

**TUGAS AKHIR
(KS 1701)**

**ANALISA KEKUATAN RODA GIGI (SPUR GEAR) DI MESIN
JANGKAR DENGAN METODE ELEMEN HINGGA**



RSSP
G23.87
Ani

a-1
2002

Disusun Oleh :

A R I F I N

NRP. 4299 109 522

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2002

PERPUSTAKAAN	
ITS	
Tgl. Terima	
Terima Dari	

**ANALISA KEKUATAN RODA GIGI (SPUR GEAR)
DI MESIN JANGKAR
DENGAN METODE ELEMEN HINGGA**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagai Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik (ST.)**

Pada

Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

Surabaya, Februari 2002

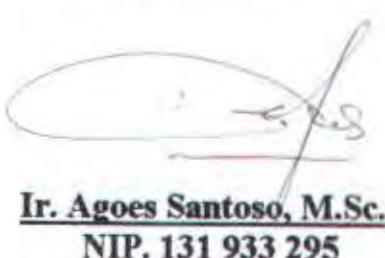
Mengetahui / Menyetujui :

Pembimbing I



Ir. Bambang Supangkat
NIP. 130 355 298

Pembimbing II



Ir. Agoes Santoso, M.Sc.
NIP. 131 933 295

KATA PENGANTAR

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kami panjatkan ke hadirat Allah SWT atas rahmat dan hidayah yang diberikan - Nya kepada kami sehingga kami dapat menyelesaikan penulisan tugas akhir ini yang berjudul :

ANALISA KEKUATAN RODA GIGI (SPUR GEAR) DI MESIN JANGKAR DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Tugas akhir ini merupakan salah satu prasyarat untuk memperoleh gelar strata satu pada jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam menyelesaikan tugas akhir ini kami merasa mendapatkan bantuan, bimbingan dan dukungan yang besar dari berbagai pihak. Oleh karena itu, dalam kesempatan ini dengan segala kerendahan hati dan penghormatan yang tinggi kami mengucapkan terima kasih yang sebesar - besarnya kepada :

1. Kedua orang tuaku, bapak dan ibu tercinta yang telah banyak memberikan dukungan dan do'a restu kepada penulis.
2. Bapak Ir. Bambang Supangkat dan Bapak Ir. Agoes Santoso, M.Sc. Selaku dosen pembimbing.
3. Bapak DR. Ir. A. A. Masroeri, M.Eng. selaku ketua jurusan Teknik Sistem Perkapalan.
4. Bapak Ir. Suryo Widodo Adjie, M.Sc. selaku sekretaris jurusan Teknik Sistem Perkapalan.

5. Bapak Ir. Asianto, Bapak Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc. dan Bapak Ir. Abdul Munif, M.Sc. selaku dosen pengaji.
6. Saudara – saudaraku, kakak dan adik – adikku yang banyak memberikan dukungan moral.

Dalam kesempatan ini pula kami juga perlu menyampaikan rasa terima kasih kepada teman – teman yang banyak memberikan saran, bantuan dan dukungan yang besar kepada kami sehingga dalam penyelesaian tugas akhir ini menjadi lebih mudah. Ucapan terima kasih kami sampaikan kepada Andry, Tommy, Suprianto, Basuki, Sigit, Dedy Devanto, Pandu, Ikomudin dan Fastana Ofianto.

Kami sudah berusaha melakukan yang terbaik untuk menyelesaikan buku tugas akhir ini, tetapi kami menyadari sepenuhnya bahwa buku ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu kritik dan saran yang konstruktif dari pembaca sangat kami harapkan agar buku ini mampu memberikan kontribusi bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Penulis



ABSTRAKSI

ABSTRAKSI

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan analisa kekuatan roda gigi (spur gear) yang digunakan di mesin jangkar (windlass) menggunakan metode elemen hingga. Analisa menggunakan elemen hingga ini dimaksudkan untuk mengetahui tegangan aktual yang terjadi pada titik – titik atau segmen tertentu dari roda gigi ketika menerima beban kerja yang direncanakan. Tegangan aktual, yang merupakan output dari penelitian, tersebut dibandingkan dengan tegangan yang diijinkan sesuai dengan material yang digunakan. Sebuah Desain atau rancangan roda gigi dikatakan memenuhi syarat apabila tegangan aktual yang terjadi masih lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan.

DAFTAR ISI

DAFTAR ISI

Kata Pengantar

Abstrak

Daftar Isi

BAB – I. Pendahuluan

1.1. Latar belakang	I-1
1.2. Permasalahan	I-2
1.3. Tujuan	I-3
1.4. Batasan masalah	I-3
1.5. Metodologi	I-4

BAB – II. Metode Elemen Hingga

2.1. Metode elemen hingga	
2.1.1. Sejarah singkat metode elemen hingga	II-1
2.1.2. Konsep metode elemen hingga	II-2
2.1.3. Pemanfaatan program komputer	II-4
2.1.4. Tegangan dan regangan dalam kontinum elestis	II-6
2.1.5. Prinsip kerja semu sebagai dasar metode elemen hingga	II-8
2.1.6. Transformasi sistem koordinat	II-11
2.1.7. Metode elemen hingga elemen shell	II-12
2.1.8. Matrik hubungan regangan perpindahan	II-15
2.1.9. Matrik kekakuan elemen	II-20
2.2. Paket Program SAP (Structural Analisys Program)	
2.2.1. Pendahuluan	II-22
2.2.2. Pemodelan struktur	II-23
2.2.3. Joint dan elemen	II-24
2.2.4. Sistem koordinat lokal dan global	II-24
2.2.5. Generasi koordinat joint	II-28
2.2.6. Kondisi tumpuan	II-29
2.2.7. Kondisi batasan joint	II-29
2.2.8. Tipe elemen	II-29

2.2.9. Pembebanan	II-31
2.2.10. Analisa statis dan dinamis	II-31
BAB – III. Roda Gigi (Spur Gear)	
3.1. Profil involut	III-1
3.2. Tata nama	III-4
3.3. Jalan kontak, hasil bagi kontak dan bidang kontak	III-7
3.4. Perhitungan kekuatan gigi	
3.4.1. Gaya yang bekerja pada gigi	III-8
3.4.2. Pengaruh terhadap gaya q	III-11
3.4.3. Tegangan yang timbul pada gigi	III-17
3.5. Bahan dan tegangan ijin	III-21
BAB – IV. Pembuatan Model	
4.1. Pemodelan geometri	IV-1
4.2. Pemodelan elemen hingga	IV-5
4.3. Perhitungan gaya	
4.3.1. Perhitungan gaya pada saat menarik jangkar	IV-8
4.3.2. Perhitungan gaya pada saat pengujian jangkar	IV-8
4.3.3. Perhitungan gaya saat memutar drum pada kecepatan rendah	IV-9
4.3.4. Perhitungan gaya saat memutar drum pada kecepatan tinggi	IV-10
4.3.5. Titik pembebanan	IV-11
BAB – V. Analisa Data	
5.1. Kondisi batas	V-1
5.2. Metode analisa	V-2
5.2.1. Pembuatan model	V-2
5.2.2. Penerapan gaya	V-2
5.2.3. Analisa hasil	V-3
BAB – VI. Kesimpulan	
Daftar Pustaka	
Lampiran	



BAB I

PENDAHULUAN

BAB – I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Desain atau perancangan didalam bidang teknik dan industri merupakan sesatu yang sangat penting. Setiap barang yang akan diproduksi maupun sistem yang akan dibangun selalu melibatkan proses desain atau perancangan pada tahap awalnya. Proses ini perlu dilakukan untuk menghindari kesalahan yang tidak perlu pada tahap produksi maupun operasi.

Demikian juga dengan pembuatan roda gigi, pada tahap awal pembuatan roda gigi selalu melalui proses desain atau perancangan. Proses desain roda gigi membutuhkan perhitungan yang rumit dengan ketelitian yang tinggi. Sebelum diproduksi dan digunakan, roda gigi yang didapat dari hasil perhitungan dan perancangan tersebut lebih dahulu harus diuji untuk mengetahui kemampuannya menerima beban kerja yang direncanakan. Jika dalam pengujian hasilnya tidak sesuai dengan yang diharapkan, maka proses perhitungan dan pengujian harus dilakukan kembali dari awal. Apabila hal itu dilakukan secara berulang untuk setiap roda gigi yang direncanakan, maka akan dibutuhkan waktu yang cukup lama dan biaya yang mahal terutama untuk pembuatan model fisik atau prototipe roda gigi yang akan diuji.

Untuk menghindari hal itu, pemanfaatan program komputer sangat diperlukan terutama program komputer yang bisa digunakan untuk membuat desain suatu produk dan juga analisanya. Program yang telah banyak digunakan untuk kepentingan tersebut adalah CAD (Computer Aided Design) untuk desain produk dan SAP (Sistem Analysis Program) untuk analisa. Sedangkan metode analisa yang digunakan dengan bantuan komputer adalah metode elemen hingga. Kelebihan metode ini adalah ketelitian dan

kecepatan proses yang tinggi, selain itu hal-hal yang bersifat pengulangan (re-desain) dapat dilakukan dengan cepat sehingga dapat menghemat waktu.

1.2. Permasalahan

Roda gigi (spur gear) merupakan salah satu bagian yang penting dari mesin jangkar (Windlass) yang mana berfungsi untuk mentransmisikan daya dari motor hidrolik ke poros. Pada umumnya roda gigi dibuat melalui proses pengecoran dan percetakan dari paduan beberapa logam. Hasil cetakan merupakan bentuk dasar dari roda gigi yang kemudian di-machining untuk mendapatkan roda gigi yang sesuai dengan perhitungan dan perencanaan.

Pada umumnya pembuatan roda gigi mengikuti standart tertentu yang telah ditentukan oleh pihak pemesan ataupun pabrik pembuat. Salah satu standart yang digunakan adalah British Standart. Setiap roda gigi yang mengikuti British Standart harus memenuhi spesifikasi komposisi logam dan kekuatan yang telah ditetapkan oleh british standart. Oleh karena itu, sebelum digunakan harus dilakukan pengujian terhadap roda gigi yang dibuat. Pengujian dimaksudkan untuk mengetahui apakah roda gigi telah memenuhi standart kekuatan yang telah ditetapkan.

Pengujian kekuatan roda gigi mesin jangkar biasanya dilakukan secara fisik di laboratorium uji material. Produser pelaksanaan pengujian dan hasil yang diperoleh harus sesuai dengan standart yang telah ditentukan. Penyimpangan terhadap prosedur pelaksanaan pengujian dan perbedaan yang besar dari hasil pengujian terhadap standart menyebabkan sebuah roda gigi tidak dapat disebut memenuhi standart sehingga tidak dapat digunakan (reject).

Permasalahannya adalah pengujian secara fisik yang dilakukan dilaboratorium hanya merupakan uji material dan bukan pengujian desain. Oleh karena itu perlu dilakukan pengujian desain roda gigi dengan material yang telah teruji. Dengan demikian akan dapat diketahui apakah desain roda gigi tersebut telah memenuhi syarat. Metode elemen hingga dapat menganalisa kekuatan material secara detail, sehingga pada bagian terlemah sekalipun dapat terdeteksi kekuatannya. Dengan metode ini kemungkinan kesalahan desain dapat dihindari, sehingga mempermudah dalam pengujian prototipe dalam memenuhi klasifikasi maupun standart regulasi.

1.3. Tujuan

Tujuan dari pengerjaan tugas akhir ini adalah merancang dan sekaligus menguji hasil rancangan dengan menggunakan program komputer dengan tujuan untuk mendapatkan hasil rancangan yang baik dalam waktu yang singkat.

1.4. Batasan Masalah

Batasan – Batasan dalam pengerjaan tugas akhir ini adalah :

- Penelitian hanya dilakukan pada roda gigi spur gear yang berfungsi sebagai wheel gear yang digerakan oleh pinion.
- Penelitian dilakukan dengan menggunakan program SAP 2000.
- Materi yang digunakan sebagai obyek penelitian adalah spur gear yang digunakan pada mesin penarik jangkar.



1.5. Metodologi

metodologi yang digunakan untuk menyelesaikan pengerajan tugas akhir ini dapat dijelaskan sebagai berikut :

- BAB – I berisi tentang latar belakang, permasalahan dan obyek yang akan digunakan sebagai bahan penelitian.
- BAB – II berisi tentang dasar teori yang berhubungan dengan metode elemen hingga dan SAP (Structural Analysis Program) yang digunakan sebagai program untuk melakukan analisa.
- BAB – III berisi tentang dasar teori mengenai roda gigi sebagai bahan penelitian tugas akhir ini.
- BAB – IV berisi tentang hasil pengolahan data yang berhubungan dengan proses pembuatan model roda gigi dan gaya – gaya yang bekerja pada roda gigi.
- BAB – V berisi tentang hasil analisa data yang telah dilakukan oleh SAP, dimana hasil analisa menghasilkan data – data mengenai distribusi tegangan yang terjadi ketika model dikenai gaya.
- BAB – VI berisi tentang kesimpulan .

BAB II

DASAR TEORI

BAB – II

DASAR TEORI

2.1. Metode Elemen Hingga

2.1.1. Sejarah Singkat Metode Elemen Hingga

Pada tahun 1906 dan beberapa tahun sesudahnya, para ahli riset mengusulkan metode “ANALOGI LATTICE” untuk memecahkan masalah kontinum. Dengan menggunakan metode ini, suatu kontinum didekati dengan jaring yang teratur yang terbentuk oleh batang – batang elastis. Selanjutnya metode ini berkembang menjadi metode untuk menganalisis struktur rangka. Pada tahun 1941, seorang ahli matematika yang bernama Courant mengusulkan interpolasi polinomial bagian demi bagian pada daerah segitiga, sebagai cara untuk mendapatkan solusi pendekatan numerik. Courant memperkenalkan metodenya sebagai solusi Rayleigh – Ritz untuk masalah – masalah yang bervariasi. Metode yang diperkenalkan oleh Courant itulah yang dewasa ini dikenal sebagai Metode Elemen Hingga. Apa yang telah dikerjakan oleh Courant tersebut semula dilupakan orang, sampai pada suatu saat para rekayawan berhasil mengembangkannya.

Pada waktu itu, pendapat para ahli masih dianggap tidak praktis karena belum adanya komputer yang dapat dipakai untuk melakukan perhitungan. Setelah tahun 1953, para peneliti menuliskan persamaan kekakuan dalam notasi matriks dan dapat menyelesaikan persamaan tersebut dengan menggunakan bantuan komputer digital. Kemajuan yang pesat dalam pengembangan metode elemen hingga dalam bidang rekayasa dimulai sejak diterbitkannya makalah klasik mengenai metode ini yang ditulis

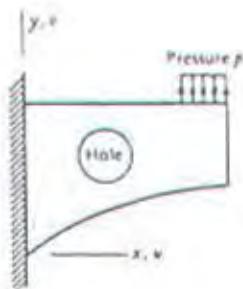
oleh Turner, Clough, Martin dan Topp pada tahun 1956. Nama elemen hingga sendiri disebutkan untuk pertama kali tahun 1960, pada sebuah makalah ilmiah. Sejak tahun 1963 metode ini mulai dikenal sebagai suatu metode yang sangat menarik untuk dipelajari oleh para ahli dan peneliti. Pada tahun 1967, banyak ahli matematika dan rekayasa yang bekerja dengan metode elemen hingga. Pada tahun 1961 telah diterbitkan 10 makalah mengenai elemen hingga, 134 makalah pada tahun 1966 dan 844 pada tahun 1971. Pada tahun 1979, dua dekade setelah aplikasi rekayasa dimulai, jumlah komulatif publikasi mengenai elemen hingga telah melampaui 7000 makalah.

2.1.2. Konsep Metode Elemen Hingga

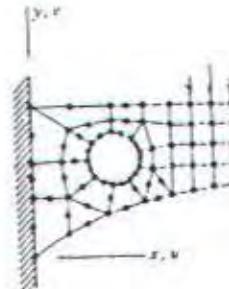
Metode Elemen hingga adalah Metode numerik untuk memecahkan masalah mekanika kontinum dengan ketelitian yang dapat diterima oleh rekayasan. Pada dasarnya, elemen hingga adalah bagian – bagian kecil dari sebuah kontinum. Ukuran dan jumlah elemen ini berhingga dan selalu memiliki bentuk geometri yang lebih sederhana daripada kontinum yang dimodelkannya. Dengan metode elemen hingga, persoalan dengan derajat kebebasan yang tidak berhingga bisa dimodelkan menjadi masalah dengan derajat kebebasan yang berhingga, sehingga proses pemecahan masalah menjadi lebih sederhana.

Gambar 2.2 adalah salah satu contoh model elemen hingga dari sebuah kontinum yang ditunjukkan pada gambar 2.1. Pada gambar 2.2 tersebut, daerah yang berupa segitiga dan kuadrilateral adalah elemen – elemen hingga. Titik – titik hitam adalah titik – titik simpul (node) dimana elemen yang satu berhubungan dengan elemen yang lain. Suatu jaring (mesh) adalah susunan titik simpul dan elemen. Bentuk

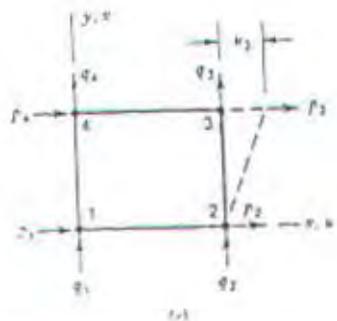
jaring pada gambar tersebut terdiri atas elemen segitiga dan kuadrilateral. Masing – masing elemen pada gambar tersebut ada yang mempunyai titik simpul pada sisinya dan ada juga yang hanya pada ujung – ujungnya. Akan tetapi, kita tidak dapat mengubah gambar 2.1 menjadi gambar 2.2 hanya dengan membuat potongan sembarang seperti potongan – potongan material yang terikat pada titik – titik kumpul. Apabila terpotong demikian, struktur tersebut akan sangat melemah. Selain itu, potongan – potongan tersebut akan mempunyai konsentrasi regangan pada titik – titik kumpulnya dan akan cenderung menjadi tumpang tindih atau terpisahkan di sepanjang potongan. Jelasnya, pada struktur aktual tidak akan terjadi demikian, jadi elemen hingga harus dapat berdeformasi dengan cara yang terbatas. Sebagai contoh, apabila ujung – ujung elemen diinginkan untuk tetap lurus, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3, maka elemen yang bersebelahan dengannya tidak akan bertumpang tindih maupun terpisahkan. Untuk memformulasikan suatu elemen, kita harus mencari gaya – gaya titik simpul (nodal forces) yang menghasilkan berbagai ragam deformasi elemen. Kita dapat mencari gaya – gaya ini dengan teori dasar untuk elemen hingga, seperti balok (beam) dan batang (bar).



Gambar 2.1
Struktur bidang dengan bentuk sembarang



Gambar 2.2
Model elemen hingga



Gambar 2.3

Elemen segi empat bidang dengan
gaya – gaya titik kumpul pi dan qi.
Garis putus – putus menunjukkan ragam
deformasi sehubungan dengan peralihan
arah – x di titik 3

2.1.3. Pemanfaatan Program Komputer

Metode elemen hingga ini dapat dipakai untuk memecahkan berbagai masalah. Daerah yang dianalisis dapat mempunyai bentuk, beban, dan kondisi batas yang sembarang. Jaring – jaringnya dapat terdiri atas elemen yang berbeda jenis baik bentuk maupun besaran fisiknya. Kemudahan penggunaan berbagai hal tersebut bisa saja tergabung pada satu program komputer serba guna ; yaitu dengan menyiapkan data pemilihan jenis, geometri, kondisi batas, elemen dan sebagainya. Keunggulan lain dari metode elemen hingga adalah adanya arti fisik yang cukup dekat antara jaring elemen dengan struktur aktualnya.

Dengan metode ini komputer beserta program yang dapat dipercaya merupakan suatu keharusan. Selain itu diperlukan juga pengalaman dan intuisi rekayasa yang baik, agar diperoleh bentuk jaringan yang memadai untuk setiap kasus. Banyak sekali data yang harus dimasukkan, begitu pula data keluaran yang harus disortir oleh program harus diperiksa kembali.

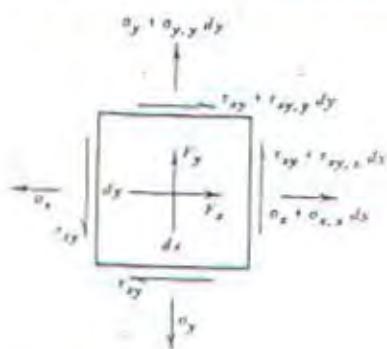
Komputer merupakan barang yang sangat menarik karena kita dapat mempercayainya. Akan tetapi ada hal – hal yang berbahaya di dalam analisis. Kita tidak dapat meyakini besaran – besaran material, kesalahan pelaksanaan dan kekakuan hubungan maupun pengakunya. Beban – beban biasanya mempunyai besar dan distribusi yang tidak tertentu, sedangkan dalam analisis biasanya hanya dilakukan untuk

beberapa kasus pembebanan. Dalam melakukan analisis kita harus membuat model matematis untuk mengetahui besarnya defleksi. Apabila programnya telah baik, maka besarnya defleksi tersebut dapat dibaca dari keluarannya berdasarkan model matematis yang telah dibuat. Walaupun demikian, kita tidak dapat menganggap bahwa struktur aktualnya akan mempunyai perilaku yang sama dengan yang dihasilkan oleh komputer, meskipun program yang digunakan sudah sangat baik, menggunakan penampilan grafis dan ketelitian angka yang tinggi. Perhitungan dengan komputer hanya dapat membantu perancangan / perekayasaan tetapi tidak dapat melakukan perhitungan sendiri tanpa masukan yang diberikan oleh programer.

Program – program yang cukup memadai untuk melakukan analisis seperti NASTRAN, ANSYS, MARC, SAP dan lainnya tidak dapat digunakan tanpa latihan yang benar, dan masih perlu diragukan hasilnya apabila orang yang menggunakannya baru mempelajari pendahuluan elemen hingga. Program – program dapat saja bekerja dengan baik untuk suatu contoh masalah yang ada dalam suatu paket program pada waktu membeli program tersebut, tetapi untuk soal – soal yang lain bisa saja terjadi kesalahan. Dengan demikian suatu analisis harus dilengkapi dengan waktu yang cukup untuk memeriksa kembali hasil analisis untuk setiap masalah yang berbeda.



2.1.4. Tegangan dan Regangan dalam Kontinum Elastis



Gambar 2.4
Tegangan dan gaya yang bekerja pada elemen bidang yang sangat kecil

Gambar 2.4 menunjukkan sebuah elemen dengan panjang sisi-sisinya dx , dy dan dz yang berada dalam koordinat kartesian. Tanda-tanda panah pada permukaan elemen menggambarkan tegangan normal (σ_x , σ_y , σ_z) dan tegangan geser (τ_{xy} , τ_{yx} , τ_{yz} , τ_{zy} , τ_{zx} , τ_{xz}). Dan kesetimbangan elemen diperoleh hubungan-hubungan berikut,

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}, \quad \tau_{yz} = \tau_{zy}, \quad \tau_{zx} = \tau_{xz} \quad (2.1)$$

Dengan demikian hanya ada 3 komponen tegangan geser yang perlu dipertimbangkan. Selanjutnya, keenam komponen tegangan dan juga tegangan yang berhubungan ditulis dalam bentuk matrik kolom seperti berikut :

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Untuk elemen solid dalam koordinat karlesian, hubungan antara regangan dan perpindahan dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\varepsilon = d u \quad (2.3)$$

u adalah vektor perpindahan, ε adalah vektor regangan dan d adalah matrik derivatif yang berfungsi sebagai operator regangan perpindahan secara lengkap persamaan ini dapat ditulis sebagai berikut :

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial x} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} \quad (2.4)$$

u , v dan w adalah komponen-komponen perpindahan dalam arah x , y dan z , sedangkan ε_x , ε_y , ε_z adalah regangan normal dan γ_{xy} , γ_{yz} dan γ_{zx} adalah regangan geser. Selanjutnya hubungan regangan dan tegangan secara umum dapat ditulis sebagai :

$$\varepsilon = C \sigma \quad (2.5)$$

$$\sigma = E \varepsilon \quad (2.6)$$

C adalah matrik operator yang menghubungkan regangan terhadap tegangan, sedangkan E adalah invers matrik C . Untuk material isotropik, matrik tegangan regangan E berbentuk.

$$E = C^{-1} = \frac{E}{(1+V)e_2} \begin{bmatrix} e_1 & v & v & 0 & 0 & 0 \\ v & e_1 & v & 0 & 0 & 0 \\ v & v & e_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e_1 & v & e_3 & 0 & 0 \\ 0 & e_1 & v & 0 & e_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_3 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Dimana

$$e_1 = 1 - V, \quad e_2 = 1 - 2V, \quad e_3 = \frac{e_2}{2}$$



2.1.5. Prinsip kerja semu sebagai dasar metode elemen hingga

Sebelum membahas penerapan prinsip kerja semu sebagai dasar penurunan metode elemen hingga, terlebih dahulu akan diterangkan beberapa notasi yang nantinya akan banyak dipakai. Dengan asumsi bahwa elemen tiga dimensi berada dalam koordinat kartesian x, y dan z, maka perpindahan generik setiap titik yang berada pada elemen dapat dituliskan sebagai vektor u,

$$u = \{ u_x, u_y, u_z \}^T \quad (2.8)$$

Jika elemen mengalami pembebanan berupa gaya badan, maka gaya-gaya tersebut dituliskan dalam vektor b,

$$b = \{ b_x, b_y, b_z \}^T \quad (2.9)$$

disini b_x , b_y , dan b_z menggambarkan komponen gaya badan persatuannya yang bekerja di titik generik. Perpindahan modal yang terjadi, dinotasikan sebagai q. Apabila n_{en} adalah jumlah modal pada elemen maka.

$$q = \{ q_i \} \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n_{en}) \quad (2.10)$$

analog dengan q , maka gaya aksi pada nodal yang dinotasikan sebagai p , ditulis dalam bentuk :

$$p = \{ p_i \} \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n_{en}) \quad (2.11)$$

Fungsi bentuk perpindahan N diasumsikan sebagai operator yang menghubungkan perpindahan generik dan perpindahan nodal.

$$u = N q \quad (2.12)$$

Hubungan regangan perpindahan, mencakup proses diferensiasi terhadap perpindahan generik. Proses ini dilakukan dengan menggunakan operator diferensial linier yang dinotasikan sebagai matrik d , dimana

$$\varepsilon = d u \quad (2.13)$$

subtitusi persamaan (2.12) ke dalam persamaan (2.13) diperoleh

$$\varepsilon = B q \quad (2.14)$$

$$B = d N \quad (2.15)$$

Matrik B memberikan harga regangan pada setiap titik dalam elemen, berdasarkan besarnya perpindahan yang dialami nodal. Hubungan tegangan perpindahan diperoleh dengan mensubstitusikan persamaan (2.14) ke dalam persamaan (2.6), maka :

$$\sigma = E B q \quad (2.16)$$

dimana perkalian matrik EB memberikan tegangan pada suatu titik generik.

Dalam prinsip kerja semu dinyatakan bahwa jika sebuah struktur yang berada dalam kesetimbangan mengalami deformasi akibat perpindahan semu yang sangat kecil, maka kerja semu dari aksi external (δW_e) akan sama dengan regangan semu dari tegangan internal (δU_e).

$$\delta U_e = \delta W_e \quad (2.17)$$

selanjutnya diasumsikan vektor δq sebagai perpindahan semu yang

$$\delta q = \{ \delta q_i \} \quad (i = 1, 2, \dots, n_{en}) \quad (2.18)$$

perpindahan generik semu dapat ditentukan sebagai :

$$\delta u = N \delta q \quad (2.19)$$

dan regangan yang terjadi

$$\delta \varepsilon = B \delta q \quad (2.20)$$

sekarang, energi regangan semu internal δu_{en} dapat ditulis sebagai

$$\delta u_o = \int_v \delta \varepsilon^T \sigma dV \quad (2.21)$$

sedangkan kerja semu getternal dari gaya grafatisi

$$\delta W_o = \delta q^T p + \int_v \delta u^T b dV \quad (2.22)$$

substitusi persamaan (2.21) dan (2.22) ke persamaan (2.17) diperoleh

$$\int_v \delta \varepsilon^T \sigma dV = \delta q^T p + \int_v \delta u^T b dV \quad (2.23)$$

selanjutnya dengan mensubstitusikan persamaan (2.16) dan menggunakan transpos dari persamaan (2.19) dan (2.20) diperoleh

$$\delta q^T \int_v B^T E B q dV = \delta q^T p + \delta q^T \int_v N^T b dV \quad (2.24)$$

dengan menghilangkan δq^T dari kedua sisi pada persamaan di atas, maka selanjutnya persamaan (2.24) disederhanakan menjadi

$$K q = p + p_b \quad (2.25)$$

Dimana

$$K = \int_v B^T E B dV \quad (2.26)$$

$$P_b = \int_v N^T b \, dV \quad (2.27)$$

Matrik K pada persamaan di atas matrik kekakuan elemen, sedangkan vektor P_b adalah beban-beban ekivalen pada nodal akibat gaya-gaya badan pada vektor b. Tegangan dan tegangan yang diuraikan sebelumnya, hanya memperhitungkan perpindahan nodal, apabila elemen mengalami regangan awal ϵ_0 , maka regangan total akan menjadi

$$\epsilon = \epsilon_0 + C \sigma \quad (2.28)$$

dengan demikian vektor tegangan menjadi

$$\epsilon = E (\epsilon - \epsilon_0) \quad (2.29)$$

Apabila persamaan ini digunakan sebagai σ persamaan (2.23) akan diperoleh persamaan

$$Kq = P + Pb + P_0 \quad (2.30)$$

Dimana

$$P_0 = \int_v B^T E \epsilon_0 \, dV \quad (2.31)$$

P_0 adalah beban ekivalen pada nodal akibat adanya regangan awal yang disebabkan perubahan temperatur.



2.1.6. Transformasi Sistem Koordinat

Untuk memudahkan dalam rotasi sumbu koordinat dari sistem koordinat lokal ke sistem koordinat global atau sebaliknya, maka vektor tegangan dan regangan di tulis dalam bentuk matriks 3×3 sebagai berikut

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad \epsilon = \begin{bmatrix} \epsilon_x & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{yx} & \epsilon_y & \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} & \gamma_{zy} & \epsilon_z \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

selanjutnya transformasi sumbu rotasi untuk tegangan dan regangan dapat ditulis sebagai berikut :

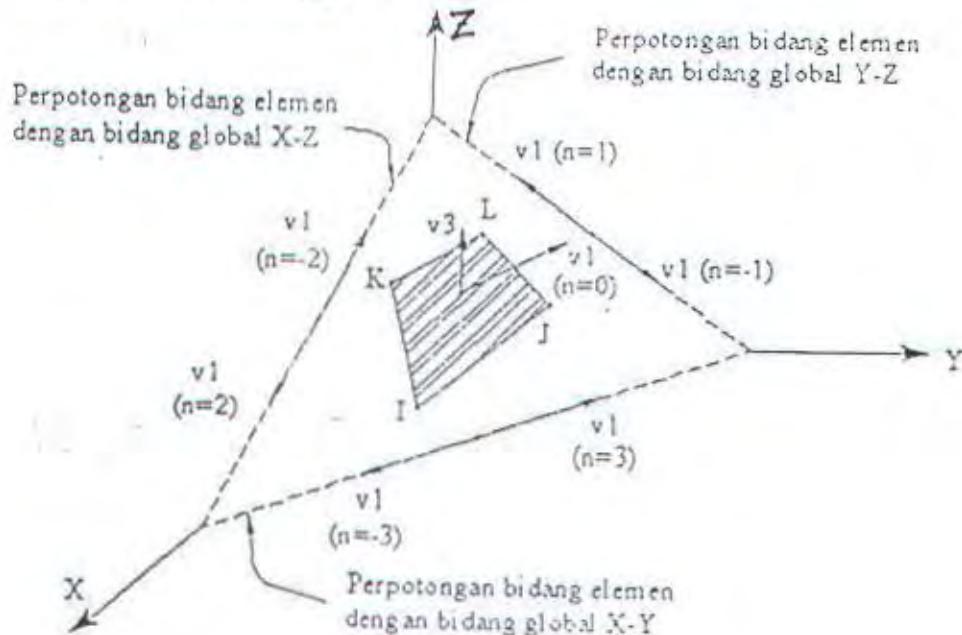
$$\sigma^l = R \sigma R^{-1} \quad (2.32)$$

$$\epsilon^l = R \epsilon R^{-1} \quad (2.33)$$

dimana σ^l dan ϵ^l sama dengan σ dan ϵ , tapi untuk sumbu lokal matrik rotasi R memiliki bentuk

$$\begin{bmatrix} t_1 & m_1 & n_1 \\ t_2 & m_2 & n_2 \\ t_3 & m_3 & n_3 \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

2.1.7. Metode elemen hingga elemen shell



Gambar 2.5 Elemen shell empat nodal

Gambar 2.5 memperlihatkan elemen shell empat titik nodal dengan sistem sumbu natural pada midsurfacenya. Jika elemen shell adalah isoparametrik 2 dimensi, maka fungsi bentuknya adalah sebagai berikut :

$$N_i = \frac{1}{4} (1 + r_i) (1 + s_i) \quad (i = 1, \dots, 4) \quad (2.35)$$

dimana :

r_i dan s_i adalah koordinat natural noda i

Dengan menggunakan fungsi bentuk, koordinat setiap titik nodal pada elemen dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 N_i \begin{pmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{pmatrix} + \frac{1}{2} h \begin{pmatrix} t_{3i} \\ m_{3i} \\ n_{3i} \end{pmatrix} \quad (2.36)$$

dimana

x_i, y_i, z_i = koordinat global midsurface nodal i

h = tebal nodal i

t_{3i}, m_{3i}, n_{3i} = vektor unit normal i

di seberang titik nodal (r, s) pada midsurface dapat dibuat sistem sumbu orthogonal lokal x^1, y^1, z^1 dimana didefinisikan e_3 adalah vektor unit lokal, e'_1 dan e'_2 adalah tangan terhadap midsurface yang dirumuskan sebagai berikut :

$$(e_3^1) = \begin{pmatrix} f_3 \\ m_3 \\ n_3 \end{pmatrix}_{(r,s)} \begin{pmatrix} \frac{\partial x}{\partial r} \\ \frac{\partial y}{\partial r} \\ \frac{\partial z}{\partial r} \end{pmatrix}_{(r,s)} \quad x \begin{pmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} \\ \frac{\partial y}{\partial s} \\ \frac{\partial z}{\partial s} \end{pmatrix}_{(r,s)}$$

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial x}{\partial r} \\ \frac{\partial y}{\partial r} \\ \frac{\partial z}{\partial r} \end{pmatrix}_{(r,s)} \quad x \begin{pmatrix} \frac{\partial x}{\partial s} \\ \frac{\partial y}{\partial s} \\ \frac{\partial z}{\partial s} \end{pmatrix}_{(r,s)} \quad (2.37)$$

$$\begin{pmatrix} \mathbf{e}_i' \\ m_i \\ n_i \end{pmatrix}_{(t,s)} = \begin{pmatrix} f_1 \\ m_1 \\ n_1 \end{pmatrix}_{(t,s)} + \begin{pmatrix} f_2 \\ m_2 \\ n_2 \end{pmatrix}_{(t,s)} + \begin{pmatrix} f_3 \\ m_3 \\ n_3 \end{pmatrix}_{(t,s)} \quad (2.38)$$

Turunan parsial $\frac{\partial x}{\partial r}$, $\frac{\partial y}{\partial r}$ dan yang lain pada persamaan (2.37) dan (2.38) di atas diperoleh dari persamaan (2.36) cosinus arah sumbu x^1 , y^1 dan z^1 terhadap x , y , z didefinisikan sebagai matrik [D] seperti berikut :

$$[D] = \begin{bmatrix} i_1 & i_2 & i_3 \\ m_1 & m_2 & m_3 \\ n_1 & n_2 & n_3 \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

variasi perpindahan yang terjadi pada elemen dinyatakan oleh persamaan berikut

$$\begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 N_i \left[\begin{pmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{pmatrix} + \frac{1}{2} \text{thi} \begin{pmatrix} u_i^* \\ v_i^* \\ w_i^* \end{pmatrix} \right] \quad (2.40)$$

dimana u_i , v_i dan w_i adalah perpindahan nodal i pada midsurface arah global x , y , z . u_i^* , v_i^* , w_i^* adalah perpindahan nodal relatif arah x , y , z yang diakibatkan oleh rotasi normal node i . Komponen perpindahan node i arah sumbu lokal x^1 , y^1 dan z^1 dapat diperoleh dari hubungan berikut :

$$\begin{pmatrix} u_i' \\ v_i' \\ w_i' \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \text{thi} \begin{pmatrix} \alpha_{2i}' \\ \alpha_i' \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.41)$$

dimana u_i' , v_i' , w_i' adalah komponen perpindahan sumbu x^1 , y^1 , z^1 . α_{1i}' dan α_{2i}' adalah rotasi yang terjadi pada node i arah sumbu x^1 dan y^1 . Dengan menggunakan cosinus arah sumbu lokal terhadap sumbu global diperoleh hubungan perpindahan arah sumbu lokal terhadap sumbu global sebagai berikut :

$$u_i^* = t_{1i} u_i' + t_{2i} v_i'$$

$$v_i^* = m_{1i} u_i' + m_{2i} v_i'$$

$$w_i^* = m_{1i} u_i' + m_{2i} v_i' \quad (2.42)$$

substitusi persamaan (2.41) ke persamaan (2.42) dan ditulis dalam bentuk matrik diperoleh persamaan berikut :

$$\begin{pmatrix} u_i^* \\ v_i^* \\ w_i^* \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \text{thi} \begin{bmatrix} t_{1i} & -t_{2i} \\ m_{1i} & -m_{2i} \\ n_{1i} & -n_{2i} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_{2i}' \\ \alpha_{1i}' \end{pmatrix} \quad (2.43)$$

dimana

$$\begin{pmatrix} \alpha_{2i}' \\ \alpha_{1i}' \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} t_{2i} & m_{2i} & n_{2i} \\ m_{1i} & -m_{1i} & n_{1i} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \\ \theta_{zi} \end{pmatrix} \quad (2.44)$$

Substitusi persamaan (2.44) ke dalam persamaan (2.42) diperoleh :

$$\begin{pmatrix} u_i^* \\ v_i^* \\ w_i^* \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \text{thi} \begin{bmatrix} 0 & n_{3i} & -m_{2i} \\ -n_{3i} & 0 & t_{3i} \\ m_{3i} & -t_{3i} & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \\ \theta_{zi} \end{pmatrix} \quad (2.45)$$

dimana t_{3i} , m_{3i} , n_{3i} adalah cosinus arah vektor untuk e_3^1 seperti didefinisikan pada persamaan (2.37) yang dievaluasi terhadap nodal i. Substitusi persamaan (2.45) ke persamaan (2.40) diperoleh persamaan berikut :

$$\begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 N_i \begin{pmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{pmatrix} + \frac{1}{2} \text{thi} \left[\begin{pmatrix} n_{3i} \theta_{yi} - m_{3i} \theta_{xi} \\ t_{3i} \theta_{yi} - m_{3i} \theta_{xi} \\ n_{3i} \theta_{xi} - m_{3i} \theta_{yi} \end{pmatrix} \right] \quad (2.46)$$

2.1.8. Matrik Hubungan Regangan - Perpindahan

Dengan mengasumsikan $\sum Z = 0$, maka komponen regangan sepanjang sumbu lokal elemen shell adalah sebagai berikut :

$$(\varepsilon^i) = \begin{pmatrix} \varepsilon x^i \\ \varepsilon y^i \\ \alpha x^i y^i \\ \alpha x^i z^i \\ \alpha y^i z^i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u^i}{\partial x^i} \\ \frac{\partial v^i}{\partial x^i} \\ \frac{\partial u^i}{\partial y^i} + \frac{\partial v^i}{\partial x^i} \\ \frac{\partial u^i}{\partial z^i} + \frac{\partial w^i}{\partial x^i} \\ \frac{\partial v^i}{\partial z^i} + \frac{\partial w^i}{\partial y^i} \end{pmatrix} \quad (2.47)$$

Matrik [B] yang menghubungkan perpindahan regangan persamaan di atas dapat dipecah menjadi dua matrik karena pengaruh momen (Bm) dan karena pengaruh geser (Bs) seperti berikut :

$$(\varepsilon_m^i) = \begin{pmatrix} \varepsilon x^i \\ \varepsilon y^i \\ \alpha x^i y^i \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 [B] (di) \quad (2.48)$$

$$(\varepsilon_s^i) = \begin{pmatrix} \alpha x^i z^i \\ \alpha y^i z^i \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 [B_{si}] (di) \quad (2.49)$$

dimana (di) mewakili perpindahan sumbu global setiap nodal

Matrik [Bm] dipecah lagi menjadi 3 bagian yaitu $[B_1m_i]$, $[B_2m_i]$ dan $[B_3m_i]$, dimana $[B_1m_i]$ dan $[B_3m_i]$ dibentuk karena rotasi θ_{xi} , θ_{yi} dan θ_{zi} .

Matrik [Bs] dipecah lagi menjadi 3 bagian, yaitu :

$[B_1s_i]$, $[B_2s_i]$ dan $[B_3s_i]$, dimana $[B_1s_i]$ dibentuk karena pengaruh perpindahan. $[B_2s_i]$ dan $[B_3s_i]$ dibentuk karena pengaruh rotasi.

A. Formulasi matrik $[B_1m_i]$

Dengan menurunkan u^i dan v^i terhadap x^i dan y^i seperti bentuk berikut

$$\begin{aligned}\frac{\partial u^i}{\partial x^i} &= \sum_{i=1}^4 \left[l_i \left(\frac{\partial u^i}{\partial x} \int_1 u^i + \frac{\partial N_i}{\partial x} m_i v^i + \frac{\partial N_i}{\partial x} n_i w^i \right) \right] \\ &+ \sum_{i=1}^4 \left[m_i \left(\frac{\partial u^i}{\partial x} \int_1 u^i + \frac{\partial N_i}{\partial x} m_i v^i + \frac{\partial N_i}{\partial x} n_i w^i \right) \right] \\ &+ \sum_{i=1}^4 \left[n_i \left(\frac{\partial u^i}{\partial x} \int_1 u^i + \frac{\partial N_i}{\partial x} m_i v^i + \frac{\partial N_i}{\partial x} n_i w^i \right) \right]\end{aligned}$$

sehingga hubungan regangan yang diakibatkan perpindahan u^i , v^i dan w^i dapat dinyatakan sebagai

$$\begin{pmatrix} \varepsilon x^i \\ \varepsilon y^i \\ \alpha x^i y^i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u^i}{\partial x^i} \\ \frac{\partial v^i}{\partial y^i} \\ \frac{\partial u^i}{\partial y^i} + \frac{\partial v^i}{\partial x^i} \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 [B_i m_i] \begin{pmatrix} u^i \\ v^i \\ w^i \end{pmatrix} \quad (2.50)$$

dimana

$$[B_i m_i] = \begin{bmatrix} l_1 B^i_{(1,i)} & m_1 B^i_{(1,i)} & n_1 B^i_{(1,i)} \\ l_2 B^i_{(2,i)} & m_2 B^i_{(2,i)} & n_2 B^i_{(2,i)} \\ l_1 B^i_{(2,i)} + m_1 B^i_{(2,i)} + n_1 B^i_{(2,i)} & & \\ l_2 B^i_{(1,i)} & m_2 B^i_{(1,i)} & n_2 B^i_{(1,i)} \end{bmatrix} \quad (2.51)$$

dan $B^i_{(1,i)} = \frac{\partial N_i}{\partial x} \int_1 + \frac{\partial N_i}{\partial y} m_i + \frac{\partial N_i}{\partial z} n_i$

$$(2.52)$$

$$B^i_{(2,i)} = \frac{\partial N_i}{\partial x} \int_2 + \frac{\partial N_i}{\partial y} m_2 + \frac{\partial N_i}{\partial z} n_2$$

B. Formulasi matrik $[B_2 m_i]$ dan $[B_3 m_i]$

Dengan prosedur yang sama seperti formulasi (A) dan dalam hal ini matrik [B] diakibatkan oleh torsi di dapat hubungan :

$$\begin{bmatrix} \varepsilon x^i \\ \varepsilon y^i \\ \alpha x^i y^i \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^4 [(B_2 m_i) + t[B_3 m_i]] \begin{bmatrix} \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \\ \theta_{zi} \end{bmatrix}$$

untuk kondisi orthogonal $[B_2 m_i] = 0$, sehingga :

$$\begin{bmatrix} \varepsilon x^i \\ \varepsilon y^i \\ \alpha x^i y^i \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^4 \frac{\text{thin}}{2} \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \\ \theta_{zi} \end{bmatrix} \quad (2.53)$$

dimana

$$B_{11} = B^1_{(1,0)} [m_{3i} n_1 - n_{3i} m_1]$$

$$B_{12} = B^1_{(1,1)} [m_{3i} t_1 - t_{3i} m_1]$$

$$B_{13} = B^1_{(1,0)} [t_1 m_1 - m_{3i} t_3]$$

$$B_{21} = B^1_{(2,0)} [m_{3i} n_2 - n_{3i} m_2]$$

$$B_{22} = B^1_{(2,0)} [m_{3i} t_2 - t_{3i} m_2]$$

$$B_{23} = B^1_{(2,0)} [t_2 m_2 - m_{3i} t_3]$$

$$B_{31} = B^1_{(2,0)} [m_{3i} n_2 - n_{3i} m_2] + B^1_{(1,0)} [m_{3i} n_1 - n_{3i} m_1]$$

$$B_{32} = B^1_{(2,0)} [m_{3i} t_2 - t_{3i} m_2] + B^1_{(1,0)} [m_{3i} t_1 - t_{3i} m_2]$$

$$B_{33} = B^1_{(2,0)} [t_2 m_2 - m_{3i} t_3] + B^1_{(1,0)} [m_{3i} n_1 - n_{3i} m_1]$$

C. Formulasi Matrik $[B_{jsi}]$

Analog dengan perhitungan di atas regangan $\alpha x^1 z^1$ dan $\alpha y^1 z^1$ akibat perpindahan u^1, v^1, w^1 dinyatakan sebagai berikut :

$$\begin{pmatrix} \alpha x^1 z^1 \\ \alpha y^1 z^1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial v^1}{\partial z^1} & + & \frac{\partial w^1}{\partial x^1} \\ \frac{\partial v^1}{\partial z^1} & + & \frac{\partial w^1}{\partial y^1} \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 [B_1 S_i] \begin{pmatrix} u^i \\ v^i \\ w^i \end{pmatrix} \quad (2.54)$$

dimana

$$[B_1 S_i] = \begin{bmatrix} f_1 B^1_{(3,i)} & m_1 B^1_{(3,i)} & n_1 B^1_{(3,i)} \\ f_3 B^1_{(1,i)} & m_3 B^1_{(1,i)} & n_3 B^1_{(1,i)} \\ f_1 B^1_{(3,i)} + m_1 B^1_{(3,i)} + n_1 B^1_{(3,i)} & f_3 B^1_{(2,i)} & m_3 B^1_{(2,i)} + n_3 B^1_{(2,i)} \end{bmatrix}$$

$$\text{dan } B^1_{(3,i)} = \frac{\partial N_i}{\partial x} f_3 + \frac{\partial N_i}{\partial y} m_3 + \frac{\partial N_i}{\partial z} n_3$$

D. Formulasi Matrik $[B_2 S_i]$ dan $[B_3 S_i]$

Regangan $\alpha x^1 z^1$ dan $\alpha y^1 z^1$ akibat rotasi dinyatakan sebagai berikut :

$$\begin{pmatrix} \gamma x^1 z^1 \\ \gamma y^1 z^1 \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 [[B_2 S_i] + [B_3 S_i]] \begin{pmatrix} \theta x^i \\ \theta y^i \\ \theta z^i \end{pmatrix} \quad (2.55)$$

dimana

$$[B_2 S_i] = \frac{h_i}{2} N_i B'' \left((m_3 n_1 - n_3 m_1) (n_3 i f_1 - f_3 n_1) (f_3 m_1 - m_3 i f_1) \right. \\ \left. (m_3 n_2 - n_3 m_2) (n_3 i f_2 - f_3 n_2) (f_3 m_2 - m_3 i f_2) \right)$$

$$B'' = t_{13} t_{13}^* + t_{13} t_{23}^* + t_{31} t_{31}^*$$

$$[B_3 S_i] = \frac{h_i}{2} \begin{bmatrix} B s_{11} & B s_{12} & B s_{13} \\ B s_{21} & B s_{22} & B s_{23} \\ B s_{31} & B s_{32} & B s_{33} \end{bmatrix}$$

dimana :



$$Bs_{11} = B^T(3,i)(m_1 n_1 - n_3 i m_1)$$

$$Bs_{12} = B^T(3,i)(n_3 t_1 - n_3 i n_1)$$

$$Bs_{13} = B^T(3,i)(t_3 m_1 - m_3 i t_1)$$

$$Bs_{21} = B^T(1,i)(m_1 n_1 - n_3 i m_2)$$

$$Bs_{22} = B^T(1,i)(n_3 t_1 - n_3 i n_2)$$

$$Bs_{23} = B^T(1,i)(t_3 m_1 - m_3 i t_2)$$

$$Bs_{31} = B^T(3,i)(m_3 n_2 - n_3 i m_2) + B^T(2,i)(m_3 n_2 - n_3 i m_1)$$

$$Bs_{32} = B^T(3,i)(n_3 t_2 - n_3 i n_2) + B^T(2,i)(n_3 t_4 - n_3 i n_1)$$

$$Bs_{33} = B^T(3,i)(t_3 m_2 - m_3 i t_2) + B^T(2,i)(t_3 m_1 - m_3 i t_1)$$

Dari empat formulasi matrik di atas, maka hubungan regangan perpindahan pada elemen shell empat titik diformulasikan seperti persamaan berikut :

$$\begin{pmatrix} (\epsilon m) \\ (\epsilon s) \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^4 \begin{bmatrix} [B_i m] & t[B_i m i] \\ [B_i s] & [B_2 S_i] + t[B_3 S_i] \end{bmatrix} \quad (2.56)$$

..

2.1.9. Matrik Kekakuan Elemen

Matrik kekakuan elemen shell dibagi dalam 2 bagian, karena adanya pengaruh.

- a. Banding dari membran
- b. Transverse geser

Sehingga

$$[K] = [K]m + [K]s$$

$$[K] = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^4 [[K_{ij}]m + [K_{ij}]s] \quad (2.57)$$

dimana

$$[K_{ij}]m = \int v [Bs_i]^T [Cm] [Bmj] dv \quad (2.58)$$

$$[K_{ij}]s = \int v [Bs_i]^T [Cm] [Bs_j] dv \quad (2.59)$$

substitusi persamaan (2.55) dengan persamaan (2.57) di dapat

$$[K_{ij}]m = \int_{+1}^{-1} \int_{+1}^{-1} \begin{bmatrix} 2[B_1mi]^T [Cm] [B_1mj] & 0 \\ 0 & \frac{2}{3}[B_3mi]^T [Cm] [B_3mj] \end{bmatrix} \quad (2.60)$$

$$[K_{ij}]m = \int_{+1}^{-1} \int_{+1}^{-1} \begin{bmatrix} Ks_{11} & Ks_{12} \\ Ks_{21} & Ks_{22} \end{bmatrix} \quad (2.61)$$

dimana

$$Ks_{11} = 2 [B_1Si]^T [Cs] [B_1Sj]$$

$$Ks_{12} = 2 [B_1Si]^T [Cs] [B_2Sj]$$

$$Ks_{21} = 2 [B_2Si]^T [Cs] [B_1Sj]$$

$$Ks_{22} = 2 [B_2Si]^T [Cs] [B_2Sj] + \frac{2}{3} [B_3Si]^T [Cs] [B_3Sj]$$

Ukuran matrik pada persamaan (2.5-22) adalah 6×6 sehingga matrik kekakuan elemen karena pengaruh bending serta matrik kekakuan karena pengaruh geser dapat diturunkan dari persamaan.

$$[K]m \text{ atau } [K]s = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} \end{bmatrix}$$



2.2. Paket Program SAP (Structural Analisys Program)

2.2.1. Pendahuluan

Structural analysis program atau yang lebih sering disebut dengan SAP merupakan kumpulan dari serangkaian kalimat dalam bahasa komputer yang tersusun sedemikian rupa sehingga terbentuk logika komunikasi antara mesin komputer dengan pemakai. Logika proses dari spesifikasi program itu sendiri berfungsi sebagai instruksi agar komputer dapat bekerja untuk menganalisa (menerima masukan data, memeriksa kebenaran, memproses dan mengeluarkan hasil proses) data suatu struktur.

SAP berisi modul – modul analisis, antara lain analisis statis untuk perhitungan displacement dan/tegangan dari struktur, sedangkan analisa dinamis digunakan untuk menghitung parameter dinamis dari struktur seperti frekuensi pribadi dan modus getar. Penggunaan SAP menjadi sangat penting karena analisa struktur dapat dilakukan dengan cepat sehingga akan menghemat waktu dan biaya. Beberapa kelebihan SAP antara lain :

- Dapat menganalisa sampai sepuluh ribu joints untuk beban statis dan sampai enam ribu joints untuk analisa beban dinamis
- Dapat menganalisa struktur dua ayau tiga dimensi
- Dapat digunakan untuk beban – beban akibat temperatur, beban presstress dll
- Dapat mendesain dengan dimensi dan bentuk penampang yang berbeda – beda dan jenis material yang berbeda pula

- Dapat menganalisa material dengan ketebalan yang berbeda
- Dapat digunakan untuk merencanakan bentuk struktur yang rumit

Dalam hal output hasil analisa SAP, dapat diperoleh beberapa keuntungan antara lain :

- Hasil dapat dilihat secara grafis (gambar) dan dapat dicetak baik dalam bentuk file maupun printer
- Dapat diperoleh hasil dari gaya – gaya output, seperti momen, gaya geser dan gaya aksial dari masing – masing elemen baik secara grafis maupun dalam bentuk tabel
- Dapat dilihat hasil proses analisa dengan mode shape yang diinginkan

2.2.2. Pemodelan Struktur

Langkah awal yang harus dilakukan untuk menganalisa struktur dengan SAP adalah penyusunan model struktur yang tersusun dari kumpulan elemen hingga. Model struktur dari elemen hingga ini diusahakan mendekati kondisi struktur yang direncanakan atau mewakili perilaku struktur yang sebenarnya supaya hasil perhitungan SAP cukup akurat. Model elemen hingga ini dicirikan oleh adanya titik – titik nodal (joints) pada struktur. Masing – masing joints merupakan pembatas antar elemen hingga yang digunakan untuk menyusun model struktur tersebut.

Struktur yang mampu dianalisa oleh SAP dapat berupa gabungan dari type – type elemen, misalnya mungkin struktur tersebut gabungan dari elemen frame dan shell atau yang lain. Oleh karena itu pengetahuan tentang sifat – sifat elemen perlu dipahami terlebih dahulu. Adapun pemodelan dari struktur meliputi :

- Penentuan koordinat joints sebagai batas elemen
- Penentuan orientasi elemen dalam koordinat struktur

- Penentuan sifat penampang elemen dan elastisitas

2.2.3. Joint Dan Elemen

Dasar dimensi geometri struktur ditentukan oleh joint, dimana setiap joint terletak dalam ruang sistem koordinat global tiga dimensi dan harus diberi identifikasi tentang nomor joint yang unik. Beberapa hal yang harus diperhatikan dalam penyusunan joint pada struktur antara lain :

- Penomoran joint harus cukup menentukan geometri struktur
- Joint harus diletakkan pada titik dan garis dimana terdapat diskontinuitas, misalnya perubahan sifat – sifat potongan, sifat – sifat material dan lain – lain
- Joint harus diletakkan pada titik dimana gaya – gaya dan perpindahan akan dievaluasi
- Joint harus diletakkan pada struktur dimana beban dan massa terkonsentrasi bekerja untuk analisa dinamis. Bagaimanapun elemen frame dapat diaplikasikan beban melintang terkonsentrasi di sepanjang bentangan
- Joint harus diletakkan pada semua titik tumpuan
- Meshing (jaringan) elemen hingga harus dibuat lebih halus pada daerah dimana tegangan, perpindahan dan gaya – gaya internal akan dievaluasi.

2.2.4. Sistem Koordinat Lokal Dan Global

Untuk semua generasi SAP penentuan posisi / letak joint dilakukan dengan menggunakan sistem koordinat tiga dimensi cartesian dengan sumbu X, Y, Z. Sistem koordinat ini dikenal dengan sistem koordinat global.

Data input yang menggunakan koordinat global, antara lain :

- Koordinat joint
- Derajat kebebasan suatu joint (restraint)
- Tumpuan sistem pegas (springs)
- Pembebanan pada joint (loads)
- Constraint pada suatu joint
- Perpindahan pada suatu joint

Data output yang menggunakan koordinat global, antara lain :

- Perpindahan yang terjadi pada suatu joint
- Reaksi yang terjadi pada joint

Selain menentukan posisi joint pada koordinat global, kita juga perlu menentukan arah atau posisi elemen relatif terhadap aksis global. Oleh sebab itu dikenal suatu sistem koordinat cartesian tiga dimensi untuk masing – masing elemen, yang dalam hal ini setiap elemen akan memiliki suatu sistem koordinat sendiri yang dikenal dengan sistem koordinat lokal.

Data input yang menggunakan sistem koordinat lokal antara lain :

- Sifat potongan suatu elemen
- Pembebanan dalam elemen

Sedangkan data keluaran yang memakai sistem koordinat lokal adalah :

- Arah gaya dan tegangan yang terjadi pada elemen

Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.6, dimana untuk menentukan sistem koordinat lokal diperlukan pengetahuan dasar tentang perkalian vektor yang akan sangat membantu untuk memahami bagaimana suatu garis yang saling berpotongan

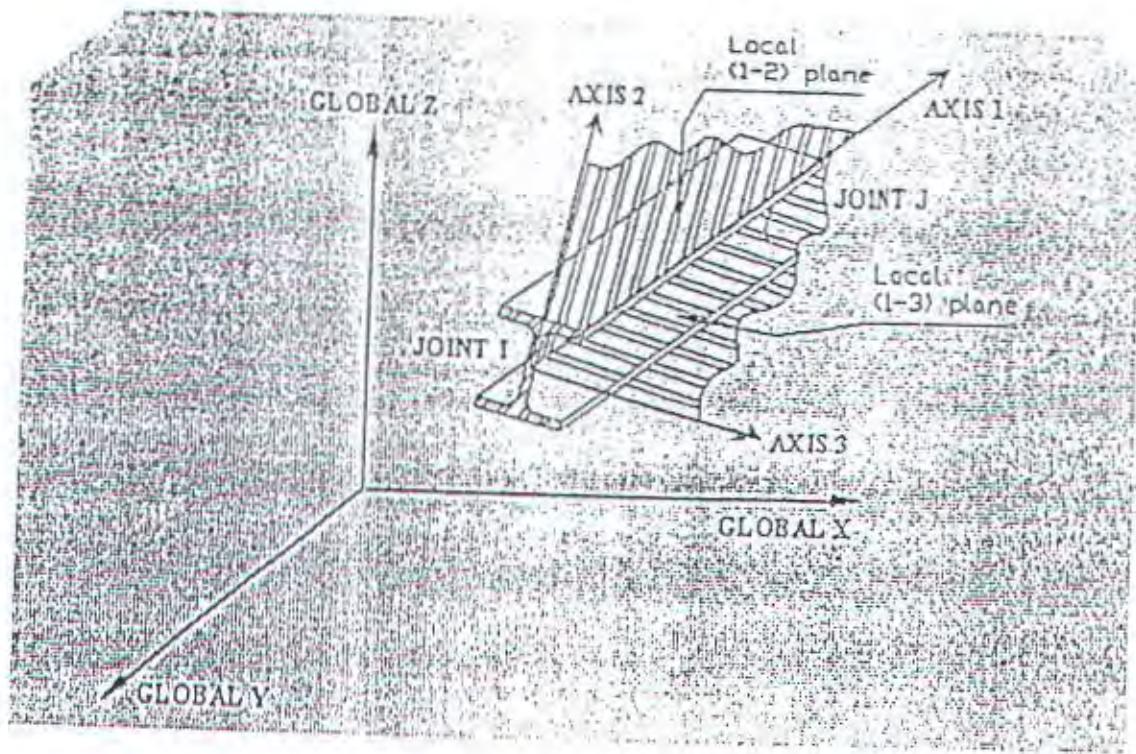
akan membentuk suatu bidang tertentu. Perkalian vektor (cross product) dari dua vektor yang saling berpotongan akan menghasilkan sebuah vektor yang mempunyai arah tegak lurus bidang vektor yang berpotongan tersebut dan mempunyai arah positif sesuai dengan kaidah tangan kanan. Pada gambar 2.7, terdapat tiga buah vektor, masing – masing V_1 , V_2 dan V_3 yang selanjutnya digunakan sebagai acuan aksis lokal 1,2,3. Vektor V_n adalah vektor yang sebidang dengan bidang vektor 1-3. Bidang vektor 1-3 dibentuk oleh vektor V_1 dan V_3 , bidang vektor 1-2 dibentuk dibentuk dari vektor V_1 dan V_2 serta bidang vektor 2-3 dibentuk oleh vektor V_2 dan V_3 . Vektor V_2 mempunyai arah normal terhadap bidang 1-3, vektor V_n didefinisikan sebagai hasil perkalian dari V_3 dan V_1 atau perkalian dari V_n dan V_1 . Dengan menggunakan sistem kaidah tangan kanan dapat disimpulkan :

$$V_2 = V_n \times V_1$$

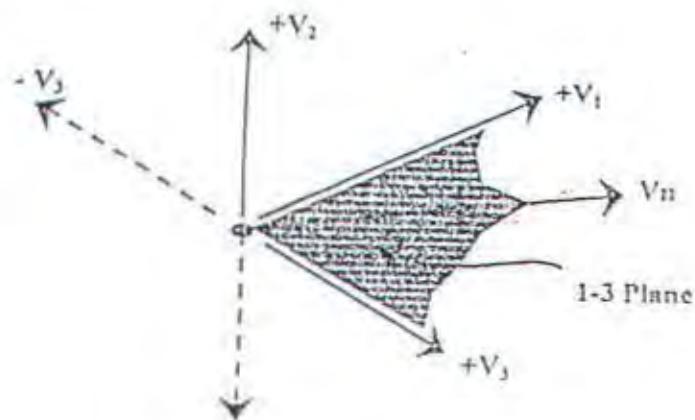
Jika V_2 tersebut sudah didefinisikan, maka vektor V_3 mempunyai arah normal terhadap bidang vektor 1-2 atau dapat disimpulkan :

$$V_3 = V_1 \times V_2$$

Dalam mendefinisikan aksis lokal suatu elemen, salah satu vektor dari V_1 , V_2 dan V_3 harus ditempatkan sesuai dengan dimensi suatu elemen, yaitu dengan mendefinisikan vektor V_n , maka akan didapat vektor yang lainnya.



Gambar 2.6 Sistem koordinat global dan lokal



Gambar 2.7 Perkalian vektor

2.2.5. Generasi Kordinat Joint

Jumlah joint yang besar akan membutuhkan penulisan joint yang banyak pula, oleh karena itu penulisa joint dapat disederhanakan dengan cara generasi joint. Generasi joint dalam SAP meliputi :

1. Generasi Linier

Data dua joint didefinisikan terlebih dahulu, maka program akan menggenerasi data joint yang lain dengan jarak yang sama pada garis yang menghubungkan dua joint tersebut. Atau menggenerasi data joint dengan jarak yang tidak sama (membesar atau mengecil) secara aritmatik diantara dua joint asal disepanjang garis.

2. Generasi Quadrilateral

Dengan data empat joint, program akan menggenerasi data joint lainnya dengan jarak yang sama dalam dua arah di dalam daerah yang didefinisikan oleh empat joint asal tersebut.

3. Generasi Frontal

Digunakan untuk mendefinisikan joint pad asistim grid (struktur bidang). Joint digenerasi dalam dua arah dan jarak antaranya tidak perlu sama.

4. Generasi Langrange

Untuk menggenerasi joint pada permukaan empat sisi dalam bidang. Koordinat semua joint mendefinisikan empat sisi yang ditentukan sedangkan joint yang digenerasi berada pada permukaan. Koordinat tiap joint yang digenerasi adalah rata – rata dari koordinat disekitarnya.

5. Generasi Cylindrical Dan Sphere

Untuk menggenerasi joint pada lingkaran. Bidang lingkaran mempunyai orientasi sembarang dalam ruang. Generasi silindris yang berulang dapat menghasilkan joint – joint pada bentuk bola.

2.2.6. Kondisi Tumpuan

Struktur yang stabil harus mempunyai tumpuan untuk mencegah terjadinya perpindahan ke arah tertentu. Dalam model elemen hingga, tumpuan (joint restrained) merupakan syarat batas model struktur. Kondisi tumpuan akan mempengaruhi jumlah derajat kebebasan tumpuan dan persamaan gaya perpindahan global dari suatu model struktur.

2.2.7. Kondisi Batasan Joint (Constraints)

Batasan joint berfungsi sebagai pembatas global suatu dimensi yang mengkondisikan perpindahan arah tertentu sekelompok joint yang dibuat sama dengan perpindahan serupa yang dialami oleh sekelompok joint lainnya. Dengan batasan joint tersebut maka jumlah persamaan dalam sistem akan tereduksi, sehingga akan mempercepat proses running.

2.2.8. Tipe Elemen

Pada SAP terdapat empat tipe elemen dasar untuk pemodelan struktur, antara lain

- I. Elemen Frame

Elemen dasar frame adalah balok tiga dimensi yang dipengaruhi deformasi lentur biaksial, torsi, aksial dan geser biaksial. Elemen hingga yang dikelompokkan dalam elemen frame dapat berupa struktur frame dan truss (dua dimensi atau tiga dimensi).

2. Elemen Shell

Untuk memodelkan struktur pelat lentur, membran (diafragma) dan shell. Membran adalah elemen isoparametrik yang memiliki kekakuan translasi bidang membran dan kekakuan rotasi dalam arah tegak lurus bidang elemen. Pelat lentur memiliki kekakuan rotasi sejajar aksis bidang dan kekakuan translasinya tegak lurus bidang elemen, tetapi tidak dipengaruhi oleh deformasi geser.

3. Elemen Asolid

Untuk memodelkan :

- Struktur regangan bidang tiga dimensi
- Struktur tegangan bidang dua dimensi
- Struktur Aksisimetri tiga dimensi



Elemen asolid adalah elemen planar dan harus sejajar dengan aksis bidang utama x-y, y-z atau z-x. Elemen ini tersesun dari 3 – 9 joint berdasarkan perumusan elemen isoparametris.

4. Elemen Solid

Untuk memodelkan struktur solid tiga dimensi yang terdiri dari 8 joint isoparametrik. Semua tegangan model solid dihitung model dalam orientasi koordinat global.

2.2.9. Pembebanan

Di dalam SAP pembebanan yang dikenakan pada suatu struktur dibedakan ke dalam dua pengertian :

1. Kondisi pembebanan, yaitu kondisi yang langsung membebani struktur dan tidak tergantung terhadap beban yang lainnya.
2. Kombinasi pembebanan, yaitu suatu kombinasi beban dari beban – beban yang telah didefinisikan dalam kondisi beban diatas.

2.2.10. Analisa Statis Dan Dinamis

SAP mampu menganalisa struktur statis maupun dinamis atau kombinasi dari keduanya.

- Analisa statis terdiri dari pembebanan sebagai berikut :

1. Pembebanan struktur frame, yang meliputi,

Beban terpusat atau momen pada joint, beban pada bentang batang dapat berupa berat sendiri, beban merata, beban terpusat pada bentang, beban trapezoidal, beban termal dan beban prestress.

2. Pembebanan struktur shell, yang meliputi,

Berat sendiri, beban tekanan dan beban termal tanpa gradient temperatur sepanjang tebal.

3. Pembebanan solid dan asolid, yang meliputi,

Berat sendiri, beban tekanan dan beban termal.

- Analisa dinamis meliputi :

1. Analisa steady state

2. Analisa eigen value
3. Analisa vektor ritz
4. Analisa response spektrum atau analisis time history.

Beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam analisa dengan SAP 90 adalah analisa statis hanya dapat dikombinasikan secara simultan dengan analisa dinamis eigen value atau response spektrum. Analisa steady state tidak bisa dikombinasikan dengan analisa statis, eigen value, vektor ritz, response spektrum atau time history.

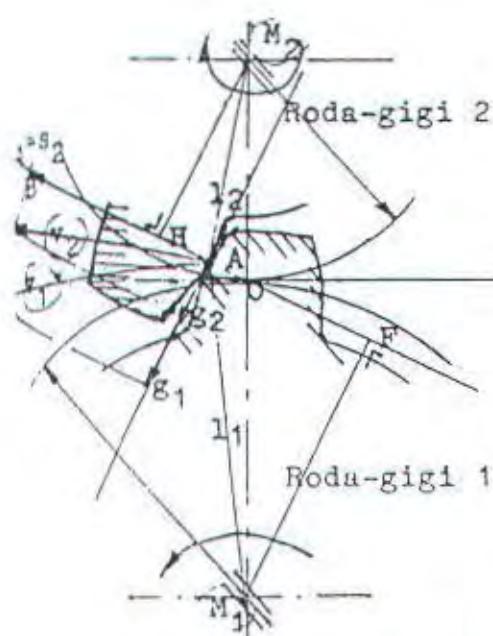
BAB III

RODA GIGI (SPUR GEAR)

BAB – III

RODA GIGI (SPUR GEAR)

3.1. Profil Involut



Gambar 3.1 Susunan sepasang roda gigi

Pada gambar 3.1, roda gigi 1 menggerakkan roda gigi 2, melalui sebuah lengkungan bidang gigi. Kedua gigi ini bersinggungan di titik A. melalui titik ini dibuat garis singgung persekutuan pada dua lengkungan bidang gigi. Garis yang tegak, garis ini melalui titik A, merupakan arah gaya tekan yang bekerja di titik A pada masing-masing bidang gigi, dan disebut garis normal.

Titik A yang dianggap termasuk gigi 1, mempunyai kecepatan keliling V_1 dengan arah tegak lurus garis I_1 , sedang untuk gigi 2 mempunyai kecepatan keliling V_2 yang arah nya tegak lurus garis I_2 . Bila kecepatan sudut roda gigi 1 sebesar W_1 , roda gigi 2

sebesar W_2 , sedang $M_2A = I_2$ dan $M_1A = I_1$ maka : $V_1 = W_1 \cdot I_1$ dan $V_2 = W_2 \cdot I_2$. Kecepatan V_1 dan V_2 diurai menjadi s_1 dan s_2 pada arah garis-normal dan g_1 dan g_2 pada arah garis singgung persekutuan. Dengan perkataan lain, V_1 dan V_2 diurai pada arah garis normal dan arah meluncurnya gigi satu terhadap yang lain.

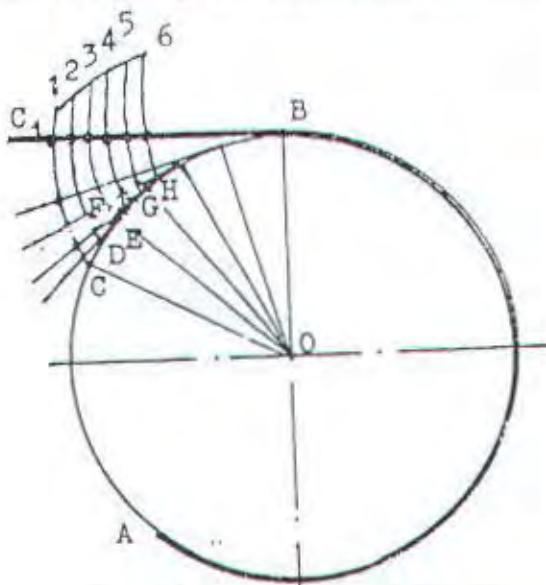
Pada awalnya gerakan harga $s_1 > s_2$, sedang pada gerakan selanjutnya $s_1 = s_2$. Harga g_1 tidak sama dengan g_2 , berarti antara bidang-bidang gigi satu sama lain timbul geseran. Perhatikan ΔABD dan ΔAM_1F ; kedua Δ ini sebangun. Bila $M_1F = \rho_1$ diperolehnya bahwa $BA = \rho_1 : I_1$, Jadi $AB = \frac{\rho_1}{I_1} V_1$. Demikian juga ΔABC sebangun dengan ΔAHM_2 . Bila $M_2H = \rho_2$ maka diperoleh bahwa $BA : V_2 = \rho_2 : I_2$. Jadi $AB = \frac{\rho_2}{I_2} V_2$. Dari dua persamaan terakhir ini didapat : $\frac{V_1 \cdot \rho_1}{I_1} = \frac{V_2 \cdot \rho_2}{I_2}$ $\frac{W_1 \cdot I_1 \cdot \rho_1}{I_1} = \frac{W_2 \cdot I_2 \cdot \rho_2}{I_2}$ jadi $\frac{W_1}{W_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$ karena ΔM_1OF sebangun. Persamaan terakhir ini menjelaskan, garis

normal di suatu titik kontak pada sesuatu keadaan tertentu, membantu garis hubung pusat roda gigi menjadi dua bagian yang panjangnya berbanding terbalik dengan kecepatan sudut kedua roda gigi, pada keadaan tersebut. Karena perbandingan antara bagian-bagian garis hubung pusat itu konstan, maka pernyataan ini dapat dibalikmenjadi, sebuah susunan roda gigi akan memindahkan gerakan putar secara merata / uniform (perbandingan antara W_1 dan W_2 selalu konstan dalam setiap keadaan). Bila lengkungan bidang sisi gigi berbentuk demikian hingga garis normal di tiap titik kontak pada setiap keadaan memotong garis hubung pusat-pusat roda gigi pada suatu titik yang tetap. Titik yang letaknya tetap ini (pada gambar : titik 0) disebut titik

PUNCAK, sedang lingkaran yang berpusatkan titik M_1 dan M_2 dengan jari-jari M_1O dan M_2O disebut lingkaran tusuk / Lingkaran Puncak (pitch circle)

Salah satu bentuk lengkungan bidang sisi gigi yang memenuhi persyaratan di atas adalah bentuk lengkungan involut. Pada gigi, sepasang bentuk lengkungan yang dihubungkan oleh sebagian busur lingkaran, disebut PROFIL GIGI. Bila sisi-sisi gigi mempunyai lengkungan involut, maka profilnya disebut profil involut. Sampai sekarang profil ini masih banyak dipakai dalam pembuatan roda gigi.

Untuk memberi gambaran pembentukan profil ini, di bawah ini diuraikan secara sederhana cara memperoleh lengkungan involut sebagai berikut :

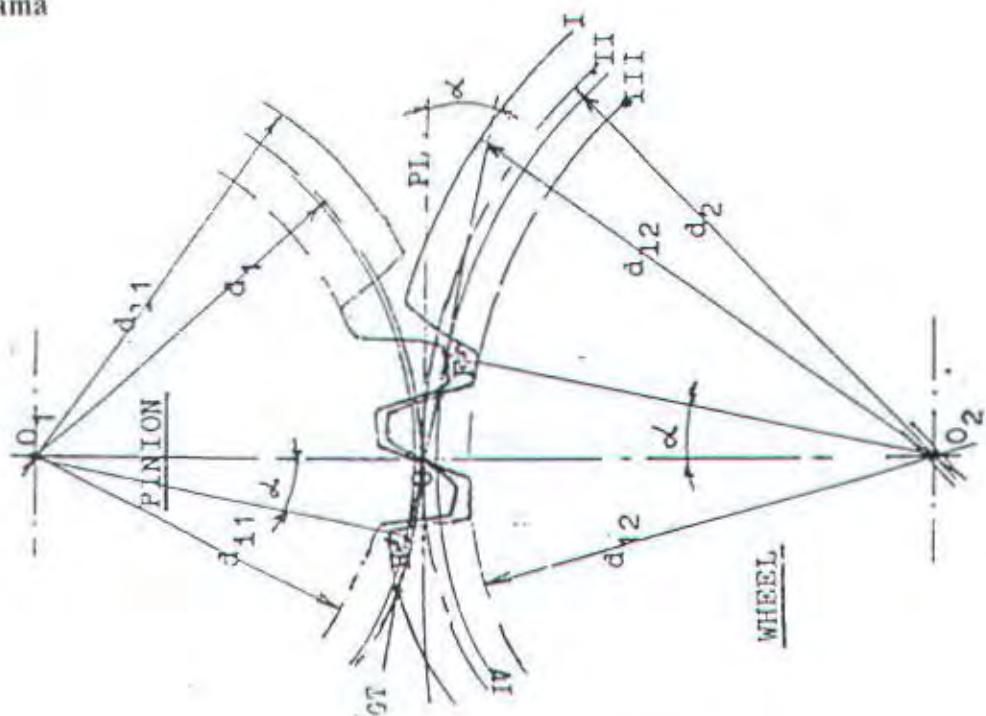


Gambar 3.2 Pembentukan profil involut

Dari gambar 3.2 ditunjukkan seutas tali ABC dililitkan pada sebuah lingkaran dengan jari-jari OB dan diikat di titik A. bila tali ini dibuka dalam keadaan tegang sampai kedudukan titik C ada di titik C_1 , maka diperoleh sebuah garis lengkung yang merupakan tempat kedudukan titik C selama gerakan tersebut. Lengkungan ini disebut lengkungan involut. Bila dalam gerakan ini diikuti juga gerakan titik-titik D, E, F, G,

dan H yang terletak antara titik C dan B, maka diperoleh lengkungan-lengkungan involut : 2, 3, 4, 5 dan 6, yang merupakan kedudukan lengkungan 1 bila lengkungan ini berputar searah putaran jarum jam. Bila C₁ merupakan titik kontak lengkungan 1, maka pada kedudukan selanjutnya titik-titik kontaknya tetap terletak sepanjang garis C₁B₁. ini berarti garis normal titik-titik kontak dalam setiap kedudukan selalu melalui titik tetap B. garis BC₁ disebut Garis kontak, sedang lingkaran dengan jari-jari OB disebut lingkaran dasar.

3.2. Tata Nama



Gambar 3.3 Ukuran – ukuran roda gigi

Gambar 3.3 menunjukkan sebuah gambar skema dua buah roda gigi yang saling berhubungan. Roda penggeraknya, biasanya disebut PINION, sedang roda yang digerakkan disebut WHEEL. Lengkungan giginya berbentuk profil INVOLUT dengan

sudut tekan 20° . Kedua lingkaran tusuk nya saling bersinggungan. Hubungan dua roda gigi yang kedua lingkaran tusuk nya saling bersinggungan disebut hubungan normal.

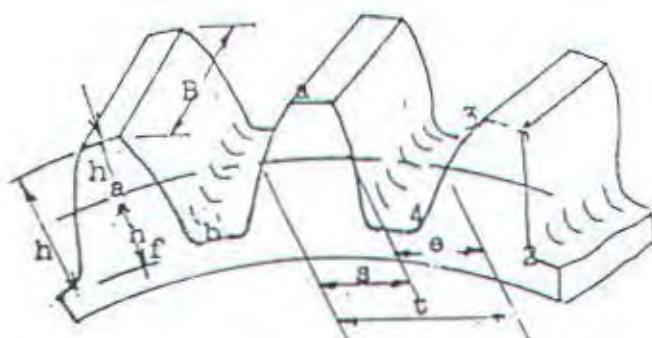
Terdapat 4 buah lingkaran yang dapat dijelaskan sebagai berikut :

Lingkaran I disebut : Lingkaran Addendum

Lingkaran II disebut : Lingkaran Tusuk

Lingkaran III disebut : Lingkaran Kaki / Lingkaran Dedendum

Lingkaran IV disebut : Lingkaran Dasar



Gambar 3.4 Nama – nama bagian roda gigi

Pada gambar 3.4 diperlihatkan bagian –bagian dari roda gigi dan masing –masing bagian tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut.

a : Puncak Gigi

b : Akar / kaki tinggi.

h_a : adendum / tinggi kepala gigi.

h_f : dedendum / tinggi kaki gigi.

- h : tinggi gigi
 α : sudut tekan
 d₁ : diameter lingkaran Tusuk untuk pinion
 d₁₁ : diameter lingkaran kaki / lingkaran dedendum
 PL : pitch line / garis tusuk. Garis ini dapat berupa sebuah garis yang terletak diantara kedua lingkaran tusuk dan sejajar dengan garis singgung persekutuan kedua lingkaran tusuk.
 GT : garis tekan
 s : tebal gigi
 e : lebar luangan
 t : jarak lengkung puncak / jarak gigi.

Garis lengkung 1 – 2 dan 3 – 4 profil gigi.

Jumlah gigi pada sebuah roda gigi disingkat dengan : Z, untuk pinion : Z₁ atau Z_p, sedang untuk wheel : Z₂ atau Z_w. puncak diametral : perbandingan antara jumlah gigi dengan diameter tusuk (disingkat dengan p) jadi $p = \frac{z}{d}$

Modul : Perbandingan antara diameter tusuk dengan jumlah gigi. (disingkat dengan ; m)

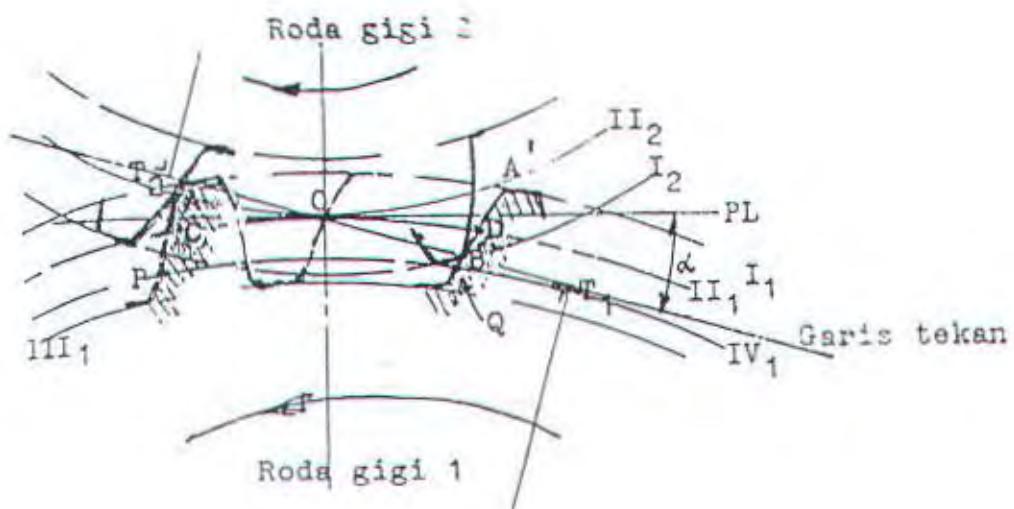
$$\text{jadi } m = \frac{d}{z}, \text{ Berarti : } p = \frac{1}{m}.$$

Dari persamaan terakhir ini, dapat ditulis : $d = z.m$ sedang $\pi.d = t.z$; $d = \frac{t}{\pi}z$ jadi : $m = \frac{1}{\pi}$

Untuk pinion $d_1 = m.Z_1$; Untuk whool $d_2 = m.Z_2$ UNTUK PROFIL INVOLUT

berlau : $h_a = m$ sedang $h_e = 1,2 m$. dengan demikian $h = 2,2 m$.

3.3. Jalan Kontak, Hasil Bagi Kontak Dan Bidang Kontak



Gambar 3.5 Jalan kontak, Bidang Kontak dan Hasil Bagi Kontak

Q : Titik potong antara profil gigi dengan lingkungan dasar 1 (link. IV₁).

B : Titik potong antara profil gigi dengan lingkungan Adendum (linkg. I₂)

D : Titik potong antara profil gigi dengan lingkaran II₁

A : Titik kontak antara profil gigi dengan lingkaran I₁

Bila roda gigi 1 berputar kekiri, maka titik kontak B akan melepaskan diri dari kontak tersebut dan diganti oleh titik lain. Titik kontak ini selalu terletak di garis tekan. Sewaktu mencapai garis sumbu, titik D yang semula bukan merupakan titik kontak, berkedudukan sebagai titik kontak karena gerakan titik D menuruti garis lingkungan II₁, sedang gerakan titik-titik kontak menuruti garis tekan, maka sewaktu melintasi garis sumbu (garis yang menghubungkan titik pusat kedua roda gigi), kedudukan titik D berimpit dengan titik O. Begitu seterusnya sehingga pada akhir kontak titik A

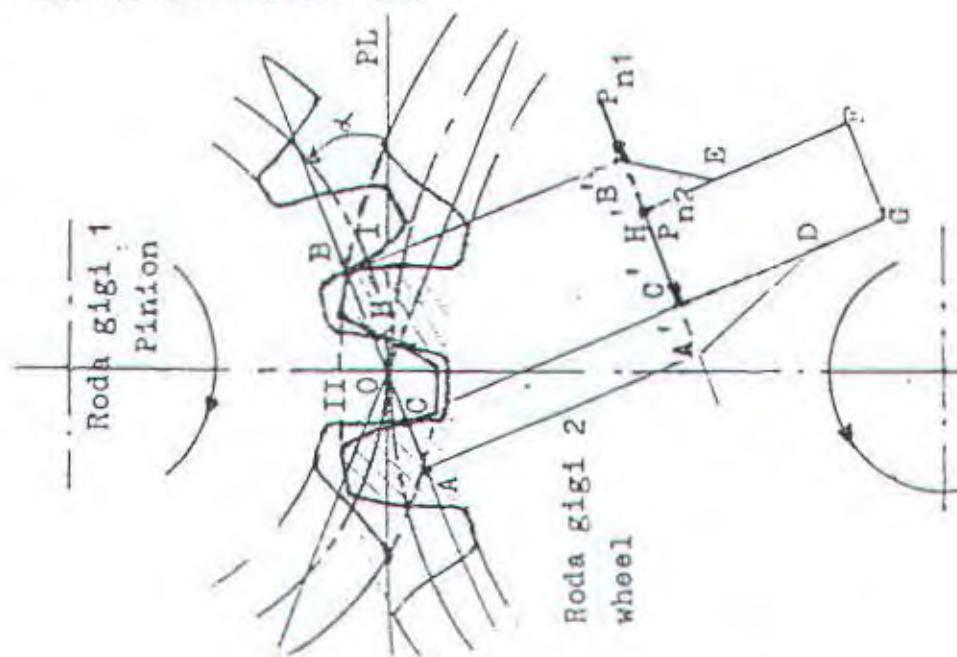
merupakan titik kontak terakhir dan kedudukannya berimpit dengan titik A. dengan demikian bidang BB' A'A' merupakan bidang kontak dari gigi tersebut.

Garis AB disebut JALAN KONTAK sedang busur CD disebut BUSUR KONTAK. Dari uraian ini diperoleh bahwa setiap gigi akan melakukan kontak dengan gigi lain, selama ini melalui lintasan sepanjang busur kontak. Dengan perkataan lain, gerakan roda gigi ini akan merupakan gerakan yang kontinu, bila panjang busur kontak lebih besar dari jarak antara dua gigi (t). perbandingan antara busur kontak dan jarak dua gigi, disebut HASIL BAGI KONTAK, ditulis dengan ϵ .

Jadi kontinuitas gerakan roda gigi dengan profil involut akan terlaksana bila. Untuk involut dengan $\alpha = 120^\circ$, $\epsilon = 1,4$ s/d 1,7

3.4. Perhitungan Kekuatan Gigi

3.4.1. Gaya yang bekerja pada gigi



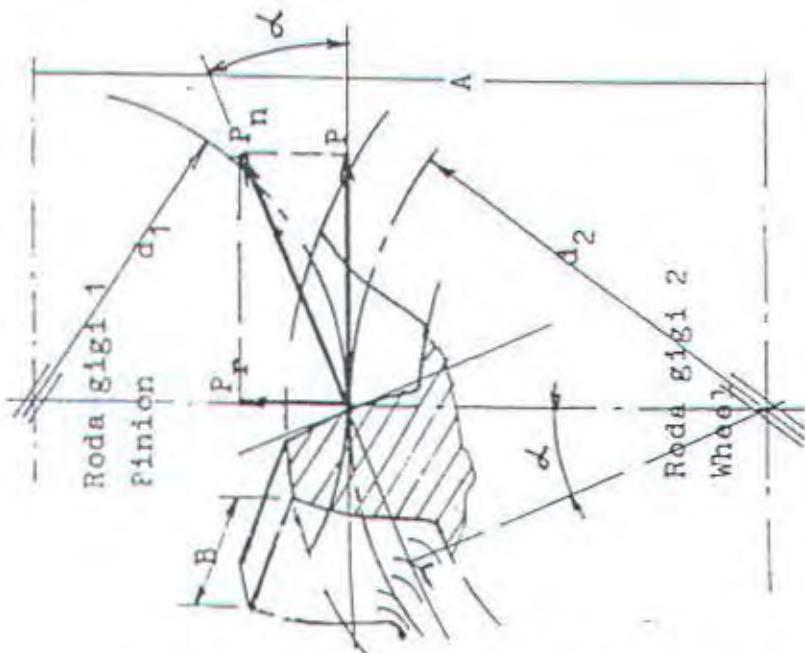
Gambar 3.6 susunan dua roda gigi

Bila ditinjau dari susunan dua buah roda gigi yang ditunjukkan pada gambar 3.6, Roda gigi 1 merupakan roda gigi penggerak (pinion) dengan diameter tusuk d_1 , sedang roda gigi 2 adalah roda gigi yang digerakkan (wheel), dengan diameter tusuk d_2 . Bila putaran roda 1 sebesar n_1 PM dan putaran roda 2 sebesar n_2 , dengan tenaga penggerak sebesar N pk, maka momen puntir yang timbul menjadi :

$$M_{tp} = \frac{71620 \cdot N}{n_1} \text{ kg cm}$$

$$M_{tw} = \frac{71620 \cdot N}{n_2} \text{ kg cm}$$

Garis BA merupakan jalan kontak, sehingga awal gerakan mulai dari titik B, sedang akhir gerakan di titik A. Pada waktu gigi I berkontak di titik B, gigi II berkontak di titik C. kurun waktu ini bekerja dua gigi bersamaan yang masing-masing memberikan gaya sebesar P_{n1} di titik B, sedang di titik C bekerja gaya sebesar P_{n2} yang berasal dari gigi II. Jadi pada waktu itu bekerja dua buah gaya secara serentak. Ketika gigi II mencapai titik A (titik kontak terakhir), gaya P_{n2} menjadi nol. Pada waktu itu gigi I kira-kira ada di titik H (titik pertemuan antara garis BA dengan profil gigi I). Mulai titik H sampai titik C, kontak hanya terjadi oleh gigi I. Pada waktu itu hanya bekerja sebuah gaya sebesar P_n . Perubahan gaya yang bekerja pada gigi, digambarkan pada grafik B'EFGDA'. Dari uraian ini jelaslah bahwa selama perputaran pada gigi bekerja gaya sebesar P_n yang terletak pada garis tekan. Harga P_n dapat dijabarkan sebagai berikut :



Gambar 3.7 Penguraian gaya pada yang bekerja pada roda gigi

Gaya P_n di urai menjadi P_r dan P_t . Gaya P_r merupakan gaya radial sedang gaya P_t merupakan gaya tangential yang menyebabkan roda 2 berputar. Dengan demikian harga P memenuhi persamaan :

$$P = \frac{M_{ip}}{0,5d_1} = \frac{M_{iw}}{0,5d_2}; P_n = \frac{P}{\cos\alpha} \text{ jadi :}$$

$$P_n = \frac{2M_{ip}}{d_1 \cos\alpha} = \frac{2M_{iw}}{d_2 \cos\alpha}$$

Persamaan ini dijabarkan dalam bentuk yang mengandung jarak sumbu (A) dan faktor reduksi (i) sebagai berikut :

$$A = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5 m(Z_1 + Z_2)$$

$$A = 0,5 \cdot mZ_1 \left(1 + \frac{Z_2}{Z_1}\right); \text{ sedang}$$

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = i;$$

$$A = 0,5 mZ_1 (1 + i) = 0,5 \cdot d_1 (1 + i)$$

$$\text{Jadi : } d_1 = \frac{2A}{1+i}$$

$$A = 0,5 \cdot m (Z_1 + Z_2) = 0,5 m Z_2 \left(\frac{Z_1}{Z_2} + 1 \right)$$

$$2A = d_2 \left(\frac{1}{i} + 1 \right) = d_2 \left(\frac{1+i}{Z_2} \right) \text{ Jadi : } d_2 = \frac{2A \cdot i}{1+i}$$

Dengan memasukkan dua persamaan ini, persamaan untuk P_n berubah menjadi : Untuk pinion :

$$P_n = \frac{M_{ip}(i+1)}{A \cdot \cos\alpha} \text{ kg, dimana A diukur dalam cm. Untuk roda wheel :}$$

$$P_n = \frac{M_{rw}(i+1)}{A \cdot i \cdot \cos\alpha} \text{ kg. Untuk lebar gigi sebesar B cm, gaya tiap cm menjadi :}$$

$$q : \frac{M_{ip}(i+1)}{A \cdot B \cdot \cos\alpha} \text{ kg/cm, dan } q = \frac{M_{rw}(i+1)}{A \cdot B \cdot \cos\alpha} \text{ kg/cm}$$

3.4.2. Pengaruh terhadap gaya q

Tingkat ketelitian gigi (degree of accuracy)

Karakteristik fungsional sebuah mesin, ditentukan oleh kemudahan operasional, perawatan dan perbaikan, ketelitian produk dan batas umur pemakaian, yang kesemuanya tergantung pada ketelitian bagian-bagiannya (spare-part), perakitan serta jenis bahan. Karena susunan roda gigi merupakan bagian sebuah mesin, maka ketelitian penggerjaan (ukuran dan penggerjaan akhir) juga mempengaruhi karakteristik fungsional dari mesin pemakainya. Tiap mesin dirancang untuk sesuatu karakteristik fungsional tertentu. Ini berarti tiap mesin membutuhkan kualitas fungsional roda gigi (gigi) yang sesuai dengan karakteristik fungsional mesin tersebut. Kualitas fungsional inilah yang dimaksud dengan DEGREE OF ACCURACY (tingkat ketelitian), yang sangat dipengaruhi oleh kehalusan permukaan disamping ketepatan bentuk dan ukuran. Atas dasar uraian ini, DOAC (degree of accuracy) sebuah gigi dikelompokkan menjadi

12 kelompok, dari 1 s/d 12. Semakin kecil harga DOAC berarti semakin tinggi tingkat kualitas fungsionalnya. Dari 12 harga DOAC ini, terbanyak digunakan adalah DOAC 6 s/d 9.

Tabel 3.1. Harga DOAC untuk beberapa jenis mesin

No	Jenis mesin pemakai	Harga DOAC
1.	Turbin dan Mesin Turbo	3 s/d 6
2.	Mesin Pemotong/Penyayat logam	3 s/d 8
3.	Mobil	5 s/d 8
4.	Truk	7 s/d 9
5.	Traktor/kendaraan berat	6 s/d 10
6.	Alat pengangkat (Crane)	7 s/d 10
7.	Mesin-mesin pertanian	8 s/d 11

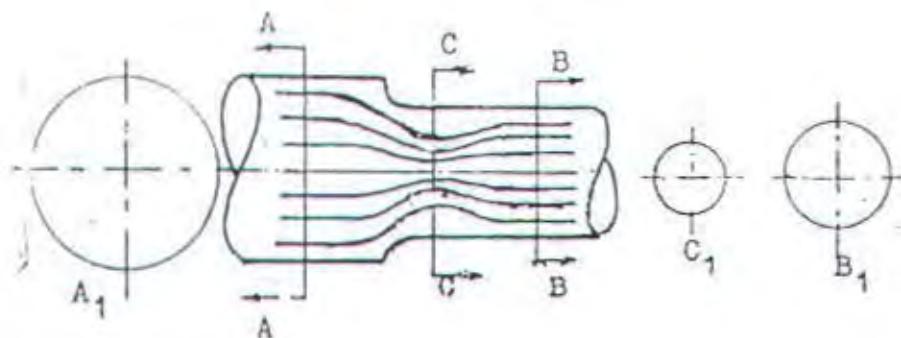


Dibawah ini juga disajikan : cara pembuatan, cara penghalusan bidang kontak gigi serta batas-batas harga kecepatan keliling roda gigi, untuk beberapa harga DOAC.

Tabel 3.2. Cara penggerjaan logam

Harga DOAC	Cara pembuatan gigi	Cara penghalusan permukaan	Harga kecepatan keliling
6	Dengan mesin presisi	Digerinda halus dengan mesin	Gigi silindrik sampai 15 m/det Gigi payung sampai 30 m/det
7	Idem	Digunakan pahat presisi. Seperti DOAC 6, untuk bahan lunak/pengerasan	Gigi silindrik sampai 10 m/det Gigi payung sampai 15 m/det
8	Dengan mesin yang menggunakan pahat profil gigi. (pahat fris, pahat batang bergigi dsb)	Penghalusan permukaan dilaksanakan selama kontak berlangsung	Gigi silindrik sampai 6 m/det Gigi payung sampai 10 m/det
9	Cara lain meliputi : Penuangan, pencetakan dsb.	Tidak menggunakan penghalusan permukaan (tidak diperlukan)	Gigi silindrik sampai 2 m/det Gigi payung sampai 4 m/det

Konsentrasi Tegangan



Gambar 3.8 Terjadinya perubahan aliran gaya akibat perubahan bentuk

Adanya perubahan bentuk terjadilah konsentrasi aliran gaya di penampang C-C, yang menyebabkan tegangan di penampang tersebut menjadi tegangan maksimum sepanjang bagian dengan diameter terkecil (bagian sebelah kanan). Bila gaya yang bekerja pada poros ini sebesar P kg, luas penampang gaya di A-A sebesar A_1 , penampang gaya di B-B sebesar B_1 dan di C-C sebesar C_1 , maka tegangan di penampang A-A menjadi $\sigma_1 = \frac{P}{A_1}$

$$\text{di penampang B-B sebesar } \sigma_2 = \frac{P}{B_1} \text{ di penampang C-C sebesar } \sigma_3 = \frac{P}{C_1}$$

perbandingan antara σ_3 dan σ_2 disebut faktor konsentrasi tegangan dan ditulis dengan

$$k_c. \text{ Jadi } k_c = \frac{\sigma_3}{\sigma_2} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m}, \text{ dimana } \sigma_m \text{ adalah tegangan rata-rata sepanjang bagian dengan}$$

diameter terkecil. Pada pasangan gigi, beban tidak terbagi merata sepanjang garis kontak. Hal ini disebabkan oleh adanya pergeseran tempat garis kontak yang disebabkan oleh pengaruh momen puntir, momen lentur dan kurang telitinya penggerjaan serta perakitan bagian-bagian penduduk roda gigi. Pergeseran ini menimbulkan beban q tidak terbagi merata sepanjang garis kontak, sehingga di beberapa tempat tertentu terjadilah

pemusatan-pemusatan beban, yang berarti terjadi konsentrasi tegangan. Terjadinya konsentrasi tegangan ini pun disebabkan oleh adanya perubahan ukuran pada penampang gigi. Dengan demikian di suatu tempat timbulah harga q_{\max} . Sesuai dengan uraian diatas maka harga beban yang kita perhitungkan bukan lagi harga q melainkan harga q_{\max} , di mana harga $q_{\max} = k_c \cdot q$.

Dari pengamatan, ternyata harga k_c dipengaruhi oleh beberapa faktor yang antara lain terdiri dari :

- Letak roda gigi terhadap bantalan poros
- Kekakuan poros pembawa roda gigi. Ini berarti tergantung pada harga $\frac{1}{d_{sh}}$, dimana d_{sh} : panjang poros diantara dua bantalan, sedang d_{sh} : diameter terkecil poros.
- Perbandingan antara lebar gigi dan diameter tusuk pinion.
- Toleransi ikatan antar poros dengan roda. Semakin kecil harga toleransi semakin kecil pula penyebaran gaya q .
- Kekerasan bahan gigi

Dibawah ini diberikan beberapa ketentuan untuk mendapatkan perkiraan harga k_c .

Tabel 3.3. Daftar harga perkiraan dari k_c , untuk baja dengan $H_2 \geq 352$ DOAC = 8

Harga $\frac{B}{d_p}$	Letak bantalan symetris terhadap roda gigi	Letak bantalan tidak symetris		Letak poros pinion menyamping / menganjur (centelever)
		Untuk poros kaku	Poros tidak kaku	
0,2	1	1	1,05	1,15
0,4	1	1,04	1,10	1,22
0,6	1,03	1,08	1,16	1,32
0,8	1,06	1,13	1,22	1,45
1,0	1,10	1,18	1,29	-
1,2	1,14	1,23	1,36	-
1,4	1,19	1,29	1,45	-

1,6	1,25	1,35	1,55	-
-----	------	------	------	---

- Poros di katakan kaku bila $\frac{1}{d_{sh}} < 3$, dan sebaliknya bila $\frac{1}{d_{sh}} \geq 3$
- Untuk gigi dengan DOAC ≥ 9 , harga k_c ditambah (5 s/d 10) %.
- Untuk gigi dari besi tuang/pasangannya dari besi tuang, harga k_c dikurangi 5%.
- Bila gigi/gigi pasangannya terdiri dari bahan dengan $H_B < 350$, untuk beban tetap harga $k_c = 1$. Untuk beban yang berubah-ubah harga $k_c = \frac{k_c \text{ tabel}^{*1}}{2}$
- Berdasarkan 3 penjelasan terakhir di atas secara praktis tabel di atas dapat dipakai untuk bahan dengan $H_B < 350$, dan DOAC sebesar 6 s/d 8.

Beban dinamis

Meskipun harga i konstan, adanya kesalahan-kesalahan perakitan, kekurangan telitian ukuran dan toleransi antara ruang bebas gigi, timbul kecepatan-kecepatan sesaat yang tidak sama antara pinion dan wheel. Adanya perbedaan kecepatan ini, menimbulkan gerakan-gerakan wheel. Adanya perbedaan kecepatan ini, menimbulkan gerakan-gerakan wheel yang tidak merata, sehingga timbul percepatan-percepatan sudut. Adanya percepatan ini timbulah beban pukulan, yang menyebabkan timbulnya getaran dan suara. Kedua gangguan ini mengurangi kemampuan transmisi dan melemahkan kekurangan gigi. Berdasarkan uraian ini, timbulnya beban pukulan yang disebut juga beban dinamis (P_d), sangat dipengaruhi oleh :

- (a). Harga DOAC

(b). cara perakitan termasuk ketelitiannya,

(c). Kekerasan bahan gigi.

(d). Kecepatan keliling roda gigi.

Berdasarkan uraian ini, gaya yang bekerja pada gigi menjadi : $P_n + P_d$. Begitu juga harga per satuan panjang menjadi $q + q_d$. Begitu juga harga gaya per satuan panjang menjadi $q + q_d$. Perbandingan antara $(q + q_d)$ dengan q , disebut faktor beban dinamik dan ditulis dengan k_d .

$$\text{Jadi } k_d = \frac{q + q_d}{q} \rightarrow (q + q_d) = k_d \cdot q$$

karena harga P_d sangat dipengaruhi oleh keempat faktor di atas, maka harga k_d juga dipengaruhi/tergantung pada keempat faktor tersebut.

Tabel 3.4 Daftar harga k_d untuk gigi lurus

DOAC	H _B	Kecepatan keliling roda dalam m/det			
		1	1 s/d 3	3 s/d 8	8 s/d 12
6	≤ 350	-	-	1,2	1,3
	> 350	-	-	1,2	1,3
7	≤ 350	-	1,25	1,45	1,55
	> 350	-	1,2	1,3	1,4
8	≤ 350	1	1,35	1,55	-
	> 350	1	1,3	1,4	-
9	≤ 350	1,1	1,1	-	-
	> 350	1,1	1,1	-	-

Kesimpulan :

Dari uraian pada butir b₂ dan b₃, harga q menjadi :

$$\text{Untuk pinion } q = \frac{M_{tp}(i+1) \cdot k_c \cdot k_d}{A \cdot B \cdot \cos \alpha}$$

$$\text{Untuk wheel } q = \frac{M_{tw} \cdot (i+1) \cdot k_c \cdot k_d}{A \cdot B \cdot i \cdot \cos \alpha}$$

3.4.3. Tegangan yang timbul pada gigi

Tegangan bidang

Secara ideal, bila dua buah bidang langkung saling menekan satu terhadap yang lain dengan gaya sebesar 2 cm panjang maka tegangan bidang yang timbul di titik tekan kedua bidang tersebut memenuhi persamaan :

$$\sigma_{\text{surf}} = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E}{p}}$$

dimana :

$$E \text{ adalah modulus elastisitas gabungan } E = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

E_1 Modulus elastisitas bahan 1, E_2 = Modulus elastisitas bahan 2. Untuk besi atau baja, diambil : $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$.

ρ = jari-jari lengkungan gabungan, dimana ρ_1 = jari-jari lengkung 1, ρ_2 = jari-jari lengkungan 2.

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

Bila persamaan ini diterapkan pada gigi, diperoleh penjabaran sebagai berikut :

Bila gigi 1 merupakan gigi pinion, gigi 2 adalah gigi wheel, maka

$$\rho_1 = 0,5 d_1 \cdot \sin \alpha \quad \rho_2 = 0,5 d_2 \cdot \sin \alpha. \text{ Selanjutnya}$$

$$\rho_1 = 0,5 \frac{2A}{i+1} \sin \alpha$$

$$\rho_2 = 0,5 \frac{2A \cdot i}{i+1} \sin \alpha$$

$$\frac{p_1 \cdot p_2}{p_1 + p_2} = \frac{\frac{(A^2 + i)}{(i+1)^2} \sin^2 \alpha}{\frac{A}{i+1} \sin \alpha + \frac{A \cdot i}{i+1} \sin \alpha} = \frac{A \cdot i}{(i+1)^2} \sin \alpha$$

Untuk pinion L :

$$\sigma_{\text{surf}} = 0,418 \sqrt{\frac{M_{tp}(i+1)k_c k_d E}{B \cdot A^2 \cdot i \cdot \sin \alpha \cos \alpha}}$$

$$\sigma_{\text{surf}} = 0,418 \sqrt{\frac{2M_{tp} \cdot (i+1)^3 \cdot k_c \cdot k_d \cdot E}{B \cdot A^2 \cdot i \cdot 2 \sin \alpha \cos \alpha}}$$

$$\sigma_{\text{surf}} = 0,59 \frac{i+1}{A} \sqrt{\frac{2M_{tp} \cdot (i+1)^3 \cdot k_c \cdot k_d \cdot E}{B \cdot i \cdot \sin 2\alpha}}$$

Untuk wheel :

$$\sigma_{\text{surf}} = 0,418 \sqrt{\frac{M_{tw} \cdot (i+1)k_c k_d E}{B \cdot A^2 \cdot i \cdot \cos \alpha}}$$

$$\sigma_{\text{surf}} = 0,59 \frac{i+1}{A \cdot i} \sqrt{\frac{M_{tw} \cdot (i+1)k_c k_d E}{B \cdot \sin 2\alpha}}$$

Tegangan lentur

Ditentukan sebuah benda W yang terletak di atas lantai dengan koefisien gesek sebesar μ . Bila berat benda sama dengan Q , maka benda dalam keadaan seimbang, bila :

$$\frac{P}{Q} = \mu. \text{ Jadi pada benda bekerja gaya sebesar } Q' \text{ dimana } Q' = \frac{Q}{\cos \phi}$$

Sekarang ditinjau gaya pada pasangan gigi $p =$ sudut geser. Pada titik 0 bekerja gaya q dan gaya geser yang terletak di garis singgung persekutuan. Sesuai dengan uraian di atas, pada titik 0 bekerja gaya resultante dari kedua gaya tersebut sebesar q_1 diurai menjadi gaya q_2 dan q_3 . Ditinjau bagian terlemah $B-A$, untuk tiap cm lebar gigi. (ingat

gaya q adalah gaya tiap cm lebar gigi). Pada bidang ini bekerja tiga jenis pembebanan yaitu : beban lentur dan beban geser oleh gaya q_2 , dan beban desak oleh gaya q_3 . Jadi pada bidang B-A timbul tiga jenis tegangan yaitu tegangan. Lentur (σ'_b) tegangan geser (τ) dan tegangan desak (σ_d), yang masing-masing dapat dihitung sebagai berikut :

$$\sigma'_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{q_2 \cdot l_1}{\frac{1}{6} \cdot s^2 \cdot l} ; q_2 = q_1 \cdot \cos \delta ; \text{ sedang } q_1 = \frac{q}{\cos \rho}$$

$$\text{Jadi : } q_2 = \frac{q \cdot \cos \delta}{\cos \rho} ; l_1 = \frac{q_2}{\cos \delta} ; \sigma'_b = \frac{6 \cdot q \cdot \cos \delta \cdot l}{s^2 \cdot \cos \delta \cdot \cos \rho}$$

$$\sigma'_b = \frac{6 \cdot q \cdot l}{s^2 \cdot \cos \rho} ; \tau = \frac{q_2}{s \cdot l} = \frac{q \cdot \cos \delta}{s \cdot \cos \rho} . \text{ Sedang } \sigma_d = \frac{q_3}{s \cdot l} / \text{kg/detik}$$

$$q_3 = q_1 \cdot \sin \delta = \frac{q \cdot \sin \delta}{\cos \rho} ; \text{ Jadi } \sigma_d = \frac{q \cdot \sin \delta}{s \cdot \cos \rho} .$$

Dari gambar di atas terlihat bahwa tegangan maksimum terjadi di titik A yang resultantenya sebesarnya :

$$\sigma_b = \sqrt{(\sigma'_b + \sigma_d)^2 + Q \cdot \tau^2}$$

$$\sigma'_b + \sigma_d = \frac{6 \cdot q \cdot l}{s^2 \cdot \cos \rho} + \frac{q \cdot \sin \delta}{s \cdot \cos \rho} = \frac{q}{m} \left(\frac{6 \cdot l \cdot m}{s^2 \cdot \cos \rho} + \frac{m \cdot \sin \delta}{s \cdot \cos \rho} \right)$$

Bila harga yang terletak di dalam kurung di tulis dengan C_1 , maka $\sigma'_b + \sigma_d = \frac{q}{m}$

$$C_1 \rightarrow (\sigma'_b + \sigma_d)^2 = \frac{q^2}{m^2} C_1^2$$

$\tau = \frac{q \cdot \cos \delta}{s \cdot \cos \rho} = \frac{q}{m} = \frac{m \cdot \cos \delta}{s \cdot \cos \rho} =$ Bila persamaan $\frac{m \cdot \cos \delta}{s \cdot \cos \rho}$ ditulis dengan C_2 ,

$$\text{maka } \tau^2 = \frac{q^2}{m^2} C_2^2$$

$$\text{Jadi : } \sigma_b = \sqrt{\frac{q^2}{m^2} C_1^2 + Q \frac{q^2}{m^2} C_2^2} = \frac{q}{m} \sqrt{C_1^2 + Q C_2^2}$$

Harga C_1 ditentukan oleh harga-harga l , m , s , ρ , dan δ .

Harga C_2 ditentukan oleh harga-harga m , s , ρ , dan δ . Sedang harga Q merupakan harga yang konstan.

Dengan demikian harga $C_1^2 + Q \cdot C_2^2$ ditentukan oleh harga-harga l , m , ε , ρ , dan δ , yang berarti harganya tergantung pada PROFIL gigi Karenanya dapat ditulis $\sqrt{C_1^2 + Q \cdot C_2^2} = \frac{1}{y}$, y disebut FAKTOR BENTUK (FORM FACTOR)

Jadi persamaan terakhir dapat ditulis : $\sigma_b = \frac{q}{m \cdot y}$

Dari uraian di atas diperoleh persamaan-persamaan untuk menghitung tegangan bending sebagai berikut :

$$\text{Untuk pinion : } \sigma_b = \frac{M_{tp} \cdot (i+1) \cdot k_c \cdot k_d}{A \cdot B \cdot m \cdot y \cdot \cos \alpha}$$

$$\text{Untuk wheel : } \sigma_b = \frac{M_{tw} \cdot (i+1) \cdot k_c \cdot k_d}{A \cdot B \cdot i \cdot m \cdot y \cdot \cos \alpha}$$

Keterangan :

Dalam keempat persamaan tegangan yang timbul satuan-satuan untuk besaran dinyatakan sebagai berikut :

M_t dalam kg. cm

B dalam cm

A dalam cm

m dalam cm

Harga B diambil (10 s/d 12). M; Harga ($i \leq 5$)

Harga y dibaca pada grafik. Untuk pinion dan wheel berlainan.

4. Bahan dan Tegangan Izin

Bahan Gigi

Roda gigi biasanya terbuat dari baja, besi-tuang, perunggu, atau bahan sintetis. Bahan sintetis yang terakhir antara lain terdiri dari nylon, teflon, delrin dan hostaform, serta serbuk besi yang telah disinter. Kebanyakan dipakai baja karena ia merupakan bahan yang paling memuaskan karena ia menggabungkan kekuatan yang tinggi dan biaya yang rendah. Pemilihan bahan roda gigi, pada hakikatnya berdasarkan : kemudahan penggerjaan, kekuatan gigi terhadap beban. Baja dengan kandungan karbon antara 0,35% s/d 0,5% dipakai untuk gigi dengan beban menengah, dan mengalami perlakuan panas. Bila roda gigi harus mengalami perlakuan panas celup – cepat (quenching) atau disepuh (tempering), maka baja dengan kandungan karbon 0,4% s/d 0,6%, digunakan. Bila harus diperkeras setempat (case hardening), maka baja yang dipakai adalah baja dengan kandungan karbon 0,2% atau kurang. Besi tuang adalah satu bahan yang mempunyai ketahanan aus. Bahan ini mudah dituang atau dibubut, serta memberikan suara tidak sebising baja. Perunggu mempunyai ketahanan terhadap gesekan dan keausan bila mempunyai kecepatan luncur yang tinggi

Tegangan izin

Untuk menganalisa tegangan yang diizinkan, diperlukan dulu jenis pembebanan yang paling banyak dialami oleh bagian-bagian mesin termasuk roda gigi.

σ_{-1} tegangan batas lelah (endurance limits stress), tegangan maksimum yang timbul pada sebuah batang yang diberi beban dinamis bolak-balik selama 10 juta siklus, tapi belum patah. Tegangan inilah yang dipakai sebagai tegangan batas pada perencanaan gigi. Terdapat tiga jenis tegangan batas lelah yaitu untuk bending (lentur), geser dan trik/tekan. Pada perhitungan tegangan lentur (bending) yang timbul pada gigi maka tegangan batas nya dipakai tegangan batas lelah bending dan ditulis dengan σ_{-1b} . Untuk baja harga σ_{-1b} dapat diambil sebesar $0.43 \sigma_{ult}$.

Terdapat tegangan batas, tegangan yang diizinkan (ditulis σ_b) masih dipengaruhi oleh tiga faktor yaitu : faktor keamanan (n'), faktor konsentrasi tegangan (k_c), dan faktor beban yang berkaitan dengan umur gigi (k_1).

Persamaannya menjadi :

$$\sigma_b = \frac{1.4 \cdot \sigma_{-1b} \cdot k_1}{n' \cdot k_c}$$

$$k_1 = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{60 \cdot n \cdot T}}$$

n = Putaran roda gigi Ybs dalam RPM

T = perkiraan umur gigi dalam jam putaran. Misal diambil $T = 10^4$ jam putaran.

Harga n' dan K_c dibaca pada tabel dalam lembaran selanjutnya. Syarat yang harus dipenuhi :

Untuk pinion :
$$\frac{M_{tp} \cdot (i+1) \cdot k_c \cdot k_d}{A \cdot B \cdot m \cdot y \cdot \cos \alpha} \leq \frac{1.4 \cdot \sigma_{-1b} \cdot k_1}{n' \cdot k_c}$$



$$\text{Untuk wheel : } \frac{M_{\text{m}} \cdot (i + 1) k_e \cdot k_d}{A \cdot B \cdot i \cdot m \cdot y \cdot \cos \alpha} \leq \frac{1,4 \cdot \sigma_{-1b} \cdot k_1}{n' \cdot k}$$

Tegangan bidang yang diizinkan sangat dipengaruhi oleh :

- a. Kekerasan bahan gigi
- b. Kehalusan permukaan. Berarti tergantung pada pengrajan akhir dari permukaan.
- c. Kekentalan minyak pelumas yang dipakai
- d. Faktor beban yang berkaitan dengan umur gigi.

Atas dasar uraian ini harga teg. Izin untuk tegangan bidang ditentukan oleh persamaan :

$$[\sigma_{\text{surf}}] = C_B \cdot H_B \cdot k_O \cdot k_S \cdot k_L = C_R \cdot R_C \cdot k_O \cdot k_S \cdot k_L$$

C_B = Faktor kekerasan bahan dari Brinell, yang harganya tergantung pada perlakuan panas yang dialami oleh bahan gigi.

C_R = faktor kekerasan bahan dari Rockwell

H_B = kekerasan bahan dari Brinell

R_C = kekerasan bahan dari Rockwell

k_S = faktor kehalusan permukaan. Tergantung pada harga DOAC.

k_O = faktor kekentalan minyak pelumas

k_L = faktor beban yang berkaitan dengan umur gigi.

Harga-harga C_B , C_R , R_C dan H_B ditentukan melalui daftar. Harga k_S tergantung pada kehalusan permukaan gigi, yang berarti tergantung pada cara pengrajan gigi. Ini berarti harga k_S tergantung pada harga DOAC. Untuk gigi dengan DOAC 7 dan 8, harga $k_S = 1$, sedang untuk gigi dengan DOAC 6 kebawah, harga

$K_g = 0,95$. Untuk gigi dengan DOAC 9, harga $k_s = 1,1$ s/d 1,15. Harga K_o ditentukan melalui tabel khusus. Secara praktis $k_o = 1$. Harga k_l secara umum ditentukan melalui persamaan

$$k_l = \sqrt[6]{\frac{10^7}{60 \cdot n \cdot T}}$$

Untuk baja dengan $H_B \leq 350$ harga k_l tidak boleh lebih kecil dari 1 Jadi $K_l = 1$.

Untuk baja dengan $H_B > 350$, dan besi tuang, minimum $k_l = 0,585$.

BAB IV

PEMBUATAN MODEL

BAB – IV

PEMBUATAN MODEL

4.1. Pemodelan Geometri

Pemodelan geometri merupakan langkah awal dalam analisa elemen hingga. Pemodelan geometri bertujuan untuk menentukan ukuran roda gigi yang sebenarnya. Data – data roda gigi (spur gear) yang diperlukan dalam pembuatan model geometri ini adalah sebagai berikut :

- Modul (m) : 10

- Jumlah gigi (z) : 153 gigi

a. Diameter lingkaran jarak bagi (D)

Diameter lingkaran jarak bagi merupakan diameter lingkaran yang digunakan sebagai dasar penentuan tinggi adendum dan dedendum, dimana gaya – gaya akan ditempatkan. Berdasarkan data – data roda gigi yang diketahui bisa didapatkan diameter lingkaran jarak bagi sebagai berikut :

$$D = m \times z$$

$$= 10 \times 153$$

$$= 1530 \text{ mm}$$

b. Adendum (ha)

Adendum adalah jarak yang diukur dari puncak gigi sampai lingkaran jarak bagi. Tinggi adendum dapat dihitung sebagai berikut :

$$ha = m \text{ (dalam mm)}$$

$$= 10 \text{ mm}$$

sehingga,

Diameter lingkaran puncak gigi (Da) adalah :

$$Da = D + 10$$

$$= 1530 + 10$$

$$= 1540 \text{ mm}$$

c. Dedendum (hf)

Dedendum adalah jarak yang diukur dari diameter lingkaran jarak bagi sampai akar gigi. Tinggi adendum dapat dihitung sebagai berikut :

$$hf = 1,25 \times m \text{ (dalam mm)}$$

$$= 1,25 \times 10 \text{ mm}$$

$$= 12,5 \text{ mm}$$

sehingga,

Diameter lingkaran akar gigi (Df) adalah :

$$Df = D - hf$$

$$= 1530 - 12,5$$

$$= 1517,5 \text{ mm}$$

c. Tinggi gigi (h)

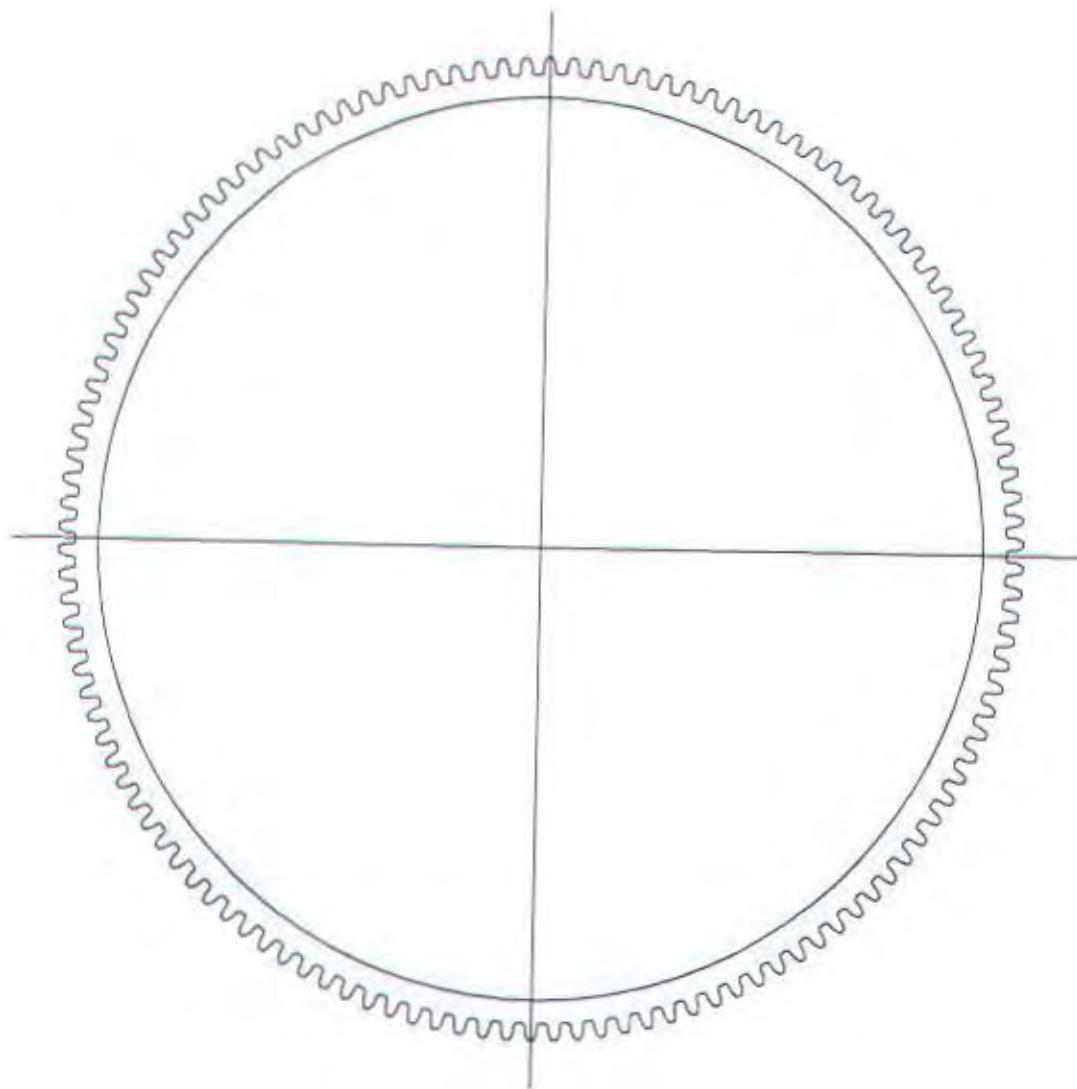
Tinggi seluruh gigi adalah tinggi adendum ditambah dengan dedendum

$$h = ha + hf$$

$$= 10 + 12,5$$

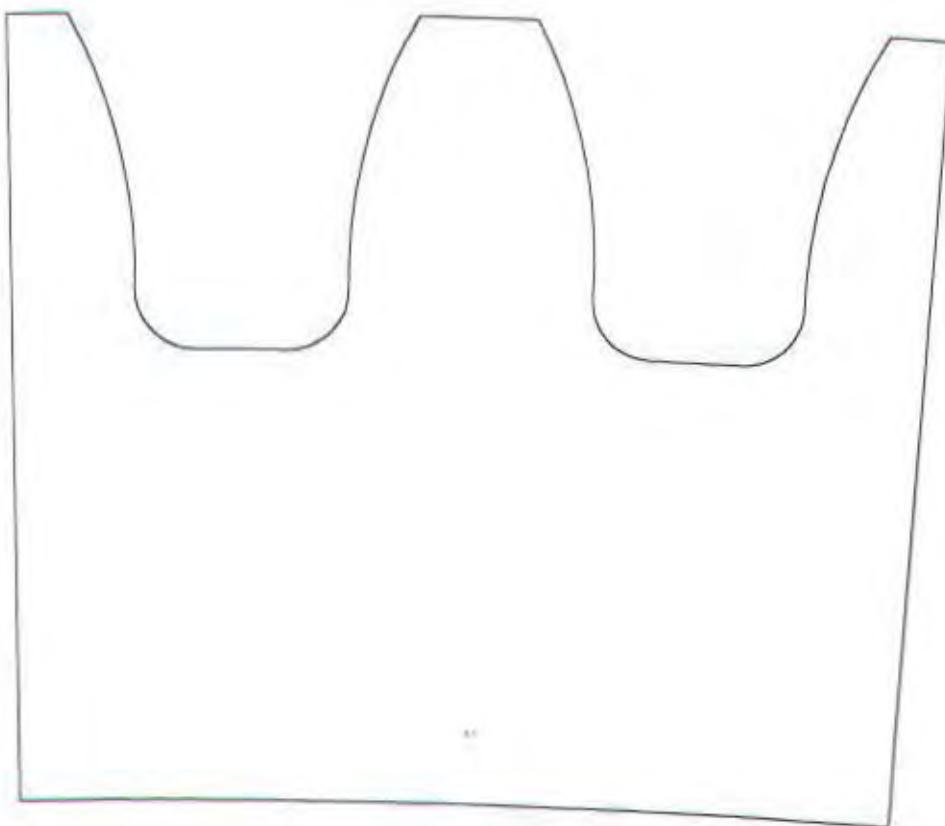
$$= 22,5 \text{ mm}$$

berdasarkan data – dat roda gigi di atas, selanjutnya dilakukan pembuatan model roda gigi dengan bantuan komputer. Pembuatan model ini menggunakan program Auto-CAD dan ketelitian yang digunakan sampai 1/1000 mm. Pemodelan dilakukan dengan membuat 3 lingkaran utama, yaitu lingkaran dengan diameter puncak gigi, jarak bagi dan akar gigi. Gambar 4.1 menunjukkan hasil dari pembuatan model geometri roda gigi dengan ukuran yang sebenarnya.



Gambar 4.1 Model Geometri Roda gigi dalam ukuran penuh

Analisa tidak dilakukan terhadap semua gigi di dalam roda gigi tersebut, tetapi analisa hanya dilakukan terhadap satu gigi saja. Oleh karena itu perlu dilakukan pembuatan sub model. Sub model adalah hasil pembesaran (zooming) dan bukan penyekalaan, sehingga bentuk dan ukuran gigi sub model tetap sama dan tidak berubah dari ukuran semula. Gambar 4.2 menunjukkan sub model yang merupakan hasil pembesaran dari gambar 4.1.



Gambar 4.2 Sub model geometri roda gigi

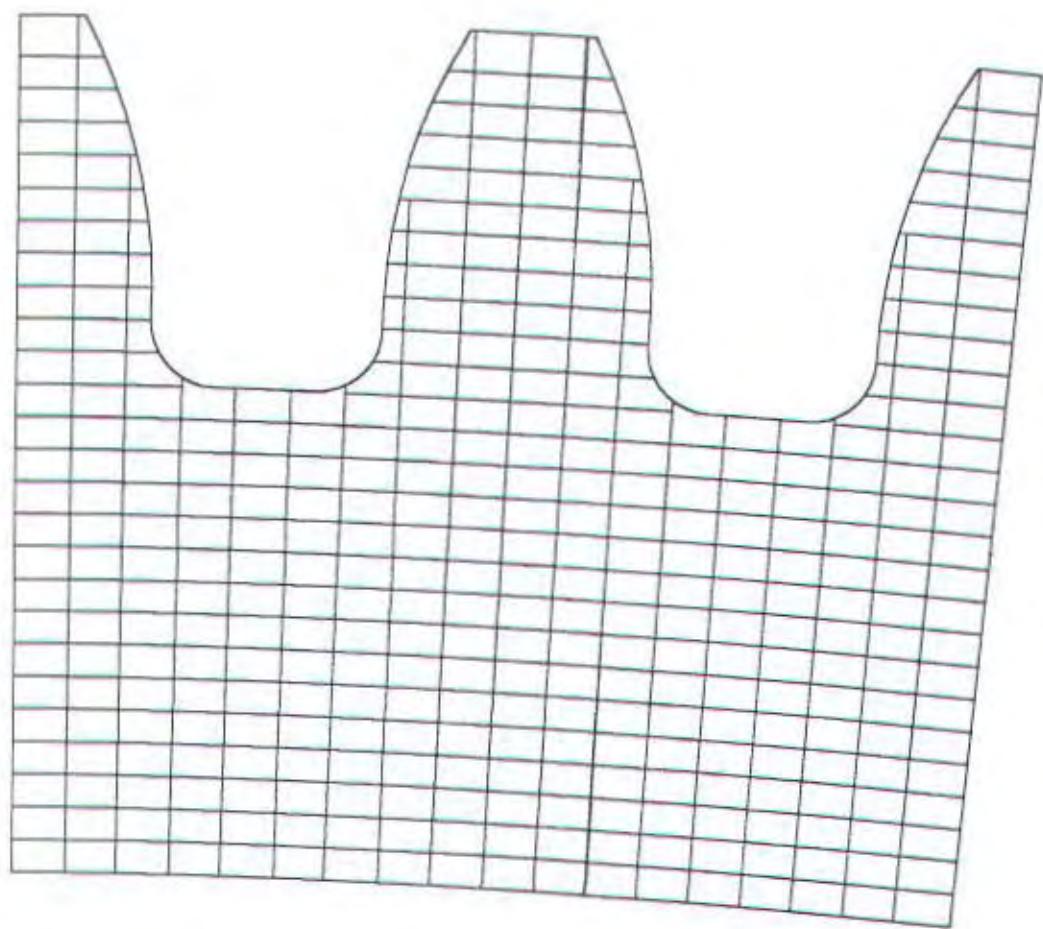
4.2 Pemodelan Elemen Hingga

Faktor utama dalam pemodelan elemen hingga adalah pemilihan type elemen dan penentuan koordinat joint.

Pemilihan type elemen

Sub model roda gigi pada gambar 4.2 adalah model geometris dalam format Auto-CAD, sehingga masih belum bisa dilakukan analisa terhadap model tersebut. Untuk melakukan analisis diperlukan dilakukan pemindahan model dari model geometri ke dalam model elemen hingga. Pada pemodelan elemen hingga sub model tersebut dibagi – bagi menjadi elemen – elemen yang berukuran kecil yang terhingga jumlahnya. Pada daerah – daerah dimana konsentrasi tegangan diperkirakan besar, maka elemen – elemen hingga tersebut lebih diperbanyak jumlahnya.

Dalam analisa ini digunakan elemen shell empat joint. Elemen shell empat joint adalah elemen yang dibatasi oleh empat buah joint yang ada diujung – ujung elemen. Fungsi lain dari joint adalah menghubungkan antara satu elemen dengan elemen yang lain, sehingga setiap elemen dalam elemen hingga saling berhubungan. Setiap elemen mempunyai identitas berupa nomor elemen yang menunjukkan posisi elemen terhadap sumbu global. Gambar 4.3 menunjukkan pemodelan elemen hingga dari sub model yang telah dibuat.



Gambar 4.3. Model elemen hingga dari sub model roda gigi

Penentuan Posisi Joint (nodal)

Joint didefinisikan sebagai titik-titik yang membatasi elemen. Setiap joint mempunyai koordinat tertentu dalam sistem koordinat global. Penempatan setiap joint harus tepat sesuai dengan koordinat yang direncanakan, apabila terjadi penyimpangan maka hasil analisa bisa berbeda dari hasil yang diharapkan. Sama halnya dengan elemen, joint juga mempunyai nomor sebagai identitas. Gambar 4.4 menunjukkan nomor identitas joint dari model elemen hingga

4.3 Perhitungan Gaya

Kondisi pembebanan untuk mesin jangkar dalam analisa ini adalah sebagai berikut :

1. Beban untuk menarik jangkar
2. Beban pada saat pengujian mesin jangkar
3. Beban ketika memutar drum winch pada kecepatan rendah
4. Beban ketika memutar drum winch pada kecepatan tinggi

4.3.1. Perhitungan gaya pada saat menarik jangkar (F_{J1})

Data – data yang diperlukan untuk perhitungan gaya pada saat menarik jangkar adalah :

- Beban (W)	= 2,5 T
	= 2500 Kg
- Kecepatan (v)	= 10 m/min
	= 0,167 m/dt

- \varnothing Gypsy (penggulung rantai jangkar) = 0,3 m

sehingga,

$$\begin{aligned} F_{J1} &= W \times \omega \\ &= W \times (v^2 / r) \\ &= 2500 \text{ Kg} \times \{(0,167 \text{ m/dt})^2 / 0,15 \text{ m}\} \\ &= 463 \text{ Kg m/dt}^2 \\ &= 463 \text{ N} \end{aligned}$$



4.3.2. Perhitungan gaya pada saat pengujian mesin jangkar (F_{J2})

Data – data yang diperlukan untuk perhitungan gaya pada saat pengujian mesin jangkar adalah :

- Beban (W) $= 4,0 \text{ T}$
 $= 4000 \text{ Kg}$
- Kecepatan (v) $= 10 \text{ m/min}$
 $= 0,167 \text{ m/dt}$
- \varnothing Gypsy (penggulung rantai jangkar) $= 0,3 \text{ m}$

sehingga,

$$\begin{aligned} F_{j2} &= W \times \omega \\ &= W \times (v^2 / r) \\ &= 4000 \text{ Kg} \times \{(0,167 \text{ m/dt})^2 / 0,15 \text{ m}\} \\ &= 740 \text{ Kg m/dt}^2 \\ &= 740 \text{ N} \end{aligned}$$

4.3.3. Perhitungan gaya pada saat pengujian mesin jangkar (F_{w1})

Data – data yang diperlukan untuk perhitungan gaya pada saat memutar drum winch pada kecepatan rendah adalah :

- Beban (W) $= 5,0 \text{ T}$
 $= 5000 \text{ Kg}$
- Kecepatan (v) $= 20 \text{ m/min}$
 $= 0,333 \text{ m/dt}$
- \varnothing Drum (penggulung tali kapal) $= 0,61 \text{ m}$

sehingga,

$$\begin{aligned} F_{w1} &= W \times \omega \\ &= W \times (v^2 / r) \end{aligned}$$

$$= 5000 \text{ Kg} \times \{(0,333 \text{ m}/\text{dt})^2 / 0,61 \text{ m}\}$$

$$= 911 \text{ Kg m}/\text{dt}^2$$

$$= 911 \text{ N}$$

4.3.4. Perhitungan gaya pada saat pengujian mesin jangkar (F_{w2})

Data – data yang diperlukan untuk perhitungan gaya pada saat memutar drum winch pada kecepatan tinggi adalah :

- Beban (W)	= 2,5 T
	= 2500 Kg
- Kecepatan (v)	= 40 m/min
	= 0,667 m/dt

- \varnothing Drum (penggulung tali kapal) = 0,61 m

sehingga,

$$F_{w1} = W \times \omega$$

$$= W \times (v^2 / r)$$

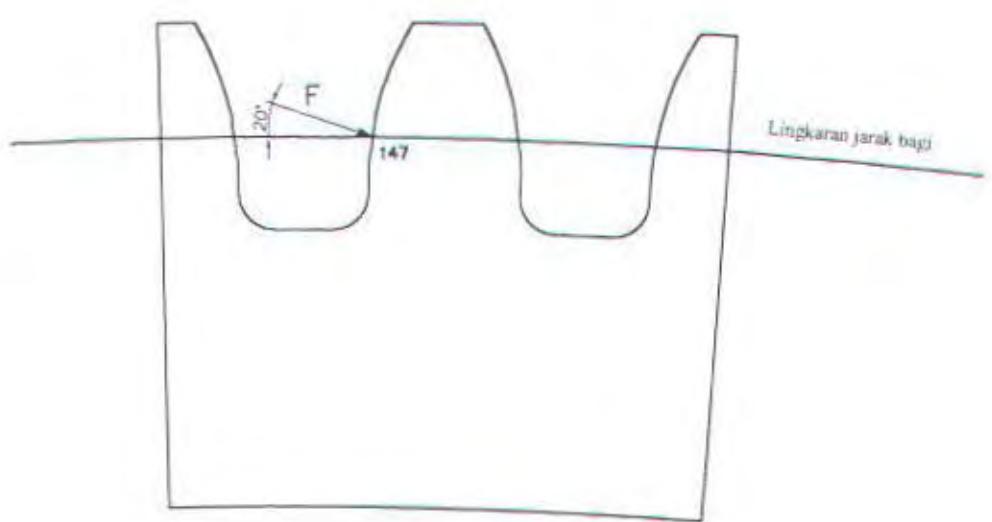
$$= 2500 \text{ Kg} \times \{(0,667 \text{ m}/\text{dt})^2 / 0,61 \text{ m}\}$$

$$= 1823 \text{ Kg m}/\text{dt}^2$$

$$= 1820 \text{ N}$$

4.3.5. Titik Pembebaan

Gambar 4.5 menunjukkan posisi titik pembebaan dan sudut pembebaan pada gigi roda gigi. Posisi titik tekan untuk pasangan roda gigi (pinion dan gear) terjadi pada diameter jarak bagi pasangan roda gigi tersebut dan membentuk sudut 20 derajat.



Gambar 4.5. Arah gaya dan nomor joint dimana gaya bekerja

BAB V

ANALISA DATA

BAB – V

ANALISA DATA

Analisa dilakukan untuk mengetahui besarnya tegangan dan posisi terjadinya konsentrasi tegangan yang terbesar. Berdasarkan perkiraan sebelumnya bahwa konsentrasi tegangan terbesar terjadi pada daerah akar gigi dimana pada daerah tersebut keretakan bisa terjadi apabila besarnya tegangan yang terjadi lebih besar dari tegangan yang diijinkan.

5.1. Kondisi Batas

Dalam analisa ini kondisi batas yang digunakan sebagai ukuran besarnya tegangan adalah hasil pengujian bahan yang dilakukan terhadap material yang digunakan sebagai bahan pembuatan roda gigi. Data material roda gigi adalah sebagai berikut :

- Jenis material : Steel Casting
- Standart material : BS 3100 – A3
- Yield Strenght (σ_y) : $34,2 \text{ N/mm}^2$
- Tensile Strenght (σ_u) : $56,1 \text{ N/mm}^2$

Besarnya faktor keamanan (n), berdasarkan AGMA (American Gear Manufacturers Association) digunakan nilai 2. Dengan demikian dalam analisa sebagai kondisi batas untuk menentukan besarnya tegangan yang terjadi adalah $\sigma_y / 2 = 34,2 / 2 = 17,1 \text{ N/mm}^2$.

5.2. Metode Analisa

Metode analisa yang digunakan dapat diuraikan sebagai berikut :

1. Pembuatan model
2. Penerapan gaya
3. Analisa hasil

5.2.1. Pembuatan Model

Dalam analisa ini digunakan 5 buah model roda gigi, perbedaan kelima model tersebut terletak pada jari – jari fillet dari akar giginya. Model – model roda gigi tersebut adalah sebagai berikut :

Model	Jari – jari fillet akar gigi
A	2 mm
B	2,5 mm
C	3 mm
D	3,5 mm
E	4 mm

Model A, yaitu model roda gigi dengan jari – jari fillet 2 mm adalah roda gigi yang menjadi subyek dalam analisa, sedangkan model B sampai E dibuat untuk mencari jari – jari fillet roda gigi yang optimum, yaitu jari – jari yang menghasilkan tegangan yang mendekati kondisi batas.

5.2.2. Penerapan Gaya

Gaya dan besarnya gaya yang digunakan dalam analisa adalah gaya yang sesuai dengan perhitungan dalam bab – 4 (pembuatan model) sebagai berikut :

Gaya	Nama	Kondisi Pembebaan	Kondisi Pembebaan
I	F_{j1}	gaya untuk menarik jangkar	463 N
II	F_{j2}	gaya pada saat pengujian mesin jangkar	740 N
III	F_{w1}	gaya untuk memutar drum winch pada kecepatan rendah	911 N
IV	F_{w2}	gaya untuk memutar drum winch pada kecepatan tinggi	1820 N

Penerapan gaya – gaya pada model yang akan dianalisa dapat ditabulasikan sebagai berikut :

Analisa	Model	Gaya
1	A	F_{j1}
2	A	F_{j2}
3	A	F_{w1}
4	A	F_{w2}
5	B	F_{w2}
6	C	F_{w2}
7	D	F_{w2}
8	E	F_{w2}

Pada proses penerapan gaya ini, model A akan dikenai gaya pada semua kondisi pembebaan. Selanjutnya model B, C, D dan E hanya dikenai gaya keempat, yaitu F_{w2} dimana pada kondisi ini gaya yang terjadi adalah gaya yang terbesar.

6.2.3. Analisa Hasil

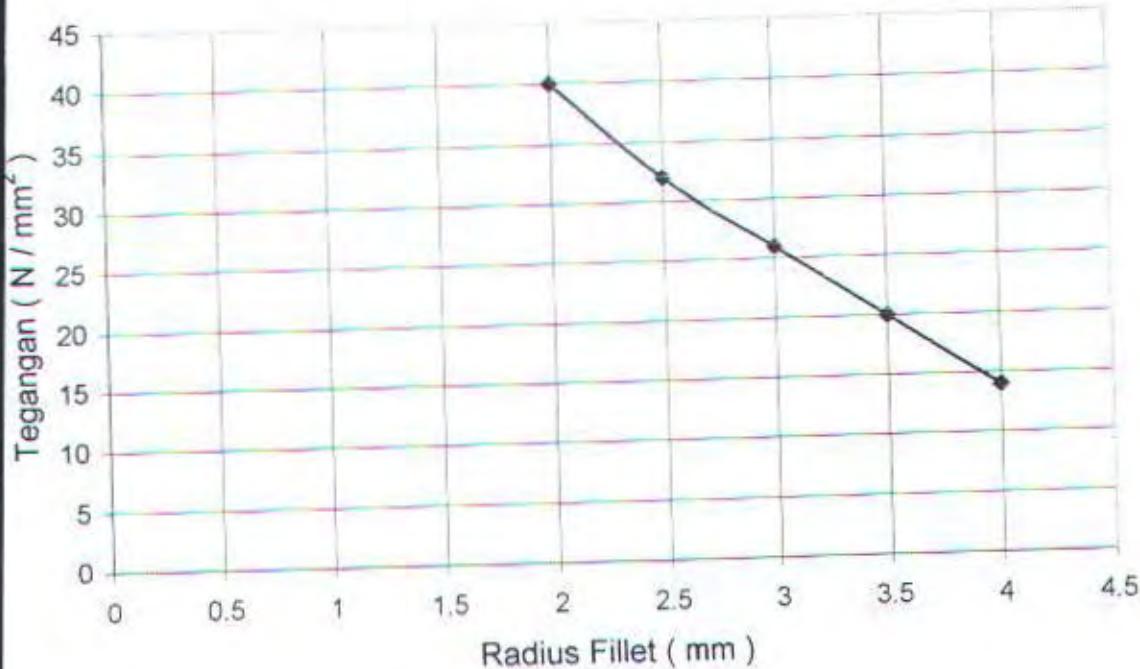
Proses analisa dilakukan dengan menggunakan fasilitas running analysis yang disediakan oleh SAP 2000. Hasil analisa berupa gambar grafik yang menunjukkan

besarnya tegangan yang terjadi pada seluruh joint dan elemen. Hasil analisa dapat ditabulasikan sebagai berikut :

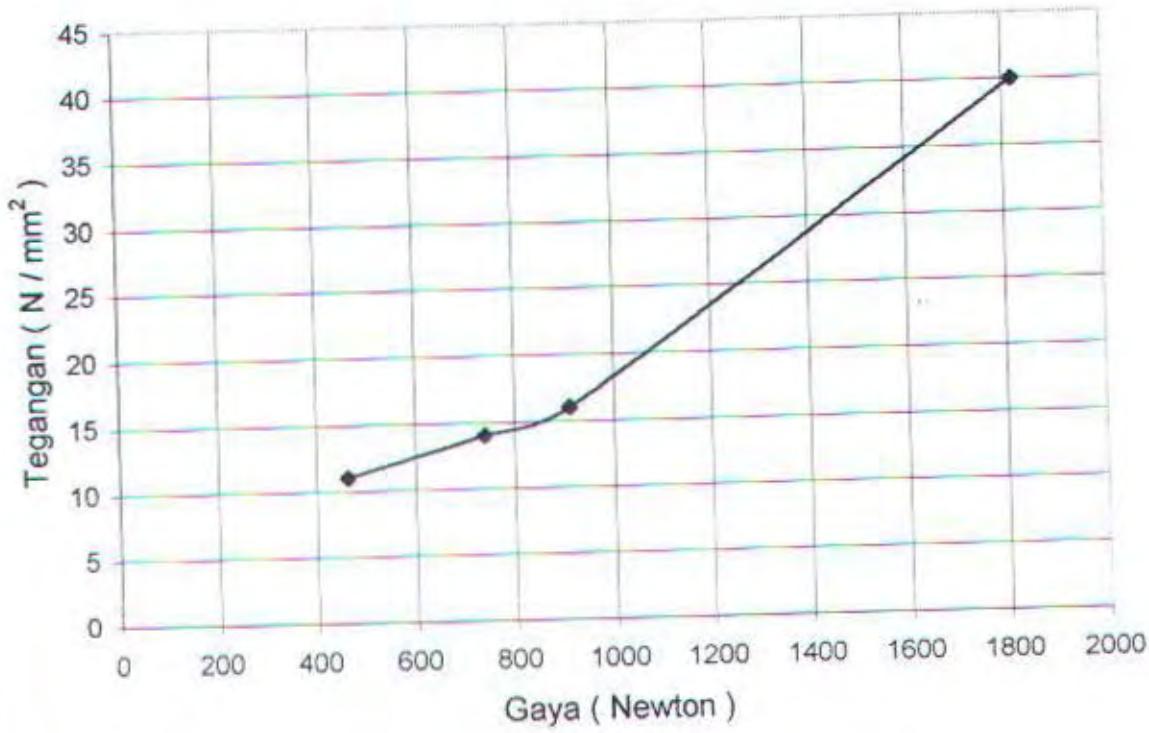
Analisa	Model	Gaya	Tegangan Max. (N/mm ²)
1	A	F_{j1}	11
2	A	F_{j2}	14
3	A	F_{w1}	16
4	A	F_{w2}	40
5	B	F_{w2}	32
6	C	F_{w2}	26
7	D	F_{w2}	20
8	E	F_{w2}	14

Kolom tegangan maximum dengan satuan (N/mm²) menunjukkan harga tegangan terbesar yang terjadi pada model yang dianalisa. Gambar 5.1 sampai 5.8 memperlihatkan hasil analisa yang telah dilakukan SAP 2000, dengan output berupa tampilan grafis.

Grafik - 1 Radius Fillet - Tegangan

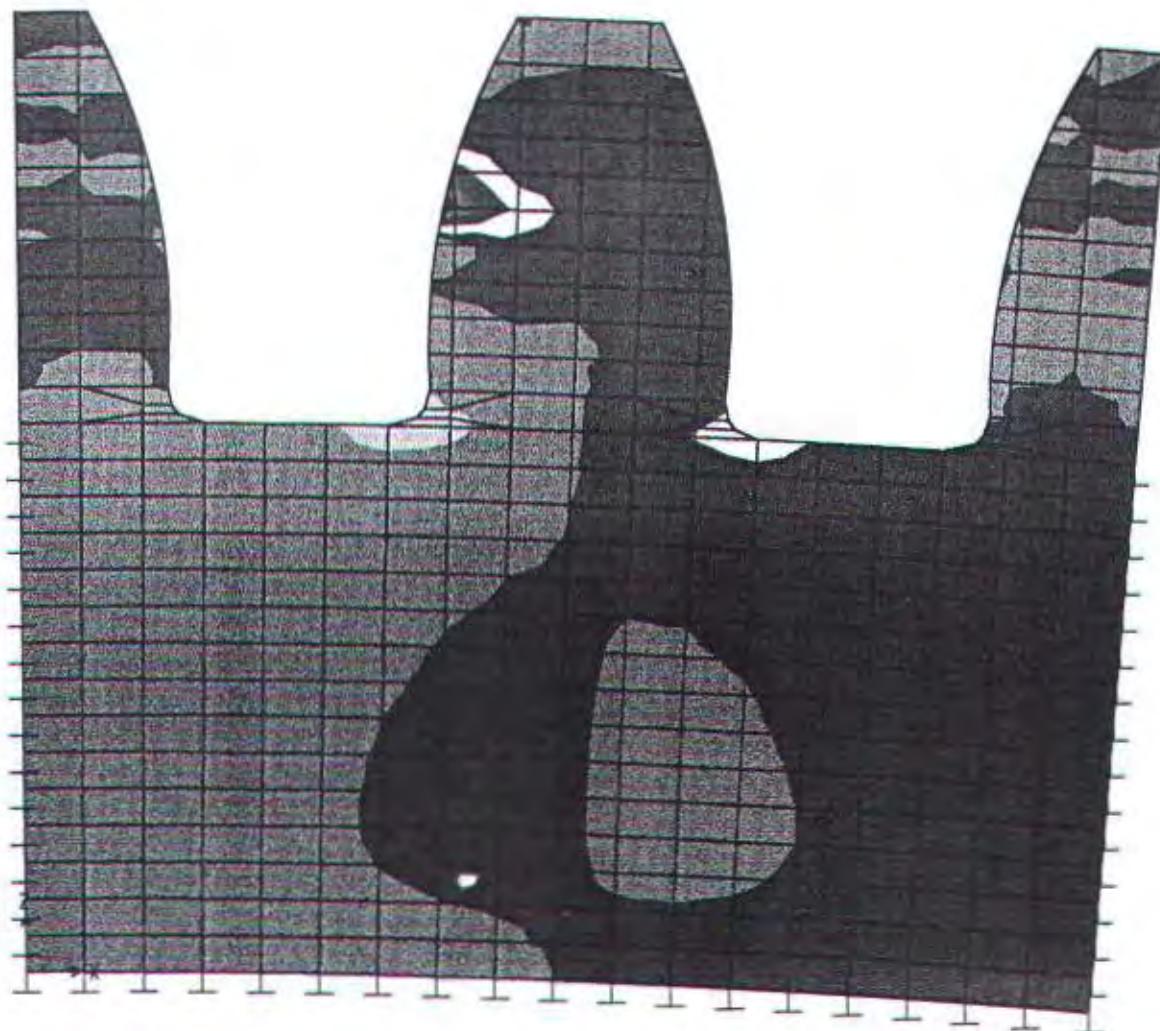


Grafik -2 Gaya - Tegangan



Gambar 5.1 Distribusi tegangan pada analisa – 1

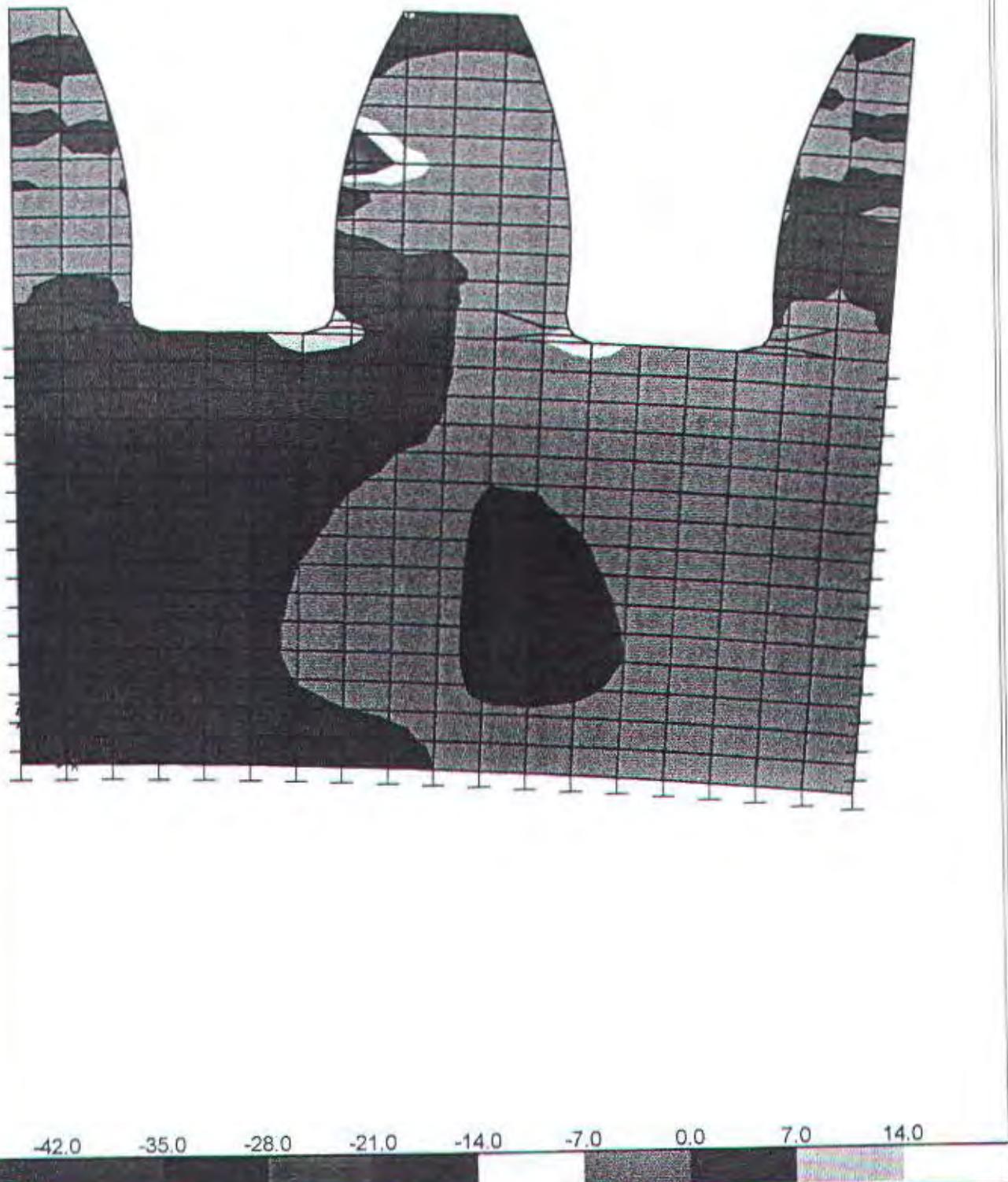
- Radius fillet akar gigi = 2 mm
- Gaya = 463 Newton



-33.0 -27.5 -22.0 -16.5 -11.0 -5.5 0.0 5.5 11.0

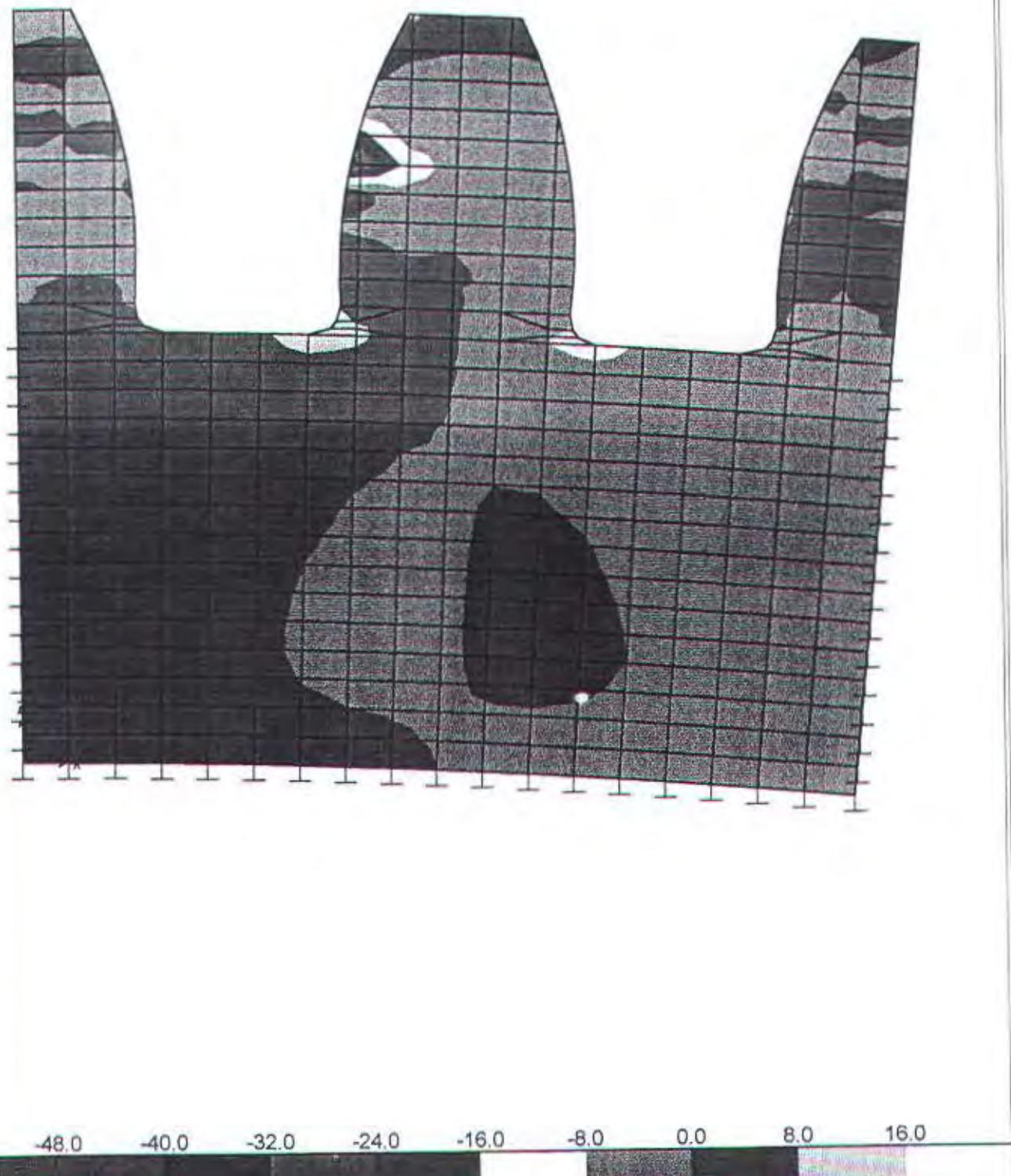
Gambar 5.2 Distribusi tegangan pada analisa - 2

- Radius fillet akar gigi = 2 mm
- Gaya = 740 Newton



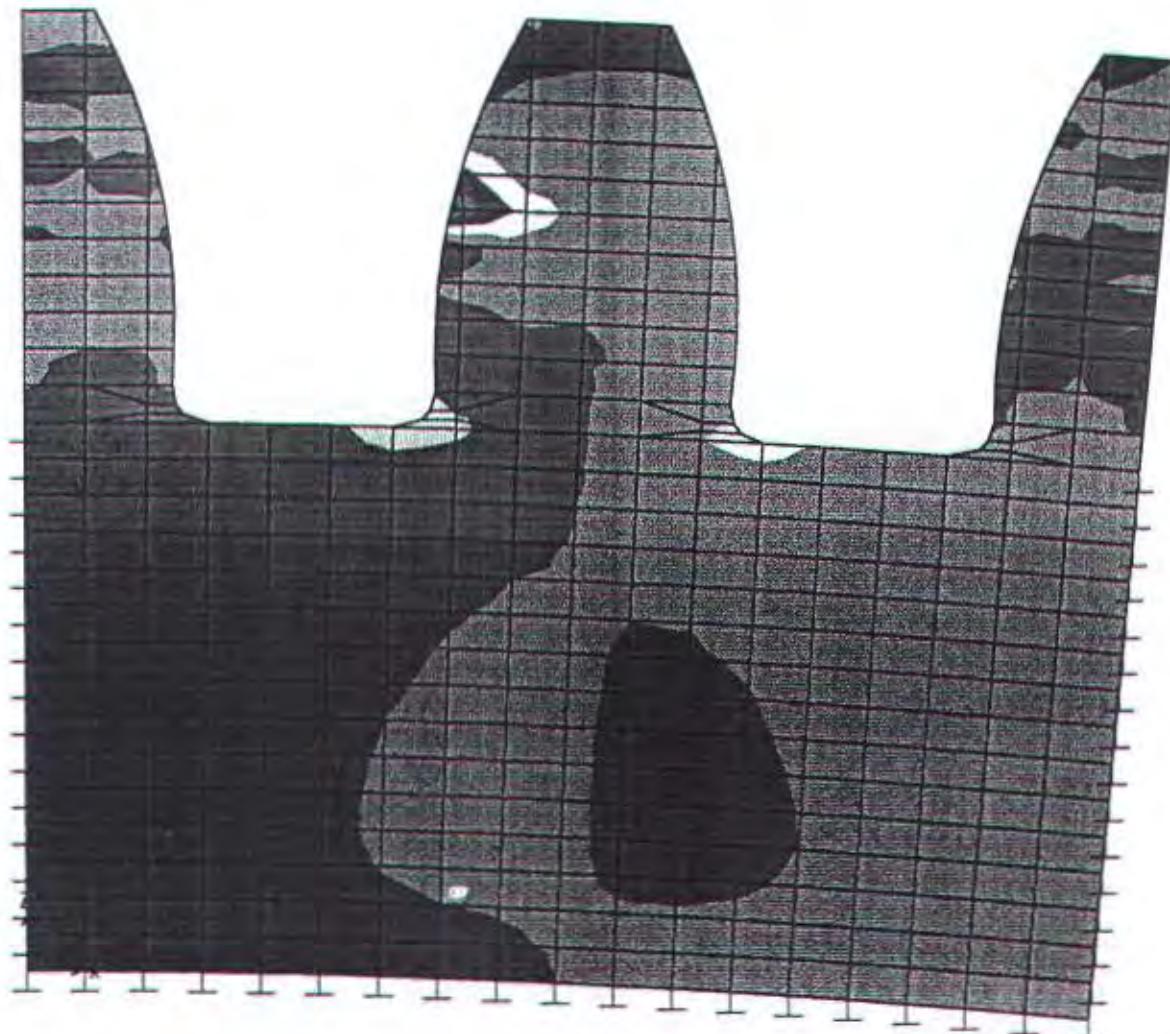
Gambar 5.3 Distribusi tegangan pada analisa - 3

- Radius fillet akar gigi = 2 mm
- Gaya = 911 Newton



Gambar 5.4 Distribusi tegangan pada analisa -4

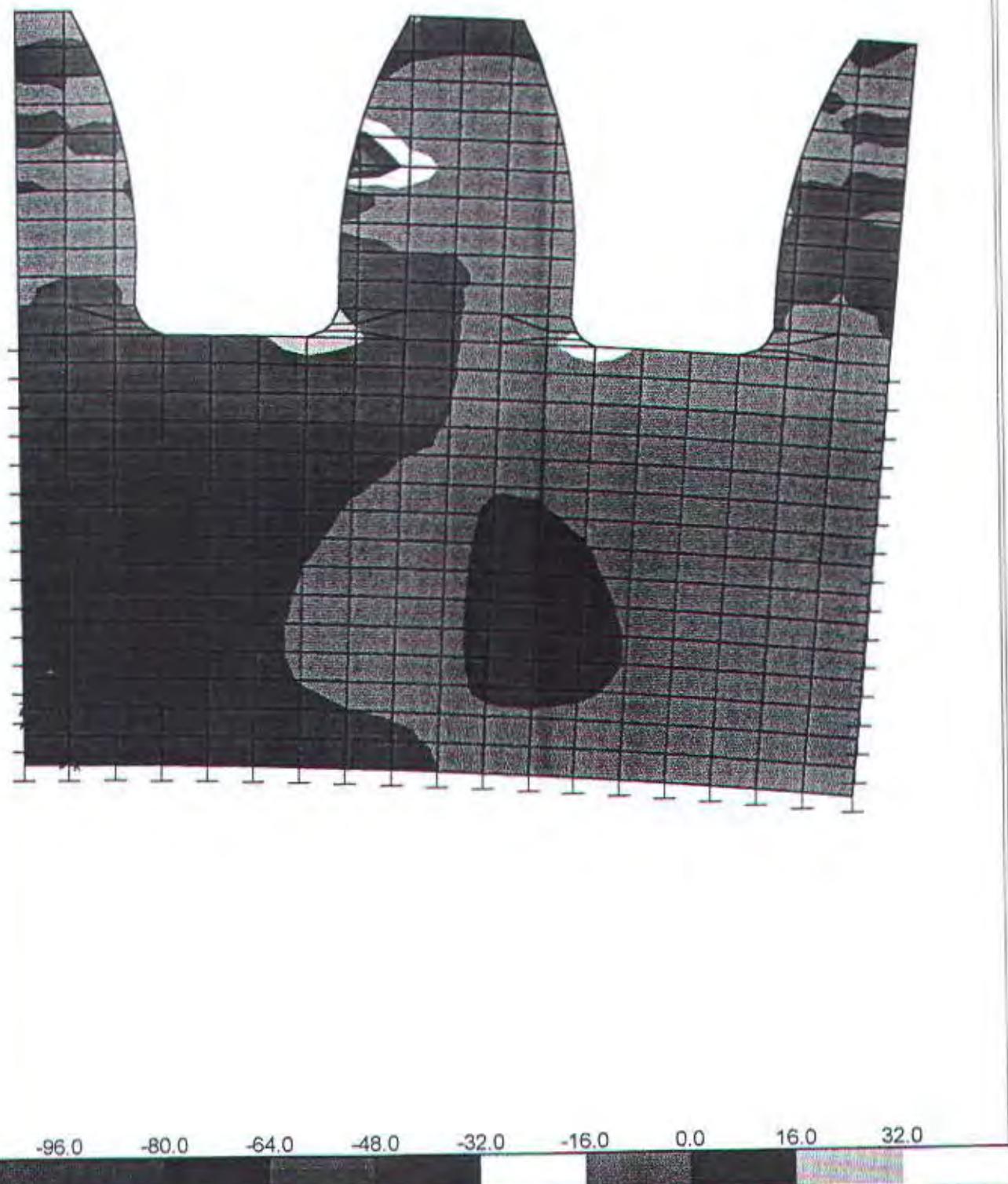
- Radius fillet akar gigi = 2 mm
- Gaya = 1820 Newton



-120. -100. -80. -60. -40. -20. 0. 20. 40.

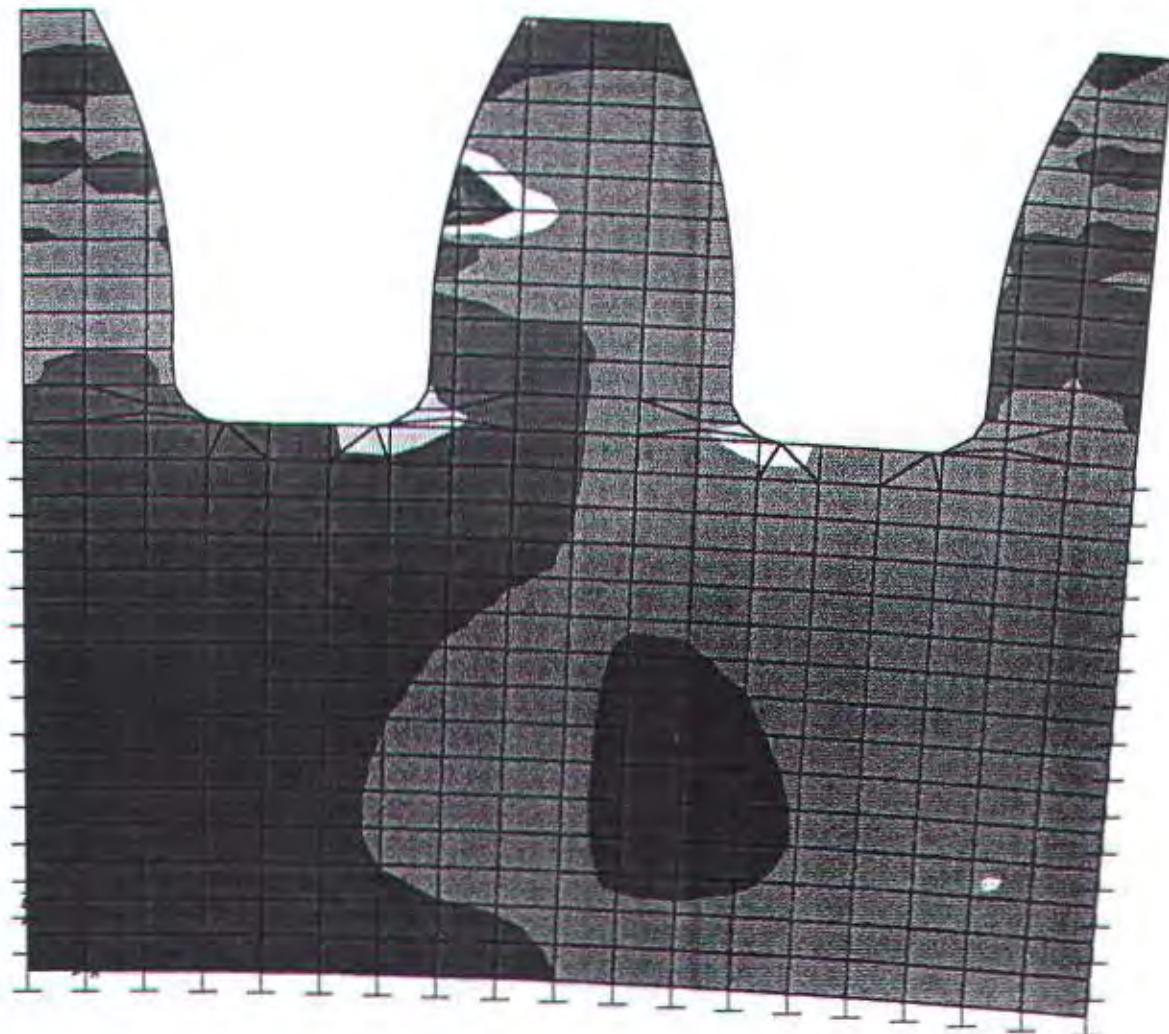
Gambar 5.5 Distribusi tegangan pada analisa - 5

- Radius fillet akar gigi = 2,5 mm
- Gaya = 1820 Newton



Gambar 5.6 Distribusi tegangan pada analisa - 6

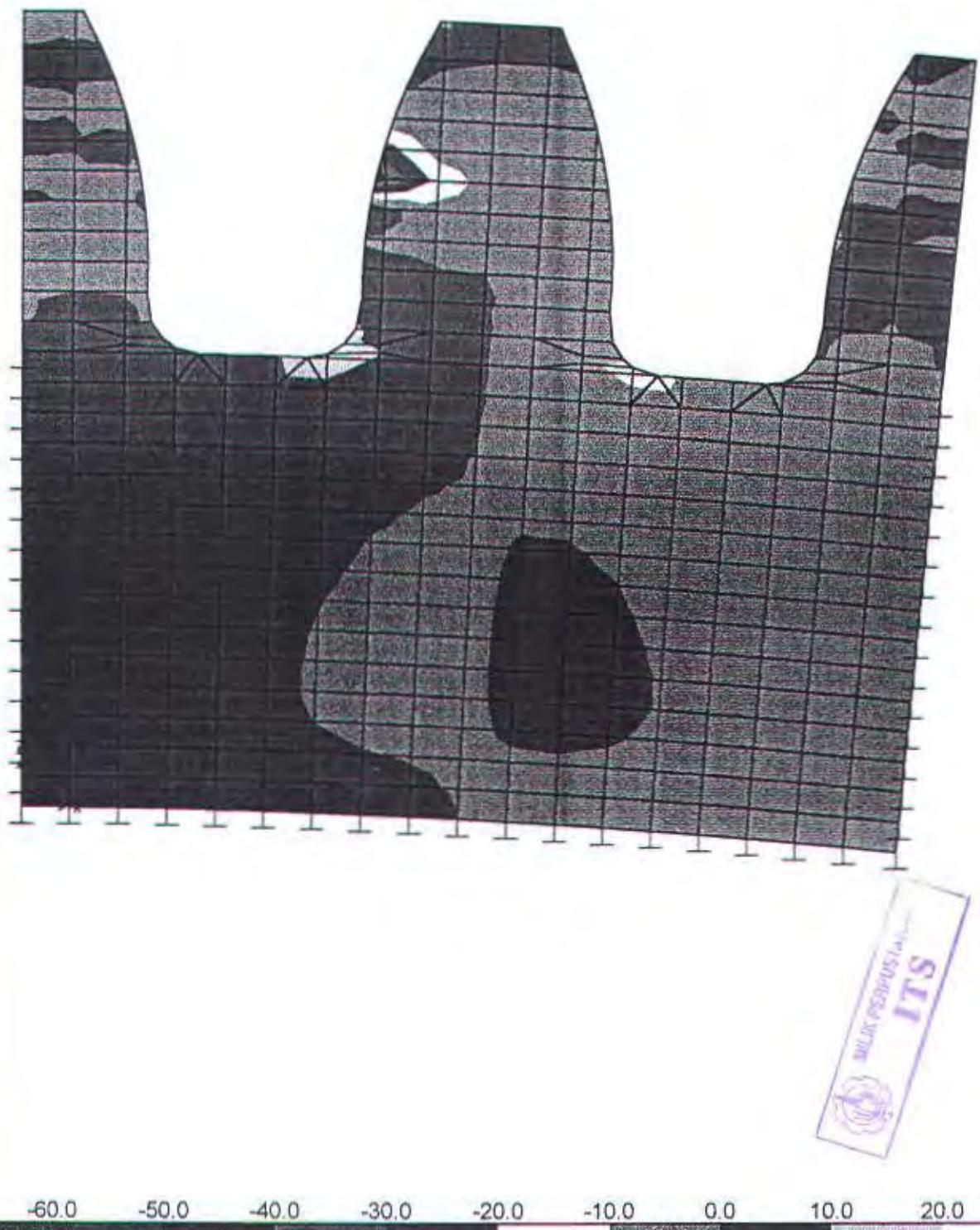
- Radius fillet akar gigi = 3 mm
- Gaya = 1820 Newton



-78.0 -65.0 -52.0 -39.0 -26.0 -13.0 0.0 13.0 26.0

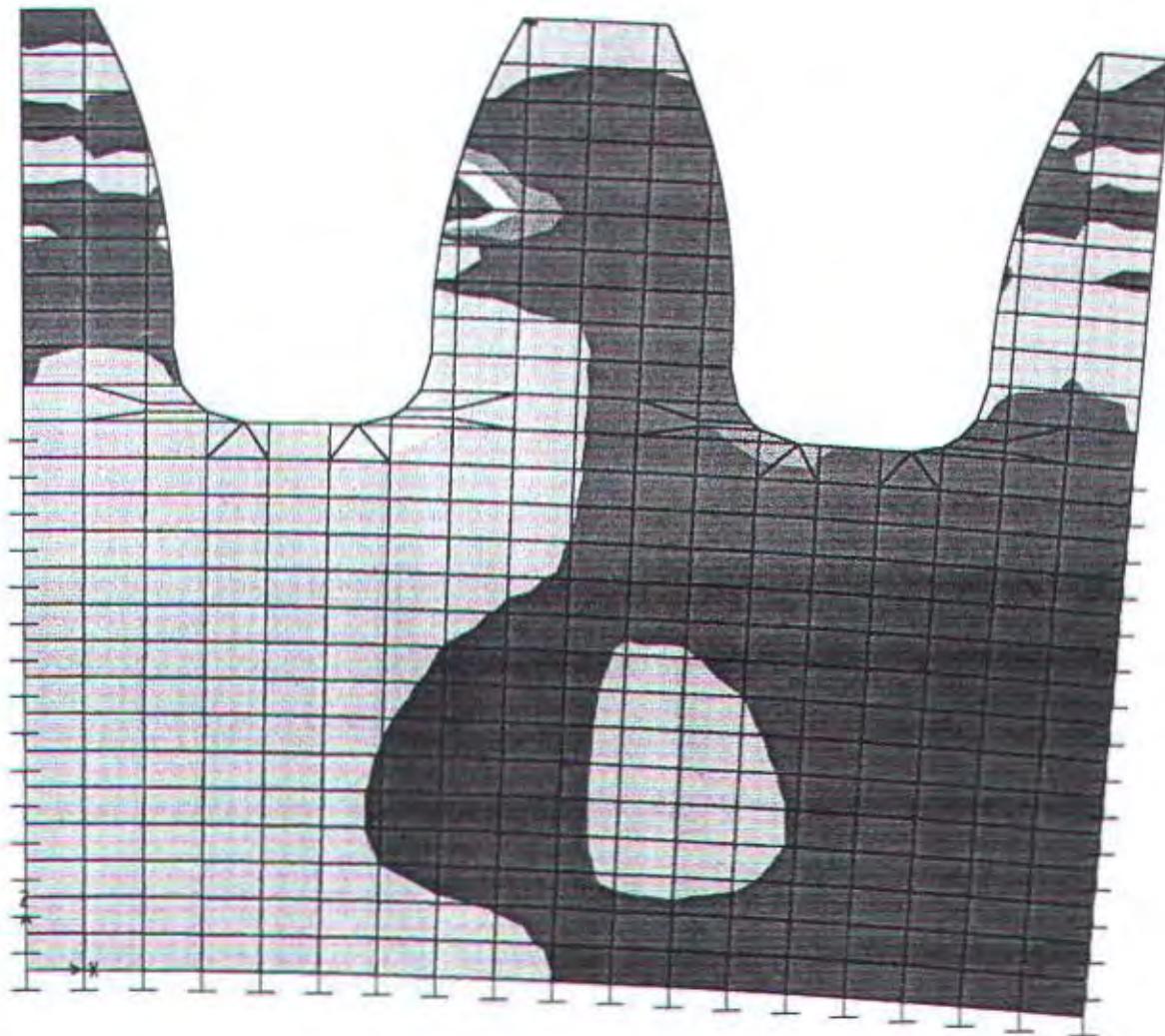
Gambar 5.7 Distribusi tegangan pada analisa - 7

- Radius fillet akar gigi = 3,5 mm
- Gaya = 1820 Newton



Gambar 5.8 Distribusi tegangan pada analisa - 8

- Radius fillet akar gigi = 4 mm
- Gaya = 1820 Newton



-49.0 -42.0 -35.0 -28.0 -21.0 -14.0 -7.0 0.0 7.0

BAB VI

KESIMPULAN

BAB – VI

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa dan pembahasan yang telah dilakukan, dapat disimpulkan hal – hal sebagai berikut :

Tegangan yang terbesar terjadi pada model roda gigi dengan radius 2 mm ketika dikenai gaya sebesar 1820 N/mm^2 , besarnya tegangan yang terjadi adalah 40 N/mm^2 . Konsentrasi tegangan yang tebesar terjadi pada daerah akar gigi. Besarnya tegangan yang terjadi tersebut masih lebih kecil dari harga tensile stress yang di dapat dari hasil pengujian bahan di laboratorium yaitu $56,1 \text{ N/mm}^2$. Dengan demikian keretakan yang terjadi pada akar gigi dari roda gigi dapat disebabkan oleh :

1. Material roda gigi yang tidak homogen, hal ini dapat terjadi pada saat peleburan logam proses pencampuran atau pengadukan tidak merata.
2. Operasional mesin jangkar melebihi kapasitas beban yang direkomendasikan.
3. Radius fillet akar gigi yang kecil menimbulkan konsentrasi tegangan lebih besar dari tegangan yang diijinkan.
4. Pada proses penggerjaan roda gigi (machining) tidak dilakukan dengan ketelitian yang tinggi.

Sedangkan pada analisa kedua, yaitu analisa yang dilakukan untuk mendapatkan radius fillet akar gigi yang optimal dengan menerapkan gaya pada kondisi beban terbesar, yaitu 1820 N/mm^2 . Pada analisa yang kedua ini radius fillet roda gigi sebesar 4 mm adalah radius yang paling optimal, karena ketika dikenai beban tegangan terbesar yang terjadi di daerah akar gigi mendekati nilai 17 N/mm^2 yaitu kondisi batas yang digunakan sebagai dasar perancangan roda gigi.

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

1. Segerlind, Larry J. [1994], Applied Finite Element Analysis, John Wiley and Sons Inc., New York.
2. Wilson, Edward L. and Habibullah Ashraf [1984], SAP User Manual, Computer and Structures Inc., California.
3. Yang, T. Y. [1986], Finite Element Structural Analysis, Prentice Hall Inc., New York.
4. Zienkiewics, O. C. [1989], The Finite Element Methode 3rd. ed., Mc Graw-Hill Company, London.
5. Sularso, Kiyokatsu Suga [1994], Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta.
6. Eliahu Zahavi [1992], The Finite Element Methode in Machine Design, Prentice Hall Inc., New York.

LAMPIRAN



PT. HANSA PRATAMA

HEAD OFFICE & FACTORY : Desa Bakung Temenggungan

Balongbendo, Sidoarjo - Surabaya - Indonesia

Telp. +62-31-8971116, 8972104, 8972105, 8972106

Fax. +62-31-8971109, 8973626, Email : hansa@indosat.id

Certificate of Material and Mechanical Test

Name of Article CASTING

P.O. No. See attached

Material BS3100-A3

Report No. HS-01-J09-M061

Reported to. PT. PLIMSOLL INDONESIA

Date OCT. 03.2001

Spec.	Chemical Composition (%)									Remarks
	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Nb	
Charge No.	0.45 max.	1.00 max.	0.06 max.	0.06 max.	0.60 max.					
01H1A2/2+1	0.15	0.52	0.02	0.01	0.15					
03H1A2/1+1	0.20	0.63	0.02	0.01	0.21					
03I1A2/2+1	0.25	0.96	0.02	0.01	0.42					
12I1A1/1+1	0.34	0.90	0.02	0.01	0.24					
25I1A2/2+1	0.26	0.76	0.02	0.01	0.26					

Spec.	Tension Test				Hardness Test HB	Charpy Impact Test kgf-m	Heat Treatment
	Y.P N/mm ²	T.S N/mm ²	E %	R/A %			
Charge No.	28 min.	55 min.	14 min.				QUENCHING & TEMPERING
	34.2	56.1	23.6		183		Remarks

Remarks :

This is to certify that the articles have been manufactured and tested in accordance with the requirements of buyers.

Quality Control Department

Lee, Kwang Eok,
General Manager

Park, Ki Hyong
Q.A. Manager

Chemical Composition were checked and found using 5 pieces of laddle analysis sample tested chemical analysis by using of "HILGER ANALYTICAL BV3096-S300" the result satisfied BS3100-A3

Mechanical properties were tested 1 piece of each charge the shape of test piece were same as JIS Z2201 14A, by using of "UNIVERSAL TEST MACHINE", the result satisfied BS3100-A3

Witnessed by : _____

Hasti
Reporter

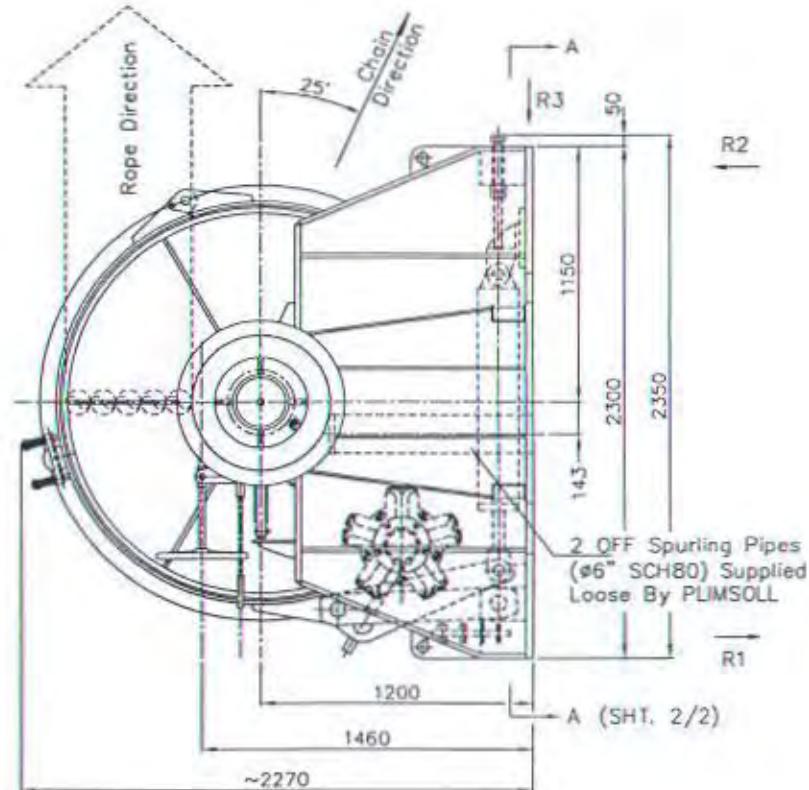
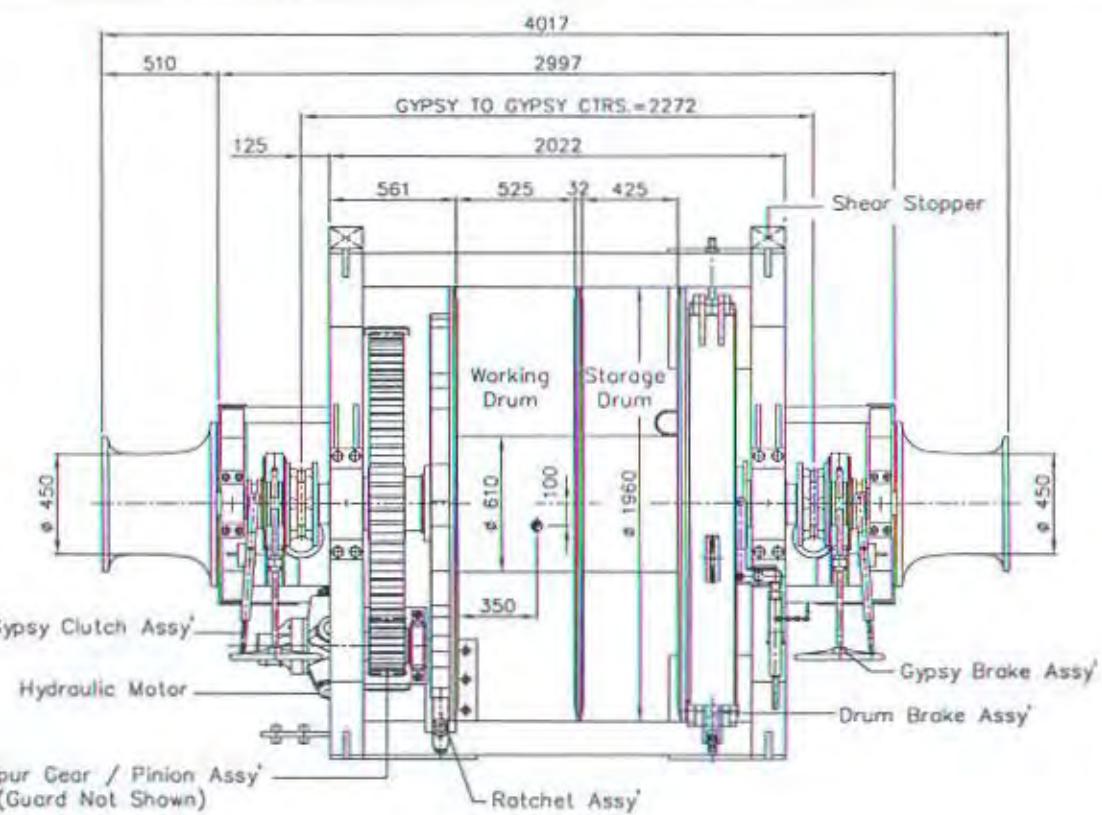
Reviewed by : _____

TENSILE TEST REPORT

DATE	01/10/08	TIME	14:53	CHARGE	11
TEMPER	20 °C	HUMIDITY			40% RH
SPEC. NAME	CAST STEEL	SPECIFICATION	A36		
TEST SPEED	20.00 mm/min	DIAMETER	13.77 mm		mm
SPEC WIDTH	mm	SPEC AREA	47.47 mm²		mm²



	LOAD kgf	STRAIN mm	STRESS kgf/mm²	EL %	UTS kgf/mm²
PEAK	8265	11.78	56.06	13.78	237.93
BREAK	8064	19.63	41.14	19.63	104.81
YIELD	5034	3.10	Y.P 56.06	3.10	651.38
MANUAL					0.00



SPECIFICATION

WINDLASS

CHAIN SIZE : #19 mm U2 STUD-LINK
 TEST PULL : 4.0T x 10 M/MIN.
 DUTY PULL : 2.5T x 10 M/MIN.
 BRAKE HOLDING : 10.0T (STATIC)
 BRAKE ASS'Y : MANUALLY OPERATED BRAKE-BAND
 CLUTCH ASS'Y : MANUALLY OPERATED JAW-CLUTCH

CONTROL

LOCAL : CONTROL CONSOLE NEAR TO WINCH
 REMOTE : CONTROL PANEL IN WHEELHOUSE

WINCH

DRUM CAPACITY	: 150 M x #112 mm P.P. ROPE (5 LAYERS)
PULL RATE	: 5.0T x 20 M/MIN. (1st LAYER)
	: 2.5T x 40 M/MIN. (1st LAYER)
BRAKE HOLDING	: 130T (1st LAYER, STATIC)
BRAKE ASSEMBLY	: HYDRAULIC OFF/SPRING ON C/W MANUAL OVERRIDE
RATCHET HOLDING	: 130T (1st LAYER, STATIC)
RATCHET ASS'Y	: HYDRAULIC OPERATED C/W MANUAL OVERRIDE
CLUTCH ASS'Y	: HYDRAULIC IN/OUT C/W MANUAL OVERRIDE

NOTES :

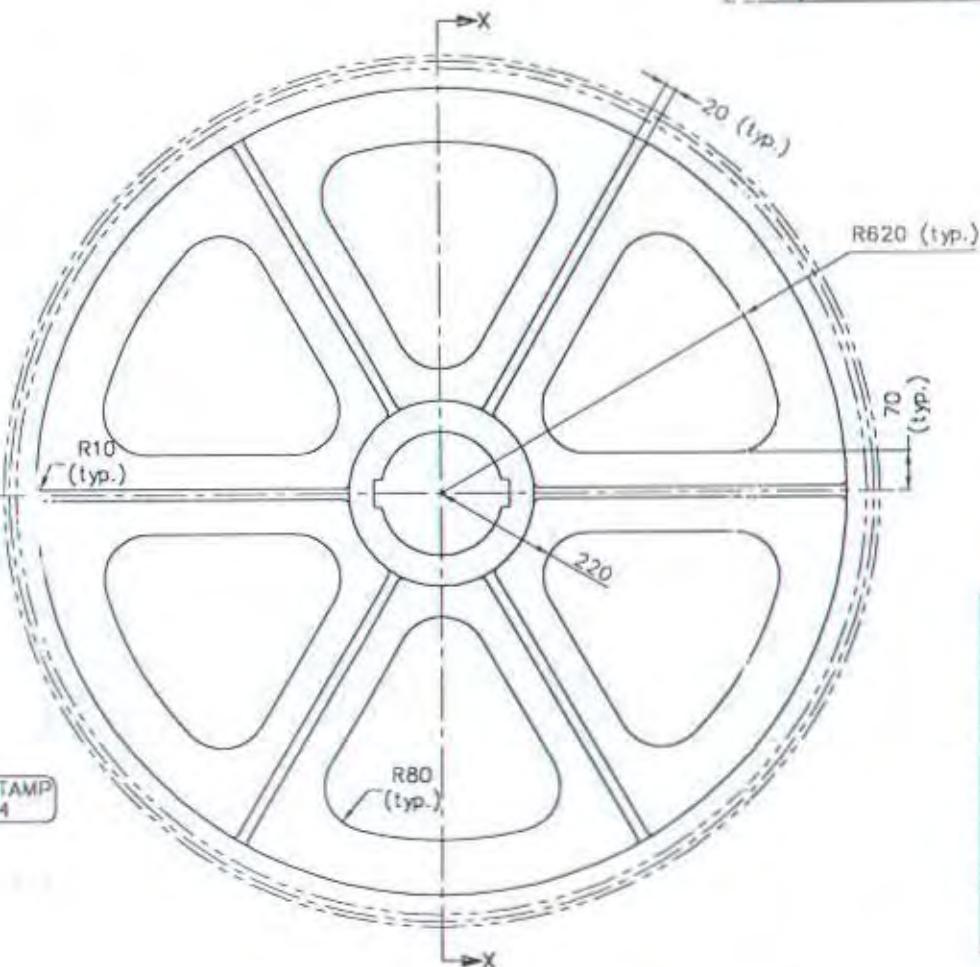
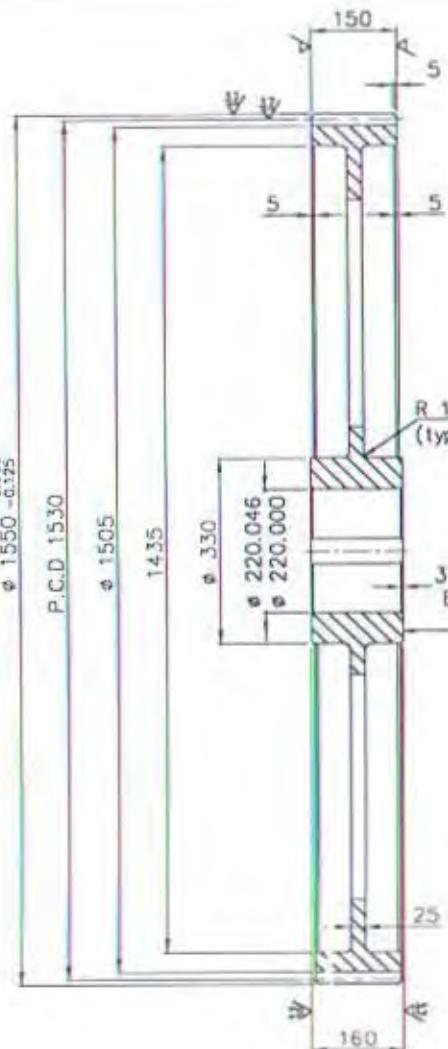
1. THE REACTION LOAD R1 = R2 = 55t, R3 = 130t
2. ALL SHEAR STOPPERS PROVIDED BY YARD.
3. ← CENTER OF GRAVITY.

C	31.08.00	ISSUED FOR CONSTRUCTION	KOH	W.G	C.S.A
B	08.08.00	ISSUED FOR APPROVAL	KOH	W.G	-
A	08.08.00	ISSUED FOR IDC	KOH	W.G	-
REV.	DATE	DESCRIPTION	DRAWN	CHK'D	APPR'

TITLE :

HYDRAULIC ANCHOR WINDLASS/TOWING WINCH
 GENERAL ARRANGEMENT

ITEM	DESCRIPTION	MATERIAL
01	ø 1550 x 160 W	BS3100-A3



GEAR SPECIFICATION		
Module	10	
Teeth	1531	
Press. Angle	20°	
P.C.D	1530	
Gear Grade	8	
Base Tan Length	567.57	-0.120 -0.400
Cross No. Teeth	19	
Base Pitch Error	± 0.22	
Radial Runout	0.140	
Hardness	HB=210	

C	20.04.00	ISSUED FOR CONSTRUCTION	FL	W.G	C.N
B	19.04.00	COMMENTS INCORPORATED	FL	W.G	C.N
A	31.03.00	ISSUED FOR IDC	FL	C.N	-
REV.	DATE	DESCRIPTION	DRAWN	CHK'D	APPR'

TITLE :

SPUR GEAR DETAIL

©PLIMSOLL CORPORATION PTE. LTD.

(Singapore Registration No. 1285/B2-G)
Date 18/01/98

STATUS

PLIMSOLL

NOTES

1. MACHINE SURFACE UNLESS OTHERWISE STATED.
2. REMOVE ALL BURRS & SHARP EDGES.

STATIC LOAD CASES

STATIC CASE	CASE TYPE	SELF WT FACTOR
BODY FORCE	DEAD OTHER	1.0000 0.0000

POINT DATA

JOINT	GLOBAL-X	GLOBAL-Y	GLOBAL-Z	RESTRAINTS	ANGLE-A	ANGLE-B	ANGLE-C
1	2.465E-05	0.00000	7.080E-06	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
2	2.465E-05	0.00000	2.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
3	2.465E-05	0.00000	4.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
4	2.465E-05	0.00000	6.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
5	2.465E-05	0.00000	8.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
6	2.465E-05	0.00000	10.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
7	2.465E-05	0.00000	12.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
8	2.465E-05	0.00000	14.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
9	2.465E-05	0.00000	16.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
10	2.465E-05	0.00000	18.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
11	2.465E-05	0.00000	20.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
12	2.465E-05	0.00000	22.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
13	2.465E-05	0.00000	24.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
14	2.465E-05	0.00000	26.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
15	2.465E-05	0.00000	28.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
16	2.465E-05	0.00000	30.00001	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
17	2.465E-05	0.00000	32.00001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
18	2.465E-05	0.00000	34.00001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
19	2.465E-05	0.00000	36.00001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
20	2.465E-05	0.00000	38.00001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
21	2.465E-05	0.00000	40.00001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
22	2.465E-05	0.00000	42.00001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
23	2.465E-05	0.00000	44.00001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
24	2.465E-05	0.00000	46.00001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
25	2.465E-05	0.00000	48.00001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
26	2.465E-05	0.00000	49.98894	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
27	2.465E-05	0.00000	52.50001	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
28	3.23805	0.00000	-0.00892	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
29	3.24908	0.00000	1.99105	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
30	3.26010	0.00000	3.99102	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
31	3.27112	0.00000	5.99095	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
32	3.28215	0.00000	7.99096	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
33	3.29317	0.00000	9.99093	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
34	3.30419	0.00000	11.99090	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
35	3.31521	0.00000	13.99087	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
36	3.32624	0.00000	15.99084	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
37	3.33726	0.00000	17.99081	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
38	3.34828	0.00000	19.99078	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
39	3.35931	0.00000	21.99075	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

40	3.37033	0.00000	23.99072	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
41	3.38135	0.00000	25.99069	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
42	3.39238	0.00000	27.99066	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
43	3.40340	0.00000	29.99063	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
44	3.41442	0.00000	31.99060	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
45	3.42545	0.00000	33.99057	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
46	3.43647	0.00000	35.99054	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
47	3.44749	0.00000	37.99051	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
48	3.45851	0.00000	39.99048	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
49	3.46954	0.00000	41.99045	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
50	3.48056	0.00000	43.99042	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
51	3.49158	0.00000	45.99039	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
52	3.50255	0.00000	47.99070	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
53	3.51362	0.00000	49.98894	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
54	3.52741	0.00000	52.49029	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
55	4.01078	0.00000	52.48744	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
56	4.84204	0.00000	49.98162	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
57	5.43009	0.00000	47.97681	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
58	5.95168	0.00000	45.97205	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
59	6.47598	0.00000	-0.03569	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
60	6.49903	0.00000	1.96419	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
61	6.40836	0.00000	43.96749	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
62	6.52008	0.00000	3.96407	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
63	6.54212	0.00000	5.96395	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
64	6.56417	0.00000	7.96383	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
65	6.58621	0.00000	9.96371	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
66	6.60826	0.00000	11.96358	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
67	6.63030	0.00000	13.96346	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
68	6.65235	0.00000	15.96334	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
69	6.67440	0.00000	17.96322	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
70	6.69644	0.00000	19.96310	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
71	6.71849	0.00000	21.96298	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
72	6.74053	0.00000	23.96286	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
73	6.76258	0.00000	25.96273	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
74	6.78463	0.00000	27.96261	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
75	6.80667	0.00000	29.96249	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
76	6.81222	0.00000	30.46570	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
77	6.81769	0.00000	30.96243	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
78	6.82872	0.00000	31.96237	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
79	6.80146	0.00000	41.96326	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
80	6.85076	0.00000	33.96225	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
81	6.87281	0.00000	35.96213	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
82	6.89485	0.00000	37.96201	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
83	6.91690	0.00000	39.96188	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
84	7.13211	0.00000	39.95947	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
85	7.40127	0.00000	37.95622	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
86	7.60972	0.00000	35.95357	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
87	7.84676	0.00000	31.95031	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
88	7.75806	0.00000	33.95158	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

89	8.11142	0.00000	30.93034	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
90	8.52359	0.00000	30.42344	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
91	9.71372	0.00000	-0.08030	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
92	9.74679	0.00000	1.91943	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
93	9.77985	0.00000	3.91915	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
94	9.81292	0.00000	5.91888	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
95	9.84599	0.00000	7.91961	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
96	9.87906	0.00000	9.91833	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
97	9.91212	0.00000	11.91806	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
98	9.94519	0.00000	13.91779	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
99	9.97826	0.00000	15.91751	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
100	10.01133	0.00000	17.91724	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
101	10.04440	0.00000	19.91696	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
102	10.07746	0.00000	21.91669	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
103	10.11053	0.00000	23.91642	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
104	10.14360	0.00000	25.91614	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
105	10.17667	0.00000	27.91587	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
106	10.20974	0.00000	29.91560	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
107	12.95116	0.00000	-0.14276	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
108	12.99524	0.00000	1.85675	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
109	13.03933	0.00000	3.85627	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
110	13.08342	0.00000	5.85578	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
111	13.12751	0.00000	7.85530	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
112	13.17160	0.00000	9.85481	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
113	13.21569	0.00000	11.85432	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
114	13.25978	0.00000	13.85384	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
115	13.30387	0.00000	15.85335	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
116	13.34796	0.00000	17.85287	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
117	13.39205	0.00000	19.85238	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
118	13.43613	0.00000	21.85189	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
119	13.48022	0.00000	23.85141	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
120	13.52431	0.00000	25.85092	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
121	13.56840	0.00000	27.85044	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
122	13.61249	0.00000	29.84995	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
123	16.18820	0.00000	-0.22306	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
124	16.24331	0.00000	1.77618	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
125	16.29842	0.00000	3.77542	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
126	16.35353	0.00000	5.77466	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
127	16.40864	0.00000	7.77390	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
128	16.46374	0.00000	9.77314	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
129	16.51885	0.00000	11.77238	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
130	16.57396	0.00000	13.77162	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
131	16.62907	0.00000	15.77086	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
132	16.68418	0.00000	17.77010	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
133	16.73929	0.00000	19.76934	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
134	16.79440	0.00000	21.76858	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
135	16.84951	0.00000	23.76782	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
136	16.90461	0.00000	25.76707	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
137	16.95972	0.00000	27.76631	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

138	17.01483	0.00000	29.76555	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
139	19.42475	0.00000	-0.32120	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
140	19.49088	0.00000	1.67770	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
141	19.55701	0.00000	3.67661	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
142	19.62313	0.00000	5.67553	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
143	19.68926	0.00000	7.67442	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
144	19.75539	0.00000	9.67333	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
145	19.82151	0.00000	11.67223	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
146	19.88764	0.00000	13.67114	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
147	19.95377	0.00000	15.67005	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
148	20.01989	0.00000	17.66895	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
149	20.08602	0.00000	19.66786	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
150	20.15215	0.00000	21.66677	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
151	20.21827	0.00000	23.66567	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
152	20.28440	0.00000	25.66459	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
153	20.35053	0.00000	27.66349	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
154	20.41666	0.00000	29.66239	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
155	22.29199	0.00000	30.08338	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
156	22.66072	0.00000	-0.43719	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
157	22.73786	0.00000	1.56133	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
158	22.72613	0.00000	30.56779	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
159	22.81500	0.00000	3.55984	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
160	22.89215	0.00000	5.55935	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
161	22.96929	0.00000	7.55686	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
162	23.04643	0.00000	9.55538	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
163	23.04010	0.00000	31.57141	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
164	23.12357	0.00000	11.55389	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
165	23.20072	0.00000	13.55240	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
166	23.27786	0.00000	15.55091	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
167	23.22844	0.00000	33.56578	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
168	23.35500	0.00000	17.54942	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
169	23.43215	0.00000	19.54793	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
170	23.50929	0.00000	21.54645	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
171	23.47639	0.00000	35.55788	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
172	23.58643	0.00000	23.54496	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
173	23.66357	0.00000	25.54347	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
174	23.74072	0.00000	27.54198	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
175	23.81786	0.00000	29.54049	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
176	23.83734	0.00000	30.04521	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
177	23.78440	0.00000	37.54765	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
178	23.85643	0.00000	30.53975	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
179	23.89500	0.00000	31.53900	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
180	23.97214	0.00000	33.53752	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
181	24.04929	0.00000	35.53603	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
182	24.12643	0.00000	37.53454	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
183	24.15308	0.00000	39.53500	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
184	24.58320	0.00000	41.51981	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
185	25.07571	0.00000	43.50196	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
186	25.63174	0.00000	45.48126	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

187	25.89599	0.00000	-0.57099	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
188	25.98415	0.00000	1.42706	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
189	26.07231	0.00000	3.42512	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
190	26.16046	0.00000	5.42317	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
191	26.24862	0.00000	7.42123	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
192	26.33677	0.00000	9.41929	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
193	26.25262	0.00000	47.45753	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
194	26.42493	0.00000	11.41734	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
195	26.51309	0.00000	13.41540	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
196	26.60124	0.00000	15.41345	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
197	26.68940	0.00000	17.41151	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
198	26.77756	0.00000	19.40957	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
199	26.86571	0.00000	21.40762	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
200	26.95387	0.00000	23.40568	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
201	26.93987	0.00000	49.43053	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
202	27.04203	0.00000	25.40374	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
203	27.13018	0.00000	27.40179	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
204	27.21834	0.00000	29.39985	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
205	27.30650	0.00000	31.39790	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
206	27.39465	0.00000	33.39596	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
207	27.48281	0.00000	35.39402	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
208	27.57097	0.00000	37.39207	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
209	27.65912	0.00000	39.39013	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
210	27.74728	0.00000	41.38818	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
211	27.83543	0.00000	43.38624	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
212	27.92359	0.00000	45.38430	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
213	27.89499	0.00000	51.89180	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
214	28.01175	0.00000	47.38235	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
215	28.09990	0.00000	49.38041	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
216	28.21010	0.00000	51.87796	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
217	29.13048	0.00000	-0.72264	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
218	29.22965	0.00000	1.27490	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
219	29.32882	0.00000	3.27244	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
220	29.42798	0.00000	5.26998	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
221	29.52715	0.00000	7.26752	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
222	29.62632	0.00000	9.26506	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
223	29.72549	0.00000	11.26260	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
224	29.82465	0.00000	13.26014	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
225	29.92382	0.00000	15.25768	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
226	30.02299	0.00000	17.25522	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
227	30.12216	0.00000	19.25276	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
228	30.22132	0.00000	21.25030	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
229	30.32049	0.00000	23.24784	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
230	30.41966	0.00000	25.24538	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
231	30.51883	0.00000	27.24292	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
232	30.61799	0.00000	29.24046	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
233	30.71716	0.00000	31.23800	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
234	30.81633	0.00000	33.23554	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
235	30.91550	0.00000	35.23308	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

236	31.01466	0.00000	37.23062	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
237	31.11383	0.00000	39.22816	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
238	31.21300	0.00000	41.22570	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
239	31.31217	0.00000	43.22324	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
240	31.41123	0.00000	45.22078	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
241	31.51050	0.00000	47.21832	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
242	31.60967	0.00000	49.21586	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
243	31.73363	0.00000	51.71279	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
244	32.36408	0.00000	-0.89210	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
245	32.47426	0.00000	1.10486	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
246	32.58443	0.00000	3.19102	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
247	32.69461	0.00000	5.09879	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
248	32.80479	0.00000	7.09575	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
249	32.91496	0.00000	9.09271	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
250	33.02514	0.00000	11.08968	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
251	33.13531	0.00000	13.08664	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
252	33.24549	0.00000	15.08360	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
253	33.35566	0.00000	17.08057	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
254	33.46584	0.00000	19.07753	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
255	33.57601	0.00000	21.07449	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
256	33.68619	0.00000	23.07145	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
257	33.79637	0.00000	25.06842	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
258	33.90654	0.00000	27.06538	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
259	34.01672	0.00000	29.06234	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
260	34.12689	0.00000	31.05931	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
261	34.23707	0.00000	33.05627	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
262	34.34724	0.00000	35.05323	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
263	34.45742	0.00000	37.05020	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
264	34.56759	0.00000	39.04716	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
265	34.67777	0.00000	41.04412	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
266	34.78795	0.00000	43.04108	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
267	34.89812	0.00000	45.03805	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
268	35.00930	0.00000	47.03501	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
269	35.11847	0.00000	49.03197	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
270	35.25619	0.00000	51.52818	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
271	35.59670	0.00000	-1.07939	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
272	35.71788	0.00000	0.91694	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
273	35.83906	0.00000	2.91326	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
274	35.90654	0.00000	51.49197	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
275	35.96024	0.00000	4.90959	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
276	36.08142	0.00000	6.90591	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
277	36.20260	0.00000	8.90224	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
278	36.32379	0.00000	10.89857	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
279	36.44497	0.00000	12.89489	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
280	36.56615	0.00000	14.89122	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
281	36.61185	0.00000	48.94782	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
282	36.68733	0.00000	16.88754	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
283	36.80851	0.00000	18.88387	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
284	36.92969	0.00000	20.88019	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

285	37.05087	0.00000	22.87652	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
286	37.09924	0.00000	46.91619	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
287	37.17205	0.00000	24.87284	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
288	37.29323	0.00000	26.86917	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
289	37.41441	0.00000	28.86549	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
290	37.44497	0.00000	29.36893	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
291	37.47500	0.00000	29.96366	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
292	37.53559	0.00000	30.86182	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
293	37.52026	0.00000	44.88793	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
294	37.65677	0.00000	32.85815	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
295	37.77795	0.00000	34.85447	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
296	37.87645	0.00000	42.86310	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
297	37.89913	0.00000	36.85080	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
298	38.02031	0.00000	38.84712	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
299	38.16916	0.00000	40.84177	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
300	38.39952	0.00000	38.82399	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
301	38.56849	0.00000	36.80980	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
302	38.71405	0.00000	30.78916	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
303	38.72522	0.00000	32.79236	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
304	38.67685	0.00000	34.79925	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
305	38.82824	0.00000	-1.28449	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
306	38.96042	0.00000	0.71114	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
307	38.92853	0.00000	29.75531	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
308	38.09261	0.00000	2.70677	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
309	39.22479	0.00000	4.70239	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
310	39.31486	0.00000	29.22955	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
311	39.35697	0.00000	6.69802	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
312	39.48915	0.00000	8.69365	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
313	39.62133	0.00000	10.68928	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
314	39.75351	0.00000	12.68490	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
315	39.88569	0.00000	14.68053	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
316	40.01787	0.00000	16.67616	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
317	40.15005	0.00000	18.67179	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
318	40.28224	0.00000	20.66741	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
319	40.41442	0.00000	22.66304	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
320	40.54660	0.00000	24.65867	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
321	40.67878	0.00000	26.65429	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
322	40.81096	0.00000	28.64992	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
323	42.05860	0.00000	-1.50739	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
324	42.20178	0.00000	0.48747	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
325	42.34496	0.00000	2.49234	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
326	42.48814	0.00000	4.47721	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
327	42.63131	0.00000	6.47208	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
328	42.77449	0.00000	8.46695	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
329	42.91767	0.00000	10.46182	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
330	43.06085	0.00000	12.45669	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
331	43.20403	0.00000	14.45155	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
332	43.34721	0.00000	16.44642	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
333	43.49038	0.00000	18.44129	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

334	43.63256	0.00000	20.43616	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
335	43.77674	0.00000	22.43103	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
336	43.91992	0.00000	24.42590	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
337	44.06310	0.00000	26.42076	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
338	44.20627	0.00000	28.41563	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
339	45.28768	0.00000	-1.74810	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
340	45.44185	0.00000	0.24595	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
341	45.59603	0.00000	2.24000	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
342	45.75020	0.00000	4.233405	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
343	45.90437	0.00000	6.22809	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
344	46.05954	0.00000	8.22214	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
345	46.21271	0.00000	10.21619	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
346	46.36688	0.00000	12.21024	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
347	46.52105	0.00000	14.20429	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
348	46.67522	0.00000	16.19934	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
349	46.82939	0.00000	18.19239	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
350	46.98256	0.00000	20.18644	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
351	47.13773	0.00000	22.18049	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
352	47.29190	0.00000	24.17454	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
353	47.44607	0.00000	26.16858	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
354	47.60025	0.00000	28.16263	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
355	48.51539	0.00000	-2.00660	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
356	48.68055	0.00000	-0.01343	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
357	48.84571	0.00000	1.97973	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
358	49.01087	0.00000	3.97290	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
359	49.17602	0.00000	5.96607	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
360	49.34118	0.00000	7.95924	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
361	49.50634	0.00000	9.95241	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
362	49.67150	0.00000	11.94558	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
363	49.83666	0.00000	13.93875	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
364	50.00182	0.00000	15.93192	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
365	50.16698	0.00000	17.92509	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
366	50.33214	0.00000	19.91826	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
367	50.49729	0.00000	21.91142	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
368	50.66245	0.00000	23.90459	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
369	50.82761	0.00000	25.89776	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
370	50.99277	0.00000	27.89093	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
371	51.74162	0.00000	-2.28289	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
372	51.91776	0.00000	-0.29066	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
373	52.09391	0.00000	1.70157	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
374	52.27005	0.00000	3.69379	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
375	52.44619	0.00000	5.68602	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
376	52.62233	0.00000	7.67825	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
377	52.79847	0.00000	9.67048	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
378	52.97461	0.00000	11.66271	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
379	53.04989	0.00000	28.20568	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
380	53.15076	0.00000	13.65494	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
381	53.32690	0.00000	15.64717	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
382	53.50304	0.00000	17.63939	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

383	53.50734	0.00000	28.66855	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
384	53.67918	0.00000	19.63162	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
385	53.85532	0.00000	21.62385	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
386	53.86962	0.00000	29.65341	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
387	54.03146	0.00000	23.61608	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
388	54.20760	0.00000	25.60831	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
389	54.15713	0.00000	31.63592	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
390	54.38375	0.00000	27.60054	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
391	54.43479	0.00000	28.10245	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
392	54.47064	0.00000	28.58338	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
393	54.55989	0.00000	29.59276	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
394	54.50407	0.00000	33.61317	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
395	54.73603	0.00000	31.58499	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
396	54.96628	0.00000	-2.57695	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
397	54.91217	0.00000	33.57722	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
398	54.91088	0.00000	35.58511	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
399	55.15340	0.00000	-0.58573	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
400	55.08831	0.00000	35.56945	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
401	55.34052	0.00000	1.40550	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
402	55.37817	0.00000	37.55161	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
403	55.52764	0.00000	3.39673	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
404	55.71476	0.00000	5.38795	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
405	55.90188	0.00000	7.37918	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
406	55.90669	0.00000	39.51252	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
407	56.08900	0.00000	9.37041	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
408	56.27612	0.00000	11.36164	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
409	56.46324	0.00000	13.35286	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
410	56.49739	0.00000	41.46765	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
411	56.65036	0.00000	15.34409	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
412	56.83747	0.00000	17.33532	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
413	57.02459	0.00000	19.32655	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
414	57.21171	0.00000	21.31777	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
415	57.15139	0.00000	43.41678	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
416	57.39883	0.00000	23.30900	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
417	57.50595	0.00000	25.30023	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
418	57.77307	0.00000	27.29146	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
419	57.87000	0.00000	45.35964	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
420	57.96019	0.00000	29.28268	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
421	58.14731	0.00000	31.27391	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
422	58.23443	0.00000	33.26514	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
423	58.49613	0.00000	-2.91941	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
424	58.52155	0.00000	35.25637	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
425	58.69527	0.00000	-0.92935	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
426	58.70867	0.00000	37.24759	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
427	58.65474	0.00000	47.29594	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
428	58.89441	0.00000	1.06071	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
429	58.89579	0.00000	39.23882	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
430	59.09354	0.00000	3.05077	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
431	59.08290	0.00000	41.23005	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

432	59.29268	0.00000	5.04083	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
433	59.27002	0.00000	43.22127	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
434	59.49181	0.00000	7.03090	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
435	59.45714	0.00000	45.21250	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
436	59.69095	0.00000	9.02096	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
437	59.64426	0.00000	47.20373	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
438	59.73137	0.00000	49.70654	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
439	59.89008	0.00000	11.01102	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
440	59.87816	0.00000	49.69276	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
441	60.08922	0.00000	13.00108	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
442	60.28836	0.00000	14.99114	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
443	60.48749	0.00000	16.98120	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
444	60.68663	0.00000	18.97126	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
445	60.88576	0.00000	20.96133	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
446	61.08490	0.00000	22.95139	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
447	61.28403	0.00000	24.94145	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
448	61.48317	0.00000	26.93151	1 1 1 1 1 1	0.000	0.000	0.000
449	61.68231	0.00000	28.92157	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
450	61.88144	0.00000	30.91163	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
451	62.08058	0.00000	32.90170	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
452	62.27971	0.00000	34.89176	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
453	62.47885	0.00000	36.88182	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
454	62.67798	0.00000	38.87188	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
455	62.87712	0.00000	40.86194	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
456	63.07626	0.00000	42.85200	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
457	63.27539	0.00000	44.84206	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
458	63.47453	0.00000	46.83213	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000
459	63.72345	0.00000	49.31970	0 0 0 0 0 0	0.000	0.000	0.000

H E L L E L E M E N T D A T A

SHELL	JNT-1	JNT-2	JNT-3	JNT-4	SECTION	ANGLE	AREA
1	2	1	29	28	SSEC1	0.000	6.487
2	3	2	30	29	SSEC1	0.000	6.509
3	4	3	31	30	SSEC1	0.000	6.531
4	5	4	32	31	SSEC1	0.000	6.553
5	6	5	33	32	SSEC1	0.000	6.575
6	7	6	34	33	SSEC1	0.000	6.597
7	8	7	35	34	SSEC1	0.000	6.619
8	9	8	36	35	SSEC1	0.000	6.641
9	10	9	37	36	SSEC1	0.000	6.663
10	11	10	38	37	SSEC1	0.000	6.685
11	12	11	39	38	SSEC1	0.000	6.708
12	13	12	40	39	SSEC1	0.000	6.730
13	14	13	41	40	SSEC1	0.000	6.752
14	15	14	42	41	SSEC1	0.000	6.774

15	16	15	43	42	SSEC1	0.000	6.796
16	17	16	44	43	SSEC1	0.000	6.818
17	18	17	45	44	SSEC1	0.000	6.840
18	19	18	46	45	SSEC1	0.000	6.862
19	20	19	47	46	SSEC1	0.000	6.884
20	21	20	48	47	SSEC1	0.000	6.906
21	22	21	49	48	SSEC1	0.000	6.928
22	23	22	50	49	SSEC1	0.000	6.950
23	24	23	51	50	SSEC1	0.000	6.972
24	25	24	52	51	SSEC1	0.000	6.977
25	26	25	53	52	SSEC1	0.000	7.011
26	27	26	54	53	SSEC1	0.000	8.823
27	54	53	55	56	SSEC1	0.000	2.266
28	53	52	56	57	SSEC1	0.000	3.265
29	52	51	57	58	SSEC1	0.000	4.379
30	29	28	60	59	SSEC1	0.000	6.487
31	30	29	62	60	SSEC1	0.000	6.509
32	51	50	58	61	SSEC1	0.000	5.389
33	31	30	63	62	SSEC1	0.000	6.531
34	32	31	64	63	SSEC1	0.000	6.553
35	33	32	65	64	SSEC1	0.000	6.575
36	34	33	66	65	SSEC1	0.000	6.597
37	67	35	66	34	SSEC1	0.000	6.619
38	36	35	68	67	SSEC1	0.000	6.641
39	37	36	69	68	SSEC1	0.000	6.663
40	38	37	70	69	SSEC1	0.000	6.685
41	39	38	71	70	SSEC1	0.000	6.708
42	40	39	72	71	SSEC1	0.000	6.730
43	41	40	73	72	SSEC1	0.000	6.752
44	42	41	74	73	SSEC1	0.000	6.774
45	50	49	61	79	SSEC1	0.000	6.262
46	43	42	75	74	SSEC1	0.000	6.796
47	75	76	43		SSEC1	0.000	0.856
48	44	43	77	76	SSEC1	0.000	4.254
49	77	78	44	..	SSEC1	0.000	1.707
50	45	44	80	78	SSEC1	0.000	6.840
51	46	45	81	80	SSEC1	0.000	6.862
52	47	46	82	81	SSEC1	0.000	6.884
53	48	47	83	82	SSEC1	0.000	6.906
54	49	48	79	83	SSEC1	0.000	6.791
55	82	84	79		SSEC1	0.000	0.215
56	83	82	84	85	SSEC1	0.000	0.722
57	82	81	85	86	SSEC1	0.000	1.243
58	80	78	88	87	SSEC1	0.000	1.926
59	81	80	86	88	SSEC1	0.000	1.644
60	78	77	87	89	SSEC1	0.000	1.165
61	77	76	89	90	SSEC1	0.000	0.746
62	60	59	92	91	SSEC1	0.000	6.487
63	62	60	93	92	SSEC1	0.000	6.509

64	76	75	90	106	SSEC1	0.000	1.255
65	63	62	94	93	SSEC1	0.000	6.531
66	64	63	95	94	SSEC1	0.000	6.553
67	65	64	96	95	SSEC1	0.000	6.575
68	66	65	97	96	SSEC1	0.000	6.597
69	67	66	98	97	SSEC1	0.000	6.619
70	68	67	99	98	SSEC1	0.000	6.641
71	69	68	100	99	SSEC1	0.000	6.663
72	70	69	101	100	SSEC1	0.000	6.685
73	71	70	102	101	SSEC1	0.000	6.708
74	72	71	103	102	SSEC1	0.000	6.730
75	73	72	104	103	SSEC1	0.000	6.752
76	74	73	105	104	SSEC1	0.000	6.774
77	75	74	106	105	SSEC1	0.000	6.796
78	92	91	108	107	SSEC1	0.000	6.487
79	93	92	109	108	SSEC1	0.000	6.509
80	94	93	110	109	SSEC1	0.000	6.531
81	95	94	111	110	SSEC1	0.000	6.553
82	96	95	112	111	SSEC1	0.000	6.575
83	97	96	113	112	SSEC1	0.000	6.597
84	98	97	114	113	SSEC1	0.000	6.619
85	99	98	115	114	SSEC1	0.000	6.641
86	100	99	116	115	SSEC1	0.000	6.663
87	101	100	117	116	SSEC1	0.000	6.685
88	102	101	118	117	SSEC1	0.000	6.708
89	103	102	119	118	SSEC1	0.000	6.730
90	120	104	119	103	SSEC1	0.000	6.752
91	105	104	121	120	SSEC1	0.000	6.774
92	106	105	122	121	SSEC1	0.000	6.796
93	108	107	124	123	SSEC1	0.000	6.487
94	109	108	125	124	SSEC1	0.000	6.509
95	110	109	126	125	SSEC1	0.000	6.531
96	111	110	127	126	SSEC1	0.000	6.553
97	112	111	128	127	SSEC1	0.000	6.575
98	113	112	129	128	SSEC1	0.000	6.597
99	114	113	130	129	SSEC1	0.000	6.619
100	115	114	131	130	SSEC1	0.000	6.641
101	116	115	132	131	SSEC1	0.000	6.663
102	117	116	133	132	SSEC1	0.000	6.685
103	118	117	134	133	SSEC1	0.000	6.708
104	119	118	135	134	SSEC1	0.000	6.730
105	120	119	136	135	SSEC1	0.000	6.752
106	121	120	137	136	SSEC1	0.000	6.774
107	122	121	138	137	SSEC1	0.000	6.796
108	124	123	140	139	SSEC1	0.000	6.487
109	125	124	141	140	SSEC1	0.000	6.509
110	126	125	142	141	SSEC1	0.000	6.531
111	127	126	143	142	SSEC1	0.000	6.553
112	128	127	144	143	SSEC1	0.000	6.575

113	129	128	145	144	SSEC1	0.000	6.597
114	130	129	146	145	SSEC1	0.000	6.619
115	131	130	147	146	SSEC1	0.000	6.641
116	132	131	148	147	SSEC1	0.000	6.663
117	133	132	149	148	SSEC1	0.000	6.685
118	134	133	150	149	SSEC1	0.000	6.708
119	135	134	151	150	SSEC1	0.000	6.730
120	136	135	152	151	SSEC1	0.000	6.752
121	137	136	153	152	SSEC1	0.000	6.774
122	138	137	154	153	SSEC1	0.000	6.796
123	140	139	157	156	SSEC1	0.000	6.487
124	141	140	159	157	SSEC1	0.000	6.509
125	142	141	160	159	SSEC1	0.000	6.531
126	143	142	161	160	SSEC1	0.000	6.553
127	144	143	162	161	SSEC1	0.000	6.575
128	145	144	164	162	SSEC1	0.000	6.597
129	146	145	165	164	SSEC1	0.000	6.619
130	147	146	166	165	SSEC1	0.000	6.641
131	148	147	168	166	SSEC1	0.000	6.663
132	149	148	169	168	SSEC1	0.000	6.685
133	150	149	170	169	SSEC1	0.000	6.708
134	151	150	172	170	SSEC1	0.000	6.730
135	152	151	173	172	SSEC1	0.000	6.752
136	153	152	174	173	SSEC1	0.000	6.774
137	154	153	175	174	SSEC1	0.000	6.796
138	154	175	155	176	SSEC1	0.000	1.221
139	155	176	158	178	SSEC1	0.000	0.662
140	158	178	163	179	SSEC1	0.000	0.999
141	167	163	180	179	SSEC1	0.000	1.600
142	171	167	181	180	SSEC1	0.000	1.318
143	177	171	182	181	SSEC1	0.000	0.916
144	177	182	183		SSEC1	0.000	0.342
145	157	156	188	187	SSEC1	0.000	6.487
146	159	157	189	188	SSEC1	0.000	6.509
147	160	159	190	189	SSEC1	0.000	6.531
148	161	160	191	190	SSEC1	0.000	6.553
149	162	161	192	191	SSEC1	0.000	6.575
150	175	204	176		SSEC1	0.000	0.860
151	164	162	194	192	SSEC1	0.000	6.597
152	178	205	179		SSEC1	0.000	1.707
153	165	164	195	194	SSEC1	0.000	6.619
154	166	165	196	195	SSEC1	0.000	6.641
155	168	166	197	196	SSEC1	0.000	6.663
156	169	168	198	197	SSEC1	0.000	6.685
157	170	169	199	198	SSEC1	0.000	6.708
158	172	170	200	199	SSEC1	0.000	6.730
159	173	172	202	200	SSEC1	0.000	6.752
160	174	173	203	202	SSEC1	0.000	6.774
161	175	174	204	203	SSEC1	0.000	6.796

162	179	176	205	204	SSEC1	0.000	4.251
163	180	179	206	205	SSEC1	0.000	6.840
164	181	180	207	206	SSEC1	0.000	6.862
165	182	181	208	207	SSEC1	0.000	6.884
166	183	182	209	208	SSEC1	0.000	6.906
167	184	183	210	209	SSEC1	0.000	6.677
168	185	184	211	210	SSEC1	0.000	5.930
169	186	185	212	211	SSEC1	0.000	5.057
170	193	186	214	213	SSEC1	0.000	4.055
171	201	193	215	214	SSEC1	0.000	2.922
172	188	187	218	217	SSEC1	0.000	6.487
173	189	188	219	218	SSEC1	0.000	6.509
174	190	189	220	219	SSEC1	0.000	6.531
175	213	201	216	215	SSEC1	0.000	1.846
176	191	190	221	220	SSEC1	0.000	6.553
177	192	191	222	221	SSEC1	0.000	6.575
178	194	192	223	222	SSEC1	0.000	6.597
179	195	194	224	223	SSEC1	0.000	6.619
180	196	195	225	224	SSEC1	0.000	6.641
181	197	196	226	225	SSEC1	0.000	6.663
182	198	197	227	226	SSEC1	0.000	6.685
183	199	198	228	227	SSEC1	0.000	6.708
184	200	199	229	228	SSEC1	0.000	6.730
185	202	200	230	229	SSEC1	0.000	6.752
186	203	202	231	230	SSEC1	0.000	6.774
187	204	203	232	231	SSEC1	0.000	6.796
188	205	204	233	232	SSEC1	0.000	6.818
189	206	205	234	233	SSEC1	0.000	6.840
190	207	206	235	234	SSEC1	0.000	6.862
191	208	207	236	235	SSEC1	0.000	6.884
192	209	208	237	236	SSEC1	0.000	6.906
193	210	209	238	237	SSEC1	0.000	6.928
194	211	210	239	238	SSEC1	0.000	6.950
195	212	211	240	239	SSEC1	0.000	6.972
196	214	212	241	240	SSEC1	0.000	6.994
197	215	214	242	241	SSEC1	0.000	7.016
198	216	215	243	242	SSEC1	0.000	8.801
199	218	217	245	244	SSEC1	0.000	6.487
200	219	218	246	245	SSEC1	0.000	6.509
201	220	219	247	246	SSEC1	0.000	6.531
202	221	220	248	247	SSEC1	0.000	6.553
203	222	221	249	248	SSEC1	0.000	6.575
204	223	222	250	249	SSEC1	0.000	6.597
205	224	223	251	250	SSEC1	0.000	6.619
206	225	224	252	251	SSEC1	0.000	6.641
207	226	225	253	252	SSEC1	0.000	6.663
208	227	226	254	253	SSEC1	0.000	6.685
209	228	227	255	254	SSEC1	0.000	6.708
210	229	228	256	255	SSEC1	0.000	6.730

211	230	229	257	256	SSEC1	0.000	6.752
212	231	230	258	257	SSEC1	0.000	6.774
213	232	231	259	258	SSEC1	0.000	6.796
214	233	232	260	259	SSEC1	0.000	6.818
215	234	233	261	260	SSEC1	0.000	6.840
216	235	234	262	261	SSEC1	0.000	6.862
217	236	235	263	262	SSEC1	0.000	6.884
218	237	236	264	263	SSEC1	0.000	6.906
219	238	237	265	264	SSEC1	0.000	6.928
220	239	238	266	265	SSEC1	0.000	6.950
221	240	239	267	266	SSEC1	0.000	6.972
222	241	240	268	267	SSEC1	0.000	6.994
223	242	241	269	268	SSEC1	0.000	7.016
224	243	242	270	269	SSEC1	0.000	8.801
225	245	244	272	271	SSEC1	0.000	6.487
226	246	245	273	272	SSEC1	0.000	6.509
227	247	246	275	273	SSEC1	0.000	6.531
228	248	247	276	275	SSEC1	0.000	6.553
229	249	248	277	276	SSEC1	0.000	6.575
230	250	249	278	277	SSEC1	0.000	6.597
231	251	250	279	278	SSEC1	0.000	6.619
232	252	251	280	279	SSEC1	0.000	6.641
233	253	252	282	280	SSEC1	0.000	6.663
234	254	253	283	282	SSEC1	0.000	6.685
235	255	254	284	283	SSEC1	0.000	6.708
236	256	255	285	284	SSEC1	0.000	6.730
237	257	256	287	285	SSEC1	0.000	6.752
238	258	257	288	287	SSEC1	0.000	6.774
239	259	258	289	288	SSEC1	0.000	6.796
240	289	290	259		SSEC1	0.000	0.858
241	260	259	291	290	SSEC1	0.000	4.252
242	270	269	274	281	SSEC1	0.000	2.684
243	291	292	260		SSEC1	0.000	1.707
244	261	260	294	292	SSEC1	0.000	6.840
245	262	261	295	294	SSEC1	0.000	6.862
246	269	268	281	286	SSEC1	0.000	3.591
247	263	262	297	295	SSEC1	0.000	6.884
248	268	267	286	293	SSEC1	0.000	4.722
249	264	263	298	297	SSEC1	0.000	6.906
250	267	266	293	296	SSEC1	0.000	5.722
251	265	264	299	298	SSEC1	0.000	6.956
252	266	265	296	299	SSEC1	0.000	6.593
253	272	271	306	305	SSEC1	0.000	6.487
254	273	272	308	306	SSEC1	0.000	6.509
255	275	273	309	308	SSEC1	0.000	6.531
256	276	275	311	309	SSEC1	0.000	6.553
257	277	276	312	311	SSEC1	0.000	6.575
258	278	277	313	312	SSEC1	0.000	6.597
259	279	278	314	313	SSEC1	0.000	6.619

260	290	279	315	314	SSEC1	0.000	6.641
261	292	291	302	307	SSEC1	0.000	1.330
262	294	292	303	302	SSEC1	0.000	2.251
263	298	300	299		SSEC1	0.000	0.380
264	295	294	304	303	SSEC1	0.000	1.971
265	297	295	301	304	SSEC1	0.000	1.571
266	298	297	300	301	SSEC1	0.000	1.051
267	282	280	316	315	SSEC1	0.000	6.663
268	291	290	307	310	SSEC1	0.000	0.826
269	283	282	317	316	SSEC1	0.000	6.685
270	284	283	318	317	SSEC1	0.000	6.708
271	285	284	319	318	SSEC1	0.000	6.730
272	287	285	320	319	SSEC1	0.000	6.752
273	290	289	310	322	SSEC1	0.000	1.296
274	288	287	321	320	SSEC1	0.000	6.774
275	289	288	322	321	SSEC1	0.000	6.796
276	306	305	324	323	SSEC1	0.000	6.487
277	308	306	325	324	SSEC1	0.000	6.509
278	309	308	326	325	SSEC1	0.000	6.531
279	311	309	327	326	SSEC1	0.000	6.553
280	312	311	328	327	SSEC1	0.000	6.575
281	313	312	329	328	SSEC1	0.000	6.597
282	314	313	330	329	SSEC1	0.000	6.619
283	315	314	331	330	SSEC1	0.000	6.641
284	316	315	332	331	SSEC1	0.000	6.663
285	317	316	333	332	SSEC1	0.000	6.685
286	318	317	334	333	SSEC1	0.000	6.708
287	319	318	335	334	SSEC1	0.000	6.730
288	320	319	336	335	SSEC1	0.000	6.752
289	321	320	337	336	SSEC1	0.000	6.774
290	322	321	338	337	SSEC1	0.000	6.796
291	324	323	340	339	SSEC1	0.000	6.487
292	325	324	341	340	SSEC1	0.000	6.509
293	326	325	342	341	SSEC1	0.000	6.531
294	327	326	343	342	SSEC1	0.000	6.553
295	328	327	344	343	SSEC1	0.000	6.575
296	329	328	345	344	SSEC1	0.000	6.597
297	330	329	346	345	SSEC1	0.000	6.619
298	331	330	347	346	SSEC1	0.000	6.641
299	332	331	348	347	SSEC1	0.000	6.663
300	333	332	349	348	SSEC1	0.000	6.685
301	334	333	350	349	SSEC1	0.000	6.708
302	335	334	351	350	SSEC1	0.000	6.730
303	336	335	352	351	SSEC1	0.000	6.752
304	337	336	353	352	SSEC1	0.000	6.774
305	338	337	354	353	SSEC1	0.000	6.796
306	340	339	356	355	SSEC1	0.000	6.487
307	341	340	357	356	SSEC1	0.000	6.509
308	342	341	358	357	SSEC1	0.000	6.531



309	343	342	359	359	SSEC1	0.000	6.553
310	344	343	360	359	SSEC1	0.000	6.575
311	345	344	361	360	SSEC1	0.000	6.597
312	346	345	362	361	SSEC1	0.000	6.619
313	347	346	363	362	SSEC1	0.000	6.641
314	348	347	364	363	SSEC1	0.000	6.663
315	349	348	365	364	SSEC1	0.000	6.685
316	350	349	366	365	SSEC1	0.000	6.708
317	351	350	367	366	SSEC1	0.000	6.730
318	352	351	368	367	SSEC1	0.000	6.752
319	353	352	369	368	SSEC1	0.000	6.774
320	354	353	370	369	SSEC1	0.000	6.796
321	356	355	372	371	SSEC1	0.000	6.487
322	357	356	373	372	SSEC1	0.000	6.509
323	358	357	374	373	SSEC1	0.000	6.531
324	359	358	375	374	SSEC1	0.000	6.553
325	360	359	376	375	SSEC1	0.000	6.575
326	361	360	377	376	SSEC1	0.000	6.597
327	362	361	378	377	SSEC1	0.000	6.619
328	363	362	380	378	SSEC1	0.000	6.641
329	364	363	381	380	SSEC1	0.000	6.663
330	365	364	382	381	SSEC1	0.000	6.685
331	366	365	384	382	SSEC1	0.000	6.708
332	367	366	385	384	SSEC1	0.000	6.730
333	368	367	387	385	SSEC1	0.000	6.752
334	369	368	388	387	SSEC1	0.000	6.774
335	370	369	390	388	SSEC1	0.000	6.796
336	379	370	391	390	SSEC1	0.000	1.183
337	372	371	399	396	SSEC1	0.000	6.487
338	373	372	401	399	SSEC1	0.000	6.509
339	374	373	403	401	SSEC1	0.000	6.531
340	383	379	392	391	SSEC1	0.000	0.577
341	375	374	404	403	SSEC1	0.000	6.553
342	386	383	393	392	SSEC1	0.000	0.841
343	376	375	405	404	SSEC1	0.000	6.575
344	377	376	407	405	SSEC1	0.000	6.597
345	389	386	395	393	SSEC1	0.000	1.274
346	378	377	408	407	SSEC1	0.000	6.619
347	394	389	397	395	SSEC1	0.000	0.991
348	380	378	409	408	SSEC1	0.000	6.641
349	381	380	411	409	SSEC1	0.000	6.663
350	398	394	400	397	SSEC1	0.000	0.588
351	382	381	412	411	SSEC1	0.000	6.285
352	398	400	402		SSEC1	0.000	0.178
353	384	382	413	412	SSEC1	0.000	6.708
354	390	418	391		SSEC1	0.000	0.858
355	392	420	393		SSEC1	0.000	1.730
356	385	384	414	413	SSEC1	0.000	6.730
357	387	385	416	414	SSEC1	0.000	6.752

358	388	387	417	416	SSEC1	0.000	6.774
359	390	388	418	417	SSEC1	0.000	6.796
360	392	391	420	418	SSEC1	0.000	4.226
361	395	393	421	420	SSEC1	0.000	6.840
362	397	395	422	421	SSEC1	0.000	6.862
363	400	397	424	422	SSEC1	0.000	6.884
364	399	396	425	423	SSEC1	0.000	7.105
365	402	400	426	424	SSEC1	0.000	6.792
366	401	399	428	425	SSEC1	0.000	7.129
367	403	401	430	428	SSEC1	0.000	7.153
368	406	402	429	426	SSEC1	0.000	6.347
369	404	403	432	430	SSEC1	0.000	7.177
370	405	404	434	432	SSEC1	0.000	7.201
371	410	406	431	429	SSEC1	0.000	5.599
372	407	405	436	434	SSEC1	0.000	7.226
373	408	407	439	436	SSEC1	0.000	7.250
374	415	410	433	431	SSEC1	0.000	4.725
375	409	408	442	439	SSEC1	0.000	7.274
376	411	409	442	441	SSEC1	0.000	7.298
377	419	415	435	433	SSEC1	0.000	3.722
378	412	411	443	442	SSEC1	0.000	7.322
379	413	412	444	443	SSEC1	0.000	7.346
380	414	413	445	444	SSEC1	0.000	7.370
381	427	419	437	435	SSEC1	0.000	2.588
382	416	414	446	445	SSEC1	0.000	7.395
383	417	416	447	446	SSEC1	0.000	7.419
384	438	427	440	437	SSEC1	0.000	1.427
385	418	417	448	447	SSEC1	0.000	7.443
386	420	418	449	448	SSEC1	0.000	7.467
387	421	420	450	449	SSEC1	0.000	7.491
388	422	421	451	450	SSEC1	0.000	7.515
389	424	422	452	451	SSEC1	0.000	7.540
390	426	424	453	452	SSEC1	0.000	7.564
391	429	426	454	453	SSEC1	0.000	7.588
392	431	429	455	454	SSEC1	0.000	7.612
393	433	431	456	455	SSEC1	0.000	7.636
394	435	433	457	456	SSEC1	0.000	7.660
395	437	435	458	457	SSEC1	0.000	7.684
396	440	437	459	458	SSEC1	0.000	9.639