

ANALISA PENYEBAB TERJADINYA KEAUSAN PADA *CRANK PIN BEARING* MESIN DIESEL HANSHIN MODEL LH36L

Didit Sumardiyanto dan Sri Endah Susilowati

Universitas 17 Agustus 1945 Jakarta

E-mail: didit.sumardiyanto@yahoo.co.id

ABSTRAK: Mesin diesel Hanshin Model LH36L adalah mesin yang dipergunakan sebagai mesin penggerak utama kapal. Tujuan penelitian ini dilakukan dikarenakan pada saat mesin diesel Merek HANSHIN tipe LH36L dioperasikan, terdengar getaran yang cukup kencang. Metode yang dilakukan dalam penelitian ini adalah dengan melakukan pembongkaran pada elemen-elemen penghasil daya dan mengukur massa dari masing-masing elemen yang diperlukan untuk perhitungan. Hasil penelitian menunjukkan dengan asumsi beban maksimal 130% dari daya keluaran mesin, besar daya efektif maksimal, $N_i = 3,628.00$ kW, tekanan indikator, $P_i = 307.00$ N/cm². Gaya dorong piston, $F_{gh} = 313,200.00$ N, gaya inersia *reciprocating*, $F_j = 62,316.00$ N, gaya total yang diterima pin piston, F_{sum} , dan gaya yang diterima *crank pin*, $F_{cr} = 377,341.00$ N. Beban-beban tersebut mengakibatkan tekanan rata-rata bidang, $k_{max} = 99,40$ kg/cm², dan karakteristik kerja bantalan, $\lambda_{cr} = 58.15$, yang masih dibawah toleransi. Kerusakan *crank pin bearing* disebabkan oleh adanya kotoran berupa karbon sisa pembakaran yang masuk ke dalam karter pelumas. Dari hasil penelitian disimpulkan bahwa telah terjadi adanya keausan pada *crank pin bearing*, yang menyebabkan timbulnya getaran. Perlu untuk diteliti penyebab atas kerusakan tersebut agar bisa dilakukan pencegahan sehingga terhindar dari masalah yang sama.

Kata kunci: Mesin diesel, pelumasan, keausan

ABSTRACT: HANSHIN diesel engine The LH36L model is a machine used as the main engine of the ship. The purpose of this research is done because at the time of diesel engine Brand HANSHIN, type LH36L operated, with a vibration that is quite fast. The method undertaken in this study is to perform disassembly on power generation elements and measure the mass of each element required for calculation. From the data obtained in the field, assuming a maximum load of 130% of the engine output power, the maximum effective maximum power, $N_i = 3,628.00$ kW, indicator pressure, $P_i = 307.00$ N / cm². The piston thrust force, $F_{gh} = 313,200.00$ N, reciprocating inertia force, $F_j = 62,316.00$ N, the total force received by the piston pin, F_{sum} , and force received by the crank pin, $F_{cr} = 377,341.00$ N. The loads result in the average field pressure, $k_{max} = 99.40$ kg / cm², and bearing work characteristics, $\lambda_{cr} = 58.15$, which is still below tolerance. So the damage to the crank pin bearing is caused by the presence of dirt in the form of carbon burning that comes into the lubricant charter. From the results of research indicates that there has been wear and tear on the crank pin bearing, which causes the occurrence of vibration. Need to investigate the cause of the damage so that it can be prevented so avoid the same problem.

Keywords: Diesel engine, lubrication, wear and tear

PENDAHULUAN

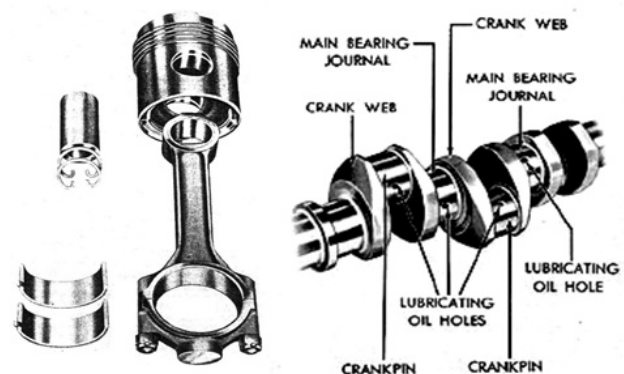
Latar belakang penulisan makalah ini bahwa motor bakar torak adalah mesin pembakaran dalam yang mengubah gaya translasi dari piston akibat gaya dorong dari hasil pembakaran menjadi gaya putar pada poros engkol. Pertemuan antara lengan ayun yang meneruskan gaya translasi dengan poros engkol terjadi pada *crank pin*. Untuk menghindari terjadinya gesekan, maka *crank pin* dipasang/didudukan pada sebuah bantalan luncur yang diberi pelumas.

Mesin diesel Hanshin Model LH36L adalah mesin yang dipergunakan sebagai mesin penggerak utama kapal, timbul getaran yang melebihi kondisi normalnya. Dari hasil pengecekan telah terjadi keausan pada bagian *crank pin bearing*.

Tekanan Maksimum

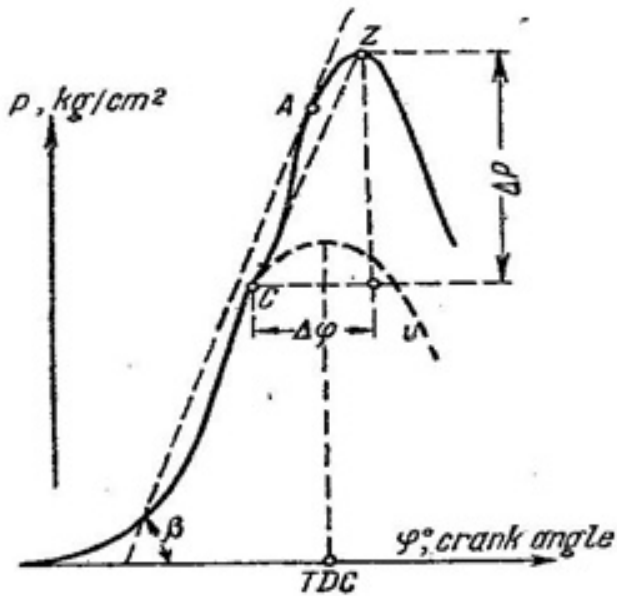
Tingginya tekanan maksimum di dalam ruang bakar, selain tergantung dari perbandingan kompresi juga dipengaruhi oleh tekanan udara pembakaran yang masuk ke dalam ruang bakar. Agar diperoleh

tekanan udara yang masuk ke silinder lebih besar, sistem pemasukan udara pada mesin-mesin diesel yang besar selalu dilengkapi dengan *turbocharger*.



Gambar 1. Elemen-Elemen Penerus Gaya Pembakaran

Menurut Petrowsky (1976:147) Lonjakan tekanan yang terjadi akibat terbakarnya bahan bakar di dalam silinder seperti terlihat pada Gambar 2



Gambar 2. Peningkatan Tekanan pada Berbagai Sudut Poros Engkol

Dinamika dalam Mekanisme Penghasil Daya

Akibat terjadinya reaksi kimia antara bahan bakar dengan udara pembakaran, maka terjadi lonjakan tekanan di dalam ruang bakar. Tekanan tersebut memberikan gaya dorong terhadap piston, sehingga menyebabkan piston menuju Titik Mati Bawah (TMA). Gerakan translasi piston tersebut diubah menjadi gaya rotasi pada poros engkol (*crank shaft*) dan menghasilkan torsi. Distribusi gaya pada mesin seperti terlihat pada Gambar 3.

Tekanan Indikator

$$P_i = \frac{N_r \cdot 60 \cdot 75 \cdot i}{V_d \cdot n \cdot z \cdot 10^4} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Dimana:

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm²)

V_d = Volume langkah piston

$$V_d = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \text{ (m}^2\text{)}$$

D = Diameter silinder

L = Panjang langkah Torak

n = Kecepatan putar poros engkol, rpm

z = Jumlah silinder

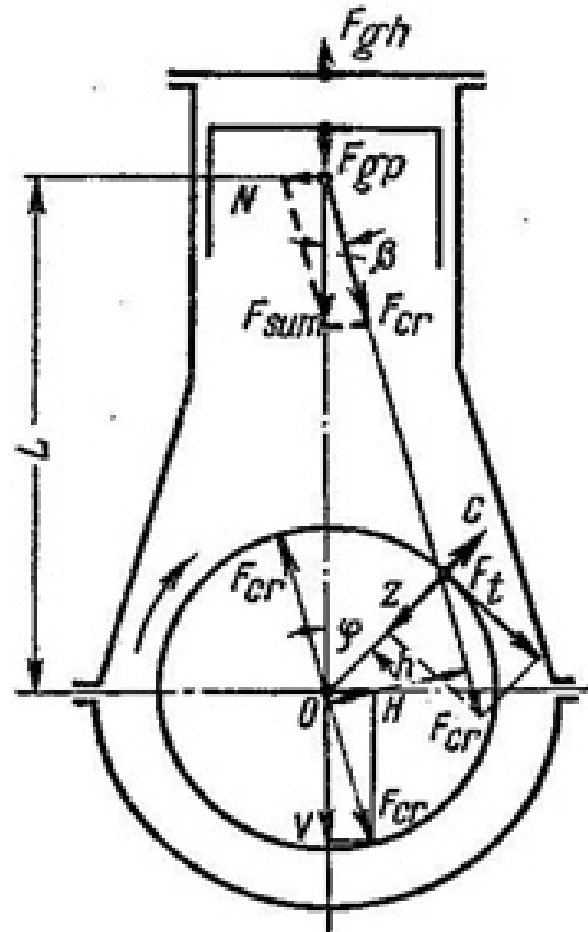
i = Rasio siklus, untuk mesin

Penyebab Terjadinya Kerusakan Lebih Awal Bantalan Crank Pin

Penyebab terjadinya kerusakan pada bantalan adalah berbagai macam. Dari hasil penelitian oleh “Clevitte 77”, penyebab terjadinya kerusakan lebih awal (rusak sebelum waktu normalnya) dari sebuah bantalan adalah:

MAJOR CAUSES OF PREMATURE BEARING FAILURE

Dirt	45,4%
Misassembly	12,8%
Misalignment	12,6%
Insufficient Lubrication	11,4%
Overloading	8,1%
Corrosion	3,7%
Improper Journal Finish	3,2%
Other	2,8%



Gambar 3. Diagram Gaya-gaya yang Terjadi pada Elemen Penerus Gaya

$$P_g = \frac{F_{gh}}{A} \dots\dots\dots 1$$

atau

$$F_{gh} = P_g \cdot A \dots\dots\dots 2$$

Dimana:

$P_g = P_{max}$ = Tekanan maksimum di dalam ruang bakar (kgf/cm²)

F_{gh} = Gaya dorong yang diterima piston (kgf)

A = Luas penampang melintang piston (cm²)

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

$F_{gh} = F_{gp}$

F_{gp} = Gaya yang diteruskan oleh pin piston (kgf)

Gaya inersia *reciprocating* adalah:

$$F_j = -m_p \cdot a = -\frac{W}{g} \cdot a \quad \dots\dots\dots 3$$

Dimana:

$$m_p = m_{pist} + m_{cr} = \text{massa piston} + \text{massa connecting rod}$$

a = percepatan piston (m/s)

$$a = r\omega^2(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad \dots\dots\dots 4$$

Dimana:

$$\lambda = \frac{r}{L}$$

r = 1/2 panjang langkap piston

L = Panjang *connecting rod*

ω = Kecepatan sudut poros engkol (rad/s)

φ = Sudut pergerakan *crank*

Untuk perhitungan diambil beban maksimum,

$$F_{sum} = F_{gp} + F_j + (m_p \cdot g) \quad \dots\dots\dots 5$$

Total keseluruhan gaya yang diterima oleh *crank pin*:

$$F_{cr} = \frac{F_{sum}}{\cos \beta} \quad \dots\dots\dots 6$$

Tekanan Rata-rata Bidang

$$k_{max} = \frac{F_{cr}}{A} (N/mm)^2 \quad \dots\dots\dots 7$$

Dimana:

F = gaya/beban (Newton)

A = luas bidang penahan, yaitu:

$$A = d \cdot L (mm^2)$$

d = Diameter jurnal

L = Tebal *connecting rod* (panjang jurnal)

Menurut Petrovsky (1976:355) batasan untuk beban pada bantalan *crank pin* adalah:

- 90 – 120 kg/cm² untuk *low speed diesel*

- 200 – 220 kg/cm² untuk *high speed diesel*

Karakteristik Kondisi Kerja Bantalan, menurut Petrovsky (1976:360):

$$\lambda_{cr} = \frac{v \cdot n}{P} \quad \dots\dots\dots 8$$

Dimana:

λ_{cr} = Karakteristik kondisi kerja bantalan, batasan

$$100 - 250 \frac{\text{Centipois} \cdot \text{rpm}}{P}$$

v = Viskositas dinamis untuk SAE 10W-50

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui penyebab terjadinya kerusakan pada bantalan *crank pin*. Apakah gaya yang diterima melampaui kekuatan materialnya atau ada penyebab lainnya.

METODOLOGI PENELITIAN

Metoda yang dilakukan dalam penelitian ini adalah dengan melakukan pembongkaran pada elemen-elemen penghasil daya dan mengukur massa dari masing-masing elemen yang diperlukan untuk perhitungan. Dari data-data yang diperoleh di lapangan, dengan asumsi beban maksimal 130% dari daya keluaran mesin, besar daya efektif maksimal, $N_i = 3.628,00$ kW, tekanan indikator, $P_i = 307,00$ N/cm². Gaya dorong piston, $F_{gh} = 313.200,00$ N, gaya inersia *reciprocating*, $F_j = 62.316,00$ N, gaya total yang diterima pin piston, F_{sum} , dan gaya yang diterima crank pin, $F_{cr} = 377.341,00$ N. Beban-beban tersebut mengakibatkan Tekanan rata-rata bidang, $k_{max} = 99,40$ kg/cm², dan karakteristik kerja bantalan, $\lambda_{cr} = 58,15$, yang masih dibawah toleransi. Sehingga kerusakan *crank pin bearing* disebabkan oleh adanya kotoran berupa karbon sisa pembakaran yang masuk ke dalam karter pelumas.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Data Hasil Penelitian

Spesifikasi Mesin

- | | |
|-------------------------------|--|
| 1. Merek | : HANSHIN |
| 2. Type | : LH36L, 4 <i>stroke engine, in-line</i> |
| 3. Diameter silinder | : 360 mm |
| 4. Panjang Langkah | : 670 mm |
| 5. Jumlah silinder | : 6 |
| 6. Putaran | : 270 rpm |
| 7. Kecepatan piston rata-rata | : 6,03 m/s |
| 8. Daya keluaran | : 1912 kW |

Dari hasil penelitian diperoleh seperti terlihat pada Tabel 1 berikut:

Tabel 1. Data Hasil Pengukuran

Item yang Diukur	Nilai
Massa piston (m_p) & <i>connecting rod</i> (m_{cr}), kg	186
Panjang <i>connecting rod</i> (L), m	1,34
Diameter jurnal <i>crank pin</i> (D), m	0,215
Tebal <i>connecting rod</i> , m	0,18
Tekanan kompresi rata-rata (P_{com}), kg/cm ²	12
Tekanan indikator rata-rata (P_{in}), kg/cm ²	18,5
Tekanan pelumas, kg/cm ²	3,3
Lebar celah ring piston, m	0,65 s.d. 0,8

Perhitungan

Daya Efektif Maksimum

Daya keluaran mesin, $N_e = 1912$ kW

Daya maksimum mesin 120% dari daya optimum mesin. Dalam perhitungan ini dipergunakan daya maksimum 130%, sehingga:
Daya Efektif, $N_e = 130\% \times 1912\text{kW} = 2486\text{kW}$

Daya Indikator

Daya indikator adalah daya yang dihasilkan dari proses pembakaran di dalam silinder, nilainya adalah:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m}$$

Dimana:

$$N_e = 2486 \text{ kW}$$

η_m = efisiensi mekanis, untuk mesin 4 tak dengan *turbocharger* berkisar menurut Petrovsky (1976:61) 0,80 sampai 0,88, diambil nilai maksimal.

Maka:

$$N_i = \frac{2486}{0,88} = 2825(\text{kW})$$

Tekanan Indikator

$$P_i = \frac{N_i \cdot 60 \cdot 102 \cdot i}{V_d \cdot n \cdot z \cdot 10^4} (\text{kg/cm}^2)$$

Dimana:

$$P_i = \text{Tekanan indikator, kg/cm}^2$$

$$V_d = \text{Volume langkah piston}$$

$$D = 360 \text{ mm,}$$

$$L = 670 \text{ mm}$$

$$V_d = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} = \frac{\phi \cdot (0,36)^2 \cdot 0,67}{4} = 0,0682(\text{m}^2)$$

$$n = 270 (\text{rpm})$$

$$z = 6 \text{ buah}$$

$$i = \text{rasio siklus, untuk mesin 4 tag} = 2$$

Maka tekanan indikator maksimum:

$$P_i = \frac{2825 \cdot 60 \cdot 102 \cdot 2}{0,0682 \cdot 270 \cdot 6 \cdot 10^4} = 31,3(\text{kg/cm}^2) = 307(\text{N/cm}^2)$$

Gaya Dorong terhadap Piston

$$F_{gh} = P_g \cdot A$$

Dimana:

$$F_{gh} = \text{Gaya dorong yang diterima piston}$$

$$P_{gh} = P_{i-max} = 307 \text{ N/cm}^2$$

$$A_{gp} = \text{Luas penampang melintang piston}$$

$$D = 0,36 \text{ m}$$

Maka,

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} (0,36)^2 = 0,108(\text{m}^2)$$

$$F_{gh} = F_{gp}$$

$$F_{gp} = \text{gaya yang diteruskan oleh pin piston ke connecting rod}$$

$$F_{gd} = 307(\text{N/cm}^2) \cdot 0,108(\text{m}^2) \cdot 10.000(\frac{\text{cm}^2}{\text{m}^2})$$

$$= 552.640(\text{N})$$

Gaya Inersia *Reciprocating*

$$F_j = -m_p \cdot a = -\frac{W}{g} \cdot a$$

Dimana:

$$m_p = m_{pist} + m_{cr} = \text{massa piston} + \text{massa connecting rod} = 186 \text{ kg}$$

$$a = \text{percepatan piston, m/s}^2$$

$$a = r\omega^2(\cos \phi + \lambda \cos 2\phi)$$

Dimana:

$$\lambda = \frac{1}{4}$$

$$r = \frac{1}{2} \text{ panjang langkah piston} = 0,670/2 = 0,335 \text{ m}$$

$$L = \text{Panjang connecting rod} = 1,34 \text{ m}$$

Maka

$$\lambda = \frac{0,335}{1,34} = \frac{1}{4}$$

$$\omega = \text{Kecepatan sudut poros engkol}$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 270}{60} = 28,27(\text{rad/s})$$

$$\phi = \text{Sudut pergerakan crank}$$

$$a = r\omega^2(\cos \phi + \lambda \cos 2\phi)$$

Atau

$$a = r(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60})^2(\cos \phi + \lambda \cos 2\phi)$$

Dimana:

$$\text{Untuk } \lambda = \frac{1}{4}, \text{ dengan sudut engkol } \phi = 0^\circ(360^\circ),$$

$$\text{Nilai } \cos \phi + \lambda \cos 2\phi = 1,25$$

$$r = 0,355 \text{ m}$$

$$\omega = 28,27 \text{ m/s}^2$$

Maka:

$$a = 0,355 \cdot 28,27^2 \cdot 1,25 = 335(\text{m/s}^2)$$

Sehingga gaya inersia *reciprocating*:

$$F_j = -1869(\text{kg}) \cdot 335(\text{m/s}^2) = 62316(\text{N})$$

Dengan menggunakan cara yang sama, maka untuk sudut engkol yang lain diperoleh hasil seperti terlihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Hasil Perhitungan untuk F_j

Sudut ϕ derajat	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
A	1,25	1,113	0,809	0,375	-0,061	-0,408	-0,625	-0,723	-0,748	-0,75
a	335	298,3	216,8	100,5	-16,35	-109,4	-167,5	-193,8	-200,5	-201,02
F_j	62316	55486	40331	18695	-3041	-20340	-31158	-36044	-37290	-37390

Ternyata nilai maksimum terjadi pada sudut engkol 0° dan 360° , yaitu $F_j = 62316 \text{ N}$. Untuk perhitungan selanjutnya diambil beban maksimum.

Gaya Keseluruhan yang Diterima oleh Crank Pin

$$F_{cr} = \frac{F_{sum}}{\cos \beta}$$

Dimana:

$$F_{sum} = F_{gp} + F_j + (m \cdot g)$$

Untuk

$$F_{gp} = 552.640 \text{ N}$$

$$F_j = 62.316 \text{ N}$$

$$r = 186 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Diperoleh:

$$F_{sum} = 552640(N) + 62316(N) + (186 \cdot 9,81) \\ = 616780(N)$$

Total keseluruhan gaya yang diterima oleh *crank pin*:

$$F_{cr} = \frac{F_{sum}}{\cos \beta}$$

$$\beta = 180 - \varphi \text{ pada beban maksimum } \varphi = 0^\circ$$

Maka:

$$F_{cr} = \frac{616780(N)}{\cos 180^\circ} = -616780(N)$$

Tanda negatif menunjukkan arah yang berlawanan

Tekanan Rata-Rata Bidang

$$k_{max} = \frac{F_{cr}}{A} (N/mm)^2$$

Dimana:

$$F_{cr} = 616.780 \text{ N}$$

$$A = \text{luas bidang penahan, } A = d \cdot L$$

$$d = 215 \text{ mm,}$$

$$L = 180 \text{ mm}$$

Maka:

$$A = 21,5 \cdot 18,0 = 387(\text{cm}^2)$$

Sehingga beban (tekanan) yang diterima oleh bantalan *crank pin*:

$$k_{max} = \frac{616780}{387(\text{cm}^2)} = 1564(\text{N/cm}^2) \\ = 162,5(\text{kg/cm}^2)$$

Masih dalam batasan untuk beban pada bantalan *crank pin* (Maleev,1973:355)

Karakteristik Kondisi Kerja Bantalan^[1,360]

$$\lambda_{cr} = \frac{v \cdot n}{k_{max}}$$

Dimana:

$$\lambda_{cr} = \text{Karakteristik kondisi kerja bantalan}$$

$$n = 270 \text{ rpm}$$

$$v = \text{viskositas dinamis untuk SAE 10W-50,} \\ \text{pada temperatur } 60^\circ\text{C, } v = 35(\text{centipoise})$$

$$k_{max} = 162,5(\text{kg/cm}^2)$$

Maka diperoleh:

$$\lambda_{cr} = \frac{35 \cdot 270}{162,5} = 58,15(\frac{\text{centipoise}}{\text{kg/cm}^2})$$

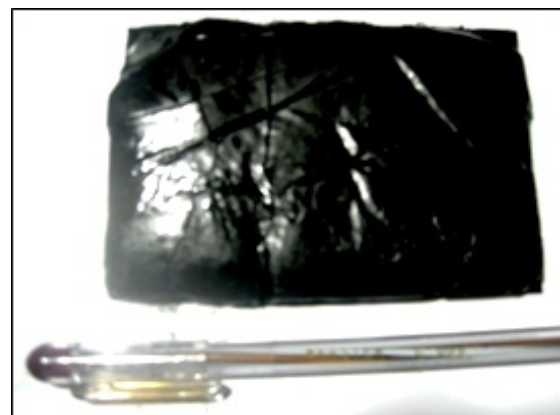
Masih dalam batasan karakteristik Kondisi Kerja Bantalan (Petrovsky,1976:360)

Tabel 3. Hasil Perhitungan

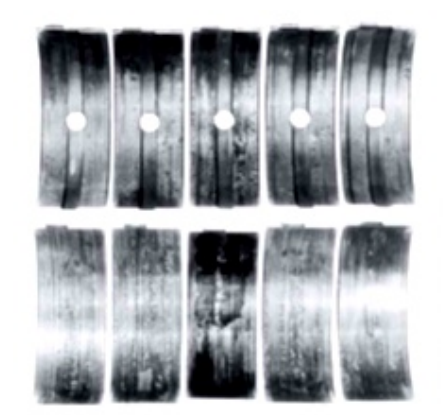
Hasil Perhitungan		Nilai
Daya Efektif, N_e , kW	Beban 100%	1912,00
	Beban 130%	3120,00
Daya Indikator, N_i , kW	Beban 130%	3628,00
	Tekanan Indikator, P_i , N/cm ²	307
Gaya Dorong pada piston, F_{gh} , N		313200,00
Gaya Inersia Reciprocating, F_j , N		62316,00
Gaya Total pada pin piston, F_{sum} , N		377341,00
Gaya Total pada <i>Crank Pin</i> , F_{cr} , N		377341,00
Tekanan rata-rata bidang, k_{max} , kg/cm ²		99,40
Karakteristik Kondisi Kerja Bantalan, λ_{cr}		58,15

Pembahasan

Dari kondisi di lapangan terdapat serbuk keras seperti pasir yang diduga berasal dari karbon. Kotoran inilah yang mengabrasi bantalan pada *crank pin*, seperti terlihat pada Gambar 4 & Gambar 5.



Gambar 4. Serbuk yang Telah Mengeras, Diambil dari Celah Bantalan *Crank Pin*



Gambar 5. Kerusakan Bantalan *Crank Pin* yang Dikarenakan oleh Kotoran yang Terkandung di dalam Minyak Lumas

PENUTUP

Kesimpulan

Rusaknya bantalan crank pin diduga karena adanya kotoran yang terdapat di pelumas. Jadi bukan karena besarnya gaya yang diterima oleh bantalan. Hal tersebut terbukti bahwa: a) Tekanan rata-rata bidang, $k_{\max} = 162,5 \text{ kg/cm}^2$ masih berada di dalam toleransi; b) Karakteristik Kondisi Kerja Bantalan = $58,15 \left(\frac{\text{centipoise}}{\text{kg/cm}^2}\right)$ juga masih berada dalam daerah toleransi.

Saran-Saran

Kondisi kerusakan mesin ini diawali dengan adanya kotoran berupa karbon di dalam karter pelumas, sehingga mengabrasi bantalan crank pin. Untuk menjaga agar usia pakai mesin dapat maksimal, maka harus dilakukan beberapa hal sebagai berikut: a) Jadwal penggantian pelumas harus sesuai dengan pengoperasian yang direkomendasikan; b) Dilakukan pemanasan awal yang cukup sebelum mesin dibebani, karena hal tersebut berpengaruh pada gesekan antara ring piston dengan dinding silinder.

DAFTAR PUSTAKA

- Henshall. *Medium and High Speed Diesel Engines for Marine Use*. The Institute of Marine Engineers. Bristol. 1976.
- Khovakh. *Motor Vehicle Engines*. MIR Publisher. Moscow. 1971.
- Kumar, M.S..” A Study of Crankpin Failure in I.C Engine”. *Mechanical Engineering An International Journal (MEIJ)*, Vo.1, Mo. 3, November 2014
- Maleev. *Operasi dan Pemeliharaan Mesin Diesel*, terjemahan Bambang Priambodo. Erlangga. Jakarta. 1991.
- Maleev. *Internal Combustion Engines*. McGraw-Hill Book Company. Tokyo. 1973.
- Niemen. *Elemen Mesin I*, terjemahan Anton Budiman, Bambang Priambodo. Erlangga. Jakarta. 1992
- Petrowsky. *Marine Internal Combustion Engines*. Mir Publisher. Moscow. 1976.
- Sorte, S.E.. “Stress Analysis and Design Optiization of Crankpin”. *International Journal of Science and Modern Engineering*, Vol 1, No.4, 2013.
- Wiranto Arismunandar, Koichi Tsuda. *Motor Diesel Putaran Tinggi*. Pradnya Paramita. Jakarta. 2004.
- www.marine.man.eu/docs/librariesproviders6/service-letters/s12012.pdf