

DESAIN GEOMETRI SCREW PRESS DENGAN METODE NUMERIK ELEMEN HINGGA

Bagus Budiwantoro
Arief Teguh Hermawan

Lab. Perancangan Mesin, Departemen Teknik Mesin ITB
Bandung 40132

Abstrak

Screw Press adalah salah satu komponen utama pada mesin pengestraksi Minyak Mentah Kelapa Sawit (Crude Palm Oil). Selama ini industri pengolah CPO di Indonesia masih mengimpor screw press dari Malaysia dengan konsekuensi order and delivery periode yang panjang. Hal ini disebabkan kurangnya kualitas produk dalam negeri. Tulisan ini merupakan solusi alternatif mengenai desain geometri Screw Press dengan melakukan beberapa analisis teknik. Analisis yang dilakukan dibatasi pada desain geometri komponen dengan memodifikasi bagian fillet dan ketebalan Screw Press serta analisis analitik mengenai tekanan permukaan pada komponen. Pemodelan elemen hingga komponen dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak MSC.Nastran. Hasil analisis menunjukkan bahwa laju penurunan konsentrasi tegangan pada bagian fillet akibat pembesaran radius fillet rata-rata sebesar 12% tiap 5 mm, sedangkan laju penurunan tegangan maksimum akibat peningkatan ketebalan Screw Press rata-rata mencapai 9% tiap 2 mm. Tekanan permukaan akibat pembebanan nilainya berbanding lurus dengan radius fillet dan besarnya sekitar 0,1 kali dari tegangan utama rata-rata.

Abstract

Screw Press is one of the main component of Crude Palm Oil (CPO) extraction machine. Until these days, the Indonesian CPO industries still import this component from Malaysia with longer delivery-order periode, that means a problem for productivity. This paper was written as alternative solution for Screw Press geometrical design by doing some engineering analysis. The analysis was limited to the geometrical design matter of component by modifying the fillet part and thickness of screw, and also analyzing the surface pressure of component. Finite element model was developed using MSC.Nastran software package. The results of overall analysis show that the reduction rate of stress concentration as the effect of increasing fillet radius is 12% per 5 mm and the reduction rate of maximum stress as effect of increasing screw thickness is 9% per 2 mm. Surface pressure caused by loading is linear with fillet radius and its value is about 0,1 times of the mean principal stresses.

Keywords: *finite element modelling, design sensitivity.*

1. PENDAHULUAN

Minyak mentah (*crude oil*) sebagai alternatif utama produksi kelapa sawit, yang banyak dihasilkan oleh negara-negara berkembang, merupakan bahan baku utama dari hampir semua produk turunan dari kelapa sawit.

Metode mekanik sebagai salah satu alternatif proses ekstraksi minyak dari kelapa sawit merupakan metode yang banyak dipakai di Indonesia. Akan tetapi, kenyataan itu tidak disertai dengan usaha perbaikan kualitas sistem produksi yang seharusnya. Contohnya adalah adanya ketergantungan pihak industri untuk mengimpor suku cadang mekanik mesin pengepres kelapa sawit, yang konsekuensinya adalah akan

membengkaknya biaya *maintenance* mesin produksi. Uilir tekan (*Screw Press*), sekarang ini diimpor dari Malaysia dengan harga yang sangat tinggi dan memerlukan waktu yang cukup lama untuk mememesannya. Usaha untuk memproduksi komponen *Screw Press* telah dilakukan oleh produsen lokal tetapi kualitas yang dihasilkan ternyata masih kurang memuaskan. Makalah ini ditulis sebagai salah satu usaha melakukan intensifikasi produksi minyak mentah kelapa sawit dengan menerapkan ilmu pengetahuan dan teknologi ke dalam sistem produksi yang telah ada.

Lingkup pembahasan dibatasi hanya sampai pada analisis sensitivitas desain geometri komponen serta

analisis pembebanan pada komponen saja. Material yang akan digunakan dalam pemodelan juga telah dispesifikasikan, artinya material yang digunakan untuk semua pemodelan adalah sama. Analisis struktur dan geometri dilakukan dengan bantuan perangkat lunak *MSC Nastran versi 4.5* yang berbasis pada metode Analisis Elemen Hingga (*Finite Elemen Analysis*). Analisis pembebanan dilakukan dengan menggunakan metode analitik analogi kasus.

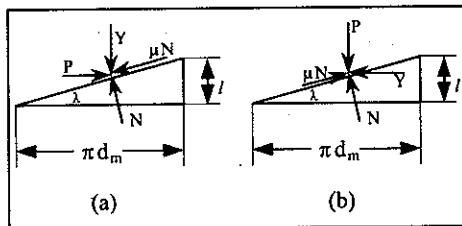
2. MEKANISME PEMBEBANAN

Mekanisme pembebanan pada ulir tekan pada dasarnya merupakan kombinasi antara prinsip kerja ulir daya dan prinsip kerja konveyor ulir. Selain digunakan untuk memberikan tekanan, ulir tekan juga berfungsi sebagai mekanisme transportasi bahan kelapa (konveyor).

2.1 Ulir Daya

Dalam analisis ulir daya, ada beberapa parameter yang perlu diperhatikan. Biasanya analisis dilakukan seputar pada geometri (jarak pitch, kedalaman ulir, diameter rata-rata, diameter kecil, dan jarak maju), daya untuk memutar beban, serta efisiensi keseluruhan.

Misalkan suatu ulir tunggal (satu pitch) dari ulir daya tidak diputar sama sekali atau diputar persis satu putaran. Maka satu sisi dari ulir tersebut akan membentuk hipotenusa dari suatu segitiga siku-siku yang alasnya merupakan keliling dari lingkaran diameter rata-rata ulir dan tingginya sama dengan jarak majunya.



Gambar 1 Hipotenusa lintasan pada pola Spiral
(a) Menurunkan beban (b) Menaikkan beban^[6]

Persamaan-persamaan yang digunakan untuk ulir daya adalah :

- Untuk menaikkan beban.

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m + \mu l} \right) \quad [6] \quad (1)$$

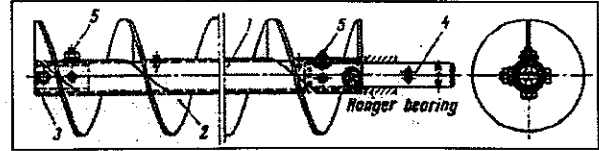
- Untuk menurunkan beban.

$$T = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi \mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \right) \quad [6] \quad (2)$$

Persamaan (1) dan (2) adalah persamaan yang digunakan untuk menentukan daya motor yang diperlukan dengan terlebih dahulu menentukan spesifikasi sistem transmisi dan putarannya. Analisis juga dapat dilakukan secara terbalik untuk menentukan beban maksimum yang dapat diangkat dengan motor penggerak dan sistem transmisi yang ada.

2.2 Konveyor Ulir

Konveyor ulir biasanya terdiri dari poros yang dipasang dengan sirip spiral dengan lebar dan tebal tertentu.



Gambar 2 Skema Screw Conveyor.^[2]

Saat poros berputar, material akan ikut bergerak maju akibat sebagai akibat dari pola spiral pada siripnya. Kapasitas konveyor ulir bergantung pada diameter ulir, jarak pitch ulir, kecepatan putar, dan efisiensi pembebanan.

$$Q = V \cdot \gamma = 15 \pi D^2 S n \psi C \quad (\text{ton per jam}) \quad [6] \quad (3)$$

dengan

- V = kapasitas (m³/jam);
- γ = berat jenis material (ton per m³);
- C = faktor pemasangan;
- D = diameter ulir (m);
- S = jarak pitch (m);
- ψ = efisiensi pembebanan;
- n = putaran poros (rpm).

Daya yang dibutuhkan untuk memutar poros merupakan fungsi dari gaya normal dan gaya gesek material dengan permukaan sayap ulir. Persamaan yang biasa digunakan untuk menentukan daya motor yang dibutuhkan pada konveyor horizontal adalah :

$$N = \frac{QL\omega}{367} \quad (\text{kW}) \quad [2] \quad (4)$$

dengan

- L = panjang konveyor (m);
- ω = koefisien gesek material dengan permukaan ulir;

Sedangkan untuk menentukan gaya longitudinal maksimum yang boleh bekerja pada konveyor ditentukan melalui persamaan :

$$P = \frac{M_o}{r \tan(\alpha + \phi)} \quad (\text{kg}) \quad [2] \quad (5)$$

dengan

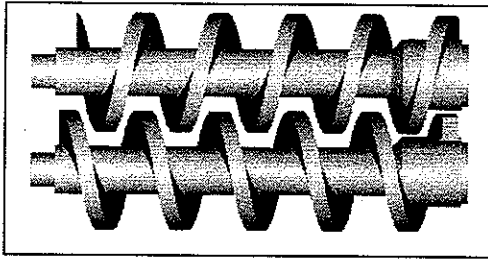
- P = gaya longitudinal (kg);
- M_o = kapasitas torsi (kg m);
- r = radius rata-rata pembebanan (m);
- φ = sudut gesek tereduksi;
- α = sudut heliks pada radius r;

Untuk lebih jelasnya dapat digunakan hipotenusa yang sama dengan analisis pembebanan pada ulir daya.

2.3 Ulir Tekan

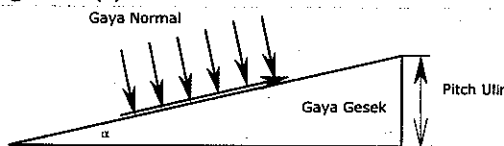
Sebagaimana yang telah disebutkan di atas, prinsip kerja dari ulir tekan merupakan kombinasi dari prinsip kerja ulir daya dan konveyor ulir. Selain mentransportasikan material, ulir tekan juga memberikan gaya tekan kepada material untuk mengekstraksikan minyak dari matriks kelapa sawit. Yang membedakan ulir tekan dengan ulir daya adalah adanya faktor efisiensi pembebanan, yang menyatakan luas area kontak material dengan sirip ulir. Pada ulir tekan, diasumsikan efisiensi pembebanan sekitar 0,35 sampai dengan 0,6, bergantung pada

konstruksi dan susunan ulir tekan. Pada analisis ini, konstruksi mesin yang ada berupa dua ulir tekan yang dipasang secara berpasangan dengan arah horisontal.



Gambar 3 Tampak atas pasangan Ulir Tekan.

Analisis gaya dapat dilakukan dengan cara yang sama seperti analisis untuk ulir daya. Pertama kita buat sebuah hipotenusa spiral atau heliks yang dilinearakan pada bidang datar. Skema pembebanan diilustrasikan pada gambar (4).



Gambar 4 Ilustrasi pembebanan pada Ulir Tekan.

Gambar(4) menunjukkan kondisi pembebanan rata-rata pada jarak R dari sumbu origin poros. Gaya bernotasi biru adalah gaya normal, sebagai akibat dari gaya tekan material terhadap ulir. Gaya bernotasi merah adalah gaya gesek yang terjadi pada permukaan kontak material kelapa dan permukaan ulir. Gaya normal dihitung dengan mempertimbangkan faktor pembebanan yang mengindikasikan jumlah total permukaan kontak ulir dengan material. Gambar (4) menunjukkan faktor pembebanan sekitar 0,5 yang ditunjukkan dengan pembebanan terdistribusi yang hanya terjadi pada 0,5 bagian lintasan rata-rata heliks. Penghitungan torsi dapat dilakukan secara analitik dengan mudah. Apabila sudut heliks adalah α , maka :

$$T = \{(F_N \cos \alpha + F_G \sin \alpha) R\} \times N \quad (6)$$

Jika $F_G = \mu F_N$, maka :

$$T = \{(F_N \cos \alpha + \mu F_N \sin \alpha) R\} \times N \quad (7)$$

$$T = (\cos \alpha + \mu \sin \alpha) F_N \cdot R \cdot N$$

dengan

- T = Torsi yang diperlukan untuk memutar poros (N.m)
- F_N = Gaya normal (Newton)
- F_G = Gaya gesek (Newton)
- R = Radius rata-rata pembebanan (m)
- α = Sudut heliks ($^\circ$)
- N = Jumlah pitch

Jika torsi sudah didapatkan, maka dapat dihitung daya motor penggerak yang dibutuhkan. Untuk menghitung daya, diperlukan data putaran poros.

$$P = T \times n \quad (8)$$

Dengan

- P = Daya yang dibutuhkan (Watt)
- n = Putaran poros (rad/s)

Dalam analisis ini perhitungan dilakukan secara terbalik. Dengan data spesifikasi motor penggerak, akan dicari gaya-gaya yang bekerja permukaan ulir tekan, tentunya dengan beberapa asumsi untuk memudahkan analisis. Pada praktiknya, karena keterbatasan sumber data, maka estimasi gaya yang sebenarnya tidak dapat dilakukan. Analisis dilakukan dengan membuat simulasi pembebanan untuk mengetahui kecenderungan respon struktur saja.

3. PEMODELAN ELEMEN HINGGA

Dalam melakukan analisis dengan menggunakan metode Elemen Hingga pada perangkat lunak MSC Nastran ver. 4.5, ada beberapa hal yang perlu diperhatikan, antara lain konsistensi penggunaan satuan, baik itu satuan panjang, gaya, maupun tegangan. Selain itu, prosedur pemodelan juga harus diikuti untuk menghindari adanya kesalahan analisis. Semua data yang akan dipakai harus sudah tersedia, misalnya estimasi pembebanan, jenis penumpuan, material yang akan dipakai beserta semua karakteristiknya, dan juga jenis elemen yang akan digunakan.

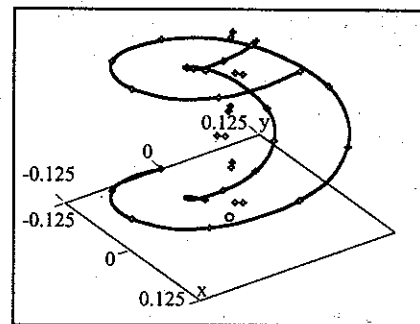
3.1 Tahap Pra Proses (Preprocessing)

3.1.1 Geometri Komponen

Kompleksitas geometri komponen sangat berpengaruh dalam proses analisis. *Screw Press* adalah salah satu jenis komponen yang mempunyai tingkat kesulitan geometrik yang cukup tinggi walaupun mempunyai pola tertentu, yaitu pola ulir atau heliks. Geometri komponen sepenuhnya akan diolah dalam perangkat lunak MSC Nastran ver 4.5.

3.1.1a. Menentukan pola dasar heliks.

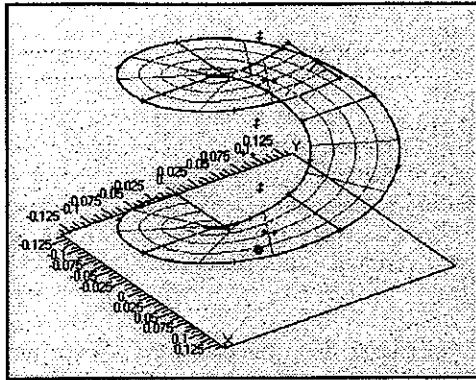
Pola dasar heliks dibuat dengan menggunakan titik-titik interpolasi kurva 3-D yang dibuat pada sistem koordinat silindris.



Gambar 5 Pola dasar heliks.

3.1.1b. Membuat heliks solid

Kurva-kurva yang merepresentasikan pola heliks akan digunakan sebagai batas permukaan (*boundary surface*). Gambar (6) menunjukkan sebuah solid permukaan hasil dari pengolahan tahap pertama di atas.

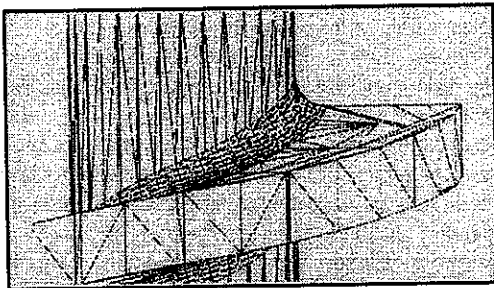


Gambar 6 Permukaan heliks solid.

Dalam analisis ini, beberapa variasi geometri akan dibuat, yaitu variasi radius *fillet* pada daerah kritis ulir, yang tahapannya akan dijelaskan pada bagian setelah ini, serta variasi ketebalan ulir. Dengan panjang *pitch* yang sama, ketebalan ulir dapat divariasikan sesuai dengan kebutuhan. Variasi radius *fillet* akan dilakukan pada tahapan ini. Berikut ini adalah detail variasi geometri yang akan dibuat :

- Variasi radius *fillet* :
 - 5 milimeter
 - 10 milimeter
 - 15 milimeter
 - 20 milimeter
 - 25 milimeter
 - 30 milimeter
- Berdasarkan hasil analisis tahap pertama, akan didapatkan radius *fillet* yang optimal. Dengan radius *fillet* yang telah ditentukan, akan divariasikan ketebalan ulir, yaitu :
 - 32 milimeter
 - 34 milimeter
 - 36 milimeter
 - 38 milimeter
 - 40 milimeter

Dengan beberapa tahapan operasi solid, pada akhirnya akan diperoleh sebuah model ulir solid dengan radius *fillet* tertentu pada bagian kritisnya.

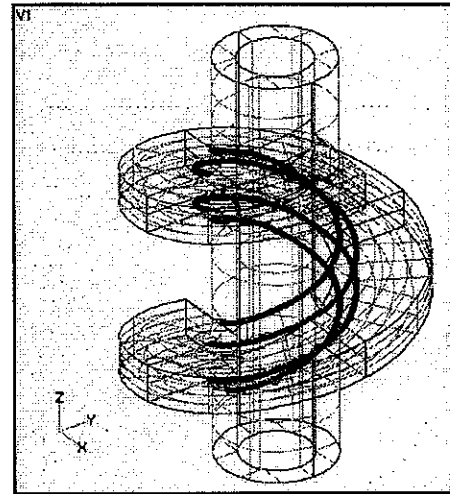


Gambar 7 Bagian kritis dari *Screw Press*.

3.1.2 Menentukan Ukuran Elemen

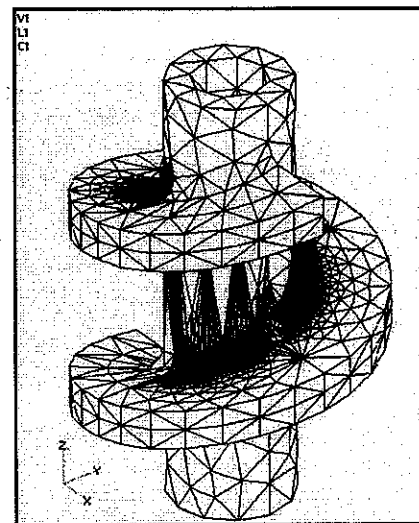
Ukuran elemen dalam suatu analisis yang menggunakan metode elemen hingga merupakan hal yang cukup krusial. Kesalahan dalam menentukan ukuran elemen akan dapat menyebabkan kesalahan perhitungan yang cukup signifikan. Dalam perangkat lunak MSC Nastran, penentuan ukuran elemen disebut dengan *meshing*.

Yang perlu diperhatikan adalah penggunaan ukuran elemen. Berdasarkan hasil validasi, ukuran elemen yang cukup representatif adalah sekitar $0,35 \text{ mm}^3$. Dalam proses awal penentuan ukuran elemen, yang perlu dilakukan sebenarnya hanya dengan membagi suatu kurva acuan menjadi beberapa bagian, seperti tampak pada gambar (8). Garis hitam yang tampak pada gambar menunjukkan kurva acuan yang dibagi-bagi menjadi beberapa bagian.



Gambar 8 Kurva acuan pada bagian kritis komponen.

Hasil pada tahapan *meshing* ini ditunjukkan pada gambar (9). Tampak bahwa pada bagian kritis, jumlah elemen lebih banyak dan rapat dibandingkan dengan jumlah elemen pada bagian yang dianggap tidak terlalu kritis.



Gambar 9 Hasil *meshing* pada model solid *Screw Press*,

3.1.3 Mendefinisikan Material Komponen

Material komponen dan sifat-sifatnya perlu didefinisikan selengkap mungkin untuk menghindari adanya *singularitas* analisis. Menu Model dalam MSC Nastran sebenarnya sudah menyediakan beberapa *built-in* material yang sifat-sifatnya sudah ada. Akan tetapi,

untuk akurasi hasil analisis lebih baik digunakan material standard yang dimuat pada *Handbook of Material*. Dalam kasus ini, digunakan material *Baja Cor ASTM 50* dengan sifat-sifat fisik sebagai berikut :

- Modulus Elastisitas : $1,572E+11 \text{ N/m}^2$
- Modulus Geser : $5,0304E+10 \text{ N/m}^2$
- Rasio Poison : $0,32$
- Kekuatan Tarik : 361974800 N/m^2
- Kekuatan Tekan : 1130740000 N/m^2
- Kekuatan Geser : 503317300 N/m^2

Karena analisis yang dilakukan adalah analisis tegangan, maka beberapa karakteristik material seperti massa jenis, koefisien ekspansi dan konduktivitas termal tidak dispesifikasikan. Temperatur referensi juga tidak ditentukan dengan asumsi karakteristik fisik material tidak bergantung pada temperatur (*independen*) atau dengan asumsi tidak ada perubahan temperatur yang signifikan pada saat komponen dioperasikan. Perlu diperhatikan juga bahwa material yang digunakan adalah model material *isotropik* (diasumsikan mempunyai sifat yang seragam pada semua bagiannya).

3.1.4 Mendefinisikan Karakteristik Elemen

Dalam kasus ini ditentukan elemen yang digunakan adalah elemen *Solid*. Elemen solid digunakan karena merupakan elemen yang dianggap paling representatif. Penggunaan elemen ini tidak membutuhkan data-data tambahan kecuali material yang digunakan.

Elemen solid merupakan elemen tiga dimensi yang berbentuk *tetragonal* (volume bersisi empat) atau *heksagonal* (volume bersisi enam), bergantung pada metode *meshing*, yang merupakan satu-satunya model representatif untuk suatu kasus atau komponen dengan tingkat kesulitan geometri yang tinggi

3.1.5 Mendefinisikan Pembebanan (*Load*)

Dalam tulisan ini, pembebanan yang digunakan adalah gaya luar (*eksternal force*) dengan satuan *Newton* dan diterapkan pada permukaan kontak. Arahnya diatur tegak lurus dengan permukaan dan besarnya adalah 5000 Newton . Dari analisis ini, nantinya akan didapatkan suatu pola respon struktur ulir terhadap pembebanan yang dilakukan. Pola itulah yang merupakan kesimpulan dari analisis yang dilakukan, yang diharapkan dapat dijadikan bahan pertimbangan bagi pihak produsen dalam melakukan proses produksi komponen ulir.

3.1.6 Mendefinisikan Tumpuan (*Constraint*)

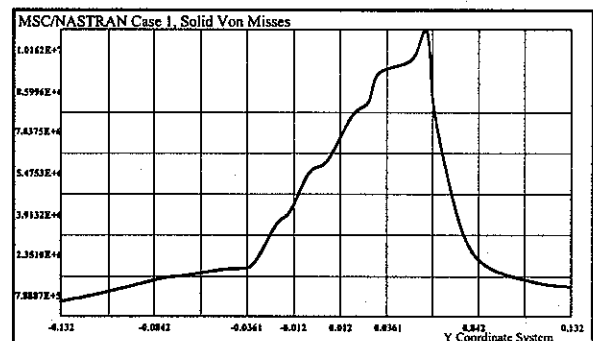
Tumpuan adalah salah satu variabel yang berperan sebagai kondisi pembatas (*boundary condition*). Tumpuan yang digunakan adalah tumpuan tetap (*fixed constraint*) dan diterapkan pada sisi atas dan bawah penampang poros utama. Pada sisi-sisi tersebut nantinya akan timbul gaya-gaya reaksi tumpuan sehingga resultan gaya total yang bekerja pada komponen sama dengan nol. Pada analisis statik linear, resultan gaya yang tidak sama dengan nol akan menyebabkan terjadinya matriks singular yang tidak ada solusinya.

3.2 Tahap Akhir Analisis Model (*Post Processing*)

Tahap akhir dari analisis numerik dengan MSC Nastran adalah *post processing*. Pada tahap ini, kita sudah mendapatkan hasil analisis berupa tegangan (*stress*) dan perpindahan (*displacement*). Data keluaran untuk tegangan ada beberapa jenis, akan tetapi yang lebih umum dipakai adalah tegangan Von Misses (*Von Misses Stress*). Sedangkan perpindahan yang dipakai adalah perpindahan resultan, yaitu dalam vektor sumbu *X*, *Y*, dan *Z*.

Metode visualisasi data yang dipakai adalah metode grafik, yang akan diolah secara otomatis dalam MSC Nastran. Biasanya, data yang diplot akan merupakan fungsi dari identitas nodal atau elemen (*Nodal, Element ID*).

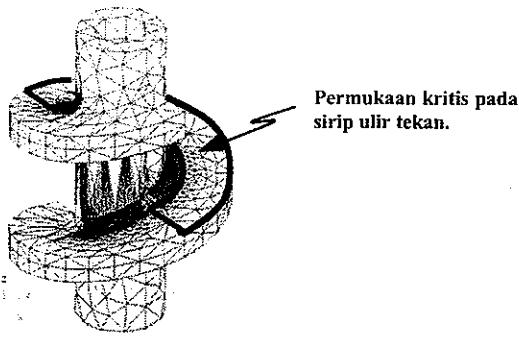
Ilustrasi mengenai pengolahan grafik ini tampak seperti pada gambar (10).



Gambar 10 Ilustrasi grafik tegangan hasil analisis dengan perangkat lunak.

3.2.1 Tekanan Permukaan

Selain tegangan Von Misses, tegangan Utama (*Principal Stress*), dan tegangan Geser (*Shear Stress*), ada satu lagi parameter tambahan yang dijadikan sebagai bahan analisis, yaitu Tekanan Permukaan. Tekanan permukaan merupakan salah satu parameter penting dalam suatu proses desain untuk komponen-komponen tertentu, misalnya roda gigi, ulir, dan pin. Pada beberapa kasus komponen-komponen tersebut, kegagalan yang ditemui merupakan akibat dari kurangnya ketahanan komponen terhadap parameter ini. Tekanan permukaan hanya terjadi pada bagian yang mengalami kontak dengan gaya dan dalam kasus *Screw Press*, bagian yang mengalaminya adalah bagian permukaan sirip ulir. Kegagalan yang terjadi biasanya bukan berupa retak atau patah pada pangkal sirip, akan tetapi berupa keausan (korosi), retak permukaan, atau gores, apalagi jika material yang memberikan eksitasi gaya merupakan bahan yang korosif dengan kekerasan melebihi komponen *Screw Press*.



Gambar 11 Permukaan kontak pada *Screw Press*.

Perhitungan tekanan permukaan pada *Screw Press* dianalogikan dengan kasus roda gigi cacing (*Worm Gear*) dan *Spurs Gear* karena adanya analogi geometri pada *screw press* dan roda gigi-roda gigi tersebut. Perbedaan mendasar antara kasus *screw press* dengan kasus roda gigi terletak pada bidang kontakannya. Pada roda gigi cacing, bidang kontak diasumsikan merupakan sebuah garis atau lintasan garis dan biasanya porosnya berpasangan secara tegak lurus dengan pinionnya, sedangkan pada ulir tekan, bidang kontakannya berupa permukaan. Pada *spurs gear* kontakannya juga berupa kurva, akan tetapi biasanya dipasang secara paralel dengan pinionnya.

Persamaan analogi untuk tekanan permukaan pada *Worm Gear* adalah :

$$k = \frac{U_2}{f_m f_z b_{m2} d_{m2}} \quad (9)$$

$$U_2 = 1,43 \cdot 10^6 \frac{N_2}{d_{m2} n_2} \quad (10)$$

dengan

- k = tekanan permukaan (kgf/mm²),
- U₂ = Gaya tekan normal permukaan pada diameter d_m (kgf),
- f_m = koefisien yang besarnya (10/z_p)^{0,5},
- f_z = koefisien pembebanan,
- b_{m2} = lebar gigi (mm),
- d_{m2} = diameter rata-rata garis kontak (mm),
- N₂ = Daya untuk memutar roda gigi (HP),
- n₂ = kecepatan putar roda gigi (rpm).

Kurva kontak diasumsikan berada pada diameter *pitch* roda gigi. Asumsi ini dapat diterapkan dalam kasus ulir tekan tetapi harus dengan mempertimbangkan lebar siripnya.

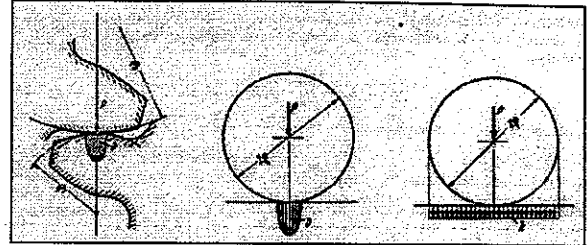
Persamaan analogi untuk *spurs gear* adalah :

$$k = \frac{P}{2\rho b} = 2,86 \frac{P_H^2}{E} \quad (11)$$

dengan

- k = tekanan permukaan (kgf/mm²),
- P = gaya periperal (kgf),
- ρ = diameter kurvatur garis kontak (mm),
- b = tebal roda gigi (mm),
- P_H = tekanan kontak Hertz (kgf/mm²),
- E = modulus elastisitas ekuivalen untuk roda gigi (GPa).

Dari persamaan (11), ada beberapa variabel yang tidak sesuai dengan kasus ulir tekan, yaitu modulus elastisitas ekuivalen E. Material kelapa sawit bukan merupakan logam atau material solid yang mempunyai modulus elastisitas. Sifat elastisitasnya lebih mengacu pada massa jenis material yang sangat bergantung pada tekanan. Bagian penyebut pada persamaan tekanan permukaan untuk *spurs gear* mengindikasikan bahwa bidang proyeksi garis kontak adalah bagian yang mengalami tekanan permukaan total walaupun pada kenyataannya hanya sebagian kecil saja yang mengalaminya.



Gambar 12 Tekanan kontak dan distribusi tekanan permukaan pada *Spurs Gear*.^[5]

Berdasarkan kedua analogi kasus di atas, maka dibuat sebuah persamaan pendekatan untuk menentukan besarnya tekanan permukaan pada ulir tekan.

Pada kasus ulir tekan, gaya periperal U₂ atau P diasumsikan konstan sebesar 10 kN atau 1000 kgf dan terdistribusi merata dipermukaan kontak, jadi tidak perlu dihitung lagi menggunakan persamaan konversi daya dan putaran.

$$k = \frac{F_p}{f \cdot \rho_{ek} \left\{ r_f + \left(\frac{d_o - d_i}{2} \right) \right\}} \quad (12)$$

dengan

$$\rho_{ek} = \frac{\rho_i + \rho_o}{2} \quad (13)$$

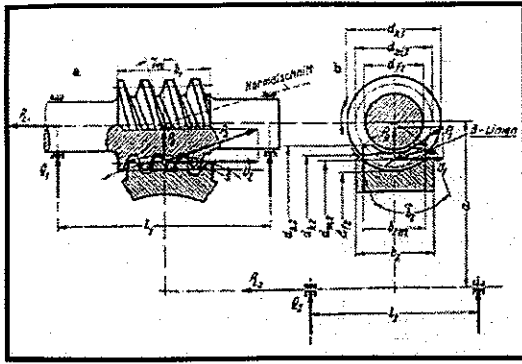
dan

$$\rho_i = \frac{p}{\sin \left\{ \tan^{-1} \left(\frac{p}{\pi (d_i + r_f)} \right) \right\}} \quad (14)$$

$$\rho_o = \frac{p}{\sin \left\{ \tan^{-1} \left(\frac{p}{\pi (d_o)} \right) \right\}} \quad (15)$$

Variabel-variabel yang terlibat adalah :

- K = tekanan permukaan (kgf/mm²),
- F_p = gaya periperal total (kgf),
- r_f = radius fillet pada ulir (mm),
- ρ_i = radius kurvatur kontak bagian dalam (mm),
- ρ_o = radius kurvatur kontak bagian luar (mm),
- p = jarak pitch ulir tekan (mm),
- d_o = diameter luar ulir tekan (mm),
- d_i = diameter dalam ulir tekan (mm),
- f = faktor pengali untuk bentuk permukaan kontak.



Gambar 13 Skema worm gear dan flank.^[5]

Untuk menentukan nilai f perlu dicari terlebih dahulu nilai γ_m , yang merupakan sudut heliks untuk radius $pitch$ (pada kasus ulir tekan disebut radius kurvatur rata-rata). Persamaan yang digunakan :

$$\gamma_m = \gamma_i - \left(\frac{\gamma_i - \gamma_o}{2} \right) \quad (16)$$

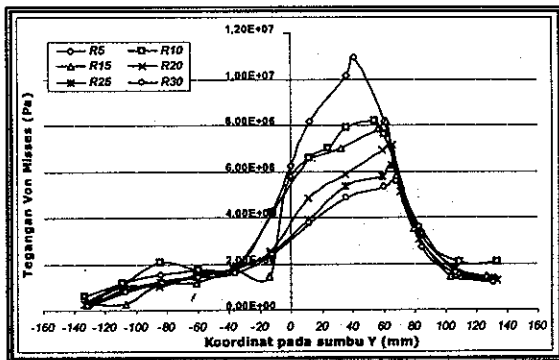
dengan

$$\gamma_i = \tan^{-1} \left(\frac{p}{\pi (d_i + r_i)} \right) \quad (17)$$

$$\gamma_o = \tan^{-1} \left(\frac{p}{\pi (d_o)} \right) \quad (18)$$

Dalam proses analisisnya, permukaan kontak dapat dihitung secara analitik dengan sedikit manipulasi geometri. Luas permukaan kontak tidak dipengaruhi oleh ketebalan sirip melainkan hanya dipengaruhi oleh radius fillet saja dengan asumsi gaya, pitch ulir serta diameter dalam dan diameter luar besarnya konstan. Dalam tulisan ini, gaya luar total besarnya 10 kN (setara dengan 1000 kg). Diameter luar besarnya 270 mm, diameter dalam 110 mm, dan pitch sebesar 170 mm. Hasil analisis ini akan ditampilkan pada grafik tegangan maksimum.

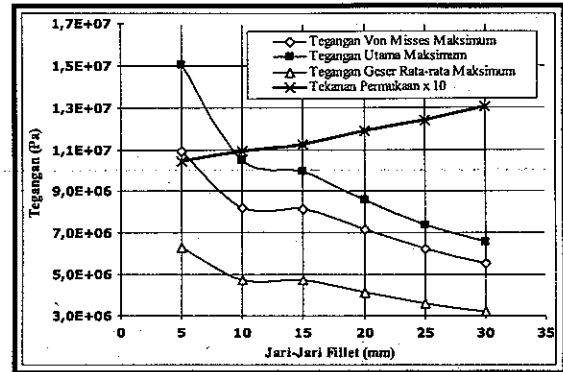
Grafik di bawah menunjukkan pola respon struktur terhadap pembebanan.



Gambar 14 Grafik Tegangan Von Mises-Koordinat Y untuk variasi radius fillet.

Perubahan pola terjadi pada bergesernya titik kritis komponen, semakin besar radius fillet, titik kritis pada komponen bergeser semakin ke kanan. Momen lentur rata-rata yang bekerja sebenarnya akan semakin besar dengan bertambahnya jarak lengan, akan tetapi respon

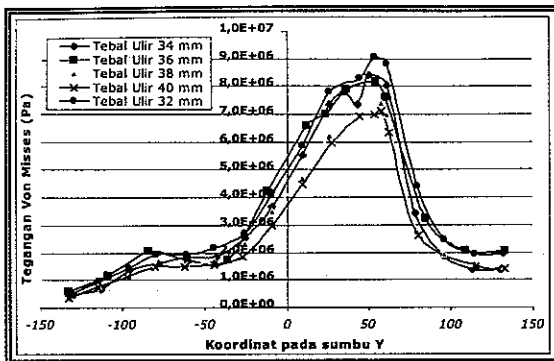
yang semakin kecil menunjukkan semakin kecilnya faktor konsentrasi tegangan pada lengkungan. Perlu diperhatikan bahwa pada bagian sumbu model tidak terdapat elemen solid yang dipetakan, akan tetapi pada gambar (14) terlihat pada koordinat 0 terdapat nilai tegangan yang tidak sama dengan nol. Hal ini mengindikasikan adanya proses interpolasi data yang melibatkan puluhan ribu nodal dan elemen. Jadi, dari tahapan pertama dapat disimpulkan bahwa komponen akan memberikan respon tegangan yang cenderung sama terhadap pembebanan yang dilakukan, dengan catatan adanya pola pergeseran daerah kritis menjauhi sumbu origin.



Gambar 15 Grafik pengaruh radius fillet terhadap tegangan maksimum.

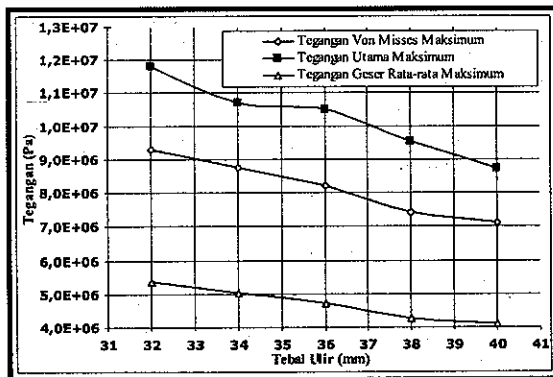
Dari gambar (15) tampak bahwa secara umum, radius fillet sangat berpengaruh terhadap faktor konsentrasi tegangan pada ulir. Perubahan yang relatif signifikan terjadi pada radius 5 milimeter dan 10 milimeter. Reduksi relatif faktor konsentrasi tegangan akibat perubahan radius fillet dari 5 milimeter ke 10 milimeter mencapai hampir 28% dengan mengabaikan perubahan momen lentur akibat perubahan jarak lengan rata-rata pembebanan. Sedangkan perubahan radius dari 10 milimeter ke 15 milimeter tidak menunjukkan pengaruh yang signifikan. Berdasarkan grafik, variasi radius fillet dari 15 milimeter sampai 30 milimeter dengan kenaikan secara gradual tiap 5 milimeter mengakibatkan penurunan faktor konsentrasi tegangan secara linear dengan reduksi relatif mencapai hampir 32%. Dalam hal ini perlu diperhatikan mengenai definisi dari reduksi relatif, yang sedikit membingungkan. Kesimpulan yang didapat mungkin akan menjadi lebih jelas apabila kita mendefinisikan efisiensi optimasi sebagai analogi dari kemiringan kurva. Dari penggunaan material, penggunaan radius 10 milimeter adalah yang paling sesuai mengingat volume komponen menjadi lebih kecil bila dibandingkan dengan penggunaan radius fillet yang lebih besar. Kesimpulan ini akan sesuai dengan prinsip efisiensi optimasi geometri yang telah didefinisikan sebelumnya. Akan tetapi, apabila yang menjadi pertimbangan adalah optimasi material, maka radius fillet yang paling besar adalah yang paling sesuai. Jadi pada dasarnya optimasi geometri ini hanya bertujuan untuk mengetahui karakteristik atau kecenderungan respon struktur komponen terhadap pembebanan, bukan untuk menentukan geometri yang paling sesuai.

Kesimpulan pertama untuk tahap analisis ini didasarkan pada ruang lingkup pembahasan yang memang tidak menyinggung mengenai optimasi material dengan memvariasikan material komponen. Hasil dari kedua analisis pertama di atas nantinya akan di-*cross check*-kan dengan analisis selanjutnya.



Gambar 16 Grafik Tegangan Von Mises-Koordinat Y untuk variasi ketebalan ulir.

Suatu pola yang sama antara kurva yang satu dengan yang lain tampak pada grafik. Tidak ada pergeseran letak titik kritis pada komponen seperti yang terjadi pada analisis tahap pertama. Hal ini disebabkan karena tidak terjadi pergeseran perimeter rata-rata sebagai jarak lengan momen lentur yang bekerja pada komponen. Perubahan tegangan yang terjadi merupakan fungsi dari inersia penampang ulir yang besarnya sangat dipengaruhi oleh ketebalan ulir. Berdasarkan tabulasi data, jarak lengan momen lentur berkisar antara 50 sampai dengan 57 mm dari origin sumbu Y.



Gambar 17 Grafik pengaruh ketebalan ulir terhadap tegangan maksimum.

Dari grafik tampak bahwa variasi ketebalan ulir berpengaruh pada tegangan maksimum yang dialami oleh bagian kritis komponen. Kecenderungan yang ada adalah semakin tebal ulir, maka tegangan maksimum yang dialami akan semakin turun. Hal ini mengindikasikan bahwa ketebalan ulir berpengaruh pada inersia penampang ulir, mengingat konsentrasi tegangan dibuat relatif konstan. Kesimpulan yang pasti mengenai

penggunaan ketebalan ulir belum bisa dipastikan mengingat tidak adanya estimasi pembebanan secara empirik atau eksperimental. Akan tetapi pola penurunan tegangan dapat diketahui dari grafik. Dengan penambahan ketebalan ulir sebesar 2 milimeter, respon tegangan akan turun rata-rata sebesar 9%.

4. KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil analisis, dapat diambil beberapa kesimpulan, yaitu ;

- Model yang digunakan sudah cukup mewakili komponen *Screw Press*.
- Masing-masing model modifikasi memiliki kecenderungan respon yang sama.
- Radius *fillet* berpengaruh lebih signifikan terhadap respon tegangan yang dialami oleh komponen dibandingkan dengan ketebalan ulir.
- Tekanan permukaan pada komponen cukup berperan dalam terjadinya kegagalan.

Beberapa analisis yang disarankan untuk mengetahui performance screw press secara komprehensif antara lain saran:

- perlunya analisis proses *surface treatment* pada permukaan kontak komponen.
- Perlu dilakukan analisis gesekan (tribologi) pada komponen.
- Perlu dilakukan penelitian mengenai karakteristik material kelapa sawit.

5. DAFTAR PUSTAKA

1. Analysis Guide, MSC.Nastran for Windows v4.5, Msc.Software Corp., 1999.
2. A. Spivakovsky and V. Dyachkov, "Conveyors and Related Equipment", Peace Publishers, Moscow, 1965.
3. Robert C. Juvinall, "Engineering Considerations of Stress, Strain, and Strength", McGraw-Hill International, Singapore, 1967.
4. George E. Dieter, "Engineering Design, A Materials and Processing Approach", 3rd Edition, McGraw-Hill International, Singapore, 2000.
5. Gustav Niemann, "Machine Elements", vol II, Springer International, Student Edition, Berlin, 1978.
6. J.E. Shigley and Charles R. Mischke, "Mechanical Engineering Design", 5th Edition, McGraw-Hill International, Singapore, 1989.
7. E.P. Popov, "Mechanics of Materials", 2nd Edition, Prentice-Hall Inc. Englewood Cliffs, New Jersey, 1978.
8. Williams, A. K., "Oil, Fats, and Fatty Foods, Their Practical Examination", 3rd Edition, J. & A. Churchill Ltd, London, 1950.
9. Salunkhe, D. K., "World Oilseeds, Chemistry, Technology, and Utilization", Van Nostrand Reinhold, New York, 1990.