



TEKNILLINEN TIEDEKUNTA

# **Ruuviliitosten väsyminen ultralujissa teräksissä**

Heikki Jauhiainen

Konetekniikka  
Kandidaatintyö  
Kesäkuu 2021

# TIIVISTELMÄ

Ruuviliitosten väsyminen ultralujissa teräksissä

Heikki Jauhiainen

Oulun yliopisto, Konetekniikan tutkinto-ohjelma

Kandidaatintyö, 2021, 44 s.

Työn ohjaaja yliopistolla: Lassi-Pekka Keränen

Työssä lukijalle esitetään ruuveihin ja ruuviliitoksiin liittyviä standardeja, niiden mitoitusperiaatteita ja ruuviliitoksen kestoikään vaikuttavia tekijöitä sekä staattisella, että dynaamisella kuormituksella. Ruuviliitoksen väsymisilmiötä tarkastellaan tarkemmin sekä miten ultraluja teräs vaikuttaa ruuviliitoksessa huomioon otaviin asioihin. Työssä on tavoitteena antaa lukijalle katsaus, miten ruuviliitosta lähdetään suunnittelemaan, miten ja mitkä asiat siihen vaikuttavat ja kuinka tilanne muuttuu, kun liitettävät osat ovat ultralujasta teräksestä valmistettuja. Tämän jälkeen esitellään kuvitteellinen esimerkkitapaus, jossa mitoitetaan moniruuviliitos dynaamisen kuormituksen alaisena. Työssä huomataan, että rakenteiden keventäminen ultralujilla teräksillä aiheuttaa muutoksia ruuviliitoksen mitoittamiseen. Ultralujien terästen käyttö vaikuttaa ruuviliitoksessa tapahtuvaan kitkaväsymisilmiöön, joka tulee huomioida materiaalivalinnoissa.

*Asiasanat: ruuviliitos, väsyminen, ultralujat teräkset*

# ABSTRACT

Fatigue of ultrahigh-strength steel bolted joints

Heikki Jauhiainen

University of Oulu, Degree Programme of Mechanical Engineering

Bachelor's thesis 2021, 44 p.

Supervisor at the university: Lassi-Pekka Keränen

In this thesis the reader is presented with the standards relating to bolts and bolted joints, their designing principles and factors affecting the life of the bolted joint both with static and dynamic loads. The fatigue phenomenon of the bolted joint is also considered in more detail and how it affects when the joining parts are made of ultrahigh-strength steel. The aim of this thesis is to give the reader an overview on how to design a bolted joint, what factors affect its lifetime expectancy and how the situation changes when the parts to be connected are made of ultrahigh-strength steel. An imaginary example case is presented where the goal is to design a multi-screw joint which is under dynamic loading and made of ultrahigh-strength steel. In the work it is noted that lightening of structures with ultrahigh-strength steel causes changes in how the bolted joint is designed. The use of ultrahigh-strength steel affects the fretting fatigue phenomenon in a bolted joint, which is to be accounted for in designing the joint.

*Keywords: bolted joint, fatigue, ultrahigh-strength steel*

## ALKUSANAT

Tämän työn tarkoituksena on perehtyä tarkemmin tämän hetkiseen tietoon ruuviliitoksista niiden väsymisestä ja kuinka asiat muuttuvat kun liitettävät materiaalit ovat valmistettu ultralujasta teräksestä. Työ kirjoitettiin aikavälillä 18.1.-6.6.2021. Haluan kiittää kandidaatintyön ohjaajaani Lassi Kerästä työni ohjaamisesta sekä hyödyllisistä neuvoista ja kehitysideoista työhöni liittyen.

Oulu, 7.6.2021

*Heikki Jauhiainen*  
Heikki Jauhiainen

# SISÄLLYSLUETTELO

1 Työn rakenne ja sisältö.....	8
1.1 Johdanto .....	8
2 Ruuviliitosten mitoittaminen.....	9
2.1 Standardit .....	9
2.2 Mitoittaminen.....	13
3 Ruuviliitosten väsyminen.....	19
3.1 Terästen väsyminen.....	19
3.2 Fretting-väsyminen .....	20
3.3 Asettuminen .....	22
3.4 Esijännitetyjen ruuviliitosten väsyminen .....	23
4 Ruuviliitokset ultralujissa teräksissä .....	26
4.1 Liitoksen suunnittelu.....	26
4.1.1 Geometria .....	26
4.1.2 Mitoitus.....	27
4.1.3 Liitoksen väsyminen.....	27
4.2 Liitoksen kiinnipysymisen varmistaminen .....	28
4.3 Rakenteen keventäminen ultralujalla teräksellä.....	29
4.3.1 Liitoksen mitoitus käsin laskennalla.....	29
5 Yhteenveto .....	39
LÄHDELUETTELO.....	41

## MERKINNÄT JA LYHENTEET

$A_A$	ruuvien ja pinnan kontaktipinta-ala
$A_i$	ruuvien poikkileikkausala
$A_n$	ruuvien nimellispoikkipinta-ala
$A_s$	ruuvien jännityspoikkipinta-ala
$A_0$	ruuvien pienimmän poikkileikkauksen pinta-ala
$B$	reunimmaisten ruuvien välinen etäisyys
$d$	ruuvien nimellishalkaisija
$d_3$	ruuvien sydänhalkaisija
$E_p$	liitettävien osien kimmokerroin
$E_s$	ruuvien kimmokerroin
$F$	liitosta kuormittava voima
$F_a$	ruuvien suuntainen aksiaalivoima
$F_{amp}$	sinimuotoisen kuormituksen amplitudi
$f_D$	dynaaminen kuormituskerroin
$F_{max}$	akσιαalisen kuormituksen maksimiarvo
$F_{min}$	akσιαalisen kuormituksen minimiarvo
$F_{smax}$	ruuviin kohdistuvan aksiaalisen kuormituksen maksimiarvo
$F_{smin}$	ruuviin kohdistuvan aksiaalisen kuormituksen minimiarvo
$F_{Msall}$	ruuvien suurin sallittu esikiristysvoima
$F_p$	palkkia kuormittava muuttumaton voima
$F_{p,C}$	esijännitysvoiman mitoitusarvo
$F_{s,Rd}$	esijännitettyjen ruuvien liukumiskestävyuden mitoitusarvo
$f_{ub}$	ruuvien vetomurtolujuus
$F_v$	ruuvien esikiristysvoima
$F_q$	ruuviin kohdistuva aksiaalivoima
FEM	Finite Element Method
$I_{x0}$	on neliömomentti x-akselin suuntaisen akselin suhteen
$I_z$	akσιαalinen neliömomentti
$k_s$	ruuvien jousivakio

$k_p$	pinnan jousivakio
$K_t$	kierreltiitoksen muotoluku
$l_{sk}$	ruuvin kannan pituus
$l_m$	ruuvin kierteettömän osan pituus
$l_l$	ruuvin kierteellisen osan pituus
$l_k$	ruuvin joustavan osan pituus
$M$	palkkia kuormittava taivutusmomentti
$m$	leikkeisyyden lukuarvo
$n$	kitkapintojen lukumäärä
$p$	pintapaine
$R_m$	murtolujuus
$R_e$	myötölujuus
$y_i$	ruuvin keskipisteen y-koordinaatti
$y_i$	ruuvin neutraaliakselin y-koordinaatti
$z$	ruuvien lukumäärä
$\sigma_a$	ruuvin jännitysamplitudi
$\sigma_{max}$	ruuviliitoksen paikallinen jännitys
$\sigma_{Msall}$	ruuvin suurin sallittu jännitys
$\sigma_{nim}$	ruuviliitoksen nimellinen jännitys
$\gamma_{M3}$	osavarmuusluku
$\mu$	kitkakerroin

# 1 TYÖN RAKENNE JA SISÄLTÖ

## 1.1 Johdanto

Ruuviliitokset ovat yksi yleisimmistä liitosmuodoista sekä tärkeässä roolissa niin koneissa, kuin muussa rakentamisessa. Koneissa sekä isommissa rakenteissa, kuten silloissa ruuviliitokset joutuvat usein syklisen kuormituksen alle, joka aiheuttaa ruuviliitoksen väsymistä. Nykyisin on myös trendinä käyttää yhä lujempia ja lujempia teräksiä rakenteissa omamassan pienentämiseksi tai käyttökustannussyistä ja tämä asettaa uusia haasteita ruuviliitoksille. Tämän työn tavoitteena on esitellä esijännitetyn ruuviliitoksen mitoitusperiaatteita, väsymistä ja ruuviliitoksen kestämisen varmistamista käytännössä ultralujia teräksiä liitettäessä. Lisäksi tarkastellaan tarkemmin ruuviliitoksen väsymiseen vaikuttavia tekijöitä ultralujissa teräksissä.



## 2 RUUVILIITOSTEN MITOITTAMINEN

### 2.1 Standardit

Ruuviliitokset kuuluvat Eurocode 3 standardin alaisuuteen, tarkennettuna osaan 8, jotka ovat liitoksen mitoitusta sääteleviä standardeja. Tämä on Suomen standardoimisliiton SFS:n standardi SFS-EN 1993-1-8. Eurokoodin alaisuuteen kuuluu vain rakennesuunnittelu, joten koneensuunnittelussa tätä ei ole pakollista soveltaa. Kyseisen standardin mukaan on olemassa kahta erilaista ruuvikiinnitystyyppiä, jotka jakautuvat vielä yhteensä viiteen alakategoriaan kirjaimilla luokiteltu A:sta E:hen. Leikkausvoiman rasittamat kiinnitykset ovat A:sta C:hen. Kiinnitysluokassa A katetaan reunapuristustyypinen kiinnitys, B:ssä katetaan käyttörajatilassa liukumisen kestävä kiinnitys, C:ssä murtorajatilassa liukumisen kestävä kiinnitys. Vetovoiman rasittamia kiinnityksiä, jotka ovat D ja E, luokitellaan seuraavanlaisesti; kiinnitysluokassa D katetaan kiinnitykset, jossa käytetään esijännittämättömiä ruuveja ja kiinnitysluokassa E katetaan kiinnitykset, jossa käytetään esijännitettyjä ruuveja (SFS-EN 1993-1-8, 2005, s.22–23).

Ruuvien reiät tulee olla riittävän kaukana toisistaan, sillä ruuvien reiät ovat epäjatkuvuuskohtia materiaalissa. Epäjatkuvuuskohdat heikentävät liitettävän materiaalin kestävyyttä ja aiheuttavat jännityskeskittymiä. Tällöin materiaali on alttiimpi murtumiselle. Ruuvien reikien sijainnit reunasta tulee pääsääntöisesti olla vähintään 1,2 kertaa ruuvien reiän halkaisija, paitsi pidennetyissä rei'issä reunaetäisyys tulee olla 1,5 kertaa ruuvien reiän halkaisija. Jos asetetaan kaksi ruuvia vierekkäin, niin näiden ruuvien reikien väli tulee minimissään olla 2,2 kertaa ruuvien reiän halkaisija. (Keränen, 2019b, s. 15 ja SFS-EN 1993-1-8, 2005, s.24)

Ruuvien kierteiden koot ovat standardoitu, jotta ruuvit ja mutterit ovat vaihtokelpoisia keskenään valmistajasta riippumatta. Yleisimpiä kierreprofiileja ovat terävä kierre, puolisuunnikaskierre ja pyörökierre. Terävä kierre yleisesti on helppo valmistaa lastuamalla tai kylmämuokkaamalla, väljäksi saadaan helposti hallittua siirtämällä profiilia ruuvien suuntaisesti, kierteen säteensuuntaisten voimien aiheuttamat muodonmuutokset edistävät jännityskeskittymien tasoittumista kierteessä ja

kiinnitysruuveissa suuren kylkikulman aiheuttama suuri kitkavoima parantaa ruuvien kiinni pysymistä. (Björk et al., 2014, s. 133)

Yleisin käytetty kierretyyppi on metriset ISO-vakiokierteet. ISO-kierre on terävä kierre, eli kierteen profiili muodostuu suorakulmaisesta kolmiosta, jonka kylkikulma on 60°. ISO-kierrettä on saatavilla kahdella eri suuruisella nousulla, vakio- ja taajakierteellä. Taajakierteessä kierteen nousu on pienempi kuin vakiokierteessä. Vakiokierrettä tulisi aina käyttää ensisijaisesti, mutta tarvittaessa voi myös käyttää taajakierteistä, eli tiheämpikierteistä ruuvia. (Björk et al., 2014, s. 133)

Myös tuumakierteitä löytyy ISO-standardoituna, tuumainen ISO-vakiokierre UNC ja tuumainen ISO-hienokierre UNF. Tuumakierteitä on myös lieriömäiset Whitworth-putkikierteet ja kartiomaiset Whitworth-putkikierteet sekä itsetiivistyvät R-painekierteet ja tiivistymättömät G-painekierteet. Tuumakierteitä käytetään pääsääntöisesti nykyään vain putkiliitännöissä. Kuvassa 1 esitetään ISO- ja Whitworth-kierteiden nousut, reiän halkaisijat ja alkureiän koko yleisimmin käytetyissä koossa. (Bickford J. ja Nassar S., 1998, s.121–124 ja Björk et al., 2014, s. 133)

KIERRETAULUKKO						
Metrisen ISO- vakiokierre						
Kierre	Nousu mm	Poran Ø (mm)		Kierre	Nousu mm	Poran Ø (mm)
M1,8	0,35	1,45		M5,5	0,9	4,6
M2	0,4	1,6		M6	1	5
M2,2	0,45	1,75		M7	1	6
M2,3	0,4	1,9		M8	1,25	6,8
M2,5	0,45	2,05		M9	1,25	7,8
M2,6	0,45	2,15		M10	1,5	8,5
M3	0,5	2,5		M11	1,5	9,5
M3	0,6	2,4		M12	1,75	10,2
M3,5	0,6	2,9		M14	2	12
M4	0,7	3,3		M16	2	14
M4	0,75	3,2		M18	2,5	15,5
M4,5M	0,75	3,7		M20	2,5	17,5
M5	0,8	4,2		M22	2,5	19,5
M5	0,75	4,2		M24	3	21
M5	0,9	4,1		M27	3	24
Metrisen ISO- hienokierre						
Kierre	Poran Ø (mm)	Kierre	Poran Ø (mm)	Kierre	Poran Ø (mm)	
M3x 0,35	2,65	M11 x 1	10	M18 x 1	17	
M4x 0,5	3,5	M12 x 1	11	M18 x 1,5	16,5	
M5x 0,5	4,5	M12 x 1,25	10,8	M20 x 1	19	
M6x 0,75	5,2	M12 x 1,5	10,5	M20 x 1,5	18,5	
M7x 0,75	6,2	M13 x 1	12	M22 x 1	21	
M8x 0,75	7,2	M14 x 1	12	M22 x 1,5	20,5	
M8x 1	7	M14 x 1,25	12,8	M24 x 1	23	
M9x 1	8	M14 x 1,5	12,5	M24 x 1,5	22,5	
M10 x 0,75	9,2	M15 x 1	14	M24 x 2	22	
M10 x 1	9	M15 x 1,5	13,5	M25 x 1	24	
M10 x 1,25	8,8	M16 x 1	15	M25 x 1,5	23,5	
M11 x 1	10	M16 x 1,5	14,5	M26 x 1,5	24,5	
M12 x 1	11	M17 x 1	16			
Tuumainen ISO- vakiokierre (UNC)			Tuumainen ISO- hienokierre (UNF)			
Kierre	Suurin sisä Ø (mm)	Poran Ø (mm)	Kierre	Suurin sisä Ø (mm)	Poran Ø (mm)	
1/4 - 20	5,27	5,1	1/4 - 28	5,58	5,5	
5/16- 18	6,37	6,5	5/16- 24	7,04	6,8	
3/8 - 16	8,16	8	3/8 - 24	8,63	8,5	
7/16- 14	9,55	9,2	7/16- 20	10,03	9,8	
1/2 - 13	11,01	10,8	1/2 - 20	11,62	11,5	
9/16- 12	12,46	12,2	9/16- 18	13,08	12,8	
5/8 - 11	13,87	13,5	5/8 - 18	14,67	14,5	
3/4 - 10	16,83	16,5	3/4 - 16	17,69	17,5	
7/8 - 9	19,75	19,25	7/8 - 14	20,66	20,5	
1 - 8	22,6	22,25	1 - 12	23,57	23,25	
1 1/8- 7	25,38	25	1 1/8- 12	26,74	25,5	
1 1/4- 7	28,52	28	1 1/4- 12	29,92	29,5	
1 3/8- 6	31,12	30,5	1 3/8- 12	33,09	33	
1 1/2- 6	34,29	34	1 1/2- 12	36,27	36	
Lieriömäiset Whitworth- putkikierteet			Kartiomaiset Whitworth- putkikierteet			
Kierre	Kierteitä tuumalla	Suurin sisä Ø (mm)	Poran Ø (mm)	Kierre	Kierteitä tuumalla	Poran Ø (mm)
R 1/8	28	8,85	8,8	RK 1/8	28	8,4
R 1/4	19	11,89	11,8	RK 1/4	19	11,2
R 3/8	19	15,4	15,25	RK 3/8	19	14,75
R 1/2	14	19,17	19	RK 1/2	14	18,25
R 5/8	14	21,13	21	RK 5/8	14	20,25
R 3/4	14	24,66	24,5	RK 3/4	14	23,75
R 7/8	14	28,42	28	RK 7/8	14	27,5
R 1	11	30,93	30,5	RK 1	11	30
R 1 1/8	11	35,58	35,5	RK 1 1/8	11	34,5

Kuva 1. (Vaakkutech, 2020)

Lisäksi on olemassa erikoisempia kierteitä kuten ISO-trapetsikierre, jonka kierreprofiili on puolisuunnikas ja pyörökierre, jonka kierreprofiili on pyöreä. Trapetsikierrettä käytetään yleisesti liikeruuveissa sen pienen kylkikulman ja aksiaalivälysten helpon hallinnan vuoksi. Pyörökierrettä käytetään jonkin verran sähkötekniikassa, sillä se ei ole kovin arka iskuille tai lialle. Pyörökierteen voi löytää vaikkapa hehkulampusta. (Björk et al., 2014, s. 135).

Ruuviliitoksen lujuus on aina suhteessa ruuvimateriaalin murtolujuuteen, kun oletetaan, että ruuvi on riittävän sitkeä tasaamaan paikalliset jännityskeskittymät. Yleisimpiä materiaaleja ruuveissa ovat niukkaseosteiset teräkset ja hiiliteräkset. Esimerkiksi metrisissä ISO-kierteissä on lujuus määritelty standardin SFS-EN ISO 898-1 mukaan. Standardin mukaisten ruuvien sallittu käyttölämpötila on  $-50 \dots +150$  °C. Yleisin lujuusluokka on 8.8 sen edullisuuden vuoksi, lujuusluokissa 10.9 ja 12.9 murtovenymät ovat pienempiä kuin lujuusluokassa 8.8. Siksi 8.8 lujuusluokan ruuvit luovat monesti varmemman liitoksen. (Björk et al., 2014, s. 140)

Lujuusluokkien tunnukset koostuvat kahdesta numerosta, josta saadaan selville kyseisen ruuvin myötö- ja murtolujuus. Tarkastellaan esimerkiksi kuusioruuvia M12x60 10.9. Sen koko on M12 ja pituus 60 mm. Lujuusluokka on 10.9, josta saadaan selville murtolujuus  $R_m$  kertomalla pistettä edeltävä luku sadalla, kuten yhtälössä (1) esitetään.

$$R_m = 10 \cdot 100 = 1000 \text{ MPa}. \quad (1)$$

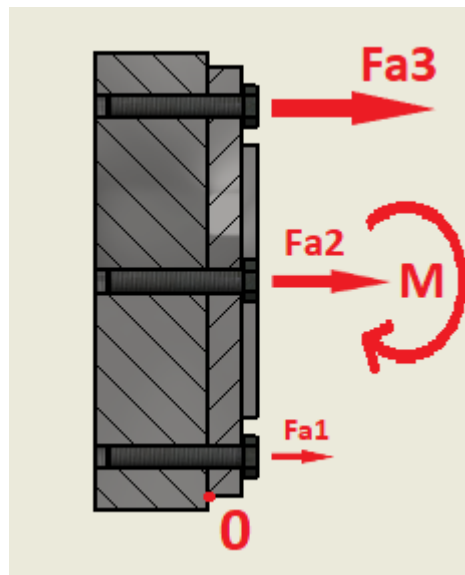
Myötölujuus saadaan selville kertomalla murtolujuus pisteen jälkeisellä luvulla, joka jaetaan kymmenellä, kuten yhtälössä (2) esitetään.

$$R_e = R_m \cdot \frac{9}{10} = 1000 \text{ MPa} \cdot 0,9 = 900 \text{ MPa}. \quad (2)$$

Ruostumattomista teräksistä valmistetun ruuvin mekaaniset ominaisuudet löytyvät standardista SFS-EN ISO 3506-1. Standardiin kuuluu austeniittiset, martensiittiset ja ferriittiset teräkset. (Björk et al., 2014, s. 140)

## 2.2 Mitoittaminen

Ruuviin kohdistuva kuormitus ei määräydy ainoastaan liitokseen kohdistuvan ulkoisen voiman mukaan vaan siihen vaikuttaa liitoksen osien muotoilu ja mittasuhteet. Jos ruuviin kohdistuvan kuormituksen määrittelyssä menetellään väärin, liitoksesta ei tule luotettavaa parhaimmillakaan ruuveilla ja muttereilla. Ruuviliitos mitoitetaan sijoittamalla kuormittava voima ruuvien liittämien osien välille joko ruuvia kohtisuoraan  $F_q$  tai ruuvien suuntaisesti  $F_a$ . Jos liitokseen kohdistuu taivutusta tai muuta kuin puhdasta aksiaali- tai leikkauskuormia, ne aiheuttavat ruuveille kuitenkin joko aksiaali- tai leikkauskuormia, riippuen liitoksen geometriasta. Kuvassa 2 esitetään esimerkkitapaus taivutuksen aiheuttamasta aksiaalikuorman määräytymisestä laippaliitoksessa, kun oletetaan että kappale käyttäytyy jäykästi. Tällöin kappale pyrkii kääntymään pisteen 0 ympäri.



Kuva 2. Taivutuskuorman jakautuminen ruuviryhmässä (Mukaiillen Karhunen, 2021, s. 126).

Ruuviliitokseen kohdistuva aksiaalivoima tulisi aina tuoda mahdollisimman lähelle ruuvia. Jos aksiaalivoima on riittävän kaukana ruuvista, se saattaa aiheuttaa vipuvoimia ruuviliitokseen. Kuvassa 3 esitetään kuinka mutka voiman kulkureitissä aiheuttaa vipuvarren  $x$  ja siten momentin liitokseen. (Karhunen, 2021, s. 109–110)



$$(F_v - F_a) \cdot \mu > F_q, \quad (4)$$

missä  $\mu$  on kitkakerroin väliltä 0,15...0,6 riippuen materiaaleista,  
 $F_a$  [N] on aksiaalinen vetovoima,  
 $F_v$  [N] on esikiristysvoima ja  
 $F_q$  [N] on ruuviin kohdistuva leikkaava voima.

Ruuvi venyy kiristettäessä jousen tavoin. Tämä tulee huomioida lopullista kiristysmomenttia laskiessa, jotta ruuvi ei jää liian löysälle ruuvin venymisen vuoksi. Ruuvin venymä saadaan laskettua ruuvin jousivakiosta sekä siihen kohdistuvasta kiristysvoimasta. Liitettävien osien jousivakion suhde ruuvin jousivakioon tulisi olla mahdollisimman suuri. Tätä suhdetta saadaan helpommin kasvatettua pidentämällä ruuvia. Pidempi ruuvi kestää syklistä kuormitusta paremmin, jolloin sen kokonaiskuorma on pienempi eli saadaan varmempi liitos. Tarkka ruuviliitoksen mitoitus vaatii elementtimenetelmän käyttöä tai käsin laskentaa, jotta alustan ja ruuvin venymät ja joustot saadaan tarkkaan laskettua. (Keränen, 2019a, s. 15–18)

Ruuviliitos on lähes aina kannattavampi tehdä usean ruuvin ruuviryhmäksi kuin yksittäisen ruuvin liitokseksi. Useilla ruuveilla kiristysvoima jakautuu tasaisemmin liitettävien osien välillä ja pienemmät ruuvit riittävät. Pienempiä ruuveja tulisi suosia, sillä ne ovat helpompia kiristää, helpommin saatavilla ja halvempia, sekä tekevät liitoksesta kevyemmän. Lisäksi pienet ruuvit voidaan valmistaa isoja ruuveja lujemmiksi. Moniruuviliitos on luotettavampi, sillä yhden ruuvin löystyessä tai rikkoutuessa, ruuviryhmän muut ruuvit voivat kantatella liitosta ja ehkäistä suurempien vaurioiden sattumista. (Keränen, 2019b, s. 5)

Staattisen kuormituksen alaisissa liitoksissa usein riittää karkea laskenta liitoksen kuormituksen määrittämiseksi, tällä säästetään paljon aikaa ja sitä kautta rahaa. Dynaamisen kuormituksen alaiset liitokset tulee mitoittaa huolellisemmin. (Karhunen, 2020, s. 117)

Pitkillä liitoksilla, jossa äärimmäisten ruuvien etäisyys on yli 15 kertaa ruuvin nimellishalkaisija, voidaan kitkavoiman riittävyys määritellä liukumiskestävyyden

mitoitusarvolla. Liukumiskestävyuden mitoitusarvoa ei kuitenkaan käytetä, jos kuormittava voima jakaantuu tasan kaikille ruuveille. Liukumiskestävyuden mitoitusarvoa voidaan käyttää, kun ruuviryhmällä on epätasainen kuormitus ruuviryhmään nähden. Esijännitettyjen ruuviliitosten, joiden ruuvien lujuus 8.8 tai 10.9, ruuvien liukumiskestävyuden mitoitusarvo saadaan yhtälöllä (5)

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu}{\gamma_{M3}} \cdot F_{p,C}, \quad (5)$$

missä  $k_s$  on ruuvin jousivakio, jonka arvot esitetään taulukossa 1,  
 $n$  on kitkapintojen lukumäärä,  
 $\mu$  on kitkakerroin, joka määritellään joko kokeellisesti pinnalle tai valitaan taulukko 2 mukaan,  
 $\gamma_{M3}$  on osavarmuusluku 1,25 ja  
 $F_{p,C}$  [N] on esijännitysvoiman mitoitusarvo, joka saadaan yhtälöstä (6).

$$F_{p,C} = 0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_s, \quad (6)$$

missä  $f_{ub}$  [MPa] on ruuvin vetomurtolujuus ja  
 $A_s$  [mm<sup>2</sup>] on ruuvin jännityspoikkipinta-ala.



Taulukko 1. Muuttujan  $k_s$  arvo eri tilanteissa (SFS-EN 1993-1-8, 2005, s.33).

Kuvaus	$k_s$
Ruuvit ovat normaaleissa pyöreissä rei'issä	1,0
Ruuvit ovat ylisuurissa rei'issä tai lyhyissä pidennetyissä rei'issä. Pidennetyn reiän pituussuuntainen akseli on kohtisuorassa suunnassa vaikuttavan voiman kanssa.	0,85
Ruuvi ovat pitkissä pidennetyssä rei'issä. Pidennetyn reiän pituussuuntainen akseli on kohtisuorassa suunnassa vaikuttavan voiman kanssa.	0,7
Ruuvit ovat lyhyissä pidennetyissä rei'issä. Pidennetyn reiän pituussuuntainen akseli on yhdensuuntainen vaikuttavan voiman kanssa.	0,76
Ruuvit ovat pitkissä pidennetyissä rei'issä. Pidennetyn reiän pituussuuntainen akseli on yhdensuuntainen vaikuttavan voiman kanssa.	0,63

Taulukko 2. Pintakäsittelyn vaikutus kitkakertoimeen  $\mu$ . (SFS-EN 1090-2,2018)

Pintakäsittely	Luokka	Kitkakerroin $\mu$
Pinnat, joilta irtonainen ruoste on poistettu hiekka- tai teräsräpähalluksella, ei pistemäisiä syöpymiä.	A	0,50
Pinnat, jotka on kuumasinkitty standardin EN ISO 1461 mukaisesti ja pyyhkäisypuhallettu ja pinnoitettu emäksisellä sinkkisilikaattimaalilla, jonka nimellispaksuus on 60 $\mu\text{m}$ .	B	0,40
Hiekalla tai teräsrakeilla puhalletut pinnat: a) pinnoitettu emäksisellä sinkkisilikaattimaalilla, jonka nimellispaksuus on 60 $\mu\text{m}$ , b) termisesti ruiskutettu alumiinilla tai sinkillä tai niiden yhdistelmällä korkeintaan 80 $\mu\text{m}$ :n nimellispaksuuteen.	B	0,40
Pinnat, jotka on kuumasinkitty standardin EN ISO 1461 mukaisesti ja pyyhkäisypuhallettu (tai käsitelty vastaavan vaikutuksen tuottavalla menetelmällä)	C	0,35
Teräsharjalla tai liekkipuhalluksella puhdistetut pinnat, irtonainen ruoste poistettu	C	0,30
Käsittlemättömät pinnat	D	0,20

## 3 RUUVILIITOSTEN VÄSYMINEN

### 3.1 Terästen väsyminen

Terästen väsyminen on hankala ongelma, sillä materiaali voi murtua jo pienillä kuormituksilla suhteessa materiaalin murtolujuuteen. Tällainen vaihtelevan kuormituksen aiheuttama murtuminen on väsymismurtuminen. Väsymistä voi olla vaikea havaita silmällä rakenteesta etukäteen. Väsymismurtuma on kuitenkin yleisin syy mekaaniseen vaurioon koneenosissa ja koneissa. Väsyttävä kuormitus voi olla vaihtuvaa, puristustykyttävää tai vetotykyttävää kuormitusta. Vaihtuvassa kuormituksessa jännitys vaihtelee symmetrisesti vedon ja puristuksen välillä. Vetotykyttävässä kuormituksessa amplitudi vaihtelee vetoamplitudin, joka on yleensä positiivinen ja nollan välillä. Puristustykytyksessä kuormitus vaihtelee nollan ja puristusamplitudin välillä, joka on yleensä negatiivinen. Materiaalin väsymislujuus on alhaisempi kuin lujuus lepäävällä kuormituksella, jonka takia väsyttävällä kuormituksella liitos tulee mitoittaa materiaalin väsymislujuuden mukaan. Jos kuormitus on alle materiaalin väsymisrajan, ei väsymismurtumaa synny ollenkaan. (Björk et al., 2014, s. 20–22, Lehto, 2016, s. 1 ja Leinonen, 2006, s. 31)

Väsymismurtuman katsotaan johtuvan metallin epätasaisesta rakenteesta, joka aiheuttaa jännityshuippuja, jotka aiheuttavat alkavan särön ydintymisen. Väsyminen etenee materiaalissa aaltomaisesti ja väsymismurtuma-alue on usein pinnaltaan sileä. Väsymismurtuma-alueella nähdään usein myös lepoviivoja, jolloin jostain syystä murtuman eteneminen on hetkittäisesti pysähtynyt. Lopulta murtuma on niin suuri, että jäljellä oleva ehjä materiaali ei kykene kantamaan ulkoista kuormaa. Tällöin tapahtuu lopullinen murtuma. (Lehto, 2016, s. 1 ja Leinonen, 2006, s. 31)

Rautametallit kestävät äärettömän monta kuormituskertaa, jos jännitykset pysyvät niin sanotun väsymisrajan alapuolella. Väsymisraja teräksillä on yleisesti enintään puolet teräksen murtorajasta. Jos suunnitteluvaiheessa tiedetään suunniteltavan koneenosin elinikä, voidaan koneenosin mitoittaa äärellisen iän mukaan materiaalin SN-käyrästä. SN-käyrät määritellään kokeellisesti ja se kertoo montako kuormitusta kappale kestää

milläkin jännityksellä ennen vaurioitumista. (Laukkanen, 2012, s. 15 ja Lehto, 2016, s. 6).

Väsymislujuuteen vaikuttaa kappaleen pinnankarheus, kappaleen koko ja kappaleen muotoilu. Väsymismurtuma alkaa yleisesti jostain pisteestä kappaleen pinnalla, joten pienentämällä kappaleen pinnalla olevia huippuja, saadaan parannettua kappaleen väsymislujuutta. Pinnanlaatu voi muuttua ympäristön vaikutuksesta, joten esimerkiksi korrosio huonontaa väsymislujuutta huomattavasti. Suuremmassa kappaleessa on suuremmalla todennäköisyydellä enemmän materiaalivirheitä, jolloin väsymismurtuma on todennäköisempää. Kappaleen geometriassa tulisi välttää teräviä kulmia ja muotoja, sillä ne ovat todennäköisimpiä kohtia väsymismurtuman juurelle. (Laukkanen, 2012, s. 16–24)

### **3.2 Fretting-väsyminen**

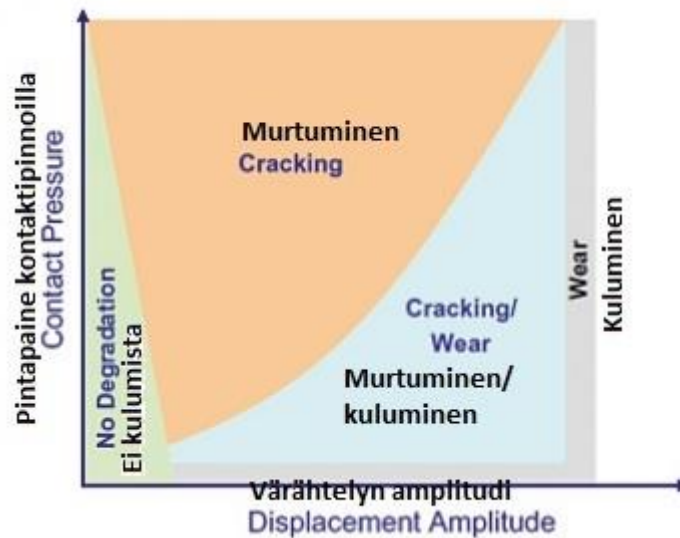
Kitkaväsyminen eli fretting-väsyminen on ilmiö, jossa kaksi toisiaan vasten puristettua pintaa liikkuvat toisiinsa nähden aiheuttaen abrasiivista kulumista. Kitkaväsymistä ilmenee syklisen kuormituksen alaisessa kitkaliitoksissa, esimerkiksi esijännitetyssä ruuviliitoksessa. Pintojen profiilissa olevat huiput hankautuvat toisiaan vasten aiheuttaen näiden huippujen yhteen hitsautumisen tai murtumisen. Murtuneet metallipartikkelit jäävät kitkaliitoksen väliin ja edesauttavat abrasiivista kulumista kitkapinnoilla. (Opetushallitus, 2021)

Kitkaväsyminen liittyy värähtelykulumiseen ja on erittäin haitallinen ilmiö koneenrakennuksessa, sillä se voi vaurioittaa koneen osia ennen aikaisesti ja jopa selvästi alle normaalien väsymisrajojen. Alhaisin väsymisikä saadaan fretting-väsymisessä sellaisella amplitudilla, jolloin vastinpinnat ovat kokonais- ja osittaisluiston rajalla. Osittaisluistossa värähtelyn amplitudi on sen verran pieni, että osa liitoksen pinta-alasta luistaa ja osa ei, johtuen epätasaisesta pintapaineen jakautumisesta. Kokonaisluistossa amplitudi on niin suuri, että luistoa tapahtuu koko kitkapinnalla. Tällöin kitkakuluminen on merkittävä tekijä, mikä on vähemmän elinkaarta heikentävä tekijä kuin kitkaväsyminen. Pienimmän väsymisiän tuottava amplitudi riippuu muun muassa materiaalista ja kosketusgeometriasta. Teräksen lujuuden kasvaessa fretting-väsymisen

todennäköisyys kasvaa. Säröjen ydintymiskohtina toimii kitkakulumisen kuluttamat kuopat liitospinnoilla. (Peltoniemi, 2014, s. 44 ja Hokkanen, 2014, s. 23–26)

Kitkaväsymisrajaa saadaan nostettua pintakäsittelyillä, voiteluaineilla tai muuttamalla liitosgeometriaa. Pientämällä jännityskeskittymiä ja muuttamalla niiden sijaintia, esimerkiksi pyörityksillä, voidaan vähentää kitkaväsymisen vaikutusta. Pintakäsittelyillä, kuten tyytyksellä tai kuulapuhalluksella, saadaan puristusjännityksiä aikaan kappaleen pintaan, jolloin särön ydintyminen vaikeutuu. Voiteluaineilla, kuten molybdeenisulfidilla, vähennetään kitkaa jännityskeskittymissä ja täten pienennetään kitkan aiheuttamaa kulumista. Voiteluaineiden käyttö kitkaliitoksissa kuitenkin on usein haitallista liitoksen toimivuuden kannalta. (Hokkanen, 2014, s. 23–26)

Ruuviliitoksissa kitkaväsymiseen voidaan vaikuttaa edellä mainittujen lisäksi esikiristysvoimalla. Esijännityksen kasvattaminen parantaa kitkaväsymisikää, koska se kasvattaa kontaktipintojen alaa ja siirtää jännityksen kauemmaksi ruuvin reiästä (Jiménez-Peña et al., 2017, s. 135–139). Suurempi esikiristysvoima vähentää kitkaväsymistä, jos sillä estetään liitettävien kappaleiden välinen liike. Jos mikroliikettä ei saada kokonaan eliminoitua, suurempi esikiristysvoima altistaa kitkaväsymiselle kitkakulumisen sijaan, mikä on haitallisempi ilmiö. Esijännityksen vaikutusta kitkaväsymiseen ja -kulumiseen on havainnollistettu kuvassa 4. Hämäläisen ja Björkin tutkimuksen mukaan suurlujuusteräksen alttius kitkaväsymiselle voisi johtua suuremmasta kitkakertoimesta verrattuna normaaliin rakenneteräkseen. Suuri kitkakerroin keskittää jännitys jakauman lähemmäs pultin reikää ja tiheämmälle alueelle. Tämä johti kyseisessä tutkimuksessa S960QC suurlujuusteräksen huonompaan kitkaväsymiskestävyyteen kuin S355 rakenneteräksen. Hämäläinen ja Björk myös epäilevät S960QC suurlujuusteräksen pienemmän raekoon sekä suuremman kovuuden vaikuttavan alentavasti kitkaväsymislujuuteen verrattuna S355 rakenneteräkseen. (Peltoniemi, 2014, s. 41, Hokkanen, 2014, s. 29–31 ja Hämäläinen ja Björk, 2015)



Kuva 4. Esikiristuksen vaikutus värähtelyn amplitudin suhteen (Mukaiillen Hämäläinen ja Björk, 2015).

### 3.3 Asettuminen

Ruuviliitoksen esikiristysvoima pienenee kosketuspintojen asettumisen takia. Asettuminen eli sovittuminen tarkoittaa ruuviliitoksen kosketuspintojen tasoittumista virumisen ja plastisten muodonmuutosten vaikutuksesta. Kosketuspintojen pinnankarheuden huiput saavuttavat myötörajan, jolloin ne myötävät pysyvästi matalammiksi huipuiksi. Uudet muodonmuutokset liitoksessa vähentävät ruuvin venymää ja täten ruuvin esikiristysvoimaa, mikä saattaa aiheuttaa ruuviliitoksen pettämisen. Asettuminen tapahtuu kiristäessä ja hieman myös kiristämisen jälkeen liitoksen elinkaaren alkuvaiheessa. Tauko kiristuksen aikana, mikä on ajallisesti vain 50 millisekuntia, lisää asettumista kiristuksen aikana 80–85 prosenttia. Asettumista syntyy vähemmän kovemmissa materiaaleissa kuin pehmeämmissä. Staattisessa kuormituksessa pehmeät ruuvit ovat luotettavia ja turvallisia suuren sitkeytensä vuoksi. Mutta dynaamisessa kuormituksessa pehmeät ruuvit menettävät kireyttään nopeasti vastinpintojen asettuessa kovilla pintapaineilla. Tällöin lujemmat ruuvit ovat parempi vaihtoehto. (Karhunen, 2021, s. 135, Yli-Marttila, 2015, s. 24–25 ja Björk et al., 2014, s. 151–152)

Asettumisen vaikutus on kuitenkin helppo eliminoida suorittamalla jälkikiristys ruuviliitokselle. Jos tätä ei haluta tai voida suorittaa esimerkiksi liitoksen hankalan sijainnin vuoksi, tulee asettumista tarkastella tarkemmin mitoitusvaiheessa. Yleensä ruuviliitoksen mitoituksessa ei päästetä ruuvin pienimmän poikkileikkauksen vetojännitystä yli sen myötörajan missään vaiheessa liitoksen elinkaarta. Mutta esimerkiksi dynaamisesti kuormitetuissa liitoksissa voidaan joutua kiristämään ruuviliitos niin kireälle, että ruuviin ja mutteriin aiheutuu plastisia muodonmuutoksia. Ruuvin ja mutterin alustojen pintapaine ei saa ylittää liitettävien materiaalien rajapintapainetta. Asettuminen vaikuttaa eniten ohuita osia yhteen liitettäessä. Tällöin ruuvi on lyhyt, joten sen venymäpituus on pieni ja ohuet liitososat yleensä joustavat enemmän. Venymäpituuden ollessa pieni, asettumisen aiheuttama venymäpituuden pieneneminen vaikuttaa merkittävästi esijännitykseen ja voi aiheuttaa liitoksen löystymisen. Ultralujia teräksiä käytettäessä materiaalit pystyvät olemaan ohuempia ja kevyempiä, jolloin liitoksia suunniteltaessa tulisi ottaa huomioon riittävä venymäpituus ruuville. Venymäpituutta voidaan helposti kasvattaa syvemmän vapaareiän tai holkin avulla. Myös ohutlevyliitoksissa voidaan käyttää jousialuslaattaa tai kartiomaista jousilaattaa, jotka pyrkivät pitämään liitoksen esijännitystä korkeampana ruuvin löytyessä. Aluslevyt kuitenkin lisäävät asettuvien pintojen lukumäärää, jolloin monesti asettumisesta aiheutuva ruuvin löystyminen vain pahenee, jos aluslevyjä käytetään liikaa tai ne ovat vääränlaisia. (Laurikainen, 2011, s. 17, Keränen, 2019a, s. 23 ja Karhunen, 2021, s.113)

### **3.4 Esijännitettyjen ruuviliitosten väsyminen**

Väsyttävässä kuormituksessa ruuviliitos ei käyttäydy samalla tavalla, kun staattisessa kuormituksessa. Ruuvissa on monia epäjatkuvuuskohtia kuten kierteet, jotka vaikuttavat materiaalin väsymislujuuteen heikentävästi verrattuna sileisiin muotoihin. Ruuvin väsymislujuutta saadaan paremmaksi viimeistelemällä kierre kylmävalssaamalla, sillä se tasoittaa kierrettä, lujittaa kierteen pohjaa ja aiheuttaa puristusjäännösjännitystä kierteen pintaan. Ruuviliitoksen väsymiskestävyyteen vaikuttavat myös materiaalien kimmokertoimet, kierteen taajuus ja kierreprofiilin sekä mutterin muoto. Kierrelitoksen muotoluku saadaan kaavalla (7)

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nim}}, \quad (7)$$

missä  $K_t$  on kierrelitoksen muotoluku,  
 $\sigma_{max}$  [MPa] on ruuviliitoksen paikallinen jännitys ja  
 $\sigma_{nim}$  [MPa] on ruuviliitoksen nimellinen jännitys.

Lyhyt kierre, esimerkiksi matala mutteri, kasvattaa muotolukua, sillä jännitykset ja epäjatkuvuuskohdat kohdistuvat pienemmälle alueelle. Kasvattamalla ruuviliitoksen esijännitystä saadaan muotolukua pienemmäksi, sillä suuremman esijännityksen ansiosta kierteen plastinen muodonmuutos tasaa kierteen jännityskohtia, jolloin muotoluku pienenee. Ruuviliitoksen pääteura voi olla kriittisin kohta ruuvissa, mutta matala ura voi kasvattaa ruuvin väsymislujuutta 20–30 prosenttia. Yleisesti ottaen riittää tieto siitä, että standardiruuvien väsymisraja on veto-puristuskuormituksessa noin 10 prosenttia ruuvien myötölujuudesta. Jos kyseessä on esimerkiksi 10.9 lujuusluokaltaan oleva ruuvi, sen väsymisraja on vain  $1000 \text{ MPa} \cdot 0.9 \cdot 0.1 = 90 \text{ MPa}$ . Siksi ruuviliitos tulisi aina muotoilla siten, että siihen kohdistuu vain leikkaavaa kuormaa ja se kantaa sen kitkaliitoksena. Väsymisrajan alle jäävät jännitysvaihtelut katsotaan kestäväksi äärettömän kauan väsymistä. (Keränen, 2019b, s. 17–20 ja Keränen, 2015, s. 94–96)

Dynaamisella kuormituksella ruuviliitoksen mitoittamiseen tulee ottaa huomioon ruuvien lujuuden mukainen dynaamisen kuormituskertoimen minimiarvo, jotka löytyvät taulukosta 3. Tämä dynaaminen kuormitusarvo on esikiristysvoiman ja aksiaalikuorman suhde, joka on esitetty kaavassa (8)

$$f_D = \frac{F_v}{F_a}, \quad (8)$$

missä  $f_D$  on dynaaminen kuormituskerroin,  
 $F_v$  [N] on ruuvien esikiristysvoima ja  
 $F_a$  [N] on ruuviin kohdistuva aksiaalinen kuormitus.

Tällä dynaamisella kuormituskertoimella pyritään varmistamaan esikiristysvoiman riittävyys myös kuormituksen huipuissa. Dynaamisesta kuormituskertoimesta saadaan siis laskettua tarvittava esikiristysvoima kaavalla (8), kun tiedetään aksiaalinen



kuormitusvoima. Ruuvien venymäpituuden tulee olla vähintään ruuvien halkaisijan suuruinen. Tällä pyritään varmistamaan riittävän esikiristysvoiman säilyminen vaihtelevan kuormituksen alla, ettei kitkapinnat pääse luistamaan. Kitkaliitoksen väsymisraja on mahdollista tehdä suuremmaksi kuin itse ruuvien väsymisraja. (Keränen, 2019b, s. 21)

Taulukko 3. Dynaamiset kuormituskertoimet ruuvien lujuusluokan mukaan (Keränen, 2019b, s. 21).

<b>Lujuusluokka</b>	<b>4.6</b>	<b>5.8</b>	<b>6.8</b>	<b>8.8</b>	<b>10.9</b>	<b>12.9</b>
<b>Dynaaminen kuormituskerroin</b>	2,75	3.0	4,2	4,4	4,5	4,7

Myös liitoksen joustavuudella on merkittävä vaikutus dynaamisesti kuormitetun ruuviliitoksen väsymiskestävyyteen. Esikiristetyssä liitoksessa ruuviin kohdistuu pienempi väsyttävän kuormituksen amplitudi liitoksen jousto-ominaisuuksien vuoksi. Ruuvien esikiristyksellä on ruuviin kohdistuvaan ulkoiseen kuormituksen tuomaan lisävoimaan pienentävä vaikutus. Riittävä esikiristys on erityisen tärkeää väsyttävässä kuormituksessa. (Hokkanen, 2014, s. 17–18)

## 4 RUUVILIITOKSET ULTRALUJISSA TERÄKSISSÄ

### 4.1 Liitoksen suunnittelu

Liitoksen suunnittelulla on suurin vaikutus liitoksen kestävyysasteeseen. Laadukas materiaali ei yksinomaan takaa laadukasta tuotetta, vaan materiaalia on osattava käyttää tehokkaasti. Dynaamisen kuormituksen tapauksessa suunnittelun tärkeys korostuu, koska silloin liitos altistuu väsymisilmiölle ja sen tuomiin ongelmiin. Lisäksi dynaaminen kuormitus on usein arvioitava, joten se vaatii lähempää tarkastelua liitoksen alueelle ja ympäröiviin rakenteisiin. Jos dynaamista kuormitusta ei osata arvioida oikein, liitoksen kestävyys voi heikentyä merkittävästi. (Keränen ja Niskanen, 2020, s. 4–5 ja Björk et al., 2014, s. 27–30)

#### 4.1.1 Geometria

Kustannustehokkuus pakottaa suunnittelemaan kevyempiä liitoksia. Keventäminen tapahtuu seinämien ohentamisella ja lujempien terästen käytöllä. Tämä johtaa jännitysten ja joustojen kasvamiseen rakenteessa, joka aiheuttaa suurempia ruuveille kohdistuvia jännitysamplitudeja. Tämä saattaa johtaa ruuviliitoksen pettämiseen. Jos ruuvin jousto ei ole riittävä tasaamaan jännityshuippuja, voidaan joustoja lisätä pidentämällä ruuvia tai aluslaatoilla ja -holkeilla. (Keränen ja Niskanen, 2020, s. 4–5 ja Yli-Marttila, 2015, s. 20)

Varsinkin ultralujat teräkset ovat todella alttiita kitkaväsymiselle, kuten Hämäläinen ja Björk vuoden 2015 tutkimuksessaan osoittivat. Riittävä esikivistys pienentää ruuviliitoksen lovivaikutuskerrointa ja muutoin liitoksen geometriasta tulisi turhat terävät reunat joko pyöristää tai muotoilla toisin. Tällä vältytään suurilta jännityskeskittymiltä, joka voi aiheuttaa särön ydiintymisen ja sitä kautta väsymismurtuman. (Hokkanen, 2014, s. 17–19, Airila et al., 2010, s. 192 ja Hämäläinen ja Björk, 2015)

Ruuviliitos tulisi muotoilla leikkauskuormitteiseksi, varsinkin jos siihen kohdistuu dynaamista kuormitusta. Kitkaliitoksella on usein paljon parempi väsymisraja, sillä se voi olla jopa korkeampi kuin liitettävien materiaalien väsymisraja, kuin veto-puristuskäyttöön suunnitellulla ruuviliitoksella. Jos liitokseen muotoilusta huolimatta kohdistuu

vetoa tai puristusta, tulisi se ottaa huomioon esikiristystä määrittäessä. Missään tapauksessa vetopuristuskuormitteisen liitoksen liitospintojen ei tulisi irrota, sillä se todennäköisesti aiheuttaa ruuviliitoksen peittämissä. (Keränen, 2015, s. 94–95)

#### 4.1.2 Mitoitus

Tärkein yksittäinen tekijä ruuviliitoksen mitoituksessa on sen riittävä esikiristys. Tällä voidaan ehkäistä liitospintojen irtoamista ja jopa ruuvin katkeamista. Yleensä mitoituksessa lasketaan ennalta määrättyjen kuormitusten avulla tarvittava esikiristysvoima ja esikiristysvoiman avulla valitaan oikean kokoinen ruuvi pitämään liitospinnat toisiaan vasten. Esikiristysvoimalla vaikutetaan myös mahdolliseen kitkaväsymiseen. Ultralujasta teräksestä valmistetut liitososat ovat paljon alttiimpia kitkaväsymisilmiölle kuin normaali rakenneteräs. Kun taas Jiménez-Peña kumppaneineen osoittivat vuonna 2017, että esikiristysvoiman kasvattaminen vähentää kitkaväsymistä korkealujuusteräksissä. (Huovinen, 2015, s. 15–16, Hokkanen, 2014, s. 17–18 ja Peltoniemi, 2014, s. 41)

Esikiristysvoimaa määrittäessä tulee kuitenkin ottaa huomioon pintapaine ruuvin ja alustan välillä. Ruuvin kantojen vastinpintojen tulisi olla vähintään yhtä lujia kuin itse ruuvin. Esimerkiksi pinnat tulisi maalata vasta ruuviliitoksen kiristämisen jälkeen. Tällä vähennetään asettumista liitospinnoilla ja sitä kautta säilytetään riittävä esikireys liitospinnoilla. Lujempien ruuvien käyttö kuitenkin vähentää ruuvin venymää ja tällöin ruuvin esikiristys pienenee helpommin kuormituksen muuttuessa. Ruuvin venymää saadaan suurennettua pidentämällä ruuvia. Yleensä rakenteita keventäessä ultralujilla teräksillä, rakenteiden seinämät ohenevat, jolloin ruuvin pituutta ei aina voida kasvattaa. Tällöin riittävän esikiristykseen takaamiseksi tulisi liitoksessa käyttää jousialuslaattaa tai pidennettyä holkkia. (Niemi, 2018, s. 48, Keränen, 2019a, s. 15–18 ja Björk et al., 2014, s. 140)

#### 4.1.3 Liitoksen väsyminen

Väsyttävä kuormitus vaikuttaa siihen minkälaisista väsymistä ruuviliitokseen kohdistuu. Kitkaliitoksena toimiva esijännitetty ruuviliitos voidaan olettaa väsymättömäksi, jos esikiristysvoima on riittävä koko liitoksen elinkaaren ajan eikä liitospinnat pääse

irtoamaan tai liukumaan toisiinsa nähden. Veto-puristuskuormitteinen ruuviliitos kokee väsymistä, riippuen liitoksen geometriasta ja liitettävien kappaleiden joustosta. (Keränen, 2017, s. 17–18)

Merkittävin elinikää lyhentävistä tekijöistä väsyttävällä kuormituksella on kitkaväsyminen. Ultralujiin teräsiin kitkaväsyminen vaikuttaa enemmän kuin normaaliin rakenneteräkseen. Jos liitokseen kohdistuu vaihtuvasuuntaista leikkaavaa voimaa, on kitkaväsyminen todennäköistä. Tällöin liitos tulee esikiristää riittävästi, sillä esikiristysvoiman kasvaessa kitkaväsyminen loppuu, jos mikroliike saadaan eliminoitua. Jos mikroliikettä ei saada kokonaan eliminoitua, voidaan liitospinnat pintakäsittellä kuulapuhaltamalla, työttämällä tai pinnoittamalla. Myös aluslaatan käyttö vähentää kitkaväsymisen riskiä, sillä se jakaa pintapaineen laajemmalle alueelle eli pienentää kontaktipintojen pintapainetta. (Hämäläinen ja Björk, 2018 ja Peltoniemi, 2014, s. 16–18)

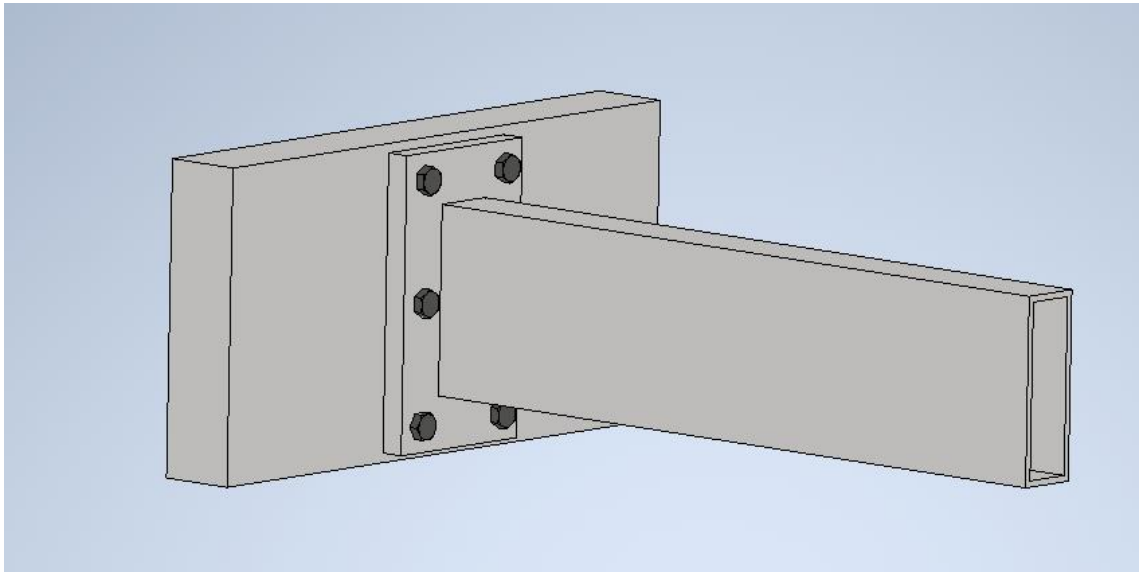
Ruuviliitoksen väsymiseen voidaan myös vaikuttaa esikiristyksellä. Zampierin 2017 vuoden tutkimuksessa käy ilmi, että tiettyyn pisteeseen asti esikiristyksen lisääminen parantaa väsymiskestävyyttä ruuviliitoksessa. Jos pintapaine kasvaa liian suureksi kontaktipinnoilla, niin silloin särön ydintyminen on todennäköisempää. Tämä johtuu todennäköisesti ruuvin lovivaikutusluvun pienenemisestä, kun ruuvin ja mutterin kierteissä tapahtuu plastisia muodonmuutoksia alentaen lovenvaikutuslukua jopa 60 prosenttia. (Zampieri, 2017, s. 1090–1091 ja Karhunen, 2021, s. 160)

## 4.2 Liitoksen kiinnipysymisen varmistaminen

Ultralujista teräksistä valmistettujen kappaleiden ruuviliitosten kiinnipysymisessä pätee samat säännöt kuin muissakin ruuviliitoksissa. Niin pitkään kuin esikiristysvoima säilyy ja sen aiheuttama kitkavoima on suurempi kuin ruuviliitosta avaava momentti, ei ruuvi pyöri auki. Asettumisesta johtuen kriittiset liitokset ovat hyvä jälkikiristää, jotta haluttu esikiristysvoima säilyy liitoksessa. Tauko kiristuksen aikana voi lisätä asettumista kiristuksen aikana jopa 80 prosenttia. Moniruuviliitokset tulee kiristää ja jälkikiristää tasaisesti, jotta kaikki ruuvit kantaisivat yhtä suuren kuorman. (Björk et al., 2014, s. 155–157 ja Yli-Marttila, 2015, s. 24–25)

### 4.3 Rakenteen keventäminen ultralujalla teräksellä

Seuraavaksi otetaan kuvitteellinen liitos tarkasteltavaksi, joka on esitetty kuvassa 5. Liitos on suorakulmainen laattaliitos, joka kiinnitetään 6 ruuvilla symmetrisesti. Aikaisemmin liitos on tehty normaalista S355 rakenneteräksestä ja se korvataan S960 ultralujalla rakenneteräksellä.



Kuva 5. Tarkasteltavan liitoksen 3D malli

Palkki on suorakulmainen SSAB Strenx® 960MH putkipalkki. Sen myötölujuus on 960 MPa ja murtolujuus on 980... 1250 MPa. Palkin korkeus on 120 mm, leveys 80 mm ja palkin seinämän paksuus on 4 mm. Palkki on 0,5 m pitkä. Laipan paksuus on 8 mm ja laippa on hitsattu palkin päähän kiinni, mutta tässä tapauksessa oletetaan, että hitsausliitoksen kestävyys ei ole rajoittavana tekijänä. Hitsausliitokset menevät tämän työn rajauksen ulkopuolelle. Palkille saadaan aksiaaliseksi neliömomentiksi  $I_z$  3090432 mm<sup>4</sup>, kimmokerroin E on 200 GPa ja Poissonin vakio teräksille on 0,3. (Mäkelä et al., 2005, s. 142–144 ja SSAB, 2017)

#### 4.3.1 Liitoksen mitoitus käsin laskennalla

Liitosta kuormittaa voima F palkin päästä. Voima F on 0,5 metrin päässä liitoksesta. Voima F on kokonaisvoima, joka kuormittaa palkkia. Se koostuu staattisesta osasta  $F_p$  ja

sinimuotoisesta vaihtuvasta dynaamisesta kuormasta  $F_{amp}$ . Voiman maksimi- ja minimiarvot voidaan laskea kaavasta (9)

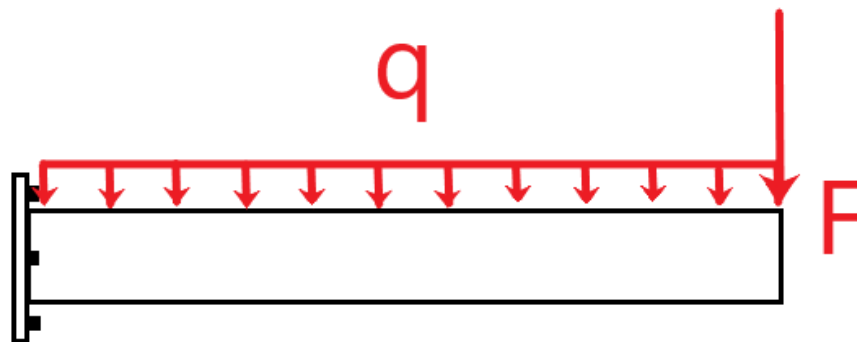
$$F = F_p \pm F_{amp}, \quad (9)$$

missä  $F$  on palkkia kuormittava kokonaisvoima,

$F_p$  on palkkia kuormittava staattinen voima 15 kN ja

$F_{amp}$  on sinimuotoisen kuormituksen huippuamplitudi 1 kN.

Kaavasta 9 saadaan voimalle  $F$  maksimi-arvo 16 kN ja minimiarvo 14 kN. Voiman  $F$  lisäksi palkin oma massa kuormittaa ruuviliitosta. SSAB Strenx esitteen mukaan kyseisen palkin omamassa on  $11,6 \frac{kg}{m}$ . Palkin omaa massaa kuvaa tasaisesti jakautunut kuorma  $q$ . Kuormituksia on havainnollistettu kuvassa 6.



Kuva 6. Esimerkkitapauksen lähtötilanteen kuormitukset.

Tukireaktio sijaitsee laattaliitoksen liitospinnoilla. Tällöin tukireaktion  $T$  suuruus on 16,057 kN, kun  $F$  on 16 kN,  $q$  on  $11,6 \frac{kg}{m}$  ja palkin pituus on 0,5 m. Tämä tilanne kuvaa dynaamisen kuormituksen ollessa maksimi-arvossaan. Minimiarvossaan tukireaktion  $T$  suuruudeksi saadaan 14,057 kN, kun  $F$  on 14 kN,  $q$  on  $11,6 \frac{kg}{m}$  ja palkin pituus on 0,5 m. Tämä tukireaktio on siis ruuviliitoksen leikkaava voima  $F_q$ .

Kuormituksen ollessa palkin päässä, se aiheuttaa myös taivutusmomenttia palkille. Taivutusmomentin  $M$  suuruudeksi saadaan 8014 Nm kuormituksen maksimi-arvolla ja

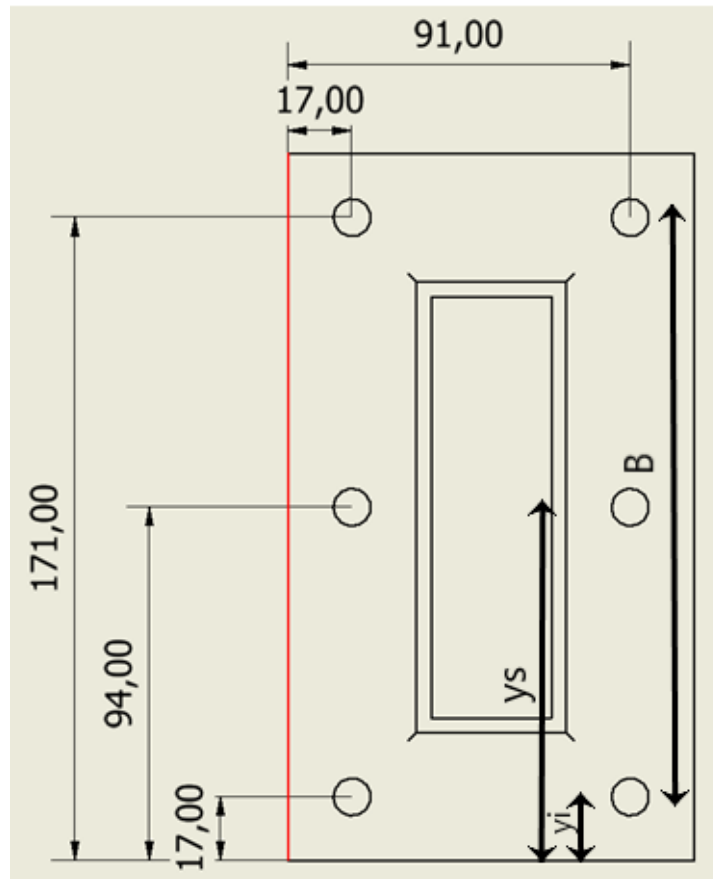
7014 Nm kuormituksen minimiarvolla. Taivutusmomentti aiheuttaa ylimmille ruuveille vetävää kuormitusta. Oletetaan, että ruuviliitos toimii kitkaliitoksena. Tällöin taivutuksen aiheuttama ruuveille kohdistuva kuormitus lasketaan liitoksen neutraaliakselin suhteen, kun kyseessä ei ole jäykkä kappale ja joustoa tapahtuu. Neutraaliakselin suhteen ruuviin kohdistuvan kuorman laskeminen onnistuu kaavalla (10), kun ruuvit ovat samanlaisia ja ne ovat suorakulmaisessa liitoksessa.

$$F_{BMax} = \frac{A_s \cdot M \cdot B}{2 \cdot I_{x0}}, \quad (10)$$

missä  $F_{BMax}$  [N] on suurin ruuviin kohdistuva aksiaalinen kuorma,  
 $A_s$  [mm<sup>2</sup>] on ruuvin jännityspinta-ala,  
 $M$  [Nmm<sup>2</sup>] on palkkia kuormittava taivutusmomentti,  
 $B$  [mm] on reunimmaisten ruuvien välinen etäisyys ja  
 $I_{x0}$  [mm<sup>4</sup>] neliömomentti x-akselin suuntaisen akselin suhteen, joka saadaan kaavasta (11).

$$I_{x0} = \sum_{i=1}^Z A_i (y_i - y_s)^2, \quad (11)$$

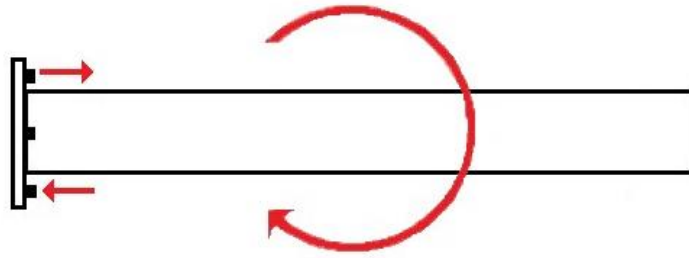
missä  $I_{x0}$  [mm<sup>4</sup>] on neliömomentti x-akselin suuntaisen akselin suhteen,  
 $A_i$  [mm<sup>2</sup>] on ruuvin poikkileikkausala, tässä nimellispoikkipinta-ala,  
 $y_i$  [mm] on ruuvin keskipisteen y-koordinaatti ja  
 $y_s$  [mm] on neutraaliakselin y-koordinaatti.



Kuva 7. Reikien sijainnit laipassa.

Kaavaan (11) tarvittavat mitat saadaan kuvasta 7. M10 pultin jännityspinta-ala on  $58 \text{ mm}^2$ , joten  $I_{x0}$  on  $1375528 \text{ mm}^4$ . Saadaan maksimiarvot ylimmille ruuveille  $26,019 \text{ kN}$  aksiaalista vetävää kuormitusta ja alimpien ruuvien esijännitys pienenee  $26,019 \text{ kN}$ , kun  $M$  on  $8014 \text{ Nm}$ ,  $B$  on  $154 \text{ mm}$  ja  $I_{x0}$  on  $1375528 \text{ mm}^4$ . Minimiarvoksi saadaan yläpuolen ruuveille  $22,723 \text{ kN}$  vetoa ja alimpien ruuvien esijännitys pienenee  $22,723 \text{ kN}$ , kun  $M$  on  $7014 \text{ Nm}$ . Neutraaliakselille sijoittuvat kaksi keskimmäistä ruuvia eivät koe vetoa tai puristusta taivutuksesta. Taivutusmomentin ruuveille aiheuttamaa aksiaalista kuormitusta on havainnollistettu kuvassa 8. (Björk et al., 2014, s. 156–159, Keränen, 2019b, s. 9–14 ja Karhunen, 2020, s. 120–128)





Kuva 8. Taivutusmomentin aiheuttama aksiaalivoima ruuviliitoksessa.

Ruuviliitoksen tulee siis pitää kitkavoimallaan 16,057 kN leikkaavaa voimaa ja 26,019 kN aksiaalista voimaa. Tarvittava esikiristysvoima ruuveille saadaan kaavasta (12)

$$F_v > F_a + \frac{F}{m \cdot \mu \cdot z}, \quad (12)$$

missä  $F_v$  [N] ruuvien esikiristysvoima,  
 $F_a$  [N] on eniten kuormitettuun ruuviin kohdistuva aksiaalinen voima,  
 $F$  [N] on palkkia kuormittava kokonaisvoima,  
 $m$  on leikkeisyyden lukuarvo, tässä tapauksessa yksileikkeinen eli 1,  
 $\mu$  on pintojen välinen kitkakerroin ja  
 $z$  on ruuvien lukumäärä.

Kaavasta (12) laskemalla on esikiristysvoiman oltava vähintään 39,399 kN, kun käytetään yleisesti teräs-teräs paria niin kitkakerroin on 0,2. Kuitenkin ultralujien terästen tapauksessa Hämäläisen ja Björkin tutkimuksessa käytettiin kitkakerrointa 0,5, jolloin tarvittavaksi esikiristysvoimaksi saadaan 31,371 kN.

Tällöin M10 10.9 ruuvit ja M12 8.8 ruuvit ovat riittäviä. Valitaan M10 10.9, sillä se on kovempi, jolloin asettumista tapahtuu vähemmän ja sen pienemmän koon vuoksi. Pienempi koko helpottaa asennusta, kun ruuvia ei tarvitse kiristää niin suureen momenttiin kuin suurempaa, esikiristysvoiman saavuttamiseksi.

Ruuviliitoksen väsymislujuus määritellään ruuvien aksiaalisuunnassa kokeman jännitysamplitudin muutoksen eli jännitysvaihtelun avulla. Ylempiin ja alempiin

ruuveihin kohdistuu jännitysvaihtelua ja sen amplitudi saadaan laskettua kaavalla (13). Keskitytään ylimpien ruuvien tarkasteluun, sillä ne joutuvat suurimmalle kuormitukselle.

$$\sigma_a = \frac{F_{Smax} - F_{Smin}}{2 \cdot A_s}, \quad (13)$$

missä  $\sigma_a$  [MPa] ruuviin kohdistuva jännitysamplitudi,  
 $F_{Smax}$  [N] on ruuvien kohdistuva suurin aksiaalinen voima kuormituksen aikana ja se saadaan kaavasta (14),  
 $F_{Smin}$  [N] on ruuvien kohdistuva pienin aksiaalinen voima kuormituksen aikana ja se saadaan kaavasta (15) ja  
 $A_s$  [mm<sup>2</sup>] on ruuvien jännityspinta-ala.

$$F_{Smax} = F_v + \frac{k_s}{k_p + k_s} \cdot F_{max}, \quad (14)$$

missä  $F_{Smax}$  [N] on ruuvien kohdistuva suurin aksiaalinen kuorma,  
 $F_v$  [N] on ruuvien esikiristysvoima,  
 $k_s$  [N/mm] on ruuvien jousivakio, joka saadaan kaavalla (16),  
 $k_p$  [N/mm] on liitettävien osien jousivakio, joka saadaan kaavalla (17) ja  
 $F_{max}$  [N] on suurin aksiaalivoima.

$$F_{Smin} = F_v + \frac{k_s}{k_p + k_s} \cdot F_{min}, \quad (15)$$

missä  $F_{Smin}$  [N] on ruuvien kohdistuva suurin aksiaalinen kuorma,  
 $F_v$  [N] on ruuvien esikiristysvoima,  
 $k_s$  [N/mm] on ruuvien jousivakio, joka saadaan kaavalla (16),  
 $k_p$  [N/mm] on liitettävien osien jousivakio, joka saadaan kaavalla (17) ja  
 $F_{min}$  [N] on pienin aksiaalivoima.

$$\frac{1}{k_s} = \frac{l_{sk}}{E_s \cdot A_n} + \frac{l_1}{E_s \cdot A_n} + \frac{l_m}{E_s \cdot A_n}, \quad (16)$$

missä  $k_s$  [N/mm] on ruuvien jousivakio,  
 $E_s$  [N/mm<sup>2</sup>] on ruuvien kimmokerroin,

$A_n$  [mm<sup>2</sup>] on ruuvin nimellispoikkipinta-ala,  
 $l_{sk}$  [mm] on ruuvin kannan laskennassa huomioitava joustava pituus,  
kuusioruuville 0,5d ja kuusiokoloruuville 0,4d,  
 $l_1$  [mm] on kierteettömän ruuviosan pituus ja  
 $l_m$  [mm] on kierteellisen ruuviosan pituus.

$$k_p = \frac{E_p \cdot A_A}{l_K}, \quad (17)$$

missä  $k_p$  [N/mm] on liitettävien osien jousivakio,  
 $E_p$  [N/mm<sup>2</sup>] on liitettävien osien kimmokerroin,  
 $A_A$  [mm<sup>2</sup>] on ruuvin ja pinnan kontaktipinta-ala ja  
 $l_K$  [mm] on pituus ruuvista, joka joustaa.

SFS-EN ISO 4762 standardista saadaan kuusiokoloruuvin kannan halkaisijaksi 16 mm ja kannan sisähalkaisijaksi 11,2 mm. Ruuvin kierteetön osuus  $l_1$  on 18 mm ja ruuvin kierteen pituus  $l_m$  on 32 mm. Kaavassa (17) pinta huomioidaan putkenmuotoisena lieriönä, joka on halkaisijaltaan ruuvin kannan suuruinen.

Ruuvin jousivakioksi saadaan 290888 N/mm, kun  $E_s$  on 200 GPa,  $A_n$  on 78,5 mm<sup>2</sup> M10 standardiruuvilla ja  $l_K$  on 50 mm. Alustan jousivakioksi saadaan 410166 N/mm, kun  $E_p$  on 200 GPa teräksellä,  $A_A$  on 102,54 mm<sup>2</sup> ja  $l_K$  on 50 mm.  $A_A$  saadaan laskemalla standardin SFS-EN ISO 4762 mukaan kuusiokoloruuvin kannan pinta-ala. Maksimikuormalla ruuvin kokemaksi jännitysamplitudiksi saadaan 93,07 MPa, kun  $A_s$  on 58 mm<sup>2</sup>,  $F_{max}$  on 26,019 kN ja  $F_v$  on 38,700 kN. Minimikuormalla ruuvin kokemaksi jännitysamplitudiksi saadaan 81,28 MPa, kun  $A_s$  on 58 mm<sup>2</sup>,  $F_{min}$  on 22,723 kN ja  $F_v$  on 38,700 kN. Joten ruuvin kokema jännitysamplitudin vaihtelu on 11,79 MPa. M10 10.9 ruuvin väsymislujuus saadaan laskettua kaavalla (17)

$$\sigma_A = 0.85 \cdot \left( \frac{150}{d_3} + 45 \right), \quad (17)$$

missä  $d_3$  [mm] on ruuvin sydänhalkaisija.

M10 ruuvin sydänhalkaisija on 8,16 mm, jolloin saamme ruuvin väsymislujuudeksi 53.9 MPa. Tämä on suurempi kuin ruuviin kohdistuva jännitysvaihtelu, joten ruuvi kestää väsymistä. (Björk et al., 2014, s. 134–152)

Pintapaine ruuvin kannan ja materiaalin välissä ei saa ylittää materiaalin rajapintapainetta. Kaavalla (18) saadaan laskettua ruuviliitoksen rajapintapaine

$$p = \frac{F_v}{A_A}, \quad (18)$$

missä  $p$  [N/mm<sup>2</sup>] on ruuvin kannan ja alustan välinen pintapaine,  
 $F_v$  [N] on ruuvin esikiristysvoima ja  
 $A_A$  [mm<sup>2</sup>] on ruuvin kannan ja alustan välinen kosketuspinta-ala.

M10 10.9 kuusiokoloruuvin kannan kosketuspinta-ala on 122,52 mm<sup>2</sup>, jolloin pintapaineeksi saadaan 315,87 MPa. Tämä ei ole lähelläkään S960 teräksen murtolujuutta, joten tarvetta pienentää pintapainetta aluslaatoilla ei ole. Ruuvien kiinnipysyminen liitoksessa varmistetaan jälkikiristämällä ruuvit, joten ei tarvitse huomioida asettumisen vaikutuksia esijännitykseen. (Björk et al., 2014, s. 151–153)

Lasketaan varmuus kaavalla (8), kun kriittisimpiin eli ylimpiin ruuveihin kohdistuva aksiaalinen voima on 26,019 N ja esikiristysvoima on 38,700 kN. Saadaan tulokseksi 1,5. Tämä on huomattavasti vähemmän, kun taulukon antama arvo 4,5 on 10.9 lujuuden ruuveille. Lasketaan kaavalla (8) vaadittava esikiristys 4,5 varmuuden saavuttamiseksi, kun kuormittava voima on 26,019 kN. Saadaan vaadittavaksi esikiristysvoimaksi 117,086 kN. M20 10.9 ruuvit täyttävät tämän ehdon, mutta varaa olisi optimoida liitosta hieman. Optimoiminen on mahdollista, kun kyseisessä tapauksessa kyetään jälkikiristämään liitos ja tunnetaan tismalleen kuormittava voima. Jos ei voida olla täysin varmoja niin on hyvä jättää suuremmat varmuudet liitokselle.

Nämä dynaamisen kuormituksen varmuuden arvot ovat arvioita, kun ei olla kovin varmoja dynaamisesta kuormituksesta, mutta tiedetään aksiaalinen kuormitusvoima. Karhusen materiaalin mukaan kiristyksen tarkkuudella saadaan laskettua tarvittavaa varmuutta. Jos kiristetään momenttiavaimella tai tarkkuuskiristämällä, voidaan pienentää

dynaamista kuormituskerrointa. Lisäksi ruuvien venymäpituutta kasvattamalla saadaan dynaamista kuormituskerrointa pienemmäksi. Jos kiristetään momenttiavaimella ja ruuvien venymäpituus on 6,5 kertaa ruuvien halkaisija, niin saadaan dynaamiseksi kuormituskertoimeksi 1,6 lujuuden 8.8 ruuveille. 10.9 lujuuden ruuveille ei ole vastaavaa kaaviota tarjolla, mutta oletetaan, että käyrä on karkeasti vastaavanlainen. Kuitenkin Karhunen mainitsee materiaalissaan, että lujuuden kasvaessa ruuvien väsymislujuus ei kasva samassa suhteessa, joten jätetään siihen hieman varmuuksia. (Karhunen, 2020, s. 134–136)

Vaihdetaan ruuviksi M16 10.9 kuusioruuvi. Ruuvien esikiristysvoima on 107 kN, kierteen nousu on 2 mm, sydänhalkaisija 13,46 mm ja jännityspinta-ala 157 mm<sup>2</sup>. Ruuvien kannan avainkoko on 24 mm, joten kosketuspinta-ala on 251,33 mm<sup>2</sup>. Ruuvi on täyskierteinen ja se on 50 mm pitkä SFS-EN ISO 2064 mukainen. Muutetaan nämä arvot kaavoihin (13)–(17) niin saadaan ylimpien ruuvien kokemaksi jännitysvaihteluksi 12,28 MPa ja ruuvien väsymislujuudeksi 47,72 MPa. Tällöin saadaan kaavalla (8) dynaamiseksi varmuudeksi 4,1. Kun kiristetään ja jälkikiristetään ruuvit vielä momenttiavaimella, niin saadaan varmasti pitävä liitos aikaiseksi. Pintapaineen tarkastelu kaavalla (18) antaa tuloksen 425,74 MPa, joten aluslaatoille ei ole tarvetta. Standardin SFS-EN ISO 2063 M12 12.9 kuusioruuvit 50 mm pitkinä riittävät kyseiseen liitokseen. (Karhunen, 2020, s. 134–145)

Kitkaväsymisen vaikutusten laskemiseen on ehdotettu useanlaisia kaavoja, joita on esitelty Poovakauden kumppaneineen tekemässä vuoden 2020 tutkimuksessa. Kaavat vaativat kuitenkin tarkkaa jännitysten ja venymien tietämystä kontaktipinnoilla, joten käsin laskentaan näitä on hyvin hankala soveltaa. Kaavojen käyttö vaatii siis elementtimenetelmän käyttöä. (Poovakaud, 2020, s. 5–8)

Liitoksia voidaan mitoitaa myös erilaisilla FEM ohjelmilla, yleisin taitaa olla Abaqus FEA. Liitoksen mallintaminen on haastavaa ja aikaa vievää. Poovakauden kumppaneineen tutkivat vuonna 2020 erilaisten mallien tarkkuuksia korkealujuusteräksisten kappaleiden ruuviliitosten mallintamisessa. Tutkimuksessa havaittiin, että yksinkertaistetut kuorielementtimallit näyttivät hyvin samanlaisia tuloksia kuin täydelliset 3D solid-mallit, mutta säästivät merkittävästi laskenta-aikaa. Näiden kuorielementtien käyttö olisi oikein kannattavaa varsinkin moniruuviliitoksissa. Lisäksi näiden mallinnusten tarkkuutta

todelliseen tapahtumaan verrattiin ja huomattiin pitävän yllättävän tarkasti paikkaansa. Joten liitosten 3D-mallinnus FEM ohjelmilla antaa oikeanlaisia tuloksia. Siksi niitä käytetään paljon mallintamiseen ja suunnitteluun. (Poovakaud, 2020 s. 12)

## 5 YHTEENVETO

Ruuviliitos on yleisin purettava liitosmuoto ja kasvattaa suosiotaan lujempien ja vaikeammin hitsattavien materiaalien yleistyessä. Ruuveja on monenlaisia, mutta yleisesti ottaen kannattaa pysytellä yleisimmissä standardiruuveissa. Tällöin liitosten purkaminen ja ruuvien vaihtaminen on helppoa, kun osia löytyy helposti. Ruuviliitokset on helppo mitoittaa yksinkertaistetusti jopa käsin laskennalla, mutta tarkempi mitoitus vaatii elementtimenetelmän käyttöä yleensä FEM ohjelmilla. Ruuviliitokset ultralujissa teräksissä poikkeavat hieman normaaleihin rakenneteräksiin verrattaessa. Yleensä rakenteita halutaan keventää, joten usein materiaalipaksuudet ohenevat. Materiaalien ohentuessa nurjahtamisen vaara kasvaa. Ohuemmat materiaalipaksuudet aiheuttavat suuremmat sisäiset jännitykset kappaleissa ja joustoa tapahtuu enemmän. Tämän takia tulee tarkemmin tarkastella liitosta ja liitettäviä osia ettei ylitetä materiaalien tai ruuvien murtolujuuksia tai pintapaineita. Ruuviliitoksen esijännityksen säilyminen on kriittistä ruuviliitoksen toimivuudelle.

Ruuviliitos on väsymätön, jos liitospintojen välillä säilyy riittävä esijännitys. Ruuviliitoksen väsymiskestävyyteen vaikuttaa liitoksen geometria, kuormituksen tyyppi, käytettävät materiaalit, liitettävien osien jousto ja mahdolliset pintakäsittelyt. Ruuviliitosten väsyminen poikkeaa normaalin ja ultralujan rakenneteräksen välillä. Kitkaväsyminen tulee merkittäväksi tekijäksi väsyttävän kuormituksen alaisissa liitoksissa. Kitkaväsymisen ennaltaehkäisemiseksi voidaan kasvattaa esijännitystä, suurentaa kontaktipinta-alaa esimerkiksi aluslaatoilla tai pintakäsittellä liitospinnat esimerkiksi työttämällä. Typetyksellä saadaan puristusjännityksiä aikaan kappaleen pintaan, jolloin särön ydintyminen vaikeutuu. Kitkaväsymisen vaikutuksia on mahdollista laskea, mutta se vaatii elementtimenetelmän käyttöä. Riittävän esijännityksen säilyttämiseksi liitospinnoilla on varmistuttava esikivistysasteen säilymisestä ruuvissa. Asettuminen pyrkii vähentämään esijännitystä, joten jälkikivistystä tulisi käyttää kriittisissä liitoksissa. Kasvattamalla ruuvin venymää ja jousialuslaatoilla saadaan vähennettyä asettumisen vaikutusta esijännitykseen.

Ruuviliitosten väsymistä on tutkittu paljon ja kitkaväsymistä on alettu tutkia lähivuosina enemmän, mutta ultralujia teräksiä pitäisi tutkia enemmän. Ultralujien terästen

käyttäytyminen varsinkin väsymisen alaisissa liitoksissa poikkeaa normaaliin rakenneteräksiin verrattuna huomattavasti. Tästä olisi hyvä saada lisää tutkimuksia, sillä tällä hetkellä ei ole montaa tutkimusta ultralujien terästen ruuviliitoksista.



## LÄHDELUETTELO

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 (2010). Koneenosien suunnittelu. 4.–5. painos. Helsinki: WSOYpro Oy.

Björk, T., Hautala, P., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M., Martikka, H., Miettinen, J., Ranta, A., Rinkinen, J., & Salonen, P., 2014. Koneenosien suunnittelu. 6 painos. Helsinki: Sanoma Pro. 517 s. ISBN 978-952-63-0798-5

Bickford J. ja Nassar S., 1998. Handbook of bolts and bolted joints. Yhdysvallat: CRC Press, 512 s. ISBN 0824799771.

Hokkanen, A., 2014. Kitkaväsymisen kokeellinen tarkastelu ruuviliitoksessa. Tampere. Tampereen teknillinen yliopisto. Diplomityö. 101 s.

Huovinen, H., 2015. Ruoripotkurilaitteiden voimaliitosten mitoitus. Espoo. Aalto-yliopisto. Diplomityö. 107 s.

Hämäläinen, O. ja Björk, T., 2015. Fretting fatigue phenomenon in bolted high-strength steel plate connections. Steel Construction, Vol 8 (3), s. 174–178.

Jiménez-Peña C., Talemi R., Rossi B. & Debruyne D., 2017. Investigations on the fretting fatigue failure mechanism of bolted joints in high strength steel subjected to different levels of pre-tension. Tribology International, Vol 108, s. 128–140.

Karhunen J., 2021. Koneensuunnittelu II [verkkodokumentti]. Oulu. Oulun Yliopisto. [viitattu 20.4.2021].

Keränen L., 2015. Kyntöauran rakenteiden ja kuormitusten analysointi. Oulu. Oulun Yliopisto. Diplomityö. 129 s.

Keränen L., 2017. Kyntöauran rakenteiden kehittäminen mitatun kuormitusaineiston perusteella. *Rakenteiden Mekaniikka*, Vol. 50, Nro 4, s. 405–419.

Keränen L., 2019a. Koneenosien suunnittelu: Ruuvit ja ruuviliitokset [verkkodokumentti]. Oulu. Oulun Yliopisto. [viitattu 16.4.2021].

Keränen L., 2019b. Koneenosien suunnittelu: Ruuvit ja ruuviliitokset, mitoitus [verkkodokumentti]. Oulu. Oulun Yliopisto. [viitattu 16.4.2021].

Keränen L. ja Niskanen J., 2020. Hitsiliitoksen geometrian vaikutus väsymismitoituksessa. *Rakenteiden Mekaniikka*, Vol 53, nro 3. s. 281–303.

Laukkanen, 2012, Lujuusoppi II [verkkodokumentti]. Oulu. Oulun Yliopisto. [viitattu 8.4.2021].

Laurikainen, M., 2011, Ruuviliitosten voiteluaineiden kitkakertoimien selvittäminen. Jyväskylä. Jyväskylän Ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. 64 s.

Lehto T., 2016, Väsymislujuus [verkkodokumentti]. Oulu. Oulun Yliopisto. [viitattu 8.4.2021].

Leinonen J., 2006, Materiaalitekniikka I [verkkodokumentti]. Oulu. Oulun yliopisto. [viitattu 8.4.2021].

Mäkelä M., Soininen L., Tuomola S., Öistämö J ja Kulmala M., 2005. Tekniikan kaavasto. 5. painos. Tampere: Tammertekniikka. 205 s. ISBN 978-952-5491-48-7.

Nesládek M., Španiel M., Jurenka J., Růžička J. ja Kuželka j., 2012. Fretting fatigue – Experimental and numerical approaches. *International Journal of Fatigue*. Vol 44. s. 61–73.

Niemi H., 2018. DFMA-prosessi lujista teräksistä valmistettujen keveiden rakenteiden suunnittelussa. Oulu. Oulun Yliopisto. Diplomityö. 80 s.

Niva J., 2017. Kitkaväsymisestä aiheutuvien säröjen etenemisen tutkiminen murtumismekaniikan avulla [verkkodokumentti]. Espoo: Rakenteiden mekaniikka. 3 numero. Saatavissa <https://rakenteidenmekaniikka.journal.fi/issue/view/4591> [viitattu 17.3.2021]. s. 375.

Opetushallitus, 2021. 2. Korroosionesto: Esiintymismuodot [verkkodokumentti]. Helsinki: Opetushallitus. Saatavissa [http://www03.edu.fi/oppimateriaalit/kunnossapito/mekaniikka\\_f2\\_korroosionesto\\_esiintymismuodot.html](http://www03.edu.fi/oppimateriaalit/kunnossapito/mekaniikka_f2_korroosionesto_esiintymismuodot.html) [viitattu 17.3.2021]

Peltoniemi, T., 2014. Suurlujuusteräksisen ruuviliitoksen fretting-väsyminen. Lappeenranta. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Kandidaatintyö. 50 s.

Poovakaud V., Jiménez-Peña C., Talemi R., Coppieters S. & Debruyne D., 2020. Assessment of fretting fatigue in high strength steel bolted connections with simplified Fe modelling techniques. Tribology International, Vol 143.

SFS-EN ISO 4762, 2004. Hexagon socket head cap screws. Suomen standardoimisliitto SFS: 1+2+11 s.

SFS-EN 1090-2, 2018. Teräs- ja alumiinirakenteiden toteutus. Osa 2: Teräsrakenteiden tekniset vaatimukset. Suomen standardoimisliitto SFS: 1 + 179 s.

SFS-EN 1993-1-8, 2005. Eurokoodi 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1–8: Liitosten suunnittelu. Suomen standardoimisliitto SFS: 1 + 148 s.

SSAB, 2017. Strenx® Tube 960MH [verkkodokumentti]. Helsinki. SSAB AB. Saatavissa <https://www.ssab.fi/api/sitecore/Datasheet/GetDocument?productId=063D8EDE2ED04871BE839D0BD9218633&language=en> [viitattu 28.4.2021]

Vaakkutech, 2020. Kierretaulukko [verkkodokumentti]. Salo: Vaakkutech. Saatavissa: <https://www.vaakkutech.net/kierretaulukko.html> [viitattu 18.2.2021].

Yli-Marttila, T., 2015. Kriittisten ruuviliitosten kiristäminen ja tarkistaminen huollossa. Tampere. Tampereen Ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö. 69 s.

Zampieri P., 2017. A Review of the Fatigue Strength of Shear Bolted Connections. International Journal of Steel Structures, Vol 19 nro 4. s. 1084-1098.