

ANALISIS GAYA-GAYA YANG BEKERJA PADA CRANKSHAFT EMPAT SILINDER

Benjamin, G. Tentua*

Abstrak

Crankshaft (poros engkol) adalah bagian dari mekanisme mesin yang berfungsi untuk mengubah pergerakan translasi menjadi pergerakan rotasi. Crankshaft in-line multi silinder sering didapatkan pada banyak kendaraan roda empat, contohnya adalah crankshaft empat silinder pada mesin 5K yang diamati pada penelitian kali ini. Pada crankshaft multi silinder, tiap silinder menghasilkan gaya dari proses berbeda memunculkan tegangan kombinasi berfluktuasi dinamis yang dapat menimbulkan kegagalan akibat kelelahan (fatigue). Hasil analisis diketahui bahwa gaya-gaya yang bekerja pada crankshaft adalah gaya inersia, gaya yang terjadi dalam ruang pembakaran, gaya connecting rod. Dan gaya maksimum yang dihasilkan oleh crank shaft terjadi pada proses ekspansi yaitu pada sudut 375^0 , dimana gaya pada conenecting rod adalah sebesar -22009 N, Gaya ini bekerja kepada crank pin. Gaya inersia yang terjadi pada adalah sebesar - 4350 N.

Kata kunci: Crankshaft multi silinder, Gaya connecting road, Gaya Inersia

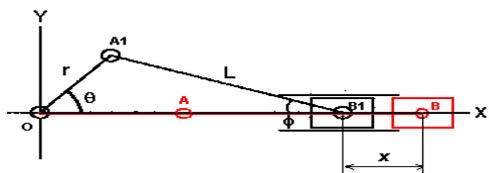
I Pendahuluan

Crankshaft merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya secara translasi menjadi rotasi. Crankshaft in-line multi silinder sering didapatkan pada banyak kendaraan roda empat. Dalam penggunaannya, crankshaft menerima beban berulang (cyclic load) yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan (failure). Pada kendaraan multi silinder, setiap siklus yang terjadi untuk menghasilkan daya bagi mesin, dipengaruhi oleh besarnya gaya. Gaya maksimum yang terjadi pada setiap langkah kerja dari poros engkol sangat mempengaruhi kinerja dari suatu poros engkol, karena akibat dari bekerjanya gaya tersebut akan menyebabkan kegagalan crankshaft, karena adanya kombinasi tegangan yang disebabkan karena gaya tersebut. Besarnya distribusi tegangan sangat dipengaruhi gaya-gaya tersebut.

II. Tinjauan Pustaka

2.1. Analisis Dinamika pada Mekanisme Slider Crank

Perpindahan posisi piston (X) dapat dihitung dengan rumusan sebagai berikut.



Gambar 2.1. Mekanisme Selinder Crank Shaft

$$X = B_1B = B_0 - B_1O$$

$$X = (l+r) - (l \times \cos \phi + r \times \cos \theta)$$

$$X = r \left[(n+1) - (\sqrt{n^2 - \sin^2 \theta} + \cos \theta) \right]$$

$$X = r \left[(1 - \cos \theta) + (n - \sqrt{n^2 - \sin^2 \theta}) \right]$$

Kemudian dari turunan pertama dan kedua dari perpindahan kita peroleh kecepatan dan percepatan piston sebagai berikut :

$$V = r\omega \left[\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\sqrt{n^2 - \sin^2 \theta}} \right]$$

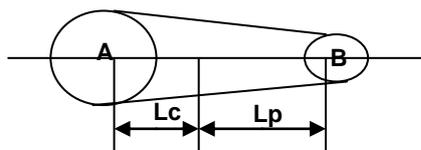
Apabila $n^2 \geq \sin^2 \theta$ maka :

$$V = r\omega \left[\sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2n} \right]$$

$$a = r\omega^2 \left[\cos \theta + \frac{\cos 2\theta}{n} \right]$$

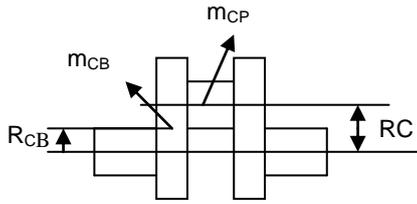
2.2. Perhitungan Gaya-Gaya yang Bekerja

- Gaya gaya yang bekerja pada connecting rod



Gambar 2.2. Distribusi Massa Connecting Rod

* Benjamin Tentua, Dosen Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Unpatti



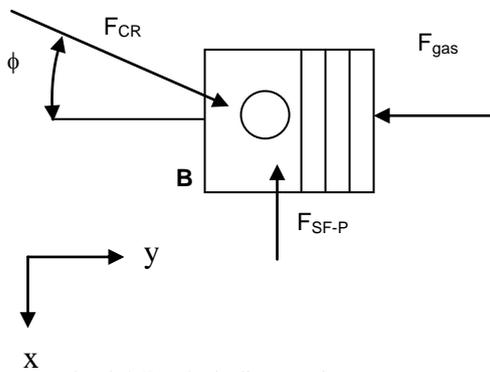
Gambar 2.3. Distribusi Massa Crankshaft 1 Silinder

$$m_B = m_{pist} + m_{CR} \cdot \frac{LC}{L}$$

$$m_A = m_{CR} \cdot \frac{Lp}{L} + m_{CP}$$

$$m_Z = 2 \cdot m_{CB} \cdot \frac{RCB}{R}$$

Persamaan Gaya Piston



Gambar 2.4. Free body diagram piston

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_g - F_{CR} \cos \phi = m_B \times a$$

$$F_{CR} = \frac{F_g - m_B \times a}{\cos \phi}$$

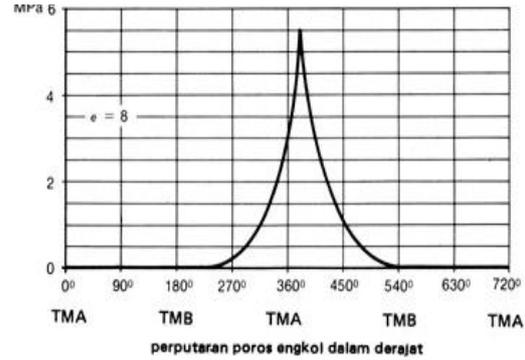
$$F_{CR} = [F_g - F_i] \sec \phi$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{SF-P} - F_{CR} \sin \phi = 0$$

$$F_{SF-P} = [F_g - F_i] \tan \phi$$

- Gaya Gas yang Terjadi pada Ruang Bakar (F_g)
Gaya maksimum dan minimum didapatkan dari Grafik $P(\psi)$ diambil nilai P terbesar tiap langkahnya dikalikan luasan penampang silinder

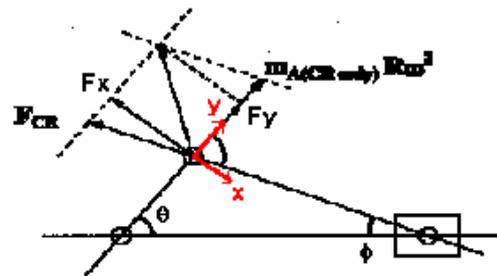


Gambar 2.5. Grafik Tekanan pada Salah Satu Silinder Mesin

Gaya-gaya pada Crank Pin Dengan Referensi Lengan Poros Engkol Dalam Sistem Sumbu Lokal :
Gaya sentrifugal pada crank pin:

$$F_{Rot} = m_A \times R \times \omega^2$$

$$F_y = m_A \times R \times \omega^2 - F_{cr} \times \sin(90 - \alpha)$$



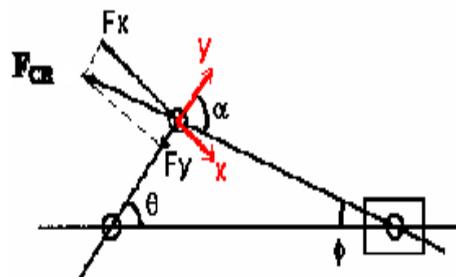
Gambar 2.6. Berbagai Gaya-gaya yang Timbul pada Crank Pin

Dengan menggunakan bobot balans momen-momen primer dapat dibalans". Dalam hal ini gaya inersia dari bobot tersebut juga saling meniadakan. Sehingga gaya yang tersisa adalah

$$F_y = F_{cr} \times \sin(90 - \alpha)$$

$$F_x = F_{cr} \cos(90 - \alpha)$$

$$F_x = F_{cr} \sin(\theta + \phi)$$



Gambar 2.7. Gaya-gaya F_x dan F_y pada Crank Pin dengan Referensi Lengan Crank

Jadi $F_{CP} = F_{CR} = \sqrt{Fx^2 + Fy^2}$

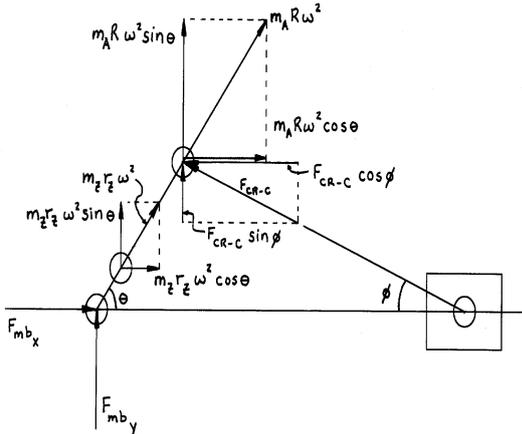
- Torsi/Momen Putar yang dihasilkan :

$$T = F_{CR} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi - \delta\right)R$$

$$T = [F_g - F_i] \tan \delta \left[c \times \frac{R \times \sin \varphi}{\sin \delta} + R \times \cos \varphi \right]$$

$$T = [F_g - F_i] \tan \delta (L \times \cos \delta + R \times \cos \varphi)$$

- Gaya-gaya yang bekerja pada Crank Journal :



Gambar 2.8. Free Body Diagram pada Crank Dalam Koordinat Umum

$$\Sigma Fy = 0$$

$$Fy = [F_g - F_i] - [(m_A \times R \times \omega^2 + m_Z \times r_Z \times \omega^2) \cos \varphi]$$

$$\Sigma Fx = 0$$

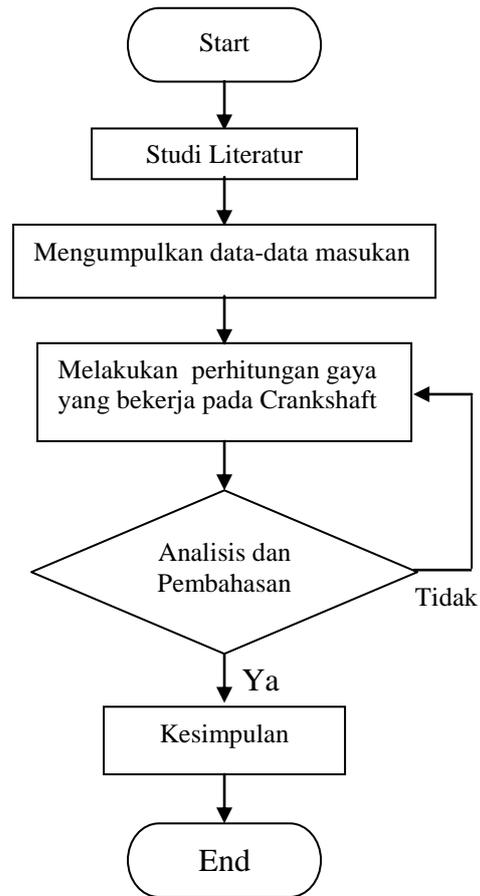
$$Fx = [F_g - F_i] \tan \delta + (m_A \times R \times \omega^2 + m_Z \times r_Z \times \omega^2) \sin \varphi$$

III. Metodologi Penelitian

Secara garis besar langkah-langkah penelitian terdiri dari tahap-tahap sebagai berikut:

1. Memahami kondisi operasional pada Crankshaft Empat Silinder.
2. Mendapatkan data geometri
3. Menggambar Diagram Benda Bebas dari gaya-gaya yang bekerja pada Crankshaft Empat Silinder.
4. melakukan Perhitungan Gaya-gaya Yang bekerja Pada Crankshaft Empat Silinder

3.2. Flowcart Penelitian

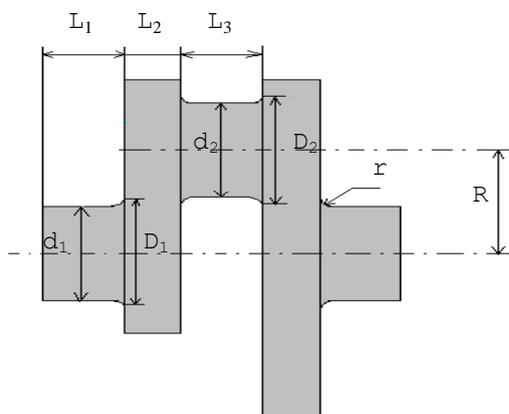


3.3. Data Geometri

Data Geometri crankshaft yang diperoleh yaitu

Tabel 3.1. Properties Material Crankshaft

E (MPa)	σ_y (MPa)	σ_u (MPa)	Y
2.1×10^4	422	686	0.28



Gambar . 3.1. Crankshaft Satu Silinder dengan Dimensinya.

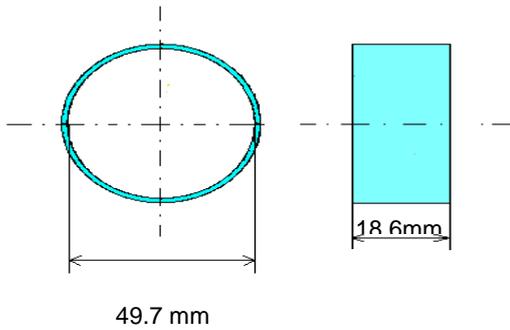
Dimana :

$$L_1 = 26 \text{ mm} \quad L_2 = 18 \text{ mm} \quad L_3 = 26 \text{ mm}$$

$$D_1 = 50 \text{ mm} \quad D_2 = 50 \text{ mm} \quad d_1 = 47 \text{ mm}$$

$$d_2 = 47 \text{ mm} \quad r = 15 \text{ mm} \quad R_c = 55 \text{ mm}$$

Dimensi journal bearing dan bearing crank pin diperoleh melalui pengukuran langsung oleh penulis yang ditunjukkan oleh gambar berikut.



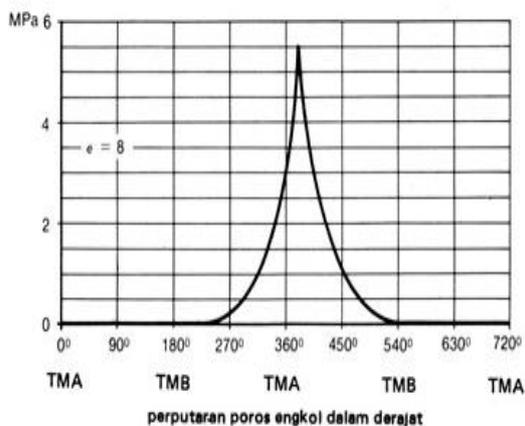
Gambar 3.2. Bearing Crank Pin dan Dimensinya

3.4. Data Teknis Kondisi Pengujian

Crankshaft yang diamati adalah crankshaft empat silinder dari mesin dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 3.2. Spesifikasi Mesin yang Digunakan

Type Mesin	Toyota Kijang 5K-Engine
Firing Order	1-2-4-3
Tekanan Maksimum	5.5 MPa
Jari-Jari Crank	55 mm
Putaran Mesin	4200 RPM
$W_A = W_{CR} \cdot \frac{Lp}{L} + W_{CP}$	2.9421 N
$W_B = W_{piston} + W_{CR} \cdot \frac{Lc}{L}$	3.9228 N

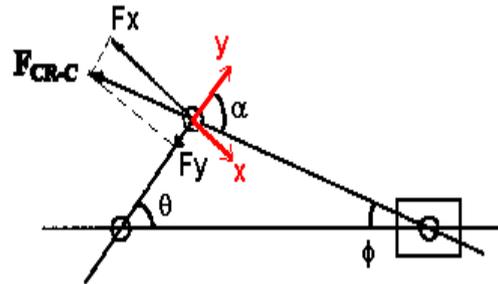


Gambar 3.3. Grafik Tekanan Pembakaran pada Crankshaft Satu Silinder

4. Hasil Perhitungan Dan Pembahasan

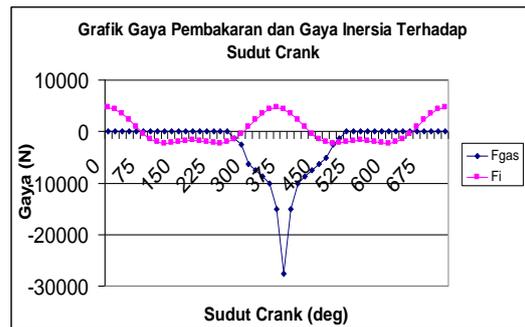
Dari data properties material pada table 3.1, maka dapat dihitung gaya-gaya yang bekerja pada sebuah crank shaft setiap 15⁰ putaran crankshaft. yang hasilnya sebagai berikut.

Gaya yang terjadi pada crankpin dapat dilihat pada Gambar berikut :

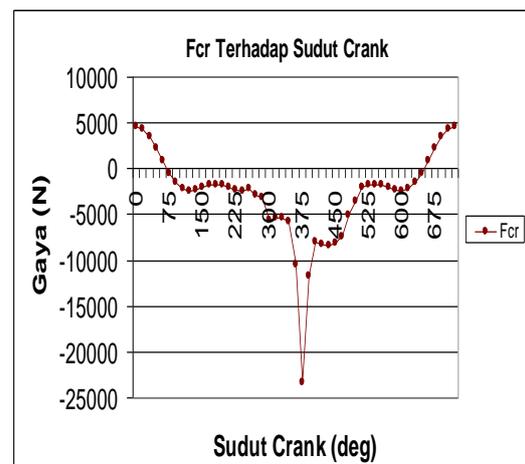


Gambar 4.1. Gaya-gaya F_x dan F_y pada Crank Pin dengan Referensi Lengan Crank.

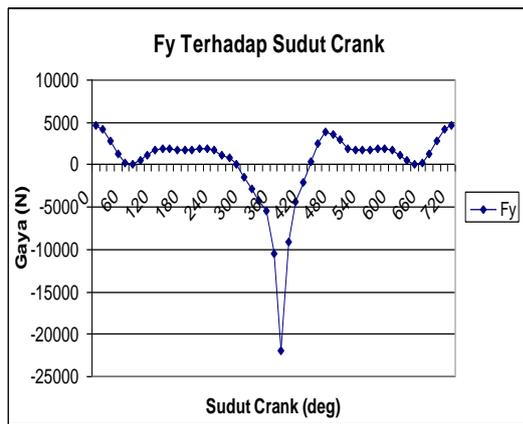
Besar gaya yang terjadi pada crank pin yaitu gaya F_x dan F_y dapat kita lihat dalam grafik berikut :



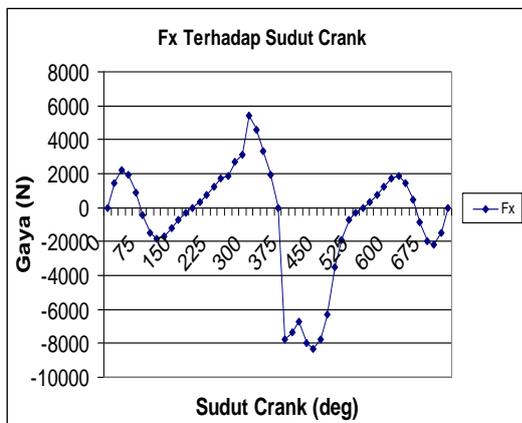
Gambar 4.2. Grafik Gaya Pembakaran dan Gaya Inersia



Gambar 4.3. Grafik F_{cr} Terhadap Sudut Crank



Gambar 4.3. Grafik Fy Terhadap Sudut Crank



Gambar 4.2. Grafik Fx Terhadap Sudut Crank

Keempat gambar diatas yang memuat grafik gaya-gaya yang bekerja sebagai beban aplikasi pada crankshaft . Selain gaya akibat tekanan pembakaran yang terjadi pada ruang bakar, gaya inersia oleh komponen mesin yang bekerja juga disertakan dalam mengaplikasikan gaya-gaya pada model crankshaft. Dari gambar-gambar diatas terlihat bahwa gaya maksimum terjadi pada saat proses ekspansi yaitu saat tekanan pembakaran maksimum terjadi pada sudut putaran 375⁰ crankshaft. Dimana diperoleh Gaya F_{cr} (gaya pada connecting rod) kepada crank pin sebesar 23351 N yang diuraikan terhadap sumbu cartesian menjadi F_x sebesar – 7800.15 N. Hal ini dapat menimbulkan terjadinya gaya reaksi pada journal bearing dan memunculkan tegangan aksial kearah x (S_x), tegangan geser langsung dan tegangan geser torsi (S_{zx}). dan F_y sebesar - 22009 N. Gaya ini mengakibatkan tegangan normal aksial (S_y), tegangan normal bending (S_z) oleh gaya reaksi pada journal bearing dan tegangan geser langsung (S_{yz}). Nilai positif-negatif pada keempat gambar diatas menunjukkan arah gaya.

V. PENUTUP

5.1. KESIMPULAN

Dari hasil analisis, maka dapat disimpulkan :

1. Gaya maksimum pada crankshaft terjadi pada saat proses ekspansi yaitu saat tekanan pembakaran maksimum pada sudut 375⁰.
2. Gaya F_x menimbulkan terjadinya gaya reaksi pada journal bearing dan memunculkan tegangan aksial kearah x (S_x), tegangan geser langsung dan tegangan geser torsi (S_{zx}). Gaya F_y mengakibatkan tegangan normal aksial (S_y), tegangan normal bending (S_z) oleh gaya reaksi pada journal bearing dan tegangan geser langsung (S_{yz}).

5.2. S a r a n

Dari hasil analisis maka perlu pengkajian lebih lanjut untuk menghitung besar tegangan yang terjadi pada crank shaft, baik secara statik maupun dinamik.

Daftar pustaka

1. Arismunandar, Wiranto., Tsuda, Koichi. 2002 “*Motor Diesel Putaran Tinggi*, Cetakan Kesembilan” Pradnya Paramita, Jakarta.
2. Berata, Wajan. “*Kekuatan Material (Strength of Material)*” Hand Out Kuliah Kekuatan Material, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.
3. Deutschman, A. D. 1975. “*Machine Design ; Theory and Practice*” Macmillan Publishing Co., Inc, New York.
4. Holowenko, A.R. 1955 “*Dynamics of Machinery*” Wiley, New York.
5. Martin, G.H. 1969 “*Kinematics and Dynamics of Machinery*” McGraw-Hill, New York.