

Achmad Zainuri  
achmadzainuri70@yahoo.co.id

Sujita

Alam Lawe Popo

Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknik  
Universitas Mataram

## TEGANGAN MAKSIMUM DAN FAKTOR KEAMANAN PADA POROS ENKOL DAIHATSU ZEBRA ESPASS BERDASARKAN METODE NUMERIK

*The purpose of this study was to determine the maximum stress and safety factor on the crankshaft Daihatsu Zebra Espass based on numerical methods. Material is selected as the crankshaft material is AISI 1053 steel. This numerical method uses CATIA software program to determine the maximum stress based on Von Mises failure theory. Research procedure begins by measuring the dimensions of the crankshaft Daihatsu Zebra Espass, then draw and analyze. Results of analysis in the form of images that show the stress distribution that occurs in the elements of the crankshaft. From the analysis results can be concluded that the highest maximum stress occurred in the area of the crankshaft fillet into 4 at the position 360o angle of 86.5 MPa with the lowest safety factor of 4.22.*

*Keywords: crank shaft, CATIA, maximum stress, safety factor.*

### Pendahuluan

Perkembangan teknologi dalam bidang otomotif merupakan salah satu bidang teknologi yang perkembangannya sangat pesat. Hal ini dilakukan untuk mendapatkan kesempurnaan efisiensi dan keamanan dari mobil itu sendiri. Dalam bidang desain, perancangan konstruksi mesin sangatlah mempengaruhi unjuk kerja mobil seperti efisiensi bahan bakar, kecepatan dan akselerasi, daya dan getaran yang dihasilkan serta umur mesin itu sendiri.

Ketika proses pembakaran terjadi di dalam silinder, energi yang dihasilkan oleh gas pembakaran sangatlah tinggi. Energi ini diberikan kepada piston yang diteruskan oleh *connecting rod* yang hubungkan dengan poros engkol (*crankshaft*). Fungsi poros engkol adalah untuk mentransmisikan daya dari hasil pembakaran ke *fly wheel* yang kemudian ditransmisikan ke gear box atau kopling menjadi daya berguna untuk menggerakkan roda mobil, radiator, dynamo dan kompresor AC. Jika tekanan gas pembakaran melebihi tegangan maksimum pada poros engkol, maka kerusakan tak dapat dihindarkan.

Untuk menghindari terjadinya kerusakan pada komponen poros engkol, maka dilakukan perancangan terlebih dahulu untuk mengetahui distribusi tegangan sebelum dilakukan eksperimen. Perancangan secara analitis memerlukan waktu yang sangat lama dan sangat rumit. Kemudian metode eksperimen memerlukan biaya yang sangat mahal. Salah satu alternatif yang lebih mudah dan efisien adalah metode numerik menggunakan program

perangkat lunak (*software*) seperti ABAQUS, NASTRAN atau CATIA. Menurut Rifky (2007), metode numerik telah membuktikan kehandalannya dalam memecahkan persoalan-persoalan di bidang mekanika.

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui tegangan maksimum dan faktor keamanan pada poros engkol (*crankshaft*) Daihatsu Zebra Espass berdasarkan metode numerik menggunakan program *software* CATIA V5R14.

### CATIA

Program *CATIA (Computer Aided Three-Dimensional Interactive Application)* merupakan program komputer yang dibuat dengan mendasarkan pada teori yang terdapat dalam perumusan metode elemen hingga. Aplikasi untuk desain dan analisa yang ditawarkan atau diberikan oleh *CATIA* adalah sebagai berikut :

- CATIA* untuk desain (gambar geometri)
- CATIA* untuk pembuatan model elemen hingga.
- CATIA* untuk perhitungan berbasis metode elemen hingga.
- CATIA* untuk menampilkan hasil dan analisa detail dari perhitungan.

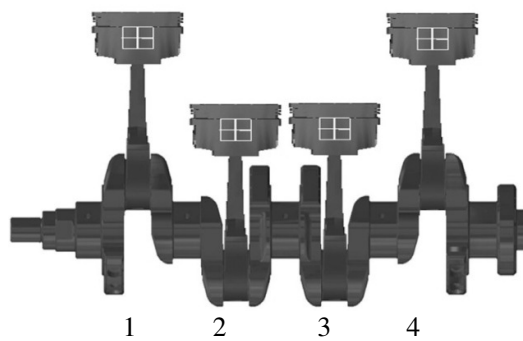
*CATIA V5 Release 14* merupakan program desain grafis tiga dimensi yang dibuat oleh *Dassault System* yang mampu membuat gambar dan analisis dalam bidang teknik.

### Poros Engkol (*Crankshaft*)

#### Sistem Kerja poros engkol

Dalam sistem pembakaran 4 silinder, bentuk dari poros engkol sangatlah menentukan

terutama dari posisi tempat *conrod* dengan posisi dudukan di Blok engine sendiri, terutama sudutnya. Karena sudut yang dibentuk antara kedua posisi tersebut akan menentukan unjuk kerja dari mesin itu sendiri. Urutan kerja poros engkol adalah 1, 3, 4 dan 2, artinya ketika piston 1 terjadi pembakaran pada ruang bakar 1 maka akan disusul pembakaran pada ruang bakar 3 untuk piston 3, kemudian akan diikuti dengan pembakaran pada ruang bakar ke 4 untuk piston 4 dan kemudian piston 2 kembali ke piston 1 dan seterusnya berulang selama mesin beroperasi. Sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 1 berikut:



Gambar 1: Mekanisme poros engkol

Baja karbon sedang (AISI 1029-1053, 1137-1151 dan 1541-1552) dapat diperlakukan panas untuk mendapatkan keseimbangan dari keliatan dan kekuatan tinggi. Baja jenis ini banyak digunakan pada komponen-komponen berukuran besar dan komponen-komponen mesin seperti poros engkol, bolt, tubing, gear dan lain-lain. ([www.efunda.com](http://www.efunda.com))

**Gaya-gaya pada Poros Engkol**

Gaya-gaya yang terjadi pada poros engkol adalah gaya gesek pada *bearing*, gaya yang diterima dari *conrod*, dan gaya yang diakibatkan oleh berat dari poros engkol itu sendiri seperti pada Gambar 2. Torsi mesin (*engine torque*) dapat dicari melalui persamaan-persamaan berikut ini.

$$T_{total} = T_g + T_i \tag{1}$$

$$\tag{2}$$

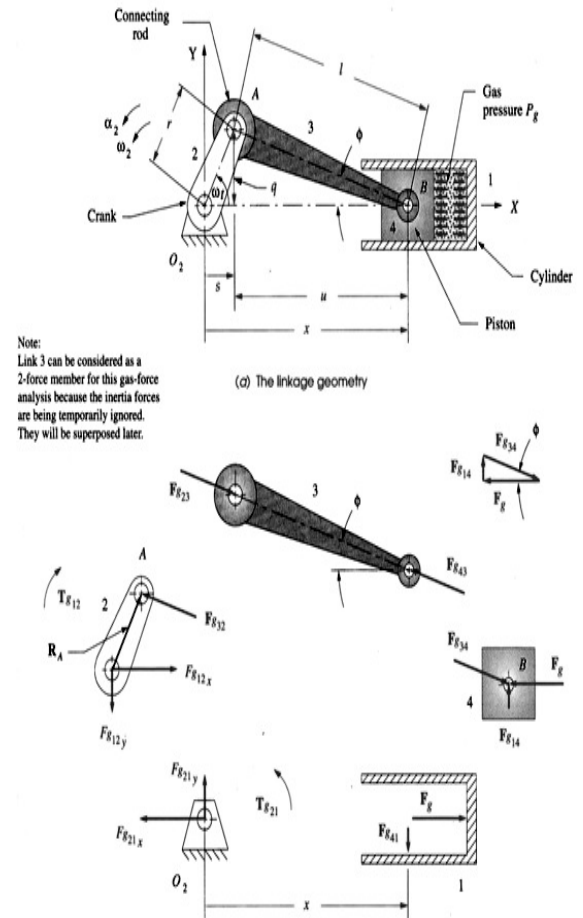
$$\tag{3}$$

$$\tag{4}$$

Keterangan :

$T_{total}$  : total *engine torque*;  $T_g$ : torsi gas;  $T_i$ : torsi inersia;  $F_g$  : gaya gas;  $r$  : panjang lengan poros

engkol;  $l$  : panjang *connecting rod*;  $m_{3b}$ : massa *connecting rod* yang bekerja pada *wrist pin*;  $m_4$ : massa *piston*;  $\omega$ : kecepatan putaran poros engkol;  $\omega t$ : besar sudut putaran poros engkol.



Note: Link 3 can be considered as a 2-force member for this gas-force analysis because the inertia forces are being temporarily ignored. They will be superposed later.

Gambar 2 : Posisi *fourbar slider – crank linkage* dan analisis *gas force* (Norton, 1999)

Dari analisa dinamik yang dilakukan memiliki hasil tegangan yang lebih realistis dari analisa statik. Keakuratan tegangan yang terjadi pada poros engkol yang disebabkan oleh gaya inersia dan gaya dari hasil pembakaran pada ruang bakar yang menyebabkan gaya torsi dan gaya bending pada poros engkol. David dkk (2009) mengatakan, secara umum untuk semua komponen mesin menggunakan faktor keamanan 1,5. Sedangkan Roger dkk (2005) dalam analisa mesin bensin 1,8L, untuk kecepatan tinggi yaitu 5000-7000 rpm, faktor keamanan yang digunakan adalah 1,5-2,0.

Faktor keamanan yang digunakan pada rangka dihitung berdasarkan perbandingan

tegangan luluh (*yield strength*) pada material yang digunakan dengan tegangan *von mises* maksimum seperti dibawah ini.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_e} \quad (5)$$

Dimana,  $n$  = faktor keamanan;  $S_y$  = *Yield Strength*;  $\sigma_e$  = Tegangan *Von Mises* Maksimum analisa. (Purnomo:2009)

**Tegangan Von Misses**

Pada elemen tiga dimensi, bekerja tegangan searah sumbu x, y dan z. pada tiap-tiap sumbu dapat diketahui tegangan utama ( $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ) yang dihitung dari komponen tegangan dengan persamaan berikut:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_0 & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_0 \end{bmatrix} = 0$$

Dimana:  $\sigma_0$  = Tegangan utama yang bekerja pada sumbu;  $\sigma_x$  = Tegangan arah sumbu x;  $\sigma_y$  = Tegangan arah sumbu y;  $\sigma_z$  = Tegangan arah sumbu z;  $\sigma_{xy}$  = Tegangan arah sumbu xy;  $\sigma_{xz}$  = Tegangan arah sumbu xz;  $\sigma_{yz}$  = Tegangan arah sumbu yz

Penggabungan tegangan regangan utama pada suatu elemen merupakan suatu cara untuk mengetahui nilai tegangan maksimum yang terjadi pada elemen tersebut. Salah satu cara mendapatkan tegangan gabungan adalah dengan menggunakan formula tegangan *Von Misses* yaitu:

$$\sigma_e = \left( \frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \right)^{0.5} \quad (6)$$

Dimana,  $\sigma_e$  = Tegangan maksimum;  $\sigma_1$  = Tegangan utama 1;  $\sigma_2$  = Tegangan utama 2;  $\sigma_3$  = Tegangan utama 3.

**Metode Penelitian**

**Penggambaran dan Pemodelan**

Tahap pemodelan diawali dengan cara mempersiapkan peralatan dan bahan untuk menggambar poros engkol sesuai dengan dimensi sesungguhnya. Alat dan bahan yang digunakan adalah jangka sorong, mistar, timbangan digital, computer, dan poros engkol. Selanjutnya memasukkan data spesifikasi Daihatsu Zebra Espass (Tabel 1) dan sifat material (Tabel 2) serta menghitung gaya-gaya

pada poros engkol. Setelah itu dilakukan pemodelan dengan program CATIA untuk mengetahui tegangan maksimum menurut teori Von Mises.

Tabel 1: Spesifikasi Daihatsu Zebra Espass

MESIN	
Tipe	Tipe HD-C bensin (premium), sejajar-4 silinder, 4 langkah, 16 valve, SOHC dan berpendingin air
Kapasitas mesin	1,589 cc
Tenaga kuda maksimum	82 HP/ 5600 rpm
Torsi maksimum	12,5 kg-m (123 Nm)/ 3200 rpm
TRANSMISI	
Jenis	Manual, 5 kecepatan maju, 1 mundur, tongkat pemindah di lantai
Perbandingan gigi	Gigi 1 : 3,752 Gigi 2 : 2,182
	Gigi 3 : 1,428 Gigi 4 : 1,000
	Gigi 5 : 0,774 Mundur : 3,942
Rasio gigi akhir	4,222

[http://www.capellagroup.com/cm/spec\\_zebra\\_espas\\_s.html](http://www.capellagroup.com/cm/spec_zebra_espas_s.html)

**Data Spesifikasi Daihatsu Zebra Espass**

Data yang digunakan untuk analisis tegangan Von Misses dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 2: Data properties material (*ASM Metals Reference Book Third Edition 1993* dan [www.efunda.com](http://www.efunda.com))

Material <i>Crankshaft</i>	AISI 1053
Modulus Young ( $10^{11}$ N/m <sup>2</sup> )	1,9-2,1
Poisson Ratio	0,3
Density (1000Kg/m <sup>3</sup> )	8,03
Thermal Expansion ( $10^{-6}/^{\circ}$ K)	13,5
Yield Strength ( $10^8$ N/m <sup>2</sup> )	3,654

**Hasil Dan Pembahasan**

**Hasil Analisa Gaya**

Besarnya gaya yang diterima oleh masing-masing poros engkol adalah daya maksimum dibagi 4 silinder yaitu 82/4 adalah 20,5 HP, dikonversi kedalam Newton maka besar gaya masing-masing yang diterima oleh piston

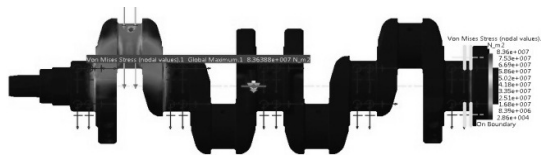
yang ditransfer ke poros engkol adalah 4527,08 N. Jadi gaya yang diterima untuk setiap sudut dapat dilihat pada Tabel 3 berikut:

Tabel 3. Besar gaya yang diterima untuk masing-masing posisi sudut *crank* (engkol)

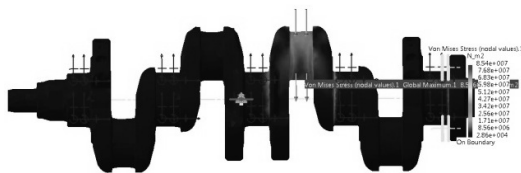
Sudut <i>t crank</i>	Besar gaya (N)			
	<i>Crank 1</i>	<i>Crank 2</i>	<i>Crank 3</i>	<i>Crank 4</i>
0°	4527,08	0	0	0
180°	0	0	4527,08	0
360°	0	0	0	4527,08
540°	0	4527,08	0	0

**Hasil Analisa Tegangan Von Mises**

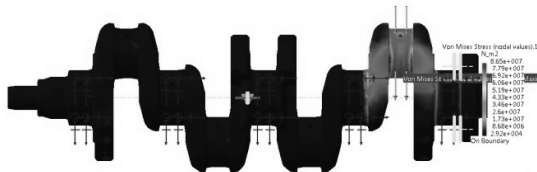
Dari hasil analisa simulasi yang dilakukan didapatkan tegangan *Von Mises* pada poros engkol untuk kondisi maksimum sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 3, 4, 5, dan 6 dibawah ini:



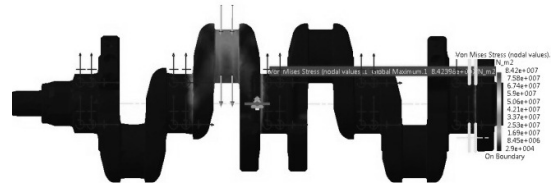
Gambar 3: Hasil analisa poros engkol untuk pada sudut 0°



Gambar 4: Hasil analisa poros engkol untuk pada sudut 180°



Gambar 5: Hasil analisa poros engkol untuk pada sudut 360°



Gambar 6: Hasil analisa poros engkol untuk pada sudut 540°

Hasil analisa tegangan maksimum dan faktor keamanan untuk masing-masing posisi sudut putaran dari poros engkol dapat dilihat pada Tabel 4 berikut ini.

Tabel 4: Tegangan maksimum dan faktor keamanan.

Uraian	Posisi sudut putaran			
	0°	180°	360°	540°
Tegangan maksimum (MPa)	83,6	85,4	86,5	84,2
Faktor Keamanan	4,37	4,28	4,22	4,31
<i>Displacement</i> (mm)	1,19	1,24	1,25	1,22
Keterangan	Aman	Aman	Aman	Aman

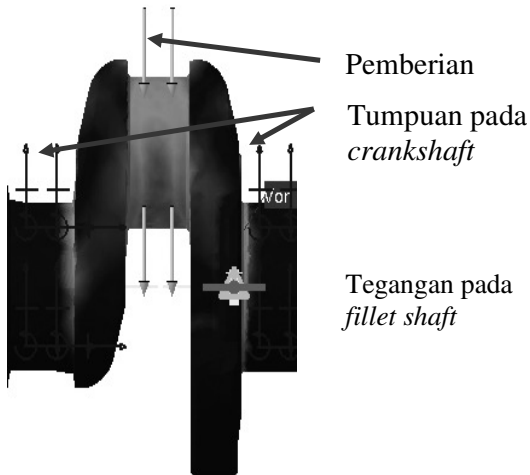
**Hasil Analisa Displacement**

*Displacement* merupakan pergeseran/ perpindahan yang terjadi pada material akibat pembebanan yang diberikan. Hal ini untuk membantu menjelaskan keamanan terutama umur penggunaan material dalam suatu konstruksi, dimana semakin besar tegangan maka *displacement* pun semakin besar maka tingkat keamanannya semakin kecil begitu juga sebaliknya. Hasil analisa displacement dapat dilihat pada Tabel 4.

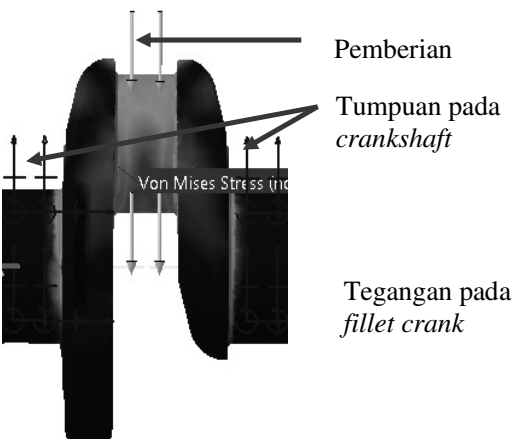
**Pembahasan**

Dari hasil analisa tegangan (tegangan Von Mises, memperlihatkan bahwa daerah terjadinya tegangan maksimum adalah pada *fillet* masing-masing *crank* tempat terjadinya pembebanan ataupun pada *fillet* ataupun *shaft* dari *crankshaft* tersebut. Hal ini dikarenakan oleh tumpuan bearing yang diberikan, yaitu dengan mengikuti pembebanan merata pada batang. Dalam pembebanan batang yang merata dari sebuah batang ataupun benda pejal yang diberikan tumpuan statis pada setiap ujungnya, maka tegangan maksimum akan terjadi pada daerah

tumpuan tersebut. Pada *fillet*, hal ini bisa terjadi karena pada *fillet* itu memiliki luas penampang paling kecil dibanding dengan penampang lainnya. Sebagaimana rumus dasar dari tegangan telah diperlihatkan didalam landasan teori, dimana konsep dasar dari tegangan adalah besarnya gaya dibagi dengan luas penampangnya yaitu  $F/A$ . Untuk tegangan yang terjadi pada *crank* dan *fillet* diperlihatkan oleh Gambar 7 dan 8 berikut:



Gambar 6: Tegangan maksimum pada crankshaft yang terjadi pada shaft



Gambar 7: Tegangan maksimum pada crankshaft yang terjadi pada crank

Tegangan maksimum terbesar terjadi pada sudut putaran  $360^\circ$  sebesar 86,5 MPa dengan faktor keamanan 4,22 serta displacement 1,25 seperti pada Tabel 4. Hal ini menunjukkan bahwa kriteria pemilihan material terletak pada posisi sudut putaran  $360^\circ$ . Semakin besar tegangan yang terjadi pada material akan

memberikan jaminan keamanan konstruksi yang rendah dan displacement yang lebih besar. *Displacement* merupakan berubahnya posisi/bentuk material dari bentuk semula karena tegangan yang diberikan. Oleh karena itu besarnya tegangan dan pusat pembebanan mempengaruhi besarnya *displacement* yang terjadi. Jika tegangan yang terjadi besar maka *displacement* yang terjadi juga akan besar, begitupun juga sebaliknya jika tegangan yang terjadi kecil, maka *displacement* yang terjadi juga kecil.

### Kesimpulan

Dari hasil analisa dan pembahasan yang dilakukan, dapat disimpulkan bahwa:

1. Tegangan maksimum tertinggi terjadi didaerah *fillet* pada poros engkol ke 4 pada posisi sudut putaran  $360^\circ$  sebesar 86,5 MPa. Sehingga bagian ini harus menjadi perhatian dalam setiap desain *crankshaft*.
2. Faktor keamanan tertinggi terjadi pada poros engkol ke 1 pada posisi sudut putaran  $0^\circ$  sebesar 4,37 dan yang terendah pada poros engkol ke 4 pada posisi sudut putaran  $360^\circ$  sebesar 4,22. Hal berarti bahwa kondisi konstruksi poros engkol masih melebihi batas keamanan yang diijinkan yaitu 1,5 – 2,0.

### Daftar Pustaka

- ASM International. 1993. *ASM Metals Reference Book Third Edition*. ASM INTERNATIONAL PRINTED: UNITED STATES OF AMERICA
- Daryono. 2007. *Analisa umur pegas daun pada suspensi kendaraan roda empat*.: Lembaga Penelitian Universitas Muhammadiyah Malang: Malang.
- Hariandja, B. 1997. *Mekanika Bahan dan Pengantar Teori Elastisitas*. Erlangga: Jakarta.
- [http://www.capellagroup.com/cm/spec\\_zebra\\_esp\\_ass.html](http://www.capellagroup.com/cm/spec_zebra_esp_ass.html) (Akses 17 Juli 2010).
- Indrakto, Rifky Tatang. 2007. *Analisis Pembebanan Statik dengan Variasi Temperature pada Connecting Rod Motor Honda Tipe Grand 100 cc Dengan Material Baja AISI 1006, AISI 1040 dan AISI 1070 Menggunakan Software CATIA V5R14*. Fakultas Teknik UNS: Semarang.
- Material Property Data (www.efunda.com). (Akses 10 Juli 2010).
- Norton, R.L.. 1999. *Design of Machinery – An Introduction to Synthesis and Analysis of Mechanism, 2<sup>nd</sup> Edition*. Mc Graw – Hill: Singapore.

- Surdia, Tata M.s. 2000. *Pengetahuan Bahan Teknik*. Pradnya Pratama: Jakarta.
- Sykes, David M,dkk. 2009. *Development of A Lightweight, Multi Fuel Capable, 30-kWe APU For Non-Primary Power*. GVSETS.
- Vijayaraja, S. 2008. *Finite Element Analysis of Critical Components of The 2.6L Gasoline Engine*. AVTEC: India
- Weaver W. Jr., Johnston, P. R. 2003. '*Elemen Hingga Untuk Analisis Struktur*'. Edisi Kedua. Eresco: Bandung.
- Waldron, Kenneth J., Gary L. Kinzel. 1999. *Kinematics, Dynamics and Design of Machinery*'. John Wiley & Sons, Inc: USA
- Daily, Roger B, dkk. 2005. *Crankshaft Durability of Rover K-Series Engine: "Comparison of ENGDYN Analysis with Dynamic Measurement"*. BMW Group: UK