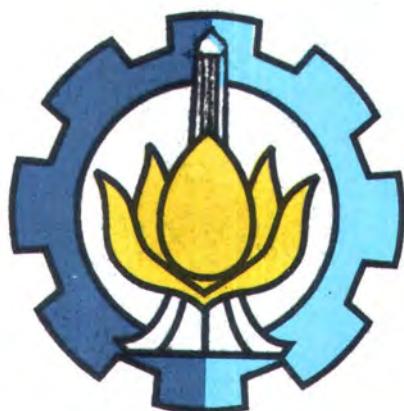


225-Bc/H/11/05

TUGAS AKHIR
(LL 1327)



PENGEMBANGAN MODEL ELEMEN HINGGA
SAMBUNGAN TUBULAR K
BERPENEGAR EKSTERNAL RING
UNTUK ANALISIS FAKTOR KONSENTRASI TEGANGAN



R.SKe
627.98
Tam
P-1
2005-

Oleh :

LISTER TAMBUNAN
NRP. 4300 100 033

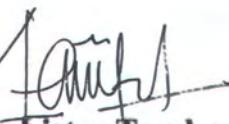
PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	15-2-2005
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	721417

JURUSAN TEKNIK KELAUTAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2005

LEMBAR PENGESAHAN

PENGEMBANGAN MODEL ELEMEN HINGGA SAMBUNGAN TUBULAR K
BERPENEGAR EKSTERNAL RING
UNTUK ANALISIS FAKTOR KONSENTRASI TEGANGAN




Lister Tambunan
NRP. 4300 100 033

Surabaya, Januari 2005

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing I

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Handayanan".

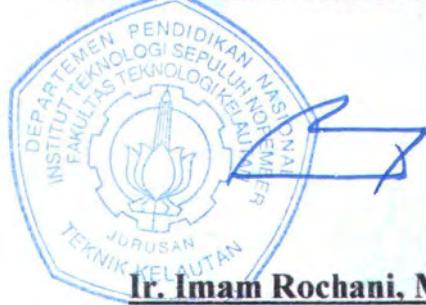
Dr. Ir. Handayanan, M.Sc
NIP. 131 782 032

Dosen Pembimbing II

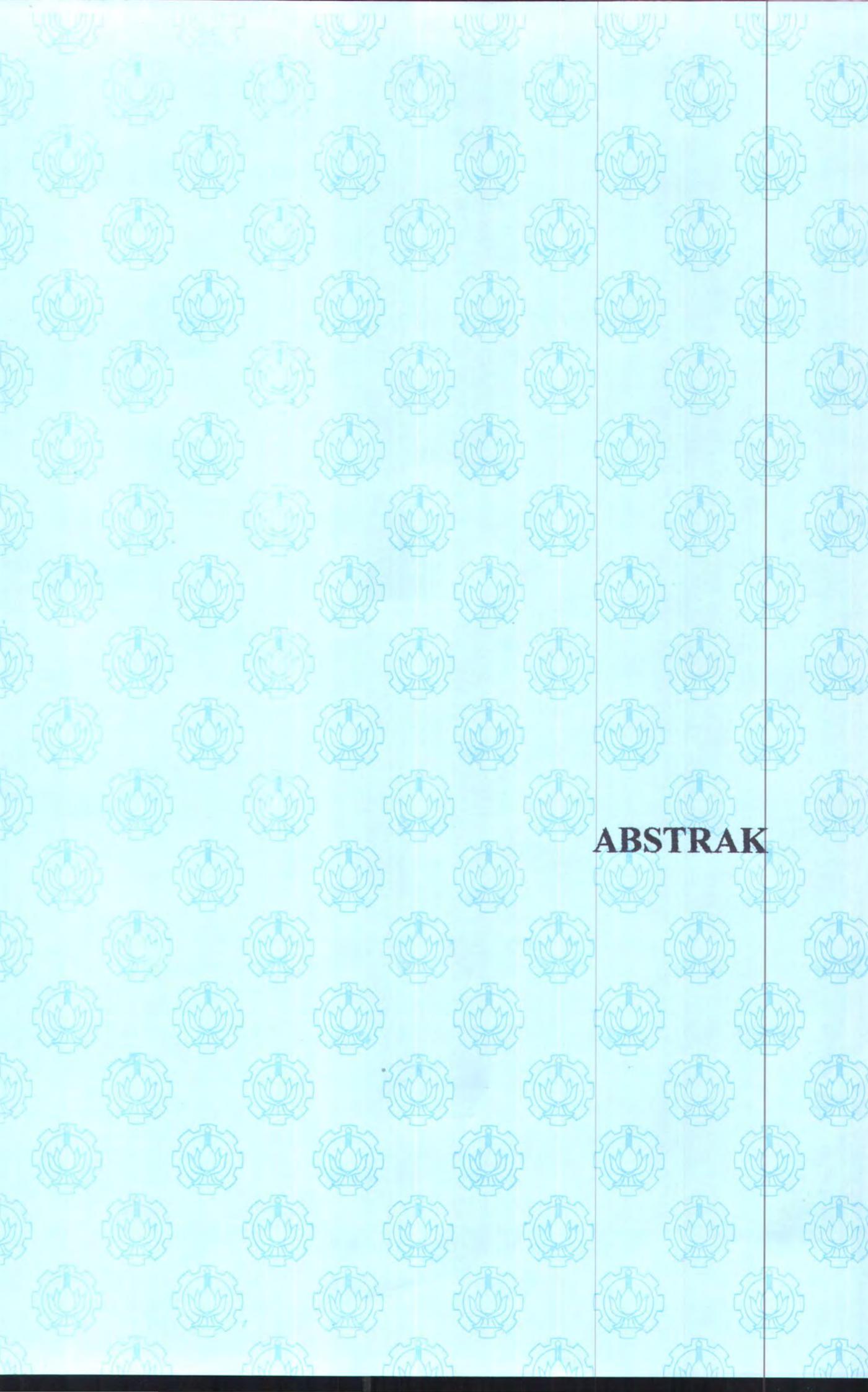
A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Yoyok S. H".

Ir. Yoyok S. H, MT
NIP. 132 133 976

Ketua Jurusan Teknik Kelautan



Ir. Imam Rochani, M.Sc
NIP. 131 417 209



ABSTRAK

ABSTRAK

Eksternal ring adalah salah satu alternatif untuk mengurangi nilai SCF pada Tubular Joint yang lazim digunakan pada *offshore structure*. Tugas Akhir ini melakukan analisa pengaruh eksternal ring terhadap nilai SCF pada tubular joint tipe K. Dengan menggunakan ANSYS 6.0, tubular joint dimodelkan dengan parameter geometri yang telah ditetapkan. Diperoleh model dasar berupa tubular joint sederhana dengan jumlah elemen 6664, SCF sebesar 5.57 untuk *chord* dan 4.78 untuk *brace*. Model divalidasikan terhadap persamaan Efthymiou sebesar 1.76% untuk *chord*, dan 0.83% untuk *brace*. Dengan menggunakan eksternal ring dengan ketinggian 160; 180; 200; 220 238 mm untuk ketebalan ring antara 16; 18; 20; 22; 24 mm diperoleh nilai SCF 5.27 hingga 5.47 untuk nilai SCF *chord*, dan 4.51 hingga 4.67 untuk nilai SCF *brace*. Dari analisa yang dilakukan oleh *software* maka diperoleh penurunan nilai SCF sebesar 1.85% hingga 5.61% untuk *chord* dan 1.89% hingga 5.93% untuk *brace*. Dari penelitian juga bahwa penurunan nilai SCF bukan merupakan persamaan linear terhadap pertambahan ketebalan ring yang konstan. Penambahan ketebalan ring lebih memberikan kontribusi untuk penurunan nilai SCF jika dibandingkan dengan penambahan ketinggian ring. Dan ternyata eksternal ring tidak memberikan angka penurunan SCF yang signifikan.

Kata-kata Kunci : Eksternal ring, ANSYS 6.0, SCF, tubular joint, *Chord* dan *Brace*

ABSTRACT

External rings is one of the alternatives to reduce the value of SCF on tubular joint which is usually used on offshore structure. This Final Project analizea the influence of external rings to SCF value on tubular joint K – Type. Using Ansys 6.0 tubular joint is modeled with the geometric parameter has been developed. The simple tubular joint basic model has 6664 elements, 5.57 for SCF chord value, and 4.78 for SCF brace value. The validation of model to ethymiou equation has 1.78% different for SCF chord and 0.83% different for SCF brace. Using external rings with 160; 180; 200; 220; and 238 mm of height and 16; 18; 20; 22; 24 mm of thickness, it is found that SCF value for chord 5.27 until 5.47 and for brace 4.51 until 4.67. From the review has been done, it is found the reduction of SCF value 1.85% until 5.61% for chord and for brace 1.89% until 5.93% for brace. According to other investigations are also found that reduction of SCF value is not a linear equation to ring thickness. The growing value of ring thickness gives more contribution to the reduction of SCF value than the growing value of ring height. The surely the external ring not give the significan reduce for SCF value.

Keywords: External rings, ANSYS 6.0, SCF, tubular joint, Chord and Brace

KATA PENGANTAR

KATA PENGANTAR

Terimakasih Bapa Di Surga untuk kasih, penyertaan dan juga segala kekuatan-Mu yang telah Engkau berikan kepadaku untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini tepat pada waktunya. Judul Tugas Akhir saya :

Pengembangan Model Elemen Hingga Sambungan Tubular K Berpenegar Eksternal Ring untuk Analisis Faktor Konsentrasi Tegangan.

Adapun Tugas Akhir meganalisa bagaimana pengaruh eksternal ring terhadap nilai SCF suatu tubular joint tipe K. Yaitu dengan melakukan analisa menggunakan ANSYS 6.0 untuk variasi H_w dan T_w pada setiap variasi.

Terimaksih saya ucapan juga buat seluruh pihak yang sudah memberikan dukungannya dalam saya menyelesaikan Tugas Akhir saya ini. Secara khusus mengucapkan terimakasih untuk orang-orang yang rela memberikan waktu, perhatian dan kesabarannya kepada saya menyelesaikan Tugas Akhir ini.

1. Buat Tuhan Yesus sebagai kekuatanku, sahabatku, Tuhanku dan juga tempat perlindunganku yang tidak pernah sekalipun meninggalkanku, dalam ketidak setiaanku Engkau tetap setia menyertai dan membuka jalan bagi setiap masalahku. Sungguh kepada Mu saja aku persembahkan seluruh hidupku.
2. Bapak. Dr. Ir. Handayanu, M.Sc selaku dosen pembimbing I. Terimakasih banyak untuk kesabaran penuh, dam kemurahan bapak dalam membimbing dan membantu saya menyelesaikan Tugas Akhir ini. Biarlah Tuhan yang memiliki segalanya membalas setiap yang sudah Bapak berikan untuk saya.
3. Bapak Ir. Yoyok S. H, M.T selaku dosen pembimbing II. Terimakasih banyak untuk kesabaran penuh, dam kemurahan bapak dalam membimbing dan membantu saya menyelesaikan Tugas Akhir ini. Biarlah Tuhan yang memiliki segalanya membalas setiap yang sudah Bapak berikan untuk saya.
4. Buat Bapak S. Tambunan dan Ny. S. Tambunan Br. Manurung. Terimakasih buat semua yang sudah bapak dan mama berikan kepada saya, juga buat keluarga besar S.

Tambunan. Abang-abangku Wilson, Edison, Nelson, Jhonson, Jackson, Charles Bronson, Adekku Bina Levirson, dan Ito-itoku Marlina dan Leni.

5. Bapak Ir. Imam Rochani, M.Sc dan Bapak Dr. Ir. Handayanu, M.Sc selaku Ketua Jurusan dan Sekretaris Jurusan untuk semua yang sudah Bapak berikan kepada saya selama kuliah di Jurusan Teknik Kelautan dan juga pada saat penulisan Tugas Akhir ini.
6. Bapak Dr. Ir. Mahmud Musta'in, M.Sc selaku Dosen Wali, Terimakasih untuk semua yang sudah Bapak berikan kepada saya selama kuliah di Jurusan Teknik Kelautan dan juga pada saat penulisan Tugas Akhir ini.
7. Bang Benny Ericson, terimakasih untuk kesediannya memberikan pengarahan dan juga masukan dalam saya mempelajari Ansys pada Tugas Akhir saya.
8. Buat rekan-rekan KTBku (Mas Halim, Mas Yohannes Utomo, Mas Prince, Samjhon, Alfred) yang senantiasa memberikan doa dan dukungan penuh untuk aku menyelesaikan Tugas Akhir ini.
9. Buat semua yang telah mendukung aku dalam bentuk apapun yang tak tersebutkan

Akhir kata tidak ada gading yang tidak retak, demikian pula berlaku untuk Tugas Akhir saya ini, saya sangat berterimakasih untuk setiap masukan dan saran yang membangun bagi Tugas Akhir ini. Demikianlah hendaknya ilmu pengetahuan di Indonesia semakin maju.

Hormat saya

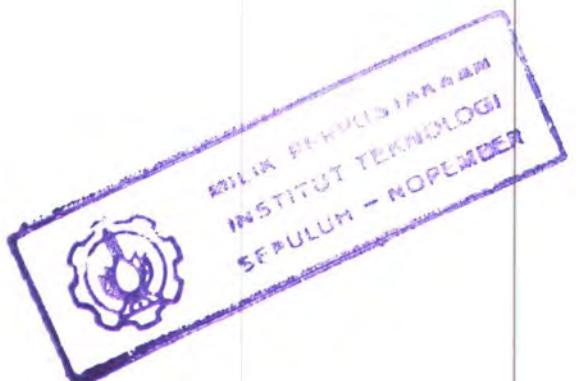
Penulis

DAFTAR ISI

DAFTAR ISI

HALAMAN MUKA	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR TABEL	viii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR NOTASI	xi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Tujuan	3
1.4 Manfaat Penelitian	3
1.5 Batasan Masalah	4
1.6 Sistematika Penulisan	4
BAB II DASAR TEORI	6
2.1 Tinjauan Pustaka	6
2.2 Landasan Teori	14
2.2.1 Umum	14
2.2.2 Sambungan Tubular Sederhana	15
2.2.3 Sambungan Tubular Berbeban Tinggi (Kompleks)	17
2.2.4 Faktor Konsentrasi Tegangan	20
2.2.5 Pengaruh Parameter Geometri Terhadan Nilai SCF	21
2.2.6 Metode Elemen Hingga	27
2.2.7 API RP2A	41
2.2.8 ANSYS	46
2.2.9 Teori Kegagalan	53

BAB	III	METODOLOGI	57
3.1		Perencanaan Model Awal	57
3.2		Penentuan Periode Natural	57
3.3		Penentuan Beban	57
3.4		Pemodelan	57
3.5		Validasi Model	65
3.6		Variasi Model	66
3.7		Analisa Hasil Pemodelan dan Perhitungan	67
BAB	IV	ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	69
4.1		Konfigurasi Model	69
4.2		Penentuan Beban Pada Model	69
4.3		Meshing Sencitivity	70
4.4		Variasi Model	79
4.5		Perubahan SCF	81
4.6		Perbandingan SCF	83
BAB	V	KESIMPULAN DAN SARAN	87
5.1		Kesimpulan	87
5.2		Saran	87
BAB	VI	DAFTAR PUSTAKA	88
LAMPIRAN			
A.		Perhitungan Lengkap Bab IV	
B.		Elemen Shell 8 node 93	
C.		Elemen Solid 45	
D.		SHPP	
E.		Contoh Model	



DAFTAR TABEL

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Parameter-parameter model dasar tubular K – joint	57
Tabel 3.2 Material Property yang digunakan	60
Tabel 3.3 Variasi Wp untuk Hp 238 mm	65
Tabel 3.4 Variasi Wp untuk Hp 220 mm	65
Tabel 3.5 Variasi Wp untuk Hp 200 mm	66
Tabel 3.6 Variasi Wp untuk Hp 180 mm	66
Tabel 3.7 Variasi Wp untuk Hp 160 mm	66
Tabel 4.1 Parameter-parameter model dasar tubular K – Joint	69
Tabel 4.2 Meshing Sencitivity	70
Tabel 4.3 Tabel Perbandingan dan Error	77
Tabel 4.4 Perubahan Stress pada masing-masing variasi	80
Tabel 4.5 Nilai SCF pada masing-masing variasi	81
Tabel 4.6 Perbandingan SCF dengan penguat terhadap model dasar	84

DAFTAR GAMBAR

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Tahapan analisa global hingga lokal pada suatu struktur	2
Gambar 2.1	Detail sebuah joint tipe K	16
Gambar 2.2	Detail joint K dengan penguat eksternal ring	19
Gambar 2.3	Pengaruh parameter γ terhadap nilai SCF brace joint K	22
Gambar 2.4	Pengaruh parameter γ terhadap nilai SCF chord joint K	22
Gambar 2.5	Pengaruh parameter β terhadap nilai SCF chord joint K	23
Gambar 2.6	Pengaruh parameter β terhadap nilai SCF brace joint K	24
Gambar 2.7	Pengaruh parameter τ terhadap nilai SCF brace joint K	25
Gambar 2.8	Pengaruh parameter τ terhadap nilai SCF chord joint K	25
Gambar 2.9	Pengaruh parameter ξ terhadap nilai SCF chord joint K	26
Gambar 2.10	Pengaruh parameter ξ terhadap nilai SCF brace joint K	27
Gambar 2.11	Elemen-elemen shell kuadratik dan triangular	31
Gambar 2.12	a) Elemen isoparametri kuadrilateral empat simpul b) Arah vector V_i	31
Gambar 2.13	Gambaran tegangan yang bekerja pada sebuah elemen	37
Gambar 2.14	Isoparametrik untuk elemen solid	39
Gambar 2.15	Susunan percobaan untuk memperoleh perbandingan terkendali antara tegangan-tegangan utama	53
Gambar 2.16	Perbandingan criteria luluh dan patah dengan data pengujian	56
Gambar 3.1	Tampilan penentuan GUI dan <i>Discipline Option</i>	58
Gambar 3.2	Tampilan pilihan elemen yang akan digunakan dalam pemodelan	59
Gambar 3.3	Tampilan penentuan <i>real constants</i> untuk pemodelan	60
Gambar 3.4	Tampilan salah satu model yang akan di analisa	61
Gambar 3.5	Tampilan meshing yang dilakukan	62
Gambar 3.6	Tampilan model dengan beban dan tumpuan	63
Gambar 3.7	Tampilan hasil analisa yang dilakukan oleh Ansys	64
Gambar 3.8	Diagram alur metodologi	68
Gambar 4.1	Grafik stress terhadap jumlah elemen	71
Gambar 4.2	Grafik perubahan stress terhadap jumlah elemen	71

Gambar 4.3	Grafik perubahan stress terhadap jumlah elemen dalam persen	72
Gambar 4.4	Elemen yang mengalami stress maksimum	73
Gambar 4.5	Stress nominal pada model	73
Gambar 4.6	Tampilan jumlah elemen dan SHPP dari model elemen	78
Gambar 4.7	Tampilan batasan-batasan dari <i>meshing</i>	79
Gambar 4.8	Grafik perubahan stress untuk setiap variasi	80
Gambar 4.9	Nilai SCF chord untuk masing-masing model	82
Gambar 4.10	Nilai SCF brace untuk masing-masing model	82
Gambar 4.11	Besarnya perubahan nilai SCF chord dengan eksternal rings terhadap simpel joint	84
Gambar 4.12	Besarnya perubahan SCFbrace dengan eksternal rings terhadap simpel joint	85

DAFTAR NOTASI

DAFTAR NOTASI

α	Parameter panjang chord = $(2L/D)$	
β	Rasio diameter = d/D	
γ	Rasio ketebalan = $D/2T$	
ξ	Parameter gap = g/D	
τ	Rasio ketebalan diding = t/T	
η	= $\beta / \sin \theta$	
θ	Sudut antara poros chord dan brace	($^{\circ}$..)
L	Panjang Chord	(mm)
D	Diameter luar chord	(mm)
d	Diameter luar brace	(mm)
T	Ketebalan chord	(mm)
t	Ketebalan brace	(mm)
g	Gap antara brace (untuk K dan KT Joint)	(mm)
e	Eksentrisitas (jarak pertemuan poros brace pada poros chord	(mm)
Hss	Hot spot stress (stress maksimum yang terjadi	(Pa)
Hp	Tinggi plate	(mm)
Wp	Lebar plate	(mm)
Tp	Ketebalan plate	(mm)
Dp	Diameter luar (untuk <i>composite joints</i>)	(mm)
SCF	Stress konsentrasi factor = $\sigma_{maks} / \sigma_{nom}$	
σ	Stress	(Pa)
N _i	<i>Shape function</i>	
ϵ	Regangan	
R	Rasio Beban	
E	Elastisitas Modulus Young	(Pa)
N ₁ *	Tekanan yang diberikan pada brace1	(Pa)
N ₂ *	Tekanan yang diberikan pada brace2	(Pa)

$[T\varepsilon]$	Matriks transformasi	
$[E]$	Trasformasi matrik	
$[K]$	Matrik kekakuan	
$[J]$	Matrik Jacobian	
τ	Shear stress	(Pa)
F_B	Bending stress	(Pa)
F_{He}	Hoop Buckling stress	(Pa)
F_{Hc}	Hoop Buckling stress kritis	(Pa)
F_y	Kekuatan leleh (yield strength)	(Pa)

BAB I

PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Struktur platform lepas pantai dibangun sebagai struktur rangka/frame dengan tubular member menyatakan elemen strukturnya. Beberapa alasan digunakannya tubular member sebagai elemen struktur dari struktur platform lepas pantai antara lain: gaya-gaya yang bekerja pada tubular member akibat gelombang dan arus relatif kecil karena koefisien drag yang rendah; bentuk penampang yang uniform dan simetris memberikan konsentrasi tegangan yang minimum; kekuatan yang dapat diandalkan terhadap *buckling*; serta tidak sensitif terhadap arah beban lateral (Marshall, 1992). Alasan yang terakhir ini dianggap penting mengingat di lingkungan lepas pantai, gaya-gaya angin dan gelombang dapat datang dari arah mana saja.

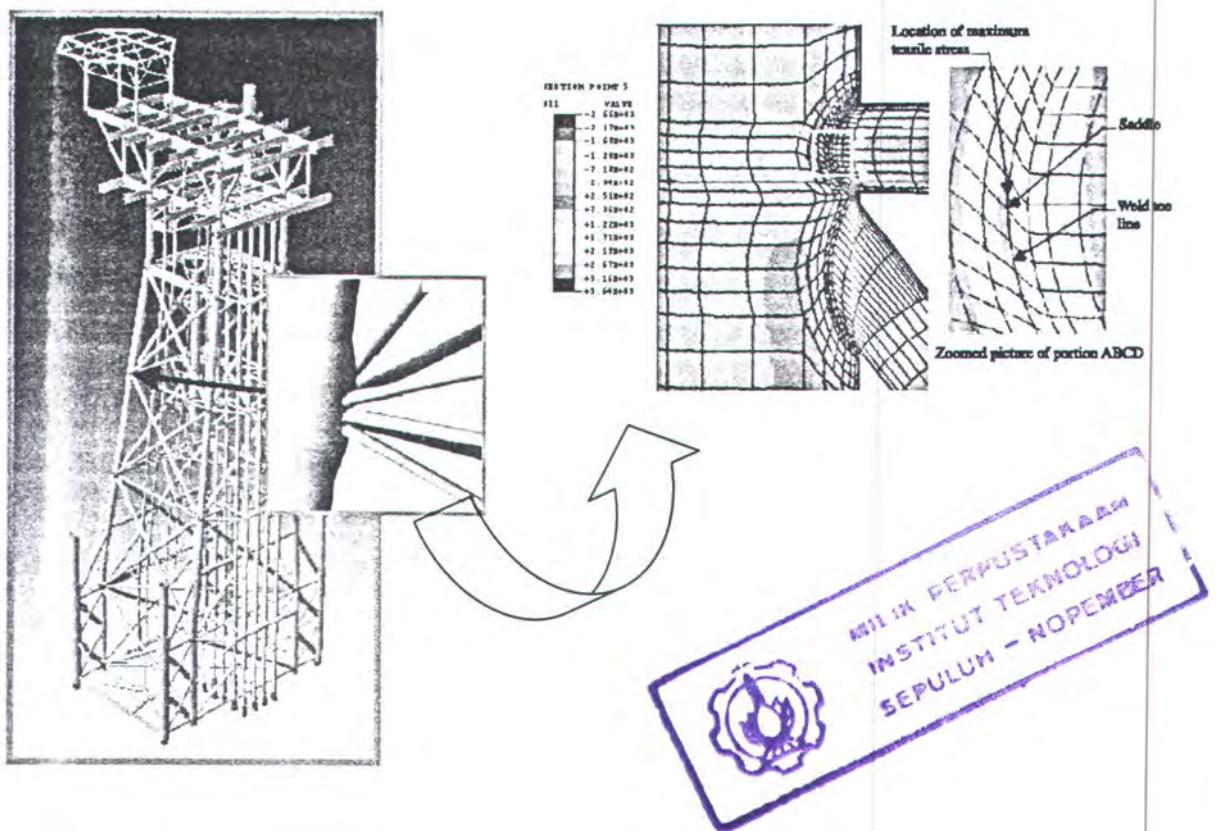
Awal mula pembangunan teknologi lepas pantai sebagian besar merupakan pengalaman uji coba dan kesalahan. Desain struktural kurang begitu banyak dibentuk/ditunjang oleh regulasi dari institusi yang berkompeten melainkan menurut keinginan dari pihak operator dalam melindungi investasinya. Karena adanya ketidak pastian pada tingkat tertentu baik pada kekuatan struktural tidak tereliminasi secara total dengan adanya faktor keselamatan. Oleh karena itu, usaha yang dilakukan adalah dengan memilih kriteria desain berdasarkan pertimbangan ekonomi yang rasional; yaitu dengan meminimalkan biaya awal dan resiko yang akan datang (dan atau yang tertunda).

Pada tingkatan yang lebih tinggi dibanding bentuk struktural lainnya, sambungan tubular yang dilas memerlukan pendekatan yang integral dalam hal kontrol terhadap kepecahan (*fracture*). Desain, pemilihan material, pabrikasi, pengelasan, dan inspeksi semuanya harus dipertimbangkan, dimana hal tersebut saling terkait/berhubungan. Desain yang dapat dipertanggungjawabkan tidak hanya melibatkan penggunaan analisa tegangan dalam menentukan dimensi elemen struktural utama. Pihak desainer harus tahu betul persyaratan dari material yang akan digunakan, seperti daktilitas, kekuatan luluh, dan ketersediaan; dan

harus mengantisipasi metode dari pabrikasi dan pengelasan, batasan-batasannya, dan pengaruhnya terhadap kinerja pelayanan (*service performance*).

Jhonston pada tahun 1963 yang pertama kali meninjau kembali informasi yang tersedia pada sambungan tubular dan megelolah industri yang terkoordinasi khusus mengenai masalah sambungan tubular (Jhonston, 1963 dalam Marshal, 1992).

API memberikan petunjuk ditail bagi struktural yang digunakan di lepas pantai. Dengan beberapa pengecualian, diasir baja struktural mengikuti tegangan ijin dasar dari AISC, dengan mengembangkan kriteria yang diberikan untuk digunakan pada tubular member.



Gambar 1.1 Tahapan analisa global hingga lokal pada suatu struktur.

(Sumber: www.google.com/L01_83/Md. Rabiul Alam and A.S.J. Swamidas, 2002)

Ada beberapa tahapan skala yang harus dipertimbangkan dalam menganalisa struktur tubular dengan menggunakan struktur offshore. Pada tahap analisa tegangan global dari keseluruhan struktur, beban-beban gravitasi, angin, gelombang, dan arus ditransfer menjadi tegangan nominal aksial dan bending pada berbagai member. Jika perhatian difokuskan

pada sambungan sebagai sebuah struktur maka akan kita dapat *punching shear*, atau dengan kata lain timbul faktor konsentrasi tegangan. Faktor konsentrasi ini akan timbul sekalipun sambungan tubular sudah didisain dengan baik. Selain faktor konsentrasi konsentrasi tegangan geometris yang telah disebutkan sebelumnya, sebenarnya masih ada tambahan konsentrasi tegangan pada skala lokal. Dan pada *skala mikroskopis* (mencerminkan takikan yang tajam, *undercut*, dan cacat yang mirip dengan retak pada *toe* dari lintasan las yang terakhir), yaitu berada diantara lokasi *strain gage*, di mana *hot spot stress* diukur, dan *weld toe* dimana retak/*crack* pertama kali muncul.

Untuk mengurangi stress pada joint maka pada umumnya bangunan di lepas pantai penggunaan penguat/penegar mutlak dilakukan. Terutama pada posisi sambungan kritis. Salah satu dari penguat tersebut adalah *external ring*. Dalam Tugas Akhir ini yang akan diteliti dan dianalisa adalah bagaimana pengaruh *external ring* terhadap SCF dengan melakukan variasi ketebalan ring

I.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian ini adalah :

1. Berapa besar SCF yang terjadi pada joint tanpa penguat?
2. Berapa besar SCF setelah diberi penguat ?
3. Bagaimana perbandingannya?

I.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah :

1. Mendapatkan besarnya SCF tanpa penguat.
2. Mendapatkan besarnya SCF dengan menggunakan eksternal ring.
3. Mendapatkan analisa perbandingan SCF dengan menggunakan atau tanpa penguat.

I.4 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang diharapakan dari tugas akhir ini adalah :

1. Memberikan masukan pada penelitian sebelumnya ataupun menjadi acuan pada penelitian setelahnya

2. Dapat diaplikasikan dalam perencanaan dan analisa yang dilakukan pada joint dengan masalah yang sama
3. Mendapatkan gambaran tentang bagaimana pengaruh external rings terhadap nilai SCF khususnya pada joint tipe K

I.5 Batasan Masalah

Batasan-batasan permasalahan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Tipe sambungan yang dipilih adalah tipe sambungan jenis K
2. Analisa dilakukan hanya pada sub-struktur sambungan tubular saja. Tinjauan terhadap struktur secara global tidak dilakukan.
3. Pelat kulit dianggap sebagai shell dan dapat dipakai analisa shell dengan perilaku bending dan membran
4. Tipe beban yang dipilih adalah Pembebanan Aksial
5. Material Properti antara struktur dan penguat dianggap sama.
6. Tipe penguat yang dipilih adalah penguat dengan eksternal stiffener ring dengan menggunakan elemen solid.
7. Penelitian lebih dititik beratkan pada analisa terhadap perubahan Hp dan Tw pada eksternal ring yang terletak di tengah kedua brace.
8. Dimensi ring divariasi menurut variasi perubahan Tw dan Hp
9. Tumpuan adalah jepit pada kedua ujung chord
10. Code yang digunakan adalah API RP2A WSD
11. Tidak dilakukan analisa dengan menggunakan las-lasan

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan dalam Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

BAB I. PENDAHULUAN

Pada bab ini akan dijelaskan mengenai latar belakang penulisan, permasalahan, tujuan yang dicapai, manfaat dan juga batasan-batasan masalah. Selain itu juga akan sistematika penulisan Tugas Akhir.

BAB II. TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

Dalam penulisan Tugas Akhir ini harus ada acuan yang digunakan baik itu penelitian sebelumnya yang dapat dilihat pada bagian tinjauan pustaka serta juga teori-teori yang mendukung dan menjadi acuan yang dipakai dalam melakukan penelitian. Dalam bagian ini dapat dilihat penelitian-penelitian yang dilakukan sebelumnya yang dapat dijadikan acuan dan masukan khususnya mengenai SCF pada tubular joint sederhana, selain itu juga dapat dilihat teori dan persamaan yang mendukung penelitian khususnya dalam memperoleh nilai SCF pada tubular joint tipe K.

BAB III. METODOLOGI PENELITIAN

Bab ini menjelaskan tentang proses pemodelan dan juga penulisan Tugas Akhir ini yang dibatasi pada perancangan dan perencanaan model serta juga perhitungan.

BAB IV. ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bagian ini akan dilakukan proses pelaksanaan pemodelan, running, dan juga hasil yang diperoleh dari pemodelan. Setelah itu dilakukan analisa terhadap hasil yang diperoleh serta hal yang dapat dibahas. Pada bagian ini akan diperoleh besarnya nilai SCF baik menggunakan ring, atau juga tanpa ring serta dilakukan analisa terhadap hasil yang diperoleh..

BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN

Akhirnya kesimpulan dari setiap penelitian dapat dijelaskan perbandingan nilai SCF dengan atau tanpa ring, juga saran-saran yang dapat diberikan sehubungan dengan penulisan Tugas Akhir ini juga untuk penelitian kedepan dan juga penerapannya di lapangan.

BAB II

DASAR TEORI

BAB II

DASAR TEORI

2.1 TINJAUAN PUSTAKA

Banyak persamaan parameter yang diberikan oleh para peneliti untuk menentukan *Hot Spot Stress (Hss)* pada pipa berbentuk sederhana. Namun sampai saat ini belum ada satu persamaan yang direkomendasikan oleh HSE. Bahkan diantara banyaknya persamaan parametric, ada perbedaan penting dalam penentuan panes tekanan yang digambarkan dan juga di dalam lingkup aplikasi yang direkomendasikan mereka.

Persamaan Kuang, melengkapi konfigurasi sambungan T/Y, K, dan KT, dan menggunakan program “persamaan elemen hingga cangkang tipis” (*thin shell finite element*) yang secara khusus dirancang untuk menganalisa sambungan tubular. Sambungan tubular dimodelkan tanpa pengelasan potongan, dan *stress* diukur pada bagian tengah *member wall*. Tetapi penghitungan *stress* dengan menggunakan model elemen hingga Kuang adalah berbeda dengan pendefinisian HSE terhadap *hot-spot stress*. Persamaan Kuang didasarkan pada nilai rata-rata yang tepat dari data sambungan FE yang telah dicari, dan tidak mengindikasikan lokasi *hot spot* di sekeliling batas luar (*periphery*), tetapi hanya mengungkapkannya sebagai *chordside* atau *braceside*.

Dengan memperhatikan persamaan Kuang, didapat hal – hal berikut :

- 1) Dari persamaan yang telah dilihat, persamaan Kuang memiliki nilai validitas yang paling terbatas, dan sebagai konsekuensinya hanya melengkapi sebagian kecil dari data sambungan. Persamaan Kuang tidak dirancang untuk mengcover sambungan dengan $\beta > 0.8$ dan tidak mencakup/termasuk sambungan X (*X joints*) atau OPB *loadcase* yang tidak seimbang untuk konfigurasi sambungan K dan KT.
- 2) Untuk sambungan T/Y dibawah sumbu pembebanan, tidak ada perhitungan yang diberikan untuk mengarahkan efek lekukan, dan sebagai konsekuensinya nilai yang tidak terprediksi dari nilai α yang tinggi harus diantisipasi.
- 3) Tidak ada perhitungan yang diberikan untuk efek panjang *chord* pada *saddle*, mengacu pada *chord* dan *restraints*. Oleh karena itu, diketahui bahwa data sambungan FE yang digunakan oleh Kuang secara umum memiliki *chord* yang

pendek, ada kemungkinan untuk tidak diperkirakannya SCF's agar diperoleh nilai yang lebih realistic untuk panjang *chord*(α).

- 4) Keandalan dari persamaan Kuang untuk sambungan T/Y untuk nilai β diatas 0.5 secara umum sangat lemah, meskipun ada variasi yang dapat dipertimbangkan di dalam tingkatan yang dapat diperkirakan tergantung dari *loadcase* yang didapat. Sebagai contoh, persamaan Kuang memberikan nilai yang sangat lemah untuk *chordside SCF's* dibawah OPB dengan tidak memprediksi 70% dari sambungan dalam data tersebut, sekalipun telah diberikan nilai terbaik untuk *braceside SCF's* dibawah OPB
- 5) Untuk sambungan K, persamaan Kuang secara umum konservatif untuk semua nilai β . Konfigurasi sambungan K yang tidak simetris menunjukkan perbedaan yang besar diantara SCF's yang diukur dan SCF's yang diperkirakan, karena persamaan Kuang untuk sambungan K adalah secara khusus dirancang untuk sambungan dengan *braces* yang simetris.
- 6) Untuk Joint KT dengan beban aksial seimbang, persamaan kuang melihat kesesuaian yang baik dengan pengukuran besarnya SCF pada bagian *chord*. Bagaimanapun, pada bagian *brace*, persamaan SCF Kuang untuk joint KT berbeda dengan persamaan yang sesuai dengan joint K, dengan SCF's yang diprediksi untuk joint KT dalam data tersebut lebih dari 4 kali besarnya daripada nilai SCF yang diukur.

Persamaan Kuang secara luas tetap digunakan di dalam perancangan *fatigue* terhadap joint tubular lepas pantai.

Persamaan Wordsworth/Smedley (W/S) diperoleh dari hasil percobaan dengan menggunakan model tubular joints dari bahan acrylic yang dimodelkan tanpa pengelasan sambungan. Persamaan yang mengcover konfigurasi joint T/Y dan X diterbitkan oleh Wordsworth/Smedley pada tahun 1978, dan konfigurasi joint KT and K dibahas oleh Wordsworth pada tahun 1981.

Secara umum, rekomendasi HSE untuk penurunan stress hot-spot telah diikuti, menggunakan prinsip stress dari luar 'notch' zone ($0.2\sqrt{rt}$). Bagaimanapun juga, beberapa

daerah ketidaktentuan tetap ada. Yang pertama meliputi penggunaan teknik peramalan (extrapolasi), yang secara umum tampil linear kecuali dimana sebaran stress didapatkan non-linear sebagian (partikuler) dan oleh karenanya memungkinkan terjadinya error. Yang kedua menjadi perhatian adalah jumlah *strain gauges* yang digunakan disekeliling titik pertemuan *brace/chord*.

Persamaan parameter Wordsworth secara khusus menganalisa (lebih khusus) *saddle and crown*, tetapi masih belum jelas apakah beberapa alat ukur sementara masih digunakan, secara partikuler dibawah IPB dimana untuk beberapa konfigurasi timbul *hot-spot stress* diantara *saddle* dan *crown*.

Untuk persamaan W/S dan Wordsworth, didapat beberapa hal berikut :

- 1) Pada *braceside*, untuk semua kasus pembebanan dan mengukur lokasi, persamaan W/S dan Wordsworth mengestimasi SCF menggunakan faktor sederhana yang diterapkan pada *chordside* SCF. Sebagai konsekuensinya, SCF yang diprediksi pada *braceside* cenderung konservatif tergantung pada *braceside SCF* yang diukur. Bagaimanapun juga perlu dicatat bahwa *braceside SCF* dalam *tubular joint* yang sederhana sangat jarang melebihi *chordside SCF*. Persamaan Wordsworth secara umum memberikan pendekatan yang baik pada *chordside SCF* yang diukur.
- 2) Untuk konfigurasi *joint* dengan *chord* yang setara dan diameter *brace* ($\beta = 1$ joints), nilai β dimana $\beta = 0.98$ didapat dari lokasi *saddle* seperti yang direkomendasikan oleh Wordsworth untuk mensimulasikan penyambungan cut-back (*weld cut-back*) yang terdapat pada *saddle* dalam besi baja biasa $\beta =$ joints.
- 3) Persamaan Wordsworth untuk K dan KT joints menggunakan fungsi bawaan (*carry-over functions*) yang diterapkan pada T joint *expressions*. Oleh karena itu pengaruh dari adanya penambahan *braces* lebih lanjut pada joint T yang sederhana dapat dengan jelas ditentukan.
- 4) Dibawah sumbu pembebanan dan OPB pada lokasi *saddle*, persamaan Wordsworth cenderung memprediksi SCFs yang terukur pada joints dengan $\beta = 1.0$ dimana terdapat tingkatan yang berarti dari *weld cut-back*.

- 5) Persamaan W/S dan Wordsworth hanya valid untuk jari-jari *chord(R)* dan ketebalan(*T*) yang perbandingannya $R/T \geq 12$. Nilai yang berarti (significant) dari *tubular joints* didesain dengan *chord* yang relative tebal, untuk menghindari penggunaan *ring stiffeners*. Sebagai konsekuensinya, perbandingan R/T di daerah $8 \leq R/T \leq 12$ adalah tidak umum digunakan, dan dengan menggunakan persamaan W/S dan Wordsworth anggapan yang konservatif dari $R/T = 12$ harus dibuat dalam penentuan SCF.

Persamaan UEG yang dikemukakan pada tahun 1985, didasarkan pada persamaan W/S dan Wordsworth dengan faktor yang dimodifikasi diterapkan pada konfigurasi dengan β yang tinggi ($\beta > 0.6$) atau γ yang tinggi ($\gamma > 20$).

Hal-hal dibawah ini didapat dengan memperhatikan persamaan UEG :

- 1) Semua pendapat untuk persamaan W/S adalah benar untuk persamaan UEG kecuali simulasi *weld-cut back* pada $b=1$, yang dihitung untuk Q'_b .
- 2) Faktor $\sqrt{Q'_\beta}$ dan Q'_γ diterapkan di bawah sumbu pembebanan dan OPB sementara hanya $\sqrt{Q'_g}$ yang diterapkan dibawah IPB dimana

$$Q'_\beta = 1.0 \quad \text{untuk } \beta \leq 0.6$$

$$Q'_\beta = 0.3/\beta(1-0.833\beta) \quad \text{untuk } \beta > 0.6$$

$$Q'_\gamma = 1.0 \quad \text{untuk } \gamma < 20$$

$$Q'_\gamma = 480/\gamma(40-0.833) \quad \text{untuk } \gamma \geq 20$$

Faktor modifikasi ini berdasarkan pada perbandingan antara hasil yang diperkirakan dan yang diukur dari studi fatigue dan static, diterapkan pada semua konfigurasi sambungan dan dirancang untuk memberikan sifat yang khas pada persamaan (ie tanpa memperkirakan 5% dari data yang terukur).

Pada tahun 1985, Efthymou dan Durkin menerbitkan persamaan parametric yang mengkover T/Y dan celah/overlap pada joint K. Lebih dari 150 konfigurasi telah dianalisa lewat program elemen hingga PBMSHELL menggunakan elemen *shell* 3 dimensi, dan hasilnya diperiksa dengan program elemen hingga SATE untuk satu T joint dan dua K joint. *Hot-spot SCFs* didasarkan pada prinsip maksimum *stress* yang secara linear

diramalkan (linearly extrapolated) terhadap sambungan kaki-kaki tumpuan (weld toe) yang dimodelkan, merujuk pada rekomendasi HSE, dengan beberapa pertimbangan diberikan pada kondisi yang dibatasi (ie *chords* pendek dan *chord end fixity*).

Pada tahun 1988, Efthymou menerbitkan persamaan parameter *simple joint* yang lebih luas meliputi T/Y, X, K, dan KT *simple joint configuration*. Persamaan ini dirancang menggunakan pengaruh fungsi untuk menjelaskan K, KT dan *muti-planar joints* dalam lingkup *simple T braces* dengan efek bawaan dari *braces* pembebanan tambahan.

Dengan melihat pada persamaan Efthymou/Durkin, didapat hal-hal berikut:

- 1) Telah ditunjukkan oleh Efthymiou bahwa *saddle SCF* telah dikurangi dengan menggunakan *chord* yang pendek, karena adanya pembatasan pengovalan *chord* yang disebabkan baik oleh adanya *chord end diaphragms* atau oleh ketegaran *chord end fixing* di atas *test rig*. Oleh karena itu, *saddle SCFs* yang terukur pada joints dengan *chords* yang pendek mungkin kurang daripada joint yang sepadan dengannya tetapi dengan panjang *chord* yang lebih realistik. Faktor yang telah dimasukkan pada persamaan parameter Efthymiou untuk mengkover *chord* yang pendek.
- 2) Persamaan joint T/Y untuk *saddle* dibawah sumbu pembebanan termasuk faktor untuk mengoreksi *chord* pendek baik untuk *fixed* atau *pinned ends*. Pengaruh *chord* yang pendek pada *saddle* mengacu pada adanya *chord end diaphragms*, oleh karena itu, belum jelas mengapa *chord end fixity* harus menjadi faktor. Persamaan untuk joints X pada *brace crown* dibawah sumbu pembebanan tidak sama dengan persamaan joint T/Y kecuali perihal *chord bending*, seperti yang diharapkan.
- 3) Persamaan Efthymiou memberikan cakupan yang lebih luas terhadap semua variasi parameter dan dirancang untuk menjadi persamaan yang tepat. Karena adanya hubungan yang kuat dengan *steel models* oleh model *Finite Element* (FE) Efthymou, dan beberapa anggapan yang konservatif dibuat, persamaan ini cenderung lebih tepat dan lebih dapat diperkirakan adalah sedang diteliti.
- 4) Di bawah OPB yang tidak seimbang, persamaan Efthymiou memberikan hasil yang lebih baik untuk joint K yang simetris atau *braces* terluar dalam joint KT, tetapi tampak tidak memperkirakan SCF di cabang dengan θ_{\max} dalam joint K yang tidak simetris.

BAB II DASAR TEORI

Persamaan Hellier, Connoly and Dover (HCD) diterbitkan pada tahun 1990 dan dikembangkan terutama untuk menyempurnakan pendekatan terhadap *fracture mechanics* untuk masa pakai joint daripada untuk mendesain *tubular joint*. Konsekuensinya, keseluruhan program yang didalamnya tidak hanya pendekatan terhadap *hot-spot stress*, tetapi juga memodelkan distribusi *stress* disekeliling titik persambungan *brace/chord* dan pembagian antara *bending* dan *axial stress* melalui *member thickness*. Persamaan SCF meliputi konfigurasi joint T/Y sendiri, dan memiliki cakupan aplikasi untuk parameter β terbatas pada $\beta \leq 0.8$. Oleh karena itu, rumus ini adalah terbatas dalam penggunaannya, bagaimanapun, kerja yang lebih lanjut diperlukan untuk joint yang memiliki $\beta = 1$ dan konfigurasi joint X dan K.

Metode elemen hingga *thin-shell* dikembangkan dengan PAFEC, dan di dalam perlakuan yang sama dengan teori Kuang, *weld fillets* tidak dimodelkan. Telah diketahui dalam pemodelan numeric yang sebelumnya terhadap tubular joints dengan menggunakan metode elemen hingga PAFEC semi-loof bahwa hasil yang tidak baik didapatkan untuk *brace* yang besar relative pada diameter chord, dan oleh sebab itu dianjurkan menggunakan batasan yang lebih besar dari $\beta = 0.8$. Dalam kasus ini untuk β mendekati $\beta = 0.8$, persamaan HCD dan Kuang seringkali memberikan prediksi yang sama, yang berbeda dari persamaan lain yang telah kita lihat. Oleh karena itu penyelidikan yang lebih lanjut antara PAFEC FE dan bentuk yang sesungguhnya (physical specimens) akan sangat diperlukan untuk rasio β yang besar.

Dalam hal kegunaan yang sama dengan persamaan Kuang, persamaan HCD diturunkan dari bentuk sederhana di bawah ini:

$$SCF = a_1 \alpha a_2 \beta a_3 \gamma a_4 \tau a_5 \theta a_6$$

dimana variable a_1 sampai a_6 ditentukan menggunakan metode analisa regresi. Rumusan yang akan bahas dengan hal-hal yang lebih lanjut.

Dengan melihat pada persamaan HCD, didapat hal-hal berikut:

- 1) Untuk joint T/Y, pada *chord crown* dibawah sumbu pembebaan, keseluruhan pengaruh *beam bending* yang linear belumlah dihitung di dalam rumusan tersebut. Pengaruh panjang chord (α) dianggap memiliki pengaruh kecil untuk nilai α yang melebihi $\alpha = 6.21$. Lebih lanjut, kebanyakan specimen yang dimodelkan dipengaruhi oleh pembatasan *chord end*, tetapi sekali lagi tidak ada

perhitungan dari pengaruh ini didapatkan. Kegagalan untuk mempertimbangkan pengaruh panjang *chord* akan memberikan pengaruh pada nilai pendekatan SCFs untuk joint dengan panjang *chord* yang lebih realistik.

- 2) Dengan pengecualian pada range β , rumusan ini memberikan ruang lingkup yang lebih maju terhadap bentuk geometris yang lebih realistik pada struktur bangunan lepas pantai, dan itu secara partikuler tidak memberikan nilai yang cukup supaya perbandingan jari-jari *chord* dan ketebalannya menjadi serendah-rendahnya $\gamma = 7.6$.
- 3) Rumusan yang diturunkan mengestimasi SCF pada *saddle* dan *crown locations* dan juga nilai maksimum SCF disekeliling titik persambungan *brace/chord*. Sebagai tambahan, rumusan ini memberikan sudut disekeliling titik persambungan *brace/chord* pada nilai maksimum SCF. Rumusan ini memberikan penjelasan yang lebih maju terhadap sebaran *stress* disekelilingnya, untuk semua kasus pembebanan, pada *chordside* dan *braceside*. Bagaimanapun juga, beberapa anomali berhubungan dengan rumusan tersebut. Posisi *hot-spot stress* mungkin diidentifikasi berada pada *saddle* atau *crown*, tetapi persamaan *hot-spot SCF* (eg *chorside*) mungkin tidak memberikan hasil yang sama seperti persamaan *saddle/crown*. Beberapa kasus diselidiki, dimana *hot-spot SCF* (pada *saddle*) melampaui persamaan *saddle* SCF lebih dari 20% dan pada kasus lain persamaan *saddle* SCF lebih besar dari *hot-spot (saddle)* SCF. Untuk joint T 90° posisi kedua *crown* akan menghasilkan SCF yang sama, bagaimanapun juga rumusan 0° dan 180° untuk IPB tidak menghasilkan SCF yang sama

Persamaan *Lloyd's Register* (LR) dikembangkan sebagai bagian dari “SCF untuk tubular joints sederhana” proyek yang didirikan oleh HSE, pada tahun 1991. Tinjauan awal dari keandalan persamaan SCF dengan mengacu pada data LR SCF didapatkan beberapa anomali pada kebaikan semua rumusan ini.

Persamaan LR dikembangkan sebagai persamaan yang sesuai pada data turunan dari LR SCF, telah dijelaskan pada bagian 3, dengan memperkecil persentase perbedaan antara nilai SCF yang terukur dan yang diestimasi. Tujuan dari persamaan ini untuk menggunakan fungsi yang berpengaruh pada saat memungkinkan, sehingga rumusan untuk

satu *brace* pada joint K akan sama dengan joint Y dengan faktor untuk menjelaskan efek kekakuan dari *brace* tambahan dan pembebanan memberikan besar dari beban yang diberikan pada brace tambahan tersebut. Lebih lanjut, perlu diperhatikan joint dengan $\beta = 1$ dimana beberapa permasalahan telah diidentifikasi merujuk pada tingkatan *cut-back* dari pengelasan (weld) pada lokasi *saddle*. Efek *chord* pendek juga dipertimbangkan sebagai sesuatu yang signifikan, bagaimanapun juga sudah jelas bahwa untuk data yang tersedia bagi penurunan LR terhadap faktor koreksi chord pendek tidak dapat diperoleh. Oleh karena itu, digunakanlah faktor koreksi chord pendek Efthymiou, dengan melihat pada persamaan LR SCF, tanpa memungkinkannya pembuktian yang independent.

Faktor desain yang akan diterapkan pada rumusan ini juga menjadi perdebatan. Tidak ada faktor keamanan yang dianjurkan untuk persamaan SCF di dalam panduan HSE, dan konsekuensinya beberapa persamaan SCF didesain agar cocok dengan dataset eksperimental yang berhubungan dengannya, sementara beberapa didesain agar sesuai secara karakteristik. Secara keseluruhan, persamaan SCF yang telah digunakan pada desain tubular joint lepas pantai telah memiliki tingkat keamanan yang memadai. Merupakan pandangan yang lebih subjektif akan keandalan prediksi SCF sehingga membuat LR melipatgandakan kesesuaian persamaannya, oleh standar deviasi dari kesesuaianya terhadap data LR. Ini mengarah pada desain persamaan yang mendekati sekitar 15% - 20% hasilnya.

Data penurunan LR SCF hampir identik dengan data taksiran SCF yang telah digunakan pada proyek ini untuk menaksir formula SCF. Itu termasuk data joint besi dan acrylic, dan memiliki batasan parameter dan geometrik yang sama. Oleh karena itu, perbandingan antara taksiran SCF dan persamaan LR harus dipertimbangkan dalam hal persamaan itu sendiri sebagian besar dikembangkan dari data darimana mereka dibandingkan.

Dengan melihat persamaan LR, diperoleh beberapa hal berikut:

- 1) Persamaan ini secara umum memberikan SCF yang ada pada *saddle* dan *crown* (kecuali untuk IPB), dan mungkin tidak memperkirakan SCF yang lebih besar jika berada diantara keduanya. Ini menjadi kasus untuk joint K/KT di bawah sumbu pembebanan, meskipun sudah dipertimbangkan bahwa perbedaanya akan sangat kecil.

Menurut Dony dalam Tugas Akhir Tahun 2001 yang berjudul “Analisa distribusi tegangan tubular K-Joint simetris dengan variasi eksentrisitas akibat beban aksial”. Menyatakan bahwa nilai SCF pada ujung chord dikenakan tumpuan engsel jika dibandingkan jika dikenakan tumpuan rol pada ujung chord yang berdekatan. Dengan meshing yang lebih *refined* atau lebih halus ternyata SCF model cenderung mengalami penurunan. Dan dalam penelitian akhirnya dikatakan bahwa pada nilai γ tertentu SCF chord lebih besar dari SCF brace.

Menurut Deni Gunarto dalam Tugas Akhir tahun 2001 yang berjudul,” Studi pengaruh slendres ratio bracing pada stress concentration factor sambungan KT”. Menyatakan bahwa perubahan harga *slenderness ratio* brace mempengaruhi harga SCF pada tiap-tiap joint.

Menurut Susanto dalam Tugas Akhir tahun 1997 yang berjudul,” Analisa SCF pada tubular – T joint dengan beban aksial pada chord dan brace”. Menyatakan Pemutaran salah satu brace untuk sambungan tubular jenis K-simetris terhadap sumbu chordnya, yang menyebakan tidak simetris pada geometri dan pembebanannya, secara umum akan merubah besarnya nilai SCF pada sambungan. Namun perubahan tersebut tidak terlalu jauh dari hasil yang didapatkan pada sambungan tubular jenis K-simetris. SCF pada brace secara umum lebih besar daripada SCF chord, dengan meningkatnya parameter γ dan τ juga akan meningkatkan nilai SCFnya.

2.2 LANDASAN TEORI

2.2.1 Umum

Meskipun platform lepas pantai yang modern pertama kali dibangun di Gulf of Mexico pada tahun 1947, dan space frame dengan member tubular dari baja menjadi bentuk yang dominan bagi platform terpanjang atau *fixed* pada pertengahan tahun 1950, namun riset yang mendukung muncul agak belakangan.

[(Under Water Guaide) UEG, 1985], sambungan tubular joint biasanya terdiri dari sambungan antar pipa utama dan pipa pendukung atau yang lazim disebut sebagai chord dan brace.

Sambungan tubular tidak hanya diklasifikasikan menurut konfigurasi geometri, tetapi juga mode transfer beban serta perencanaannya. Tipe-tipe perencanaannya. Tipe-tipe perancangan tubular digolongkan menurut :

1. Sambungan tubular sederhana (*simple welded joint*)
2. Sambungan tubular Kompleks (*complex welded joint*)
3. Cast steel joints
4. Composite joints

III.2.2 Sambungan Tubular Sederhana

Sambungan tubular sederhana adalah sambungan yang dibentuk dengan pengelasan dua atau lebih bagian elemen tubularnya tanpa ada bagian overlapping dan tanpa penguat. Gambar 2.1 menunjukkan parameter-parameter geometri beserta notasinya yang menerangkan sambungan tersebut.

- Diameter luar chord (D)
- Diameter luar brace (d)
- Tebal dinding chord (T)
- Tebal dinding brace (t)
- Sudut antara poros chord dan brace (θ)
- Gap antara brace (untuk K dan KT joints)
- Panjang chord (L), didefinisikan sebagai jarak antara *restraints* atau titik *contraflexure* dari chord.

Adapun parameter-parameter nondimensional yang digunakan untuk desain dan maksud penafsiran adalah sebagai berikut :

- ❖ Parameter panjang chord α
 α didefinisikan sebagai perbandingan antara panjang chord dan jari - jari chord
 $(\alpha = \frac{2L}{D})$ dan memberikan indikasi karakteristik bending dari *chord beam*
- ❖ Rasio diameter β
 β didefinisikan sebagai perbandingan antara diameter brace dan chord
 $(\beta = \frac{d}{D})$.
- ❖ Rasio ketebalan chord γ

γ didefinisikan sebagai perbandingan antara jari-jari dan ketebalan chord
 $(\gamma = D/2T)$

♦ Rasio ketebalan dinding τ

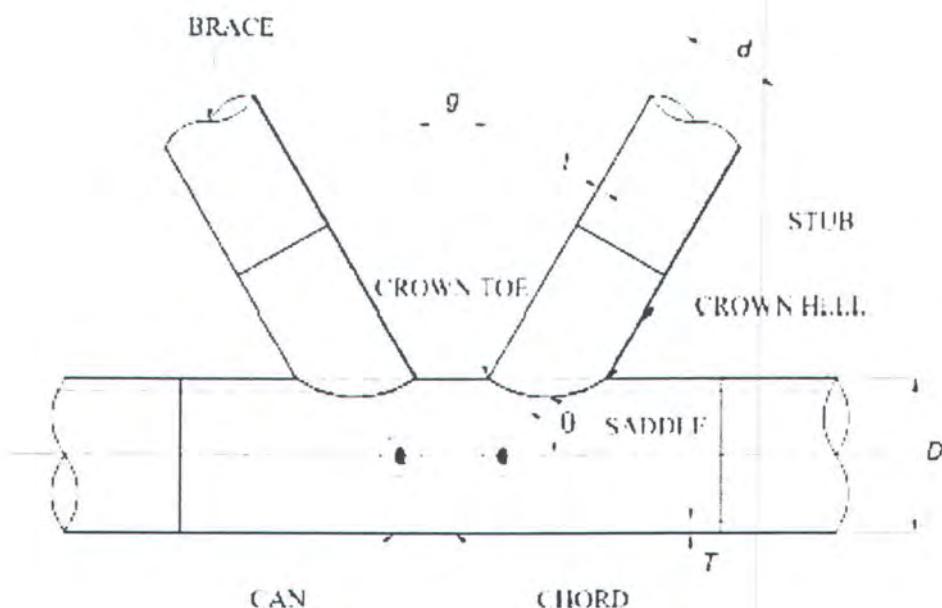
τ didefinisikan sebagai perbandingan antara ketebalan dinding brace dan chord

$$(\tau = t/T)$$

♦ Parameter Gap ζ

ζ didefinisikan sebagai perbandingan antara gap dan diameter chord.

Parameter lain adalah yang biasa disimbolkan dengan η , didefinisikan sebagai $\beta/\sin \theta$.



Gambar 2.1 Gambar detail sebuah joint tipe K

(Sumber www.google.com/Clause_14_cd.pdf ISO CD 19902)

Keterangan :

D : Diameter luar chord

d : Diameter luar brace

T : Tebal dinding chord

t : Tebal dinding brace

θ : Sudut antara poros chord dan brace

g : Gap antara brace (untuk K dan KT joints)

L : Panjang chord (L), didefinisikan sebagai jarak antara *restraints* atau titik *contraflexure* dari chord.

III.2.3 Sambungan Tubular Berbeban Tinggi (Kompleks)

(UEG, 1985), menjelaskan bahwa bentuk kompleks digunakan untuk menjelaskan jenis-jenis joint berikut:

1. Joint dengan uniplanar atau multiplanar member overlapping brace
2. Joint dengan internal stiffeners atau diaphragms
3. Less readily categories joints

Beberapa atribut yang menyebabkan sebuah joint digolongkan sebagai joint kompleks dapat menghasilkan perbaikan penting dalam kekokohan dan performance dari joint tersebut, dan untuk struktur self floating yang lebih luas yang terkadang digunakan di laut utara, tak ada pilihan tetapi untuk menggunakan sebuah joint kompleks pada bagian-bagian member berdiameter besar. Definisi-definisi dan parameter-parameter nondimensional untuk setiap setiap joint kompleks dapat diberikan dibawah ini.

1. Joint Overlapping

Joint overlapping adalah salah satu bagian dari kekuatan-kekuatan brace yang ditransfer diantara brace-brace overlapping yang menghubungkan commen weldnya. Joint-joint overlapping dapat dalam konfigurasi uniplanar atau multiplanar dan biasanya tersusun dari bagian-bagian brace dengan diameter yang sama. Agrometrik dan parameter nondimensi menggambarkan joint-joint overlapping uniplanar dan multiplanar, berturut-turut dalam kasus joint ini terdiri dari sebuah through brace, notasi dan rasio-rasio agrometrik diperoleh sama dengan pada penjelasan simple joints dengan tambahan berikut :

1. Uniplanar overlapping joint-joint adalah secara normal dibentuk dengan mengadopsi negative eksentrисitas (-e atau -e') dan menghasilkan nilai gap negative (-g)
2. Dimensi-simensi L1 dan L2 (digunakan untuk menggambarkan panjang weld untuk brace overlap)
3. Sudut dari overlap untuk joint-joint uniplanar diberikan dalam bentuk-bentuk prosentase dengan $\frac{100g}{b}$. Panjang b adalah jarak antara posisi crown (pada ujung dan hull) dan through brace.
4. Ø adalah termasuk sudut antara brace-brace pada plain yang berbeda untuk joint-joint multiplanar

5. Untuk joint overlapping multiplanar TH dan OL digunakan dengan dimensi-dimensi brace untuk mengindikasikan through dan overlapping brace berturut-turut

2. Joint dengan stiffner-stiffner internal atau diafragma-diafragma

Joint-joint seringkali dilengkapi dengan ring stiffners, longitudinal stiffners, circumferential diaphragm atau diafragma longitudinal untuk mempertinggi performancenya. Terkadang kombinasi dari stiffner ini atau diafragma digunakan untuk memperoleh peningkatan yang diinginkan. Locally joint-joint stiffned itu dengan anular lengkap dan/atau stiffener-stiffener longitudinal dilas secara internal ke chord dalam daerah pertemuan brace-chord.

Dalam joint stiffened fully circumferential dan/atau diafragma-diafragma longitudinal memperkuat daerah yang lemah dari chord. Bentuk umum yang paling banyak digunakan dari stiffner internal adalah stiffner ring. Materi geometric dan dimensi-dimensi dijelaskan dibagian dalam joint-joint ring ring-stiffened.. Bagian dari variable-variabel tambahan digunakan untuk dimensi-dimensi ring, notasi dan rasio-rasio geometric pada dasarnya sama seperti yang digunakan untuk joint-joint simple tinggi. Web dan lampirannya ditunjukkan dengan Hw dan tw berturut-turut. Puncak web ditunjukkan dengan hw dan menunjukkan jarak antara bagian dalam facer dari dua stiffner dimana circumferential diaphragm digunakan tinggi web Hw.

Dimensi late adalah Hp (tinggi plate), wp (lebar plate) dan tp (ketebalan plate). Notasi lainnya dan rasio-rasio geometric adalah sama dengan yang digunakan untuk simple joints seperti dengan internally ring stiffened joints. Tinggi plate Hp defaults to $(D-2T)/2$ ketika longitudinal diaphragms digunakan.

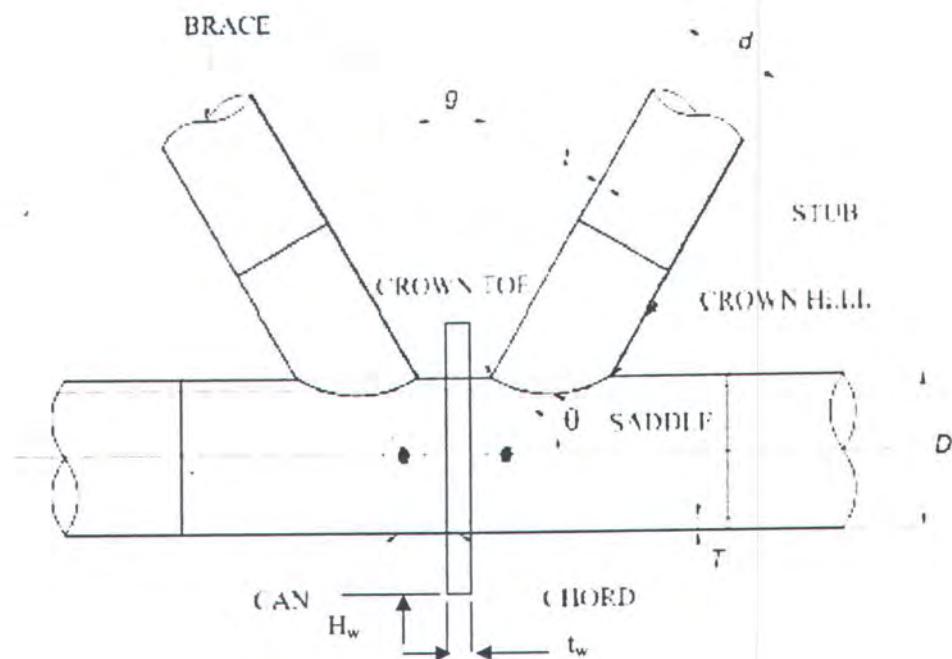
3. Joint-joint dengan stiffeners external

Externally stiffened joints termasuk dengan ring stiffened, gusset plate ‘fillers’ antara tribulars atau gussets yang melalui salah satu brace, chord atau kedua-duanya. Dimensi-dimensi yang relevan dan parameter geometric adalah sama dengan yang digunakan untuk menjelaskan internally ring-stiffened joints. Tergantung pada permintaan-permintaan disain. Central stiffener dapat dibentuk lobe (cuping) dan terus-menerus dan dapat

diakomodasikan dengan brace yang ditetapkan atau ditempatkan. External stiffener pada leg launch joints seringkali ditentukan untuk memungkinkan kontak antara chord dengan launch rail.

4. Less readily categorized joints

Joints ini adalah unik dalam konfigurasi dan termasuk jenis-jenis yang tak terlingkupi kategori yang dijelaskan diatas. Joints special ini seringkali adalah externally stiffened atau koiniasi dari tipe-tipe yang telah dijelaskan diatas. Notasi geometric untuk jenis-jenis joint yang adalah kombinasi dari kategori-kategori berbeda dapat diperoleh dengan kombinasi dan notasi system yang digunakan untuk tiap kategori yang terpisah. Notasi untuk lainnya tidak dengan mudah dikategorii joints adalah biasanya unik dan dipilih untuk menggambarkan konfigurasi joint.



Gambar 2.2 Detail Joint K dengan penguat eksternal ring

(Sumber www.google.com/Classie_14_e1.pdf ISO CD 19902,
ring dimodifikasi sendiri berdasarkan sumber UEG)

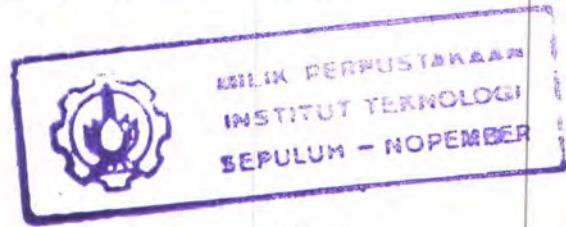
Dimana : H_w : Tebal Ring (mm)
 L_w : Jarak antar ring (mm)
 t_w : Tebal ring (mm)

5. Cast Steel Joints

Cast joints didefinisikan yaitu dibentuk dengan proses pemilihan. Mereka dapat dari beberapa konfigurasi geometric biasanya adalah sama dengan bentuk equivalentwelded joint dan telah dijelaskan.

6. Composite Joints

Composite joints itu dimana bagian chord diisi secara lengkap dengan bahan yang bersifat seperti semen (e.g : grout) atau dimana bagian chord terdirin dari sebuah pile dan grouted annulus (terkadang disebut double-skin grout-reinforced joint) terkadang pile diisi dengan grout untuk memberikan kekuatan tambahan. Notasi simple joint diadopsi dengan parameter tambahan menggambarkan dimensi annulus dan pile digambarkan dengan diameter luar D_p dan ketebalan dinding (wall) T_p, dan annulus dengan diameter luar D_g (= D - 2T) dan ketebalan T_g.



III.2.4 Faktor Konsentrasi Tegangan

Adanya gaya yang bekerja pada sambungan tubular akan mengakibatkan tegangan pada sekitar perpotongan antara chord dan bracenya. Distribusi tetgangsan pada sambungan tubular sangatlah rumit untuk dideteksi, sehingga daerah ini perlu mendapat perhatian. Pada titik-titik tertentu sepanjang daerah perpotongan tersebut akan terjadi suatu tegangan yang besarnya beberapa kali lebih besar daripada tegangan nominal yang terjadi. Lokasi atau titik-titik dimana terjadi tegangan terbesar disebut *Hot Spots*, an tegangan yang terjadi pada daerah tersebut disebut tegangan hot spots (*Hot Spots Stress*).

Pada sambungan dapat terjadi pada dua hot spots yang berbeda, satu pada weld toe pada sisi brace dan yang lain pada sisi chord. Untuk nilai tegangan maksimumnya kemungkinan bisa terjadi pada salah satu dari kedua tempat tersebut [Underwater Engineering Group].

Faktor konsentrasi tegangan (SCF) perbandingan antara tegangan maksimum (H_{ss}) dan stress nominal [Bramlette, 1986]. Secara matematis hubungan di atas dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$SCF = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_{nom}} \dots \dots \dots \quad (2.1)$$

Faktor konsentrasi tegangan ini akan berbeda untuk setiap sambungan tubular yang mwempunyai geometri yang berbeda. Parameter-parameter ini juga merupakan ukuran kekuatan lelahnya.

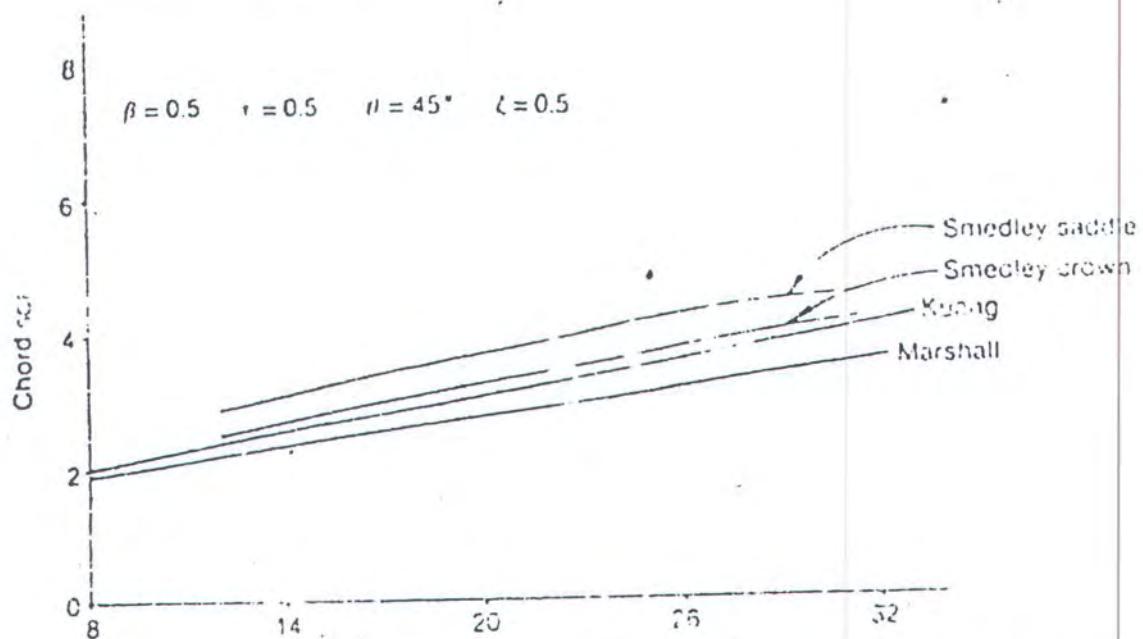
Keberadaan konsentrasi tegangan ini erat kaitannya dengan faktor kelelahan sambungan yang akan menggambarkan suatu kondisi dimana telah terjadi tegangan local yang tinggi akibat geometri sambungan tersebut. Pada kenyataannya distribusi tegangan pada daerah diskontinuitas sambungan, dalam hal ini pada sekitar daerah interseksi chord dan brace atau pada daerah perpotongan dengan penegarnya, jika sambungan tersebut berpenegar, sangatlah kompleks. Untuk itu dibutuhkan keakuratan yang tinggi dalam penentuan nilai tegangan hot spots maupun nilai SCF untuk setiap geometri sambungan yang berbeda.

II.2.5 Pengaruh Parameter Geometri Terhadap Nilai SCF

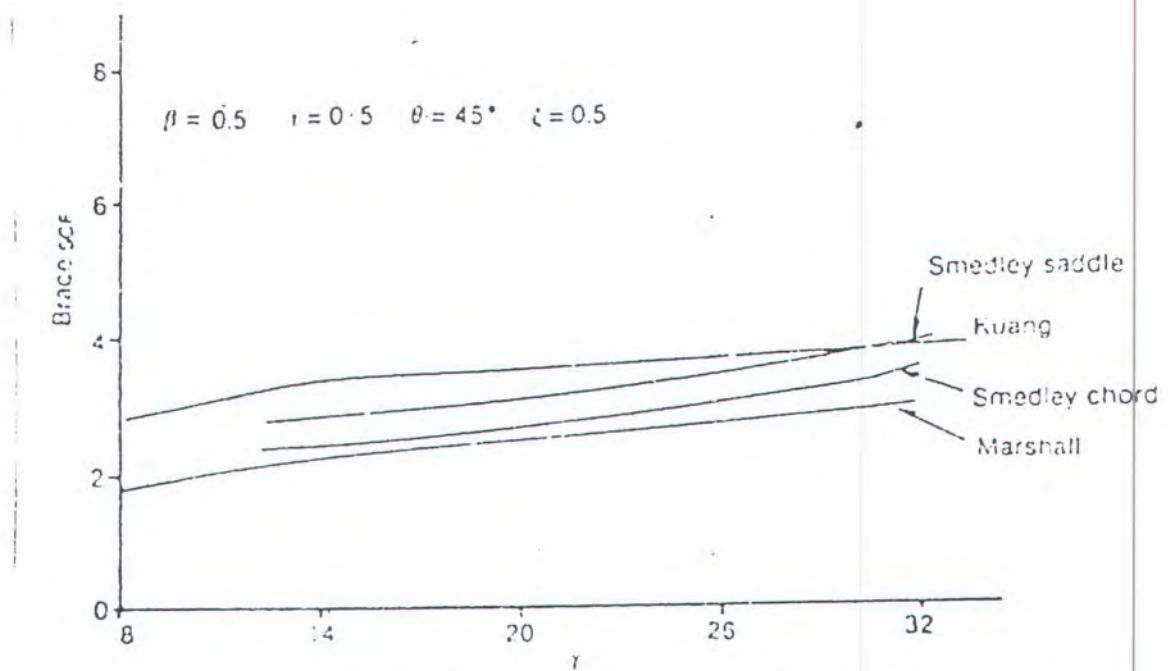
Konvensi mengenai parameter non-dimensional terbukti banyak berguna dalam megeneralisasi hasil dari suatu kondisi/situasi ke kondisi lainnya, dan dalam menskal hasil hasil dari ujicoba model terskala. Jika hasil dari percobaan tidak disajikan/dinyatakan dalam bentuk nondimensioanl atau dalam bentuk yang konsisten secara dimensional (misalnya menyatakan beban total ke dalam tegangan luluh dikalikan ketebalan tanpa menspesifikasikan satuan yang dimaksud), maka kemungkinan besar akan terjadi kesalahan, kebingungan, dan salah interpretasi.

Berdasarkan eksperimen yang dilakukan oleh para ahli, pengaruh parameter geometric pada sambungan tubular sederhana dapat digambarkan sebagai berikut :

1. Pengaruh Parameter γ Gamma

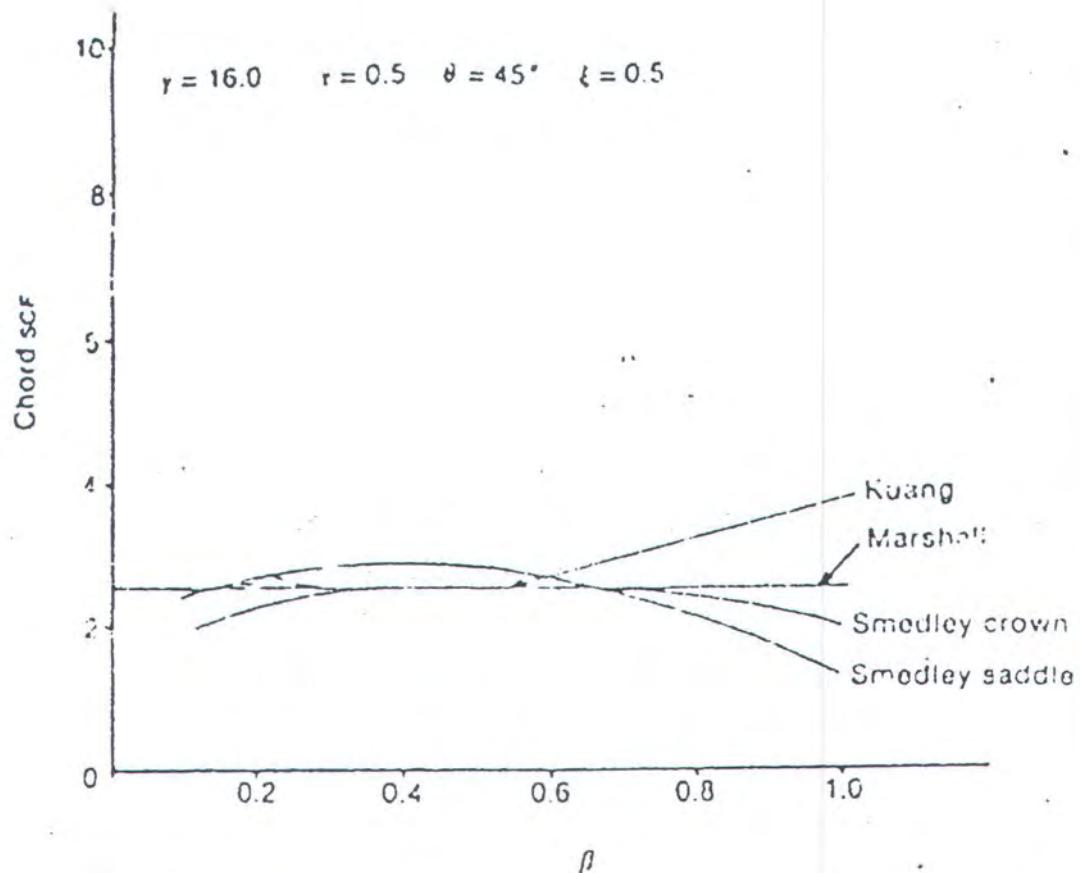


Gambar 2.3 Beban aksial pada joint K : Pengaruh parameter γ terhadap nilai SCF brace (Sumber UEG, 1985)

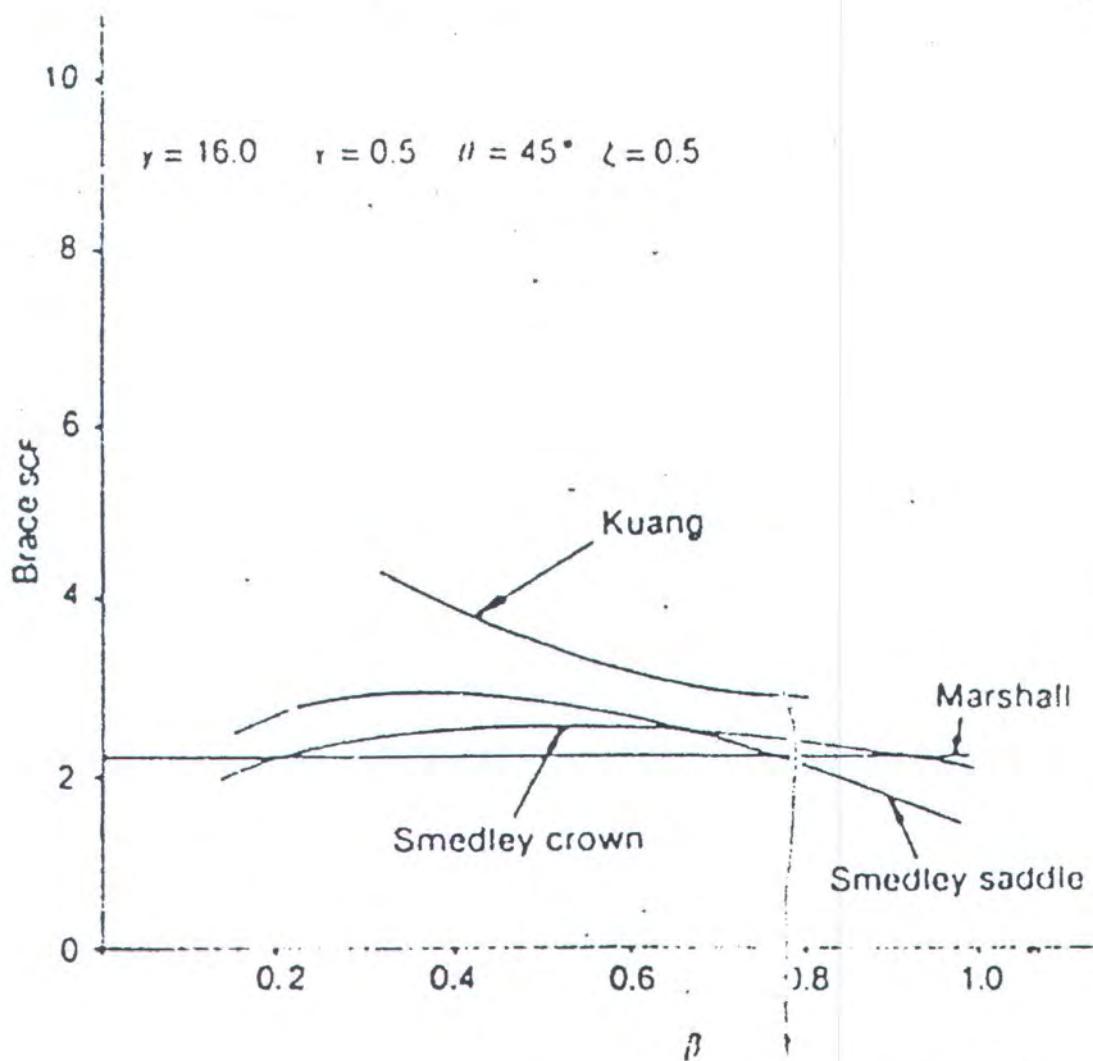


Gambar 2.4 Beban aksial pada joint K : Pengaruh parameter γ terhadap nilai SCF chord (Sumber UEG, 1985)

2. Pengaruh Parameter β (Betta)

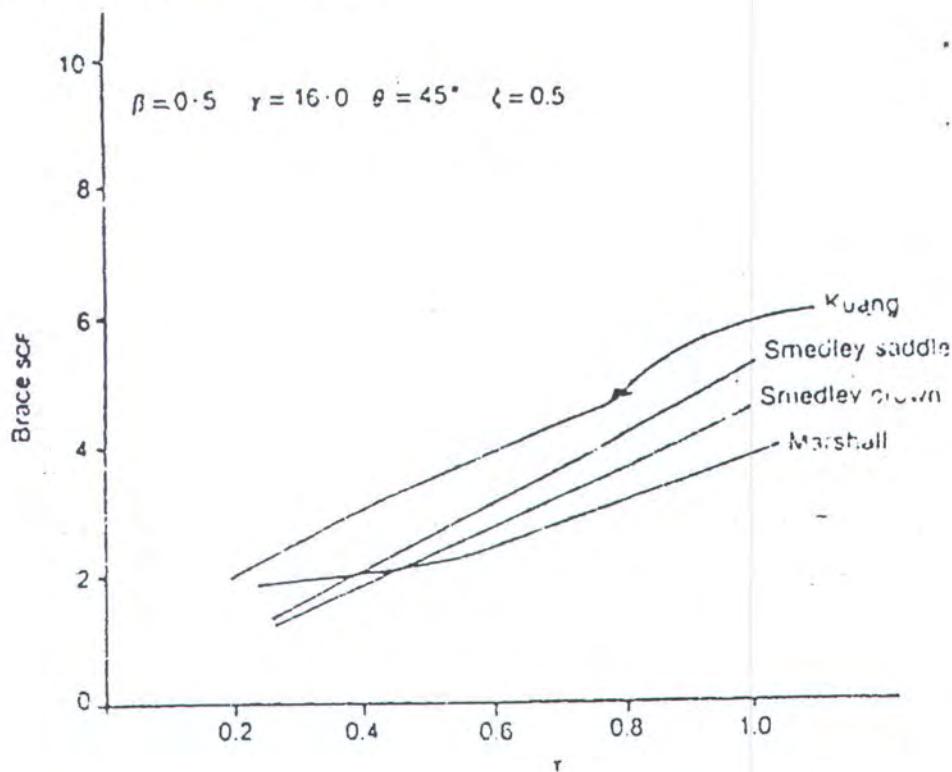


Gambar 2.5 Beban aksial pada joint K : Pengaruh parameter β terhadap nilai SCF chord (*Sumber UEG, 1985*)

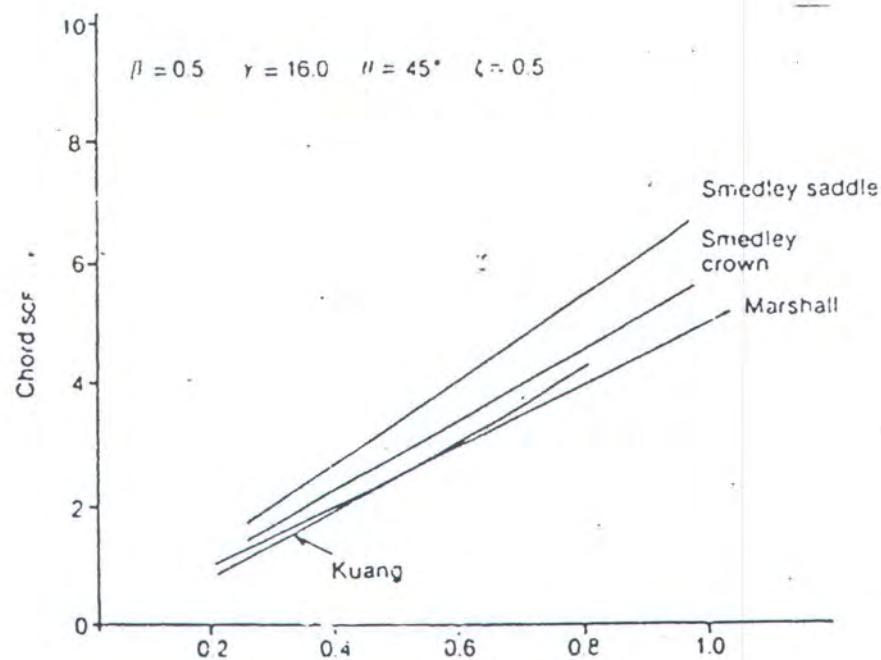


Gambar 2.6 Beban aksial pada joint K : Pengaruh parameter β terhadap nilai SCF brace (Sumber UEG, 1985)

3. Pengaruh Parameter τ (Thou)

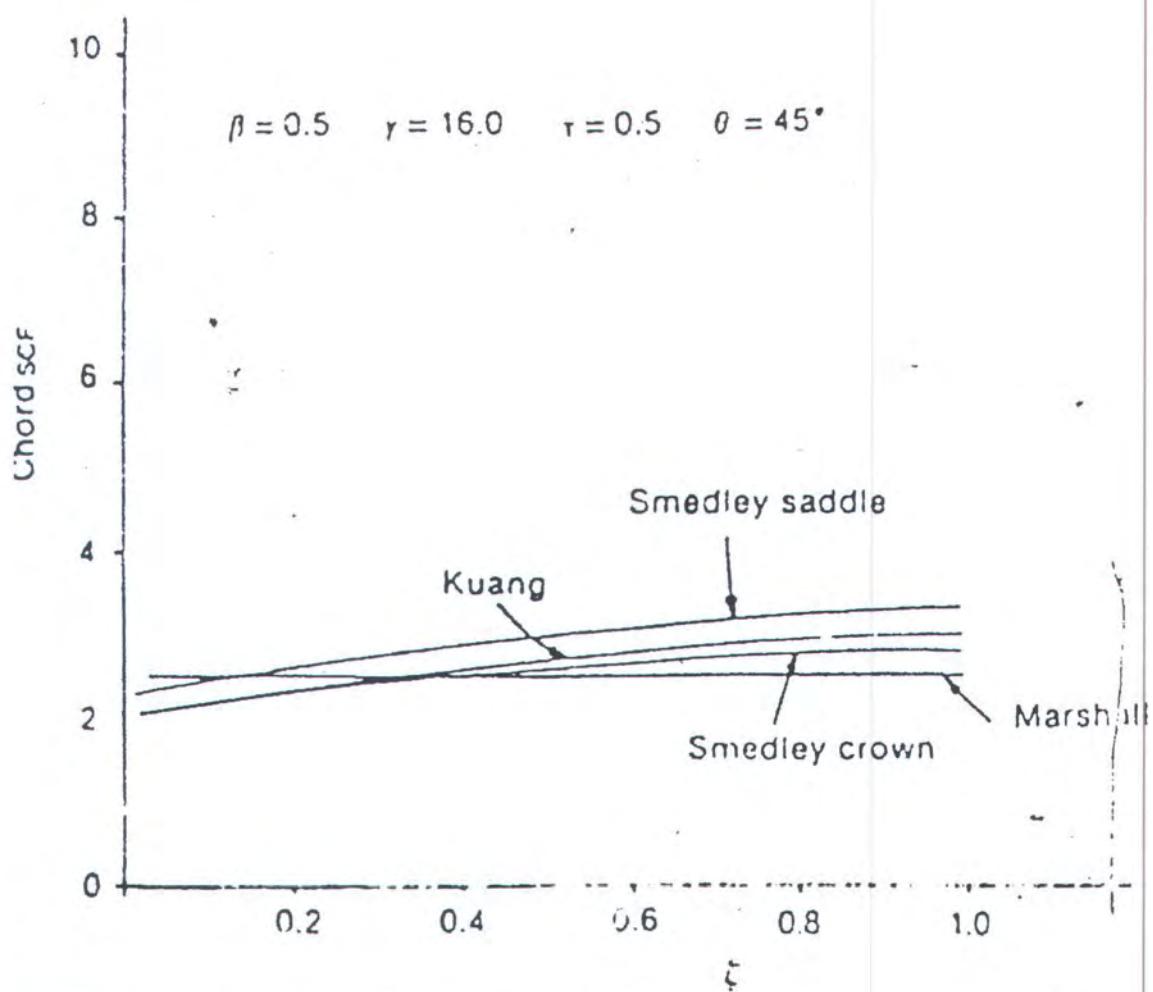


Gambar 2.7 Beban aksial pada joint K : Pengaruh parameter τ terhadap nilai SCF brace (Sumber : UEG, 1985)

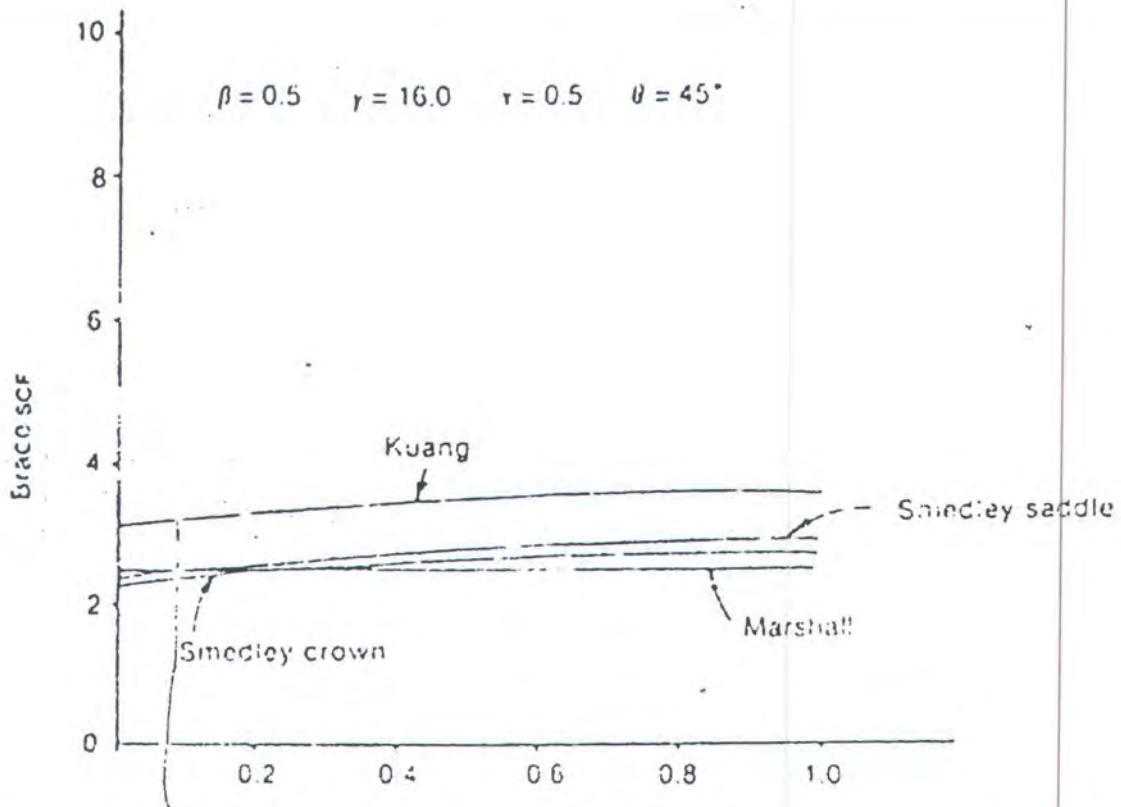


Gambar 2.8 Beban aksial pada joint K : Pengaruh parameter τ terhadap nilai SCF chord (Sumber: UEG, 1985)

4. Pengaruh Parameter $\zeta \theta$



Gambar 2.9 . Beban aksial pada joint K : Pengaruh parameter ζ terhadap nilai SCF chord (Sumber: UEG, 1985)



Gambar 2.10 Beban aksial pada joint K : Pengaruh parameter ζ terhadap nilai SCF

Brace (Sumber: UEG, 1985)

II.2.6 Metode Elemen Hingga

Metode ini pada mulanya dikembangkan untuk analisa struktur, namun karena teori dasaranya yang sifatnya umum, dewasa ini sudah berkembang sedemikian rupa sehingga telah dipakai pada hampir semua cabang dari *engineering* seperti mekanika fluida, mekanika tanah, perpindahan panas, perkapanan, penerangan, aliran fluida, medan listrik dan magnet dan masih banyak lagi dengan hasil yang cukup memuaskan.

Seperti dimaklumi bahwa jarang sekali model matematik untuk masalah-masalah *engineering* yang bisa diselesaikan secara analitis, kecuali yang sangat sederhana. Adanya prosedur elemen hingga akan menghasilkan persamaan aljabar simultan, yang proses generasi dan pemecahannya dilakukan oleh komputer.

Masalah-masalah teknis biasanya akan menghasilkan suatu ekspresi matematik yang rumit yang melibatkan keadaan batas (*boundary condition*) sifat material ketidaklinieran dan sebagainya, sehingga memaksa para *engineers* untuk menggunakan analisa numerik, yang

kendatipun hasilnya jarang yang exact, akan tetapi kesalahan akan berkurang pada proses penyelesaian persamaan dianggap cukup akurat untuk tujuan *engineering*.

Pendekatan-pendekatan numerik ini, berdasarkan sifatnya, selalu menggunakan informasi-informasi pada titik-titik yang diskret. Proses pemilihan dari titik yang diskret ini/ meshing disebut "pendiskretan" (Discretization). Salah satu cara untuk pendiskretan ini adalah dengan membagi suatu body yang sedang diselidiki menjadi bagian atau elemen yang lebih kecil. Gabungan dari elemen-elemen yang lebih kecil ini akan mewakili body atau sistem yang sedang diselidiki tersebut. Dari sinilah dikenal istilah metode elemen hingga. Pemecahannya kemudian dilakukan untuk elemen-elemen kecil ini dan kemudian menggabungkannya sehingga didapatkan pemecahan dari sistem secara keseluruhan.

Metode elemen hingga pada dasarnya adalah produk adalah produk dari computer digital elektronik, sehingga tidak mungkin membicarakan metode elemen hingga tanpa menyinggung masalah computer program sama sekali. Oleh karena itu pengetahuan tentang masalah bahasa komputer akan sangat membantu sekali meskipun tidak mutlak.

1. Prosedur Umum Metode Elemen Hingga

Prinsip dasar dari metode elemen hingga adalah memperlakukan suatu system atau kontinum menjadi elemen-elemen kecil yang disebut elemen hingga, melalui proses *dikretisasi* (pembagian), yang memiliki bentuk yang lebih sederhana disbanding dengan system atau kontinumnya. Elemen-elemen kecil yang disebut *node* atau *nodal point*. Fungsi yang dipilih, model yang memenuhi syarat persamaan differensial keseimbangan, hubungan tegangan-regangan, kompatibilitas pada setiap titik pada system, serta syarat batas (boundary condition). Hasil yang dicari misalnya tegangan dan displacement, dihitung pada *nodal point*. Hasil akhir yang diperoleh adalah harga pendekatan (bukan eksak) pada lokasi-lokasi diskret dari model atau kontinum yang diselidiki.

Secara umum prosedur dalam analisa metode elemen hingga, untuk memperoleh nilai pendekatan atas tegangan dan displacement, adalah sebagai berikut:

1. Membagi bidang atau kontinum yang dianalisa menjadi elemen-elemen kecil yang berhingga. Elemen ini bisa berupa segitiga atau segiempat dan seterusnya. Program pre-processor untuk generasi elemen secara otomatis atau semi-otomatis seperti :

FEMAP, MSC/XL dan lain-lain akan sangat membantu memecahkan masalah ini daripada pembagian elemen dilakukan dengan manual.

2. Memilih titik pada elemen yang diperlukan titik nodal dimana syarat-syarat kesetimbangan dan kompatibilitas harus denuhi.
3. Pemilihan model displasemen. Pemilihan model displasemen walaupun hanya pendekatan akan tetapi harus memenuhi persyaratan-persyaratan tertentu yaitu:
 - a. Tipe dan derajat dari model displasemen
 - b. Besaran-besaran displacement yang menggambarkan keadaan model
 - c. Model yang dipilih harus memenuhi persyaratan-persyaratan khusus, yang memungkinkan penyelesaian numeriknya menghasilkan hasil yang mendekati kebenaran, diantaranya : Model displasemen harus kontinu pada setiap elemen displasemen antara dua elemen yang berdekatan harus kompatibel, model displasemen harus mewakili displasemen benda tegar elemen, model displasemen benda tegar dari elemen, model displasemen harus menggambarkan regangan konstan untuk tiap elemen.
4. Penurunan matrik kekakuan elemen dan penentuan beban simpul ekivalen dengan menggunakan prinsip metode energi. Kekakuan matrik tergantung pada 3 (tiga) hal:
 - a. Model displasemen yang dipakai
 - b. Geometri dari elemen-elemennya
 - c. sifat local material (local property of material).
5. Penggabungan dari elemen-elemen yang menghasilkan seperangkat persamaan aljabar simultan.
6. Perhitungan displasemen dari persamaan-persamaan aljabar simultan, sehingga diperoleh besarnya displasemen pada masing-masing simpul (nodal points)
7. Menghitung tegangan dan reaksi tumpuan pada simpul-simpul tertentu, jika diperlukan. Karena mendapatkan harga displasemen, dalam arti lebih umum dapat berarti panas, kecepatan dan lain-lain, adalah tujuan utama perhitungan metode elemen hingga.

2. Elemen Shell

Shell merupakan pembentukan bidang tengah struktur pelat tipis menjadi permukaan kurva tunggal atau ganda. Tegangan yang terjadi sejajar pada bidang tengah shell memiliki komponen yang tegak lurus bidang dan menahan sebagian besar beban.

Masalah shell dapat dipecahkan dengan beberapa pendekatan yang lebih bersifat fisik dibanding matematis. Pendekatan ini mengasumsikan perilaku (*behaviour*) suatu permukaan kurva yang menerus dapat diwakili dengan perilaku suatu elemen datar, tipis dan kecil. Pendekatan paling sederhana untuk membentuk suatu elemen shell adalah dengan *flat-facet* yang diperlakukan sebagai segitiga. Untuk beberapa kondisi seperti shell bentuk silindris, perilaku shell dapat diwakili dengan elemen-elemen segi-empat datar. Hasil yang lebih memuaskan dapat diperoleh jika ditunjang dengan matriks kekakuan yang baik.

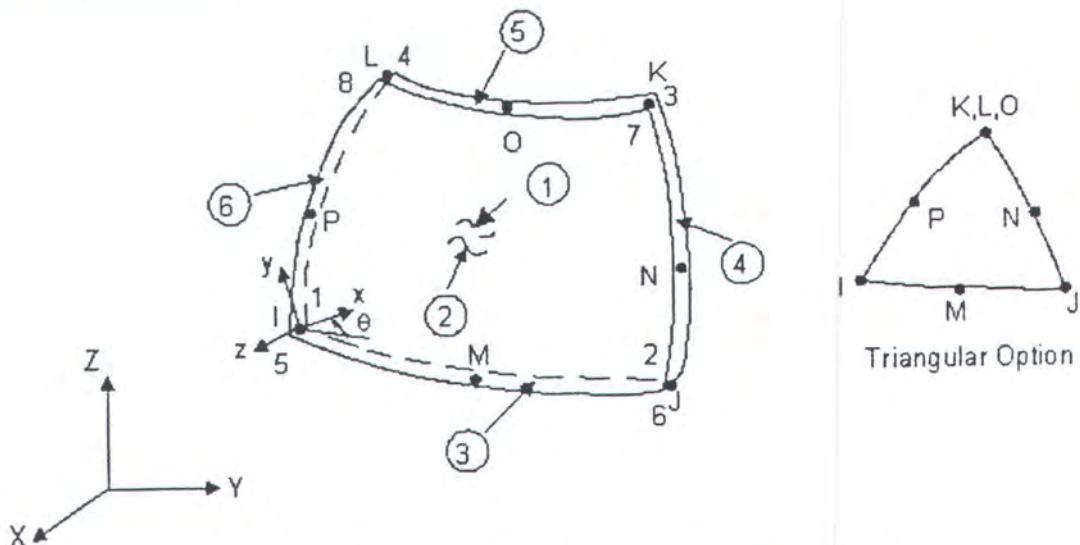
Struktur shell yang dibentuk oleh beberapa elemen, pada metode elemen hingga adalah merupakan bentuk elemen isoparametris kuadrilateral adalah empat titik.

Suatu elemen disebut *isoparametris* jika parameter yang digunakan untuk ekspresi geometri elemen sama jumlahnya dengan parameter yang digunakan untuk parameter fungsinya. Grup elemen lainnya disebut *sub-parametris* dan *uperparametris*. Elemen *sub-parametris* adalah elemen yang dimiliki ekspresi parameter geometri lebih banyak dari pada ekspresi parameter fungsinya. Dan elemen dengan kondisi sebaiknya akan disebut elemen *superparametris* [Zienkiewicz, 1977].

Keuntungan utama elemen isoparametris karena konsepnya yang umum, sehingga dapat dipakai baik untuk elemen satu dimensi, dua dimensi maupun tiga dimensi tanpa mengalami kesulitan, bahkan untuk elemen yang mempunyai sisi lengkung dan juga mudah dalam integral numeric. Keuntungan lain yang dapat diberikan elemen isoparametris adalah tidak diperlukannya transformasi koordinat.

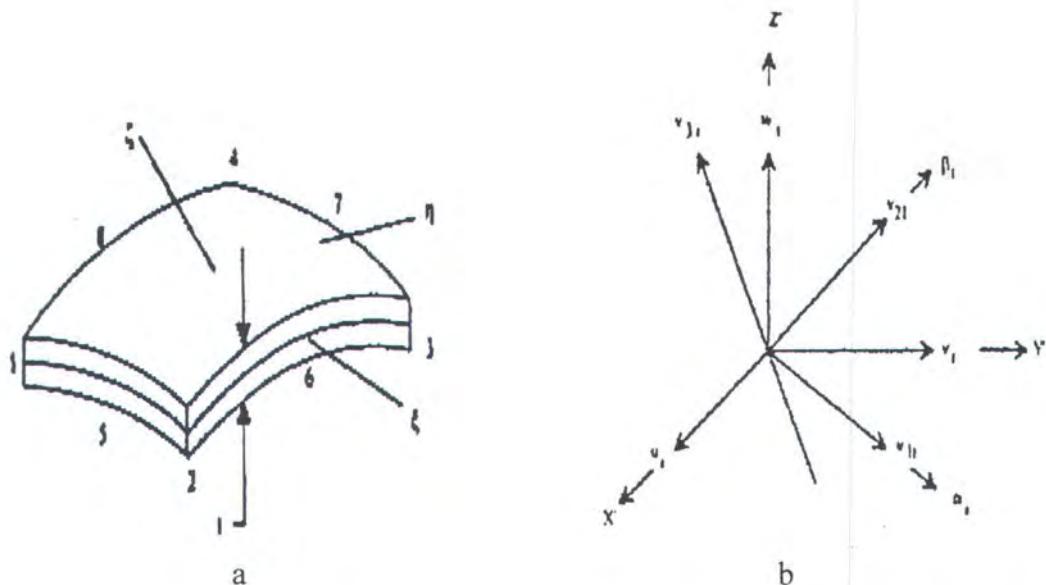
Konsep elemen isoparametris sangat berhubungan erat dengan sistem kordinat natural (*natural coordinate system*), yaitu koordinat yang mempunyai harga maksimum 1 dan minimum -1. Fungsi bentuk (*shape function*) ditentukan dari mapping, antara dua sistem koordinat, yaitu koordinat kartesian dan koordinat natural. Dengan kaidah-kaidah sederhana dan memperhatikan arti fisik serta pengalaman, fungsi bentuk ini dapat ditentukan langsung. Penentuan fungsi bentuk ini merupakan langkah yang penting dalam formulasi

elemen isoparametris. Gambar menunjukkan contoh elemen quadratic quadrilaterals di bagian parametrik.



Gambar 2.11 Elemen elemen shel kuadratik dan triangular.

(Sumber: Ansys Help)



Gambar 2.12 a). Elemen isoparametri kuadrilateral empat simpul,
b). Arah vector V_i

Koordinat titik simpul x, y, z pada elemen tersebut adalah :

BAB II

DASAR TEORI

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^8 N_i \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix} + \sum_{i=1}^4 N_i \zeta \frac{t_i}{2} \begin{bmatrix} l_{3i} \\ m_{3i} \\ z_{3i} \end{bmatrix} \dots \quad (2.2)$$

Dimana N_i adalah *shape function* yang diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta) - \frac{1}{2}(N_8 + N_5) & N_5 &= \frac{1}{4}(1-\xi^2)(1-\eta) \\ N_2 &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta) - \frac{1}{2}(N_5 + N_6) & N_6 &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta^2) \\ N_3 &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta) - \frac{1}{2}(N_6 + N_7) & N_7 &= \frac{1}{4}(1-\xi^2)(1+\eta) \\ N_4 &= \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta) - \frac{1}{2}(N_7 + N_8) & N_8 &= \frac{1}{4}(1-\xi^2)(1-\eta^2) \end{aligned} \quad (2.3)$$

Elemen matriks l_{3i} , m_{3i} , dan n_{3i} merupakan arah cosinus vector V_{3i} terhadap arah normal bidang tengah yang membentang pada ketebalan t_i untuk nodal shell ke-i.

Vektor V_{3i} diperoleh dari :

$$V_{3i} = \begin{bmatrix} x_j - x_k \\ y_j - y_k \\ z_j - z_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{3i} \\ m_{3i} \\ n_{3i} \end{bmatrix} \frac{1}{t_i} \dots \quad (2.4)$$

Titik j dan k pada Gambar 2.12b terletak pada permukaan cangkang.

Peralihan umum disembarang titik pada elemen cangkang dinyatakan dalam arah sumbu global. Sehingga :

$$u = \{u, v, w\} \quad (i = 1, 2, \dots, 8) \dots \quad (2.5)$$

Sebaliknya peralihan nodal terdiri dari translasi yang sama (dengan arah global) ditambah dengan dua rotasi kecil α_i dan β_i terhadap sumbu tangensial local x' dan y', seperti pada Gambar 2.12b, sehingga :

$$q_i = \{u_i, v_i, w_i, \beta_i\} \quad (i = 1, 2, \dots, 8) \dots \quad (2.6)$$

Sehingga displasemen dapat dinyatakan dalam nodal sebagai berikut :

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^8 f_i \zeta \frac{t_i}{2} \mu_i \begin{bmatrix} \alpha_i \\ \beta_i \end{bmatrix} \dots \dots \dots \quad (2.7)$$

Dalam persamaan di atas, μ_i menunjukkan matriks berikut:

$$\mu_i = \begin{bmatrix} -l_{3i} & l_{3i} \\ -m_{3i} & m_{3i} \\ -n_{3i} & n_{3i} \end{bmatrix} \dots \dots \dots \quad (2.8)$$

Kolom pertama matriks ini merupakan nilai negative dari arah cosinus cektor tangensial kedua V_{2i} , sedangkan kolom keduanya merupakan arah cosinus dari vector tangensial pertama V_{2i} seperti pada Gambar 2.12. Vektor-vektor ini saling orthogonal satu sama lain, dan juga orthogonal terhadap vector V_{3i} , tetapi dapat dipilih sembarang arah untuk menyatakan salah satu vector. Setelah kita telah menjatuhkan pilihan terhadap salah satu arah, maka :

$$V_{1i} = e_y + V_{3i} \quad \text{dan,} \dots \dots \dots \quad (2.9)$$

$$V_{2i} = V_{3i} + V_{1i}$$

Gambar 2.11b memperlihatkan translasi umum lokal u' dan v' (dalam arah V_{1i} dan V_{2i}) akibat rotasi joint α_i dan β_i dengan harga :

$$u' = \zeta \frac{t_i}{2} \beta_i \quad \dots \dots \dots \quad (2.10)$$

$$v' = -\zeta \frac{t_i}{2} \alpha_i$$

Kontribusi nilai-nilai ini terhadap displasemen di sembarang titik ditunjukkan dengan penjumlahan kedua (*second summation*) pada Persamaan 2.8 . Selanjutnya ekspresi regangan merupakan turunan displasemen dinyatakan sebagai :

$$\begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ v_x \\ \vdots \\ w_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} J^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & J^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & J^{-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_\xi \\ u_\eta \\ u_\zeta \\ v_\xi \\ \vdots \\ w_\zeta \end{Bmatrix} \dots \quad (2.12)$$

Matrik Jacobian 3x3 yang dibutuhkan elemen ini adalah:

$$[J] = \begin{bmatrix} x, \xi & y, \xi & z, \xi \\ x, \eta & y, \eta & z, \eta \\ x, \zeta & y, \zeta & z, \zeta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} & J_{13} \\ J_{21} & J_{22} & J_{23} \\ J_{31} & J_{32} & J_{33} \end{bmatrix} \dots \quad (2.13)$$

dimana :

$$\begin{aligned} x, \xi &= \sum_{i=1}^4 N_i, \xi x_i + \sum_{i=1}^4 N_i, \xi \zeta \frac{t_i}{2} l_{3i} \\ x, \eta &= \sum_{i=1}^4 N_i, \eta x_i + \sum_{i=1}^4 N_i, \eta \zeta \frac{t_i}{2} l_{3i} \\ x, \zeta &= \sum_{i=1}^4 N_i, \zeta \frac{t_i}{2} l_{3i} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Maka inverse matrik Jacobian [J] akan menjadi :

$$[J]^{-1} = [J^*] \begin{bmatrix} \xi_x & \eta_x & \zeta_x \\ \xi_y & \eta_y & \zeta_y \\ \xi_z & \eta_z & \zeta_z \end{bmatrix} \dots \quad (2.15)$$

Dibutuhkan turunan dislasemen tertentu terhadap koordinat local, turunan ini dicantumkan dalam vektor kolom :

BAB II
DASAR TEORI

$$\begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ v_x \\ v_y \\ v_z \\ w_x \\ w_y \\ w_z \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^8 \begin{bmatrix} N_i, \xi & 0 & 0 & -\zeta N_{i,\xi} l_{2i} & \zeta N_{i,\xi} l_{1i} \\ N_i, \xi & 0 & 0 & -\zeta N_{i,\eta} l_{2i} & \zeta N_{i,\eta} l_{1i} \\ 0 & 0 & 0 & -N_i, l_{2i} & N_i, l_{1i} \\ 0 & N_i, \xi & 0 & -\zeta N_{i,\xi} m_{2i} & \zeta N_{i,\xi} m_{1i} \\ 0 & N_i, \xi & 0 & -\zeta N_{i,\eta} m_{2i} & \zeta N_{i,\eta} m_{1i} \\ 0 & 0 & 0 & -N_i, m_{2i} & N_i, m_{1i} \\ 0 & 0 & N_i, \xi & -\zeta N_{i,\xi} n_{2i} & \zeta N_{i,\xi} n_{1i} \\ 0 & 0 & N_i, \xi & -\zeta N_{i,\eta} n_{2i} & \zeta N_{i,\eta} n_{1i} \\ 0 & 0 & 0 & -\zeta N_i, n_{2i} & \zeta N_i, n_{1i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \\ \frac{t_i}{2} \alpha_i \\ \frac{t_i}{2} \beta_i \end{bmatrix} \quad \dots \dots \dots \quad (2.16)$$

Dengan memperhatikan persamaan di atas dan mengingat bahwa $\varepsilon_z = 0$, maka matriks regangan pada persamaan 2.10 dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u, x \\ u, y \\ u, z \\ v, x \\ v, y \\ v, z \\ w, x \\ w, y \\ w, z \end{bmatrix} \quad \dots \dots \dots \quad (2.17)$$

Kombinasi dari persamaan 2.10, 2.11, dan 2.14 di atas dapat ditulis sebagai berikut:

$$[\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \varepsilon_{xy} \quad \varepsilon_{yz} \quad \varepsilon_{xz}]^T = \sum [B_i] \begin{bmatrix} u_i & v_i & w_i & \alpha_i & \beta_i \end{bmatrix}^T \quad \dots \dots \dots \quad (2.18)$$

Matriks B merupakan matriks yang tersusun atas matriks $[B_i]$ sebanyak node yang terdapat dalam satu elemen. Matriks $[B_i]$ sendiri adalah:

$$B_i = \begin{bmatrix} a_i & 0 & 0 & -d_i l_{2i} & d_i l_{1i} \\ 0 & b_i & 0 & -e_i m_{2i} & -e_i m_{1i} \\ b_i & a_i & 0 & -e_i l_{2i} - d_i m_{2i} & e_i l_{1i} + d_i m_{1i} \\ 0 & c_i & b_i & -g_i m_{2i} - e_i n_{2i} & g_i m_{1i} + e_i n_{1i} \\ c_i & 0 & a_i & -d_i n_{2i} - g_i l_{2i} & d_i n_{1i} + g_i l_{1i} \end{bmatrix} \quad \dots \dots \dots \quad (2.19)$$

BAB II

DASAR TEORI

i = 1, 2, 3, 4

dimana : $a_i = J^*_{11} N_{i,\xi} + J^*_{12} N_{i,\eta}$

$$b_i = J^*_{\cdot 21} N_{i,\xi} + J^*_{\cdot 22} N_{i,\eta}$$

$$c_i = J^*_{31} N_{i,\xi} + J^*_{32} N_{i,\eta}$$

$$d_i = 0.5t_i(a_i + J^*_{13}) \dots \quad (2.20)$$

$$e_i = 0.5t_i(a_i + J^*_{23})$$

$$d_i = 0.5t_i(a_i + J^*_{33})$$

Untuk mendapatkan matriks kekauan $[K]$ dibutuhkan matriks $[E]$, yang merupakan hasil transformasi matriks $[E']$.

$$[E] = [T_{\varepsilon}]^T [E] [T_{\varepsilon}] \dots \quad (2.21)$$

dimana $[T_\varepsilon]$ adalah matriks transformasi.

Sedangkan matriks $[E']$ dinyatakan sebagai:

$$[E'] = \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} & 0 & 0 & 0 \\ E_{12} & E_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} & 5G_{23}/6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 5G_{31}/6 \end{bmatrix} \dots \quad (2.22)$$

dimana $E_{11} = E_{12} = E_{22} = E/(1-v^2)$

$$G_{12} = G_{23} = G_{31} = G = 0.5E/(1+v) \dots \dots \dots (2.23)$$

Dengan demikian diperoleh matriks kekakuan [K] sebagai berikut :

$$[K] = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [E] [B] J |d\xi.d\eta.d\zeta| \quad \dots \dots \dots \quad (2.24)$$

dimana $|J|$ adalah determinan matriks J.

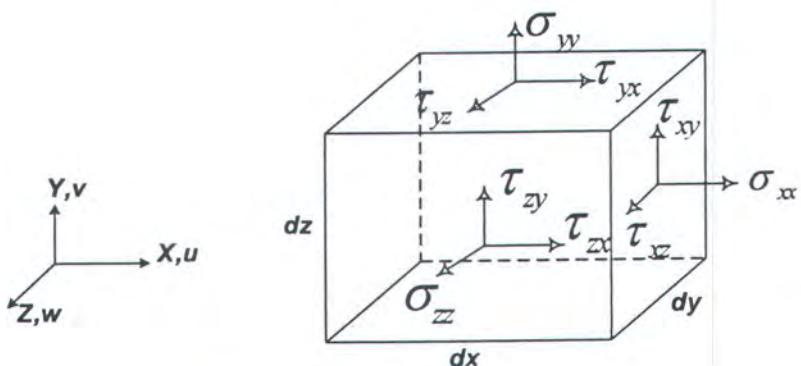
Sehingga tegangan yang dihasilkan dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} & 0 & 0 & 0 \\ E_{12} & E_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{12} & \frac{5G_{23}}{6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{5G_{31}}{6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \end{bmatrix} \dots\dots\dots(2.25)$$

dimana $\varepsilon_3 = 0$.

3. Elemen Solid

Hubungan Tegangan Dan Regangan



Gambar 2.13 Gambaran tegangan yang bekerja pada sebuah elemen
(Sumber : Help Ansys)

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} \dots\dots\dots(2.26)$$

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \varepsilon_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \varepsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \dots\dots\dots(2.27)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \gamma_{yx}; \quad \varepsilon_{xx} = \frac{1}{E}(\sigma_{xx} - v\sigma_{yy} - v\sigma_{zz}); \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} = \gamma_{zy}; \quad \varepsilon_{yy} = \frac{1}{E}(-v\sigma_{xx} + \sigma_{yy} - v\sigma_{zz}); \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = \gamma_{xz}; \quad \varepsilon_{zz} = \frac{1}{E}(-v\sigma_{xx} - v\sigma_{yy} + \sigma_{zz}); \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \dots\dots\dots(2.28)$$

BAB II

DASAR TEORI

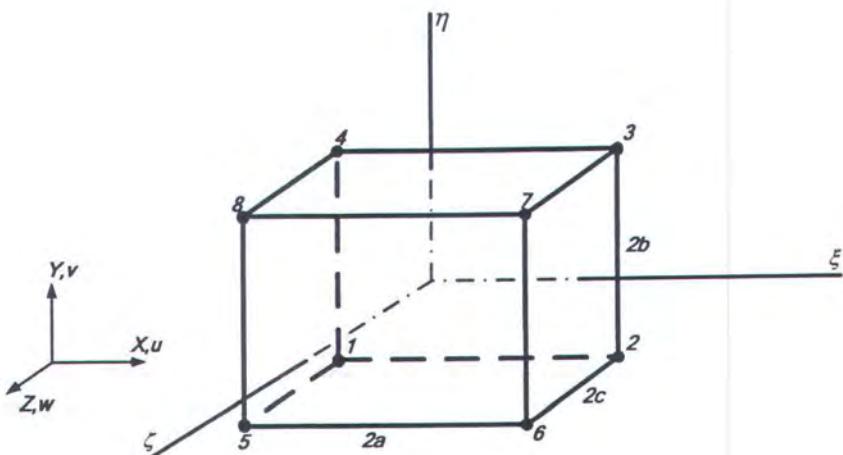
$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix}; \quad \{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \dots \dots \dots \quad (2.29)$$

$$[E] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \dots \quad (2.30)$$

dimana, $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ (2.31)

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2.33)$$

Isoparametric Hexahedra Untuk Elemen Solid-3D



Gambar 2.14 Gambar isoparametrik untuk elemen solid

(Sumber: Ansys Help)

- *d.o.f. (degrees of freedom)* elemen solid-3D : u, v, w

- perpindahan umum (*generic displacement*)

- perpindahan nodal mengacu terhadap referensi sumbu x,y,z

- *shape functions*, mengacu pada koordinat natural

$$\text{dimana, } f_i = \frac{1}{8}(1 + \xi_0)(1 + \eta_0)(1 + \zeta_0)$$

$$\xi_0 = \xi, \xi \quad ; \quad \eta_0 = \eta, \eta \quad ; \quad \zeta_0 = \zeta, \zeta$$

- ekspresi dalam bentuk matriks

$$\{\mathbf{u}_i\} = [\mathbf{f}_i].\{\mathbf{q}_i\} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, 8$$

- hubungan antara regangan dan perpindahan

- matriks kekakuan (*stiffness matrix*) dalam *koordinat Cartesian*

- matriks massa dalam *koordinat Cartesian*

- matriks massa dalam *koordinat natural*

$$M = \rho \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \mathbf{f}^T(\xi, \eta, \zeta) \cdot \mathbf{f}^T(\xi, \eta, \zeta) |J(\xi, \eta, \zeta)| d\xi d\eta d\zeta \dots \quad (2.43)$$

$$p_b(t) = \int_V \mathbf{f}^T(x,y,z) \cdot \mathbf{b}(x,y,z,t) dx dy dz \dots \quad (2.44)$$

- gaya-gaya nodal ekuivalen dalam *koordinat natural*

$$p_b(t) = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \mathbf{f}^T(\xi, \eta, \zeta) \cdot \mathbf{b}(\xi, \eta, \zeta, t) |J(\xi, \eta, \zeta)| d\xi d\eta d\zeta \dots \dots \dots \quad (2.45)$$

II.2.7 API RP2A

1. Prinsip Metode Interaksi untuk Sambungan Tubular

Prinsip Metode Interaksi untuk Sambungan Tubular:

1. Menentukan kekuatan (Beban saat gagal) Untuk tiap-tiap kondisi beban sederhananya (semua punching shear/semua momen) bisa dilakukan melalui pengujian atau perhitungan
 2. Pembebanan yang sebenarnya (kombinasi antara punching shear dan momen) dinamakan Rasio Beban, dengan :

Ultimate yaitu suatu beban yang menyebabkan chord collapse

3. Dua buah rasio beban, rasio beban untuk momen dan rasio beban untuk punching shear diplot dalam diagram interaksi

$$R = \frac{M}{M_{\text{sum}}} = 1 \text{ merupakan kondisi dari keseluruhan momen.} \dots \quad (2.48)$$

$R = \frac{P^1}{P_{c,s}} = 1$ merupakan kondisi dari keseluruhan punching shear.....(2.49)

Ekspresi Interaksi :

Untuk sambungan turbular in-plane sama dengan kombinasi beban aksial dan bending yang dapat dilihat pada kurva parabolik.

P_{ult} = Beban garis, W [kips/inc] yang menyebabkan chord flattening x panjang chord

Dimana L adalah Panjang Joint Can dan

M_{ult} = Momen ultimat dari panjang chord terhadap titik tengah panjangnya

Dari diagram interaksi maka dapat dihitung safety factor untuk collapse secara grafis :

Titik A ditentukan dengan plotting nilai rasio $\frac{M}{M_{ult}}$ dan $\frac{P^1}{P_{ult}}$ untuk sambungan yang dianalisis.

2. Stress yang diijinkan untuk member silinder

1. Axial Tension

Rentang stress yang diijinkan , F_1 , untuk member silinder berlaku untuk rental beban axial ditentukan dari :

Stress compressive axial yang diijinkan, F_a , dapat diperoleh dari formula AISC untuk member dengan persamaan rasio D/t sampai dengan atau kurang dari 60 :

$$F_C = \frac{\left[1 - \frac{(Kl/r)_2}{2C_r^2}\right]}{5/3 + \frac{3(Kl/r)}{8C_r} - \frac{(Kl/r)}{8C_r^3}} \quad \dots \dots \dots \quad (2.55)$$

Dimana :

$$C_r = \left[\frac{12\pi^2 E}{F_y} \right]^{1/2} \quad \dots \dots \dots \quad (2.57)$$

E = Elastic Modulus Young , ksi (MPa)

K = Faktor panjang efektif,

L = Panjang unbraced, (m)

r = radius girasi, in. (m)

Untuk member dengan rasio D/t yang lebih besar dari 60, dengan mengganti critical local buckling stress untuk F_y untuk menentukan C_r dan F_n .

Persamaan 1.5-3 pada spesifikasi AISC tidak dapat digunakan untuk mendisain member bracing primer pada struktur offshore. Persamaan ini hanya dapat dipakai untuk member kedua seperti pada boat landing , stairways, dll (API RP2A – WSD).

3. Local Buckling

Member silinder unstiffened terbuat dari baja struktur pada section 8.1 harus diperiksa untuk local buckling yang mengacu pada kompresi axial pada saat rasio D/t lebih besar dari 60 dan kurang dari 300, dengan ketebalan dinding $t \geq 0,25$ in. (6 mm), kedua hal yaitu elastisitas (F_{sc}) dan inelastisitas local buckling stress (F_{sc}) pada kompresi axial dapat ditentukan dengan persamaan 3.2.2-3 dan persamaan 3.2.2-4. Column buckling secara keseluruhan ditentukan dengan mensubstitusikan critical local buckling stress untuk F_y pada persamaan 3.2.2-4 dan pada persamaan untuk C_{cl} .

1. Elastic Local Buckling Stress

Local buckling stress elastis, F_{sc1} , dapat ditentukan dari :

$$F_{sc} = 2CE l/D \quad \dots \quad (2.58)$$

Dimana :

C = koefisien critical elastic buckling

D = diameter luar, in (m)

l = ketebalan dinding, in. (m)



Nilai teoritis dari C adalah 0,6. Bagaimanapun juga, nilai pengurangan dari $C = 0,3$ sangat dianjurkan untuk pemakaian persaman 3.2.2-3 untuk menghitung efek dari inisial geometric imperfeksi dengan API Spec SB sebagai toleransi limit.

2. Inelastic Local Buckling Stress

Inelastisitas local buckling stress, F_{sc} , dapat diperoleh dari :

3. Bending

Bending stress yang diperbolehkan, F_b , dapat diperoleh dari :

$$F_b = [0,84 - 1,74 \frac{F \cdot D}{E_t}] F, \text{ untuk } \frac{1500}{E} < \frac{D}{l} \leq \frac{1000}{F} \quad \dots \dots \dots \quad (2.61)$$

$$\left(\frac{10.340}{F_c} \leq \frac{D}{l} \leq \frac{20.650}{F_c}, SI Units \right) \dots \dots \dots \quad (2.62)$$

$$F_b = \left[0,72 - 0,58 \frac{F_b \cdot D}{E t} \right] F_y \quad \text{untuk } \frac{3000}{F_y} \leq \frac{D}{l} \leq 300 \quad \dots \dots \dots \quad (2.63)$$

$$\left(\frac{20,650}{F_v} \leq \frac{D}{l} \leq 300, SI Units \right) \dots \dots \dots \quad (2.64)$$

Untuk rasio D/t yang lebih besar dari 300, sebaiknya mengacu pada API Bulletin 2U (API RP2A – WSD).

4. Hoop Buckling Stress

Hoop buckling stress elastis, F_{he} , dan hoop buckling stress kritis, F_{hc} , ditentukan dari formula yang akan dijelaskan berikut.

1. Elastic Hoop Buckling Stress

Determinasi daei hoop buckling stress elastis adalah berdasarkan pada hubungan tegangan-regangan linear dibawah ini :

$$F_{he} = 2 C_h \cdot E \cdot t/D \quad \dots \dots \dots \quad (2.65)$$

Dimana :

Koefisien hoop buckling kritis C_h meliputi efek dari inisial geometric imperfections dengan memakai API Spec 2B sebagai batas limit toleransi.

BAB II
DASAR TEORI

$$\begin{aligned} C_h &= 0,44 \frac{t}{D} & @ M \geq 1,6 \frac{D}{t} \\ C_h &= 0,44 \left(\frac{t}{D} \right) + \frac{0,21(D/t)^3}{M^4} & @ 0,825 \frac{D}{t} \leq M < 1,6 \frac{D}{t} \\ C_h &= 0,736 (M - 0,636) & @ 3,5 \leq M < 0,825 \frac{D}{t} \\ C_h &= 0,755 (M - 0,559) & @ 1,5 \leq M < 3,5 \\ C_h &= 0,8 & @ M < 1,5 \end{aligned} \quad (2.66)$$

Parameter geometric, M, didefinisikan sebagai :

$$M = \frac{L}{D} \left(2D/t \right)^{1/2} \quad (2.67)$$

Dimana :

L = Panjang silinder antara stiffening rings, diaphragms, atau end connections, in. (m).

Catatan : Untuk $M \geq 1,6 \frac{D}{t}$, buckling stress elastis adalah sama dengan panjang silinder unstiffened.. Sebaliknya, untuk stiffening rings, jika diinginkan, sebaiknya dipakai $M < 1,6 \frac{D}{t}$ agar sesuai.

2. Critical Hoop Buckling Stress

Yield strength material relatif hoop buckling stress elastis baik itu elastis maupun inelastic hoop buckling dan hoop buckling stress kritis, F_{hc} , in ksi (MPa) didefinisikan oleh formula yang tepat.

➤ Elastis Buckling :

$$F_{hc} = F_{he} \quad @ F_{he} \leq 0,55 F_y \quad (2.68)$$

➤ Inelastis Buckling :

$$F_{hc} = 0,45 F_y + 0,18 F_{he} \quad @ 0,55 F_y < F_{he} \leq 1,6 F_y$$

$$F_{hc} = \frac{1,31 F_y}{1,15 + (F_y / F_{he})} \quad @ 1,6 F_y < F_{he} < 6,2 F_y$$

$$F_{hc} = F_y \quad @ F_{he} > 6,2 F_y \quad (2.69)$$

5. Desain Ring

Ukuran dari circumferential stiffening ring dapat diseleksi pada persamaan berikut ini :

$$I_c = \frac{LD^2}{8E} F_{hc} \quad \dots \dots \dots \quad (2.70)$$

Dimana :

I_c = Momen inersia untuk ring composite section yang diinginkan, in.⁴(m)⁴

L = Ring spacing, in. (m)

D = Diameter, in. (m) lihat note 2 untuk external rings

Catatan 1 : Lebar efektif dari kulit adalah sama untuk $1,1(D/t)^{1/2}$ dapat diasumsikan sebagai flange (pinggiran roda) untuk composite ring section.

Catatan 2 : Untuk external rings, D pada persamaan 2.37 sebaiknya diambil untuk centroid pada composite ring.

Catatan 3 : Dimana out-of-roundness pada kelebihan API Spec 2B diperbolehkan, stiffener yang lebih besar dapat dipakai. Bending yang out-of-roundness harus dilakukan pemerikasaan khusus.

Catatan 4 : Rasio lebar dan ketebalan dari stiffening rings diseleksi dengan menyesuaikan pada AISC yang diinginkan untuk menghindari local buckling pada rings.

Catatan 5 : Untuk batang stiffeners yang datar, dimensi minimumnya harus $\frac{3}{g} \times 3$ in. (10 x 76 mm) untuk internal rings dan $\frac{1}{2} \times 4$ in. (13 x 102 mm) untuk external rings.

Catatan 6 : Persamaan 2.37 diasumsikan bahwa ring silinder dan stiffening ring mempunyai kekuatan yang sama.

II.2.8 ANSYS

1. Program ANSYS

Program ANSYS mempunyai 2 tingkatan dasar yaitu :

- Tingkat awal

Tingkatan ketika kita pertama kali memasuki ANSYS

- Tingkat *processor*

Setelah memasuki tingkat awal maka kita dapat memilih salah satu dari *processor* ANSYS. *Processor* merupakan kumpulan fungsi dan *routine* untuk mendukung

tujuan khusus. Kita dapat menghilangkan *database* atau mengganti *file* yang dihasilkan dari tingkat awal.

ANSYS mempunyai 3 *processor* yang paling sering digunakan yaitu :

- *Preprocessor* (PREP7)

Preprocessor (PREP7) mempunyai perintah-perintah yang digunakan untuk membuat model :

- ✓ Mendefinisikan tipe dan pilihan elemen
- ✓ Mendefinisikan konstanta nyata elemen
- ✓ Mendefinisikan properti bahan
- ✓ Membuat geometri model
- ✓ Mendefinisikan control *meshing*
- ✓ Melakukan *meshing* terhadap objek yang dibuat

- *Processor* (SOLUTION)

Processor (SOLUTION) memiliki perintah-perintah yang memperbolehkan kita mengatur kondisi batas dan beban. Misalnya untuk masalah struktur, kita dapat mendefinisikan kondisi batas displacement dan gaya atau untuk masalah transfer panas, kita dapat mendefinisikan suhu batas atau permukaan konveksi. Setelah semua informasi yang dibutuhkan mencukupi maka *processor solution* akan menyelesaikan perhitungan simpul.

- *Postprocessor* umum (POST1)

Postprocessor umum memiliki perintah-perintah yang memperbolehkan kita mencantumkan dan menampilkan hasil dari suatu analisa :

- ✓ Membaca data hasil dari file hasil
- ✓ Membaca data hasil elemen
- ✓ Plot hasil
- ✓ Mencantumkan hasil

ANSYS memiliki *processor* lain yang mengijinkan kita untuk menampilkan tugas tambahan. Misalnya *time history postprocessor* (POST26) berisi perintah-perintah yang mengijinkan kita mengulas hasil dari analisa transient pada titik tertentu dari model. *Design optimization processor* (OPT) mengijinkan pengguna untuk menampilkan suatu analisa optimasi perencanaan.

2. File dan Database ANSYS

ANSYS membaca dan menulis banyak file selama melakukan analisa tertentu. Informasi yang kita masukkan ketika memodelkan suatu masalah (misalnya tipe elemen, properti bahan, dimensi, geometri, dll) disimpan sebagai data masukan. Selama fase penghitungan, ANSYS menampilkan banyak hasil misalnya displacemen, suhu, tegangan, dll. Informasi ini disimpan sebagai data hasil. Data masukan dan data hasil disimpan dalam database ANSYS. Database dapat diakses dari manapun dalam program ANSYS. Database disimpan dalam memory sampai pengguna menyimpannya dalam file database Jobname.DB. Jobname merupakan nama yang dispesifikasikan oleh pengguna ketika memasuki program ANSYS. Database dapat disimpan dan diulas kapan saja. Ketika kita menggunakan perintah RESUME_DB, database dibaca melalui memory dari file database yang sudah disimpan paling akhir. Ketika kita tidak yakin terhadap langkah selanjutnya yang harus diambil dalam proses analisa atau jika kita ingin menguji sesuatu, kita harus menggunakan perintah SAVE_DB. Jika kita tidak puas dengan hasil yang didapat maka kita dapat menggunakan perintah RESUME_DB yang akan membawa kita kembali pada proses awal sebelum melakukan pengujian. Perintah SAVE_DB, RESUME_DB, dan QUIT terdapat pada toolbar ANSYS. Sebagai tambahan, opsi “Clear & Start New” terletak pada menu *utility*, dapat digunakan untuk menghilangkan database. Opsi ini berguna untuk memulai tugas baru.

Untuk keluar dari program, ANSYS memberikan 4 opsi yaitu :

- Menyimpan semua data model
- Menyimpan semua data model dan data hasil
- Menyimpan semua data model, data hasil, dan data *postprocessing*
- Tidak menyimpan apa pun

Seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, ANSYS menulis dan membaca banyak file selama melakukan analisa tertentu. File berbentuk Jobname.Ext , panggil kembali file yang sudah dispesifikasikan pada awal memulai analisa. File juga memberikan ekstensi yang unik untuk mengidentifikasi isinya. Biasanya file berisi hal-hal di bawah ini :

- *Log file* (Jobname.LOG) merupakan file yang dibuka saat pertama kali memasuki ANSYS. Setiap perintah yang diberikan pada ANSYS disalin pada *log file*. Jobname.LOG ditutup saat keluar dari ANSYS. Jobname.LOG juga dapat

digunakan untuk menutup kembali akibat adanya sistem yang bertabrakan atau kesalahan penggunaan yang serius dengan membaca file menggunakan perintah /INPUT.

- *Error file* (Jobname.ERR) merupakan file yang dibuka saat pertama kali memasuki ANSYS. Setiap peringatan dan pesan kesalahan yang diberikan oleh ANSYS diatur oleh file ini. Jika Jobname.ERR sudah ada saat memasuki sesi baru pada ANSYS, semua peringatan baru dan pesan kesalahan akan dicantumkan pada bagian bawah dari file.
- *Database file* (Jobname.DB) merupakan salah satu file yang paling penting yang dimiliki ANSYS karena berisi semua data masukan dan beberapa kemungkinan hasil. Model dari database secara otomatis akan disimpan jika keluar dari ANSYS.
- *Output file* (Jobname.OUT) merupakan file yang dibuka saat pertama kali memasuki ANSYS. Jobname.OUT tersedia jika kita sedang menggunakan *graphical user interface* (GUI), dengan kata lain monitor computer berlaku sebagai *output file*. Jobname.OUT menyimpan peringatan dan pesan kesalahan dan beberapa hasil. Jika kita mengganti Jobname ketika berada dalam suatu sesi ANSYS, nama file output tidak akan berubah menjadi Jobname yang baru.
- File ANSYS yang lain berisi file hasil analisa struktur (Jobname.RST), file hasil panas (Jobname.RTH), file hasil magnetic (Jobname.GRPH), file matrik elemen (Jobname.EMAT).

3. Membuat Model Elemen Hingga dengan ANSYS :Preprocessing

Preprocessor (PRE7) mengandung perintah-perintah yang dibutuhkan untuk membuat model elemen hingga :

- Mendefinisikan tipe dan pilihan elemen

ANSYS menyediakan lebih dari 150 elemen yang berbeda untuk menganalisa berbagai masalah. Pemilihan tipe elemen yang benar merupakan bagian yang sangat penting dalam suatu analisa. Pemahaman yang baik dalam teori elemen hingga akan sangat membantu dalam memilih elemen yang benar untuk analisa kita. Dalam ANSYS tiap tipe elemen diidentifikasi oleh sebuah kategori nama diikuti oleh sebuah angka. Sebagai contoh, elemen padat 2 dimensi memiliki kategori nama PLANE. Lebih jauh lagi, PLANE42 merupakan elemen quadrilateral 4 simpul digunakan untuk memodelkan permasalahan struktur padat. Elemen

tersebut didefinisikan oleh 4 simpul dengan 2 derajat kebebasan pada tiap simpul, translasi pada arah x dan y. PLANE82 merupakan elemen quadrilateral dengan 8 simpul (4 titik sudut dan 4 titik tengah) digunakan untuk memodelkan permasalahan struktur padat 2 dimensi, merupakan orde yang lebih tinggi dari versi 2 dimensi, tipe elemen quadrilateral 4 simpul, PLANE42. Karena itu, elemen PLANE82 menghasilkan akurasi yang lebih tinggi untuk memodelkan permasalahan dengan bentuk tepi lengkungan. Tiap simpul terdapat 2 derajat kebebasan, translasi pada arah x dan y. Banyak elemen yang digunakan dalam ANSYS memiliki pilihan yang memperbolehkan kita memasukkan informasi tambahan dalam analisa kita. Pilihan ini dalam ANSYS dikenal sebagai *keyoptions* (KEOPTs). Sebagai contoh, for PLANE82 dengan KEOPT (3) kita dapat memilih *plane stress*, asimetrik, *plane strain*, atau *plane stress* dengan pilihan analisa ketebalan.

- Mendefinisikan konstanta nyata elemen (jika dibutuhkan untuk tipe elemen yang dipilih)

Konstanta nyata elemen merupakan angka yang khusus untuk elemen tertentu. Misalnya elemen balok membutuhkan luas penampang melintang, area momen kedua, dan lainnya. Setiap elemen mempunyai konstanta yang berbeda-beda namun tidak setiap elemen membutuhkan konstanta nyata.

- Mendefinisikan properti bahan

Pada poin ini, kita mendefinisikan properti fisik material, sebagai contoh untuk permasalahan struktur padat, kita perlu mendefinisikan modulus elastisitas, rasio Poisson, atau densitas bahan, sedangkan untuk permasalahan panas, kita perlu mendefinisikan konduktivitas panas, panas khusus, atau densitas bahan.

- Membuat geometri model

ANSYS memberikan 2 pendekatan untuk menyusun geometri model elemen hingga yaitu :

- ✓ Bentuk langsung atau manual

Merupakan cara yang mudah karena hanya menentukan lokasi simpul maka sebuah elemen akan langsung terbentuk. Pendekatan ini digunakan untuk permasalahan yang sederhana yang dapat dimodelkan dengan balok dan pipa atau jika mempunyai bentuk sederhana misalnya segitiga.

✓ Pemodelan padat

Kita akan menggunakan bentuk geometrik misalnya segitiga, lingkaran, poligon, kotak, tabung, dan bola sederhana untuk menyusun model. Operasi boolean kemudian digunakan untuk mengkombinasikan bentuk-bentuk tersebut. Kemudian kita menentukan ukuran dan bentuk elemen yang diinginkan dan ANSYS akan secara otomatis menyatukan simpul dan elemen-elemen tersebut.

• Membuat kontrol *meshing*

Langkah selanjutnya dalam membuat model elemen hingga adalah pembagian geometri menjadi simpul dan elemen. Proses ini disebut *meshing*. ANSYS dapat secara otomatis menyatukan simpul dan elemen yang sudah kita tentukan atribut dan ukurannya, dimana :

- ✓ Atribut elemen mengandung jenis, konstanta nyata, dan property bahan.
- ✓ Ukuran elemen mengatur tingkat kerapatan *mesh*. Semakin kecil ukuran elemen maka akan semakin baik *mesh* yang terbentuk. Cara termudah untuk menentukan ukuran elemen adalah dengan menentukan ukuran elemen global. Cara lain untuk mengatur ukuran *mesh* adalah dengan menentukan banyaknya bagian elemen sepanjang garis batas.

• Melakukan *mesh* untuk objek yang dibuat

Kita harus membiasakan menyimpan database sebelum melakukan *meshing*. Langkah ini dapat membantu kita jika kita tidak menyukai hasil *meshing* maka kita tinggal mengulang database dan mengganti ukuran elemen lalu melakukan *meshing* ulang terhadap model.

4. Metode-h dan Metode-p

Untuk permasalahan struktur padat, demi mendapatkan displacemen, tegangan, atau regangan, ANSYS menawarkan 2 metode penyelesaian yaitu metode-h dan metode-p. Metode-h menggunakan elemen yang berdasar fungsi bentuk dimana bertipe kuadratik. Kita harus menyadari bahwa elemen dengan fungsi bentuk kuadratik lebih baik dibanding elemen linear tetapi tidak sebaik elemen dengan orde lebih tinggi misalnya kubus. Ukuran elemen juga akan mempengaruhi keakuratan hasil. Jika metode-h menggunakan elemen kuadratik untuk mendefinisikan elemen maka metode-p menggunakan fungsi bentuk

polinomial dengan orde lebih tinggi. Karena metode-h menggunakan elemen kuadratik maka untuk memperoleh hasil yang lebih akurat dapat dilakukan perbaikan *mesh*.

Seperti yang sudah disebutkan di atas, metode-p yang hanya dapat digunakan untuk permasalahan statik struktur linear, menggunakan fungsi bentuk polinomial yang mempunyai orde lebih tinggi dibanding kuadratik. Pengguna dapat memilih tingkat keakuratan dan metode-p akan memanipulasi orde polinomial atau derajat kesulitan berhubungan dengan batasan yang diberikan pada permasalahan dan perilakunya akibat beban. Salah satu keuntungan menggunakan metode-p adalah tidak perlu memanipulasi secara manual ukuran elemen untuk memperoleh hasil yang akurat. ANSYS menawarkan prosedur estimasi kesalahan yang menghitung tingkat kesalahan penyelesaian berhubungan dengan *meshing* yang dilakukan. Metode-p menghasilkan estimasi kesalahan yang lebih kecil dibanding metode-h dan dapat dihitung secara lokal dan global.

5. Kondisi Batas, Beban, dan Penyelesaian

Langkah selanjutnya dari analisa elemen hingga yaitu menentukan kondisi batas dan beban. ANSYS memiliki 2 cara untuk memberikan kondisi batas dan beban yaitu memberikan pada model padat atau memberikan secara langsung pada simpul atau elemen. Pendekatan pertama lebih disukai karena jika kita mengganti *meshing* maka tidak perlu mengganti kondisi batas dan beban.

6. Hasil dari Model Elemen Hingga : Postprocessing

ANSYS memiliki 2 postprocessor untuk menganalisa hasil yaitu :

- POST1

Postprocessor umum (POST1) mengandung perintah-perintah yang memudahkan kita dalam menampilkan hasil analisa :.

- ✓ Tampilan bentuk terdeformasi dan tampilan kontur
- ✓ Daftar data hasil analisa
- ✓ Perhitungan data hasil dan jalur operasi
- ✓ Perkiraan kesalahan

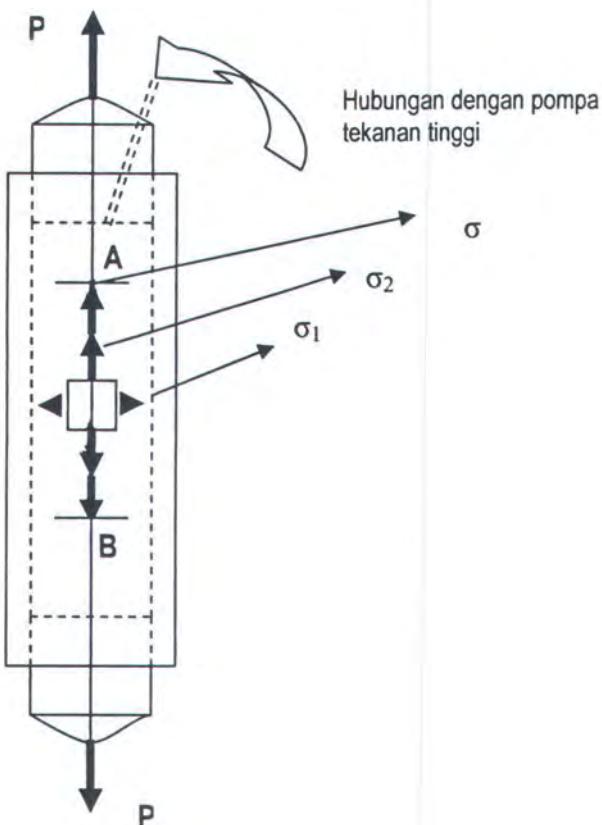
- POST26

Postprocessor sejarah waktu (POST26) mengandung perintah-perintah untuk menampilkan hasil dalam analisa transien.

III.2.9 Teori Kegagalan

1. Umum

(Popov, 1984), kebanyakan keterangan mengenai ketangguhan dan kerusakan bahan terhadap perlakuan gaya-gaya aksial ganda datang dari percobaan-percobaan pada silinder berdinding tipis. Ujung-ujung silinder berdinding tipis dari bahan yang sedang diselidiki ini ditutup dengan penutup yang kuat. Ini membentuk bejana tekan silindris yang berongga dalam.



Gambar 2.15 Susunan percobaan untuk memperoleh perbandingan terkendali antara tegangan-tegangan utama (*Sumber Popov, 1983*)

Dengan menekan ruang yang ada sampai mencapai titik luluh atau titik pecah, maka elemen dinding mendapatkan tegangan sumbu ganda dengan suatu perbandingan tetap $\sigma_1/\sigma_2 = 2$. Dengan menggunakan gaya tarik tambahan P pada penutup, maka tegangan σ_2 akan naik menjadi harga yang dapat ditentukan lebih dahulu $\sigma_2 + \sigma''$. Dengan menggunakan gaya tekan, tegangan σ_2 dapat pula dikurangi atau dihilangkan. Tegangan tekan yang sebenarnya dalam arah yang membujur tidak kita kehendaki, karena tabung

tersebut dapat pecah. Dengan menjaga agar perbandingan antara tegangan-tegangan utama menjadi tetap sebelum mencapai titik kegagalan, maka kita akan memperoleh data yang kita inginkan pada suatu bahan. Suatu penafsiran data-data ini, bersama semua bukti percobaan lain yang berhubungan, termasuk pengujian-pengujian tarik sederhana, membolehkan kita merumuskan teori-teori kegagalan untuk berbagai bahan yang mendapat tegangan gabungan.

2. Teori Tegangan Geser Maksimum

Teori tegangan geser maksimum, atau secara sederhana teori geser maksimum merupakan hasil pengamatan yang dalam bahan yang liat, gelincir terjadi selama peluluhan sepanjang bidang yang berorientasi secara kritis. Ini memberi kesan bahwa tegangan geser maksimum memainkan peranan kunci dan dianggap bahwa peluluhan (yielding) bahan tersebut tergantung hanya kepada tegangan geser maksimum yang dicapai dalam sebuah elemen. Karena itu, sewaktu-waktu harga kritis tertentu τ_{ex} dicapai, maka peluluhan dalam suatu elemen mulai terjadi. Untuk bahan tertentu harga ini dibuat sama dengan tegangan geser luluh dalam pengaruh tarik atau tekan yang sederhana. Jadi menurut persamaan

$$\tau_{maks/min} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \dots \dots \dots \quad (2.71)$$

Bila $\sigma_x = \pm \sigma_1 \neq 0$, dan $\sigma_y = \tau_{xy} = 0$, maka :

$$\tau_{max} \equiv \tau_{cr} = \left| \pm \frac{\sigma_1}{2} \right| = \frac{\sigma_{yp}}{2} \quad \dots \dots \dots \quad (2.72)$$

yang menarik berarti bahwa bila σ_{yp} yaitu tegangan titik luluh kita peroleh, umpamanya, dalam pengujian tarik sederhana, maka tegangan geser maksimum yang bersangkutan besarnya adalah setengah. Kesimpulan ini dapat pula kita ambil dengan mudah dari lingkaran tegangan Mohr.

3. Teori Distorsi Energi Maksimum

Kriteria lain mengenai peluluhan bahan-bahan liat yang isotropic yang diterima secara luas ialah yang berdasarkan konsep energi. Dalam pendekatan ini energi elastis total dibagi ke dalam dua bagian : satu yang berhubungan dengan perubahan volumetric bahan sedang

yang lain menyebabkan distorsi (gangguan) geser. Dengan menyamakan energi distorsi geser pada titik luluh dalam pengaruh tegangan tarik sederhana dengan yang di bawah pengaruh tegangan gabungan, kita dapat membuat criteria luluh untuk tegangan gabungan. Kita dapat melihat bahwa syarat luluh untuk bahan plastis secara ideal di bawah status tegangan triaksial dapat kita peroleh dalam bentuk-bentuk tegangan utama sebagai

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_{vp}^2 \dots \quad (2.73)$$

Untuk tegangan bidang $\sigma_3 = 0$, maka Persamaan (3) dalam bentuk tanpa dimensi menjadi

$$\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{vp}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{vp}} \frac{\sigma_2}{\sigma_{vp}}\right) + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{vp}}\right)^2 = 1 \quad \dots \quad (2.74)$$

Adalah penting untuk diperhatikan bahwa teori ini tidak memperkirakan perubahan tanggapan bahan tersebut bila ditambahkan tegangan-tegangan tarik atau tekan hidrostatik.

Syarat luluh yang diungkapkan oleh Persamaan 2.73 dapat dilihat sebagai invariant tegangan yang lain. Ini juga merupakan suatu fungsi yang kontinu. Gambaran ini membuat penggunaan dari hukum puluhan plastis ini untuk tegangan gabungan sangat menarik dari sudut pandang teoritis. Hukum yang luas penggunaannya ini acapkali disebut sebagai syarat lulu *Huber-Hencky-Mises* atau singkatnya *syarat luluh von Mises*.

4. Teori Tegangan Normal Maksimum

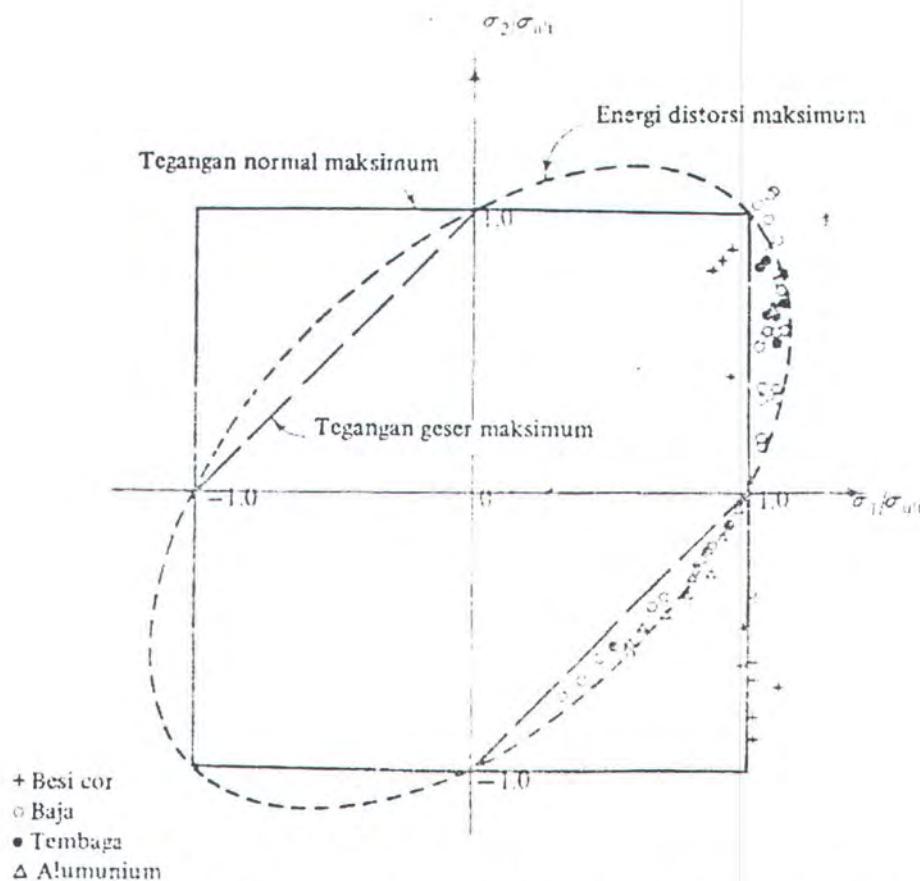
Teori tegangan normal maksimum atau singkatnya tegangan maksimum menegaskan bahwa terjadinya kegagalan atau keretakan suatu bahan apabila tegangan normal maksimum pada suatu titik dapat mencapai suatu harga kritis tanpa meninjau tegangan yang lain.

5. Perbandingan Teori; Teori – teori Lain

Perandingan beberapa hasil percobaan klasik dengan teori kelulohan dan kepatahan yang dikemukakan di atas dapat dilihat dalam Gambar 2.15. Terutama perhatikanlah bentuk kesesuaian yang baik antara teori energi distorsi maksimum dan hasil-hasil

eksperimental untuk bahan-bahan liat. Tetapi teori tegangan normal maksimum muncul paling baik untuk bahan-bahan rapuh dan dapat membahayakan bagi bahan-bahan liat.

Semua teori untuk tegangan uniaksial (sumbu tunggal) cocok dengan di atas, karena pengujian tarik sederhana merupakan standar pebandingan.



Gambar 2.16 Perbandingan kriteria luluh dan patah dengan data pengujian
(Sumber : Popov, 1983)

BAB III

METODOLOGI

BAB III

METODOLOGI

III.1 Perencanaan Model Awal

Dalam Tugas Akhir ini akan dilakukan analisa pengaruh penguat *external rings* pada tubular joint tipe K terhadap nilai SCF dengan menggunakan metode elemen hingga. Adapun ukuran dan parameter-parameter tubular yang akan dimodelkan adalah sebagai berikut. Parameter-parameter pada Tabel 3.1 diperoleh dari UEG sementara untuk panjang brace mengacu pada ketetapan (Nwosu, 1991) yaitu sambungan tubular berpenegar mengikuti sekurang-kurangnya $2.2d$, dimana d adalah diameter brace. Jadi panjang minimal dari brace adalah 0.671 meter. Sementara untuk model diambil pajang brace 2 meter.

Tabel 3.1 Parameter-parameter model dasar tubular K-joint

D (mm)	d (mm)	T (mm)	t (mm)	θ (...°)	g (mm)	β	γ	τ	ζ
508	305	16.0	13.5	45/45	77	0.60	15.9	0.84	0.15

III.2 Penentuan Beban

Dalam menentukan beban yang akan diberikan pada model mengacu pada jurnal ir. J. H. Reusink & prof. dr. ir. J. Wardenier yang berjudul Simplified Design Charts For Axially Loaded Joints Of Circular Hollow Sections.

III.3 Pemodelan

Pemodelan dan perhitungan dilakukan dengan menggunakan ANSYS 6.0 yang secara garis besar tahapan pemodelan dapat dijelaskan sebagai berikut:

III.3.1 Preprocessor (modeling)

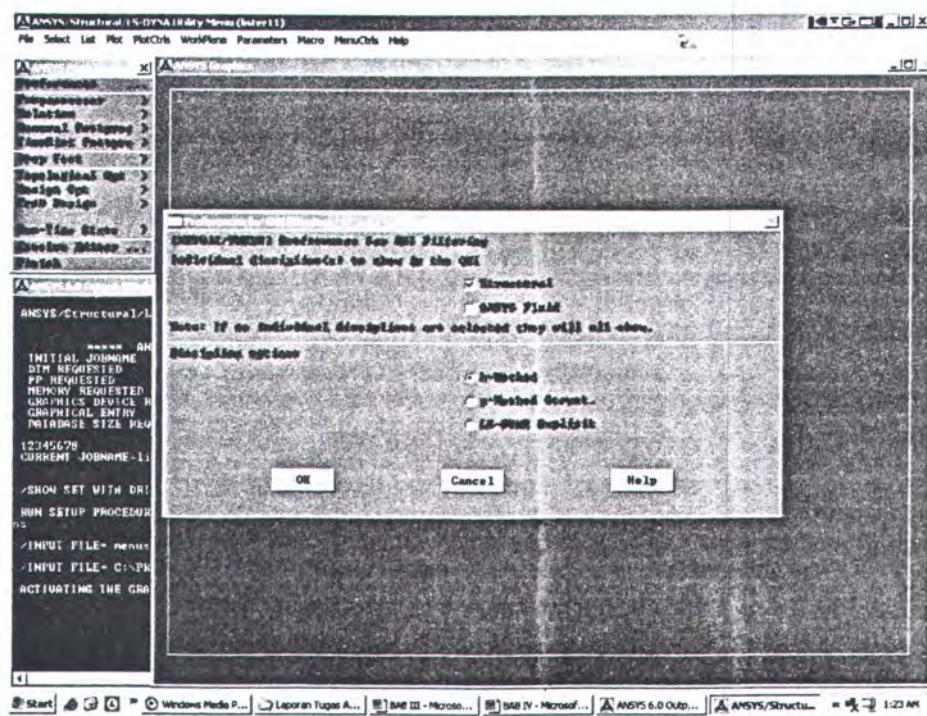
Pada tahap ini yang dilakukan adalah :

1. Preferences

Tahapan ini adalah penentuan GUI dan juga discipline option, yang dipilih adalah structural untuk GUI, dan h-methode untuk disiplin yang digunakan.

BAB III

Metodologi



Gambar 3.1 Tampilan penentuan GUI dan Discipline option (*Sumber: Ansys 6.0*)

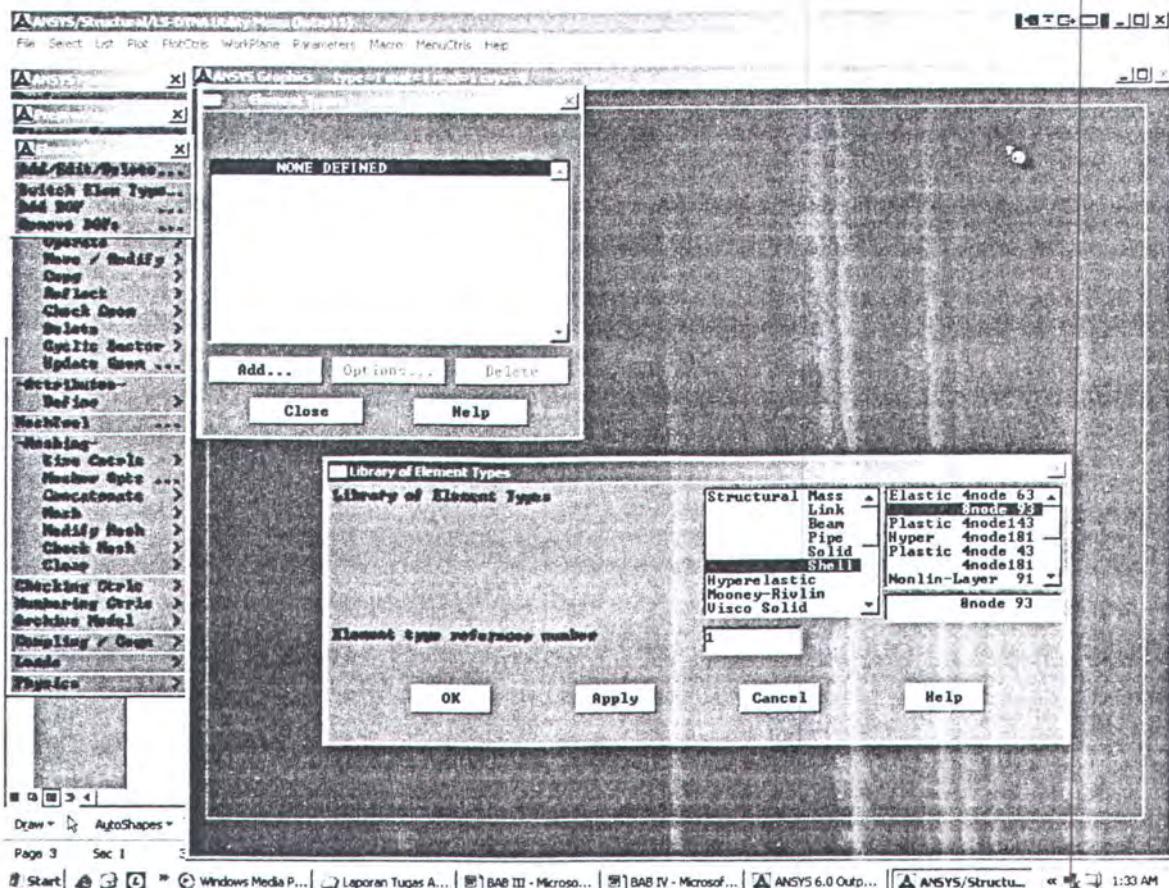
2. Preprocessor

Dalam *preprocessor* untuk pemodelan yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1) Element Type

Elemen type adalah menentukan elemen-elemen yang dipilih dalam pemodelan. Adapun elemen yang dipilih adalah Shell Elastic 8 node 93 untuk brace dan chord. Sementara untuk penguat digunakan elemen Solid Brick 8 node 45

BAB III Metodologi



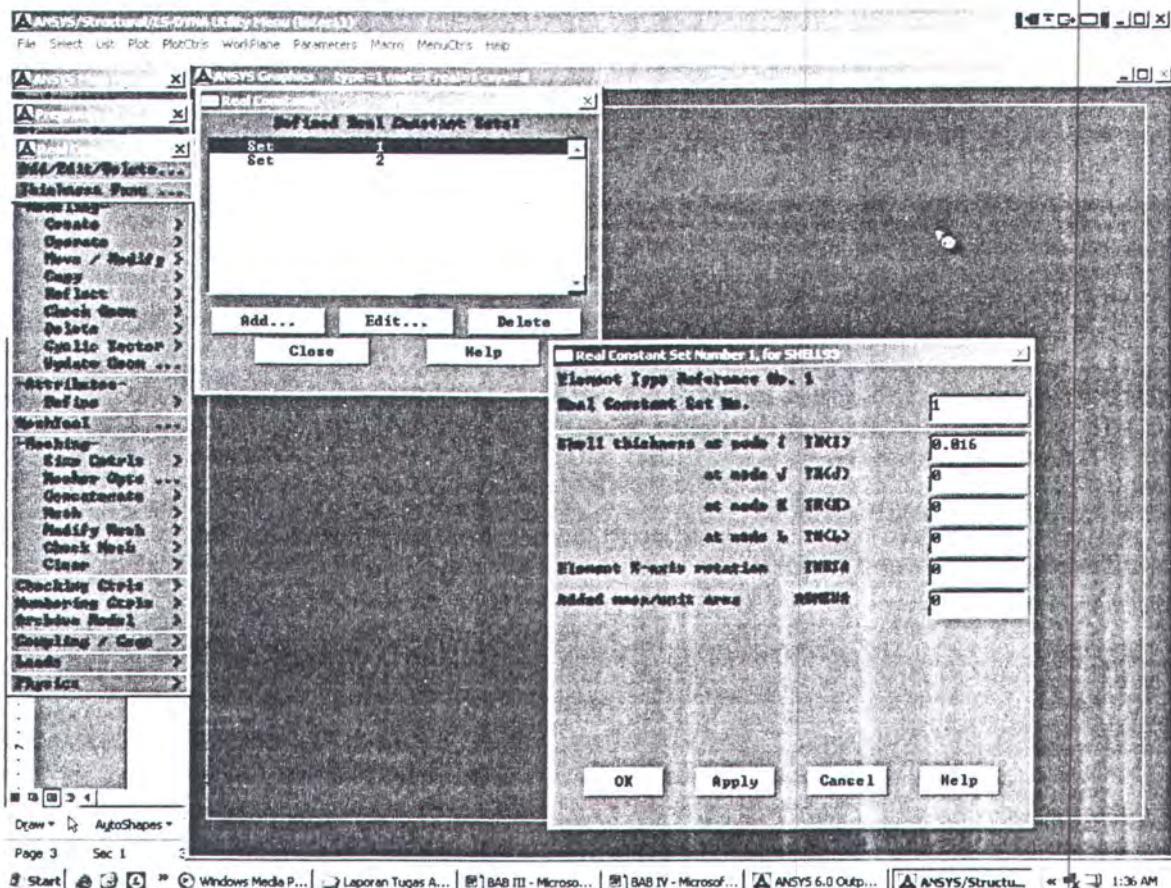
Gambar 3.2 Tampilan pilihan elemen yang akan digunakan dalam pemodelan

(Sumber: Ansys 6.0)

2) Real Constants

Real constants adalah menentukan tebal elemen yang dipilih dalam hal ini adalah sesuai dengan ketebalan tubular.

BAB III Metodologi



Gambar 3.3 Tampilan penentuan real constants untuk pemodelan

(Sumber: Ansys 6.0)

3) Material Property

Material property adalah inputan data yang material yang akan digunakan. Dalam Tugas Akhir ini material yang digunakan adalah sebagai berikut.

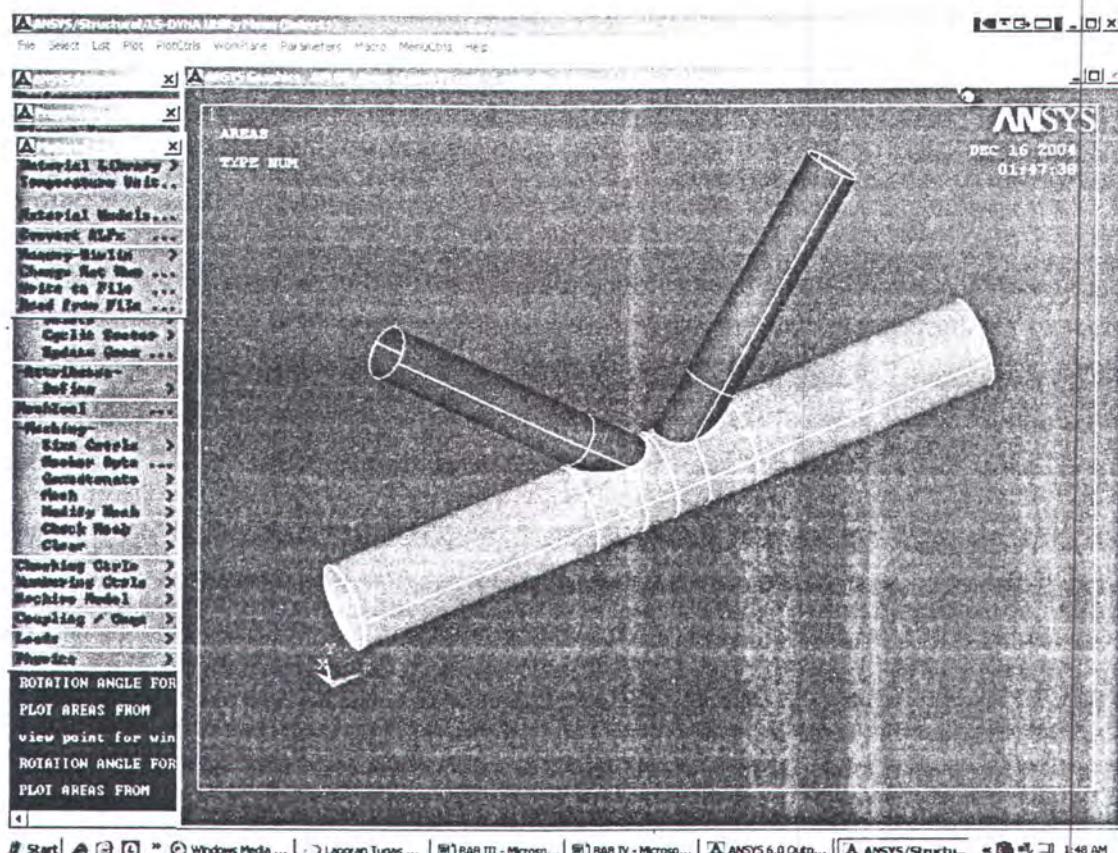
Tabel 3.2 Material property yang digunakan

Material	Modulus Young (Pa)	Density (Kg)	Poisson Ratio
Chord	2.1 E 11	7830	0.3
Brace	2.1 E 11	7830	0.3
Penegar	2.1 E 11	7830	0.3

Material yang digunakan adalah material baja structural linier elastic isotropic.

4) Modeling

Modeling adalah tahapan pembuatan ukuran dan konfigurasi model. Adapun ukuran dan konfigurasinya sesuai dengan ukuran yang ditentukan sebelumnya. Gambar salah satu model dapat dilihat pada Gambar 3.4



Gambar 3.4 Tampilan salah satu model yang akan dianalisa

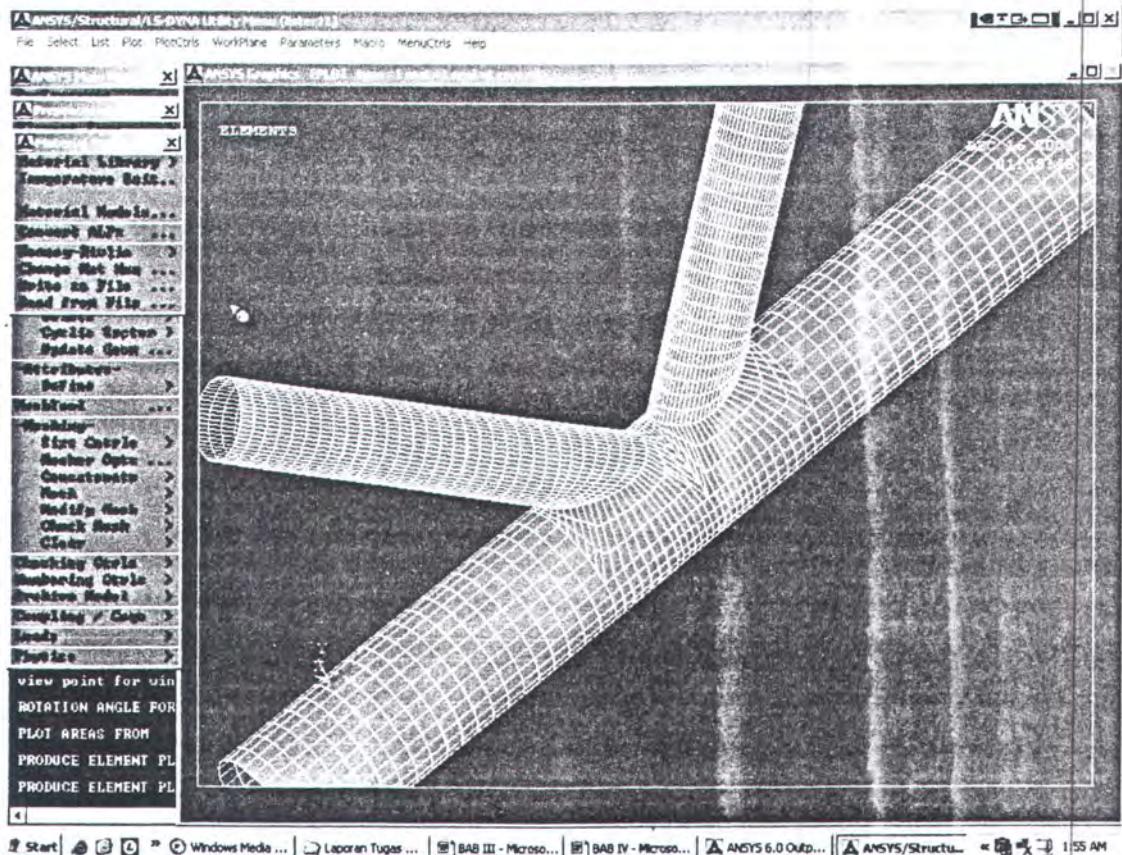
(Sumber: Ansys 6.0)

Perbedaan warna pada gambar 3.4 menunjukkan perbedaan material yang digunakan.

5) Meshing

Meshing adalah tahapan yang paling mentukan dalam pemodelan ini. Dalam ANSYS 6.0 kita dapat memilih proses meshing baik secara manual ataupun mehing yang dipilih dan dilakukan oleh program. Namun untuk menghindari kesalahan dan kebigungan dalam pengamatan maka dipilih meshing secara manual yaitu meshing quadrateral area mapped. Atinya adalah elemen yang digunakan berbentuk segiempat dengan ukuran yang ditentukan oleh perancang. Berikut tampilan hasil meshing yang dilakukan untuk salah satu model.

BAB III Metodologi



Gambar 3.5 Tampilan meshing yang dilakukan (*Sumber: Ansys 6.0*)

Setelah itu yang hal yang harus dilakukan adalah mengecek apakah ukuran setiap elemen sudah tepat. Hal ini diperlukan untuk kesalahan dalam perolehan hasil yang diinginkan dan juga menghindari error pada saat running.

6) Cheking Controls

Chekking control adalah untuk melihat apakah model yang dibuat sudah baik dan juga melihat apakah model, bentuk elemen sudah tepat.

7) Numbering Controls

Numbering control adalah menyusun ulang nomor urut elemen yang digunakan dari kesalahan penghapusan terhadap elemen yang telah dilakukan. Hal ini juga dilakukan untuk mengetahui secara pasti jumlah elemen dan node yang digunakan.

III.3.2 Solution

1. Analisa Type

Analisa Type adalah pemilihan tipe analisa yang digunakan, dalam hal ini digunakan analisa statis

2. Solution Control

Solution control adalah tahapan pemilihan proses-proses yang akan dilakukan ANSYS 6.0 dalam hal analisa option, time control, write item result file, Equation control, restart control, nonlinear option, Equilibrium iterations, cutback control dan termination criteria.

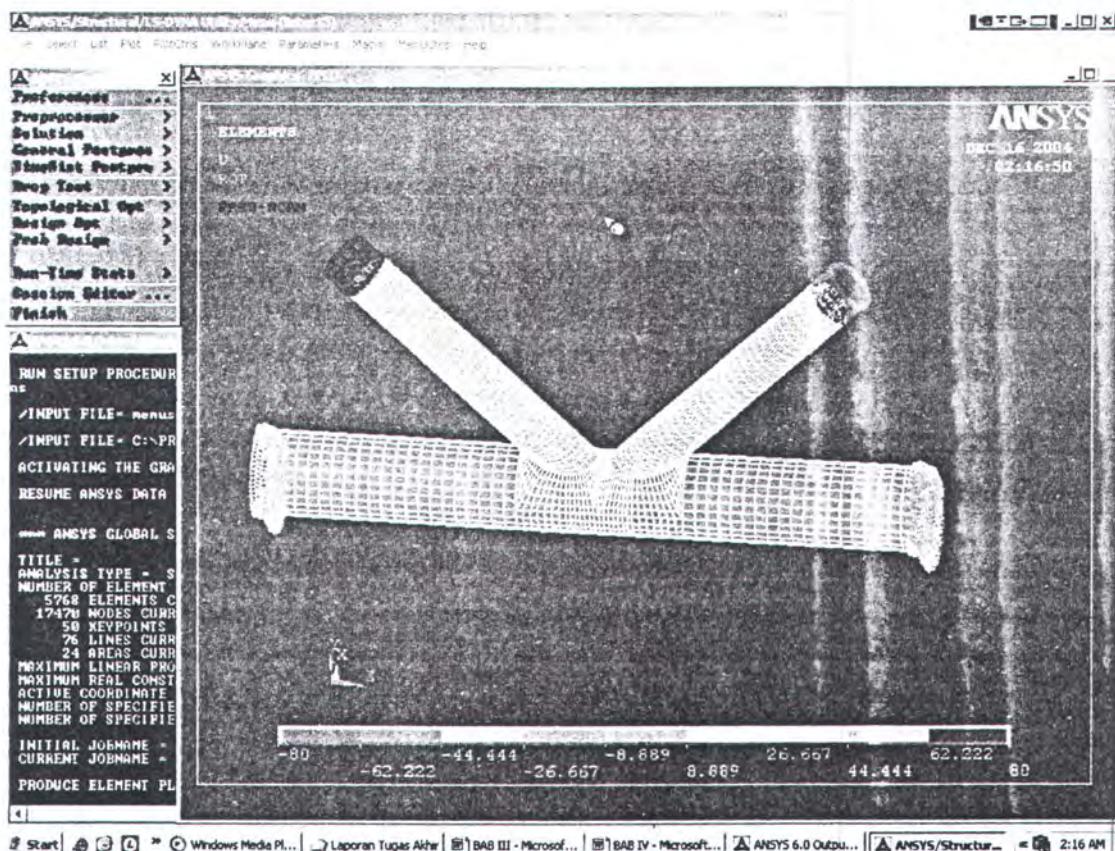
3. Displacement

Displacement adalah penentuan bagian yang akan ditumpu pada tubular joint. Adapun bagian yang ditumpu adalah kedua ujung chord kesegalah arah dan besarnya adalah nol.

4. Load

Pembebanan pada model, dalam hal ini beban yang digunakan adalah tekanan pada kedua ujung brace dengan arah yang berlawanan. Adapun besarnya tekanan yang diberikan adalah 80 N/m^2 ke arah luar dan dalam pada masing-masing brace.

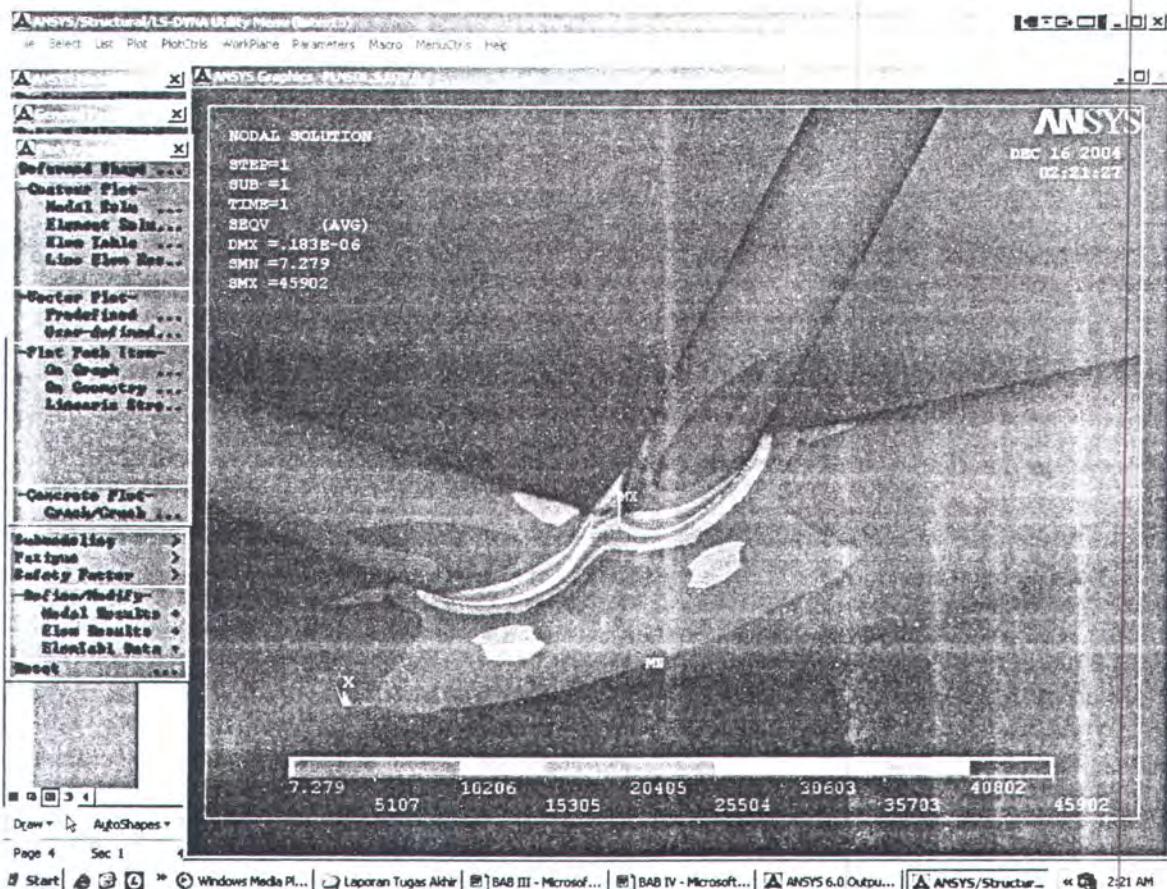
Untuk jelasnya dapat dilihat pada Gambar 3.6 di bawah ini.



Gambar 3.6 Tampilan model dengan beban dan tumpuan (*Sumber: Ansys 6.0*)

III.3.3 General Postproc

General postproc adalah tahapan penampilan hasil analisa dengan memilih hasil yang digunakan. Dalam hal ini hasil yang diinginkan adalah stress von mises pada tubular joint. Gambar 3.7 merupakan tampilan hasil analisa stress von mises untuk salah satu model.



Gambar 3.7 Tampilan hasil analisa yang dilakukan oleh ANSYS (*Sumber: Ansys 6.0*)

Gradasi warna merupakan perubahan besarnya stress pada setiap elemen dengan warna dan skala stress yang terjadi

III.4 Validasi Model

Validasi model adalah sangat diperlukan untuk mengetahui apakah model ini sudah sesuai dengan penelitian penelitian sebelumnya. Yaitu melihat SCF yang dihasilkan pada analisa FEM dengan formula yang berlaku. Adapun lebih jelasnya adalah untuk mencari jumlah elemen yang paling tepat pada model sehingga diharapkan SCF yang diperoleh dengan ANSYS tidak terlalu jauh berbeda dengan SCF yang diperoleh dengan menggunakan formula yang berlaku.

Dalam hal ini dilakukan validasi dengan membandingkan nilai SCF yang diperoleh dengan metode elemen hingga dan persamaan-persamaan yang berlaku. Adapun persamaan-persamaan yang digunakan adalah *Wordsworth/Smedley's, Formula DNV* dan *Efthymiou Equation*.

III.5 Variasi Model

Untuk memperoleh kesimpulan dari pengaruh penegar terhadap nilai SCF maka langkah yang dilakukan adalah dengan melakukan variasi terhadap penguat yang digunakan yaitu meliputi jumlah penegar, ketebalan penegar, dan tinggi penegar. Untuk jelasnya dapat dilihat pada Table 3.3 sampai 3.7 berikut ini.

Tabel 3.3 Variasi Wp untuk Hp 238 mm

Model	Jumlah Ring	H_P (mm)	T_w (mm)
1	1	238	16
2	1	238	18
3	1	238	20
4	1	238	22
5	1	238	24

Tabel 3.4 Variasi Wp untuk Hp 220 mm

Model	Jumlah Ring	H_P (mm)	T_w (mm)
1	1	220	16
2	1	220	18
3	1	220	20
4	1	220	22
5	1	220	24

Tabel 3.5 Variasi Wp pada Hp 200 mm

Model	Jumlah Ring	H_P (mm)	T_W (mm)
1	1	200	16
2	1	200	18
3	1	200	20
4	1	200	22
5	1	200	24

Tabel 3.6 Variasi Wp pada Hp 180 mm

Model	Jumlah Ring	H_P (mm)	T_W (mm)
1	1	180	16
2	1	180	18
3	1	180	20
4	1	180	22
5	1	180	24

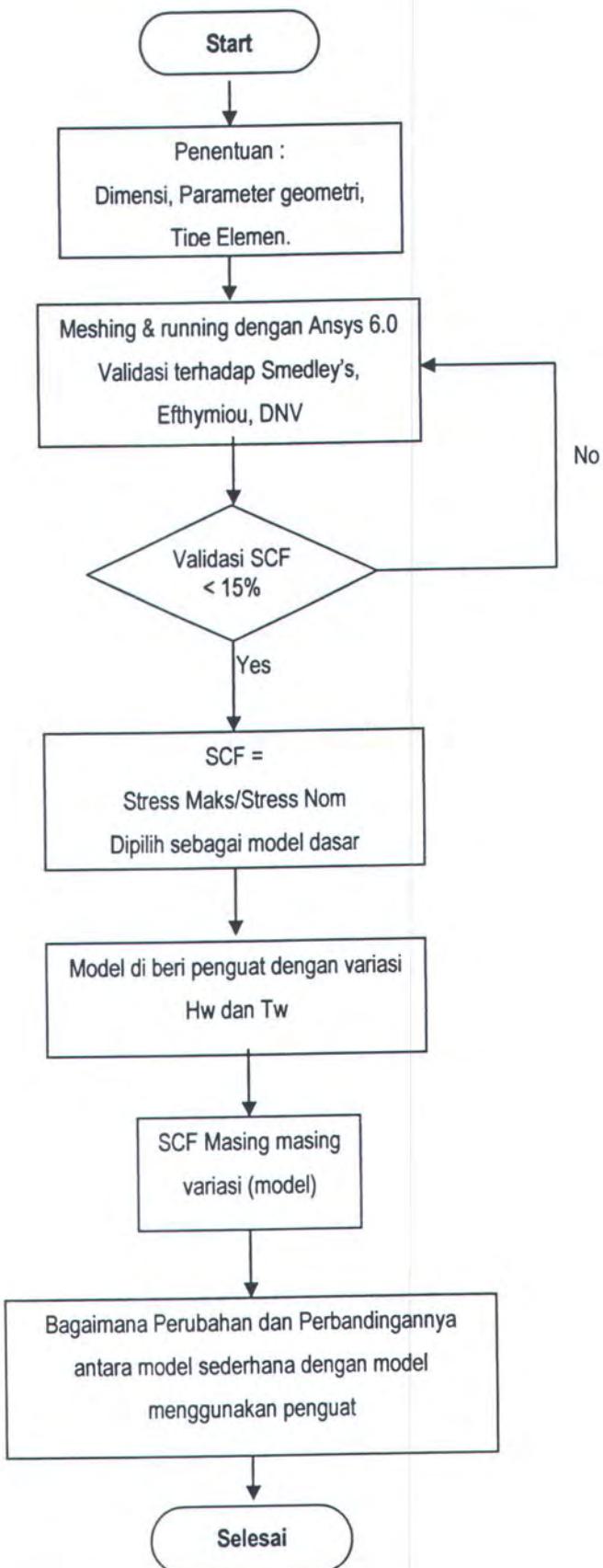
Tabel 3.7 Variasi Wp pada Hp 160 mm

Model	Jumlah Ring	H_P (mm)	T_W (mm)
1	1	160	16
2	1	160	18
3	1	160	20
4	1	160	22
5	1	160	24

III.6 Analisa Hasil Pemodelan dan Perhitungan

Dalam bagian ini yang dilakukan adalah melakukan pemodelan serta variasi terhadap model awal sehingga diperoleh nilai SCF tubular joint sederhana dan SCF pada tubular dengan *eksternal rings*. Sehingga dari hasil tersebut diharapkan dapat dibahas bagaimana perubahan SCF nya, grafik yang dihasilkan dan juga bagaimana perbandingannya.

Setiap kegiatan yang dilakukan dibuat dalam flow chart sebagai berikut:



Gambar 3.8 Diagram alur metodologi

BAB IV

**ANALISA DATA DAN
PEMBAHASAN**

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Konfigurasi Model

Parameter-parameter model dasar tubular K yang akan di analisa adalah sebagai berikut.

Tabel 4.1 Parameter-parameter model dasar tubular K-joint

D (mm)	d (mm)	T (mm)	t (mm)	θ (... ^o)	g (mm)	β	γ	τ	ζ
508	305	16.0	13.5	45/45	77	0.60	15.9	0.84	0.15

Dari parameter-parameter di atas, maka akan ditentukan gaya yang bekerja pada kedua brace. Adapun gaya yang bekerja pada brace adalah gaya aksial yang besarnya dapat ditentukan dengan melakukan perhitungan di bawah ini. (Reusink, J. H dan Wardenier, J. 1990)

Data-data model yang akan di analisa

$$OD = 508 \text{ mm} = 0.508 \text{ m}$$

$$ID = 305 \text{ mm} = 0.305 \text{ m}$$

$$T = 16.0 \text{ mm} = 0.016 \text{ m}$$

$$t = 13.5 \text{ mm} = 0.0135 \text{ m}$$

4.2 Penentuan beban pada model

Dari perhitungan yang dilakukan (*lihat lampiran perhitungan*) maka diperoleh beban sebesar :

$$N_1^* = \frac{f_{yo} f_o}{\sin \theta_1} \cdot (1.8 + 10.2 \frac{d_1}{d_0}) \cdot f(\gamma, g') \cdot f(n')$$

$$N_1^* = 92.26 \text{ N/m}^2$$

Sedangkan untuk memperoleh beban pada brace kedua adalah menggunakan persamaan

BAB IV**Analisa Data dan Pembahasan**

berikut :

$$N_2^* = N_1^* \frac{\sin \theta_1}{\sin \theta_2}$$

$$N_2^* = N_1^* \frac{\sin 45}{\sin 45} \quad N_2^* = N_1^* \quad N_2^* = 92.26 \text{ N/m}^2$$

Dalam pemodelan beban yang diberikan adalah pressure sebesar 80 N/m^2

4.3 Meshing Sensitivity dan Validasi

Meshing sensitivity adalah jumlah elemen yang paling tepat pada suatu mesing model. Adapun harganya diperoleh dari perubahan penurunan stress maksimum pada model. Dari hasil pemodelan yang dilakukan maka diperoleh nilai perubahan stress yang terjadi pada model terhadap jumlah elemen.

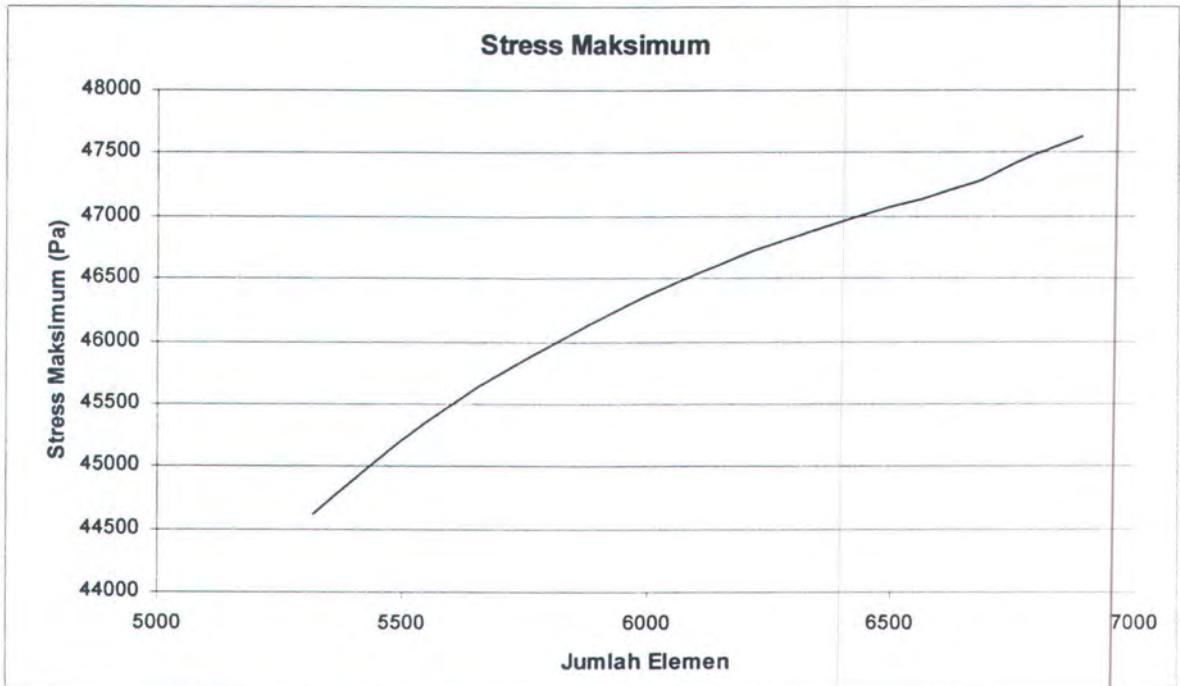
Tabel 4.2 Meshing sensitivity

Jumlah Elemen	Stress Maksimum (N/m ²)	Perubahan Stress	Prosentase Perubahan (%)
5320	44619		
5544	45329	710	1,566326
5768	45902	573	1,248312
5992	46357	455	0,981513
6216	46719	362	0,774845
6440	47016	297	0,6317
6664	47259	243	0,514188
6776	47465	206	0,434004
6888	47624	159	0,333865

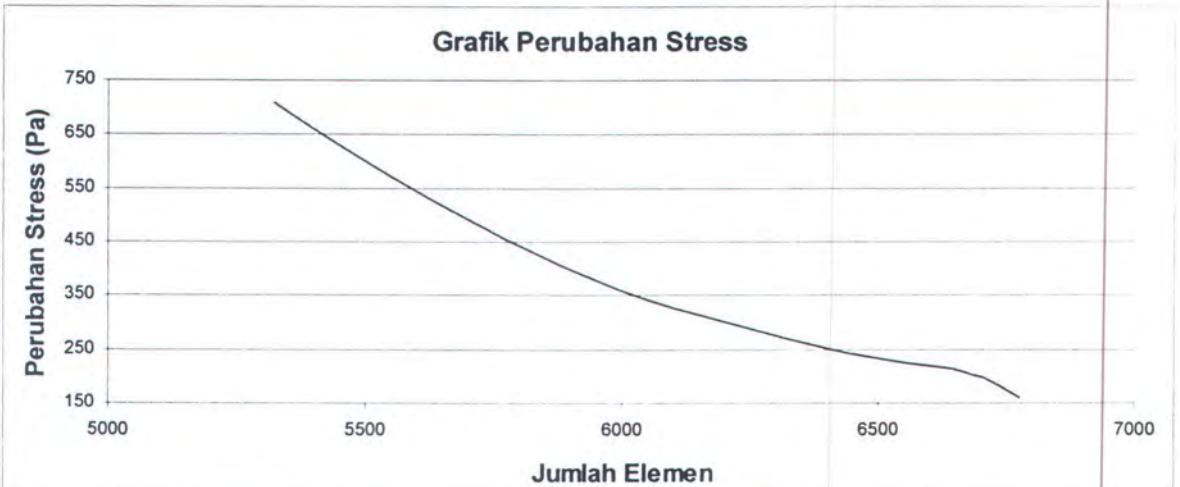
Perbedaan tumpuan tidak terlalu mempengaruhi stress maksimum yang terjadi, dalam hal ini jika model dengan jumlah elemen 6664 ditumpu terhadap ux, uy, uz. Sementara rotasional kesegala arah dibebaskan maka diperoleh stress maksimum sebesar 47528 N/m^2 . Angka ini hanya terpaut 0.6% dari stress yang terjadi model tumpuan fix

BAB IV**Analisa Data dan Pembahasan**

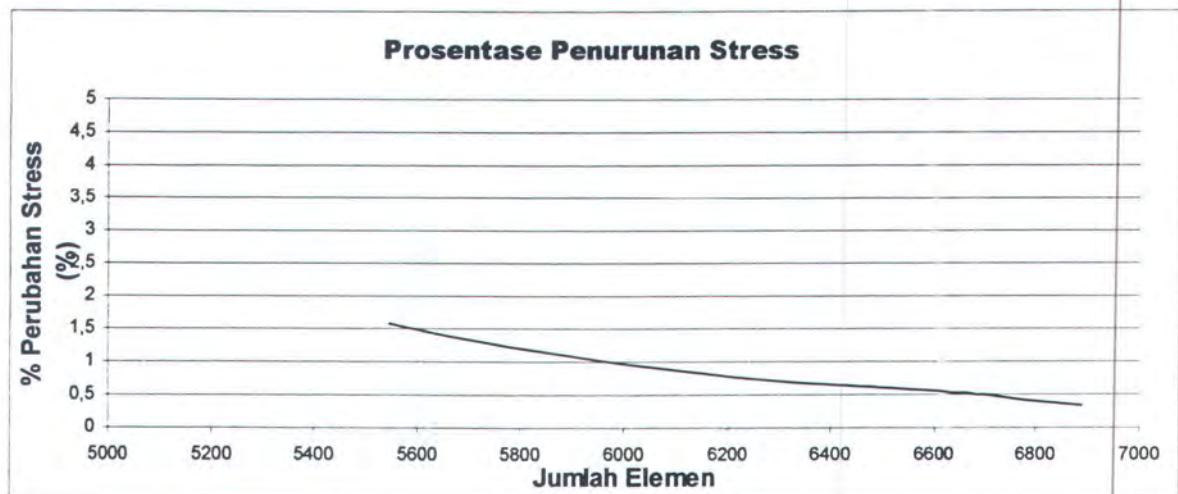
Adapun grafik *stress* maksimum dan perubahan *stress* terhadap jumlah elemen dapat dilihat pada Gambar 4.1 dan 4.2



Gambar 4.1 Grafik *stress* terhadap jumlah elemen



Gambar 4.2 Grafik perubahan *stress* terhadap jumlah elemen



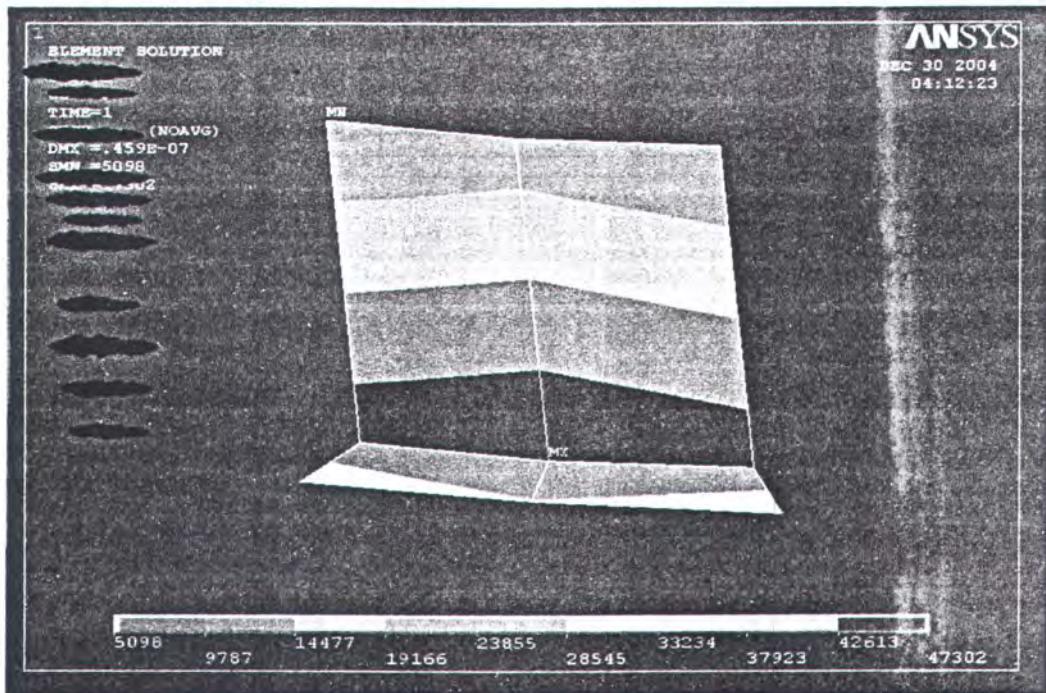
Gambar 4.3 Grafik perubahan *stress* terhadap jumlah elemen dalam persen

Dari grafik diatas, jumlah elemen yang pilih adalah jumlah elemen dimana perubahan stress yang terjadi tidak terlalu besar dan SCF yang diperoleh mendekati dengan persamaan yang berlaku. Kalau diamati dari grafik tersebut maka diambil model dengan jumlah elemen 6664 dan stress maksimumnya adalah 47259 N/m^2 . Pemilihan ini didasarkan pada perubahan stress pada elemen itu mendekati garis lurus yang mana prosentase perubahannya adalah sebesar 0.51% (lihat Gambar 4.3), serta juga stress yang terjadi pada model berikutnya menunjukkan perubahan yang kurang tepat. Karena pemilihan meshing adalah meshing mapped maka jumlah tersebut adalah maksimum, karena setelah itu bentuk elemen sudah tidak proposisional.

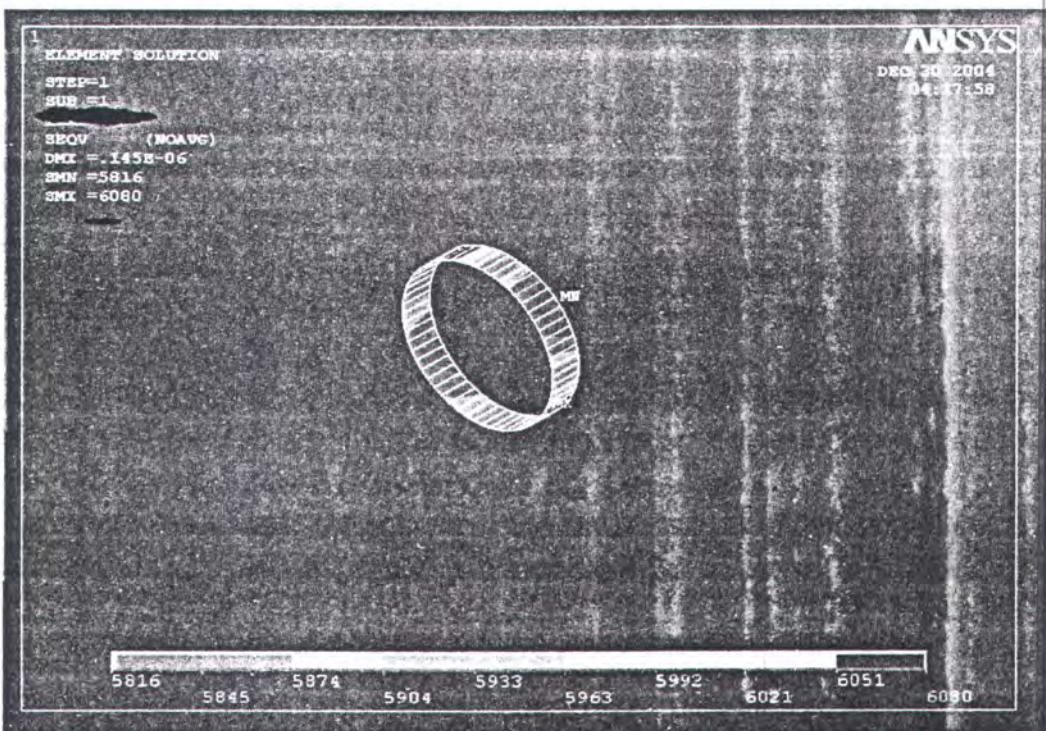
Adapun perbedaanya adalah tidak lebih dari 15% (Bramlette, 1986). Penentuan nilai SCF diperoleh dengan cara membagi tegangan pada elemen yang memiliki stress tertinggi baik pada chord atau brace dan membaginya dengan tegangan nominal.

BAB IV

Analisa Data dan Pembahasan



Gambar 4.4 Elemen yang mengalami stress maksimum



Gambar 4.5 Stress nominal pada model

BAB IV

Analisa Data dan Pembahasan

Dari kedua gambar diperoleh bahwa nilai SCF adalah sebagai berikut :

SCF pada Chord adalah $SCF_C = \frac{33234}{5963} = 5.57$, sementara

SCF pada Brace adalah $SCF_B = \frac{28960}{5963} = 4.9$.

Selain itu hal yang dijadikan acuan adalah formula yang sudah ditetapkan secara internasional. Adapun pemilihan formula adalah berdasarkan kecocokan model terhadap parameter yang sudah ditetapkan.

1. Validasi terhadap Wordsworth/Smedley's

Sehingga SCF pada *chord* adalah

$$K_c = K'_c + K''_0$$

$$K_c = 2.45 + (2.65)(1.398)$$

$$K_c = 6.1547$$

Sementara SCF pada *brace* adalah

$$K_b = 1 + 0.63 \cdot K_c$$

$$K_b = 1 + 0.63 \cdot (6.1547)$$

$$K_b = 4.88$$

Validasi parameter-parameter non dimensional

12	$\leq \gamma \leq$	32, sementara	12	$\leq 15.9 \leq$	32
0.13	$\leq \beta \leq$	1.0, sementara	0.13	$\leq 0.6 \leq$	1.0
0.25	$\leq \tau \leq$	1.0, sementara	0.25	$\leq 0.84 \leq$	1.0
8	$\leq \alpha \leq$	40, sementara	8	$\leq 15.7 \leq$	40
0	$\leq \theta \leq$	90, sementara	0	$\leq 45 \leq$	90

2. Formula DNVSCF_{Chord}

Dari persamaan dan perhitungan (*lihat lampiran perhitungan*) diperoleh besarnya SCF adalah sebagai berikut:

SCF_{Chord}

$$\begin{aligned}
 & (0.84)^{0.9} (15.9)^{0.5} (0.67 - (0.6)^2 + 1.16(0.6)) \sin 45 \left(\frac{\sin 45}{\sin 45} \right)^{0.3} \\
 = & \left(\frac{0.6}{0.6} \right)^{0.3} (1.64 + 0.29(0.6)^{-0.38} \operatorname{ATAN}(8(0.15))) \\
 = & (0.85)(0.39)(0.67 - (0.36) + 0.7)(0.85)(1.64 + 0.35\operatorname{ATAN}(1.2)) \\
 = & (3.41)(0.31 + 0.7)(0.85)(1.64 + 0.31) \\
 = & 5.69
 \end{aligned}$$

SCF_{Brace}

$$\begin{aligned}
 & = 1 + (1.97 - 1.57(0.6)^{0.25})(0.84)^{-0.14} (\sin 45)^{0.7} (5.69) + 0 \\
 & = 1 + (1.97 - 1.38)(1.02)(0.85)^{-0.14} (5.69) \\
 & = 1 + 3.49 \\
 & = 4.49
 \end{aligned}$$

Validasi parameter-parameter non dimensional

8	$\leq \gamma \leq$	32, sementara	8	$\leq 15.9 \leq$	32
0.2	$\leq \beta \leq$	1.0, sementara	0.2	$\leq 0.6 \leq$	1.0
0.2	$\leq \tau \leq$	1.0, sementara	0.2	$\leq 0.84 \leq$	1.0
4	$\leq \alpha \leq$	40, sementara	4	$\leq 15.7 \leq$	40
20	$\leq \theta \leq$	90, sementara	20	$\leq 45 \leq$	90
$\frac{-0.6\beta}{\sin \theta} \leq \zeta \leq$		1, sementara	1	$\leq 0.15 \leq$	1

3. Efthymiou Equation

$$\text{SCF}_C = \tau^{0.9} \gamma^{0.5} (0.67 - \beta^2 + 1.16\beta) \sin \theta \left[\frac{\sin \theta_{\max}}{\sin \theta_{\min}} \right]^{0.3} \\ \times [1.64 + 0.29\beta^{(-0.38)} \text{ATAN}(8\zeta)]$$

$$\text{SCF}_B = 1 + [\text{SCF}_C] [1.97 - 1.57\beta^{0.25}] \tau^{(-0.14)} \sin^{0.7} \theta$$

Sehingga besarnya

$$\text{SCF}_C = (0.84)^{0.9} (15.9)^{0.5} (0.67 - (0.6)^2 + 1.16(0.6)) \sin(45) \left[\frac{\sin 45}{\sin 45} \right]^{0.3} \\ \times [1.64 + 0.29(0.6)^{(-0.38)} \text{ATAN}(8(0.15))] \\ = 5.67$$

$$\text{SCF}_B = 1 + [5.67] [1.97 - 1.57(0.6)^{0.25}] (0.84)^{(-0.14)} \sin^{0.7} 45 \\ = 4.82$$

Validasi parameter-parameter non dimensional

8	$\leq \gamma \leq$	32,	sementara	8	$\leq 15.9 \leq$	32
0.2	$\leq \beta \leq$	1.0,	sementara	0.2	$\leq 0.6 \leq$	1.0
0.2	$\leq \tau \leq$	1.0,	sementara	0.2	$\leq 0.84 \leq$	1.0
4	$\leq \alpha \leq$	40,	sementara	4	$\leq 15.7 \leq$	40
20	$\leq \theta \leq$	90,	sementara	20	$\leq 45 \leq$	90
0	$\leq \zeta \leq$	1,	sementara	0	$\leq 0.15 \leq$	1

4. Validasi API RP2A

Validasi terhadap API RP2A adalah melihat stress maksimum yang terjadi apakah memenuhi kriteria yaitu :

$$F = 0.6F_y$$

Dimana F_y : adalah yield strength, (MPa).

Adapun Stress yang terjadi adalah 47259 N/m^2 . Sementara tegangan ijin adalah $= 0.6 \times 250 \text{ MPa} = 150 \text{ MPa}$. Ini berarti stress yang terjadi masih dibawah stress yang diijinkan. Berarti perhitungan stress dapat diterima.

Dari perhitungan di atas maka dapat dimuat dalam Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Tabel perbandingan dan error

<i>Smedley's</i>		<i>Efthymiou</i>		<i>DNV</i>		<i>FEM</i>	
SCF_C	SCF_B	SCF_C	SCF_B	SCF_C	SCF_B	SCF_C	SCF_B
6.15	4.88	5.67	4.82	5.69	4.49	5.57	4.78
<i>Validasi terhadap formula (%)</i>							
9.43	2.05	1.76	0.83	2.11	6.46		

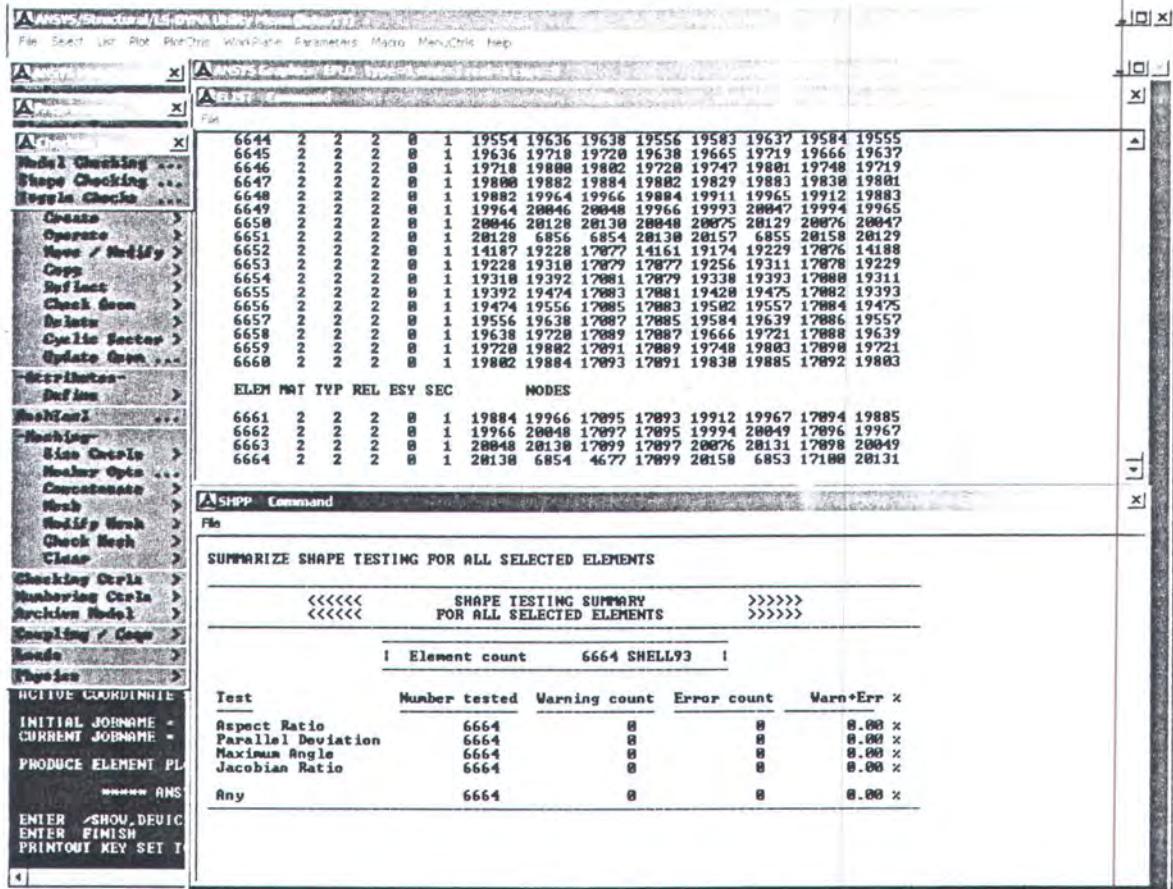
Dalam Tugas Akhir ini validasi lebih dititik beratkan pada persamaan *Efthymiou*, adapun alasannya Efthymiou dan Durkin menerbitkan persamaan parametric yang mengkover T/Y dan celah/overlap pada joint K. Lebih dari 150 konfigurasi telah dianalisa lewat program elemen hingga PBMSHELL menggunakan elemen *shell* 3 dimensi, dan hasilnya diperiksa dengan program elemen hingga SATE untuk satu T joint dan dua K joint. *Hot-spot SCFs* didasarkan pada prinsip maksimum *stress* yang secara linear diramalkan (linearly extrapolated) terhadap sambungan kaki-kaki tumpuan (weld toe) yang dimodelkan, merujuk pada rekomendasi HSE, dengan beberapa pertimbangan diberikan pada kondisi yang dibatasi (ie *chords* pendek dan *chord end fixity*).

5. *Chekking Mesh*

Chekking mesh adalah melihat apakah elemen dan ukurannya sudah memenuhi standar yang dipakai oleh ansys. Hal tersebut dapat dilihat pada Gambar 4.6 dan 4.7.

BAB IV

Analisa Data dan Pembahasan

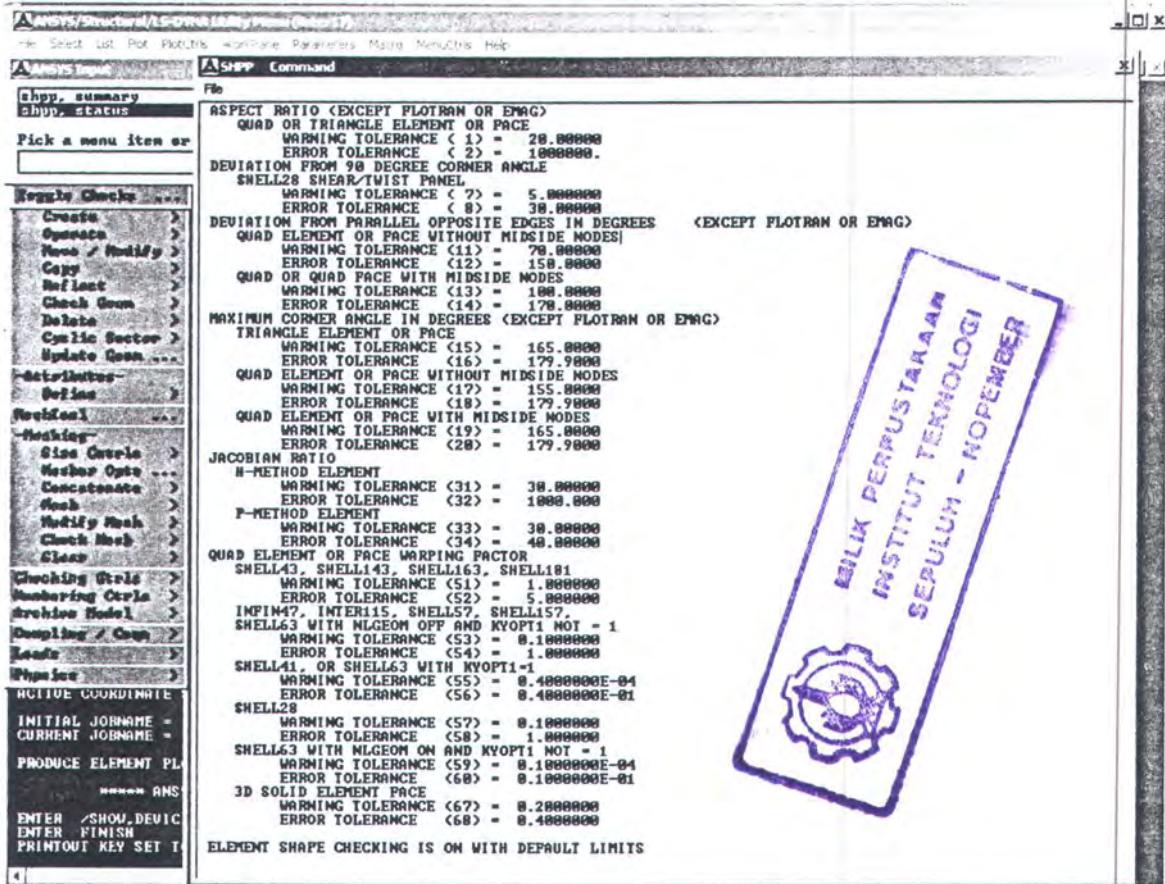


Gambar 4.6 Tampilan jumlah elemen dan SHPP dari model elemen

Dapat diamati bahwa error adalah 0%.

BAB IV

Analisa Data dan Pembahasan



Gambar 4.7 Tampilan batasan-batasan dari Meshing

4.4 Variasi Model

Dalam UEG dijelaskan bahwa penentuan tinggi ring (H_p) dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$H_p = (D-2T)/2$$

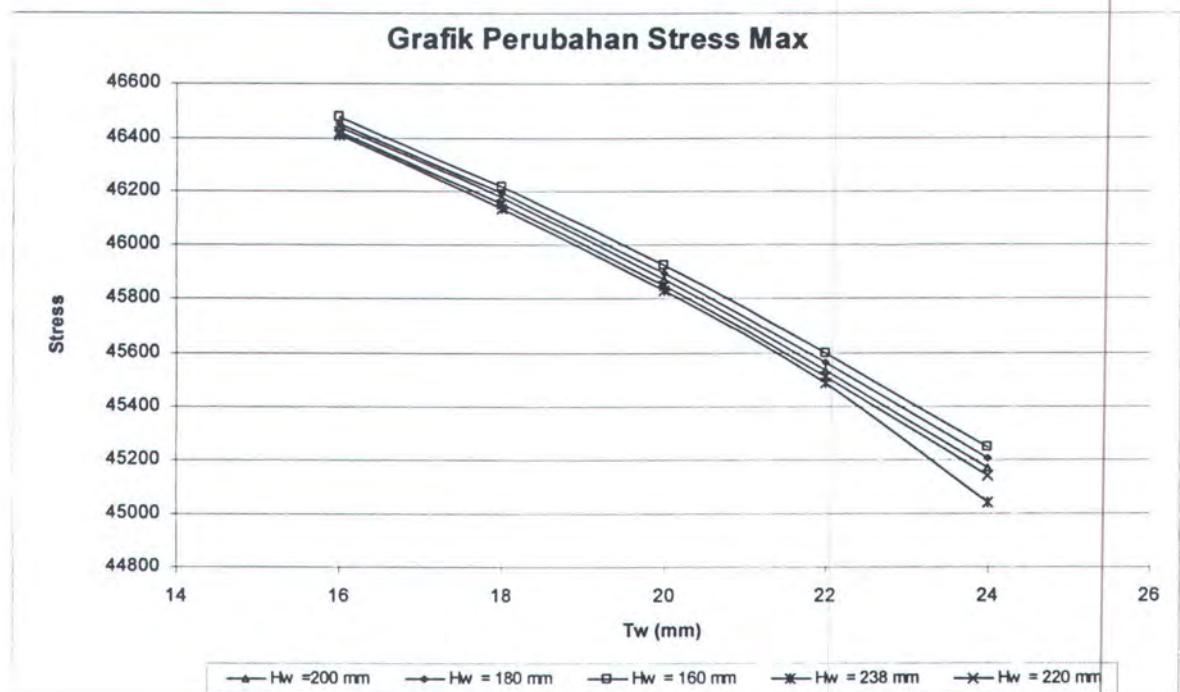
$$= 238 \text{ mm.}$$

Namun untuk mengetahui lebih dalam maka dilakukan variasi terhadap ketebalan dan ketinggian ring. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4 Perubahan stress pada masing-masing variasi.

Wp (mm)	Hp (mm)				
	160	180	200	220	238
	σ_{maks}	σ_{maks}	σ_{maks}	σ_{maks}	σ_{maks}
16	46475	46456	46439	46423	46410
18	46218	46194	46179	46155	46139
20	45925	45896	45871	45849	45830
22	45599	45565	45535	45509	45488
24	45245	45205	45171	45141	45041

Dari setiap Tabel 4.4 di atas tersebut maka dapat dilihat grafik perubahan stress maksimum pada setiap variasi pada Gambar 4.8.



Gambar 4.8 Grafik perubahan stress untuk setiap variasi

Dari grafik diatas dilihat bahwa penurunan stress terjadi seiring dengan penambahan ring dan juga penambahan H_w. Sehingga dapat dinilai bahwa stress maksimum akan berturun nilainya seiring dengan bertambahnya ketebalan ring (Tw) dan juga tinggi ring (H_w). Hal

BAB IV**Analisa Data dan Pembahasan**

itu dapat diamati untuk setiap konfigurasi ring. Jika kita lihat pada ring dengan $H_w = 160$ untuk $T_w = 16$ mm stress maksimum adalah sebesar 46475 N/m^2 . Namun pada $T_w = 18; 20; 22; 24$ mm stress yang terjadi berturut-turut adalah $46218; 45925; 45599; 45245 \text{ N/m}^2$. Jadi jelas terlihat adanya penurunan stress seiring dengan penambahan T_w . Apabila kita amati lagi pada ring untuk $H_w = 180; 200; 220; 240$ mm pada T_w yang sama maka akan terjadi penurunan stress. Adapun stress yang terjadi pada $T_w = 20$ berturut-turut untuk H_w yang berbeda adalah sebagai berikut : $45925; 45896; 45871; 45849; 45830 \text{ N/m}^2$. Namun selain itu kita juga dapat amati bahwa perubahan stress akan lebih besar seiring dengan penambahan T_w . Grafik yang dihasilkan juga bukan grafik linear.

4.5 Perubahan SCF

Dari hasil perubahan stress oleh karena variasi ring, maka berikut ini kita akan besarnya SCF serta perbandingan dengan model tanpa menggunakan ring.

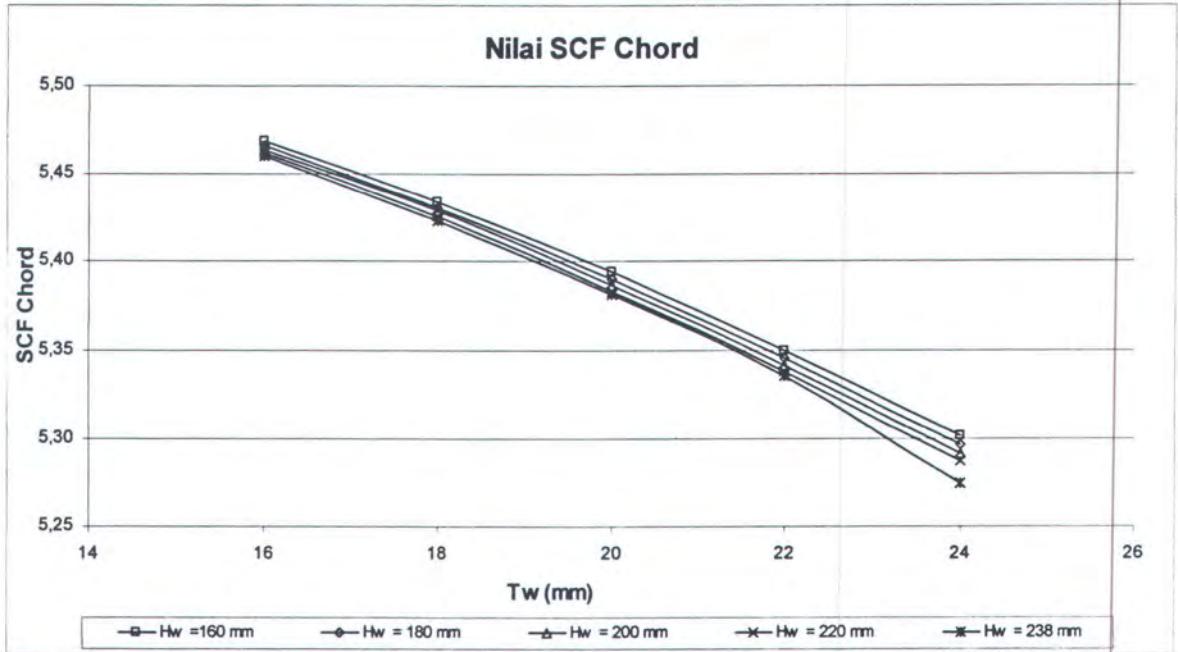
Tabel 4.5 Nilai SCF pada setiap model

W _p (mm)	H _p (mm)									
	160		180		200		220		238	
	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B
16	5.47	4.69	5.47	4.69	5.46	4.69	5.46	4.69	5.46	4.68
18	5.43	4.66	5.43	4.66	5.43	4.65	5.43	4.65	5.42	4.65
20	5.39	4.62	5.39	4.62	5.39	4.62	5.38	4.61	5.38	4.61
22	5.35	4.58	5.35	4.58	5.34	4.57	5.34	4.57	5.33	4.57
24	5.30	4.54	5.30	4.53	5.29	4.53	5.29	4.52	5.27	4.51

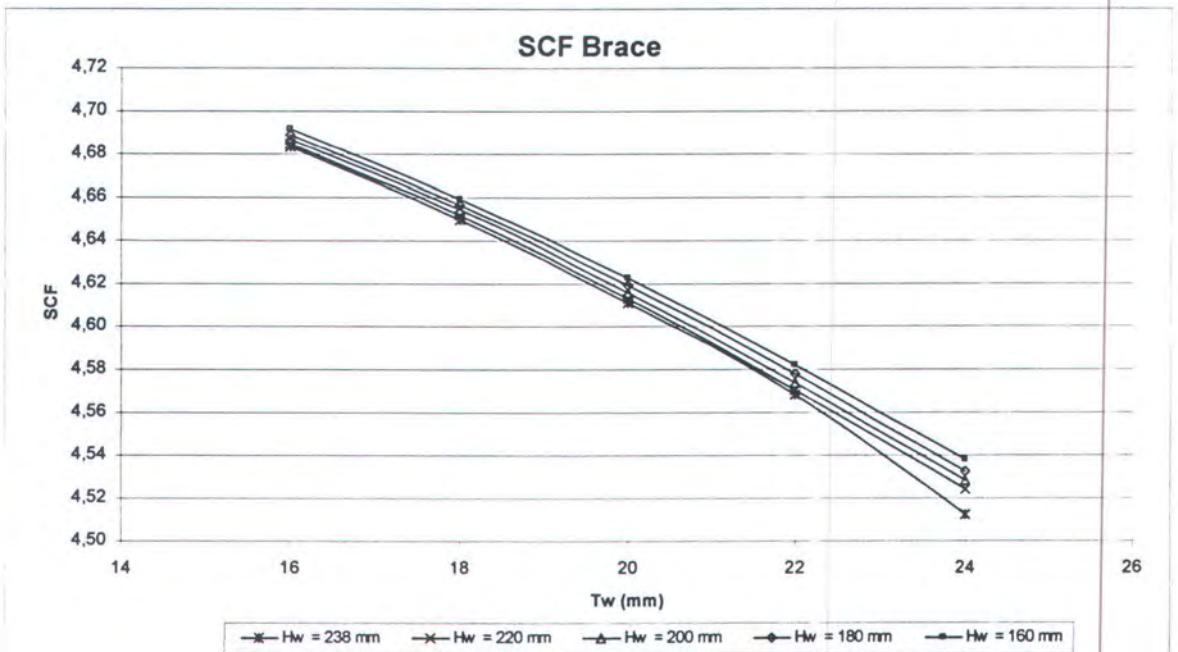
Dari nilai-nilai SCF pada table diatas dapat dibuat grafik nilai SCF untuk masing-masing variasi seperti pada Gambar 4.9 dan Gambar 4.10.

BAB IV

Analisa Data dan Pembahasan



Gambar 4.9 Nilai SCF Chord untuk masing-masing model



Gambar 4.10 Nilai SCF Brace untuk masing-masing model

Jika kita amati grafik pada Gambar 4.9 maka dapat kita lihat bahwa grafik yang dihasilkan cenderung menurun kebawah mendekati garis lurus. Dari setiap grafik atau garis dapat kita amati bahwa SCF_{Chord} akan mengalami penurunan untuk H_w yang sama namun T_w yang semakin besar. Hal ini dapat kita ambil salah satu grafik yaitu untuk $H_w = 220\text{mm}$. SCF_C yang terjadi adalah berturut turut untuk $T_w = 16, 18, 20, 22$, dan 24 mm adalah 5.46; 5.43;

BAB IV

Analisa Data dan Pembahasan

5,38; 5,34; 5,29. Demikian juga untuk perubahan H_w pada T_w yang sama, kita bisa amati untuk $T_w = 24$ mm. Pada H_w yang berbeda yaitu 160, 180, 200, 220, dan 240 mm. Stress yang terjadi berturut-turut adalah 5.30; 5.30; 5.29; 5.29; 5.27. Memang pada 2 angka dibelakang koma tidak dapat diamati namun sesungguhnya terjadi penurunan walaupun bukan penurunan yang signifikan. Sekali lagi dapa kita simpulkan bahwa penurun SCF akan berarti dengan penambahan T_w .

Tidak berbeda dengan Chord perubahan SCF pada Brace juga mengalami gejala yang sama, namun angka perubahan lebih berarti dibandingkan pada Chord. Kita dapat amati pada Gambar 4.10 dan lebih dekat lagi pada $H_w = 220$ mm. SCF_{Brace} yang terjadi pada $T_w = 160, 180, 200, 220, 240$ mm berturut-turut adalah 4.69; 4.65; 4.52; 4.57; 4.61. Sementara untuk perubahan H_w pada T_w yang sama dapat kita lihat pada salah satu contoh yaitu untuk $T_w = 24$ mm. Stress yang terjadi untuk $H_w = 160, 180, 200, 220, 240$ mm, berturut-turut adalah 4.54; 4.53; 4.53; 4.52; 4.51. Sama seperti pada chord pada brace perubahan yang terjadi tidak begitu signifikan apalagi untuk pengamatan nilai 2 di belakang koma.

Dari hal tersebut dapat kita simpulkan bahwa penurunan SCF_B akan lebih berarti dengan penambahan T_w pada H_w yang sama dibandingkan dengan penambahan H_w pada T_w yang sama.

4.6 Perbandingan SCF

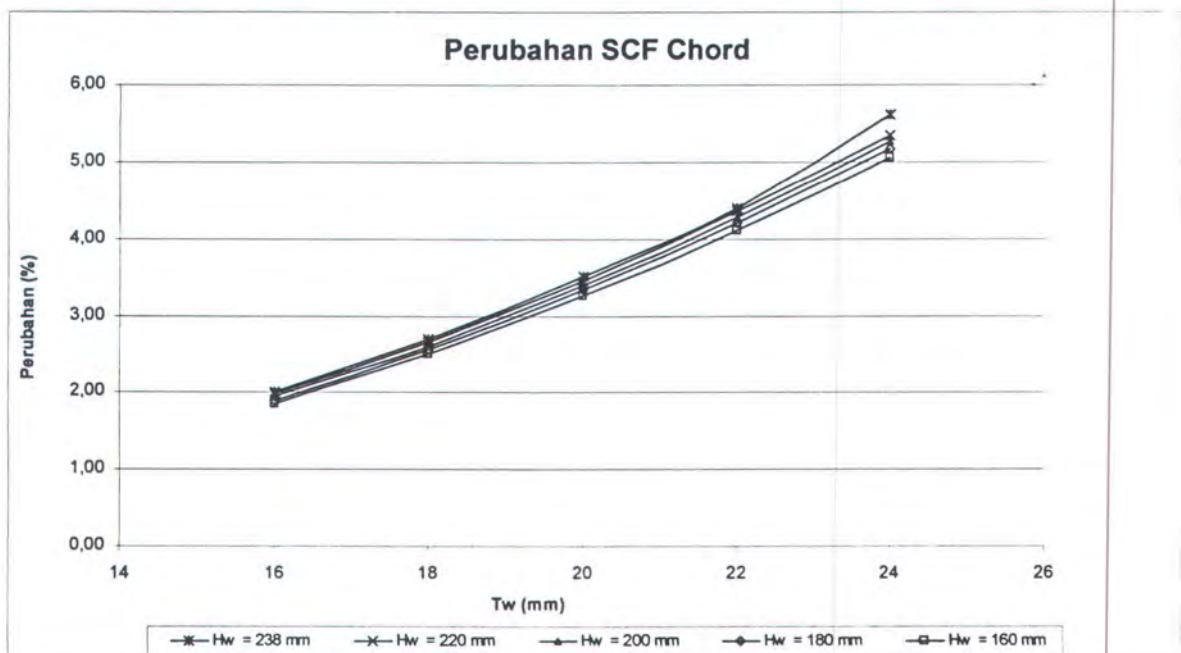
Perubahan besarnya SCF adalah merupakan hal yang menjadi inti dalam Tugas Akhir ini. Adapun perubahan tersebut lebih dititik beratkan terhadap analisa FEM dan juga persamaan *Efthymiou*. Untuk melihat besarnya perubahan dapat dilihat pada Tabel 4.6

BAB IV**Analisa Data dan Pembahasan**

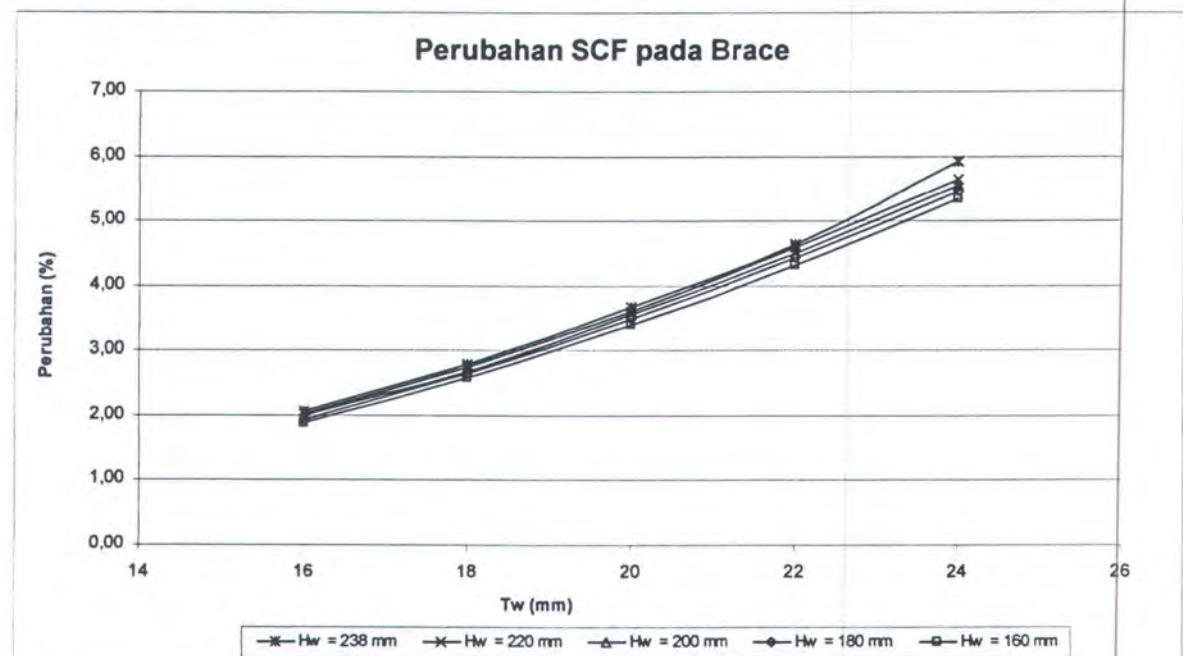
Tabel 4.6 Perbandingan SCF dengan penguat terhadap model dasar

W _p (mm)	H _p (mm)									
	160		180		200		220		238	
	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B
16	5.47	4.69	5.47	4.69	5.46	4.69	5.46	4.69	5.46	4.68
18	5.43	4.66	5.43	4.66	5.43	4.65	5.43	4.65	5.42	4.65
20	5.39	4.62	5.39	4.62	5.39	4.62	5.38	4.61	5.38	4.61
22	5.35	4.58	5.35	4.58	5.34	4.57	5.34	4.57	5.33	4.57
24	5.30	4.54	5.30	4.53	5.29	4.53	5.29	4.52	5.27	4.51

Dari nilai-nilai pada Tabel 4.6 dapat diplotkan pada grafik pada Gambar 4.11 dan 4.12.



Gambar 4.11 Besarnya perubahan nilai SCF_{Chord} dengan eksternal rings terhadap simpel joint



Gambar 4.12 Besarnya perubahan nilai SCF_{Brace} dengan eksternal rings terhadap simpel joint

Seperti yang sudah dijelaskan pada penjelasan sebelumnya yaitu penjelasan mengenai perubahan SCF pada Brace dan Chord pada Gambar 4.11 dan 4.12 realisasi besarnya jika dinilai dalam prosentase maka penurunan SCF pada Chord dan Brace seperti pada Gambar 4.10 dan 4.11. Maka dapat kita lihat prosentase perubahan SCF akan mengalami kenaikan seiring dengan penambahan H_w dan T_w .

Pada Chord dapat kita amati pada Gambar 4.11 bahwa grafik menunjukkan kenaikan untuk H_w dan T_w yang lebih besar. Dapat kita lihat pada Gambar 4.12 untuk $H_w = 280$ mm. Pada $T_w = 16, 18, 20, 22$, dan 24 maka prosentase perubahan SCF terhadap model sederhana adalah berturut-turut 1.90% ; 2.56% ; 3.33% ; 4.20% ; 5.17% . Demikian juga pada $T_w = 18$ mm pada $H_w = 160, 180, 200, 220, 240$ mm prosentase perubahan SCF berturut-turut adalah 2.50% ; 2.56% ; 2.60% ; 2.70% ; 2.66% . Dari perubahan tersebut dapat kita lihat bahwa prosentase perubahan akan lebih berarti pada penambahan T_w pada H_w yang sama jika dibandingkan dengan penambahan H_w pada T_w yang sama.

Tidak berbeda seperti pada Chord, pada Brace juga mengalami gejala yang sama yaitu bahwa prosentase perubahan akan terjadi pada penambahan H_w dan T_w . Dapat kita lihat pada Tabel 4.6 untuk $H_w = 200$ mm pada $T_w = 16, 18, 20, 22, 24$ mm maka prosentase perubahan SCF yang terjadi adalah berturut-turut 1.99% ; 2.70% ; 3.55% ; 5.56% ; 4.50% .

Demikian juga untuk $T_w = 22$ mm pada $H_w = 160, 180, 200, 220, 240$ mm prosentase perubahan yang terjadi adalah berturut-turut : 4.32%; 4.42%; 4.50%; 4.64%; 4.58%. Dari perubahan tersebut dapa kita lihat bahwa prosentase perubahan akan lebih berarti pada penambahan T_w pada H_w yang sama jika dibandingkan dengan penambahan H_w pada T_w yang sama.

Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan bukan merupakan garis lurus, padahal semestinya menghasilkan grafik garis lurus karena dilakukan penambahan dimensi secara bertahap dan konstan. Ini menunjukkan perubahan SCF dengan penambahan dimensi ring bukanlah grafik linear. Yang dapat kita lihat bahwa perubahan SCF disini tidak menunjukkan perubahan yang terlalu signifikan, hal ini dapat juga dikatakan bahwa penambahan eksternal ring kurang efektif dalam pengurangan nilai SCF

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari Tugas Akhir dapat ditarik kesimpulan :

1. Jumlah elemen yang digunakan adalah model *simple tubular joint* dengan jumlah elemen 6664 dan stress maksimum sebesar 47259 N/m^2 . Dan letak stress maksimum tepat pada crown daerah gap. Besarnya SCF 5.57 untuk *chord* dan 4.78 untuk *brace*, dan validasinya terhadap persamaan *Efthymo*. adalah 1.76 % untuk Chord dan 0,83 % untuk Brace.
2. Nilai SCF setelah diberi penguatan dengan penambahan ketebalan untuk masing-masing ketebalan adalah mengalami penurunan antara 5.27 hingga 5.47 untuk *chord*, sementara untuk *brace* antara 4.51 hingga 4.67. Dengan menambahkan ketebalan ring pada tinggi ring yang sama akan lebih efektif jika dilakukan penambahan tinggi ring pada ketebalan ring yang sama.
3. Penurunan SCF setelah diberi penguatan dengan penambahan ketebalan untuk masing-masing ketebalan adalah mengalami penurunan antara 1.85% sampai 5.61% untuk *chord*, sementara untuk *brace* antara 1.89% sampai 5.93%. Dari analisa dan juga pemodelan yang dilakukan ternyata dengan menambahkan ring pada tubular struktur akan memberikan penurunan SCF, dan grafik penurunan SCF dengan perubahan dimensi yang konstan tidak linear dan akan bermanfaat bagi penambahan umur kelelahan (*fatigue life*) suatu struktur. Yang perlu ditegaskan bahwa dengan penambahan eksternal ring pada bagian tengah gap tidak memberikan perubahan SCF yang cukup berarti.

5.2 Saran

1. Dalam pelaksanaan dilapangan untuk mengurangi SCF dapat dilakukan dengan penambahan ring pada tubular struktur. Dan ring ditambahkan apabila stress yang terjadi melebih stress nominal dari material struktur. Dalam arti penambahan ring terlebih dahulu dianalisa stress maksimum pada struktur.
2. Dalam memperkecil SCF pada struktur yang sama dan modifikasi ring sebaiknya dilakukan analisa penambahan jumlah ring pada tubular joint.

BAB V**Kesimpulan dan Saran**

3. Sebaiknya dilakukan penelitian terhadap pembebanan IPB dan OPB pada tubular struktur karena pembebanan yang dialami tubular joit bukan hanya pembebanan aksial.

DAFTAR PUSTAKA

- American Petroleum Institute, Suplement 1 to API RP2A (13th Edition) (Juli, 1,1993)
“Recommended Practice for Planning, Design and Constructing Fixed Offshore Platforms.”
- Bramlette, Mc Clelland, (1986), **“Planning and Design of Fixed Offshore Platforms”**. Van Nostrand Reinhold Company, New York
- Popov, E. P. 1995. **“Mekanika Teknik”**, Penerbit Erlangga, Jakarta, Indonesia
- Efthymiou, M dan S, Durkin, (1985) **“ Stress Concentration in T/Y anf Gap/Overlap K-Joint.” Behaviour of Offshore Structure”**, Amsterdam; Elsevier Science Publishers
- Zienkiewicz, O. C. (1997). **“The Finite Element Method”**, 3 rd Edition. Mograw – Hil, New York, Houston, Texas
- Wordsworth, A. C, dan Smedley, G. P. (1978). **“Stress Concentration at Unstiffened Tubular Joints.”** European Offshore Steel Research Seminar, Paper 31, Carbridge. UK
- Reusink. J. H, Ir at all. (2000). **“Simplefied Design Charts For Axially Loaded Joints of Circular Hollow Sections”, Tubular Joint Design**, New York, Hal 154
- Det Norske Veritas, Recommended Practice RP – C203, (Oktober, 2001),” **FATIGUE STRENGTH ANALYSIS OF OFFSHORE STEEL STRUCTURES**
- Health and Safety Executive - Offshore Technology Report, Author Lloyd's Register of Shipping 71 Fenchurch Street, (1997), **“STRESS CONCENTRATION FACTORS FOR SIMPLE TUBULAR JOINTS”**, Copyright Unit, Her Majesty's Stationery Office, St Clements House, 2-16 Colegate, Norwich NR3 1BQ.
- Nwosu, D.I, A.S. J. Swamidas dan K. Munaswamy, (1991). “Numerical Stress Analisys For Fatigue Evaluation of Welded Tubular T-Joints,” Can. J. Eng. 20: 268-286
- London EC3M 4BS
www.google.com/L01_83/Md. Rabiul Alam and A.S.J. Swamidas, 2000
www.google.com/Clause_14_cd.pdf/ISO CD 19902

LAMPIRAN PERHITUNGAN BAB IV

1. Konfigurasi Model

Parameter-parameter model dasar tubular K yang akan di analisa adalah sebagai berikut.

Tabel 1 Parameter-parameter model dasar tubular K-joint

D (mm)	d (mm)	T (mm)	t (mm)	θ (... 0)	g (mm)	β	γ	τ	ζ
508	305	16.0	13.5	45/45	77	0.60	15.9	0.84	0.15

Dari parameter-parameter di atas, maka akan ditentukan gaya yang bekerja pada kedua brace. Adapun gaya yang bekerja pada brace adalah gaya aksial yang besarnya dapat ditentukan dengan melakukan perhitungan di bawah ini. (Reusink, J. H dan Wardenier, J. 1990)

Data-data model yang akan di analisa

$$\begin{aligned} OD &= 508 \text{ mm} & = 0.508 \text{ m} \\ ID &= 305 \text{ mm} & = 0.305 \text{ m} \\ T &= 16.0 \text{ mm} & = 0.016 \text{ m} \\ t &= 13.5 \text{ mm} & = 0.0135 \text{ m} \end{aligned}$$

2. Penentuan beban pada model

Dalam penentuan beban maka harus dipenuhi syarat-syarat sebagai berikut.

- $0.2 < \frac{d_i}{d_0} \leq 1.0$ 1

$$0.2 < \frac{0.305}{0.508} \leq 1.0 \quad 0.2 < 0.6 \leq 1.0, \quad \text{memenuhi}$$
- $\frac{d_i}{2t_i} \leq 25, \quad \dots \dots 2$

$$\frac{d_0}{2t_0} \leq 25 \quad \frac{0.508}{2(0.016)} \leq 25 \quad 15.875 \leq 25, \quad \text{memenuhi}$$
- $-0.55 \leq \frac{e}{d_0} < 0.25 \quad \dots \dots 3$

$$\frac{e}{d_0} \leq 0.25$$

- $-0.55 \leq \frac{0}{0.508} < 0.25$ $-0.55 \leq 0 < 0.25$, memenuhi
- $\gamma \leq 25$ dan $\gamma \leq 20$ untuk (joint x) 4
 - $\gamma = \frac{d_0}{2t_0} = \frac{0.508}{2.0.016} = \frac{0.508}{0.032} = 15.875$, memenuhi
 - $Ov \geq 25\%$ 5
 - $g = t_1 + t_2$ 6

Validity Range untuk joint K

$$0.2 < \frac{d_i}{d_0} \leq 1.0 \quad \dots \dots 7$$

$$\frac{d_i}{2t_i} \leq 20 \quad (i = 0, 1, 2) \quad \dots \dots 8$$

$$f_{yi} \leq 360 N/m^2 \quad \dots \dots 9$$

$$g \geq t_1 + t_2 \quad \dots \dots 10$$

$$-0.55 \leq \frac{e}{d_0} < 0.25 \quad \dots \dots 11$$

Dimana dimensi dari lasan dianggap memiliki *yield strength* yang sama dengan brace

$$\beta = \frac{d_1 + d_2}{2d_0} \quad \dots \dots 12$$

$$\gamma = \frac{d_0}{2t_0} \quad \dots \dots 13$$

$$n' = \frac{f_{op}}{f_{yo}} \quad \dots \dots 14$$

dimana :

f_{op} adalah jumlah stress yang terjadi akibat gaya axial dan momen bending

Sementara untuk menentukan besarnya beban dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan di bawah ini.

$$N_1 = \frac{f_{yo} t_o}{\sin \theta_1} \cdot (1.8 + 10.2 \frac{d_1}{d_0}) \cdot f(\gamma, g') \cdot f(n') \quad \dots \dots 15$$

dimana :

$$f(n') = 1.0 \quad \text{untuk } n' \geq 0 \quad (\text{tension})$$

$$f(n') = 1 + 0.3n' - 0.3n'^2 \quad \text{untuk } n' < 0$$

$$f(\gamma, g') = \gamma^{0.2} \left[1 + \frac{0.024\gamma^{1.2}}{\exp(0.5g' - 1.33) + 1} \right] \dots \dots 16$$

$f(n') = 1.0$, Karena beban yang dikenakan adalah tension

$f_y = 360N/m^2$, untuk chord dan brace adalah sama

$$g' = \frac{g}{T} = \frac{0.077}{0.016} = 4.8125$$

$$g \geq t_1 + t_2, \quad g \geq 0.0135 + 0.0135 \quad 0.077 \geq 0.027, \quad \text{memenuhi.}$$

$$f(\gamma, g') = \gamma^{0.2} \left[1 + \frac{0.024\gamma^{1.2}}{\exp(0.5g' - 1.33) + 1} \right] \dots \dots 17$$

$$f(\gamma, g') = 15.875^{0.2} \left[1 + \frac{0.024(15.875)^{1.2}}{\exp(0.5(4.8125) - 1.33) + 1} \right]$$

$$f(\gamma, g') = 1.74 \left[1 + \frac{0.024(27.6)}{\exp(2.41 - 1.33) + 1} \right]$$

$$f(\gamma, g') = 1.74 \left[1 + \frac{0.66}{\exp(1.08) + 1} \right]$$

$$f(\gamma, g') = 1.74 \left[1 + \frac{0.66}{2.93 + 1} \right]$$

$$f(\gamma, g') = 1.74 \left[1 + \frac{0.66}{3.93} \right]$$

$$f(\gamma, g') = 1.74 [1 + 0.17]$$

$$f(\gamma, g') = 1.74 [1.17]$$

$$f(\gamma, g') = 1.72$$

$$N_1^* = \frac{f_{yo} t_o}{\sin \theta_1} \cdot (1.8 + 10.2 \frac{d_1}{d_0}) \cdot f(\gamma, g') \cdot f(n') \dots \dots 18$$

$$N_1^* = \frac{(360)(0.016)}{\sin 45} \cdot (1.8 + 10.2 \frac{(0.305)}{(0.508)}) (1.72) (1)$$

$$N_1^* = \frac{5.76}{0.85} \cdot (1.8 + 10.2(0.6))(1.72)(1)$$

$$N_1^* = \frac{5.76}{0.85} \cdot (1.8 + 6.12)(1.72)(1)$$

$$N_1^* = \frac{5.76}{0.85} \cdot (7.92)(1.72)$$

$$N_1^* = \frac{5.76}{0.85} \cdot (13.63)$$

$$N_1^* = (6.77)(13.63)$$

$$N_1^* = 92.26 \text{ N/m}^2$$

Sedangkan untuk memperoleh beban pada brace kedua adalah menggunakan persamaan berikut :

$$N_2^* = N_1^* \frac{\sin \theta_1}{\sin \theta_2} \quad \dots \quad \dots 19$$

$$N_2^* = N_1^* \frac{\sin 45}{\sin 45} \quad N_2^* = N_1^* \quad N_2^* = 92.26 \text{ N/m}^2$$

Dalam pemodelan beban yang diberikan adalah pressure sebesar 80 N/m^2

Validity Range umum

$$0.2 < \frac{d_i}{d_0} \leq 1.0 \quad 0.2 < \frac{0.305}{0.508} \leq 1.0 \quad 0.2 < 0.6 \leq 1.0, \quad \text{memenuhi}$$

$$\frac{d_i}{2t_i} \leq 25 \quad \frac{d_0}{2t_0} \leq 25 \quad \frac{0.508}{2(0.016)} \leq 25 \quad 15.875 \leq 25, \quad \text{memenuhi}$$

$$-0.55 \leq \frac{e}{d_0} < 0.25 \quad -0.55 \leq \frac{0}{0.508} < 0.25 \quad -0.55 \leq 0 < 0.25, \quad \text{memenuhi}$$

Dimana

$$\gamma \leq 25$$

$$\gamma \leq 20 \quad \text{untuk (joint x)}$$

$$Ov \geq 25\%$$

$$g = t_1 + t_2$$

Dimana dimensi dari lasan dianggap memiliki *yield strength* yang sama dengan brace

$$\beta = \frac{d_1 + d_2}{2d_0} \dots \dots 20$$

$$\gamma = \frac{d_0}{2t_0} \dots \dots 21$$

$$n' = \frac{f_{op}}{f_{yo}} \dots \dots 22$$

3. Meshing Sensitivity dan Validasi

Meshing sensitivity adalah jumlah elemen yang paling tepat pada suatu mesing model. Adapun harganya diperoleh dari perubahan penurunan stress maksimum pada model. Dari hasil pemodelan yang dilakukan maka diperoleh nilai perubahan stress yang terjadi pada model terhadap jumlah elemen.

Tabel 2 Meshing sensitivity

Jumlah Elemen	Stress Maksimum (N/m ²)	Perubahan Stress	Prosentase Perubahan (%)
5320	44619		
5544	45329	710	1,566326
5768	45902	573	1,248312
5992	46357	455	0,981513
6216	46719	362	0,774845
6440	47016	297	0,6317
6664	47259	243	0,514188
6776	47465	206	0,434004
6888	47624	159	0,333865

Dari grafik diatas, jumlah elemen yang pilih adalah jumlah elemen dimana perubahan stress yang terjadi tidak terlalu besar dan SCF yang diperoleh mendekati dengan persamaan yang berlaku. Kalau diamati dari grafik tersebut maka diambil model dengan jumlah elemen 6664 dan stress maksimumnya adalah 47259 N/m². Pemilihan ini didasarkan pada perubahan stress pada elemen itu mendekati garis lurus serta juga stress

yang terjadi pada model berikutnya menunjukkan perubahan yang kurang tepat. Karena pemilihan meshing adalah meshing mapped maka jumlah tersebut adalah maksimum, karena setelah itu bentuk elemen sudah tidak proposional. Adapun error yang terdapat pada model adalah sebagai berikut:

Adapun perbedaanya adalah tidak lebih dari 15%. Penentuan nilai SCF diperoleh dengan cara membagi tegangan pada elemen yang memiliki stress tertinggi baik pada chord atau brace dan membaginya dengan tegangan nominal.

Dari Gambar 4.4 dan 4.5 (Bab IV) diperoleh bahwa nilai SCF adalah sebagai berikut :

$$\text{SCF pada Chord adalah} \quad SCF_C = \frac{33234}{5963} = 5.57, \text{ sementara}$$

$$\text{SCF pada Brace adalah} \quad SCF_B = \frac{28960}{5963} = 4.9.$$

Selain itu hal yang dijadikan acuan adalah formula yang sudah ditetapkan secara internasional. Adapun pemilihan fomula adalah berdasarkan kecocokan model terhadap parameter yang sudah ditetapkan.

1. Validasi terhadap Wordsworth/Smedley's

SCF adalah sebagai berikut:

$K.K_S = \text{SCF pada } chord \text{ saddle}$

$K.K_C = \text{SCF pada } cord \text{ crown}$

$K.K_b = \text{SCF pada } brace$

Dimana "K" adalah factor koreksi las-lasan.

$$K = \frac{1}{\left(1 + \frac{X}{T}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad \dots \quad ...23$$

SCF pada Chord :

$$K_C = K'_C + K'_0 K''_0 \quad \dots \quad ...24$$

SCF pada Brace :

$$K_b = 1 + 0.63.K_C \quad \dots \quad ...25$$

Dimana:

$$K'c = (0.7 + 1.37\gamma^{0.5}\tau(1-\beta))(2\sin^{0.5}\theta - \sin^3\theta) \quad \dots \quad \dots 26$$

$$K'_0 = \frac{\tau(\beta - 0.5\tau/\gamma)(\alpha/2 - \beta/\sin\theta)\sin\theta}{1 - 1.5/\gamma} \quad \dots \quad \dots 27$$

$$K''_0 = 1.05 + \gamma^{-1}(30)\tau^{1.5}(1.2 - \beta)(\cos^4\theta + 0.15) \quad \dots \quad \dots 28$$

$$Ks = \gamma\tau\beta(6.78 - 6.42\beta^{1/2})\sin^{(1.7+0.7\beta^3)}\theta \quad \dots \quad \dots 29$$

Sementara untuk kondisi batas yang berlaku pada formula Smedley's adalah sebagai berikut:

12	$\leq \gamma \leq$	32
0.13	$\leq \beta \leq$	1.0
0.25	$\leq \tau \leq$	1.0
8	$\leq \alpha \leq$	40
0	$\leq \theta \leq$	90

Dari formula di atas maka dapat dihitung besarnya SCF yang adalah sebagai berikut:

$$Ks = \gamma\tau\beta(6.78 - 6.42\beta^{1/2})\sin^{(1.7+0.7\beta^3)}\theta$$

$$Ks = (15.9)(0.84)(0.6)(6.78 - 6.42(0.6)^{1/2})\sin^{(1.7+0.7(0.6)^3)}45$$

$$Ks = 7.56$$

$$K'c = (0.7 + 1.37(15.9)^{0.5}(0.85)(1 - (0.6)))(2\sin^{0.5}45 - \sin^345)$$

$$K'c = 2.47$$

$$K'_0 = \frac{\tau(\beta - 0.5\tau/\gamma)(\alpha/2 - \beta/\sin\theta)\sin\theta}{1 - 1.5/\gamma}$$

$$K'_0 = \frac{(0.84)((0.6) - 0.5(0.85)/(15.9))((15.72)/2 - (0.6)/\sin 45)\sin 45}{1 - 1.5/(15.9)}$$

$$K'_0 = 2.65$$

$$K''_0 = 1.05 + \gamma^{-1}(30)\tau^{1.5}(1.2 - \beta)(\cos^4 \theta + 0.15)$$

$$K''_0 = 1.05 + (15.9)^{-1}(30)(0.84)^{1.5}(1.2 - (0.6))(\cos^4 45 + 0.15)$$

$$K''_0 = 1.398$$

Sehingga SCF pada *chord* adalah

$$K_c = K'_c + K'_0 K''_0$$

$$K_c = 2.45 + (2.65)(1.398)$$

$$K_c = 6.1547$$

Sementara SCF pada *brace* adalah

$$K_b = 1 + 0.63 \cdot K_c$$

$$K_b = 1 + 0.63 \cdot (6.1547)$$

$$K_b = 4.88$$

2. Formula DNV

SCF_{Chord}

$$\tau^{0.9} \gamma^{0.5} (0.67 - \beta^2 + 1.16\beta) \sin \theta \left(\frac{\sin \theta_{maks}}{\sin \theta_{min}} \right)^{0.30} \left(\frac{\beta_{maks}}{\beta_{min}} \right)^{0.3} (1.64 + 0.29\beta^{-0.38} \operatorname{ATAN}(8\zeta)) \dots \dots 30$$

SCF_{Brace}

$$1 + (1.97 - 1.57\beta^{0.25})\tau^{-0.14} (\sin \theta)^{0.7} (\operatorname{pers.}(4\dots)) + \sin^{1.8}(\theta_{maks} + \theta_{min}) (0.131 - 0.84\operatorname{ATAN}(14\zeta + 4.2\beta)) C \beta^{1.5} \gamma^{0.5} \tau^{-1.22} \dots 31$$

Dimana:

$C = 0$ untuk joint dengan gap

$C = 1$ untuk joint menyatu (tanpa gap)

$C = 0.5$ untuk joint overlapping

Catatan : Nilai τ, β, θ dan nilai nominal stress relatif terhadap pertimbangan

ATAN adalah arctangen yang dihitung dalam radian

Dari persamaan di atas dapat diperoleh besarnya SCF adalah sebagai berikut:

SCF_{Chord}

$$\begin{aligned}
& (0.84)^{0.9} (15.9)^{0.5} (0.67 - (0.6)^2 + 1.16(0.6)) \sin 45 \left(\frac{\sin 45}{\sin 45} \right)^{0.3} \\
= & \left(\frac{0.6}{0.6} \right)^{0.3} (1.64 + 0.29(0.6)^{-0.38} \operatorname{ATAN}(8(0.15))) \\
= & (0.85)(0.39)(0.67 - (0.36) + 0.7)(0.85)(1.64 + 0.35 \operatorname{ATAN}(1.2)) \\
= & (3.41)(0.31 + 0.7)(0.85)(1.64 + 0.31) \\
= & 5.69
\end{aligned}$$

$\text{SCF}_{\text{Brace}}$

$$\begin{aligned}
& = 1 + (1.97 - 1.57(0.6)^{0.25})(0.84)^{-0.14} (\sin 45)^{0.7} (5.69) + 0 \\
& = 1 + (1.97 - 1.38)(1.02)(0.85)^{-0.14} (5.69) \\
& = 1 + 3.49 \\
& = 4.49
\end{aligned}$$

3. Efthymiou Equation

$$\begin{aligned}
\text{SCF}_C & = \tau^{0.9} \gamma^{0.5} (0.67 - \beta^2 + 1.16\beta) \sin \theta \left[\frac{\sin \theta_{\max}}{\sin \theta_{\min}} \right]^{0.3} \\
& \quad \times [1.64 + 0.29\beta^{(-0.38)} \operatorname{ATAN}(8\zeta)] \quad \dots \quad \dots 32
\end{aligned}$$

$$\text{SCF}_B = 1 + [\text{SCF}_C] [1.97 - 1.57\beta^{0.25}] \tau^{(-0.14)} \sin^{0.7} \theta \quad \dots \quad \dots 33$$

Sehingga besarnya

$$\begin{aligned}
\text{SCF}_C & = (0.84)^{0.9} (15.9)^{0.5} (0.67 - (0.6)^2 + 1.16(0.6)) \sin(45) \left[\frac{\sin 45}{\sin 45} \right]^{0.3} \\
& \quad \times [1.64 + 0.29(0.6)^{(-0.38)} \operatorname{ATAN}(8(0.15))] \\
& = (0.85)(3.99)(0.67 - (0.36) + 1.16(0.6)) \sin(45)[1]^{0.3} \\
& \quad \times [1.64 + 0.29(1.2) \operatorname{ATAN}(1.2)] \\
& = (3.41)(0.31 + 0.7)(0.85)[1.64 + (0.348)(0.87)] \\
& = (2.93)[1.64 + (0.30)] \\
& = (2.93)[1.94] \\
& = 5.67
\end{aligned}$$

$$\text{SCF}_B = 1 + [5.67] [1.97 - 1.57(0.6)^{0.25}] (0.84)^{(-0.14)} \sin^{0.7} 45$$

$$\begin{aligned}
 &= 1 + [5.67](1.97 - 1.57(0.77))(1.02)0.89 \\
 &= 1 + [5.67](0.75)0.89 \\
 &= 1 + 3.82 \\
 &= 4.82
 \end{aligned}$$

4. Validasi API RP2A

Validasi terhadap API RP2A adalah melihat stress maksimum yang terjadi apakah memenuhi kriteria yaitu :

$$F = 0.6F_y$$

Dimana F_y : adalah yield strength, (MPa).

Adapun Stress yang terjadi adalah 47259 N/m^2 . Sementara tegangan ijin adalah $= 0.6 \times 250 \text{ MPa} = 150 \text{ MPa}$. Ini berarti stress yang terjadi masih dibawah stress yang diijinkan. Berarti perhitungan stress dapat diterima.

Dari perhitungan di atas maka dapat dimuat dalam Tabel 3.

Tabel 3 Tabel perbandingan dan error

<i>Smedley's</i>		<i>Efthymiou</i>		<i>DNV</i>		<i>FEM</i>	
SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B
6.15	4.88	5.67	4.82	5.69	4.49	5.57	4.78
<i>Validasi terhadap formula (%)</i>							
9.43	2.05	1.76	0.83	2.11	6.46		

5. Variasi Model

Dalam UEG dijelaskan bahwa penentuan tinggi ring (H_p) dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 H_p &= (D - 2T)/2 & \dots & \dots 34 \\
 &= (508 - 2.16)/2 \\
 &= 238 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Namun untuk mengetahui lebih dalam maka dilakukan variasi terhadap lebar plate. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Tabel 4 hingga 8.

Tabel 4 Perubahan stress pada H_p 238 mm

Model	Jumlah Ring	H_p (mm)	W_p (mm)	Stress Maksimum (N/m ²)
1	1	238	16	46410
2	1	238	18	46139
3	1	238	20	45830
4	1	238	22	45488
5	1	238	24	45041

Tabel 5 Perubahan stress pada H_p 220 mm

Model	Jumlah Ring	H_p (mm)	W_p (mm)	Stress Maksimum (N/m ²)
1	1	220	16	46423
2	1	220	18	46155
3	1	220	20	45849
4	1	220	22	45509
5	1	220	24	45141

Tabel 6 Perubahan stress pada Hp 200 mm

Model	Jumlah Ring	H_P (mm)	W_P (mm)	Stress Maksimum (N/m²)
1	1	200	16	46439
2	1	200	18	46179
3	1	200	20	45871
4	1	200	22	45535
5	1	200	24	45171

Tabel 7 Perubahan stress pada Hp 180 mm

Model	Jumlah Ring	H_P (mm)	W_P (mm)	Stress Maksimum (N/m²)
1	1	180	16	46456
2	1	180	18	46194
3	1	180	20	45896
4	1	180	22	45565
5	1	180	24	45205

Tabel 8 Perubahan stress pada Hp 160 mm

Model	Jumlah Ring	H_P (mm)	W_P (mm)	Stress Maksimum (N/m²)
1	1	160	16	46475
2	1	160	18	46218
3	1	160	20	45925
4	1	160	22	45599
5	1	160	24	45245

6. Perubahan SCF

Dari hasil perubahan stress oleh karena variasi ring, maka berikut ini kita akan besarnya SCf serta perbandingan dengan model tanpa menggunakan ring.

Tabel 8 Nilai SCF pada Hp 160 mm

Model	Jumlah Ring	H _P (mm)	W _P (mm)	SCF	
				Ch	Br
1	1	160	16	5.47	4.69
2	1	160	18	5.43	4.66
3	1	160	20	5.39	4.62
4	1	160	22	5.35	4.58
5	1	160	24	5.30	4.54

Tabel 9 Nilai SCF pada Hp 180 mm

Model	Jumlah Ring	H _P (mm)	W _P (mm)	SCF	
				Ch	Br
1	1	160	16	5.47	4.69
2	1	160	18	5.43	4.66
3	1	160	20	5.39	4.62
4	1	160	22	5.35	4.58
5	1	160	24	5.30	4.53

Tabel 10 Nilai SCF pada Hp 200 mm

Model	Jumlah Ring	H _P (mm)	W _P (mm)	SCF	
				Ch	Br
1	1	160	16	5.46	4.69
2	1	160	18	5.43	4.65
3	1	160	20	5.39	4.62
4	1	160	22	5.34	4.57
5	1	160	24	5.29	4.53

Tabel 10 Nilai SCF pada Hp 220 mm

Model	Jumlah Ring	H _P (mm)	W _P (mm)	SCF	
				Ch	Br
1	1	160	16	5.46	4.69
2	1	160	18	5.43	4.65
3	1	160	20	5.38	4.61
4	1	160	22	5.34	4.57
5	1	160	24	5.29	4.52

Tabel 11 Nilai SCF pada Hp 238 mm

Model	Jumlah Ring	H _P (mm)	W _P (mm)	SCF	
				Ch	Br
1	1	160	16	5.46	4.68
2	1	160	18	5.42	4.65
3	1	160	20	5.38	4.61
4	1	160	22	5.33	4.57
5	1	160	24	5.27	4.51

7. Perubahan SCF

Perubahan besarnya SCF adalah merupakan hal yang menjadi inti dalam Tugas Akhir ini. Adapun perubahan tersebut lebih dititik beratkan terhadap analisa FEM dan juga persamaan *Efthymiou*. Untuk melihat besarnya perubahan dapat dilihat pada Tabel 12 hingga 15

Tabel 12 Perbandingan Nilai SCF pada Hw = 160 mm

Tw (mm)	Tanpa Rings		Dengan Rings		% Perubahan	
	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B

16	5.57	4.49	5.47	4.69	1.85	1.89
18			5.43	4.66	2.50	2.58
20			5.39	4.62	3.25	3.40
22			5.35	4.58	4.11	4.32
24			5.30	4.54	5.06	5.34

Tabel 13 Perbandingan Nilai SCF pada $H_w = 180 \text{ mm}$

T_w (mm)	Tanpa Rings		Dengan Rings		% Perubahan	
	SCF_C	SCF_B	SCF_C	SCF_B	SCF_C	SCF_B
16	5.57	4.78	5.47	4.69	1.90	1.94
18			5.43	4.66	2.56	2.65
20			5.39	4.62	3.33	3.48
22			5.35	4.58	4.20	4.42
24			5.30	4.53	5.17	5.46

Tabel 14 Perbandingan Nilai SCF pada $H_w = 200 \text{ mm}$

T_w (mm)	Tanpa Rings		Dengan Rings		% Perubahan	
	SCF_C	SCF_B	SCF_C	SCF_B	SCF_C	SCF_B
16	5.57	4.78	5.46	4.69	1.94	1.99
18			5.43	4.65	2.60	2.70
20			5.39	4.62	3.40	3.55

22			5.34	4.57	4.28	4.50
24			5.29	4.53	5.26	5.56

Tabel 15 Perbandingan Nilai SCF pada $H_w = 220 \text{ mm}$

Tw (mm)	Tanpa Rings		Dengan Rings		% Perubahan	
	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B
16	5.57	4.78	5.46	4.69	1.98	2.03
18			5.43	4.65	2.66	2.76
20			5.38	4.61	3.46	3.61
22			5.34	4.57	4.35	4.58
24			5.29	4.52	5.34	5.65

Tabel 15 Perbandingan Nilai SCF pada $H_w = 238 \text{ mm}$

Tw (mm)	Tanpa Rings		Dengan Rings		% Perubahan	
	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B	SCF _C	SCF _B
16	5.57	4.78	5.46	4.68	2.01	2.06
18			5.42	4.65	2.70	2.80
20			5.38	4.61	3.50	3.66
22			5.33	4.57	4.41	4.64
24			5.27	4.51	5.61	5.93

Hw (mm)	Tw (mm)	Stress Ch (Pa)	Stress Br (Pa)	Stress Nom (Pa)	SCFc	SCFb		SCFc SJ	SCFb SJ	Perubahan SCFc (%)	Perubahan SCFb (%)
160	16	32559	27927	5963	5,46	4,68	16	5,57	4,78	2,01	2,06
	18	32340	27726	5963	5,42	4,65	18	5,57	4,78	2,70	2,80
	20	32090	27496	5963	5,38	4,61	20	5,57	4,78	3,50	3,66
	22	31812	27240	5963	5,33	4,57	22	5,57	4,78	4,41	4,64
	24	31450	26907	5963	5,27	4,51	24	5,57	4,78	5,61	5,93
								4,78			
								4,78			
	16	32569	27937	5963	5,46	4,69		5,57	4,78	1,98	2,03
	18	32352	27738	5963	5,43	4,65		5,57	4,78	2,66	2,76
	20	32104	27509	5963	5,38	4,61		5,57	4,78	3,46	3,61
180	22	31829	27255	5963	5,34	4,57		5,57	4,78	4,35	4,58
	24	31529	26979	5963	5,29	4,52		5,57	4,78	5,34	5,65
								4,78			
								4,78			
	16	32581	27948	5963	5,46	4,69		5,57	4,78	1,94	1,99
	18	32371	27755	5963	5,43	4,65		5,57	4,78	2,60	2,70
	20	32122	27526	5963	5,39	4,62		5,57	4,78	3,40	3,55
	22	31850	27275	5963	5,34	4,57		5,57	4,78	4,28	4,50
	24	31553	27001	5963	5,29	4,53		5,57	4,78	5,26	5,56
								4,78			
200								4,78			
	16	32595	27961	5963	5,47	4,69		5,57	4,78	1,90	1,94
	18	32384	27767	5963	5,43	4,66		5,57	4,78	2,56	2,65
	20	32143	27545	5963	5,39	4,62		5,57	4,78	3,33	3,48
	22	31874	27297	5963	5,35	4,58		5,57	4,78	4,20	4,42
	24	31581	27027	5963	5,30	4,53		5,57	4,78	5,17	5,46
								4,78			
								4,78			
	16	32611	27975	5963	5,47	4,69		5,57	4,78	1,85	1,89
	18	32404	27785	5963	5,43	4,66		5,57	4,78	2,50	2,58
238	20	32167	27567	5963	5,39	4,62		5,57	4,78	3,25	3,40
	22	31902	27324	5963	5,35	4,58		5,57	4,78	4,11	4,32
	24	31615	27058	5963	5,30	4,54		5,57	4,78	5,06	5,34

SHELL93**Element Library**[Prev](#)[Next](#)

SHELL93

Name

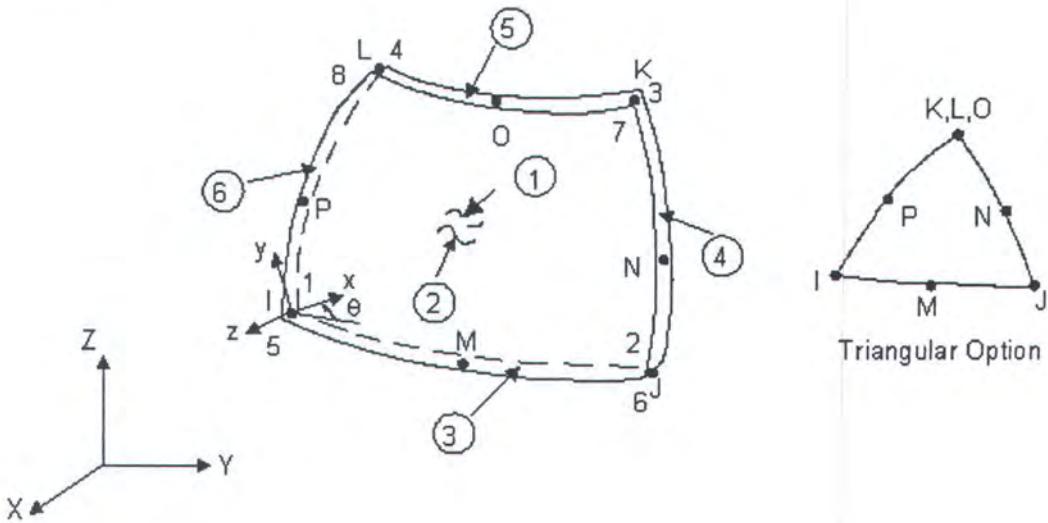
SHELL93 — 8-Node Structural Shell

product: MP ME ST PR PP ED

Element Description

SHELL93 is particularly well suited to model curved shells. The element has six degrees of freedom at each node: translations in the nodal x, y, and z directions and rotations about the nodal x, y, and z-axes. The deformation shapes are quadratic in both in-plane directions. The element has plasticity, stress stiffening, large deflection, and large strain capabilities. See the *ANSYS, Inc. Theory Reference* for more details about this element.

SHELL93 8-Node Structural Shell



Input Data

The geometry, node locations, and the coordinate system for this element are shown in SHELL93. The element is defined by eight nodes, four thicknesses, and the orthotropic material properties. Midside nodes may not be removed from this element. See Quadratic Elements (Midside Nodes) in the *ANSYS Modeling and Meshing Guide* for additional information about the use of midside nodes. A triangular-shaped element may be formed by defining the same node number for nodes K, L and O.

Orthotropic material directions correspond to the element coordinate directions. The element coordinate system orientation is as described in Coordinate Systems. The element x and y-axes are in the plane of the element. The x-axis may be rotated an angle THETA (in degrees) toward the y-axis.

The element may have variable thickness. The thickness is assumed to vary smoothly over the area of the element, with the thickness input at the corner nodes. The thickness at the midside nodes is taken as the average of the corresponding corner nodes. If the element has a constant thickness, only TK(I) need be input. If the thickness is not constant, all four thicknesses must be input. If the total thickness of any shell element is greater than twice the radius of curvature, ANSYS issues an error. If the total thickness is greater than one-fifth but less than twice the radius of curvature, ANSYS issues a warning. ADMSUA is the added mass per unit area.

Element loads are described in Node and Element Loads. Pressures may be input as surface loads on the element faces as shown by the circled numbers on SHELL93. Positive pressures act into the element. Edge pressures are input as force per unit length. Temperatures may be input as element body loads at the "corner" locations (1-8) shown in SHELL93. The first corner temperature T1 defaults to TUNIF. If all other temperatures are unspecified, they default to T1. If only T1 and T2 are input, T1 is used for T1, T2, T3, and T4, while T2 (as input) is used for T5, T6, T7, and T8. For any other input pattern, unspecified temperatures default to TUNIF. Only the lumped mass matrix is available.

A summary of the element input is given in . A general description of element input is given in .

SHELL93 Input Summary

Element Name

SHELL93

Nodes

I, J, K, L, M, N, O, P

Degrees of Freedom

UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ

Real Constants

TK(I), TK(J), TK(K), TK(L), THETA, ADMSUA

Material Properties

EX, EY, EZ, ALPX, ALPY, ALPZ,
(PRXY, PRYZ, PRXZ or NUXY, NUYZ, NUXZ),
DENS, GXY, GYZ, GXZ, DAMP

Surface Loads

Pressures --

face 1 (I-J-K-L) (bottom, in +Z direction),
face 2 (I-J-K-L) (top, in -Z direction),
face 3 (J-I), face 4 (K-J), face 5 (L-K), face 6 (I-L)

Body Loads

Temperature --

T1, T2, T3, T4, T5, T6, T7, T8

Special Features

Plasticity, Stress stiffening, Large deflection, Large strain, Birth and death, Adaptive descent

KEYOPT(4)

0 --

No user subroutine to define element coordinate system

4 --

Element x-axis located by user subroutine USERAN

Note

See the *ANSYS Guide to User Programmable Features* more information on user written subroutines

KEYOPT(5)

0 --

Basic element printout

1 --

Repeat basic solution for all integration points and top, middle and bottom surfaces

2 --

Nodal stress printout

KEYOPT(6)

0 --

Basic element printout

1 --

Nonlinear integration point printout

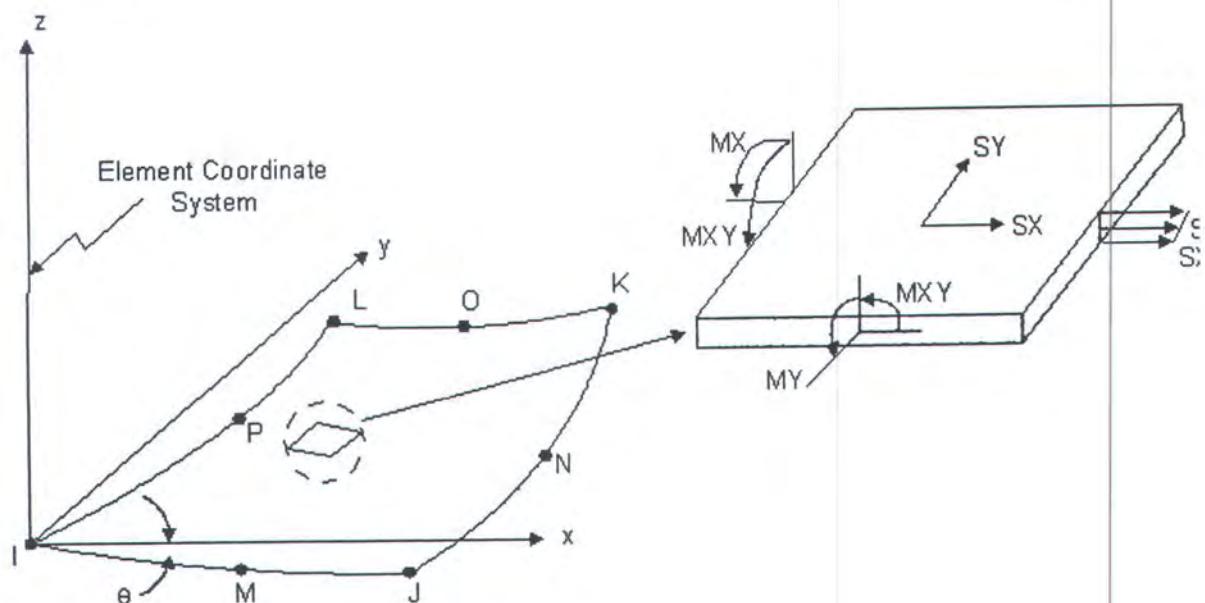
Output Data

The solution output associated with the element is in two forms:

- nodal displacements included in the overall nodal solution
- additional element output as shown in Element Output Definitions

Several items are illustrated in Stress Output. Printout includes the moments about the x face (MX), the moments about the y face (MY), and the twisting moment (MXY). The moments are calculated per unit length in the element coordinate system. The element stress directions and force resultants (NX,MX,TX,etc.) are parallel to the element coordinate system. The basic element printout is given at the center of the top of face IJKL, the element centroid, and at the center of the bottom of face IJKL. A general description of solution output is given in Solution Output. See the *ANSYS Basic Analysis Guide* for ways to view results.

SHELL93 Stress Output



The Element Output Definitions table uses the following notation:

A colon (:) in the Name column indicates the item can be accessed by the Component Name method [**ETABLE**, **ESOL**]. The O column indicates the availability of the items in the file **Jobname.OUT**. The R column indicates the availability of the items in the results file.

In either the O or R columns, Y indicates that the item is *always* available, a number refers to a table footnote that describes when the item is *conditionally* available, and a - indicates that the item is *not* available.

SHELL93 Element Output Definitions

Name	Definition	O	R
EL	Element number and name	Y	Y
NODES	Nodes - I, J, K, L, M, N, O, P	Y	Y
MAT	Material number	Y	Y
THICK	Average thickness	Y	Y
VOLU:	Volume	Y	Y
XC, YC, ZC	Location where results are reported	Y	3
PRES	Pressures P1 at nodes I,J,K,L; P2 at I,J,K,L; P3 at J,I; P4 at K,J; P5 at L,K; P6 at I,L	Y	Y
TEMP	T1, T2, T3, T4, T5, T6, T7, T8	Y	Y
LOC	TOP, MID, BOT, or integration point location	1	1
S: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Stresses	1	1
S: 1, 2, 3	Principal stress	1	1
S: INT	Stress intensity	1	1
S: EQV	Equivalent stress	1	1
EPEL: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Elastic strains	1	1
EPEL: 1, 2, 3	Principal stress	1	1
EPEL: EQV	Equivalent elastic strain [4]	-	1
EPTH: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Average thermal strain	Y	Y
EPTH: EQV	Equivalent thermal strain [4]	-	Y
EPPL: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Average plastic strains	2	2
EPPL: EQV	Equivalent plastic strains [4]	-	2
EPCR: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Average creep strains (X, Y, Z, XY, YZ, XZ)	2	2
EPCR: EQV	Equivalent creep strain [4]	-	2
EPSW:	Swelling strain	-	2
NL: EPEQ	Average equivalent plastic strain	2	2
NL: SRAT	Ratio of trial stress to stress on yield surface	2	2
NL: SEPL	Average equivalent stress from stress-strain curve	2	2
T(X, Y, XY)	In-plane element X, Y, and XY forces	Y	Y

M(X, Y, XY)	Element X, Y, and XY moments	Y Y
N(X, Y)	Out-of-plane element X and Y shear forces	Y Y

1. The stress solution item repeats for top, middle, and bottom surfaces (and for all integration points if KEYOPT(5) = 1)
2. Nonlinear solution (item output for top, middle, and bottom surfaces only if the element has a nonlinear material)
3. Available only at centroid as a *GET item.
4. The equivalent strains use an effective Poisson's ratio: for elastic and thermal this value is set by the user (MP,PRXY); for plastic and creep this value is set at 0.5.

SHELL93 Miscellaneous Element Output

Description	Names of Items Output	O	R
Nonlinear Integration Pt. Solution	EPPL, EPEQ, SRAT, SEPL	1	-
Nodal Stress Solution	TEMP, S, SINT, SEQV	2	-

1. Output at each integration point, if the element has a nonlinear material and KEYOPT(6) = 1
2. Output at each corner node, if KEYOPT(5) = 2 (repeats each location)

Item and Sequence Numbers for ETABLE and ESOL lists output available through the ETABLE command using the Sequence Number method. See The General Postprocessor (POST1) in the *ANSYS Basic Analysis Guide* and The Item and Sequence Number Table in this manual for more information. The following notation is used in Item and Sequence Numbers for ETABLE and ESOL:

Name

output quantity as defined in the Element Output Definitions

Item

predetermined Item label for ETABLE command

E

sequence number for single-valued or constant element data

I,J,...,L

sequence number for data at nodes I,J,...,L

SHELL93 Item and Sequence Numbers for the ETABLE and ESOL Commands

Name	Item	E	I	J	K	L
TX	SMISC	1	-	-	-	-
TY	SMISC	2	-	-	-	-

TXY	SMISC	3	-	-	-	-
MX	SMISC	4	-	-	-	-
MY	SMISC	5	-	-	-	-
MXY	SMISC	6	-	-	-	-
NX	SMISC	7	-	-	-	-
NY	SMISC	8	-	-	-	-
THICK	NMISC	49	-	-	-	-
P1	SMISC	-	9	10	11	12
P2	SMISC	-	13	14	15	16
P3	SMISC	-	18	17	-	-
P4	SMISC	-	-	20	19	-
P5	SMISC	-	-	-	22	21
P6	SMISC	-	23	-	-	24
Top						
S:1	NMISC	-	1	6	11	16
S:2	NMISC	-	2	7	12	17
S:3	NMISC	-	3	8	13	18
S:INT	NMISC	-	4	9	14	19
S:EQV	NMISC	-	5	10	15	20
Bot						
S:1	NMISC	-	21	26	31	36
S:2	NMISC	-	22	27	32	37
S:3	NMISC	-	23	28	33	38
S:INT	NMISC	-	24	29	34	39
S:EQV	NMISC	-	25	30	35	40

Assumptions and Restrictions

Zero area elements are not allowed. This occurs most often whenever the elements are not numbered properly. Zero thickness elements or elements tapering down to a zero thickness at any corner are not allowed. The applied transverse thermal gradient is assumed to vary linearly through the thickness. Shear deflections are included in this element. The out-of-plane (normal) stress for this element varies linearly through the thickness. The transverse shear stresses (SYZ and SXZ) are assumed to be constant through the thickness. The transverse shear strains are assumed to be small in a large strain analysis. This element may produce inaccurate stresses under thermal loads for doubly curved or warped domains.

Product Restrictions

When used in the product(s) listed below, the stated product-specific restrictions apply to this element in addition to the general assumptions and restrictions given in the previous section.

ANSYS/Professional

- The DAMP material property is not allowed.

- The special features allowed are stress stiffening and large deflection.
 - KEYOPT(4) can only be set to 0 (default).
-

[Prev](#)[SOLID92](#)[Next](#)[SOLID95](#)

SOLID45**Element Library**[Prev](#)[Next](#)

SOLID45

Name

SOLID45 — 3-D Structural Solid

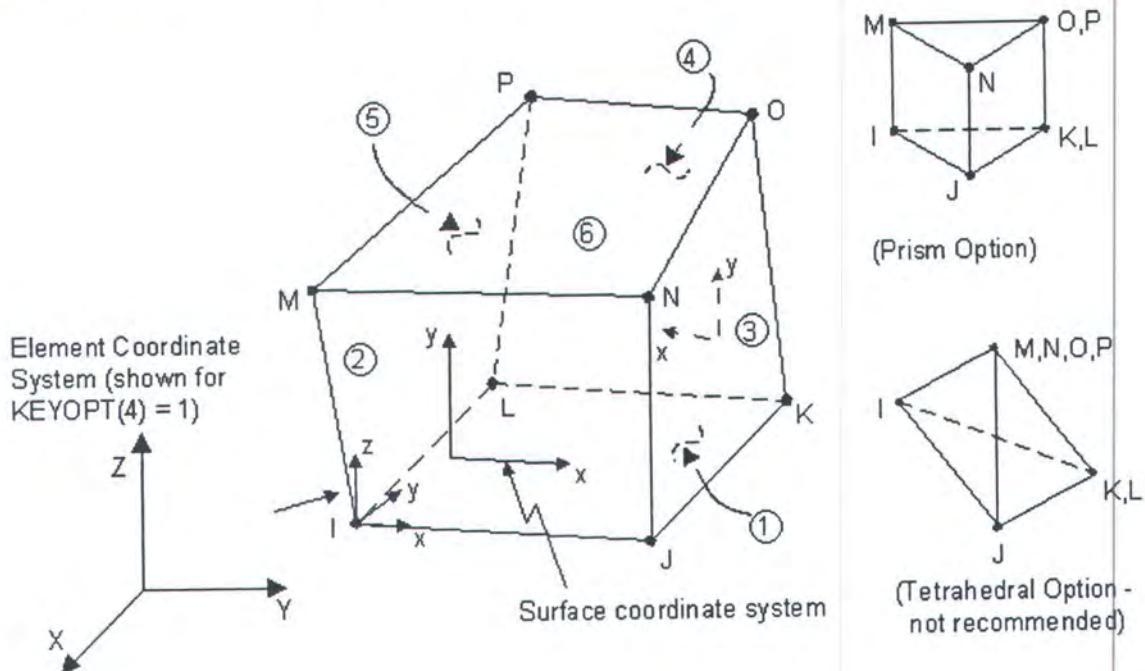
product: MP ME ST PR PP ED

Element Description

SOLID45 is used for the three-dimensional modeling of solid structures. The element is defined by eight nodes having three degrees of freedom at each node: translations in the nodal x, y, and z directions.

The element has plasticity, creep, swelling, stress stiffening, large deflection, and large strain capabilities. A reduced integration option with hourglass control is available. See the *ANSYS, Inc. Theory Reference* for more details about this element. A similar element with anisotropic properties is SOLID64. A higher-order version of the SOLID45 element is SOLID95.

SOLID45 3-D Structural Solid



Input Data

The geometry, node locations, and the coordinate system for this element are shown in SOLID45. The element is defined by eight nodes and the orthotropic material properties. Orthotropic material directions correspond to the element coordinate directions. The element coordinate system orientation is as described in [Coordinate Systems](#).

Element loads are described in Node and Element Loads. Pressures may be input as surface loads on the element faces as shown by the circled numbers on SOLID45. Positive pressures act into the element. Temperatures and fluences may be input as element body loads at the nodes. The node I temperature T(I) defaults to TUNIF. If all other temperatures are unspecified, they default to T(I). For any other input temperature pattern, unspecified temperatures default to TUNIF. Similar defaults occurs for fluence except that zero is used instead of TUNIF.

KEYOPT(1) is used to include or suppress the extra displacement shapes. KEYOPT(5) and KEYOPT(6) provide various element printout options (see [Element Solution](#)).

This element also supports uniform reduced (1 point) integration with hourglass control when KEYOPT(2) = 1. Using uniform reduced integration provides the following advantages when running a nonlinear analysis:

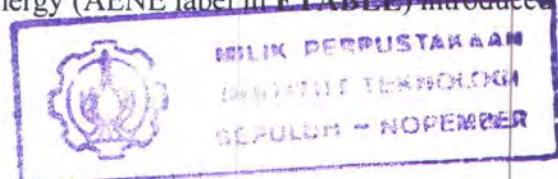
- Less CPU time is required for element stiffness formation and stress/strain calculations to achieve a comparable accuracy to the FULL integration option.
- The length of the element history saved record (.ESAV and .OSAV) is about 1/7th as much as when the full integration (2 X 2 X 2) is used for the same number of elements.
- Nonlinear convergence characteristic of the option is generally far superior to the default full integration with extra displacement shape; that is, KEYOPT(1) = 0, KEYOPT(2) = 0.
- The analysis will not suffer from volumetric locking which can be caused by plasticity or other incompressible material properties.

An analysis using uniform reduced integration can have the following disadvantages:

- The analysis is not as accurate as the full integration method, which is apparent in the linear analysis for the same mesh.
- The analysis cannot capture the bending behavior with a single layer of elements, for example, in the case of a fixed-end cantilever with a lateral point load, modeled by one layer of elements laterally. Instead, four elements are usually recommended.

When the uniform reduced integration option is used (KEYOPT(2) = 1 - this option is the same as SOLID185 with KEYOPT(2) = 1), you can check the accuracy of the solution by comparing the total energy (SENE label in ETABLE) and the artificial energy (AENE label in ETABLE) introduced by hourglass control. If the ratio of:

$$\frac{\text{artificial energy}}{\text{total energy}} < 5\%$$



the solution is generally acceptable. If the ratio exceeds 5%, refine the mesh. The total energy and artificial energy can also be monitored by using the OUTPR, VENG command in the solution phase. For more details, see the *ANSYS, Inc. Theory Reference*.

KEYOPT(9)=1 is used to read initial stress data from a user subroutine. For details about these user subroutines, see the *ANSYS Guide to User Programmable Features*.

You can include the effects of pressure load stiffness in a geometric nonlinear analysis using SOLCONTROL,,INCP. Pressure load stiffness effects are included in linear eigenvalue buckling automatically. If an unsymmetric matrix is needed for pressure load stiffness effects, use

NROPT,UNSYM.

A summary of the element input is given in Input Summary. A general description of element input is given in Element Input.

SOLID45 Input Summary**Element Name**

SOLID45

Nodes

I, J, K, L, M, N, O, P

Degrees of Freedom

UX, UY, UZ

Real Constants

Hourglass control factor needed only when KEYOPT(2) = 1.

Note

The valid value for this real constant is any positive number; default = 1.0. We recommend that you use a value between 1 and 10.

Material Properties

EX, EY, EZ, (PRXY, PRYZ, PRXZ or NUXY, NUYZ, NUXZ),
ALPX, ALPY, ALPZ, DENS, GXY, GYZ,
GXZ, DAMP

Surface Loads

Pressures --

face 1 (J-I-L-K), face 2 (I-J-N-M), face 3 (J-K-O-N),
face 4 (K-L-P-O), face 5 (L-I-M-P), face 6 (M-N-O-P)

Body Loads

Temperatures --

T(I), T(J), T(K), T(L), T(M), T(N), T(O), T(P)

Fluences --

FL(I), FL(J), FL(K), FL(L), FL(M), FL(N), FL(O), FL(P)

Special Features

Plasticity, Creep, Swelling, Stress stiffening, Large deflection, Large strain, Birth and death,
Adaptive descent

KEYOPT(1)

0 --

Include extra displacement shapes

1 --

Suppress extra displacement shapes

KEYOPT(2)

0 --

Full integration with or without extra displacement shapes, depending on the setting of
KEYOPT(1)

1 --

Uniform reduced integration with hourglass control; suppress extra displacement
shapes (KEYOPT(1) is automatically set to 1).

KEYOPT(4)

- 0 -- Element coordinate system is parallel to the global coordinate system
- 1 -- Element coordinate system is based on the element I-J side

KEYOPT(5)

- 0 -- Basic element solution
- 1 -- Repeat basic solution for all integration points
- 2 -- Nodal Stress Solution

KEYOPT(6)

- 0 -- Basic element solution
- 1 -- Surface solution for face I-J-N-M also
- 2 -- Surface solution for face I-J-N-M and face K-L-P-O
(Surface solution available for linear materials only)
- 3 -- Nonlinear solution at each integration point also
- 4 -- Surface solution for faces with nonzero pressure

KEYOPT(9)

- 0 -- No user subroutine to provide initial stress (default)
- 1 -- Read initial stress data from user subroutine USTRESS

Note

See the *ANSYS Guide to User Programmable Features* for user written subroutines

Output Data

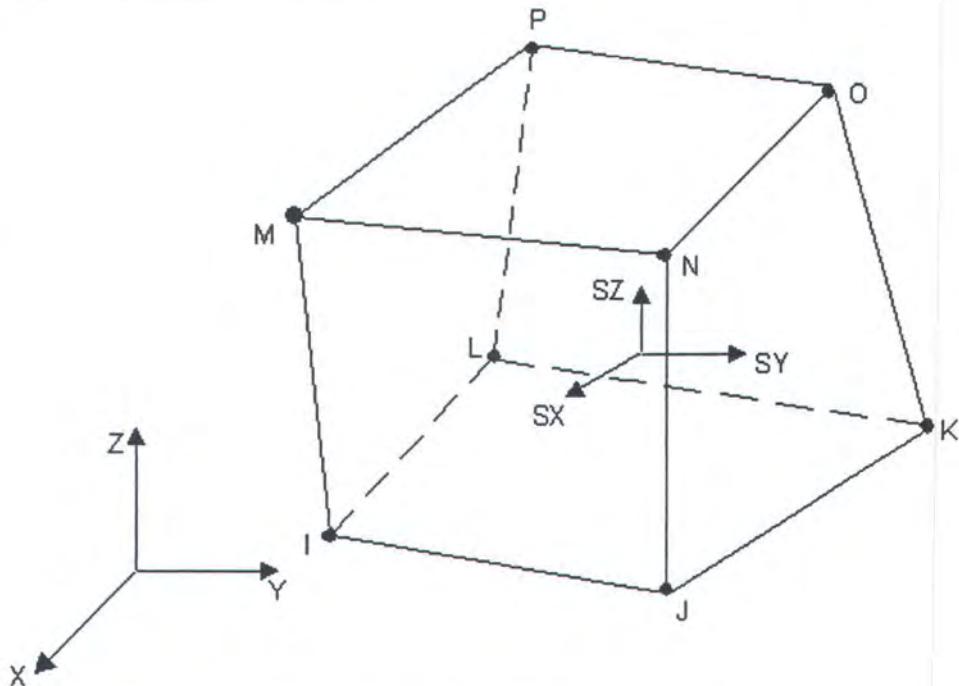
The solution output associated with the element is in two forms:

- nodal displacements included in the overall nodal solution
- additional element output as shown in Element Output Definitions

Several items are illustrated in Stress output. The element stress directions are parallel to the element coordinate system. The surface stress outputs are in the surface coordinate systems and are available for any face (KEYOPT(6)). The coordinate systems for faces IJNM and KLPO are shown in SOLID45. The other surface coordinate systems follow similar orientations as indicated by the pressure face node description. Surface stress printout is valid only if the conditions described in Element Solution are met. A general description of solution output is given in Solution Output. See

the *ANSYS Basic Analysis Guide* for ways to view results.

SOLID45 Stress Output



Stress directions shown are for KEYOPT(4) = 0

When KEYOPT(2) = 1 (the element is using uniform reduced integration), all the outputs for the element integration points are output in the same style as the full integration outputs. The number of points for full integration is used for consistency of output within the same element type.

The Element Output Definitions table uses the following notation:

A colon (:) in the Name column indicates the item can be accessed by the Component Name method [ETABLE, ESOL]. The O column indicates the availability of the items in the file Jobname.OUT. The R column indicates the availability of the items in the results file.

In either the O or R columns, Y indicates that the item is *always* available, a number refers to a table footnote that describes when the item is *conditionally* available, and a - indicates that the item is *not* available.

SOLID45 Element Output Definitions

Name	Definition	O	R
EL	Element Number	Y	Y
NODES	Nodes - I, J, K, L, M, N, O, P	Y	Y
MAT	Material number	Y	Y
VOLU:	Volume	Y	Y
XC, YC, ZC	Location where results are reported	Y	3
PRES	Pressures P1 at nodes J, I, L, K; P2 at I, J, N, M; P3 at J, K, O, N; P4 at K, L, P, O; P5 at L, I, M, P; P6 at M, N, O, P	Y	Y
TEMP	Temperatures T(I), T(J), T(K), T(L), T(M), T(N), T(O), T(P)	Y	Y

FLUEN	Fluences FL(I), FL(J), FL(K), FL(L), FL(M), FL(N), FL(O), FL(P)	Y	Y
S: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Stresses	Y	Y
S: 1, 2, 3	Principal stresses	Y	Y
S: INT	Stress intensity	Y	Y
S: EQV	Equivalent stress	Y	Y
EPEL: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Elastic strains	Y	Y
EPEL: 1, 2, 3	Principal elastic strains	Y	-
EPEL: EQV	Equivalent elastic strain [4]	Y	Y
EPTH: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Average thermal strains	1	1
EPTH: EQV	Equivalent thermal strain [4]	1	1
EPPL: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Average plastic strains	1	1
EPPL: EQV	Equivalent plastic strain [4]	1	1
EPCR: X, Y, Z, XY, YZ, XZ	Average creep strains	1	1
EPCR: EQV	Equivalent creep strain [4]	1	1
EPSW:	Average swelling strain	1	1
NL:EPEQ	Average equivalent plastic strain	1	1
NL:SRAT	Ratio of trial stress to stress on yield surface	1	1
NL:SEPL	Average equivalent stress from stress-strain curve	1	1
NL:HPRES	Hydrostatic pressure	1	1
FACE	Face label	2	2
AREA	Face area	2	2
TEMP	Surface average temperature	2	2
EPEL	Surface elastic strains (X,Y,XY)	2	2
PRESS	Surface pressure	2	2
S(X, Y, XY)	Surface stresses (X-axis parallel to line defined by first two nodes which define the face)	2	2
S(1, 2, 3)	Surface principal stresses	2	2
SINT	Surface stress intensity	2	2
SEQV	Surface equivalent stress	2	2
LOCI: X, Y, Z	Integration point locations	-	Y

1. Nonlinear solution, output only if the element has a nonlinear material
2. Surface output (if KEYOPT(6) is 1, 2, or 4)
3. Available only at centroid as a *Get item
4. The equivalent strains use an effective Poisson's ratio: for elastic and thermal this value is set by the user (MP,PRXY); for plastic and creep this value is set at 0.5.

SOLID45 Miscellaneous Element Output

Description	Names of Items Output	O	R
Nonlinear Integration Pt. Solution	EPPL, EPEQ, SRAT, SEPL, HPRES, EPCR, EPSW	1	-
Integration Point Stress Solution	TEMP, S(X, Y, Z, XY, YZ, XZ), SINT, SEQV, EPEL	2	-
Nodal Stress Solution	TEMP, S(X, Y, Z, XY, YZ, XZ), SINT, SEQV, EPEL	3	-

1. Output at each of eight integration points, if the element has a nonlinear material and KEYOPT(6) = 3
2. Output at each integration point, if KEYOPT(5) = 1
3. Output at each node, if KEYOPT(5) = 2

Item and Sequence Numbers for ETABLE and ESOL lists output available through the ETABLE command using the Sequence Number method. See *The General Postprocessor (POST1)* in the *ANSYS Basic Analysis Guide* and *The Item and Sequence Number Table* of this manual for more information. The following notation is used in Item and Sequence Numbers for ETABLE and ESOL:

Name

output quantity as defined in the *Element Output Definitions*

Item

predetermined Item label for ETABLE command

I,J,...,P -

sequence number for data at nodes I,J,...,P

SOLID45 Item and Sequence Numbers for the ETABLE and ESOL Commands

Name	Item	I	J	K	L	M	N	O	P
P1	SMISC	2	1	4	3	-	-	-	-
P2	SMISC	5	6	-	-	8	7	-	-
P3	SMISC	-	9	10	-	-	12	11	-
P4	SMISC	-	-	13	14	-	-	16	15
P5	SMISC	18	-	-	17	19	-	-	20
P6	SMISC	-	-	-	-	21	22	23	24
S:1	NMISC	1	6	11	16	21	26	31	36
S:2	NMISC	2	7	12	17	22	27	32	37
S:3	NMISC	3	8	13	18	23	28	33	38
S:INT	NMISC	4	9	14	19	24	29	34	39
S:EQV	NMISC	5	10	15	20	25	30	35	40
FLUEN	NMISC	41	42	43	44	45	46	47	48

See Surface Solution Index in this manual for the item and sequence numbers for surface output for the ETABLE command.

Assumptions and Restrictions

Zero volume elements are not allowed. Elements may be numbered either as shown in SOLID45 or may have the planes IJKL and MNOP interchanged. Also, the element may not be twisted such that the element has two separate volumes. This occurs most frequently when the elements are not numbered properly.

All elements must have eight nodes. A prism-shaped element may be formed by defining duplicate K and L and duplicate O and P node numbers (see Triangle, Prism and Tetrahedral Elements). A tetrahedron shape is also available. The extra shapes are automatically deleted for tetrahedron elements.

Product Restrictions

When used in the product(s) listed below, the stated product-specific restrictions apply to this element in addition to the general assumptions and restrictions given in the previous section.

ANSYS/Professional

- The DAMP material property is not allowed.
- Fluence body loads are not applicable.
- The only special feature allowed is stress stiffening.
- KEYOPT(6) = 3 is not applicable.

SHPP**S Commands**[Prev](#)[Next](#)

SHPP

Name

SHPP, *Lab*, *VALUE1*, *VALUE2* — Controls element shape checking.

group: [PREP7:Meshing](#)

product: MP ME ST DY PR EM FL PP ED

Argument Descriptions

Lab

Shape checking option. (When *Lab* = **WARN**, **STATUS**, **SUMMARY**, or **DEFAULT**, the remaining arguments are ignored.)

ON --

Activates element shape checking. New elements, regardless of how they are created, are tested against existing warning and error limits. (The existing limits may be the default limits, or previously modified limits.) Elements that violate error limits produce *error* messages and either (a) cause a meshing failure, or (b) for element creation or storage other than **AMESH** or **VMESH**, *are not stored*. Elements that violate warning limits produce *warning* messages. If shape checking was previously turned off [**SHPP,OFF**] and you turn it on, existing elements are marked as untested; use the **CHECK** command to retest them. With this option, you may also specify a value for *VALUE1* to turn individual shape tests on. If you do not specify a value for *VALUE1*, all shape tests are turned on.

WARN --

Activates element shape checking; however, in contrast to **SHPP,ON**, elements that violate error limits do not cause either a meshing or element storage failure. Instead, they produce *warning* messages to notify you that error limits have been violated. This option does not alter current shape parameter limits. Since the default shape parameter limits are set to allow almost any usable element, the elements this option allows, which would otherwise be forbidden, are likely to be *very poorly shaped*.

OFF --

Deactivates element shape checking. This setting does not alter current shape parameter limits. Use of this option is risky, since poorly shaped elements can lead to analysis results that are less accurate than would otherwise be expected for a given mesh density. With this option, you may also specify a value for *VALUE1* to turn individual shape tests off. If you do not specify a value for *VALUE1*, all element shape tests are turned off.

SILENT --

Determines whether element shape checking runs in silent mode. In silent mode, ANSYS checks elements without issuing warnings, *with the exception of* the generic warnings that it issues at solution. With this option, you must also specify a value for **VALUE1** (During the execution of certain commands, ANSYS automatically runs element shape checking in silent mode, then internally summarizes the shape test results for all of the new or modified elements. ANSYS does this when it executes any of the following commands: **AGEN**, **AMESH**, **AREFINE**, **ARSYM**, **ATRAN**, **CDREAD**, **EBLOCK**, **EGEN**, **ENGEN**, **ENSYM**, **EREAD**, **EREFINE**, **ESYM**, **ET**, **FVMESH**, **KREFINE**, **LREFINE**, **NREFINE**, **TIMP**, **VEXT**, **VGEN**, **VIMP**, **VMESH**, **VOFFST**, **VROTAT**, **VSWEEP**, **VSYMM**, and **VTRAN**.)

For more information on the **EBLOCK** command see the *ANSYS Guide to User Programmable Features*

STATUS --

Lists the shape parameter limits currently in effect, along with status information about element shape checking (for example, whether any individual shape tests are off, whether any of the shape parameter limits have been modified, and so on).

SUMMARY --

Lists a summary of element shape test results for all selected elements.

DEFAULT --

Resets element shape parameter limits to their default values. Also, if any individual tests were turned off, turns them back on. (The **SHPP,DEFAULT** command may be useful if any parameter limits were previously altered by using the **MODIFY** option.)

OBJECT --

Determines whether element shape test results data is *stored in memory*. When this option is turned on, an "object" is created for storing test results in memory. When this option is turned off, no object is created and no data is stored; thus, any operation that requires shape parameters for an existing element (such as use of the **CHECK** command) causes the shape parameters to be recomputed. (Note the distinction between storing the data in memory and storing it in the database; regardless of whether this option is turned on or off, no element shape test results data will be stored in the database. The element shape parameter object is deleted automatically before any solution.) This setting is independent of shape checking status, with one exception--if shape checking is turned off [**SHPP,OFF**], the object is not created. Keep in mind that recomputing shape parameters is more computationally expensive than retrieving them from the object. With this option, you must also specify a value for the **VALUE1** argument; the **VALUE2** argument is ignored.

LSTET --

Determines, for Jacobian ratio tests, whether sampling is done at integration points (DesignSpace method), or at corner nodes. When this option is turned on, sampling is done at integration points, and the default limits for h-element Jacobian ratios are a warning tolerance of 10 and an error tolerance of 40. When this option is turned off, sampling is done at corner nodes, and the corresponding default limits are a warning tolerance of 30 and an error tolerance of 1000. Sampling at the integration points (option

on) results in a lower Jacobian ratio, but that ratio is also subjected to a more restrictive error limit. Some elements that have passed the integration point sampling criterion, have failed the corner mode sampling criterion. Because of this, use integration point sampling only for simple linear analyses. For other types of analyses (e.g., nonlinear, electromagnetic), use sampling at corner nodes, which is the more conservative approach. With this option, you must also specify a value for the *VALUE1* argument; the *VALUE2* argument is ignored.

MODIFY --

Indicates that you want to respecify a shape parameter limit. With this option, you must also specify values for the *VALUE1* and *VALUE2* arguments.

FLAT --

Determines the warning and error limits used to test elements that may exhibit non-zero/non-constant Z coordinates. With this option, you must also specify values for the *VALUE1* and/or *VALUE2* arguments.

VALUE1

Valid for the ON, OFF, SILENT, OBJECT, LSTET, MODIFY, and FLAT options only. When *Lab* = ON or OFF, use *VALUE1* to individually control (that is, turn off or turn on) specific element shape tests. Thus, *VALUE1* can be ANGD (SHELL28 corner angle deviation tests), ASPECT (aspect ratio tests), PARAL (deviation from parallelism of opposite edges tests), MAXANG (maximum corner angle tests), JACRAT (Jacobian ratio tests), WARP (warping factor tests), or ALL (all tests). When *Lab* = SILENT, *VALUE1* can be ON (to turn silent mode on) or OFF (to turn silent mode off). When *Lab* = OBJECT, *VALUE1* can be either 1, YES, or ON to turn on storage of element shape test data (the default); or it can be 0, NO, or OFF to turn off storage of element shape test data (delete the data and recompute as necessary). When *Lab* = LSTET, *VALUE1* can be either 1, YES, or ON to choose Jacobian sampling at integration points; or it can be 0, NO, or OFF to choose Jacobian sampling at nodes (the default). When *Lab* = MODIFY, *VALUE1* is the numeric location (within the shape parameter limit array) of the shape parameter limit to be modified. Locations are identified in the element shape checking status listing [SHPP,STATUS]. For more information, see the examples in the **Notes** section. When *Lab* = FLAT, *VALUE1* is the warning limit for XY element constant Z sets performed at **CHECK** or **SOLVE**. The default is 1.0e--8.

VALUE2

Valid for the MODIFY and FLAT options only. When *Lab* = MODIFY, specifies the new limit for the shape parameter that is in the location indicated by the *VALUE1* argument. See the examples in the **Notes** section. When *Lab* = FLAT, *VALUE2* is the error limit. The default is 1.0e-2.

Command Default

All shape checking tests are on [SHPP,ON,ALL] with default shape parameter limits. Silent mode is off. Memory object storage of element shape parameters is on.

Notes

The following examples illustrate how to use the **SHPP,MODIFY,VALUE1,VALUE2** command to respecify shape parameter limits. Assume that you issued the **SHPP,STATUS** command, and you received the output below:

ASPECT RATIO (EXCEPT FLOTRAN OR EMAG)

QUAD OR TRIANGLE ELEMENT OR FACE

WARNING TOLERANCE (1) = 20.00000

ERROR TOLERANCE (2) = 1000000.

.

.

MAXIMUM CORNER ANGLE IN DEGREES (EXCEPT FLOTRAN OR EMAG)

TRIANGLE ELEMENT OR FACE

WARNING TOLERANCE (15) = 165.0000

ERROR TOLERANCE (16) = 179.9000

Notice that in the sample output, the *warning* tolerance for aspect ratios is set to 20. Now assume that you want to "loosen" this shape parameter limit so that it is less restrictive. To allow elements with aspect ratios of up to 500 without causing warning messages, you would issue this command:

SHPP,MODIFY,1,500

Also notice that each shape parameter's numeric location within the shape parameter limit array appears in the sample output within parentheses. For example, the numeric location of the aspect ratio shape parameter (for warning tolerance) is 1, which is why "1" is specified for the *VALUE1* argument in the example command above.

Now notice that the sample output indicates that any triangle element with an internal angle that is greater than 179.9 degrees will produce an *error* message. Suppose that you want to "tighten" this shape parameter limit, so that it is more restrictive. To cause any triangle or tetrahedron with an internal angle greater than 170 degrees to produce an error message, you would issue this command:

SHPP,MODIFY,16,170

Warning: The existence of badly shaped elements in a model may lead to certain computational errors that can cause your system to abort during ANSYS solution. Therefore, you run the risk of a system abort during solution any time that you turn element shape checking off entirely, run shape checking in warning-only mode, turn off individual shape checks, or loosen shape parameter limits.

Changing any shape parameter limit marks all existing elements as untested; use the **CHECK** command to retest them.

Since the shape parameter limit array was completely reorganized at ANSYS 5.4, you should revise any input files created prior to 5.4 that contain limit changes so that they reflect the reorganized data structure.

For more information about element shape checking, see Meshing Your Solid Model in the *ANSYS Modeling and Meshing Guide*.

Menu Paths

Main Menu>Preprocessor>Checking Ctrls>Shape Checking

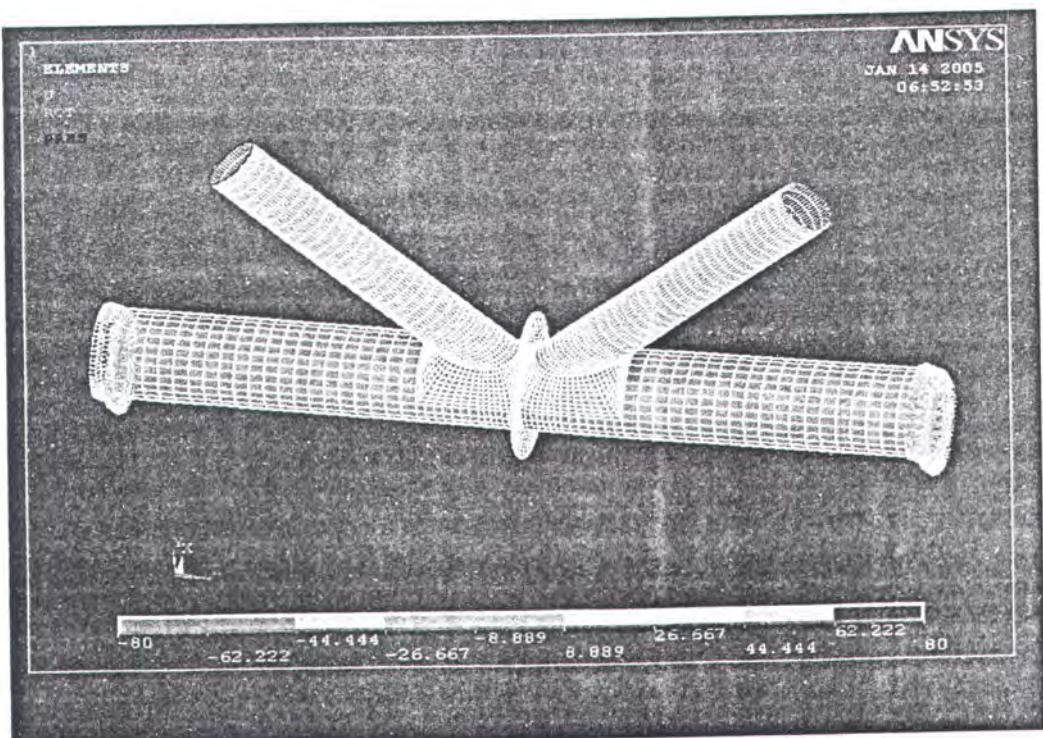
Main Menu>Preprocessor>Checking Ctrls>Toggle Checks

[Prev](#)

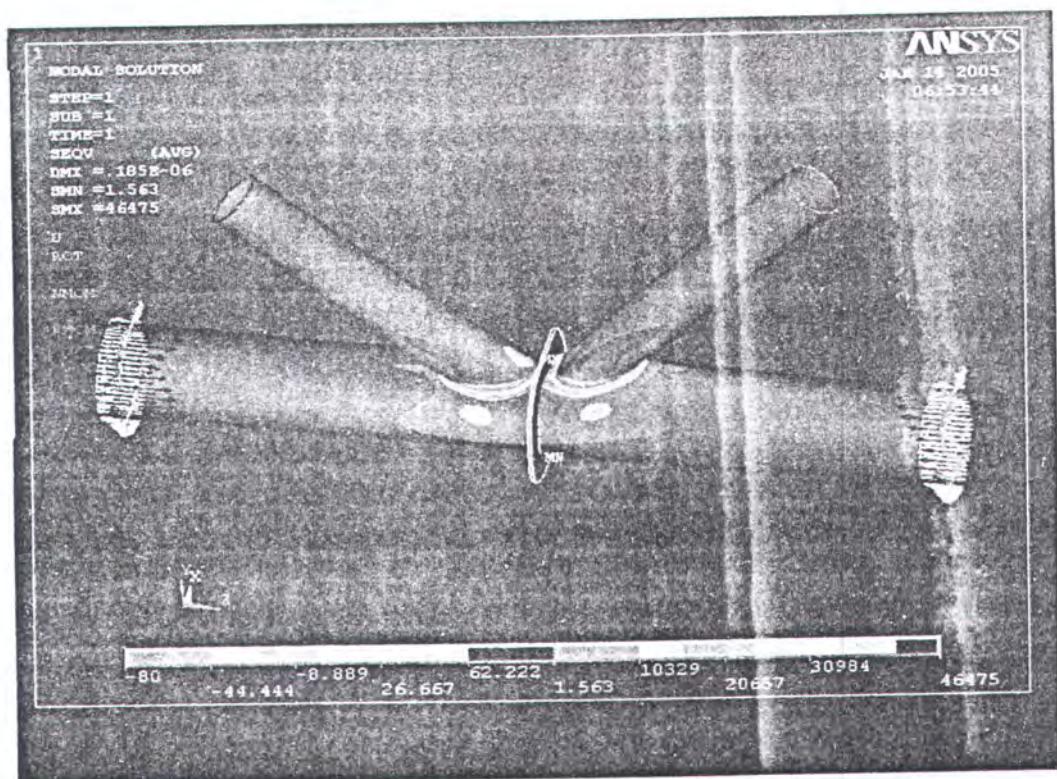
/SHOWDISP

[Next](#)

/SHRINK



Tampilan Model sebelum dirunning



Tampilan Model setelah dirunning