasta (kuumatai kylmäliimaus) ja käytetystä liimasta sekä käyttölämpötilasta. Liimaliitoksen lujuus voi heikentyä nopeasti lämpötilan noustessa (Kivioja, 2000).

Taulukossa 1 on esitetty esimerkkejä kylmänä ja kuumana lujittuvista liimoista sekä niiden leikkausmurtolujuuksista ja käyttölämpötiloista.

Taulukko 1. Esimerkkejä kylmänä ja kuumana lujittuvista liimoista (mukaillen Airila ja muut, 2003, s. 316).

	Perusaine	Lujittumis- lämpötila ja aika	Leikkausmur- tolujuus τ_B (MPa)	Lämpöti- lan maksimi T °C	Käyttöalue
Kylmässä lujittuva Agomet M	Akryylihartsi	20 °C 24 h 50 °C 1 h	39 ... 48	80 °C	Teräs, kevytmetallit, kovat muovit
Araldit AY 105	Epoksihartsi	20 °C 30 h 120 °C 1 h 150 °C 3 h	12 ... 20	60 °C	Metallit, lasi, kertamuovit, keramiikka
Bostik 788	Polyesterihartsi	23 °C 48 ... 170 h	15 ... 18	80 °C	Metallit, kertamuovit, keramiikka
Sicomet 85	Syanakrylaatti	20 °C 5 s ... 5 min	26	110 °C	Metallit, ei huokoiset aineet
Lämpimänä lujittuvat Araldit AT1	Epoksihartsi	110 °C 28 h 200 °C 5 h	37 ... 57 Al/Al 50 ... 55 St/St	150 °C	Metallit, keraamit, lasikuitulujitetut muovit
Bostik 776	Fenolihartsi	150 °C 0,6 h	38 Al/Al	90 °C	Metallit, keraamit, kertamuovit
Redux 64	Fenolihartsi-polyvinyyli	145 °C 5 h 180 °C 1 h	30 ... 35 Al/Al 35 ... 40 St/St	300 °C	Metallit, jarrupinnoitteet
Scotch-Weld Klebefilm AF 42	Nylon epoksihartsi	175 °C 1 h 230 °C 30 s	34 Al	120 °C	Metallit, lasi, keramiikka, lasikuitulujitetut muovit

4.3.1 Liimaliitoksen laskenta

Akselin ja navan liimaliitoksen laskentaperiaatteita voidaan soveltaa laakerin ja laakeripesän liimaliitoksen lujuuden selvittämiseen. Liimaliitoksen suurin sallittu vääntömomentti M_g saadaan laskettua yhtälöllä 12.

$$M_g = f\tau_g \frac{1}{2}\pi D_h^2 l_h \quad (12)$$

missä

- f lujuuden alennuskerroin
 τ_g vääntöleikkauslujuus eli leikkausmurtolujuus
 D_h laakeripesän sisähalkaisija
 l_h laakeripesän leveys.

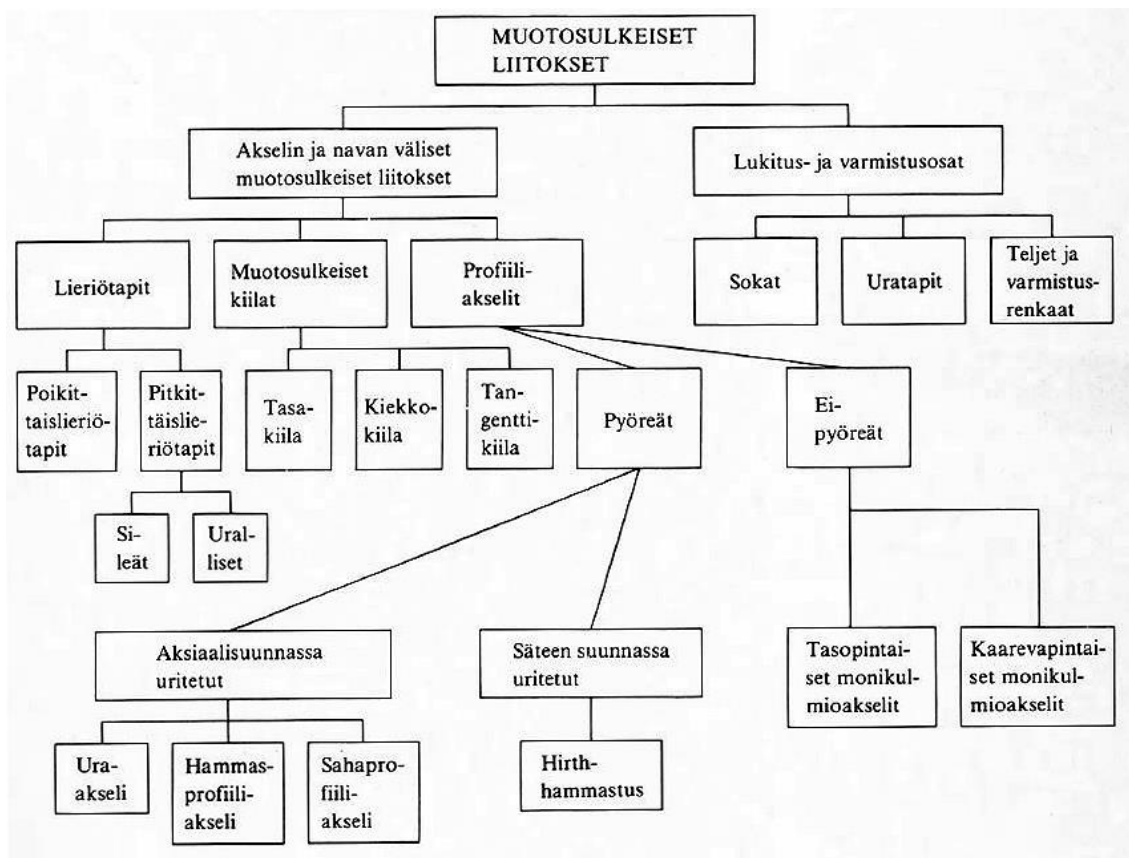
Kerroin f on useiden tekijöiden tulo, joka saadaan taulukosta 2. Liimaliitoksen laskennan tulokset on käyty läpi kappaleessa 7.5.1 (Airila ja muut, 2003).

Taulukko 2. Liimaliitoksen lujuuden alennuskertoimet akseli-napaliitoksille (mukaillen Airila ja muut, 2003, s. 316).

Vaikutussuureet	Kerroin	Vaikutussuureet	Kerroin
(1) Materiaalikerroin Niukkaseosteiset teräkset. Seostetut NiCr teräkset. Alumiini ja Al-seokset. Kupari ja Cu-seokset. Harmaa valurauta. Keinoaineet.	f_1 1,0 0,8 0,7 0,5 0,4 0,3	(5) Kuormituksen suunnan kerroin Kun annetaan vääntöleikkauslujuus τ_T ja kuormitus on tangentiaalinen. Kun annetaan puristusleikkauslujuus τ_D ja kuormitus on tangentiaalinen.	f_5 1,0
(2) Liimakerroksen paksuus d (μm) < 50 50 ... 100 100 ... 150 150 ... 200	f_2 1,0 0,9 0,6 0,3	(6) Kuormituksen laji Staattinen. Tykyttävä. Vaihtokuormitus. Epätasaisesti vaihtuva tai iskumainen.	f_6 1,0 0,7 0,5 0,2
(3) Pinnankarheus R_z (μm) Kun annetaan vääntöleikkauslujuus < 40 > 40 Kun annetaan τ_D 5 ... 10 10 ... 20 20 ... 30 > 40	f_3 1,0 0,5 0,8 0,6 0,55 0,45	(7) Käyttölämpötila T ($^{\circ}\text{C}$) Liiman lämpötilankesto ≥ 150 $^{\circ}\text{C}$ T : 20 ... 50 50 ... 100 100 ... 150 Liiman lämpötilankesto ≤ 200 $^{\circ}\text{C}$ T : 20 ... 100 100 ... 150 150 ... 200	f_7 1,0 0,5 (0,1) 1,0 0,7 0,4
(4) Liitospinnan ala A (mm^2) < 200 200 ... 1000 1000 ... 50000 5000 ... 10000 10000 ... 50000	f_4 1,0 0,9 0,8 0,75 0,6	(8) Lujittumisen laji Korkeissa lämpötiloissa lujittuvat (noin 80 ... 120 $^{\circ}\text{C}$). Huoneenlämpötilassa lujittuvat. Kiihdytintä käyttävät.	f_8 1,0 0,8 0,6

4.4 Muotosulkeinen liitos

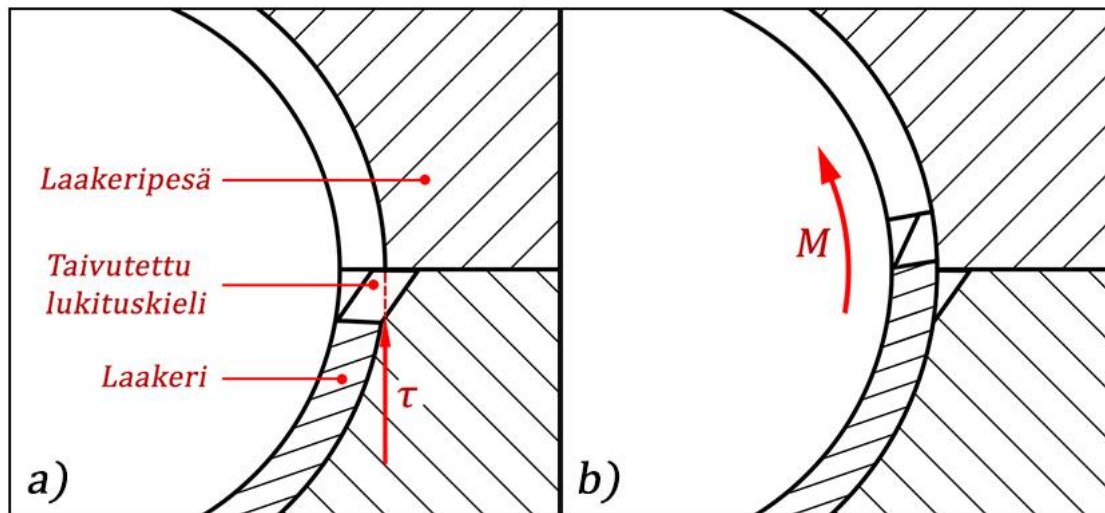
Muotosulkeisissa liitoksissa liitos saadaan aikaan muoto-osilla. Osiin kohdistuu kitkasta riippumaton normaali- ja leikkausvoima sulkemisen aikana. Vaihtosuuntaisessa kuormituksessa on haittana vällys, joka saadaan poistettua esikuormituksella. Muotosulkeisten liitosten luokittelu on esitetty kuvassa 23. Muotosulkeiset liitokset jaetaan kahteen pääryhmään: akselin ja navan välisiin muotosulkeisiin liitoksiin sekä lukitus- ja varmistusosiin (Airila ja muut, 1987).



Kuva 23. Muotosulkeisten liitosten lajittelu (Airila ja muut, 1987, s. 95).

4.4.1 Muotosulkeisen liitoksen laskenta

Laakerin muotolukitus voidaan toteuttaa käyttämällä tasakiiloja tai laakerista taivutettuja lukituskieliä. Ruuvilukitteiset tasakiilat sopivat hyvin suurille ja raskaille laakeripuolikkaille. Kiilat pitävät laakerin paikoillaan laakeripesässä asennuksen aikana. Kuvassa 24 on esitetty menetelmä laakerin lukitsemiseen käyttäen lukituskieliä. Kuvasta 24a nähdään lukituskieleen kohdistuva leikkausjännitys τ , joka syntyy laakeriin kohdistuvasta vääntömomentista M . Vääntömomentsi pyrkii leikkaamaan lukituskieltä kuvan 24b mukaisesti. Muotolukitus tasakiilojen avulla toimii samalla periaatteella. Muotosulkeisen liitoksen lujuuteen vaikuttaa lukituselementin myötölujuus, poikkileikkauksen pinta-ala ja leikkausjännityksen suuruus (Neale, 1973).



Kuva 24. Muotolukitus lukituskielen avulla ja siihen vaikuttava leikkausjännitys ja vääntömomentti.

Lukituselementin pidättämisen vääntömomentin M_l suuruus saadaan laskettua kaavan 13 avulla. Leikkausjännityksen arvona käytetään lukituselementin myötölujuutta. Näin saadaan selville tietyistä materiaalista valmistetun lukituselementin suurin sallittu vääntömomentti.

$$M_l = A_f \tau r \quad (13)$$

missä

A_f muotosulkeisen liitoksen leikkauksen pinta-ala

τ leikkausjännitys

r akselin säde.

5 Laakeriliitoksen laskenta

Tässä luvussa käydään läpi laakeriliitoksen laskenta. Laskennan tuloksina saadaan laakerin ja laakeripesän välillä vaikuttava radiaalipaine, kitkavoima, leikkausjännitys sekä kitkavoimasta syntyvä vääntömomentti.

Liukulaakereilta vaaditaan hyvä kiinnittyminen laakeripesään, jotta laakeri pysyy paikoillaan moottorin käytön aikana. Hyvä laakeriliitos mahdollistaa lisäksi riittävän lämmönsiirron laakerin ja laakeripesän välillä. Laakereiden tulee kestää niihin kohdistuva puristusvoima sekä moottorin käytön aikana syntyvät voimat. Laakereihin syntyy pysyviä muodonmuutoksia, mikäli voimat ylittävät laakerimateriaalin myötörajan.

5.1 Nip-arvon mukainen laskenta

Puolikkaista valmistettujen laakereiden laskennassa selvitetään laakerin puristuminen testivoiman vaikutuksesta, laakerin pituus ilman puristusta ja laakerin ylimitta. Näiden suureiden avulla voidaan laskea laakerin ja laakeripesän välille syntyvä radiaalipaine. Radiaalipaineen avulla saadaan kitkavoima, tangentialinen leikkausjännitys ja vääntömomentti.

Laakerin puristuminen v testivoiman vaikutuksesta saadaan laskettua yhtälön 14 avulla (Wärtsilä Oyj, 2009).

$$v = \frac{D_t F_t}{2A_b E_t \mu} * (1 - e^{-\mu\pi}), \quad (14)$$

missä

- D_t testipenkin sisähalkaisija
- F_t testivoima
- A_b laakerin poikkileikkauksen pinta-ala
- E_t testipenkin kimmokerroin

μ kitkakerroin testipenkin ja laakerin välissä.

Laakerin pituus ilman puristusta u_L saadaan laskettua kaavan 15 avulla. Aluksi täytyy tietää testipenkin sisähalkaisija D_t , nip-arvo S_N ja laakerin puristuminen testivoiman vaikutuksesta v (Wärtsilä Oyj, 2009).

$$u_L = \frac{\pi}{2} D_t + S_N + v \quad (15)$$

Laakerin ylimitta eli laakerin ulkohalkaisijan suuruus yli laakeripesän sisähalkaisijan δ saadaan laskettua yhtälöllä 16. Ennen laskentaa täytyy tietää laakerin pituus ilman puristusta u_L ja testipenkin sisähalkaisija D_t (Wärtsilä Oyj, 2009).

$$\delta = \frac{2}{\pi} u_L - D_t \quad (16)$$

5.1.1 Radiaalipaine

Laakerin asennuksen aikana syntyvä radiaalipaine p_r saadaan laskettua kaavan 17 avulla. Radiaalipainetta laskiessa oletetaan, että radiaalipaineen synnyttämä laakeripesän sisähalkaisijan suureneminen ja laakerin ulkohalkaisijan pieneneminen ovat yhteensä laakerin ylimitta δ (Ylinen, 1970).

$$p_r = \frac{\delta}{b} * \frac{1}{\frac{1}{E_1} \left(\frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \nu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \nu_2 \right)}, \quad (17)$$

missä

- a laakerin sisähalkaisija
- b laakeripesän sisähalkaisija
- c laakeripesän ulkohalkaisija
- ν_1 Poissonin luku laakeripesän materiaalille
- ν_2 Poissonin luku laakerin materiaalille

E_1 laakeripesän kimmokerroin

E_2 laakerin kimmokerroin.

5.1.2 Kitkavoima

Kitkavoima F_μ voidaan laskea, kun tiedetään laakerin ja laakeripesän välinen radiaalipaine. Kitkavoima pitää laakerin paikoillaan laakeripesässä. Laakeriin vaikuttavat voimat eivät saa ylittää laakeria paikoillaan pitävää kitkavoimaa (Wärtsilä Oyj, 2009).

$$F_\mu = \mu p_r \pi b L, \quad (18)$$

missä

μ kitkakerroin laakerin ja laakeripesän välissä

p_r radiaalipaine

b laakeripesän sisähalkaisija

L laakerin leveys.

5.1.3 Tangentiaalinen leikkausjännitys

Radiaalipaineen avulla saadaan laskettua laakeriin kohdistuva tangentiaalinen leikkausjännitys σ_t , joka syntyy laakeriin asennuksen aikana. Tangentiaalinen leikkausjännitys saadaan laskettua yhtälön 19 avulla (Ylinen, 1970).

$$\sigma_t = \frac{2p_r b^2}{b^2 - a^2}, \quad (19)$$

missä

p_r radiaalipaine

b laakeripesän sisähalkaisija

a laakerin sisähalkaisija.

Laakeriin kohdistuva tangentiaalinen leikkausjännitys ei saa ylittää laakerin myötörajaa. Laakeriin muodostuu pysyviä muodonmuutoksia, mikäli myötöraja ylitetään. Tämä johtaa siihen, että laakeri ei enää pysy kunnolla kiinni laakeripesässä.

5.1.4 Vääntömomentti

Laakerin ja laakeripesän välinen kitkavoima pystyy pidättelemään tietyn suuruisen vääntömomentin M_f . Moottorin käynnin aikana syntyvä vääntömomentti ei saa ylittää kitkavoiman pidättelemää vääntömomenttia. Laakeri leikkaa kiinni tai pahimmassa tapauksessa tuhoaa akselin tai jopa moottorin, jos kitkavoima pettää. Kitkavoiman pidättelemä vääntömomentti saadaan laskettua kaavan 20 avulla (Wärtsilä Oyj, 2009).

$$M_f = \frac{\pi}{2} b^2 L p_r \mu, \quad (20)$$

missä

b laakeripesän sisähalkaisija

L laakerin leveys

p_r radiaalipaine

μ kitkakerroin laakerin ja laakeripesän välissä.

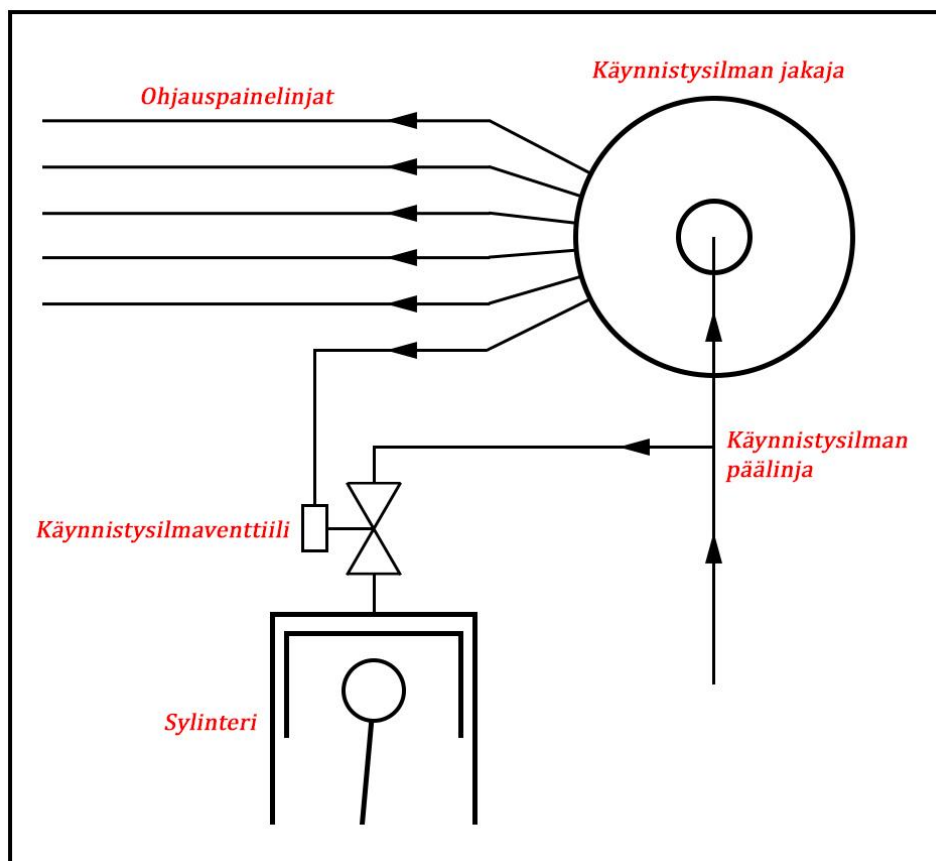
6 Moottorin mittaus- ja laskentatulokset

Tässä kappaleessa käydään läpi itse työn aikana suoritettuja mittauksia, joiden perusteella laakerimateriaalille asetetaan reunaehdot. Mittaustulosten pohjalta lasketaan moottorin käynnistyksen ja käynnin aikaiset laakerivoimat. Laskentatulokset eivät ole absoluuttisen tarkkoja, mutta antavat voimien suuruusluokat.

6.1 Moottorin käynnistäminen

Ennen moottorin käynnistämistä sitä pyöritetään pyörityslaitteella 1 r/min. Tällä varmistetaan, että moottorin sylintereihin ei ole päässyt vettä. Moottori käynnistetään päästämällä paineilmaa sylintereihin, jolloin moottori lähtee pyörimään. Tässä vaiheessa polttoainesyöttö ei vielä ole päällä. Moottoria pyöritetään paineilmalla, kunnes sen pyörimisnopeus saavuttaa riittävän nopeuden. Polttoainesyöttö kytketään päälle, kun pyörimisnopeus on riittävän suuri ja moottori lähtee käyntiin.

Moottorin käynnistysilmajärjestelmä toimii siten, että moottorin nokka-akseliin kytketty käynnistysilman jakaja syöttää ohjauspaineen käynnistysilmaventtiileihin. Venttiilit on kytketty käynnistysilman päälinjaan, josta käynnistysilma syötetään suoraan sylintereihin. Käynnistysilmaventtiilit avataan jakajan syöttämällä paineella sytytysjärjestyksessä. Moottorityypistä riippuen käynnistysilmaventtiilit aukeavat, joko yläkuolokohdassa tai vähän ennen. Venttiili sulkeutuu ennen pakotahdin alkamista, jotta käynnistysilmaa ei pääse pakoventtiin kautta ulos sylinteristä. Järjestelmä toimii 30 bar:n paineella. Suurin mahdollinen käynnistyspaine syntyy silloin, kun mäntä on yläkuolokohdassa tai sen lähellä. Sylinteriin syntyvä käynnistyspaine on maksimissaan siis 30 bar riippuen sylinterin asennosta. Kuvassa 25 on esitetty kuusisylinterisen moottorin yksinkertaistettu käynnistysilmajärjestelmän toimintakaavio.



Kuva 25. Käynnistysilmajärjestelmän yksinkertaistettu toimintakaavio.

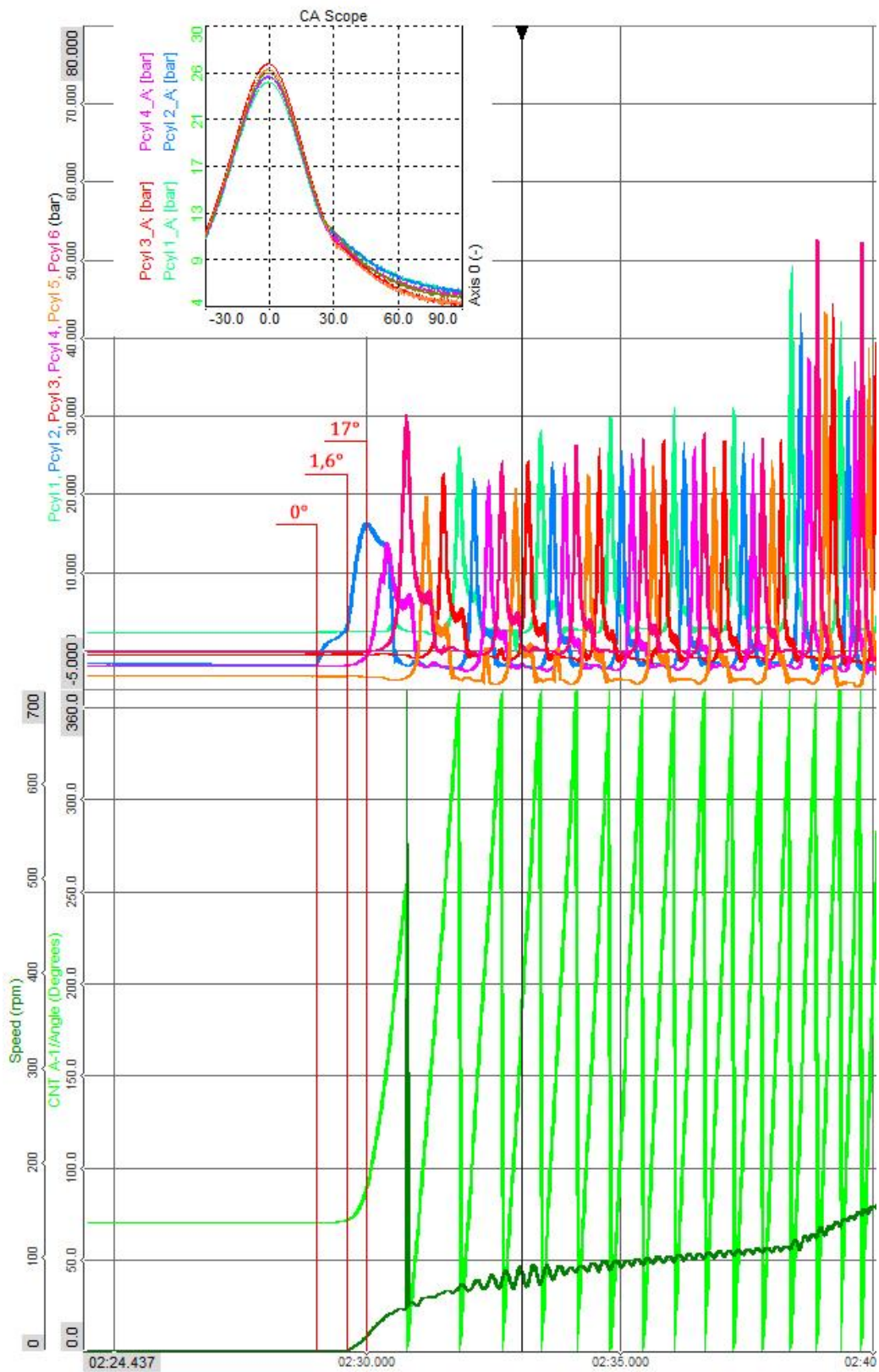
6.2 Moottorin käynnistyksen mittaustulokset

Laboratoriomootorin käynnistyksestä mitattiin sylinteripaineet ajan funktiona. Mittauksessa käytettiin Dewesoft -mittausohjelmistoa ja pietsosähköisiä sylinteripaineantureita. Mittaus suoritettiin 10 kHz mittaustaajuudella. Mittausanturit vaativat ylipäästösuodatuksen vahvistimessa eli staattista painetta ei pysty mittaamaan. Signaali siis laskee, vaikka paine pysyisi vakiona. Tämä ei kuitenkaan haittaa moottorin käynnin aikana, sillä painepulssi on niin nopea ja ylipäästön rajataajuus alhainen. Anturin nollataso muuttuu voimakkaasti lämpötilan mukaan ja tätä vahvistin pyrkii tasaamaan. Nollatason muutokset näkyvät käynnistyksen mittaustuloksissa pykälinä. Mittaussovelluksessa anturin nollataso määritellään jokaisella syklillä erikseen termodynaamisen mallin mukaan ja mitausdataa korjataan automaattisesti. Laboratoriomootorin käynnistyksen sylinteripaineet, pyörimisnopeus sekä kammien kulma on esitetty kuvassa 26. Ylemmässä kuvassa

näkyvät moottorin sylinteripaineiden suurin arvo ajan funktiona. Alemmassa kuvassa näkyy pyörimisnopeus ja kammien kulma ajan funktiona. Mittaustulosten mukaan rajataan alue, jonka avulla lasketaan laakeriin kohdistuva vääntömomentti moottorin käynnistyttyä aikana.

Tuloksista nähdään, että starttijärjestelmä syöttää käynnistysilmaa aluksi sylinteriin nro 2. Paine nousee sylinterissä noin 3 bar:iin, jolloin akseli liikkahtaa ja paine tasaantuu hetkellisesti tilavuuden kasvamisen myötä (kuvassa 26 punaisilla viivoilla rajattu alue). Kyseessä voi olla myös mittausvirhe, jolloin akseli lähtee liikkeelle vasta arviolta 16 bar:n paineella. Tämän lisäksi sylinterissä nro 4 paine lähtee nousemaan jo ennen, kuin paine saavuttaa 16 bar:a sylinterissä nro 2. Eli akselia pyörittää tässä vaiheessa jo kaksi mäntää. Korkeimman käynnistyspaineen saavuttaa sylinteri nro 6, suunnilleen 30 bar. Kampiakseli pyörittää arviolta 1,6 astetta, kun paine on noussut 3 bar:iin sylinterissä nro 2. Paineen noustessa 16 bar:iin kampiakseli on pyörähtänyt jo noin 17 astetta. Kampiakselin kulmat on lisätty kuvaan 26.

Moottorin pyörimisnopeutta nostetaan käynnistysilmalla suunnilleen 50 r/min, jonka jälkeen polttoainesyöttö kytketään päälle. SI-järjestelmän mukainen yksikkö bar:lle on kPa, mutta moottorien sylinteripaineissa puhutaan yleensä paineesta käyttäen bar:a.



Kuva 26. Laboratoriomoottorin käynnistyksen mittaustulokset (Wärtsilä Oyj, 2019).

6.2.1 Käynnistyksen vääntömomentin laskentamalli

Tarkastellaan seuraavaksi moottorin käynnistyksen vääntömomenttia akselin ja laakerin välillä. Moottorin käynnistyksessä laakereihin kohdistuu nousevasta sylinteripaineesta sekä männän, männäntapin ja kiertokangen massoista aiheutuvat voimat. Kyseiset voimat voidaan laskea käyttäen fysiikan perusyhtälöitä paineen, gravitaatiovoiman, kitkavoiman ja vääntömomentin selvittämiseen käynnistyksen aikana.

Kiertokangen laakeriin vaikuttavat kaasu- ja gravitaatiovoimat F_N saadaan laskettua moottorin käynnistyksen aikana yhtälöllä 21. Oletetaan, että männänrenkaiden ja sylinteriseinämän kitkavoimat ovat äärettömän pienet.

$$F_N = pA_{piston} + m_{tot}g, \quad (21)$$

missä

p sylinterissä vaikuttava paine

A_{piston} männän pinta-ala

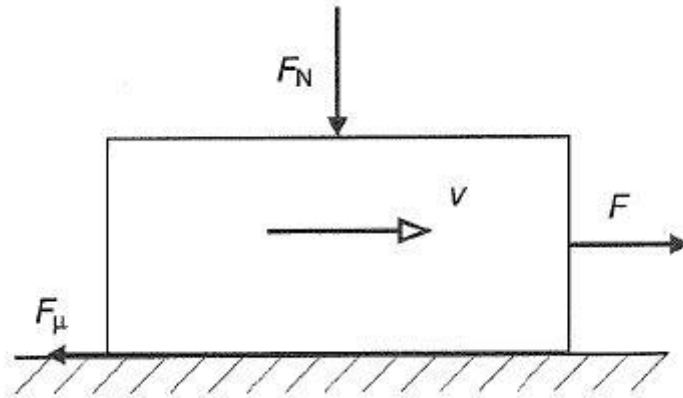
m_{tot} kokonaismassa

g normaali putoamiskiihtyvyys.

Kun voima F_N on saatu laskettua, voidaan tämän avulla laskea kitkavoiman F_μ suuruus. Kitkavoima saadaan laskettua kitkavoiman peruskaavan avulla

$$F_\mu = \mu F_N, \quad (22)$$

jossa μ merkitsee kitkakerrointa. Kuvassa 27 on esitetty klassinen kitka ja sen vaikutussuunta liukuvan kappaleen ja liukupinnan välillä. Kappaleen nopeutta kuvaa V .



Kuva 27. Liukuvan kappaleen ja kosketuspinnan välillä vaikuttava kitkavoima (Kivioja ja muut, 2007, s. 63).

Kitkavoima vastustaa akselin ja laakerin välistä liikettä ja pyrkii liikuttamaan laakeria laakeripesässä. Ennen laskentaa on kuitenkin rajattava oletettu kitkakertoimen suuruus akselin ja laakerin välillä. Taulukossa 3 on esitetty eri materiaalipareille löytyviä kokemusperäisiä kitka-arvoja, joiden perusteella kitkakertoimet voidaan valita.

Taulukko 3. Metallisten säteisliukulaakereiden kokemusperäisiä kitka-arvoja (mukaillen Decker, 1982, s. 306).

Voitelu	Materiaali	Käynnistyskitka	Sekakitka	Nestekitka
Rasvavoitelu	Valurauta, pronssi, punametalli	0,12	0,05 ... 0,1	-
Öljyvoitelu	Valurauta, pronssi, punametalli	0,14	0,02 ... 0,1	0,003 ... 0,008
Öljyvoitelu	Lyijy- ja tinaseokset	0,24	-	0,002 ... 0,003
Öljyvoitelu	Sintterimetallit	0,17	0,05 ... 0,1	0,002 ... 0,014

Kitkavoiman avulla saadaan laskettua laakeriin vaikuttavan vääntömomentin suuruus käynnistyksen aikana. Kitkavoimasta syntyvää vääntömomenttia vertaamalla laakerin ja laakeripesän väliseen kitkavoimasta syntyvään vääntömomenttiin saadaan selville laakerin reunaehdot. Käynnistyksen vääntömomentti M_s lasketaan yhtälön 23 avulla.

$$M_s = F_\mu \left(\frac{D}{2} \right), \quad (23)$$

missä F_μ on kitkavoima ja D akselin halkaisija.

6.2.2 Käynnistyksen vääntömomentti

Edellisessä kappaleessa esitettyjen yhtälöiden avulla laskettiin kiertokangen laakeriin vaikuttavan vääntömomentin suuruus. Vääntömomentti laskettiin moottorin käynnistyksen aikana eri sylinteripaineilla ja kitkakertoimilla. Laskuissa on käytetty tarkastelun kohteena olevan laboratoriomootorin osien mittoja ja painoja. Laskennan lähtöarvot on esitetty taulukossa 4. Taulukkoon merkitty kokonaismassa on männän, männän tapin, männän renkaiden ja kiertokangen yhteenlaskettu massa. Sylinteripaineiden arvot saatiin laboratoriomootorin käynnistyksen mittaustuloksista (kts. kappale 6.2). Kitkakertoimet on valittu taulukon 3 kokemusperäisten arvojen mukaan väliltä 0,1...0,25. Sylinteripaineet valittiin käynnistyksen mittaustulosten perusteella 3, 16 ja 30 bar. Tämä on tyypillinen painealue, jolla Wärtsilän moottorit lähtevät käyntiin.

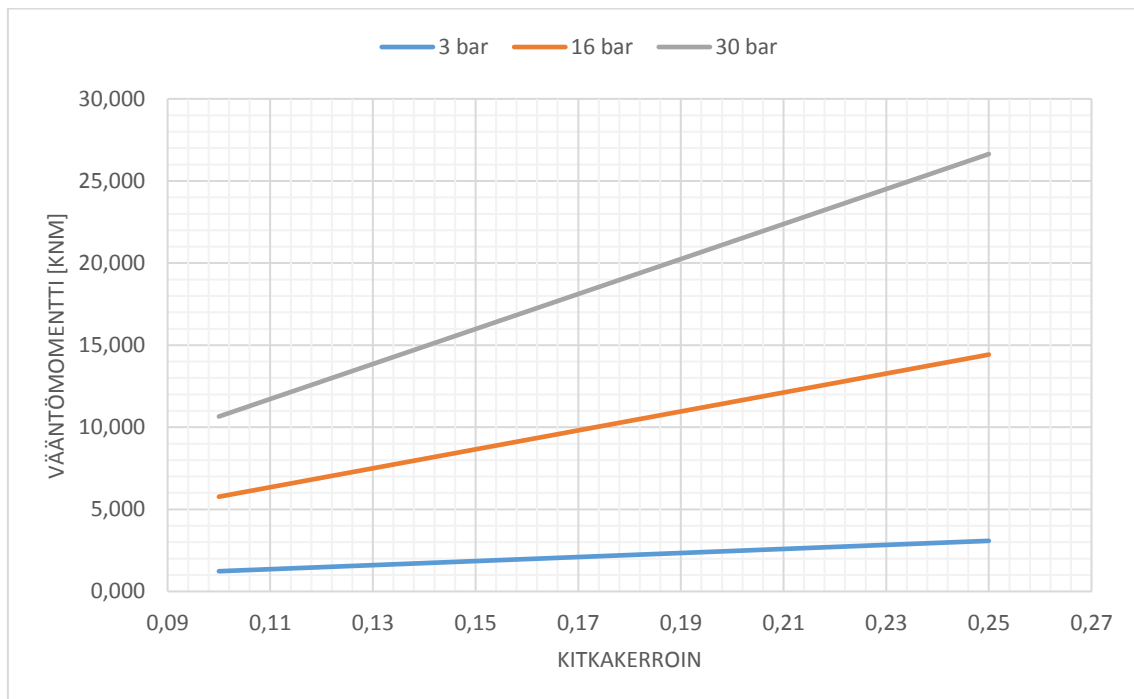
Taulukko 4. Vääntömomentin laskennan lähtöarvot.

Männän halkaisija	460 mm
Kammentapin halkaisija	420 mm
Männän pinta-ala	0,17 m ²
Kokonaismassa	903 kg
Sylinteripaineet	3, 16, 30 bar
Kitkakerroin	0,1 - 0,25

Vääntömomentti on saatu laskemalla ensin kiertokangen laakeriin vaikuttavan kaasu- ja gravitaatiovoimien summa (kaava 21). Seuraavaksi on laskettu kitkavoiman suuruus (kaava 22) ja lopuksi vääntömomentti kitkavoiman avulla (kaava 23). Teoreettisten arvojen perusteella voidaan päätellä, mikäli laakeri liikkuu laakeripesässä käynnistyksen aikana. Kuvassa 28 on esitetty laskennan tulokset. Kuvasta nähdään laboratoriomootorin

kiertokangen laakerin vääntömomentin suuruus valituilla sylinteripaineilla ja kitkakertoimilla käynnistyksen aikana.

Laakerina on käytetty tina-antimoni pohjaista trimetallilaakeria, jonka käynnistyskitka on todennäköisesti lähimpänä kitkakertoimen arvoa 0,24 eli öljyvoidellut lyijy- ja tinaseokset (kts. Taulukko 3). Laskentatulosten perusteella suurin mahdollinen laakeriin kohdistuva vääntömomentti moottorin käynnistyksen aikana on noin 26,6 kNm. Kyseinen vääntömomentti syntyy, kun sylinteripaine on 30 bar ja kitkakerroin akselin ja laakerin välillä noin 0,25. Vääntömomentti on suunnilleen 25,6 kNm mikäli kitkakerroin on 0,24 ja paine 30 bar. Käynnistyksen vääntömomentti on likimäärin 14 kNm, kun kitkakerroin on 0,25 ja paine 16 bar. Vääntömomentti on arviolta 3 kNm, kun paine on 3 bar ja kitkakerroin 0,25. Käynnistyksessä syntyvä vääntömomentti on yksi laakerin kehittämiseen vaikuttavista reunaehdoista.

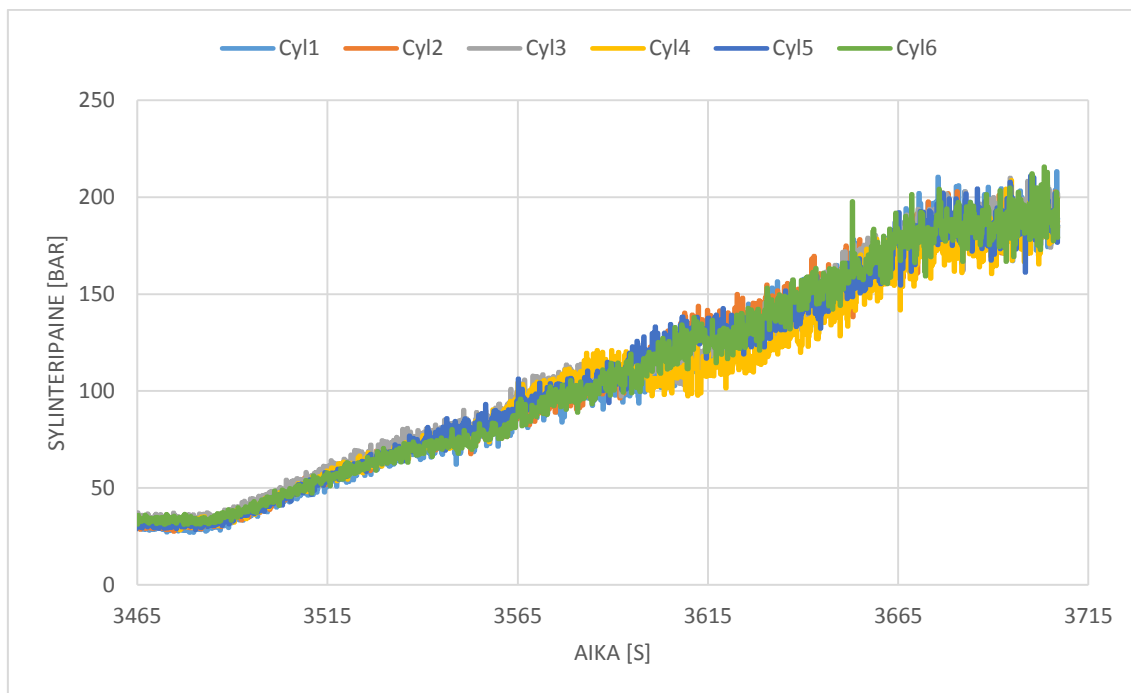


Kuva 28. Kitkavoimasta aiheutuvan vääntömomentin suuruudet eri sylinteripaineilla ja kitkakertoimilla ennen liikkeelle lähtöä.

6.3 Moottorin käynnin mittaustulokset

Moottorin käynnistyksen jälkeen laakereissa vallitsee hydrodynaaminen voitelu eli nestevoitelu. Käynnin aikana on kuitenkin mahdollista, että tapahtuu odottamattomia ja vaikeasti tutkittavia asioita, jotka kuormittavat laakereita. Näitä tilanteita ovat mm. öljykalkvon hetkellinen rikkoutuminen, jolloin vallitsee metalli-metalli kosketus. Tai mikäli kosketuspintojen väliin pääsee tai muodostuu kulumispartikkeli, joka on lujuudeltaan kovempaa kuin kosketuspintojen materiaalit. Metall-metalli kosketuksen tapauksessa puhutaan yleensä adhesiivisesta kulumisesta ja kulumispartikkelin tapauksessa abrasiivisesta kulumisesta (Barwell, 1979).

Laboratoriomoottoria ajettiin täydellä kuormalla ja pyörimisnopeudella 600 r/min. Koeajon aikaiset mittaukset suoritettiin käyttäen samaa ohjelmistoa kuin käynnistyksen aikana. Mittaustarkkuus oli käynnin aikana 5 Hz. Mittauksista saatujen tulosten perusteella laaditusta kuvasta 29 nähdään, että sylinteripaineet nousevat lähes lineaarisesti kuorman kasvaessa. Sylinteripaineet nousevat tasaisesti noin 210 bar:iin asti. Laboratoriomoottorin koeajon perusteella valittiin kuormituspiste HD-laskentaa varten. HD-laskennan tuloksia verrataan työssä laskettuihin arvoihin, jolloin saadaan laakerimateriaalin reunaehdot moottorin käynnin aikana.



Kuva 29. Laboratoriomoottorin käynnin sylinteripaineet ajan funktiona.

6.3.1 Käynnin vääntömomentin laskentamalli

Moottorin käynnin aikana voiteluaineen viskositeetti aiheuttaa laakereissa leikkausjännitystä ja leikkausjännitys aiheuttaa kitkahäviötä. Kitkahäviöt saadaan laskettua HD-laskentaohjelmistolla. Saatujen tulosten perusteella voidaan laskea kitkahäviöistä aiheutuva vääntömomentti laakeriin.

Kitkamomentin T_f suuruus on laskettu laskentaohjelmiston tuloksista saadusta kitkahäviöstä jakamalla se kaavan 24 mukaan kulmanopeudella.

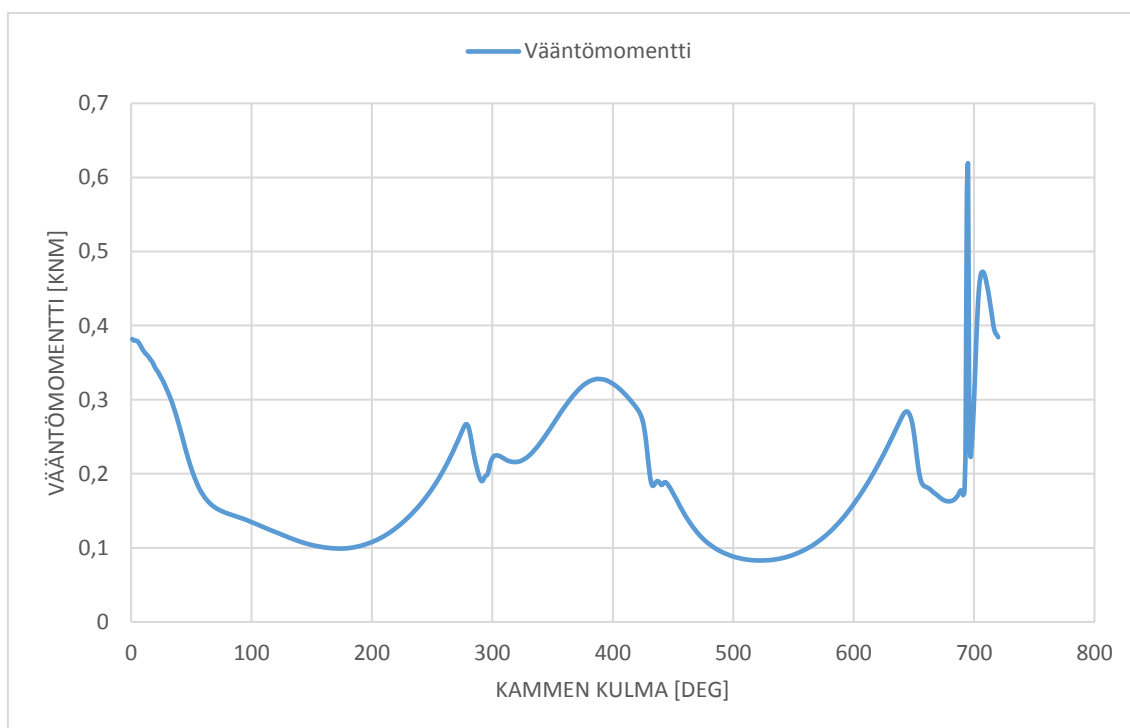
$$T_f = \frac{P_f}{2\pi n}, \quad (24)$$

jossa P_f merkitsee tässä tapauksessa kitkatehohäviötä ja n pyörimisnopeutta (Kivioja ja muut, 2007).

Laboratoriomoottorin käynnin mittaustulosten perusteella valittiin kuormituspiste HD-laskentaa varten. Laskenta suoritettiin AVL Excite Power Unit -ohjelmistolla. AVL Excite Power Unit -ohjelmisto käyttää Reynoldsin yhtälöä simuloimaan voiteluaineen käyttäytymistä liukulaakerissa. Laskenta suoritettiin yhdelle laboratoriomoottorin kiertokangen laakerille. Laskennan lähtöarvot on esitetty taulukossa 5 ja tulokset kuvassa 30. Tuloksista nähdään kahden kierroksen aikana vaikuttavan kitkamomentin suuruus, joka pyrkii pyörittämään laakeria laakeripesässä.

Taulukko 5. HD-laskennan lähtöarvot.

Dynaaminen viskositeetti	0,0163 Pa·s
Laakerin leveys	200 mm
Laakerin sisähalkaisija	420 mm
Pyörimisnopeus	600 r/min
Öljyn lämpötila	363 K
Liukunopeus	13,2 m/s



Kuva 30. Laboratoriomoottorin HD-laskennan tulosten kitkamomentti.

HD-laskennan tuloksista nähdään, että moottorin käynnin aikainen vääntömomentti on suurimmillaan noin 0,6 kNm. Suurin vääntömomentti syntyy kammankulman ollessa suunnilleen 700 astetta. Kyseinen vääntömomentti on vain murto-osa verrattuna käynnistyksen suurimpaan mahdolliseen vääntömomenttiin 26,6 kNm. Wärtsilässä ei ole koskaan hyödynnetty HD-laskennan tuloksia selvittämään käynnin aikaista vääntömomenttia.

Moottorin käynnin aikana liukulaakereiden voiteluainekerroksen paksuuteen vaikuttaa lähinnä kuorma, viskositeetti ja liukunopeus. Kuorman kasvaessa ja viskositeetin lasiessa voiteluainekerroksen paksuus pienenee. Voiteluainekerroksen paksuus kasvaa liukunopeuden noustessa tiettyyn pisteeseen saakka, jonka jälkeen voiteluainekerroksen paksuus lähtee laskemaan (kts. Stribeckin käyrä). HD-laskenta suoritettiin käyttäen koeajon tulosten suurinta sylinteripainetta 210 bar. Käynnin aikainen vääntömomentti ei riitä liikuttamaan laakeria laakeripesässä, mikäli liukulaakeri toimii halutulla tavalla. Tästä syystä HD-laskentaan ei valittu muita kuormituspisteitä.

7 Laakeriliitoksen kehittäminen pronssilaakerille

Tässä kappaleessa tutkitaan eri liitosmenetelmien soveltuvuutta puolikkaista valmistetuille liukulaakereille. Tutkinnassa käytetään kappaleessa 4 esitettyjä liitosmenetelmiä, joilla laakeri on mahdollista kiinnittää laakeripesään. Laakerimateriaalina käytetään alumiinipronssia CuAl10Fe5Ni5. Alumiinipronssin käytettävyyttä tutkitaan kiertokangen laakerissa ilman teräskuorta sekä laaditaan laakerimateriaalille reunaehdot. Reunaehtojen perusteella arvioidaan erilaisten liitosmenetelmien soveltuvuutta laakeriliitoksessa.

7.1 Laakeriliitoksen reunaehdot ja vaatimukset

Moottorin käynnistyksessä laakereihin kohdistuu mahdollisesti suuri vääntömomentti ennen hydrodynaamisen voiteluainekalvon muodostumista. Voiteluainekalvon muodostumisen jälkeen laakerin toimintavarmuuteen vaikuttaa lähinnä laakerimateriaalin paineen- ja lämmönsietokyky. Toimintavarmuuteen vaikuttaa lisäksi voiteluaineen kyky tarttua materiaalin pintaan.

Laakerimateriaalille ja sen lukitusmenetelmälle voidaan asettaa seuraavat arviointikriteerit:

- valmistettavuus
- liitoksen mekaaniset ominaisuudet
- liitoksen soveltuminen kiertokangen laakeriin
- laakerin asentaminen ja vaihtaminen.

7.2 Alumiinipronssilaakeri

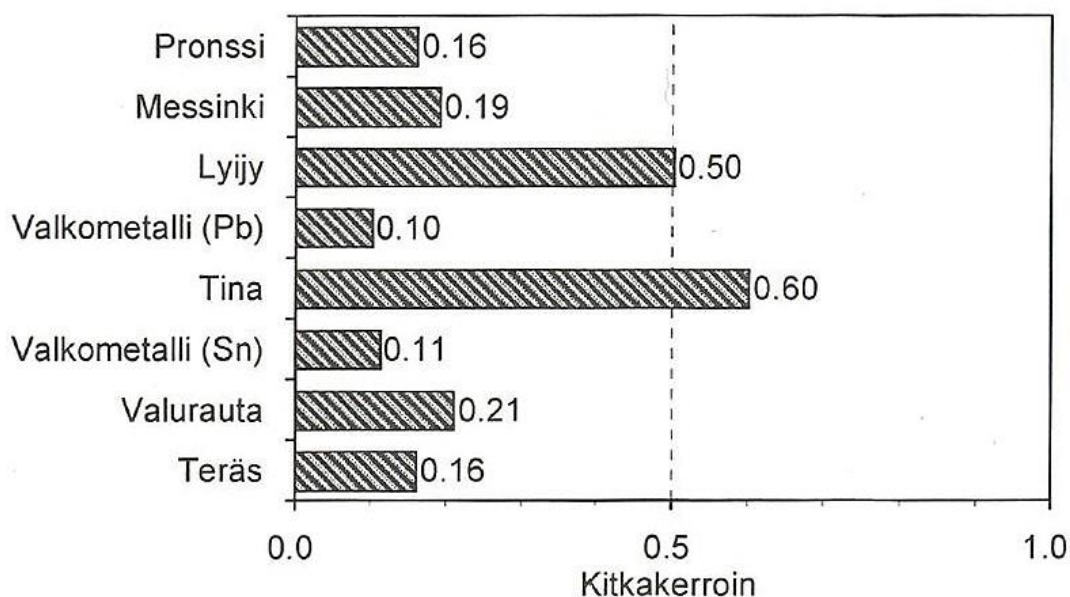
Alumiinipronssi CuAl10Fe5Ni5 sisältää 80% kuparia, 10% alumiinia, 5% rautaa ja 5% nikkeliä. Työn kannalta tärkeimmät laakerimateriaalin ominaisuudet ovat myötölujuus, kimmokerroin ja Poissonin luku. Myötölujuutena käytetään yleensä myötölujuuden 0,2-rajaa eli jännitystä, joka saa materiaalissa aikaan pysyvän 0,2 % venymän. Kimmokerroin kuvaa jännityksen ja venymän välistä verrannollisuuserrointa. Poissonin luku ilmaisee

aineen suppeuman tietyn suuruisen voiman puristaessa tai vetäessä siitä valmistettua kappaletta (Pennala, 2002).

Taulukossa 6 on esitetty laakerilaskennan lähtöarvot alumiinipronssille. Laskuissa käytettiin kuvan 31 kokeellisia kitkakertoimen arvoja alumiinipronssin ja laakeripesän välillä. Laakeripesä voidellaan öljyllä ennen laakerin asentamista paikoilleen, jotta laakeri asetuisi helpommin laakeripesään. Tästä syystä alumiinipronssin ja laakeripesän välinen kitkakerroin on todennäköisesti lähellä arvoa 0,16. (The Engineering ToolBox, 2019; Neale, 1973).

Taulukko 6. Laakeriliitoksen laskennan lähtöarvot (Wärtsilä Oyj, 2011; Johnson Metall, 2019; Neale, 1973).

Laakeripesän sisähalkaisija	437 mm
Laakeripesän ulkohalkaisija	560 mm
Laakerin sisähalkaisija	420 mm
Laakerin leveys	200 mm
Laakerin paksuus	8 mm
Laakerimateriaalin myötölujuuden 0.2-raja	260 MPa
Laakerimateriaalin kimmokerroin	120 GPa
Laakeripesän kimmokerroin	210 GPa
Laakerimateriaalin Poissonin luku	0,32
Laakeripesän Poissonin luku	0,3
Kitkakerroin laakerin ja pesän välillä	0,16
Kitkakerroin laakerin ja testipenkin välillä	0,16
Testivoima	147 kN
Nip-lähtöarvo	0,8 mm



Kuva 31. Materiaalien kitkakertoimet terästä vasten mineraaliöljyllä voideltuna (Kivioja ja muut, 2007, s. 225; Neale, 1973, s. C8).

7.3 Kitkaliitos

Kitkaliitos on yksinkertaisin tapa kiinnittää laakeri tukevasti laakeripesään. Kitkaliitosta voidaan käyttää sekä puolikkaista valmistettujen laakereiden että holkkilaakereiden kiinnittämiseen. Liitos on lisäksi helppo valmistuksen, asentamisen ja vaihtamisen kannalta. Valmistaminen on helppoa, koska tyyppillisen liukulaakerin rakenne on suhteellisen yksinkertainen. Asentamisessa täytyy ainoastaan puristaa laakerin ylipituus kasaan liitoksen ruuvivoimalla.

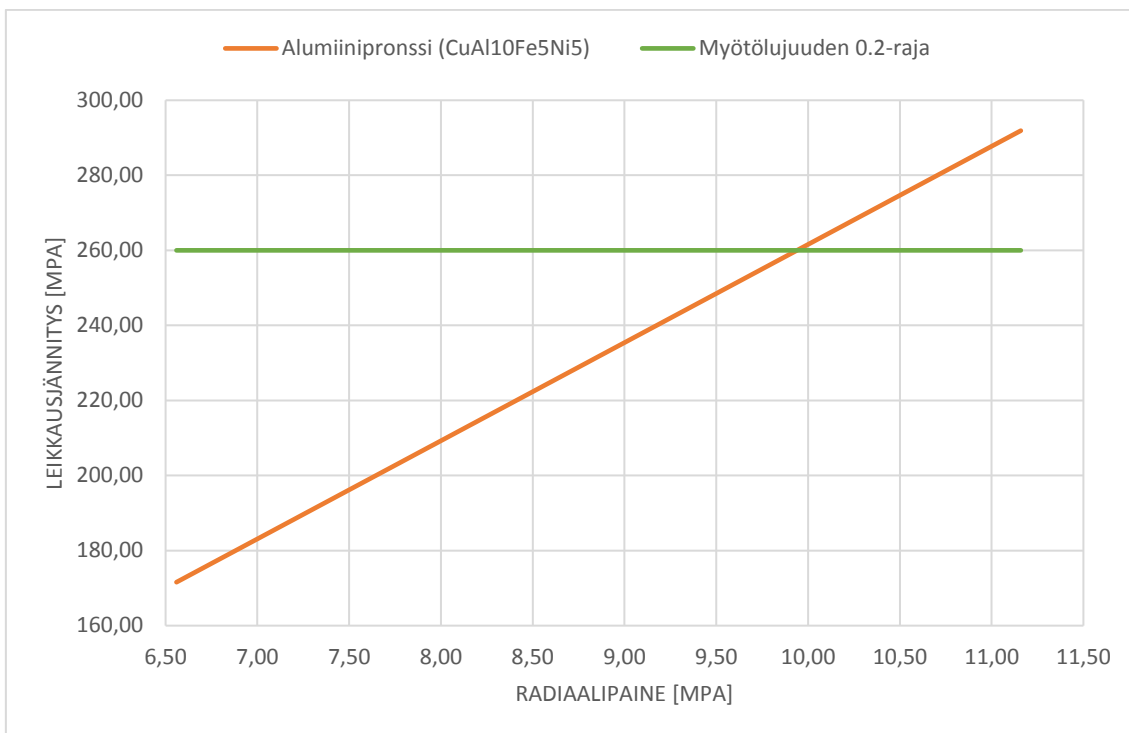
7.3.1 Kitkaliitoksen soveltaminen alumiinipronssilaakerille

Wärtsilä käyttää kiertokangen laakereissa teräksisellä ulkokuorella varustettuja liukulaakereita, joilla saadaan aikaan noin 10 MPa radiaalipaine. Työssä selvitettiin, mikäli alumiinipronssista (CuAl10Fe5Ni5) valmistettua liukulaakeria voidaan käyttää laboratorio-moottorin kiertokangen laakerissa ilman teräskuorta. Laakerimateriaalin soveltuminen kitkaliitokseen selvitettiin laskemalla laakeriin kohdistuva tangenciaalinen

leikkausjännitys ja kitkamomentti suhteessa radiaalipaineeseen. Kitkamomentti kuvaa vääntömomenttia, jonka laakeriliitos pystyy vastustamaan.

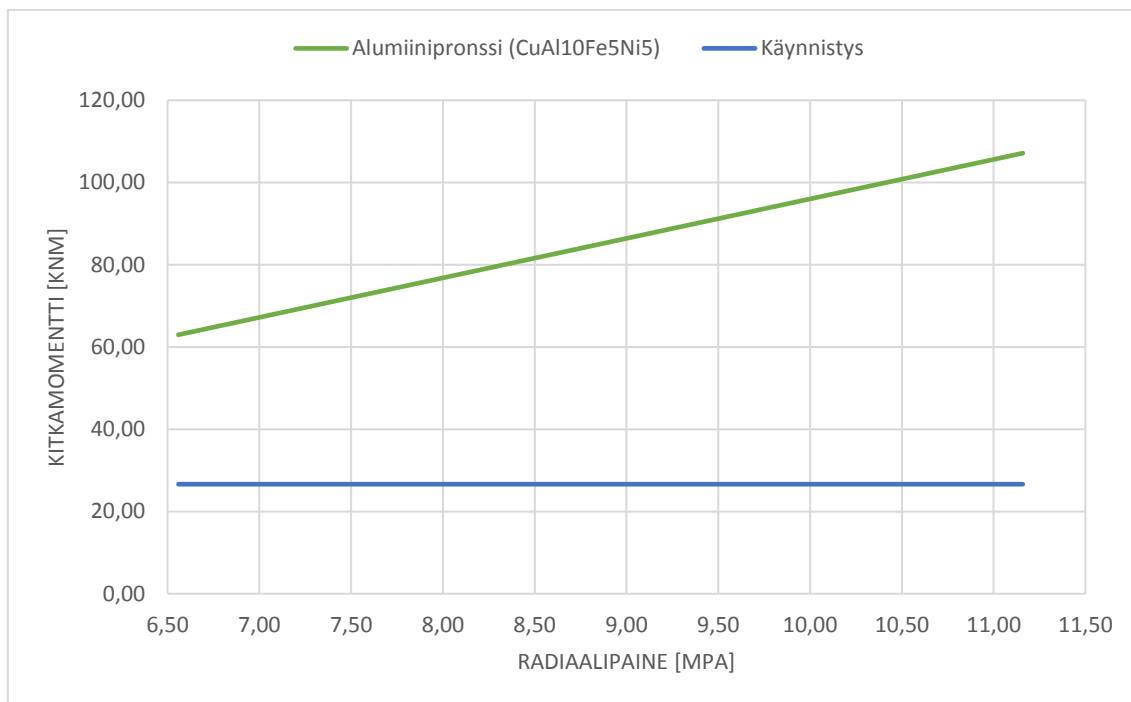
Kitkaliitoksen radiaalipainetta saadaan nostettua kasvattamalla laakerin ylipituutta eli nip-arvoa. Laakerin asennuksessa vaadittu kiristysvoima nousee laakerin ylipituuden kasvaessa. Laakerin sulkemiseen vaadittu voima on kuitenkin vain osa kiertokangen kiristysvoimasta.

Kitkaliitoksen laskennan lähtöarvot on esitetty taulukossa 6 (s. 66). Laskukaavat radiaalipaineen, tangentialisen leikkausjännityksen ja kitkamomentin laskentaan löytyvät kapaleesta 5. Laskenta suoritettiin nostamalla ainoastaan laakerin nip-arvoa lähtöarvosta 0,8 mm arvoon 1,5 mm. Nip-arvoa kasvattamalla saatiin laakeriin vaikuttavan radiaalipaineen ja tangentialisen leikkausjännityksen suuruudet. Kuvassa 32 on esitetty laboratoriomootorin laakerimitoilla laskettu teoreettinen tangentialisen leikkausjännityksen suuruus suhteessa radiaalipaineeseen. Laskennassa käytettiin 8 mm paksuista laakeria ja alumiinipronssin myötölujuuden 0,2-rajaa. Myötölujuus on lisätty kuvaan vaak akselille. Tuloksista nähdään, että 8 mm paksuisella alumiinipronssista valmistetulla laakerilla saadaan aikaan noin 10 MPa radiaalipaine. Alumiinipronssiin muodostuu kuitenkin pysyviä muodonmuutoksia, mikäli radiaalipaine ylittää 10 MPa arvon.



Kuva 32. Tangentiaalisen leikkausjännityksen suuruus suhteessa radiaalipaineen suuruuteen.

Kuvassa 33 on esitetty alumiinipronssilaakerin kitkamomentti, joka tarvitaan liikuttamaan laakeria laakeripesässä. Laskentatulosten mukaan alumiinipronssilaakerin kitkamomentti riittää pitämään laakerin paikoillaan, vaikka radiaalipaine olisi 6,5 MPa. Kitkamomentin suuruus on suunnilleen 63 kNm radiaalipaineen ollessa 6,5 MPa. Käynnistyksen suurin laskennallinen vääntömomentti on noin 26,6 kNm ja tämä on lisätty kuvaan vaaka-akselille.



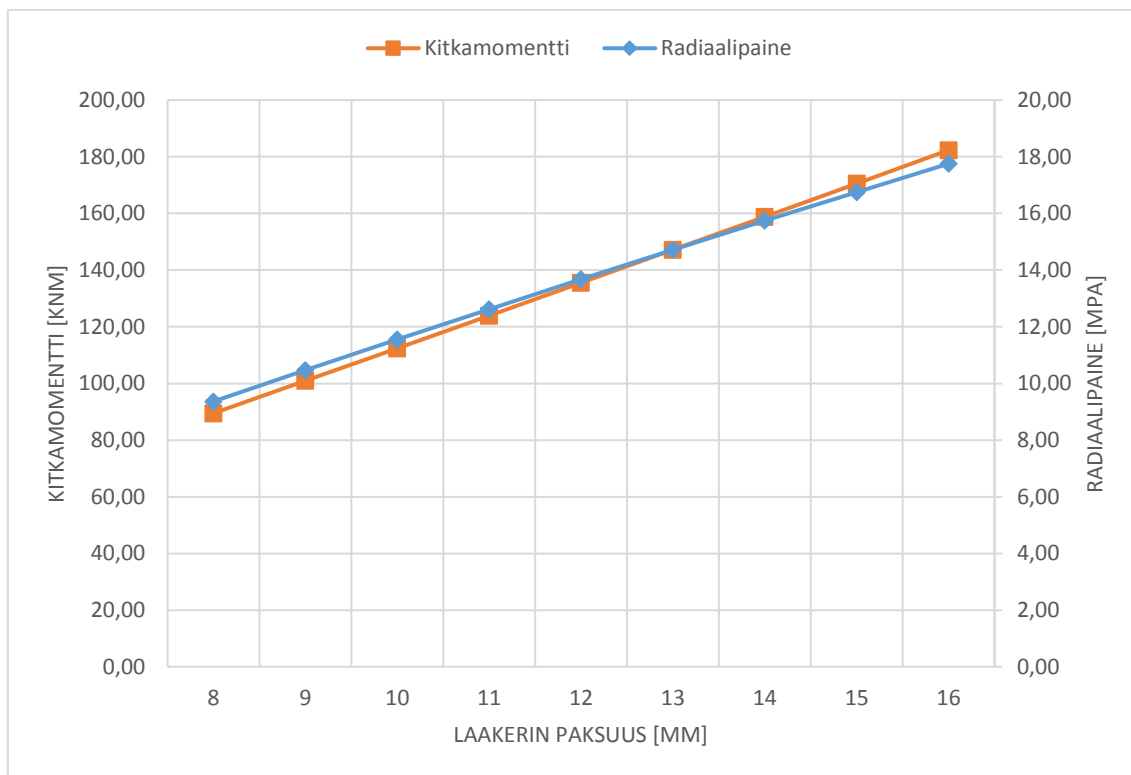
Kuva 33. Kitkavoimasta aiheutuva vääntömomentin suuruus suhteessa radiaalipaineen suuruuteen.

7.3.2 Laakerin paksuuden vaikutus kitkaliitokseen

Työssä laskettiin lisäksi laakerin paksuuden vaikutus radiaalipaineeseen ja kitkamomenttiin. Laskennan lähtöarvot on esitetty taulukossa 6 (s. 66). Laakerin nip-arvo pidettiin vakiona (0,8 mm), mutta laakerin paksuutta kasvatettiin kaksinkertaiseksi eli 8...16 mm. Laskennassa käytettiin tangentialisen leikkausjännityksen arvona alumiinipronssin myötölujuuden 0,2-rajaa, joka on noin 260 MPa. Laskenta suoritettiin käyttäen kaavaa 19 (s. 51), josta ratkaistiin radiaalipaine p_r . Kuvassa 34 on esitetty laskennan tulokset. Tuloksista nähdään, että laakerin paksuuden kasvattaminen nostaa radiaalipainetta ja kitkamomenttia laakerin ja laakeripesän välillä lineaarisesti. Alumiinipronssista valmistetun laakerin tulee olla paksuudeltaan noin 8,5 mm, mikäli sillä halutaan saavuttaa 10 MPa radiaalipaine. Kyseinen radiaalipaine saadaan aikaan, kun käytetään alumiinipronssin koko myötölujuus 260 MPa.

Laakerin paksuuden kasvattaminen lisää laakeripesään kohdistuvaa leikkausjännitystä. Työssä ei kuitenkaan keskitytty tutkimaan laakeripesään syntyviä voimia. Jatkokehitystä

ajatellen laakeripesään kohdistuvat voimat on kuitenkin otettava huomioon, mikäli laakerin paksuutta halutaan kasvattaa.



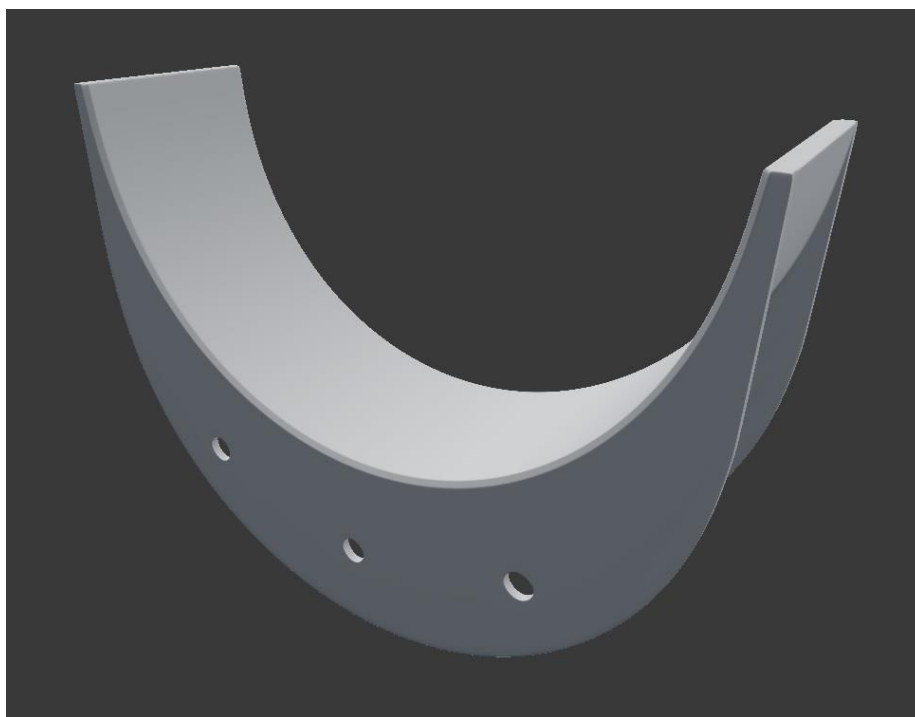
Kuva 34. Radiaalipaine ja kitkamomentti laakerin eri paksuuksilla.

7.4 Ruuviliitos

Liukulaakereiden kannalta ruuviliitos voidaan toteuttaa käyttämällä moniruuviliitosta. Liitos voidaan toteuttaa laakerin liukupinnan puolella tai laakerin sivuilla. Ruuvit tulee upottaa laakeriin molemmissa tapauksissa.

Laakeriin täytyy valmistaa laippa ruuviliitosta varten, mikäli ruuvit kiinnitetään laakerin sivuille. Kuvassa 35 on esitetty laipallisen liukulaakerin 3D-malli. Tämä on yksi idea, jolla laakeri voidaan asentaa laakeripesään ruuviliitoksen kanssa. Laipallinen liukulaakeri on kallis valmistaa ja sen asennus ruuviliitoksen kanssa saattaa olla haastavaa. Laakerin ja laakeripesän kosketuspinnat täytyy painaa tukevasti toisiaan vasten, jotta kosketuspintojen välillä ei tapahdu liikettä. Laipallinen liukulaakeri vaatii siis pienen radiaalipaineen,

jonka ruuvit pitävät paikoillaan asennuksen jälkeen. Ruuvien asentaminen radiaalipaineen kanssa on hankalaa, koska laakerin pituus muuttuu asennuksen aikana. Laakerin pituuden muutos saattaa vaikuttaa ruuvien reikien paikoitukseen. Ruuvit tulisi lisäksi asentaa paikoilleen vasta, kun riittävän suuri radiaalipaine on saavutettu. Kiertokangen laakerin asennuksen jälkeen ruuveja ei enää pääse kiinnittämään. Tämä johtuu tilanpuutteesta kiertokangen ja kampiakselin välillä.

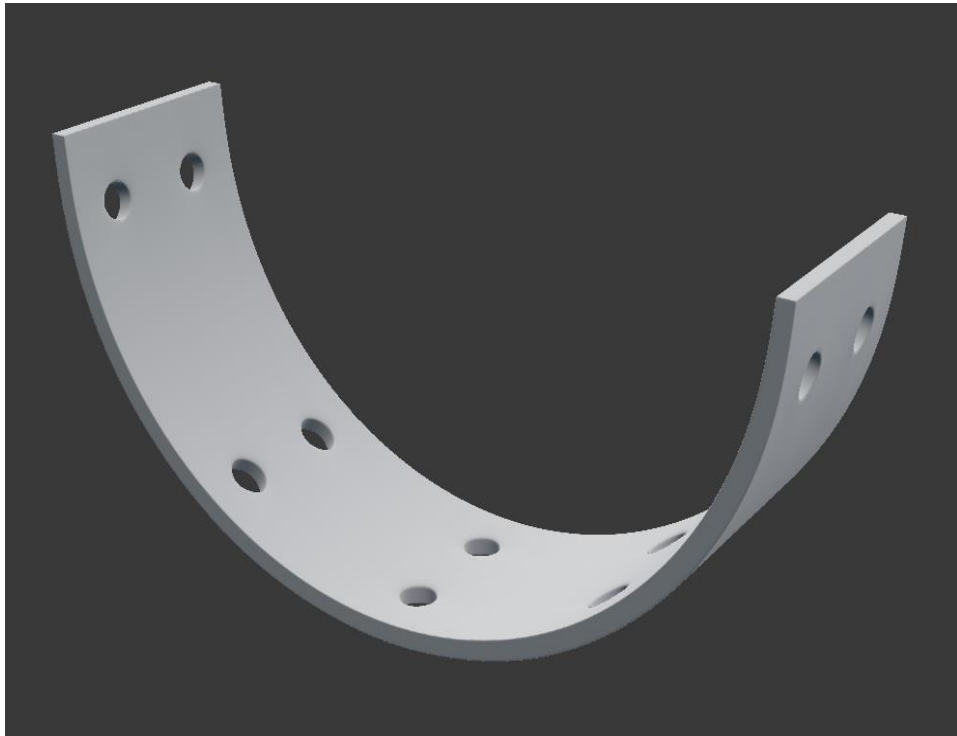


Kuva 35. Laipallinen liukulaakeri ruuviliitosta varten.

Toinen vaihtoehto on asentaa ruuvit suoraan laakerin liukupinnalle. Ruuviliitoksen avulla laakerin ja laakeripesän välille saadaan aikaan radiaalipaine. Radiaalipaine synnyttää laakerin ja laakeripesän välille kitkavoiman, joka pitää laakerin paikoillaan. Ruuvit täytyy asetella laakerin liukupinnalle siten, että ne synnyttävät tasaisen puristusvoiman laakeriin. Tasainen puristusvoima tarvitaan, jotta laakeriin muodostuisi mahdollisimman vähän muodonmuutoksia asennuksen jälkeen. Kuvassa 36 on esitetty 3D-malli liukulaakerista, jossa ruuvit asennetaan suoraan liukupinnan puolelle. Tämän tyyppinen liukulaakeri on helpompi valmistaa kuin laipallinen liukulaakeri. Ruuviliitos laakerin liukupinnan puolella sisältää kuitenkin omat riskinsä, sillä laakerissa ja laakeripesässä esiintyy

elastisia muodonmuutoksia. Ruuvien kierteet täytyy saada alueelle, jossa ei esiinny muodonmuutoksia moottorin käynnin aikana. Ruuviliitoksen suunnittelussa tulee ottaa huomioon ruuvien kiristämisestä syntyvät muodonmuutokset laakerissa. Lisäksi täytyy varmistaa, että ruuvit eivät aukea moottorin käynnin aikana ja vahingoita akselia. Ruuvien aukeaminen voidaan estää mm. liimalla tai erilaisilla lukituselementeillä.

Wärtsilässä käytetään vaarnaruuvien kiinnittämiseen hydraulista työkalua. Ruuvia venytetään ensin työkalulla ja tämän jälkeen mutteri kiristetään käsin. Tällä tavoin vaarnaruuvien esijännitys saadaan kohdilleen. Liukulaakereiden kannalta kyseinen ruuvien kiinnitystapa ei onnistu, sillä työkalulla ei voida kiristää uppokantaisia ruuveja.



Kuva 36. Liukulaakeri, jossa ruuvit kiinnitetään liukupinnan puolelle.

7.5 Liimaliitos

Liiman käyttäminen laakeriliitoksen yhteydessä parantaa liitoksen kykyä vastustaa siihen kohdistuvaa vääntömomenttia. Oikeanlaisen liiman avulla kosketuspintojen välisen kontaktin pinnankarheuden huippujen aiheuttamat tyhjäät alueet täyttyvät liimalla. Liima kovettuu kosketuspintojen välille muodostaen lujan liitoksen. Liimaliitosta voidaan käyttää erilaisten muotosulkeisten liitosten yhteydessä, jolloin liima estää liitoksessa tapahtuvaa mikroliikettä. Liukulaakerin liimaliitoksen suunnittelussa tulee varmistaa, että moottorin voiteluaine ja liima eivät reagoi keskenään (Mäkelä, 2016).

Liimaliitos on kuitenkin ongelmallinen asennuksen ja laakerin vaihtamisen kannalta. Ongelmana on lähinnä liiman kuivuminen laakerin asennuksessa, sillä liima täytyy levittää tasaisesti ennen laakerin asentamista. Liima ehtii kuivua osittain tai kokonaan ennen kuin laakeri on kunnolla puristettu paikoilleen. Toisaalta voidaan käyttää anaerobisia liimoja, jotka kovettuvat vasta, kun eivät ole tekemisissä ilman hapen kanssa. Toinen vaihtoehto on käyttää liimoja, joiden kuivumisaika on pitkä tai kuumana lujittuvia liimoja. Kuumana lujittuvissa liimoissa on se ongelma, että laakeria tulisi lämmittää asennuksen jälkeen. Lämmittäminen on kuitenkin haastavaa tilanpuutteen vuoksi. Liimaliitoksen suurin ongelma esiintyy laakerin vaihtamisessa. Laakerin vaihtamisen yhteydessä vanha liima tulee poistaa laakeripesästä ennen uuden laakerin asentamista. Liiman poistaminen saattaa osoittautua hankalaksi tilanpuutteen takia. Lisäksi laakeri täytyy saada irti liimauksesta vahingoittamatta laakeripesää ennen kuin liima voidaan poistaa.

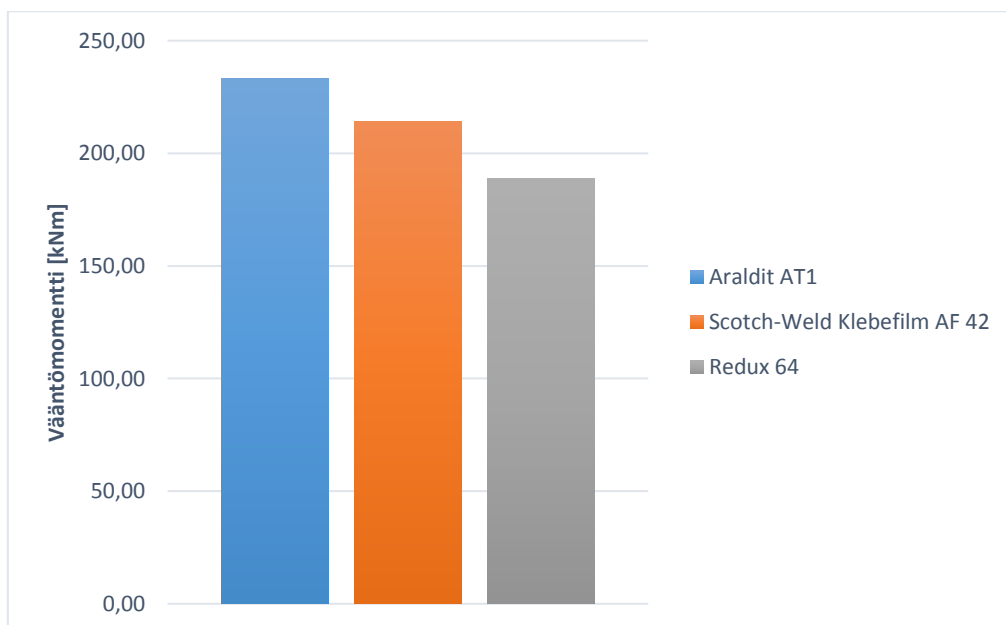
7.5.1 Liimaliitoksen soveltaminen alumiinipronssilaakerille

Laakerin liimaliitoksen laskentaan valittiin taulukon 1 (s. 44) mukaan kolme eri liimaa: lämpimänä lujittuvat Araldit AT1, Scotch-Weld Klebefilm AF 42 ja Redux 64. Laskennan lähtöarvot on annettu taulukossa 7. Liimaliitoksen lujuuden alennuskertoimet pääteltiin taulukon 2 (s. 46) mukaan. Liimaliitoksen vääntömomentin kestävyys laskettiin kaavan 12 (s. 45) avulla. Kuvasta 37 nähdään liimaliitoksen suurin sallittu vääntömomentti laboratoriomootorin kiertokangen laakerin ja laakeripesän mitoilla laskettuna. Laskuissa on

oletettu, että liima on levitetty tasaisesti koko laakeripesän ja laakerin väliselle alueelle. Liimakerroksen paksuus on alle 50 μm . Wärtsilän moottoreissa kiertokangen laakerin voiteluaineen normaali käyttölämpötila on keskimäärin 100 °C. Lämpötilat on huomioitu liimojen valinnassa.

Taulukko 7. Liimaliitoksen laskennan lähtöarvot.

Laakeripesän sisähalkaisija	437 mm
Laakerin leveys	200 mm
Materiaalikerroin	0,7
Liimakerroksen paksuus	1
Pinnankarheus	1
Liitospinnan ala	0,6
Kuormituksen suunnan kerroin	1
Kuormituksen laji	0,5
Käyttölämpötila	0,5
Lujittumisen laji	1
Kokonaisalennuskerroin	0,105
Leikkausmurtolujuus (Redux 64)	30 MPa
Leikkausmurtolujuus (Scotch-Weld Klebefilm AF 42)	34 MPa
Leikkausmurtolujuus (Araldit AT1)	37 MPa



Kuva 37. Liimaliitoksen suurin pidättelevä vääntömomentti eri liimoilla.

Kuvasta 37 nähdään, että jokainen liimoista kestää moottorin käynnistyksen suurimman mahdollisen vääntömomentin eli 26,6 kNm. Suurimman vääntömomentin kestää lämpimänä lujittuvat Araldit AT1, noin 230 kNm. Tulosten perusteella laakerin kiinnittymistä laakeripesään voidaan parantaa huomattavasti käyttäen liimalukitusta.

7.6 Muotosulkeinen liitos

Laakerit voidaan lukita paikoilleen ilman suurta radiaalipainetta tai radiaalipaineen lisäksi muotolukituksella. Muotolukituksen tulee kestää laakeriin kohdistuva vääntömomentsi ja siitä syntyvä leikkausjännitys. Liitoksen kestävyys vaikuttaa lähinnä lukitus-elementin materiaalin lujuusominaisuudet ja leikkausjännitystä vastaavan pinta-alan suuruus.

7.6.1 Muotosulkeisen liitoksen soveltaminen alumiinipronssilaakerille

Käydään seuraavaksi läpi kaksi muotolukitusmenetelmää, joilla laakeri voidaan kiinnittää laakeripesään. Ensimmäinen vaihtoehto on käyttää liukulaakereissa tyypillisesti olevia paikoituskieliä lukituskielinä (kuva 38). Lukituskielen pidättelemään vääntömomenttiin vaikuttaa leikkausjännitystä vastaavan pinta-alan suuruus ja materiaalin myötölujuus. Toinen vaihtoehto on käyttää lukituslevyjä laakerin ja laakeripesän välillä (kuva 39). Laskennan lähtöarvot on esitetty taulukossa 8 ja laskenta suoritettiin käyttäen yhtälöä 13 (s. 48). Lukituslevyn materiaaliksi valittiin teräs ja paksuudeksi 2 mm. Lukituskielen materiaali on sama kuin laakerin eli alumiinipronssi CuAl10Fe5Ni5 . Yhden lukituskielen poikkeileikkauksen pinta-ala on 200 mm^2 ja yhden lukituslevyn 400 mm^2 . Pinta-alat ovat kohtisuorassa vääntömomentista syntyvää leikkausjännitystä vastaan (kuvat 38 ja 39).

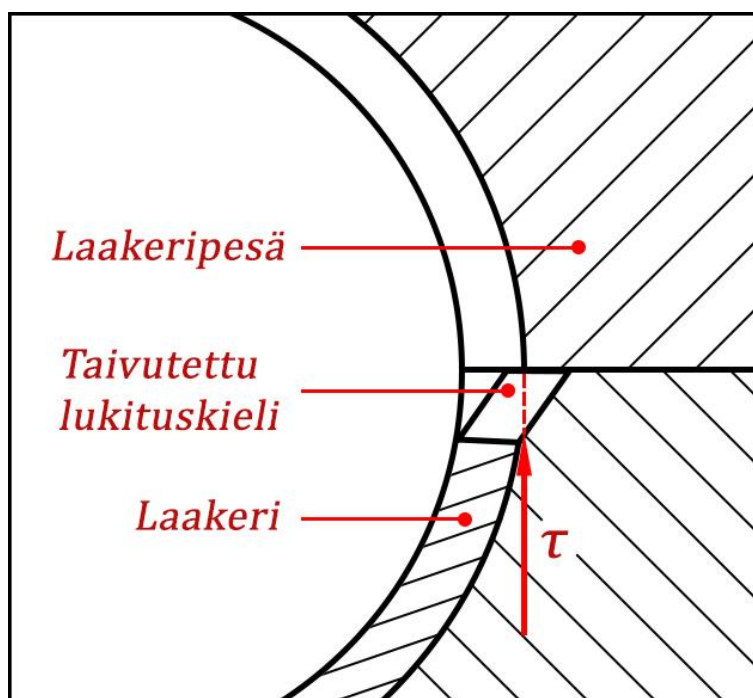
Molemmat muotolukitusmenetelmät ovat helppoja valmistuksen kannalta. Lukituskielet voidaan valmistaa samalla tavalla kuin paikoituskielet. Lukituskieli täytyy taivuttaa tai koneistaa laakeripuolikkaan pään kanssa samalle tasolle. Lukituslevyjen valmistaminen onnistuu helposti koneistamalla. Lisäksi laakeriin täytyy koneistaa kulma, johon lukituskieli asettuu. Asennuksessa lukituskielet toimivat samalla tavalla kuin nykyisin käytössä olevat

paikoituskielet. Lukituslevyn tapauksessa laakerin toinen puoli täytyy ensin asentaa kiertokangen alaosaan. Laakeripuolikas kiinnitetään satulaan lukituslevyn ruuvivoimalla, jonka jälkeen satula asennetaan kiertokangen alaosaan.

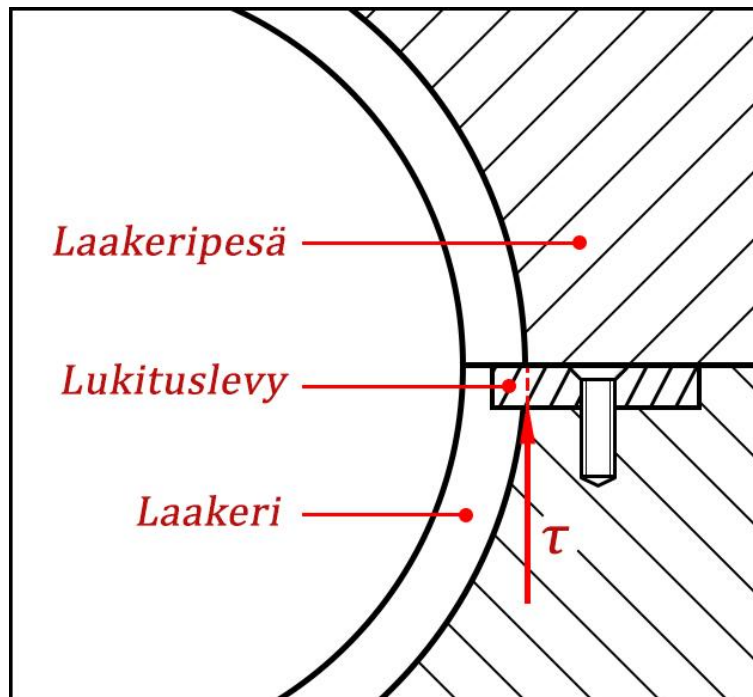
Taulukko 8. Muotosulkeisen liitoksen laskennan lähtöarvot.

Lukituslevyn paksuus	2 mm
Lukituslevyn leveys	200 mm
Yhden lukituslevyn poikkileikkausta vastaava pinta-ala	400 mm ²
Lukituslevyn myötölujuus (Teräs)	450 MPa
Lukituskielen korkeus	14 mm
Lukituskielen leveys	15 mm
Yhden lukituskielen leikkausta vastaava pinta-ala	210 mm ²
Lukituskielen myötölujuus (Alumiinipronssi)	260 MPa

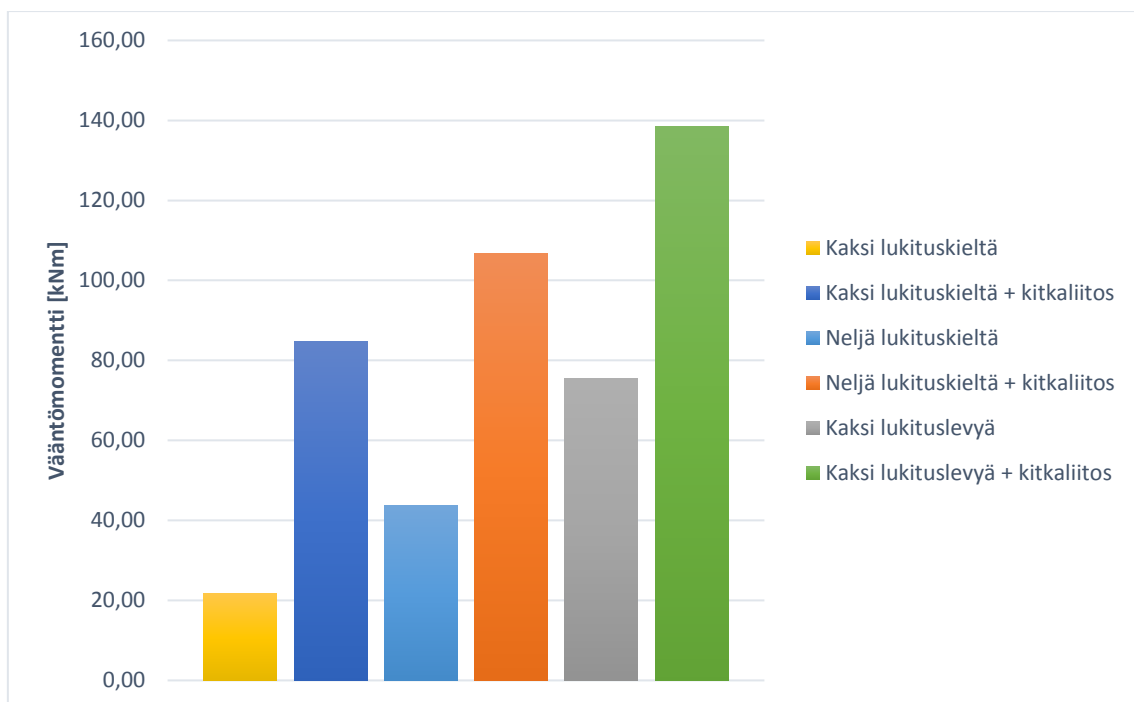
Laskennan tulokset on esitetty kuvassa 40. Tuloksista nähdään lukituskielten ja lukituslevyjen pidättelemän vääntömomentin suuruudet. Teräksen myötölujuus on korkeampi kuin alumiinipronssin, joten se pystyy pidättelemään suuremman vääntömomentin.



Kuva 38. Laakerin taivutettu lukituskieli ja siihen kohdistuva leikkausjännitys.



Kuva 39. Lukituslevy ja siihen kohdistuva leikkausjännitys.



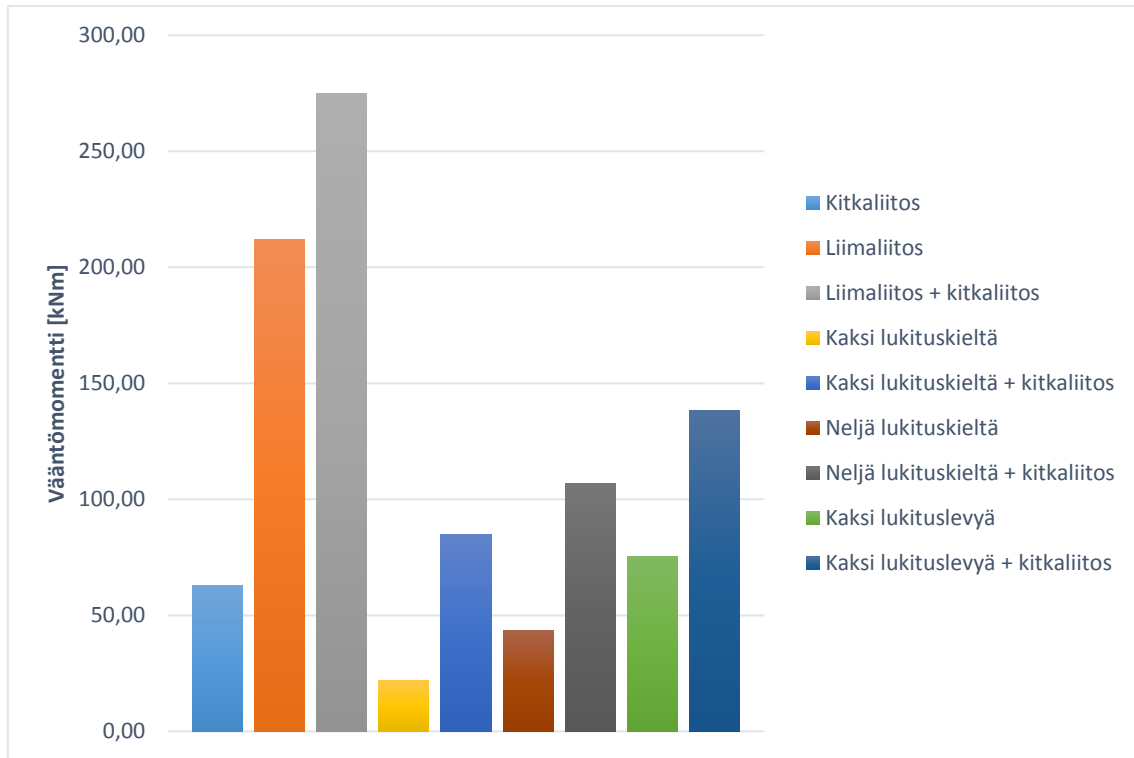
Kuva 40. Lukituskielten ja lukituslevyjen pidätteleämä vääntömomentti.

Kahdella lukituskielellä saadaan pidäteltyä noin 22 kNm vääntömomentti. Lukituskielten pidättelemä vääntömomentti nousee 85 kNm:iin, kun liitokseen lisätään kitkaliitoksen arvot. Neljällä lukituskielellä vääntömomentin arvo nousee kaksinkertaiseksi ja kitkaliitoksen kanssa noin 107 kNm:iin. Kahdella lukituslevyllä pystytään pidättelemään likimain 75 kNm vääntömomentti. Vääntömomentti nousee suunnilleen 140 kNm:iin, kun liitokseen lisätään kitkaliitoksen arvot. Laskennassa on käytetty kitkaliitoksen pienintä radiaalipaineen arvoa, joka on noin 6,5 MPa. Kyseinen radiaalipaine synnyttää suunnilleen 63 kNm kitkamomentin laakerin ja laakeripesän välille. Radiaalipaine ja kitkamomentti on laskettu kappaleessa 5 esitettyjen kaavojen ja taulukon 8 (s. 77) lähtöarvojen perusteella.

Muotolukitusta voidaan lähteä kehittämään asettamalla lukituselementille vaatimukset pidätellä tietyn suuruista vääntömomenttia. Vääntömomentin avulla voidaan laskea lukituselementin pinta-ala, joka on kohtisuorassa leikkausjännitystä vastaan. Pinta-ala saadaan johdettua kaavasta 13 (s. 48). Laboratoriomoottorin käynnistyksen vääntömomentin 26,6 kNm pidättelemiseen vaatii noin 600 mm² pinta-alan, kun käytetään alumiinipronssia. Kiertokangen laakerin kohdistuskielten poikkipinta-alojen tulee olla yhteensä siis 600 mm². Laboratoriomoottorin tapauksessa vaadittu pinta-ala on suunnilleen 1,5-kertainen suhteessa kiertokangen laakerin paikoituskielten nykyiseen poikkipinta-alaan.

7.7 Liitosmenetelmien vertailu

Kuvaan 41 on koottu kaikki läpikäytyt lukitusmenetelmät ja niiden pidättelemän vääntömomentin suuruudet suhteessa toisiinsa. Kuvasta nähdään, että suurimman vääntömomentin pidättelee liimaliitos, keskimäärin 212 kNm. Toiseksi suurimman vääntömomentin pystyy pidättelemään teräksestä valmistetut lukituslevyt eli 75 kNm. Kolmanneksi suurimman vääntömomentin pidättelee perinteinen kitkaliitos eli 63 kNm radiaalipaineen ollessa 6,5 MPa. Kuvaan on lisäksi laskettu kitkaliitoksen pidättelemän vääntömomentin summa liima- ja muotosulkeisten liitosten kanssa.



Kuva 41. Eri liitosmenetelmien pidättelemän vääntömomentin suuruudet.

8 Pohdinta

Mahdollisia työssä esiintyviä virhelähteitä ovat lähinnä laskennassa käytetyt lähtöarvot, yksinkertaistetut kaavat ja moottorimittauksen tulokset. Osa kaavoista on otettu suoraan kirjallisuudesta, mutta osa on johdettu fysiikan perusyhtälöiden pohjalta. Lähtöarvoissa suurin virhemarginaali on laakerilaskennassa käytetyissä kokemusperäisissä kitkakertoimissa. Tarkin mahdollinen tulos saadaan mittaamalla alumiinipronssilaakerin kitkakerroin terästä vasten käytännön kokeilla. Työssä ei mitattu pronssilaakerin kitkakerrointa. Laakerilaskenta suoritettiin Microsoft excel -taulukkolaskentaohjelmalla. Laskennassa syntyviä mahdollisia virheitä ovat kirjoitusvirheet ja lukuarvojen desimaalit. Lisäksi moottorin käynnistyksessä syntyvän laakerivoiman laskennassa ei huomioitu moottorin osien kitkahäviöitä. Kitkahäviöiden oletettiin olevan mitättömän pienet verrattuna kaasuvoimaan ja massavoimiin. Kampimekanismin kitkahäviöt eivät todennäköisesti vaikuta suuresti laskentatuloksiin, joten kitkahäviöt jätettiin laskennasta pois. Moottorin käynnistyspaine on tulkittu moottorin käynnistyksen mittaustulosten ja käynnistysilmajärjestelmän käyttöpaineen perusteella. 30 bar:n käynnistyspaine on konservatiivinen arvo, sillä moottorin kampiakseli lähtee todennäköisesti liikkeelle jo pienemmällä paineella. Käytännössä on kuitenkin mahdollista, että käynnistysilmajärjestelmä syöttää 30 bar yhteen sylinteriin. Asian todentaminen vaatii useita mittauskertoja. Työssä on kuitenkin pyritty huolellisuuteen ja mahdollisimman hyviin tuloksiin.

Työssä saadut tulokset toimivat lähinnä suuntaa antavina komponentteina laakerin kehitystyössä. Työn tulokset eivät ole absoluuttisen tarkkoja, mutta antavat erilaisten lukiutusmenetelmien suuruusluokat todellista kehitystyötä varten. Työn tulosten perusteella voidaan päätellä, että pronssilaakerin käyttäminen kiertokangen liukulaakerina on mahdollista. Liitos ei kuitenkaan ole yhtä tukeva kuin teräksisellä ulkokuorella tuettu liukulaakeri. Teräksisellä ulkokuorella tuetulla laakerilla saadaan aikaan noin nelinkertainen kitkamomentti verrattuna työssä laskettuun käynnistyksen suurimpaan vääntömomenttiin. Suurella kitkamomentilla varmistetaan, että laakeri pysyy kiinni, vaikka akseli leikkaantuisi hetkellisesti laakerin liukupinnan kanssa. Alumiinipronssin tapauksessa laakeriliitoksen lujuutta voidaan parantaa kasvattamalla laakerin paksuutta, ylipituutta tai

käyttämällä erilaisia lukitusmenetelmiä. Alumiinipronssin soveltuminen kiertokangen liukulaakerin materiaaliksi saadaan parhaiten selvitettyä käytännön kokeilla.

9 Johtopäätökset

Tämän työn tavoitteena oli tutkia ja kehittää liukulaakerin liittämistä laakeripesään. Laakeriliitosta tutkittiin käyttäen laakerimateriaalina alumiinipronssia CuAl10Fe5Ni5.

Työn perusteella voidaan tehdä seuraavia johtopäätöksiä:

1. Nykyisellä liitosmenetelmällä (kitkaliitos) laakerin kiinnittämiseen vaikuttavat laakerimateriaalilla saavutettavissa oleva radiaalipaine, jonka rajoittavana tekijänä on materiaalin myötöraja.
2. Laakerimateriaalin kitkakerroin laakerin ja laakeripesän välillä vaikuttaa suoraan kitkamomentin suuruuteen. Kitkakerroin laakerin ja akselin välillä vaikuttaa puolestaan käynnistyksestä syntyvään vääntömomenttiin.
3. Moottorin käynnistyksessä syntyvä vääntömomentti on huomattavasti suurempi kuin käynnin aikainen vääntömomentti. Ainoastaan abrasiivinen tai adhesiivinen kuluminen saattavat aiheuttaa suuremman vääntömomentin laakeriin.
4. Nykyiseen korkeaan radiaalipaineeseen perustuva laakeriliitos on käynnistyksen vääntömomenttiin nähden korkea.
5. Liukulaakerien asennuksessa perinteisesti käytettyä liitosmenetelmää eli kitkaliitosta voidaan parantaa käyttämällä vaihtoehtoisia liitosmenetelmiä. Liimaliitoksella saadaan aikaan suurin kitkamomentti eli noin 200 kNm. Erilaisilla muotosulkeisilla liitoksilla saadaan pidäteltyä 20-80 kNm vääntömomentti.
6. Liimaliitoksessa kosketuspintojen välinen liimakerros pidättelee laakeriin kohdistuvaa vääntömomenttia. Muotosulkeisissa liitoksissa ja ruuviliitoksissa lukitus-elementit/ruuvit pidättelevät vääntömomenttia. Pidättelykykyyn vaikuttaa lähinnä materiaalien myötörajat. Liimaliitoksessa liiman leikkausmurtolujuus.
7. Liimaliitoksen käyttäminen kiertokangen alaosan liukulaakerissa on mahdollista, mutta sisältää omat hankaluutensa. Ensinnäkin täytyy varmistaa, että liima kestää laakerin käyttölämpötilan ja ei reagoi voiteluaineen kanssa. Laakerin vaihtamisessa vanha liima täytyy poistaa kokonaan. Poistamista hankaloittaa tilanpuute kampikammiossa.

8. Ruuviliitos voidaan toteuttaa laakerin liukupinnan puolelle tai laakerin sivuille. Laakeriin täytyy valmistaa laippa, jotta ruuvit voidaan asentaa laakerin sivuille. Laipalliset liukulaakerit ovat kalliita valmistaa ja ruuvien asentaminen ei onnistu tilanpuutteen vuoksi. Ruuvien asentaminen liukupinnan puolelle vaatii huolellista asettelua, jotta ruuvien kiristysvoima jakautuu tasaisesti kosketuspintaan. Lisäksi täytyy varmistaa, että ruuvit eivät aukea moottorin käynnin aikana.
9. Muotosulkeiset liitokset ovat helpoin tapa laakerin asentamisen ja vaihtamisen kannalta kasvattaa laakeriliitoksen lujuutta. Lukituselementteinä voidaan käyttää mm. taivutettuja lukituskieliä tai lukituslevyjä.
10. Alumiinipronssin käyttäminen kiertokangen alaosan laakerin materiaalina on mahdollista. Nykyisen kaltaisella laakeriliitoksella voidaan saavuttaa noin 63 kNm kitkamomentti käyttäen alumiinipronssia CuAl10Fe5Ni5. Laakeriliitos ei kuitenkaan ole yhtä luja kuin teräksisellä ulkokuorella saavutettu.
11. Radiaalipaineen ja kitkamomentin suuruutta voidaan nostaa kasvattamalla laakerin paksuutta tai ylipituutta. Rajoittavana tekijänä toimii materiaalin myötöraja.

Työn tuloksia voidaan parantaa vertailemalla usean eri moottorin käynnistyksen sylinteripaineita ja laskemalla jokaisen käynnistyksen vääntömomentti. Laskennassa voidaan hyödyntää EHD-laskentaa selvittämään laakeriin kohdistuvia voimia ja muodonmuutoksia. Moottorin käynnin aikaisen vääntömomentin selvittäminen vaatii useita simulointikertoja. Nämä tulisi suorittaa usealla eri pyörimisnopeudella, voiteluaineen viskositeetilla, kuormalla ja pinnankarheuksilla. Lisäksi alumiinipronssin tarkka kitkakerroin olisi hyvä selvittää käytännön kokeilla. Alumiinipronssista voidaan lopuksi valmistaa liukulaakeri käytännön koetta varten. Laakerin rikkoutumisen varalta koeajo tulee suorittaa omassa testipenkissään. Testipenkin tulee kuormittaa laakeria samalla tavalla kuin moottorin.

10 Yhteenveto

Tämä diplomityö tehtiin Wärtsilä Oyj:n toimesta. Työn tarkoituksena oli tutkia ja kehittää laakeriliitoksen mekaanisia ominaisuuksia keskinopeissa nelitahtimoottoreissa. Laakeriliitoksen aikaansaamiseksi laakerin ja laakeripesän välinen kontakti täytyy olla riittävän luja. Tällä varmistetaan, että laakeri pysyy kiinni laakeripesässä. Luja laakeriliitos takaa laakerin oikeanlaisen toiminnan ja pitkän käyttöiän. Työssä selvitettiin moottorin käynnistyksen ja käynnin aikaiset tilanteet, jotka vaikuttavat laakerin kiinnipysymiseen. Lisäksi arvioitiin erilaisia koneenrakennuksessa käytettyjä liitosmenetelmiä ja liitosten soveltuminen kiertokangen laakeriin.

Työssä keskityttiin tutkimaan ja kehittämään Wärtsilän valmistamissa moottoreissa käytettyjä kiertokangen alaosan liukulaakereita. Tutkimus- ja kehitystyön pohjana oli käyttää tavanomaisesta poikkeavaa laakerimateriaalia kiertokangen laakerissa. Materiaalina käytettiin alumiinipronssia CuAl10Fe5Ni5. Laakerimateriaalin soveltumista tutkittiin perinteisellä kitkaliitoksella sekä kirjallisuudesta löytyvillä muilla liitosmenetelmillä. Työn lopputuloksena saatiin yleiskäsitys erilaisten liitosmenetelmien lujuuksista.

Laskentatulosten perusteella alumiinipronssista valmistettu kiertokangen alaosan laakeri kestää Wärtsilän laboratoriomootorin käynnistyksen vääntömomentin. Pronssilaakereilla ei kuitenkaan saada aikaan yhtä suurta radiaalipainetta kuin tavallisimmin käytetyillä teräskuorella tuetuilla kolmikerros- ja kaksikerroslaakereilla. Radiaalipainetta voidaan nostaa kasvattamalla laakerin paksuutta tai ylipituutta. Työn tulosten perusteella suuri radiaalipaine ei ole välttämätön, jotta laakeri kestää käynnistyksen vääntömomentin. Toisaalta on kuitenkin mahdollista, että laakeriin muodostuu tai pääsee vieras partikkeli, joka aiheuttaa suuren kuluttavan voiman ja voiteluainekalvon hetkellisen rikkoutumisen. Tämän tyyppisiä asioita varten laakereissa käytetään suurta radiaalipainetta, jolloin kulumisen voidaan varmuudella minimoida.

Lähteet

- Airila, M., Jantunen, E., Kivioja, S., Laihotie, E., Nurmi, L., Pora, M. & Ranta, A. (1987). *Koneenosat*. Porvoo: WSOY.
- Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M. & Välimaa, V. (2003). *Koneenosien suunnittelu*. Helsinki: WSOY.
- Aho, K., Airila, M., Holvio, V., Mantovaara, U., Kivioja, S. & Välimaa, V. (1985). *Koneenosien suunnittelu 3, Tehonsiirto*. Porvoo: WSOY.
- Basshuysen, R. V. & Schäfer, F. (2004). *Internal Combustion Engine Handbook*. Warrendale: SAE International.
- Barwell, F. T. (1979). *Bearing systems, Principles and Practice*. London: Oxford University Press.
- Bhushan, B. (2013). *Introduction to Tribology*. Hoboken: John Wiley & Sons Inc.
- Decker, K. H. (1982). *Maschinenelemente, Gestaltung und Berechnung*. München: Carl Hanser Verlag.
- Glaeser, W. A. (1992). *Materials for Tribology*. Amsterdam: Elsevier.
- Gopinath, K. & Mayuram, M. M. (2009). *Sliding Contact Bearings*. Verkkoaineisto. Noudettu 2019-01-30 osoitteesta https://nptel.ac.in/courses/112106137/pdf/5_1.pdf
- Hamrock, B. J. (1994). *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. United States of America: McGraw-Hill Inc.

- Haavisto, J. (2016). *Viskositeetti ja pintajännitys*. Verkkoaineisto. Noudettu 2019-01-31 osoitteesta <https://docplayer.fi/11456314-Viskositeetti-ja-pintajannitys.html>
- Johnson Metall (2019). *Copper alloy JM 7: CuAl10Fe5Ni5-C*. Tuotetiedot. Noudettu 2019-04-10 osoitteesta <http://www.johnson-metall.com/img/file.php?id=60454>
- Kivioja, S., Kivivuori, S. & Salonen, P. (2007). *Tribologia – Kitka, Kuluminen ja Voitelu*. Helsinki: Otatieto.
- Kivioja, S. (2000). *Konetekniikka*. Helsinki: Otatieto.
- Leader, M. E. (2013). *Understanding Journal Bearings*. Verkkoaineisto. Noudettu 2019-01-30 osoitteesta http://edge.rit.edu/edge/P14453/public/Research/2-_LEADER_-_Understanding_Journal_Bearings.pdf
- Marinediesels (2018). *Operational Information: Hydrodynamic Lubrication*. Verkkoaineisto. Noudettu 2018-11-14 osoitteesta http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/Other_info/hydrodynamic_lubrication.htm
- Mäkelä, T. (2016). *Liimaliitokset moottorinvalmistuksessa*. Insinööriyö, Tampereen ammattikorkeakoulu, Tampere. Noudettu 2019-07-31 osoitteesta https://www.theseus.fi/bitstream/handle/10024/109861/Makela_Tomas.pdf;jsessionid=FA4CE7429290CB0814499FDBE4CBEDF6?sequence=1
- Neale, M. J. (1973). *Tribology Handbook*. London: Newnes-Butterworths.
- Opetushallitus (2019). *Voiteluaineet: Perusteet*. Verkkoaineisto. Noudettu 2019-01-31 osoitteesta http://www03.edu.fi/oppimateriaalit/kunnossapito/mekaniikka_e01_voiteluaineet_perusteet.html

Pennala, E. (2002). *Lujuusopin perusteet*. Helsinki: Otatieto.

Stolarski, T. A. (1990). *Tribology in Machine Design*. New York: Industrial Press.

Stachowiak, G. W. & Batchelor, A. W. (2001). *Engineering tribology*. Boston: Butterworth Heinemann.

The Cartech (2019). *Bearings*. Verkkoaineisto. Noudettu 2019-04-24 osoitteesta http://www.thecartech.com/subjects/machine_elements_design/Bearings.htm

The Engineering ToolBox (2019). *Friction and Friction Coefficients*. The Engineering Toolbox verkkosivut. Noudettu 2019-07-11 osoitteesta https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html

Tomei The Engine Specialist (2009). *Competition Bearing Series: Crush*. Tomei The Engine Specialist verkkosivut. Noudettu 2019-12-07 osoitteesta https://www.tomeiusa.com/_2003web-catalogue/e091_competition_bearing.html

Wärtsilä Oyj (2009). *bearing_nip_calculation*. Dokumentti.

Wärtsilä Oyj (2016). *Nip measurement and assembly test guide*. Dokumentti.

Wärtsilä Oyj (2011). *Big end bearing, DAAF018590*. Piirustus.

Wärtsilä Oyj (2015). *Bearings in 4-stroke engines*. Esitelmä.

Wärtsilä Oyj (2019). *Product Guide Wärtsilä 46F*. Tuotetiedot. Noudettu 2019-03-01 osoitteesta <https://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/diesel-engines/wartsila-46f>

Wärtsilä Oyj (2019). Laboratoriomoottorin mittaustulokset.

Ylinen, A. (1970). *Kimmo- ja lujuusoppi II*. Porvoo: WSOY.