

Kalle-Erkki Penttilä

Rakenteiden Mekaniikka, Vol. 15  
No. 4 1982, s. 22...39

**YHTEENVETO:** Artikkelissa on esitetty ASME Section III:n mukaisen jännitysanalyysin suorittaminen elementtimenetelmällä. Tarkimmin on paneuduttu niihin vaikeuksiin, joita elementtimenetelmän mukaanotto tuo tullessaan. Näitä ovat jännityksen määrittäminen mielivaltaisessa pisteessä elementin alueella ja lasketun jännitysjakautuman jakaminen ASME:n mukaisiin luokkiin. Jännitysanalyysin perusteita on myöskin selvitetty lyhyesti. Esitetyn menetelmän käytännön esimerkkinä käsitellään paineistimen ja sen tukivaipan välisen liitoksen jännitys- ja väsymisanalyysi. Tuloksia vertaillaan lopuksi muilla menetelmillä saatuihin arvoihin.

## JOHDANTO

Voimalaitosten paineastioiden turvallisuutta arvioitaessa käytetään usein ASME:n (The American Society of Mechanical Engineers) julkaisemaa standardia apuna. ASME Section III:ssa /3/ kuvataan jännitys- ja väsymisanalyysi, jonka avulla voidaan varsin luotettavasti arvioida paineastian kestävyyttä ja käyttöikä. Jännitysanalyysi on kuitenkin peräisin ajalta, jolloin elementtimenetelmän käyttö oli harvinaista. Nykyisten laskentamenetelmien ja ASME-jännitysanalyysin välillä on ristiriita, sillä elementtimenetelmällä saadaan ainoastaan kokonaisjännityksiä, kun taas ASME-analyysi vaatii jännitysten jakamista kolmeen eri luokkaan.

Tämän ristiriidan poistamiseksi on Imatran Voima Oy:n elementtiohjelman IVOFEM /4/ liitteeksi kehitetty jälkikäsitteilyohjelma IVOCLASS, joka suorittaa ASME Section III:n mukaisen jännitys- ja väsymisanalyysin. Ohjelmassa käytetään hyväksi W.C. Kroenken /6/ esittämää menetelmää jännitysten luokittelemiseksi ASME:n kriteerien mukaan.

## ASME SECTION III:N MUKAISEN JÄNNITYSANALYYSIN PERUSTEITA

ASME III:n peruslähdekohtana on, että rakenteen jossakin pisteessä laskettu jännitys ei vielä kerro riittävästi kyseisen pisteen rasitustilasta. Täytyy tuntea myös ympäristön jännitykset, samoin on tiedettävä, millainen kuormitus on aiheuttanut rasitukset sekä millaista kohtaa rakenteessa kyseessä

oleva piste edustaa. Toisin sanoen eri tyyppisillä rasituksilla on erilainen merkitys rakenteen kestävyuden kannalta. Tästä seuraa, että kyseisille rasituksille asetetaan erilaiset sallitut arvot.

ASME:n mukaisen jännitysanalyysin pohjana on, että tietyssä kohdassa valitseva moniaksaalinen jännitystilä on muutettava yksiaksaaliseksi. Tämän vuoksi, että vertailu usein kokeellisesti määrättyihin sallittuihin arvoihin olisi helpompaa. Moniaksaalinen jännitystilä muutetaan yksiaksaaliseksi käyttäen maksimileikkausjännityshypoteesia (Tresca)

$$\tau_{\max} = \left| \begin{array}{l} (\sigma_1 - \sigma_2)/2 \\ (\sigma_2 - \sigma_3)/2 \\ (\sigma_1 - \sigma_3)/2 \end{array} \right|_{\max} \quad (1)$$

missä  $\tau_{\max}$  on maksimileikkausjännitys ja  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , ja  $\sigma_3$  ovat pääjännityksiä.

Jännitysanalyysi on tehtävä rakenteen sellaiselle leikkaukselle, jossa löydetään suurimmat jännitysten vaihteluvälit. ASME III jakaa jännitykset niiden vaarallisuusasteen mukaan kolmeen luokkaan primäärijännityksiin, sekundäärijännityksiin ja huippujännityksiin. Primäärijännitykset ovat rakenteen kestävyyttä arvioitaessa erittäin tärkeitä, sekundäärijännitykset vähemmän tärkeitä, ja huippujännityksillä on merkitystä ainoastaan arvioitaessa rakenteen väsymiskestävyyttä. Jotta välttyttäisiin jännitysten luokittelussa helposti syntyviltä tulkintavaikeuksilta, on ASME:n taulukkoon NB-3217-1 /2/ koottu yleisimmät paineastioissa esiintyvät jännitysluokat eriteltyinä sekä jännityksen aiheuttavan kuormituksen että paikan mukaan.

Yhteenvedona tästä taulukosta voidaan tehdä seuraava johtopäätös. Primäärijännitys on yhtä kuin määrittelyleikkauksessa vaikuttava keskimääräinen kalvojännitys. Sekundäärijännitys vastaa leikkauksessa vaikuttavan kalvo- ja taivutusjännityksen summaa. Huippujännitys on yhtä suuri kuin leikkauksen kokonaisjännitys.

ASME:n mukaisen jännitysluokittelun analogia kalvo- ja taivutusjännitysten kanssa on ymmärrettävää, sillä jako eri luokkiin on peräisin ajalta, jolloin elementtimenetelmä ei ollut vielä yleisessä käytössä, vaan jännitysten määrittäminen tapahtui pääasiassa kuoriteorian pohjalta.

Yhteenvedona edellisestä on, että ASME:n mukaisen jännitysanalyysin suorittaminen elementtimenetelmällä aiheuttaa seuraavat vaatimukset:

- jännitykset on määritettävä mallin mielivaltaisessa leikkauksessa,
- jännitykset on voitava laskea missä tahansa pisteessä elementin alueella,
- tietystä jännitysjakautumasta on erotettava kalvo- ja taivutusjännitysten osuudet.

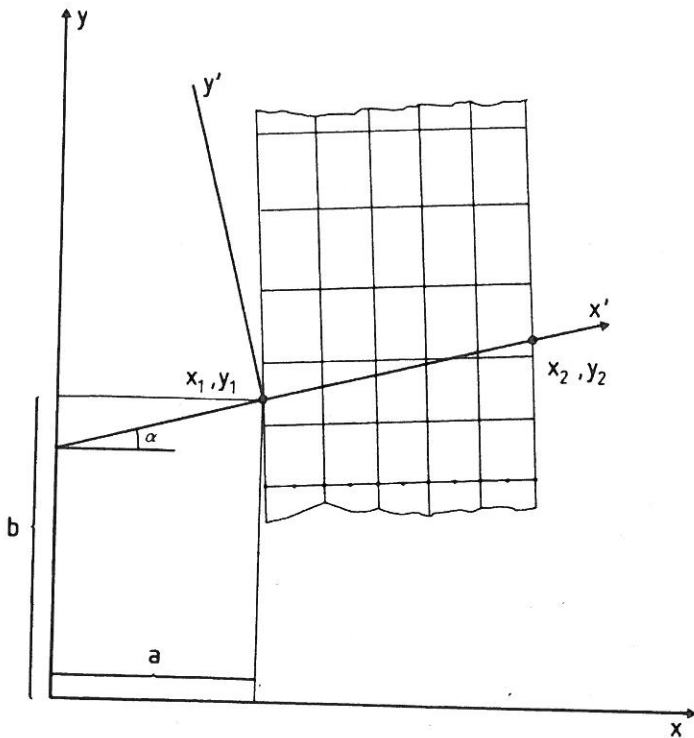
# JÄNNITYSJAKAUTUMAN MÄÄRITYS HALUTULLA RAKENTEEN LEIKKAAVALLA SUORALLA NS. JÄNNITYSSUORALLA

Jännityssuora voidaan määritellä sellaiseksi rakenteen leikkaavaksi suoraksi, jossa esiintyviä jännityksiä halutaan tutkia. Yleensä tällainen suora valitaan siten, että se kulkee mahdollisimman hyvin niiden alueiden läpi, joissa esiintyy jännityskonsentraatioita.

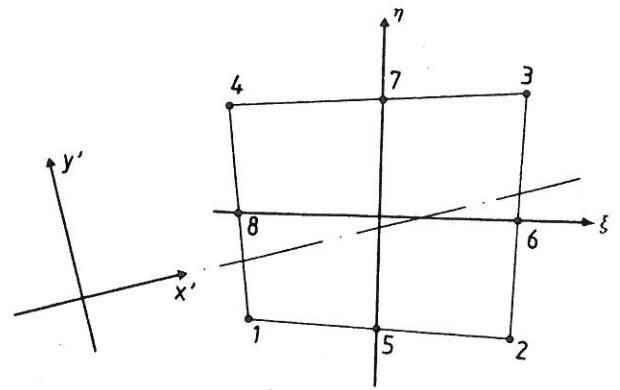
Jännityssuoralla sijaitsevien elementtien etsintä

Muutetaan mallin koordinaatisto tilapäisesti ns. jännityssuorakoordinaatistiksi, jonka origo sijaitsee jännityssuoran alkupisteessä ja jonka aksissa yhtyy jännityssuoraan (kuva 1).

Jännityssuoralla sijaitsevat elementit löydetään koordinaatiston muunnoksen jälkeen helposti etsimällä ne elementit, joiden kahden nurkkasolmun  $y$ -koordinaatit ovat erimerkkiset tai joiden jokin nurkkasolmu sijaitsee  $x$ -akselilla.



Kuva 1. Jännityssuorakoordinaatisto



Kuva 2. Jännityssuoralla sijaitseva elementti.

## Elementin jännitysten laskentapisteiden lokaalikoordinaattien määrittäminen

Tarkastellaan jännityssuoran lävistämää elementtiä tilapäisessä  $xy$ -koordinaatistossa (kuva 2). Elementin ne reunat, jotka jännityssuora leikkaa, löydetään helposti testaamalla reunan päätepisteiden  $y$ -koordinaattien samanmerkkisyyttä.

8-solmuisten isoparametrinen elementtien ollessa kyseessä käytetään elementin geometrian ja siirtymätilan kuvaamiseen seuraavia muotofunktioita /1/:

nurkkasolmuille

$$N_i = \frac{1}{4}(1+\xi_0)(1+\eta_0)(\xi_0+\eta_0+1) \quad (2)$$

ja sisäsolmuille

$$N_i = \frac{1}{2}(1-\xi^2)(1+\eta_0), \quad \text{kun } \xi_i = 0, \quad (3)$$

$$N_i = \frac{1}{2}(1+\xi_0)(1-\eta^2), \quad \text{kun } \eta_i = 0,$$

jossa

$$\xi_0 = \xi\xi_i,$$

$$\eta_0 = \eta\eta_i.$$

Elementin geometria kuvataan edellä esitettyjen muotofunktioiden avulla seuraavasti

$$x(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta)x_i, \quad (4)$$

$$y(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta)y_i.$$

Koska jännityssuorakoordinaatiston vaaka-akseli yhtyy jännityssuoraan ja koska kullakin elementin reunalla toinen lokaalinen koordinaatti on tunnettu vakio, voidaan tuntematon koordinaatti määrittää helposti.

Reunan 1-2 ja suoran  $y' = 0$  mahdollisessa leikkauspisteessä (kuva 2)

$$y'(\xi, -1) = N_1(\xi, -1)y'_1 + N_5(\xi, -1)y'_5 + N_2(\xi, -1)y'_2 = 0. \quad (5)$$

Sijoittamalla muotofunktiot lausekkeista (2) ja (3) saadaan

$$(y'_1+2y'_5+y'_2)\xi^2 - (y'_1-y'_2)\xi + 2y'_5 = 0. \quad (6)$$

Tämän toisen asteen yhtälön välillä  $-1 \leq \xi \leq 1$  oleva juuri  $\xi_0$  on jännityssuoran ja elementin reunan leikkauspiste  $(\xi_0, -1)$ .

Reunan 2-3 ja suoran  $y' = 0$  mahdollisessa leikkauspisteessä (kuva 2)

$$y'(1, \eta) = N_2(1, \eta)y'_2 + N_6(1, \eta)y'_6 + N_3(1, \eta)y'_3 = 0. \quad (7)$$

Sijoittamalla muotofunktiot saadaan

$$(y'_2+2y'_6+y'_3)\eta^2 - (y'_2-y'_3)\eta + 2y'_6 = 0. \quad (8)$$

Yhtälön välillä  $-1 \leq \eta \leq 1$  oleva juuri  $\eta_0$  on jännitysuoran ja elementin reunan leikkauspiste  $(1, \eta_0)$ .

Samalla tavalla saadaan reunojen 3-4 ja 4-1 ja suoran  $y' = 0$  mahdollisten leikkauspisteiden koordinaattien määrittämiseksi tarvittavat yhtälöt.

Reunalle 3-4 (kuva 2)

$$(y'_3 + 2y'_7 + y'_4)\xi^2 - (y'_3 - y'_4)\xi + 2y'_7 = 0 \quad (9)$$

ja reunalle 4-1 (kuva 2)

$$(y'_4 + 2y'_8 + y'_1)\eta^2 - (y'_4 - y'_1)\eta + 2y'_8 = 0. \quad (10)$$

Jännitysten laskentapisteiksi valitaan elementin kahden reunan ja jännityssuoran leikkauspisteet. Lisäksi otetaan kolmanneksi laskentapisteeksi edellä mainittujen leikkauskohtien puolivälissä sijaitseva piste. Perusteluna sille, että jokaisesta jännityssuoralla olevasta elementistä lasketaan jännitykset kolmessa pisteessä on, että konsentraatioita sisältävillä alueilla saavutetaan riittävä tarkkuus.

Jännitysten määrittäminen elementin mielivaltaisessa pisteessä

Rakenteen siirtymätila täytyy määrittää ennen jännitysten laskentaa. Siirtymätila on tunnettu, jos kunkin elementin solmusiirtymät  $\{\delta\}^e$  tiedetään, jolloin

$$\{f\} = [N]\{\delta\}^e, \quad (11)$$

missä  $\{f\}$  on siirtymävektori ja  $[N]$  muotofunktio matriisi.

Elementin mielivaltaisen pisteen jännitysten määrittämistä tutkittiin kahdella eri tavalla, joko laskemalla jännitykset suoraan ns. jännitysmatriisimenettelyllä tai approksimoimalla jännityksiä käyttäen muotofunktioita.

Jännitysmatriisimenettelyssä jännitykset lasketaan kaavalla

$$\{\sigma\} = D (\{\epsilon\} - \{\epsilon_0\}), \quad (12)$$

missä  $\{\sigma\}$  on jännitysvektori,  $[D]$  on kimmomatriisi,  $\{\epsilon\}$  on venymävektori ja  $\{\epsilon_0\}$  on alkuvenymävektori. Venymät voidaan esittää myös muodossa

$$\{\epsilon\} = B \{\delta\}^e \quad (13)$$

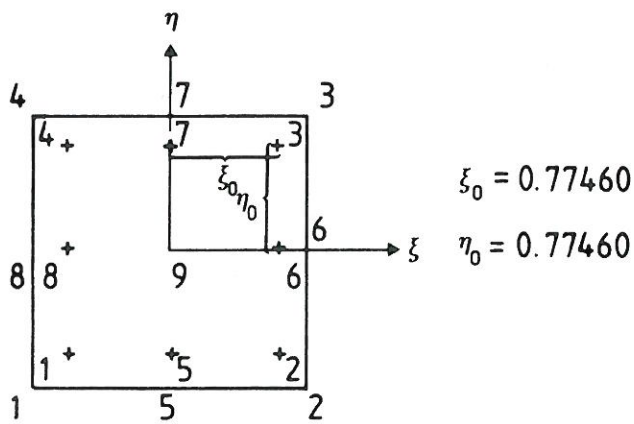
missä  $B$  matriisi sisältää muotofunktioiden derivaatat vapausasteiden suhteen. Täten saadaan

$$\{\sigma\} = [D][B]\{\delta\}^e - [D]\{\epsilon_0\}, \quad (14)$$

missä matriisituloa  $[D][B]$  kutsutaan jännitysmatriisiksi  $[S]$ .

Jännitykset tietyssä elementin pisteessä saadaan siis laskemalla jännitysmatriisi  $[S]$  ko. pisteessä ja kertomalla solmusiirtymävektori tällä matriisilla.

Laskettaessa jännityksiä elementin alueella jännitysmatriisia käyttäen saadaan lähimpänä oikeita olevia arvoja elementin integroimispisteissä. Näin saatujen jännitysten avulla voidaan sopivia approksimaatiofunktioita käyttäen kuvata koko elementin jännitystilaa. Seuraavassa on approksimaatiofunktioiksi valittu 8-solmuisen elementin muotofunktiot.



Kuva 3. Gaussin 3x3 integroimispisteet.

Ensiksi siis määritetään jännitykset elementin integroimispisteissä. Koska approksimointiin käytetään 8-solmuisen elementin muotofunktiota, valitaan jännitysten määrittämissä Gaussin  $3 \times 3$  integroimispisteet (kuva 3).

Elementin jännitystilaa kuvataan siis seuraavasti

$$\sigma(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi_i, \eta_i) \sigma_i \quad (15)$$

Jännitysapproksimaation olisi yhdyttävä mahdollisimman hyvin tunnettuihin integrointipisteiden jännityksiin  $\hat{\sigma}_1, \hat{\sigma}_2, \dots, \hat{\sigma}_9$ . Sovitetaan approksimaatio pienimmän neliösumman menetelmällä. Minimoitavaksi funktioksi tulee

$$\chi = \sum_{k=1}^9 (\sigma(\xi_k, \eta_k) - g(\xi_k, \eta_k))^2, \quad (16)$$

jossa

$$\sigma(\xi_k, \eta_k) = \hat{\sigma}_k,$$

$$g(\xi_k, \eta_k) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi_k, \eta_k) \sigma_i,$$

$N_i$  = approksimointimuotofunktio,

$\sigma_i$  = sovitetut solmujännitykset,

$\hat{\sigma}_k$  = integrointipisteiden jännitykset.

$\chi$ :n minimi löydetään asettamalla sen derivaatat muuttujien  $\sigma_i$  suhteen nolliksi:

$$\frac{\partial \chi}{\partial \sigma_i} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, 8. \quad (17)$$

Suorittamalla derivoinnit päädytään yhtälöryhmään

$$\begin{bmatrix} \sum_{k=1}^9 N_1(\xi_k, \eta_k) N_1(\xi_k, \eta_k) & \dots & \sum_{k=1}^9 N_1(\xi_k, \eta_k) N_8(\xi_k, \eta_k) \\ \vdots & & \vdots \\ \sum_{k=1}^9 N_8(\xi_k, \eta_k) N_1(\xi_k, \eta_k) & \dots & \sum_{k=1}^9 N_8(\xi_k, \eta_k) N_8(\xi_k, \eta_k) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \vdots \\ \sigma_8 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{k=1}^9 N_1(\xi_k, \eta_k) \hat{\sigma}_k \\ \vdots \\ \sum_{k=1}^9 N_8(\xi_k, \eta_k) \hat{\sigma}_k \end{Bmatrix} \quad (18)$$

Ratkaisuna saadaan solmupisteiden 1-8 jännitykset

$$\{\sigma_i\} = \left[ \sum_k N_i N_j \right]^{-1} \left\{ \sum_k N_i \hat{\sigma}_k \right\}. \quad (19)$$

Sijoittamalla solmupisteiden jännitykset yhtälöön (15) saadaan minkä tahansa elementin alueella olevan pisteen  $(\xi, \eta)$  jännitykset määritetyksi.

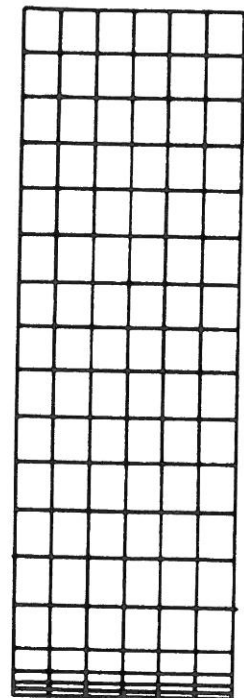
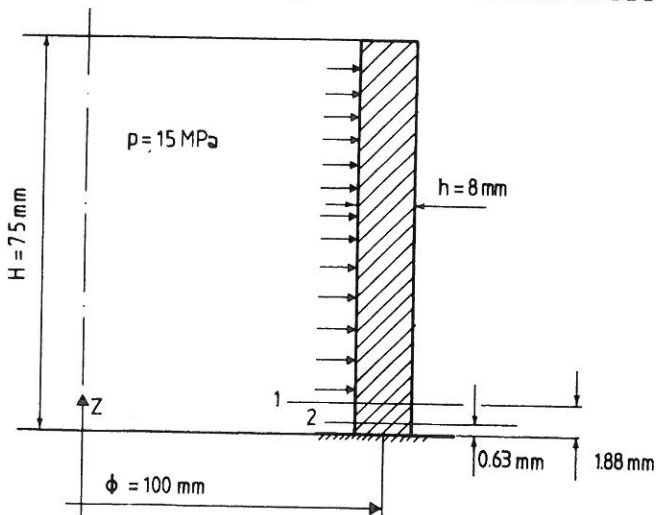
Jännitysepäjatkuvuuksien tasoitus elementtien rajoilla

Laskettaessa jännityksiä jännityssuoralla havaitaan, että vierekkäisten elementtien yhteisissä laskentapisteissä saadaan erilaisia arvoja eri elementeissä. Tästä seuraa, että jännitysjakautumasta tulee epäjatkuva. Tämä ilmiö johtuu siitä, että kunkin elementin jännitystilaa approksimoidaan itsenäisesti erillään muista.

Jotta nämä jännitysepäjatkuvuudet saadaan tasoitetuiksi, lasketaan kunkin usealle elementille yhteisen laskentapisteen jännitykset ottamalla kaikkien elementtien siinä pisteessä antamien jännitysten keskiarvo.

Jännitysmatriisi- ja muotofunktiomenettelyjen vertailu

Vertailu suoritettiin laskemalla kuvissa 4a ja 4b esitetyn pyörähdyssymmetrisen sylinterin jännitykset leikkauksissa 1 ja 2. Tarkasteltaessa tuloksia



Kuva 4a. Jännitysten approksimointitapojen vertailuun käytetty sylinterimalli.

4b. Vertailusylinterin elementtimalli

on otettava huomioon, että tarkoituksena on ollut vertailla edellä mainittujen jännitysten laskentamenetelmien antamia tuloksia, eikä etsiä tarkkaa ratkaisua jäykästi kiinnitetyille paineen kuormittamalle sylinterille. Taulukoissa 1 ja 2 on esitetty molemmilla tavoilla saadut jännitysjakautumat.

Taulukko 1. Sylinterin jännitykset leikkauksessa 1

x suora [mm]	$\sigma_{\text{rad}} [\text{N/mm}^2]$		$\sigma_{\text{aks}} [\text{N/mm}^2]$		$\sigma_{\text{kehä}} [\text{N/mm}^2]$		$\tau [\text{N/mm}^2]$	
	S-matr.	8-solm. mf	S-matr.	8-solm. mf	S-matr.	8-solm. mf	S-matr.	8-solm. mf.
0.00	-15.03	-15.03	120.00	120.00	36.40	36.40	2.29	2.29
0.67	-12.48	-12.48	93.41	93.41	28.31	28.31	12.73	12.73
1.33	- 9.621	- 9.621	74.29	74.29	22.78	22.78	21.53	21.53
2.00	- 8.574	- 8.574	52.93	52.93	16.15	16.15	25.45	25.45
2.67	- 5.990	- 5.990	36.52	36.52	11.64	11.64	28.13	28.13
3.33	- 6.148	- 6.148	18.66	18.66	5.95	5.95	29.22	29.22
4.00	- 5.243	- 5.243	2.62	2.62	1.27	1.27	29.61	29.61
4.67	- 4.806	- 4.806	-13.53	-13.53	- 3.53	- 3.53	28.84	28.84
5.33	- 4.952	- 4.952	-31.09	-31.09	- 8.80	- 8.79	27.39	27.39
6.00	- 3.375	- 3.375	-47.47	-47.47	-13.15	-13.15	24.45	24.45
6.67	- 2.865	- 2.865	-68.27	-68.27	-19.00	-19.00	20.41	20.41
7.33	- 1.341	- 1.340	-87.17	-87.17	-23.92	-23.92	11.93	11.93
8.00	-0.0059	- 0.0057	-112.80	-112.80	-30.77	-30.77	1.97	1.97

Taulukko 2. Sylinterin jännitykset leikkauksessa 2

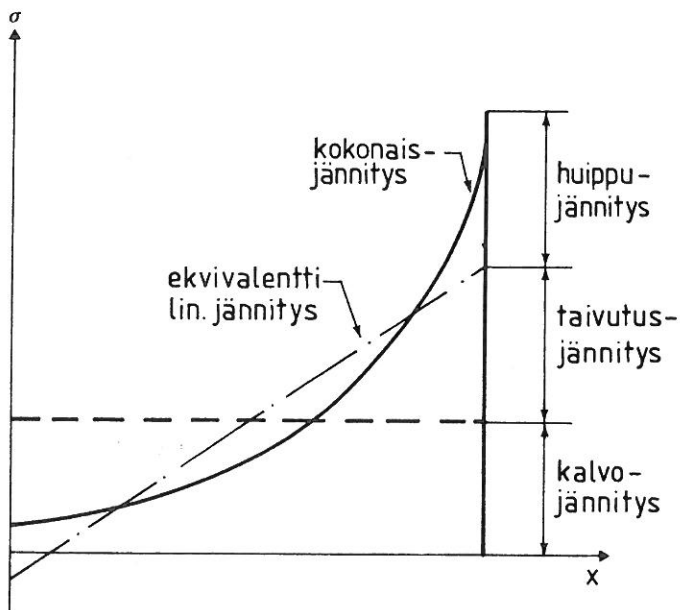
x suora mm	$\sigma_{\text{rad}}$		$\sigma_{\text{aks}}$		$\sigma_{\text{kehä}}$		$\tau$	
	S-matr.	8-solm. mf	S-matr.	8-solm. mf	S-matr.	8-solm. mf	S-matr.	8-solm. mf
0.00	- 7.295	- 7.295	164.6	164.6	49.73	49.73	1.550	1.550
0.67	-35.71	-35.70	108.7	108.7	23.35	23.35	7.731	7.731
1.33	- 7.713	- 7.713	85.89	85.89	23.79	23.79	11.37	11.37
2.00	- 7.054	- 7.054	60.43	60.43	16.12	16.12	13.63	13.63
2.67	- 5.150	- 5.150	38.73	38.73	9.581	9.582	13.97	13.97
3.33	- 5.095	- 5.095	20.21	20.21	4.089	4.089	15.21	15.21
4.00	- 4.891	- 4.891	2.66	2.66	- 1.481	- 1.481	14.34	14.34
4.67	- 3.490	- 3.490	- 14.17	- 14.17	- 5.865	- 5.865	14.96	14.95
5.33	- 5.160	- 5.160	- 33.18	- 33.18	-12.23	-12.23	13.54	13.54
6.00	- 2.822	- 2.822	- 53.73	- 53.73	-17.28	-17.28	13.00	13.00
6.67	- 4.421	- 4.421	- 79.03	- 79.03	-25.27	-25.27	10.70	10.70
7.33	19.840	19.84	-101.1	-101.1	-23.84	-23.84	7.164	7.164
8.00	- 6.882	- 6.882	-153.1	-153.1	-46.80	-46.80	1.378	1.378

Taulukoista 1 ja 2 havaitaan, että tutkitut laskentatavat antavat lähes identtiset tulokset. Koska jännitysmatriisimenettely on muotofunktiomenettelyä nopeampi, käytetään sitä IVOCLASS-ohjelmassa elementin jännitysten määrittämiseen.



Kuten aikaisemmin on todettu, voidaan jännitysten luokittelu tehdä suhteellisen helposti erottamalla kokonaisjännityksistä kalvo-, taivutus- ja huippujännitysten osuudet. Kuinka tämä sitten tapahtuu, kun käytettävissä on elementtimenetelmällä laskettu jännitysjakautuma?

Tarkastellaan kuvaa 5. Se esittää rakenteen jossakin leikkauksessa esiintyvää jännitystilaa. Pystyakselilla on jännityksen suuruus ja vaaka-akselilla on jännityssuoran pituus. Kuvassa on erotettu kalvo-, taivutus- ja huippujännitykset. Lisäksi siinä on esitetty taivutusjännitys ns. ekvivalentin lineaarisen jännityksen avulla, joka määritellään siten, että sen aiheuttama momentti on yhtä suuri kokonaisjännityksestä syntyvän momentin kanssa.



Kuva 5. Jännitysten eri osat.

Kalvojännitys määriteltiin keskimääräiseksi leikkaustasossa vaikuttavaksi jännitykseksi. Se saadaan määritetyksi jakamalla jännityksestä aiheutuva kokonaisvoima leikkauksen pinta-alalla, eli

$$\sigma_{kal} = \frac{1}{A} \int_A \sigma_{kok} dA \quad (20)$$

missä  $\sigma_{kal}$  on kalvojännitys  $\sigma_{kok}$  on kokonaisjännitys ja  $A$  on leikkauksen pinta-ala.

Integroinnissa on otettava huomioon leikkaustason kaltevuuskulma symmetria-akselin suhteen, sillä integroitava pinta-ala on sekä säteen että kyseisen kulman funktio.

Taivutusjännitys määritellään samaksi kuin leikkauksessa vaikuttava ekvivalenttinen lineaarinen jännitys (määritelmä edellä). Jos merkitsemme kokonaisjännityksestä aiheutuvaa momenttia  $M$ :llä, tulee taivutusjännitykseksi

$$\sigma_{taiv} = \pm \frac{6M}{h^2}, \quad (21)$$

missä  $h$  on rakenteen paksuus leikkauskohdassa. Kokonaisjännityksestä aiheutuva momentti on

$$M = \int_A \sigma_{kok} x dA. \quad (22)$$

Yhdistämällä kaavat (21) ja (22) saadaan

$$\sigma_{\text{taiv}} = \pm \frac{6}{h^2} \int_A \sigma_{\text{kok}} x dA. \quad (23)$$

Samasta syystä kuin kalvojännitystä määritettäessä täytyy leikkaustason ja symmetria-akselin välinen kulma ottaa huomioon integroinnissa. IVOCLASS-ohjelmassa integrointi suoritetaan numeerisesti käyttäen Simpsonin sääntöä.

Huippujännityksen osuus saadaan vähentämällä kalvo- ja taivutusjännitys kokonaisjännityksestä.

#### ASME III:n MUKAISEN JÄNNITYSANALYYSIN KÄYTÄNNÖN TOTEUTUS IVOCLASS-OHJELMALLA

Suoritetaan normaali elementtilaskenta IVOFEM-ohjelmalla. Ainoa vaatimus mallin luomisessa on, että alue, jolle halutaan tehdä jännitysanalyysi, täytyy muodostaa 8-solmuisista elementeistä. IVOFEM-ajosta säilytetään IVOCLASS-ohjelmaa varten mallin geometria, siirtymätila ja kuormitustiedot (lämpöjännityksiä varten).

IVOFEM-ajon jälkeen käynnistetään jännitysanalyysin suorittava ohjelma IVOCLASS. Tälle ohjelmalle ilmoitetaan lähtötietoina jännityssuoran paikka antamalla kyseisen suoran päätepisteiden solmunumerot tai koordinaatit. Lähtötietoina annetaan myös jännitysanalyysissä tarvittavia materiaalitietoja sekä ohjausparametrejä. IVOCLASS laskee jännitysjakautumat valituilla jännityssuorilla, erottaa niistä eri jännitysluokat, suorittaa ASME III:n mukaisen jännitys- ja väsymisanalyysin ja antaa tulostiedot halutussa muodossa riippuen ohjausparametrien arvoista.

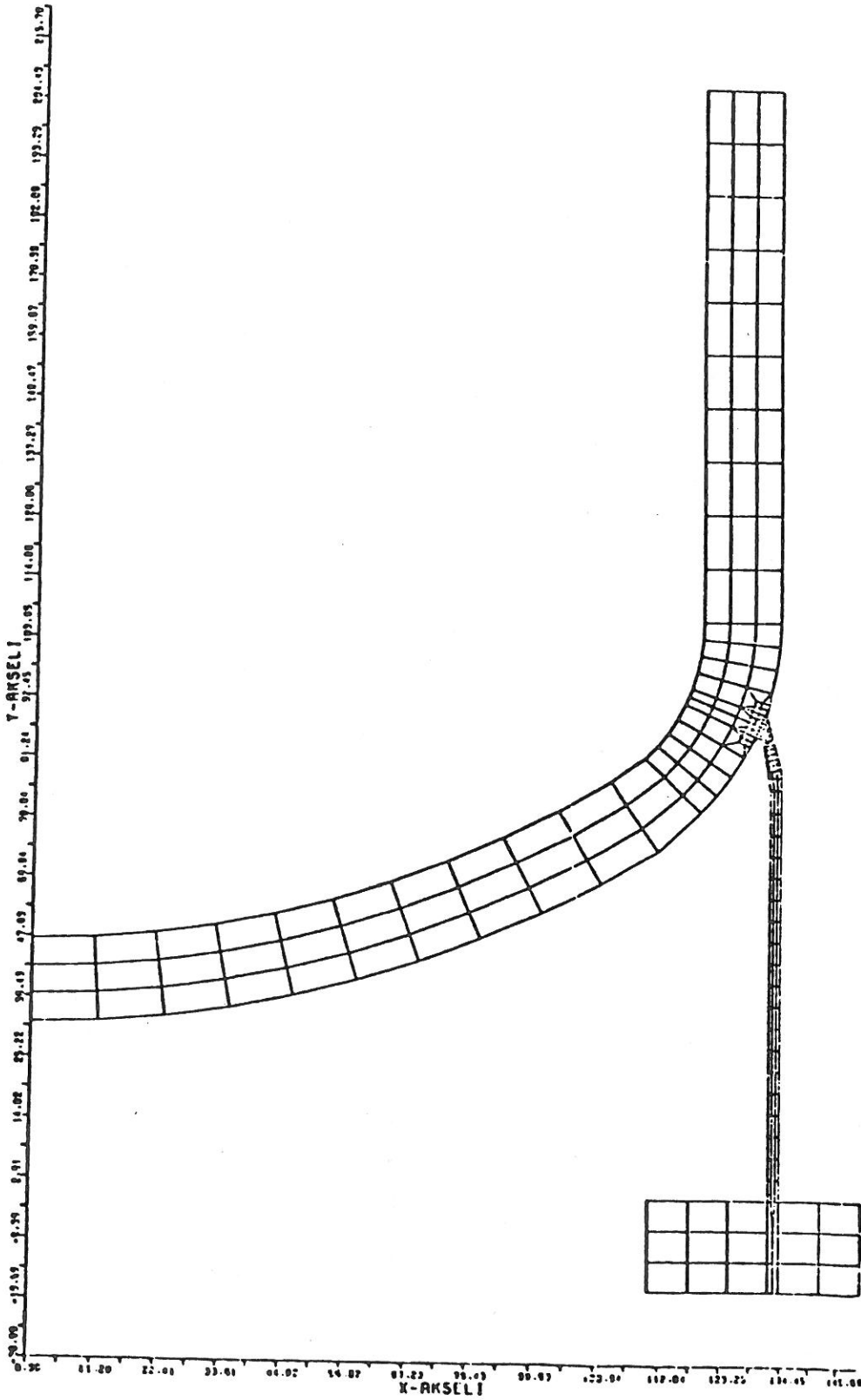
#### SOVELLUTUSESIMERKKI

Sovellutusesimerkkinä käsitellään paineistimen ja sen tukivaipan (tuen) liitoskohtaa. Kuormituksena on otettu huomioon sisäinen paine ja lämpötransientti. Aluksi on määritetty mallin lämpötilahistoria transientin aikana IVOHEAT-ohjelmalla. Tämän jälkeen on laskettu siirtymät IVOFEM:llä, ja lopuksi on suoritettu ASME:n mukainen jännitys- ja väsymisanalyysi IVOCLASS:lla.

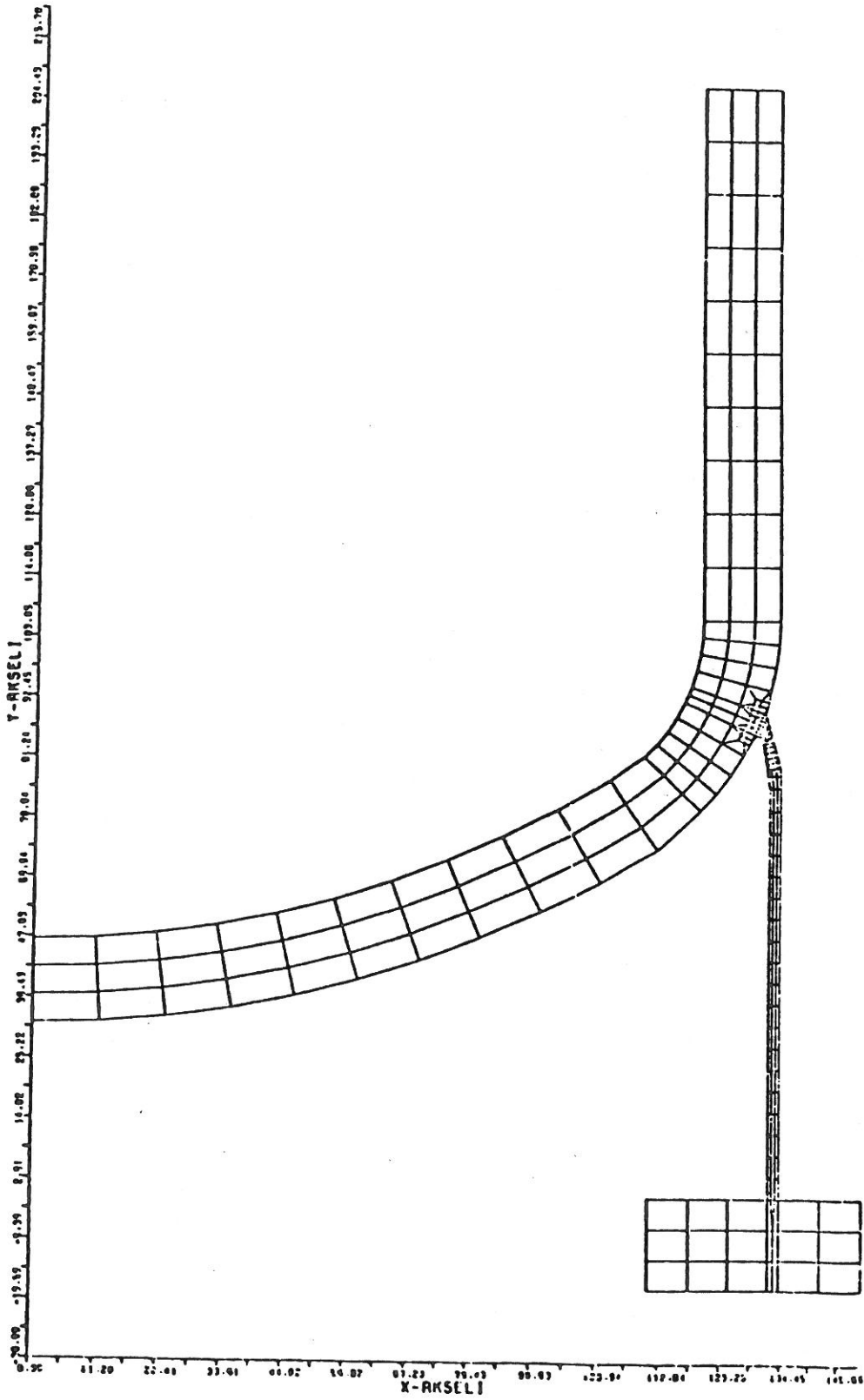
Kuvassa 6 on esitetty paineistimesta muodostettu pyörähdyssymmetrinen malli. Tuen ja astian yhtymäkohdassa on käytetty 8-solmuisia elementtejä, jotta liitosalueen jännityskonsentraatiot kuvautuisivat mahdollisimman tarkasti. Kuvassa 7 on tuen ja paineistimen liitoskohta suurennettuna. Kuvaan on merkitty myös jännitysten määrittämissuoran paikka.

Paineistimeen kohdistuu jaksoittainen kuormitus, joka aiheutuu lämpötilan vaihtelusta 20 °C ja 325 °C välillä. Sekä lämpötilan nousu että lasku kestävät 48 000 s. Nousuvaiheeseen liittyy lisäksi sisäinen ylipaine 125 kp/cm<sup>3</sup>.

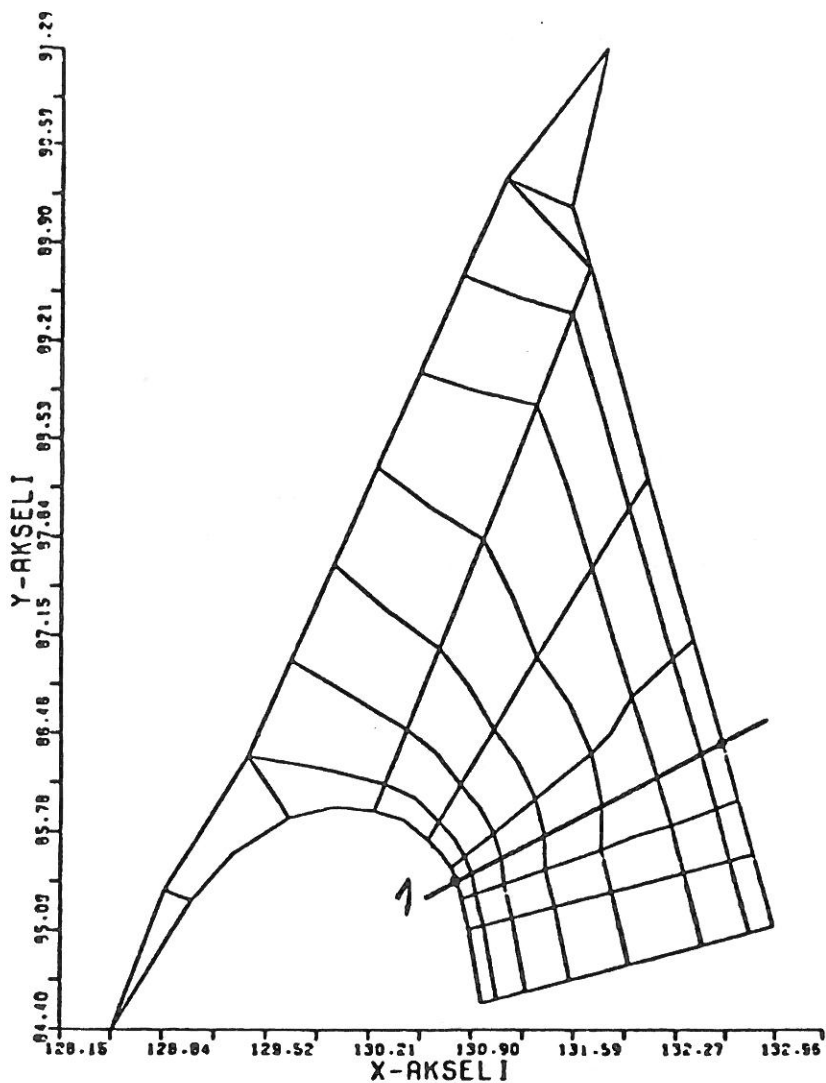
Kuvissa 8-11 on esitetty ensimmäisen kuormitusyhdistelmän (lämpötilan nou-



Kuva 6. Paineistimen tuen laskentamalli.



Kuva 6. Paineistimen tuen laskentamalli.



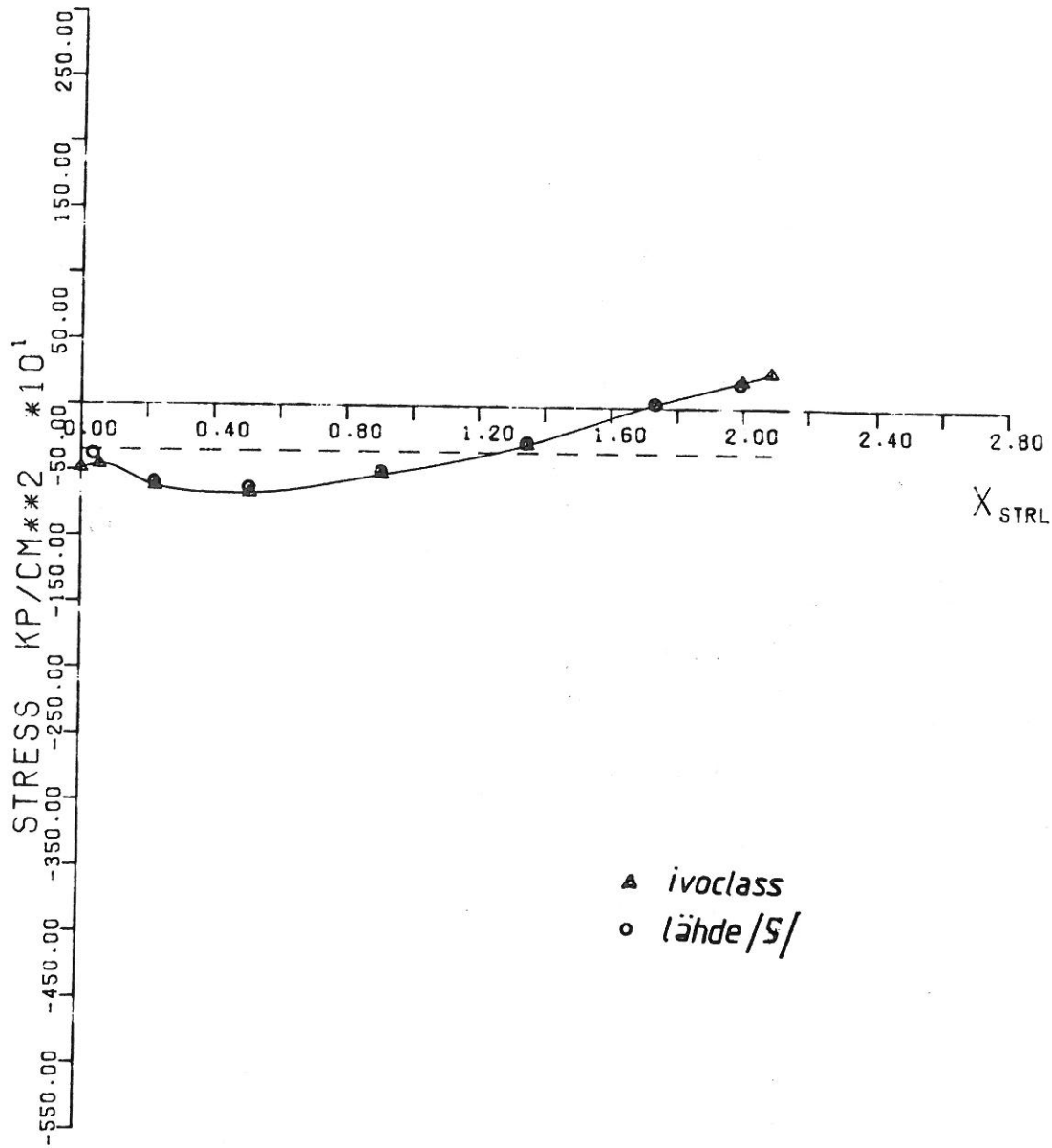
Kuva 7. Paineistimen tuen liitosalue.

su + paine) aiheuttamat jännitysjakautumat. Kuviin on lisäksi piirretty myös kalvo- ja taivutusjännitysten osuudet. Tulosten vertailua varten kuviin on merkitty myös lähteessä /5/ saadut arvot, jotka ASME-analyysin osalta on laskettu "käsimenetelmiä" käyttäen. Pienet erot IVOCLASS-ohjelmalla ja vertailumenetelmällä saatujen arvojen välillä johtuvat siitä, että lähteen /5/ arvot on laskettu elementtien keskipisteissä. Jännityssuora ei kuitenkaan kulje aivan tarkkaan keskipisteiden kautta, joten erot ovat ymmärrettäviä.

Taulukkoon 3 on koottu sekä IVOCLASS-ohjelmalla että "käsimenetelmällä" saadut ASME-analyysin tärkeimmät tulokset. Havaitaan, että jännitysten vaihteluvälit ovat lähes yhtenevät. Samoin ovat kimmo-plastisesta analyysistä saatavat kertoimet ja edelleen redusoidut jännitysamplitudit ja sallitut kuormitusvaihtelujen määrät lähes samat laskentamenetelmästä riippumatta.

# L02. PRESSURIZER SUPPORT.

DISTRIBUTION OF PARALLEL NORMAL STRESS  
ON STRESS LINE 1 IN LOAD COMBINATION 1



▲ *ivoclass*  
○ *lähde /S/*

	MEMBR STR	LINEQ STR	TOTAL STR	BEND STR	PEAK ST
INSIDE	-347	-347	-489	0	142
OUTSIDE	-347	-347	264	0	611

CLASSPLOT  
01/04/81

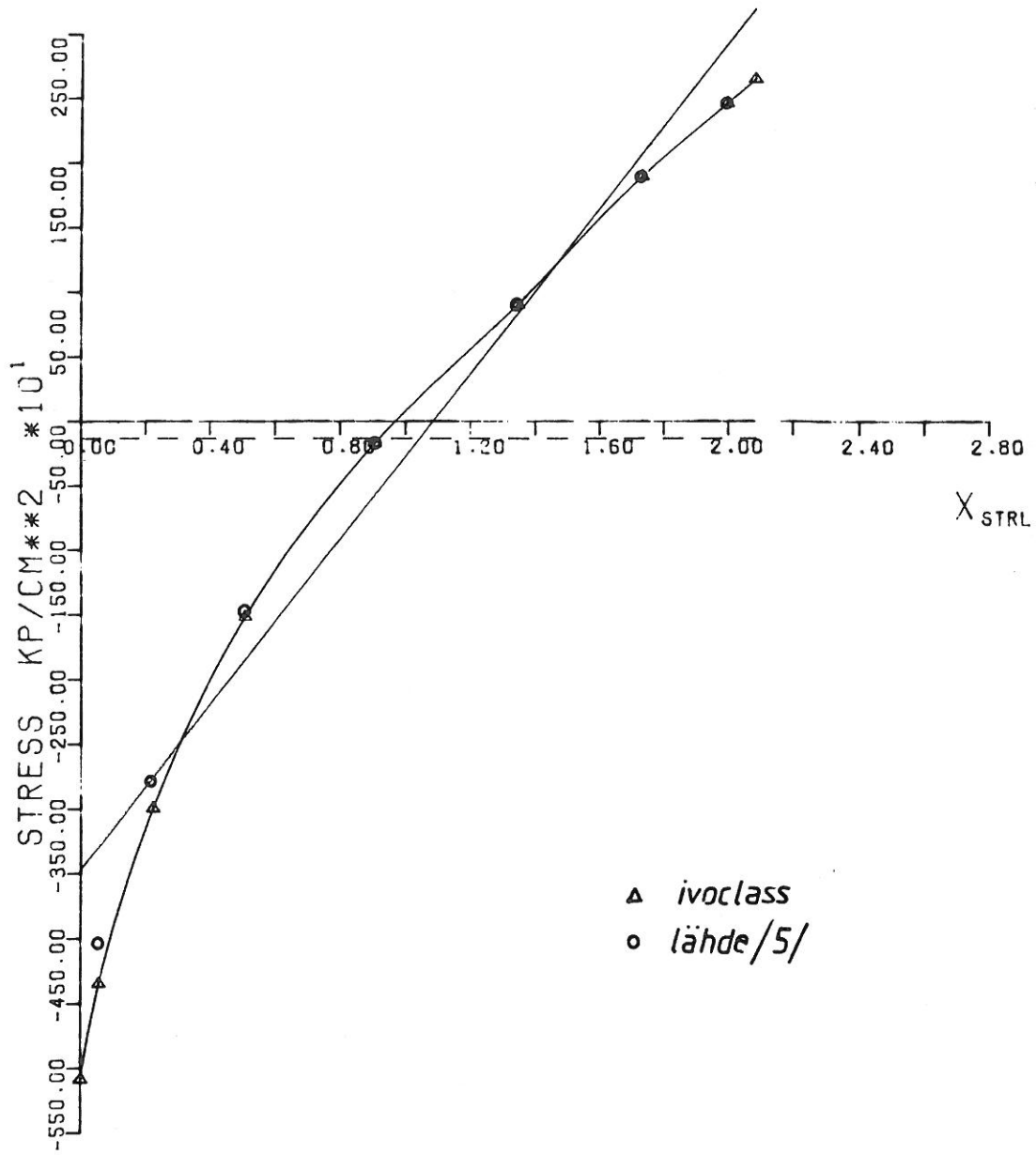
STRESS EVALUATION

PICTURE 1

Kuva 8.  $\sigma_r$  - jakautuma jännityssuoralla.

# L02. PRESSURIZER SUPPORT.

DISTRIBUTION OF PERPENDICULAR NORMAL STRESS  
ON STRESS LINE 1 IN LOAD COMBINATION 1



△ *ivoclass*  
○ *lähde/5/*

	MEMBR STR	LINEQ STR	TOTAL STR	BEND STR	PEAK ST
INSIDE	-134	-3464	-5087	-3330	1623
OUTSIDE	-134	3196	2648	3330	-548

CLASSPLOT  
01/04/81

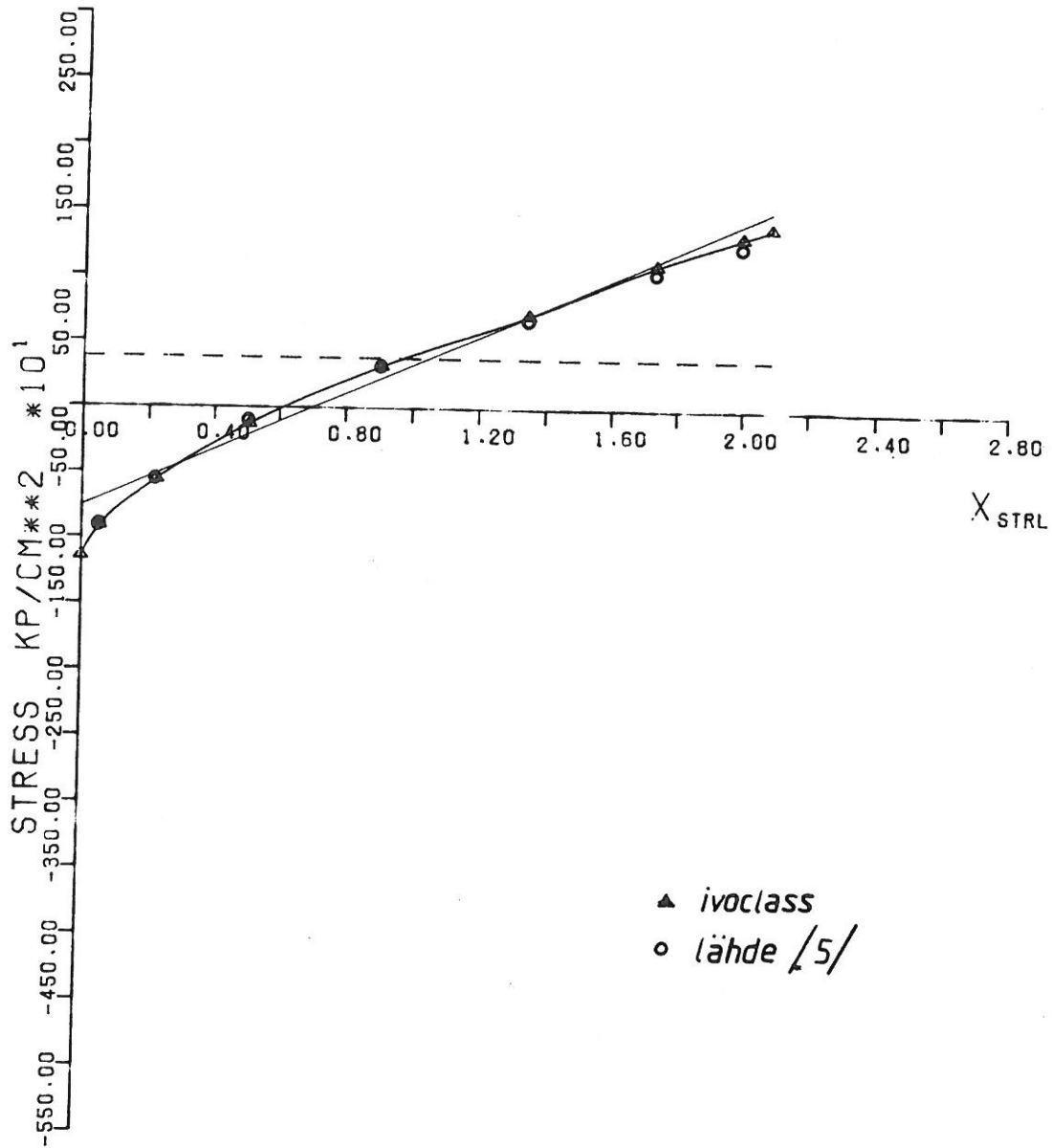
STRESS EVALUATION

PICTURE 2

Kuva 9.  $\sigma_z$  - jakautuma jännityssuoralla.

# L02. PRESSURIZER SUPPORT.

DISTRIBUTION OF TANGENTIAL NORMAL STRESS  
ON STRESS LINE 1 IN LOAD COMBINATION 1



	MEMBR STR	LINEQ STR	TOTAL STR	BEND STR	PEAK ST
INSIDE 378		-756	-1145	-1135	388
OUTSIDE 378		1513	1385	1135	-128

CLASSPLOT  
01/04/81

STRESS EVALUATION

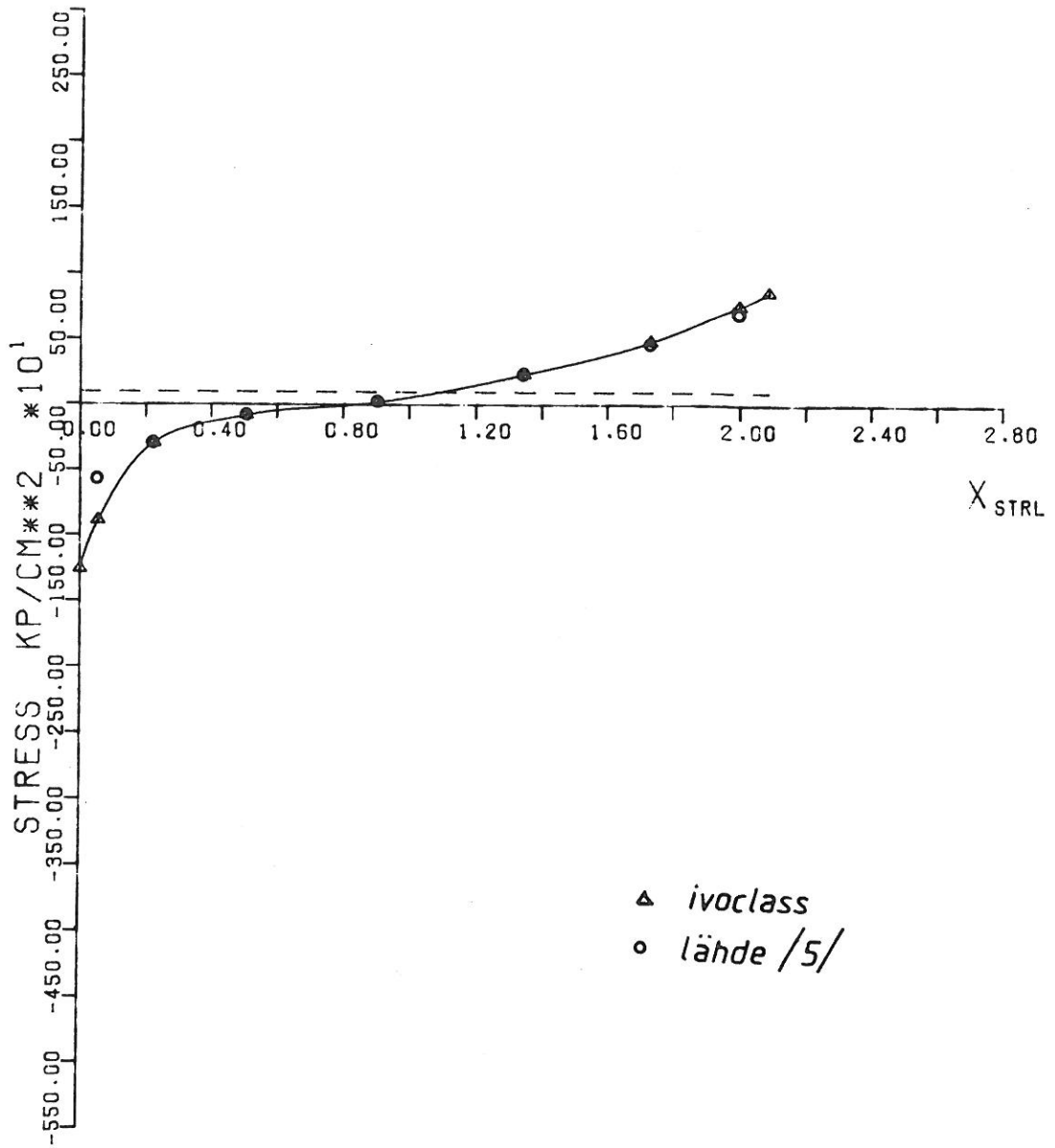
PICTURE 3

Kuva 10.  $\sigma_t$ - jakautuma jännityssuoralla.



# L02. PRESSURIZER SUPPORT.

DISTRIBUTION OF SHEAR STRESS  
ON STRESS LINE 1 IN LOAD COMBINATION 1



	MEMBR STR	LINEQ STR	TOTAL STR	BEND STR	PEAK ST
INSIDE	97	97	-1256	0	1353
OUTSIDE	97	97	860	0	764

CLASSPLOT  
01/04/81

STRESS EVALUATION

PICTURE 4

Kuva 11.  $\tau$ - jakautuma jännityssuoralla.

Taulukko 3. IVOCLASS-ohjelmalla ja lähteessä /5/ paineistimen tuelle suoritettujen jännitysanalyysien vertailu

Tekijä	Reuna	Sekund.jänn. vaihteluväli $S_n$ kp/cm <sup>2</sup>	Jännitys-amplitudi $S_{alt}$ kp/cm <sup>2</sup>	Elastis-plastinen kerroin $K_e$	Redusoitu jännitys $S_{red}$ kp/cm <sup>2</sup>	Sallitut kuormitus-kerrat $N_{total}$
IVOCLASS	sisä	4181	3501	1.261	4517	1978
	ulko	4738	1964	1.562	3139	6190
Lähde /5/	sisä	4156	3487	1.246	4429	1800
	ulko	4736	1947	1.560	3096	6000

#### LOPPUPÄÄTELMÄT

Artikkelissa esitetyn ASME Section III:n mukaisen jännitys- ja väsymisanalyysin elementtimenetelmällä suoritettava tietokoneohjelma on käytössä osoittautunut hyvin tehokkaaksi ja käyttäjäystävälliseksi. Ohjelmaa kehitettäessä kiinnitettiin huomiota sen mahdollisimman kiinteään liittymiseen ja olemassa olevaan ohjelmistokokonaisuuteen ja sen helppokäyttöisyyteen.

Pienenä puutteena voi mainita, että valittu elementin jännitysten laskentamenetelmä seuraa turhan tarkkaan jyrkkiäkin heilahteluja. Yleisesti sopivan jännitysten approksimoitiefunktion löytäminen on kuitenkin mahdotonta.

Toistaiseksi jännitysanalyyseissä on keskitytty ainoastaan 2-dimensioisiin tapauksiin, mutta lähitulevaisuudessa on tarkoitus myös IVOCLASS:n osalta siirtää 3-dimensioiseen kauteen.

#### KIRJALLISUUTTA

- [1] Zienkiewicz, O.C., The Finite Element Method in Engineering Science. Third Edition. Mc Grow-Hill London. 1977. 787 s.
- [2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, 1980 Edition. Nuclear Power Plant Components, Division I, Appendices. The American Society of Mechanical Engineers. New York. 645 s.
- [3] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, 1980 Edition. Nuclear Power Plant Components, Division I, Subsection NB, Class I Components. The American Society of Mechanical Engineers. New York. 1980. 239 s.
- [4] Orivuori, S., Description of IVOFEM Program, Imatran Voima Oy. 1979. 48 s.
- [5] Päättiläinen, P., Orivuori, S., Cyclic Strangth Calculations of Loviisa 2 Pressurizer Support. Imatran Voima Oy, report F-L02-324A. 1980. 142 s.

- [6] Kroenke, W.C., Classification of Finite Element Stresses According to ASME Section III Stress Categories. Pressure Vessels and Piping: Analysis and Computers. Miami Beach, Florida. June 24-28, 1974. Publ. The American Society of Mechanical Engineers, New York. 1974. s. 107-140.

*Kalle-Erkki Penttilä, dipl.ins., Imatran Voima Oy*