



Teknillinen tiedekunta

LUT Metalli

BK10A0400 Kandidaatintyö

Työpistenosturin puomin analysointi

Timo Kautonen 0280557

SISÄLLYSLUETTELO

1 JOHDANTO	6
2 KIEPAHDUS	7
3 KIEPAHDUKSEN LASKENNALLINEN TARKASTELU	8
3.1 Kimmoteorian mukainen kriittinen momentti kiepahduksessa	8
3.2 Standardi SFS-EN 1993-1-1	10
3.2.1 Kiepahdukestävyys.....	10
3.2.2 Kiepahduskäyrät – Yleinen tapaus.....	11
3.3 Avoimen profiilin vääntökeskiön määrittäminen	12
3.4 Poikkileikkausluokitus	14
3.4.1 Perusteet	14
3.4.2 Luokitus	14
3.4.3. Puristettujen taso-osien suurimmat leveys-paksuussuhteet	15
3.4.3.1 Taivutetut taso-osat	15
3.4.3.2 Puristetut taso-osat	16
4 KIEPAHDUSKESTÄVYYDEN MÄÄRITTÄMINEN ELEMENTTIMENETELMÄLLÄ	17
4.1 Yleistä.....	17
4.2 Elementtimenetelmän perusta.....	18
4.3 Reunaehdot.....	19
4.4 Eri elementtityyppejä.....	19
4.5 Epälineaarinen FEM-laskenta	22
5 KOKEET JA TUTKIMUKSET	24
5.1 Uka20-palkin staattinen kestävyyskoe.....	24
5.2 Uka40-palkin staattinen kestävyyskoe.....	26
6 JOHTOPÄÄTÖKSET	28
7 YHTEENVETO	28
LÄHDELUETTELO	29

KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET

A	Pinta-ala
A_{kok}	Poikkileikkauksen koko pinta-ala
A_n	Poikkileikkauksen osan pinta-ala (n=1...9)
α_{LT}	Epätarkkuustekijä
α_y	Vääntökeskiön määrittämisessä käytettävä kerroin
α_z	Vääntökeskiön määrittämisessä käytettävä kerroin
b	Profiilin poikkipinnan leveys
B_z	Taivutusjäykkyys z-akselin suhteen
β	Kiepahduksen laskennassa käytettävä parametri
C	Vääntöjäykkyys
C_w	Käyristymisjäykkyys
χ_{LT}	Kiepahduskestävyyden pienennystekijä
E	Kimmomoduli
e_y	Vääntökeskiön asema y-suunnassa
e_z	Vääntökeskiön asema z-suunnassa
e	Korkeus painopisteakselilta
ε	f_y :sta riippuva tekijä
F	Voima
F_n	Normaalivoima
f_y	Myötöraja

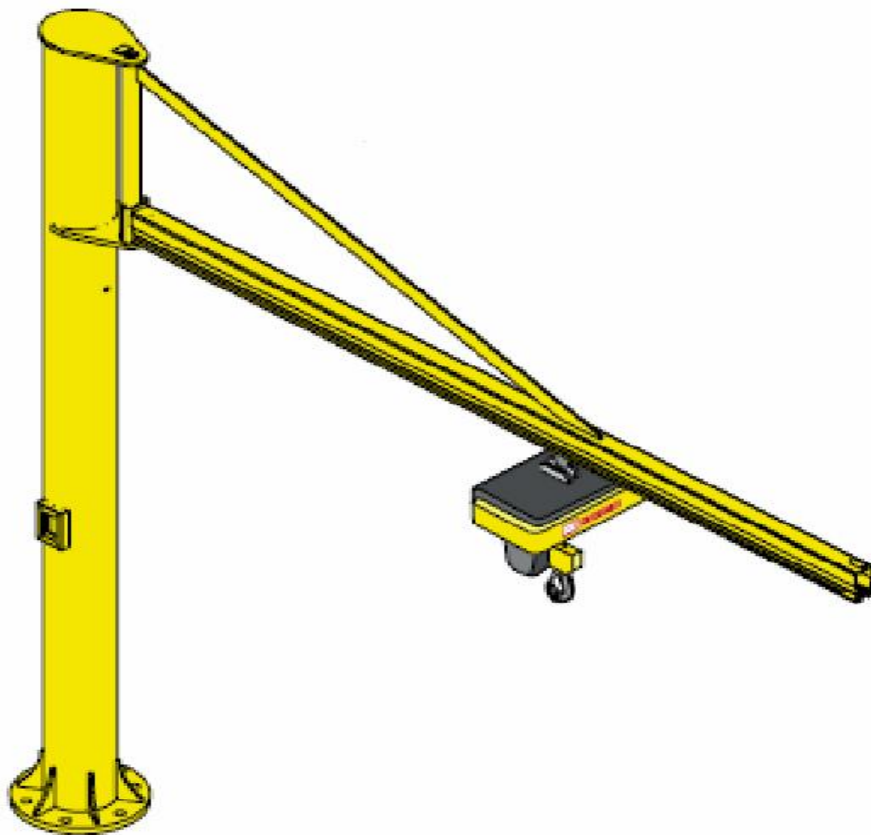
ϕ_{LT}	Kiepahduksen laskennassa käytettävä parametri
G	Liukumoduli
h	Profiilin poikkipinnan korkeus
γ	Vääntökeskiön määrittämisessä käytettävä kerroin
I_y	Jäyhyysmomentti y-akselin suhteen
I_{yz}	Keskipakomomentti
I_z	Jäyhyysmomentti z-akselin suhteen
I_v	Vääntöneliömomentti
I_ω	Käyristymisjäyhyys
$I_{\tilde{\omega}_y}$	Sektoriaalinen keskipakomomentti y-akselin suhteen
$I_{\tilde{\omega}_z}$	Sektoriaalinen keskipakomomentti z-akselin suhteen
K	Jousivakio
κ	Kiepahduksen laskennassa käytettävä reunaehdoista riippuva parametri
L	Palkin pituus
$\bar{\lambda}_{LT}$	Vakiopoikkileikkauksisten taivutettujen sauvojen muunnettu hoikkuus
$M_{b,Rd}$	Kiepahduskestävyyden mitoitusarvo
M_{cr}	Kimmenteorian mukainen kriittinen momentti kiepahduksessa
M_{Ed}	Taivutusmomentin mitoitusarvo
m	Kerroin, joka riippuu palkin muotoilusta, kuormituksesta ja reunaehdoista
O	Origo
$\tilde{0}$	Pooli

$\tilde{\theta}_1$	S-koordinaatin aloituspiste
P_{cr}	Kriittinen kiepahdusvoima
q_{cr}	Kriittinen jatkuva kuorma kiepahduksessa
t_z	Poikkileikkausvakio
u	Siirtymä
W_y	Taivutusvastus
Δw	Vääntymä
\bar{z}_s	Vääntökeskiön z-koordinaatti
σ_m	Mitoitusjännitys
σ_{sall}	Sallittu jännitys
ω	Vääntökeskiön suhteen laskettu sektorიაalinen koordinaatti
$\tilde{\omega}$	Sektorიაalinen koordinaatti
$\tilde{\omega}_0$	Integroimisvakio
$\tilde{\omega}_{0vk}$	Integroimisvakio vääntökeskiön suhteen

1 JOHDANTO

Kandidaatintyössä tutkimuskohteena on kääntöpuominosturi. Seinään tai pylväaseen kiinnitettävää kääntöpuominosturia käytetään esimerkiksi työpisteissä ja tuotantolinjoilla tarvittavien raskaiden tavaroiden ja esineiden siirtelyyn, kääntyvän puomin ja puomia pitkin liikkuvan nostolaitteen avulla. Nosturin todennäköisimmät vauriomuodot ovat puomin kiepahdus ja väsymismurtumat.

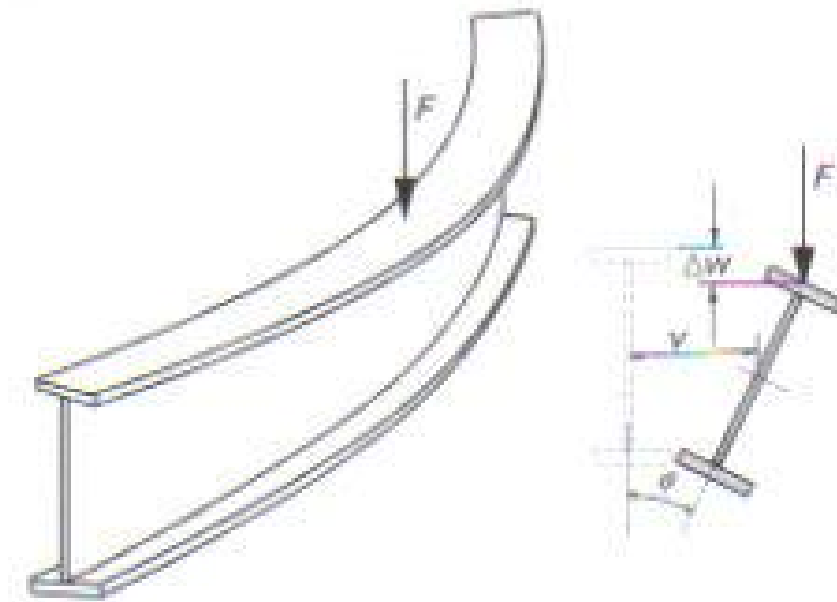
Työ rajattiin koskemaan puomin kiepahdusta, joka tulee kyseeseen ylikuorma tilanteissa. Työ keskittyy käytännön osuuteen, jossa laskennallisella tarkastelulla ja elementtimenetelmällä saatuja tuloksia verrataan laboratoriossa tehtyjen staattisten kestävyyskokeiden tuloksiin. Jatkotutkimuskohteena olisi nosturin väsymiskestävyyden määrittäminen.



Kuva 1. Kääntöpuominosturi. http://www.konecranes.fi/attachments/kci_cat_fi.pdf

2 KIEPAHDUS

Kiepahdus on palkin stabiiliuden menetys, jossa koko palkki kiertyy ja taipuu sivusuunnassa (kuva 2). Kiepahdusta esiintyy pääakselin suhteen jäykempään suuntaan kuormitetuilla palkeilla, joiden puristuslaippaa ei ole tuettu sivusuunnassa. Kiepahdus tapahtuu, kun kuorma on niin suuri, että sen tekemä työ $F * \Delta w$ on yhtä suuri kuin palkin sivuttaistaipumaan ja vääntymään kuluva muodonmuutosenergia (kuva 2). Mitä kauempana kuorma sijaitsee palkin vääntökeskiöstä, sen suurempi on Δw ja sitä pienemmällä kuormalla se kiepahtaa. (Niemi 2003, 122.)



Kuva 2. Avoimen poikkileikkauksen kiepahdusilmiö. (Niemi 2003, 122).

Jäykempään suuntaan kuormitettu palkki voi menettää stabiiliutensa kiepahtamalla, pienemmällä kuormalla, kuin taivutusmurtumaan tarvittavalla kuormalla. Kiepahdusilmiöllä on yhtäläisyyksiä nurjahdusilmiön kanssa ja on usein riippuvainen palkin tehollisesta hoikkuusluvusta. Heikompaan suuntaan kuormitettuna kiepahdusta harvoin tapahtuu, koska siihen suuntaan kiepahduskestävyys on paljon suurempi kuin taivutuskestävyys. (Statens stålbyggnadskommitté 1973, 76.)

3 KIEPAHDUKSEN LASKENNALLINEN TARKASTELU

3.1 Kimmoteorian mukainen kriittinen momentti kiepahduksessa

Seuraavassa on ratkaisuja kaksi tukisille palkeille, joiden poikkileikkaus on kaksoissymmetrinen ja käyristymätön sekä palkeille, joiden poikkileikkaus on käyristyvä ja yhden akselin suhteen symmetrinen. Ratkaisut ovat pääosin johdettu energiamenetelmällä ja kirjoitetaan seuraavasti:

$$\left. \begin{array}{l} M_{cr} \\ P_{cr}L \\ q_{cr}L^2 \end{array} \right\} = m \frac{\sqrt{B_z C}}{L} \sqrt{1 + \frac{\kappa^2 \pi^2}{(kL)^2}} = \frac{m}{L} \sqrt{B_z (C + \kappa^2 \pi^2 C_w)} \quad (1)$$

missä

κ^2 = reunaehdoista riippuva parametri,

m = kerroin, joka riippuu palkin muotoilusta, kuormituksesta ja reunaehdoista.

Palkin muotoilun vaikutus kertoimeen m kuvataan parametreilla:

$$kL = L \sqrt{\frac{C}{C_w}} \quad \text{ja} \quad \beta = \frac{t_z}{2} \sqrt{\frac{B_z}{C_w}}.$$

Ensiksi mainittu kuvaa palkin kykyä vastustaa poikkileikkauksen kiertymistä. Parametriin β vaikuttaa yhden akselin suhteen symmetristen poikkileikkausten epäsymmetrisyys.

(Statens stålbyggnadskommitté 1973, 114.)

Kyseisessä kiepahdustapauksessa, kun tuentatapaus on otettu huomioon, voidaan kriittisen momentin lauseke kirjoittaa muotoon:

$$M_{cr} = \kappa\pi \frac{\sqrt{B_z C}}{L} \left[\frac{\kappa\pi\beta}{kL} + \sqrt{1 + \frac{\kappa^2\pi^2}{(kL)^2}(1 + \beta^2)} \right] \quad (2)$$

missä:

$$\kappa = \sqrt{2} \quad \text{reunaehdot;}$$

$$B_z = EI_z \quad E \text{ on kimmomoduli ja } I_z \text{ on jäyhyysmomentti z-akselin suhteen;}$$

$$C = GI_v \quad G \text{ on liukumoduli ja } I_v \text{ on vääntöneliömomentti;}$$

$$kL = L \sqrt{\frac{C}{C_w}} \quad L \text{ on palkin pituus;}$$

$$\beta = \frac{t_z}{2} \sqrt{\frac{B_z}{C_w}};$$

$$C_w = EI_\omega \quad I_\omega \text{ on käyristymisjäyhyys;}$$

$$t_z = 2\bar{z}_s - \frac{1}{I_y} \int_A \left(\bar{z}^3 + y^2 \bar{z} \right) dA \quad \bar{z}_s \text{ on vääntökeskiön z-koordinaatti.}$$

(Statens stålbyggnadskommitté 1973, 330–331.)

3.2 Standardi SFS-EN 1993-1-1

3.2.1 Kiepahduskestävyys

Vahvemman pääjäyhyysakselin suhteen taivutettu sivusuunnassa tukematon sauva mitoitetaan siten, että kiepahduksen suhteen seuraava ehto on voimassa:

$$\frac{M_{Ed}}{M_{b,Rd}} \leq 1,0 \quad (3)$$

missä M_{Ed} on taivutusmomentin mitoitusarvo;

$M_{b,Rd}$ on kiepahduskestävyyden mitoitusarvo.

Sivusuunnassa tukemattoman sauvan kiepahduskestävyyden mitoitusarvo lasketaan kaavasta:

$$M_{b,Rd} = \chi_{LT} W_y \frac{f_y}{\gamma_{M1}} \quad (4)$$

missä W_y on kyseeseen tuleva taivutusvastus seuraavasti:

- $W_y = W_{pl,y}$ poikkileikkausluokissa 1 ja 2;
- $W_y = W_{el,y}$ poikkileikkausluokassa 3;
- $W_y = W_{eff,y}$ poikkileikkausluokassa 4.

χ_{LT} on kiepahduskestävyyden pienennystekijä.

γ_{M1} on sauvojen kestävyysosavarmuusluku, kun laskelmat tehdään sauvan stabiiliuden tarkastuksena.

f_y on myötöraja

(SFS-EN 1993-1-1 2005, 65.)

3.2.2 Kiepahduskäyrät – Yleinen tapaus

Vakiopoikkileikkauksisten taivutettujen sauvojen muunnettua hoikkuutta $\bar{\lambda}_{LT}$ vastaava pienennystekijä χ_{LT} lasketaan kaavasta:

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\phi_{LT} + \sqrt{\phi_{LT}^2 - \bar{\lambda}_{LT}^2}} \text{ mutta } \chi_{LT} \leq 1,0 \quad (5)$$

missä $\phi_{LT} = 0,5[1 + \alpha_{LT}(\bar{\lambda}_{LT} - 0,2) + \bar{\lambda}_{LT}^2]$

α_{LT} on epätarkkuustekijä;

$$\bar{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{W_y f_y}{M_{cr}}}$$

M_{cr} on kimmoteorian mukainen kriittinen momentti kiepahduksessa.

M_{cr} lasketaan bruttopoikkileikkauksen ominaisuuksien perusteella ottaen huomioon kuormitustilanne, todellinen momenttipinnan muoto ja reunaehdot.

(SFS-EN 1993-1-1 2005, 66.)

Taulukko 1. Kiepahduskäyrien suositeltavat epätarkkuustekijät. (SFS-EN 1993-1-1 2005, 66).

Kiepahduskäyrä	a	b	c	d
Epätarkkuustekijä α_{LT}	0,21	0,34	0,49	0,76

Taulukko 2. Suositus kiepahduskäyrän valitsemiseksi poikkileikkauksen mukaan käytettäessä yhtälöä (5). (SFS-EN 1993-1-1 2005, 66).

Poikkileikkaus	Rajat	Kiepahduskäyrä
Valssatut I-profiilit	$h/b \leq 2$	a
	$h/b > 2$	b
Hitsatut I-profiilit	$h/b \leq 2$	c
	$h/b > 2$	d
Muut profiilit	-	d

3.3 Avoimen profiilin vääntökeskiön määrittäminen

1) Määritetään painopistekoordinaatisto, sekä:

$$A_{kok} = \sum A_n ; \quad (6)$$

$$I_z = \int_A y^2 dA ; \quad (7)$$

$$I_y = \int_A z^2 dA ; \quad (8)$$

$$I_{yz} = \int_A yz dA ; \quad (9)$$

$$\alpha_y = \frac{I_{yz}}{I_y} ; \quad (10)$$

$$\alpha_z = \frac{I_{yz}}{I_z} ; \quad (11)$$

$$\gamma = \frac{1}{1 - \alpha_y \alpha_z} . \quad (12)$$

(Pennala 2002, 323.)

- 2) Valitaan pooli $\tilde{0}$ mielivaltaisesta kohdasta poikkileikkauksesta sekä profiilin keskiviivaa pitkin kulkevan s-koordinaatin aloituspiste $\tilde{0}_1$. Piirretään $\int \tilde{r} ds$ jakautuma ja määritetään integroimisvakio $\tilde{\omega}_0$ aloituspisteestä $\tilde{0}_1$.
- 3) Piirretään $\tilde{\omega}$ jakautuma $\tilde{\omega}(\tilde{0}, s)$.
- 4) Piirretään y- ja z-jakautumat.
- 5) Lasketaan saatujen koordinaattipintojen $\tilde{\omega}$, y ja z avulla sektorialaiset keskipakomomentit.

$$I_{\tilde{\omega}_y} = \int \tilde{\omega}_z t ds \quad (13)$$

$$I_{\tilde{\omega}_z} = \int \tilde{\omega}_y t ds \quad (14)$$

- 6) Lasketaan vääntökeskiön asema $\tilde{y}\tilde{z}$ –koordinaatistossa

$$e_{\tilde{y}} = -\gamma \frac{I_{\tilde{\omega}_y} - \alpha_z I_{\tilde{\omega}_z}}{I_y} \quad (15)$$

$$e_{\tilde{z}} = \gamma \frac{I_{\tilde{\omega}_z} - \alpha_y I_{\tilde{\omega}_y}}{I_z} \quad (16)$$

- 7) Piirretään uusi $\int_0^s \tilde{r}_{vk} ds$ jakautuma vääntökeskiö poolina ja $\tilde{0}_1$, s:n nollakohtana.

(Pennala 2002, 323.)

8) Määritetään integroimisvakio

$$\tilde{\omega}_{0vk} = \frac{\int \left(\int_0^s \tilde{r}_{vk} ds \right) ds}{A_{kok}} \quad (17)$$

ja vääntökeskiön suhteen laskettu

$$\omega = \omega_{vk} = \tilde{\omega}_{0vk} - \int_0^s \tilde{r}_{vk} ds \quad (18)$$

(Pennala 2002, 323.)

3.4 Poikkileikkausluokitus

3.4.1 Perusteet

Poikkileikkausluokituksen on tarkoitus tunnistaa missä laajuudessa poikkileikkausten paikallinen lommahdus rajoittaa poikkileikkausten kestävyyttä ja kiertymiskykyä. (SFS-EN 1993-1-1 2005, 42).

3.4.2 Luokitus

Määritellään neljä poikkileikkausluokkaa seuraavasti:

- Poikkileikkausluokat 1 ovat niitä, joissa poikkileikkaukseen voi syntyä plastinen nivel, jolla on plastisuusteorian edellyttämä riittävä muodonmuutoskyky.
- Poikkileikkausluokat 2 ovat niitä, joissa poikkileikkaukseen voi syntyä plastinen nivel, jolla ei ole plastisuusteorian edellyttämää riittävä muodonmuutoskykyä.
- Poikkileikkausluokat 3 ovat niitä, joissa jossakin poikkileikkauksen taso-osassa puristusjäännitys voi saavuttaa myötörajan, mutta paikallinen lommahdus estää plastisuusteorian mukaisen momenttikestävyuden kehittymisen.

- Poikkileikkausluokat 4 ovat niitä, poikkileikkaus lommahtaa ennen kuin myötöraja saavutetaan poikkileikkauksen jossakin pisteessä.

(SFS-EN 1993-1-1 2005, 42.)

Poikkileikkausluokitus määräytyy puristettujen taso-osien leveys-paksuussuhteista ja materiaalista. Poikkileikkauksen puristettuun osaan kuuluu jokainen osa, johon kuormituksen vaikutuksesta syntyy täysi tai osittainen puristus. Poikkileikkauksen eri osat voivat kuulua eri poikkileikkausluokkiin, jolloin poikkileikkaus luokitellaan korkeimpaan luokkaan sen puristettujen osien perusteella. Osa, joka ei täytä poikkileikkausluokan 3 raja-arvoja, kuuluu poikkileikkausluokkaan 4. (SFS-EN 1993-1-1 2005, 42–43.)

3.4.3. Puristettujen taso-osien suurimmat leveys-paksuussuhteet

3.4.3.1 Taivutetut taso-osat

$$\text{Poikkileikkausluokka 1:} \quad \frac{c}{t} \leq 72\varepsilon \quad (19)$$

$$\text{Poikkileikkausluokka 2:} \quad \frac{c}{t} \leq 83\varepsilon \quad (20)$$

$$\text{Poikkileikkausluokka 3:} \quad \frac{c}{t} \leq 124\varepsilon \quad (21)$$

(SFS-EN 1993-1-1 2005, 44.)

3.4.3.2 Puristetut taso-osat

$$\text{Poikkileikkausluokka 1:} \quad \frac{c}{t} \leq 33\varepsilon \quad (22)$$

$$\text{Poikkileikkausluokka 2:} \quad \frac{c}{t} \leq 38\varepsilon \quad (23)$$

$$\text{Poikkileikkausluokka 3:} \quad \frac{c}{t} \leq 42\varepsilon \quad (24)$$

missä:

c on leveys, joka määräytyy profiilintyyppin ja kuormitustavan mukaan;

t on taso-osan seinämänpaksuus;

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (25)$$

jossa f_y on materiaalin myötöraja.

(SFS-EN 1993-1-1 2005, 44.)

4 KIEPAHDUSKESTÄVYYDEN MÄÄRITTÄMINEN ELEMENTTIMENETELMÄLLÄ

4.1 Yleistä

Elementtimenetelmä (FEM, Finite Element Method) on rakenteiden analysoimiseksi kehitetty numeerinen laskentamenetelmä. Analyysiä varten tutkittava rakenne jaetaan rakenneosiin eli elementteihin, jotka liittyvät toisiinsa solmupisteiden välityksellä. Rakenteen käyttäytymisestä kuormitettuna luodaan siis yksinkertaistettu matemaattinen kuvaus. Menetelmässä keskeisintä on kyetä määrittämään eri rakenneosien jäykkyysominaisuudet, joissa tulee huomioida kaikki yksittäisen rakenneosan jäykkyyteen vaikuttavat tekijät. (Tanskanen 2007, 1.)

Yleisesti FEM-laskentaa voidaan pitää systemaattisena tapana mallintaa ja analysoida monimutkaisiakin rakenteita ekvivalenttien jousisysteemien avulla. Elementtimenetelmä on luonteeltaan approksimoiva. Elementit käyttäytyvät usein liian jäykästi, mutta menetelmän keskeisin ominaisuus on se, että kasvatettaessa elementtien lukumäärää laskennan tarkkuus paranee eli tulos konvergoi kohti oikeaa arvoa. Staattisesti kuormitettuja ja lineaarisesti käyttäytyviä rakenteita analysoitaessa laskennasta saatavat ensisijaiset suureet ovat siirtymiä. Näiden lisäksi laskennasta saadaan muun muassa rakenteen sisäisiä jännityksiä ja venymiä. (Tanskanen 2007, 1-2.)

4.2 Elementtimenetelmän perusta

Elementtimenetelmä perustuu jousen tasapainoyhtälön käytölle:

$$K \times u = F \quad (26)$$

Jos jousivakio K ja voima F tunnetaan, voidaan siirtymä u ratkaista. Analysoitavana on yleensä usean tuntemattoman siirtymän eli vapausasteen systeemi, jolloin määritetään koko rakenteen "jousivakio". Tätä ei voida kuvata yhdellä skalaarilla, joten se esitetään matriisimuodossa. Koko rakenteen jousivakiota kutsutaan rakenteen globaaliksi jäykkyyismatriisiksi $[K]$. Usean vapausasteen jousisysteemin tasapainoyhtälöt voidaan esittää matriisimuodossa:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (27)$$

Jousisysteemin tasapainoyhtälöt muodostavat lineaarisen yhtälöryhmän, jossa on yhtä monta vaaka- ja pystyriviä kuin systeemissä on mahdollisia siirtymiä eli vapausasteita. Rakenteen tuntemattomat siirtymät $\{u\}$ voidaan ratkaista, jos globaali jäykkyyismatriisi $[K]$ ja solmuvoimavektori $\{F\}$ tunnetaan:

$$\{u\} = [K]^{-1}\{F\} \quad (28)$$

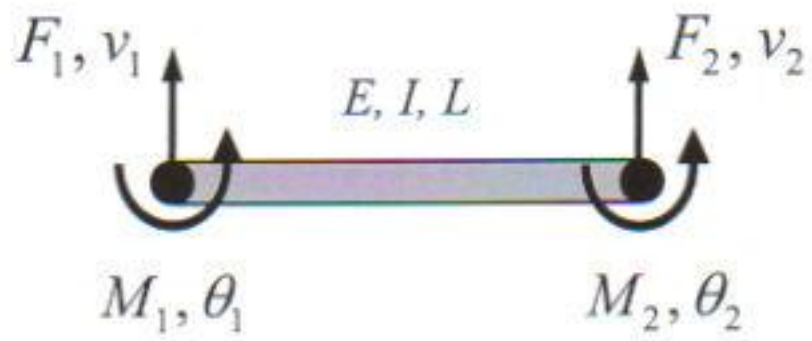
Jotta yhtälöryhmä olisi ratkaistavissa, pitää jäykkyyismatriisille pystyä siis määrittämään käänteismatriisi. (Tanskanen 2007, 3-4.)

4.3 Reunaehdot

Laskennassa usein osa siirtymistä on tunnettuja ja vastaavasti osa voimista tuntemattomia. Tunnettuja siirtymiä kutsutaan reunaehdoiksi ja ne ovat useimmiten suuruudeltaan nolliä, esimerkiksi palkin kiinnitetty pää. Tällöin voidaan reunaehto- jen huomioimisessa käyttää yksinkertaistettua menetelmää, jossa alkuperäisestä yhtälöryhmästä kaikki 0-siirtymiä vastaavat vaaka- ja pystyrivit poistetaan. Näin saatu redusoitu tehtävä voidaan ratkaista tuntemattomien siirtymien suhteen esim. redusoidun jäykkyyismatriisin käänteismatriisin avulla. Tuntemattomat voimat voidaan tarvittaessa ratkaista alkuperäisestä yhtälöryhmästä sijoittamalla lasketut siirtymäarvot poistetuille vaakariveille. (Tanskanen 2007, 5.)

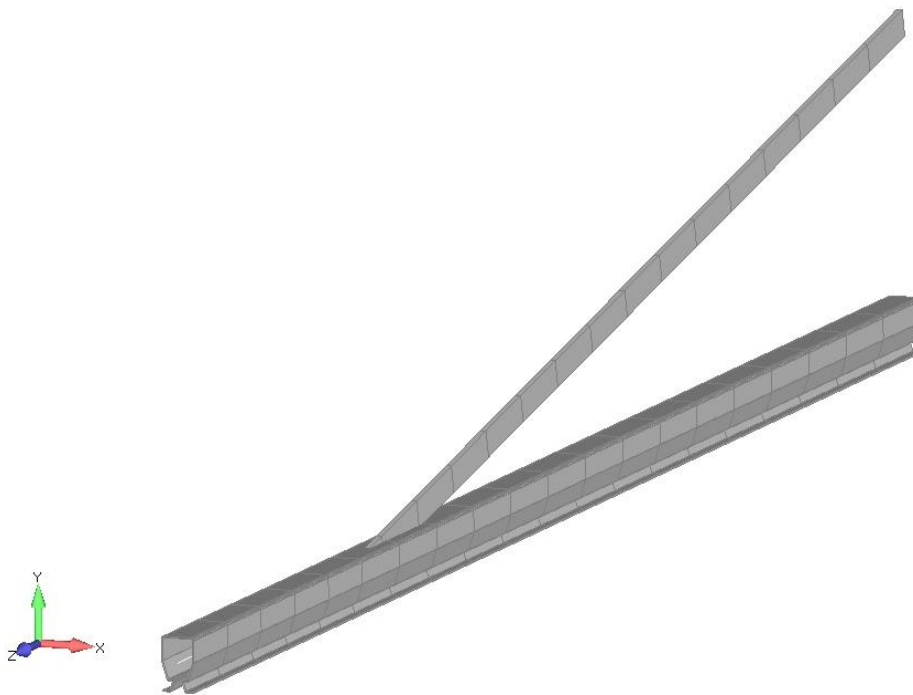
4.4 Eri elementtityyppejä

FEM-laskennassa käytettäviä elementtityyppejä on kymmeniä erilaisia, joilla jokaisella on oma jäykkyyismatriisinsa. Yleisimpiä elementtityyppejä ovat: sauva-, palkki-, kuori- ja tilavuuselementit. Jokaiseen elementtityyppiin liittyy ns. aktiivisia vapausasteita, näillä tarkoitetaan niitä suuntia, joissa oletetaan elementillä olevan jäykkyyttä. Tässä työssä on mallinnukseen käytetty sekä palkki- että kuorielementtejä. Kuvissa 3 ja 5 on kuvaus näistä elementtityypeistä sekä niiden aktiivisista vapausasteista. (Tanskanen 2007, 6-8.)

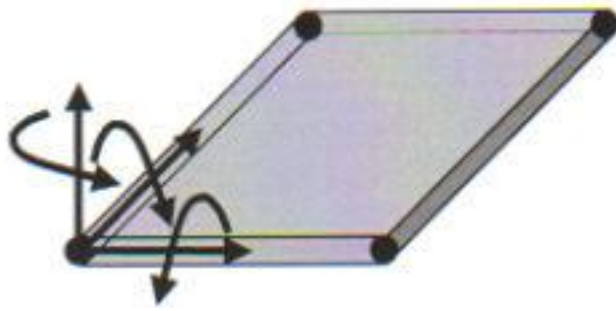


Kuva 3. Palkkielementti. (Tanskanen 2007, 6).

vi
ci

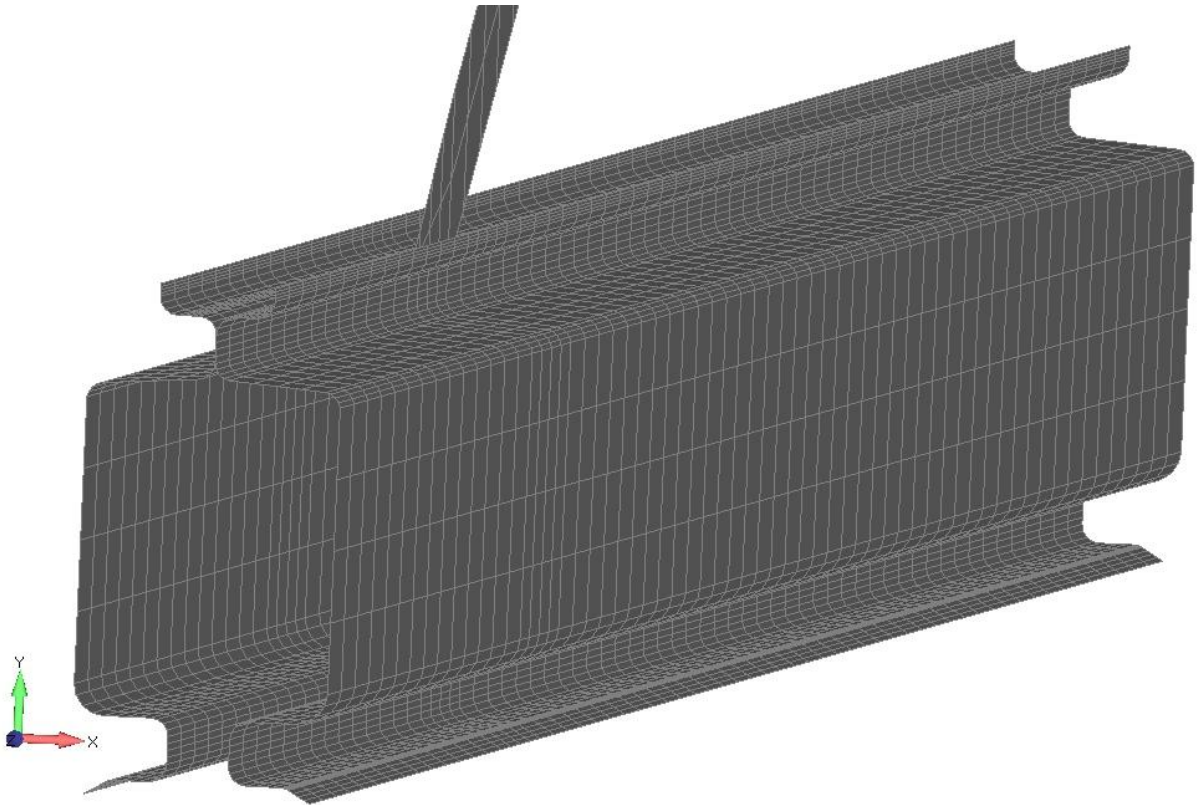


Kuva 4. Palkkielementeillä mallinnettu rakenne.



Kuva 5. Kuorielementti. (Tanskanen 2007, 7).

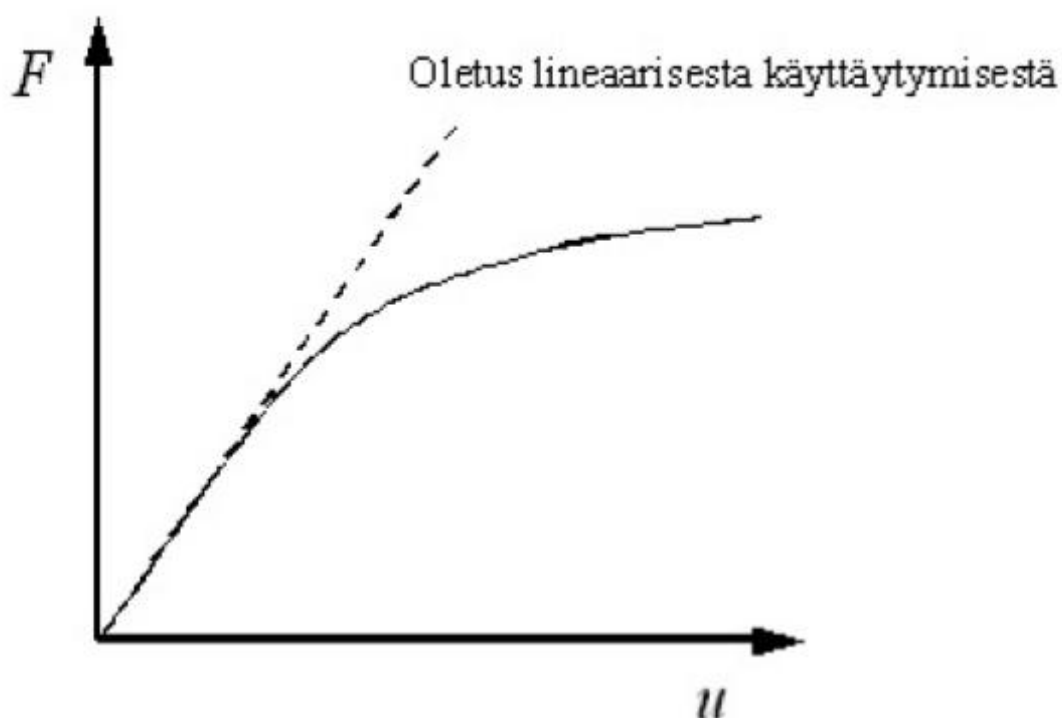
v1
c1



Kuva 6. Kuorielementeillä mallinnettu Uka40-palkki.

4.5 Epälineaarinen FEM-laskenta

Rakenteiden analysoinnissa yleensä oletetaan niiden käyttäytyvän lineaarisesti eli ulkoisen kuormituksen muuttaminen muuttaa myös rakenteen siirtymiä ja jännityksiä samassa suhteessa. Todellisuudessa rakenteiden käyttäytyminen on kuitenkin enemmän tai vähemmän epälineaarista ja ilmiön voimakkuudesta riippuu täytyykö se ottaa huomioon laskennassa. Rakenteen epälineaarista käyttäytymistä voidaan havainnollistaa voima-siirtymä-käyrän avulla (kuva 7). (Tanskanen, 1.)



Kuva 7. Epälineaarinen voima-siirtymä-käyrä. (Tanskanen,1).

Kuten kuvasta 7 nähdään pienillä kuormilla rakenteen voiman ja siirtymän välinen riippuvuus on lineaarinen mutta suurilla kuormilla/siirtymillä vaste voi olla hyvinkin epälineaarinen. Epälineaarisuus johtuu pääosin neljästä eri syystä:

- 1) Geometrinen epälineaarisuus
- 2) Materiaalin epälineaarisuus
- 3) Muuttuvat reunaehdot (= kontaktien syntyminen)
- 4) Muuttuva kuormitus (= kuormituksen suunta muuttuu deformaation myötä)

Geometrinen epälineaarisuus johtuu siitä, että rakenteen muodonmuutokset ovat suhteellisen suuret verrattuna dimensioihin. Tällöin myös deformoituneen ja deformoitumattoman rakenteen voimajakautumat eroavat merkittävästi toisistaan. Geometrisen epälineaarisuuden alaluokkia ovat suuret siirtymät, suuret kiertymät ja suuret venymät. Materiaalin epälineaarisuus johtuu siitä, että jännitysten ja venymien välinen yhteys on epälineaarinen. Nämä kaikki neljä ilmiötä voivat esiintyä myös yhtä aikaa, mikä voi tehdä rakenteen analysoinnin erittäin hankalaksi. (Tanskanen, 1.)

5 KOKEET JA TUTKIMUKSET

Lappeenrannan teknillisen yliopiston teräsrakenteiden laboratoriossa tehtiin Uka20- ja Uka40-palkeille staattiset kestävyyskokeet. Kokeessa sylinteri kiinnitetään kuvien 8 ja 10 mukaisesti palkin päähän. Sylinterin kuormitusta kasvatetaan, kunnes palkki kiepahtaa tai rakenne pettää jonkin muun syyn takia.

5.1 Uka20-palkin staattinen kestävyyskoe

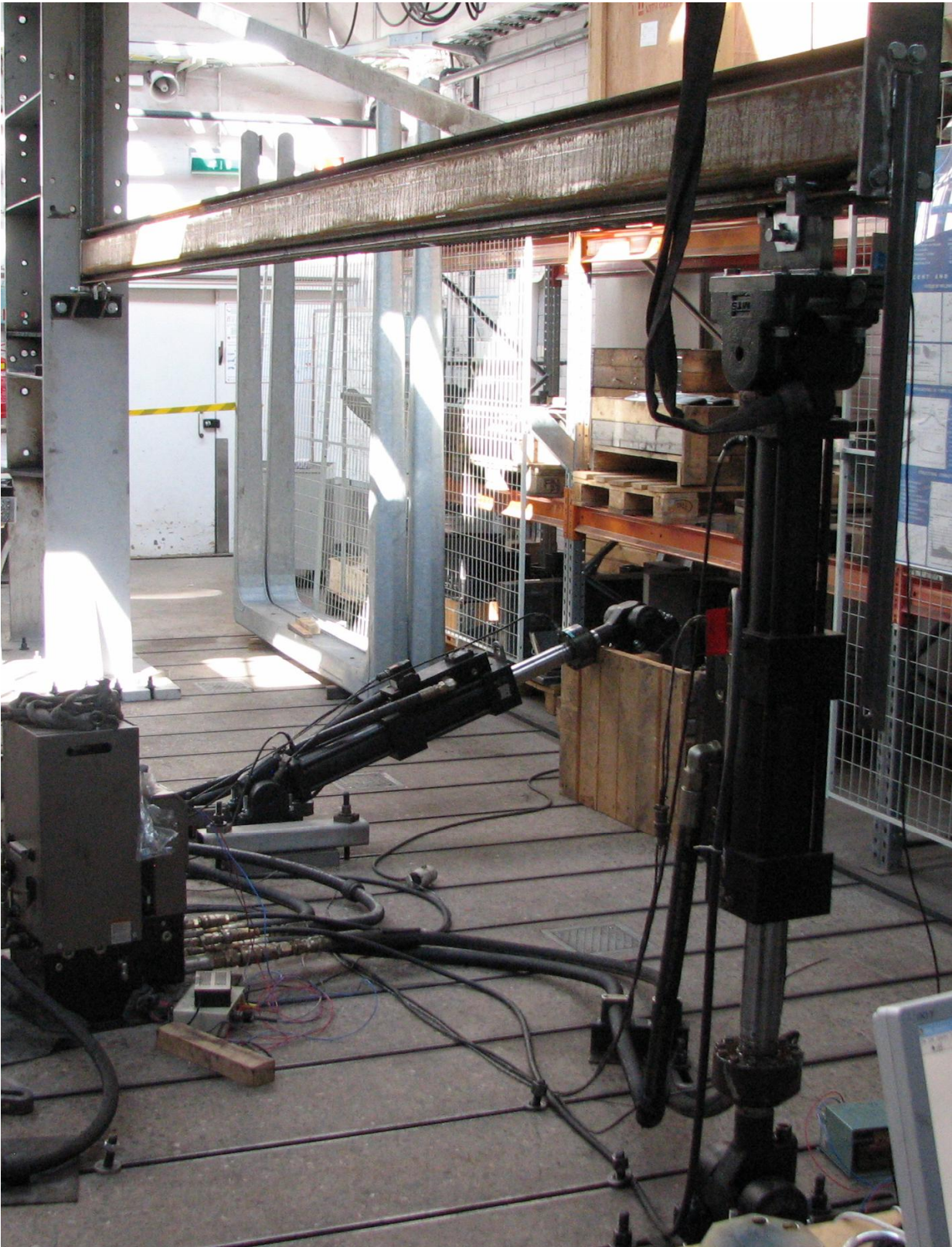


Kuva 8. Uka20-palkin staattisen kestävyyskokeen koejärjestelyt.



Kuva 9. Staattisessa kestävyyskokeessa kiepahtanut Uka20-palkki.

5.2 Uka40-palkin staattinen kestävyyskoe



Kuva 10. Uka40-palkin staattisen kestävyyskokeen koejärjestelyt.



Kuva 11. Staattisessa kestävyyskokeessa kiepahtanut Uka40-palkki.

6 JOHTOPÄÄTÖKSET

Kiepahdusvoimien määrittämisessä vertailupohjana käytettiin staattisista kestävyyskokeista saatuja tuloksia. Elementtimenetelmällä määritetyt kiepahdusvoimat olivat pääsääntöisesti hyvin lähellä todellisia kiepahdusvoimia. FEM-laskennassa palkki ei kiepahtanut pelkällä pystysuuntaisella voimalla, johtuen siitä, että mallinnettu palkki on täysin suora ja jännityksetön, kun taas todellisessa rakenteessa on profiilin muokkauksen, hitsauksen ja käytön jäljiltä pieniä muodonmuutoksia sekä jäännösjännityksiä. Kiepahdus saatiin aikaan käyttämällä pientä sivusuuntaista voimaa. Kuorielementeillä tehtyjen analyysien tulokset osoittautuivat luotettavammiksi kuin palkkielementeillä tehtyjen analyysien tulokset. Kiepahduksen laskennallisella tarkastelulla saadut kiepahdusvoimat olivat pienempiä kuin todelliset kiepahdusvoimat. Laskennasta haastavan tekee profiilien poikkileikkauksen monimutkainen geometria, mistä johtuen poikkipintasuureisiin syntyy helposti virheitä, jotka vääristävät tuloksia.

7 YHTEENVETO

Tässä työssä tutkimuskohteena oli kääntöpuominosturin puomi. Puomin kiepahdusta tutkittiin laboratoriossa tehdyillä staattisilla kestävyyskokeilla, FEM-laskennalla ja laskennallisella tarkastelulla. Vertailupohjana käytettiin laboratoriokokeiden tuloksia. Tutkittavana oli kolmesta eri profiilista valmistettuja palkkeja, Uka20-, Uka30- ja Uka40-profiilit. Uka20- ja Uka40-palkeille tehtiin laboratoriossa staattiset kestävyyskokeet. Uka30-palkkia tutkittiin vain FEM-laskennalla ja laskennallisella tarkastelulla. FEM-laskennalla määritetyt kiepahdusvoimat vastasivat hyvin laboratoriokokeista saatuja voimia, mutta laskennallisella tarkastelulla saadut kiepahdusvoimat olivat selkeästi pienempiä kuin laboratoriokokeissa.

LÄHDELUETTELO

Niemi, E. 2003. Levyrakenteiden suunnittelu. Helsinki. Teknologiateollisuus ry. 136.

Pennala, E. 2002. Lujuusopin perusteet. Helsinki. Otatieto. 400.

Valtanen, E. 2007. Tekniikan taulukkokirja. Jyväskylä. Genesis-Kirjat Oy. 1037.

Statens stålbyggnadskommitté. 1973. Knäckning, vippning och buckling. Stockholm. Statens stålbyggnadskommitté. 343.

www.konecranes.fi

Tanskanen, P. FE-analyysin jatkokurssi. Luentomateriaali. Epälineaarinen FE-analyysi. 14.

Tanskanen, P. 2007. Moniste luentojen tueksi. FE-analyysin peruskurssi. 45.

Suomen standardisoimisliitto SFS ry. 2005. Standardi SFS-EN 1993-1-1. Eurocode 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-1. Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt. 99.