

# UJI PREDIKSI UMUR KEANDALAN OPERASI RADIAL BALL BEARING PADA MOTOR DIESEL SINGLE CYLINDER DENGAN PENDEKATAN AMBANG BATAS KEAUSAN

(Studi Eksperimental Pada Motor Diesel 15 HP, Torsi Maksimum 880 kgf-cm, putaran normal 1700 RPM/maks. 2145 RPM)

M Rusdy Hatuwe<sup>1</sup>, Yuhani Djaja<sup>2</sup>

Program Studi Teknik Mesin, Universitas Pembangunan Nasional "Veteran" Jakarta, Indonesia<sup>1 2</sup>  
email: mohrushhat@rocketmail.com

## Abstract

*Factually where the bearingss are not functioning properly makes the performance of the entire system will decrease or can not work properly. In this study, the wear test data that will be used is the data for the operating hours of 100 hours, 200 hours, 300 hours, 400 hours and 500 hours and the first converted into a linear function to obtain a threshold of wear of each specimen. In accordance with the objectives to be achieved in this study was to determine the relationship between the limits hours of operation and wear limit set maximum ball bearings manufacturer. The data used in this study is through the mechanism of experimental tests on Diesel engines Yanmar 15 HP, 1700 RPM using 3 specimens to be validated. Furthermore, these data will be generated from a particular distribution which will provide an overview wear limit as a function of operating hours.*

## PENDAHULUAN LATAR BELAKANG

Bantalan yang menjadi obyek penelitian disini adalah bantalan ball bearing pada motor diesel 15 hp single engine yang mengalami kegagalan dan berimplikasi langsung pada kerusakan komponen lainnya. Bantalan ini merupakan bantalan jenis radial yang mana pada tumpuan lainnya merupakan bantalan roll silinder yang mana secara visual dapat dikatakan masih dalam kondisi baik kecuali kerusakan kecil akibat kegagalan pasangannya radial ball bearing.

Konsekuensi yang terjadi akibat kegagalan maka suatu komponen harus diganti, Anggapan bahwa penggantian (Replacement) suatu komponen dilakukan ketika mengalami kegagalan (failure replacement) belum tentu lebih menguntungkan dibandingkan dengan penggantian sebelum terjadi kegagalan / cegah ganti (preventive replacement) . Penggantian yang dilaksanakan secara terjadwal bila komponen tersebut belum mengalami deteriorasi (deterioration) yang berarti atau penggantian yang disebabkan atas penggantian komponen lainnya maka diperlukan metode preventive replacement (penggantian untuk pencegahan kegagalan cegah ganti) pada interval waktu tertentu. Persoalan yang muncul adalah menentukan keseimbangan antara kebutuhan operasi dan pencegahan kegagalan yang berujung pada terhentinya operasi itu

sendiri (unplanned downtime), sehingga menuntut penerapan model pemeliharaan yang lebih mengedepankan optimasi penggunaan peralatan ketimbang biaya yang semestinya dikeluarkan yaitu, kebijakan yang difokuskan pada meminimalkan total downtime persatuan waktu (maximize availability) sehingga prediksi umur operasi suatu komponen sebagai dasar penggantian suatu komponen.

## TINJAUAN PUSTAKA KEANDALAN DAN KEGAGALAN

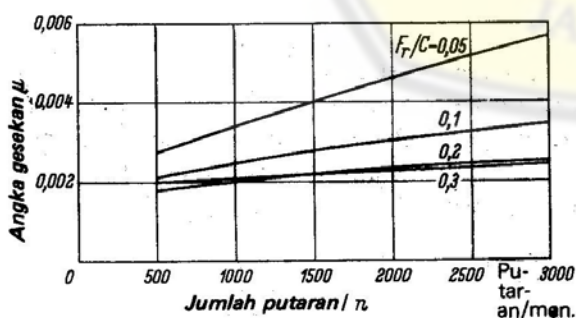
Keandalan dapat didefinisikan suatu kemampuan sebuah alat untuk melaksanakan suatu fungsi yang diperlukan tanpa kegagalan dalam keadaan yang ditentukan untuk jangka waktu yang ditentukan . Kegagalan dapat terjadi pada awal pemakaian yang disebabkan karena kesalahan disain, produksi dan instalasi atau pada masa pakainya yang terjadi secara acak atau karena umurnya, maka menjadi usang atau aus dan lelah. Variable yang terpenting berkaitan dengan keandalan adalah waktu, terutama yang berhubungan dengan laju kerusakan (failure rate) yang dapat menjelaskan mengenai fenomena keandalan suatu sistem.

## KEAUSAN DAN KEGAGALAN BANTALAN GELINDING

Pada bantalan gelinding terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti

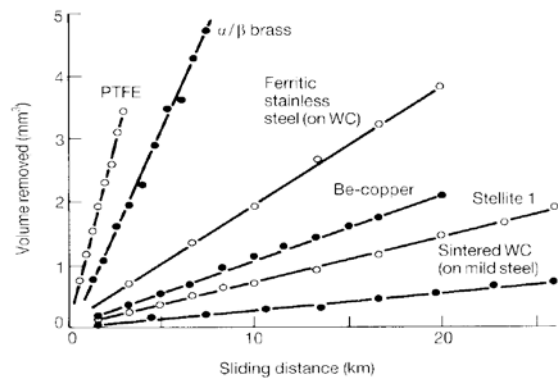
bola (peluru), rol atau rol jarum atau rol bulat. Bantalan gelinding lebih cocok untuk beban kecil. Putaran pada bantalan gelinding dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Apabila ditinjau dari segi biaya, bantalan gelinding lebih mahal dari bantalan luncur. Kelebihannya adalah Keausan dan panas yang ditimbulkan berkurang, gesekan yang terjadi relatif konstan, pemakaian pelumas minimum, ukuran lebarnya kecil, mudah pengantiannya dan ukurannya sudah distandarisasikan sehingga mudah mendapatkan dimana saja. Sementara kekurangannya adalah untuk beban kejut (getaran karena ketidakseimbangan komponen mesin) bearing lebih cepat rusak, lebih sensitive terhadap debu dan kelembaban.

Pada pelumasan gemuk (lebih kental) maka gesekan putaran bebas lebih besar daripada pelumasan oli (sampai 2,5 kali), tetapi dengan peningkatan beban dan pemanasan yang disumbangkan oleh gesekan luncur lebih rendah, sehingga Momen gesek atau gesekan putaran permukaan meningkat. Jumlah putaran mempengaruhi angka gesekan sesuai dengan gambar 1. dengan bentuk konstruksi bantalan memegang peranan sangat penting. Pada beban bantalan yang rendah maka kerugiannya tidak tergantung pada beban (kerja gilingan dari bahan pelumas, kerugian dari pengarah sarangan); disini adalah sangat tergantung pada jumlah putaran dan bersifat hampir linier. Pada umumnya ditunjukkan oleh bantalan gelinding suatu sifat yang mirip bantalan luncur.



**Gambar 1.** Angka gesekan suatu bantalan peluru rol 6312 dalam ketergantungannya terhadap jumlah putaran dan bebannya menurut Eschmann,  $F_r$ =beban radial dan  $C$ = Basic dynamic load rating [G. Niemann, hal. 270].

Sedangkan bagian yang hilang dari permukaan yang saling bergesekan untuk macam-macam material seperti terlihat pada gambar 2.



**Gambar 2.** Keausan, hasil pengujian volume pena yang hilang dari berbagai macam material akibat gesekan sepanjang jarak tempuh gesekan yang terjadi tanpa pelumasan [Introduction Surfaces to Wear Interfaces, and their Applications II, hal. 8]

### UMUR BALL BEARING

Umur efektif (*rating life*) dari sekumpulan bantalan bola didefinisikan sebagai jumlah putaran (atau jam pada kecepatan konstan) dimana 90 % dari sekumpulan bantalan akan mencapai atau melampaui kondisi sebelum terjadi kegagalan. Istilah umur minimum (*minimum life*) umur  $L_{10}$  dan umur  $B_{10}$  juga digunakan sebagai sinonim dari umur efektif. Sedangkan umur median (*median life*) adalah persen kelima puluh dari sekumpulan bantalan. Istilah umur rata-rata (*average life*) digunakan sebagai sinonim dari umur median. Pada sejumlah bantalan yang diuji umur median antara 4-5 kali dari  $L_{10}$ . Umur bantalan sesuai katalog bantalan PYH dihitung dengan rumus 2

$$L_{10h} = \left( \frac{16667}{n} \right) \left( \frac{C_r}{P} \right)^3 \dots \dots \dots (2)$$

Dimana:  $L_{h10}$  = Basic rating life (Jam),  $C_r$  = Basic dynamic load rating (N),  $n$  = R.P.M. (revolutions per minute),  $L_{10h}$  = Basic rating life in operating hours,  $P$  = Equivalent load (N)

### BASIC DINAMIC LOAD RATING C

Pengujian yang telah dilakukan oleh perusahaan – perusahaan pembuat bantalan berdasarkan teori yang telah dikembangkan, menunjukkan bahwa *fatigue life* atau umur bantalan  $L$  berbanding terbalik dengan pangkat tiga bebannya untuk bantalan bola, dan pangkat  $10/3$  untuk bantalan rol. Bantalan Bola ;  $L = (C_r/P)^3$  dan Bantalan Rol ;  $L = (C_r/P)^{10/3}$ . Dimana  $L$  adalah umur bantalan dalam jutaan

putaran, P adalah beban konstan yang bekerja (beban kerja pada elemen berputar akan menyebabkan beban dinamik) dan C adalah *basic dynamic load rating* C. *Load Dynamic Load Rating* C didefinisikan sebagai beban yang akan memberikan umur 1 juta putaran pada cincin dalam. Parameter ini biasanya sudah ditentukan dalam katalog yang dibuat oleh perusahaan pembuat bantalan.

**BEBAN EKIVALEN**

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya disebut beban ekuivalen dinamis.

Jika suatu deformasi permanen ekuivalen dengan deformasi permanen ekuivalen dengan deformasi permanen maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum, maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut dinamakan beban ekuivalen statis. Beban radial dinamik ekuivalen yang merupakan kombinasi dari beban radial dan beban aksial.

**PEMILIHAN BANTALAN**

Pemilihan bantalan mengacu pada SKF standard sesuai dengan bantalan yang digunakan pada system yang diteliti, yaitu bantalan kering *radial ball bearing*. Menurut standar SKF (*Svenska Kullager Fabriken*), ukuran bantalan yang diperlukan bagi bantalan yang berputar dapat ditentukan berdasarkan harga *basic dynamic load rating* (C). Agar pemilihan sesuai dengan standar bantalan maka harga C harus memiliki nilai yang lebih besar atau sama dengan harga yang diperlukan.

Namun, untuk beban statis yang menggunakan peringkat C<sub>0</sub> maka dasar yang harus digunakan adalah jika bantalan akan dioperasikan pada putaran lambat dibawah 10 rpm, gerakan osilasi lambat, beban tetap dalam waktu yang lama, umumnya digunakan untuk suhu ekstrim yaitu kode bantalan dengan akhiran VA201, VA208 dan VA228.

Standar bantalan harus memiliki nilai C<sub>0</sub> yang lebih besar atau sama dengan yang diperlukan, harga C dan C<sub>0</sub> untuk bantalan bola alur dalam (*deep groove ball bearings*) dan Y.

Perhitungan berdasarkan *Dynamic load rating*,

$$C_{req} = \frac{S_{req} P}{f_T} \dots \dots \dots (3)$$

Harga P ditentukan sesuai standar bantalan dimana P dipilih sama dengan

$$F_r \text{ (} P=F_r \text{) jika } P < F_r.$$

Perhitungan berdasarkan *Static load rating*,

$$C_{O req} = \frac{2P_o}{f_T} \dots \dots \dots (4)$$

Harga P<sub>o</sub> ditentukan sesuai standar bantalan dimana P<sub>o</sub> dipilih sama dengan F<sub>r</sub> (P<sub>o</sub>=F<sub>r</sub>) jika P<sub>o</sub><F<sub>r</sub>. Untuk *deep groove ball bearing*, F<sub>a</sub> tidak boleh lebih dari 0.15 C<sub>o</sub>. Dimana, C<sub>req</sub>= *Dynamic load rating* yang diperlukan (kN), C<sub>O req</sub>= *Static load rating* yang diperlukan (kN), F<sub>a</sub> = Gaya aksial (kN), F<sub>r</sub> = Gaya radial (kN), P = Beban dinamis ekuivalen (kN), P<sub>o</sub> = Beban statis ekuivalen (kN), S<sub>req</sub> = Faktor keamanan beban dinamis (tabel 2.), f<sub>T</sub> =faktor temperature (tabel 3)

**Tabel 2** Faktor keamanan beban dinamis

Guideline values for dynamic load safety factor S <sub>req</sub> application	S <sub>req</sub>
Machines used for short period or intermittently : colling beds guide rollers	3
Machines used for short period or intermittently where high operational reliability is required : cranes of metals applications	5
Machines in use 8 hours per day and fully utilized : Conveyor belt hardening and annealing ovens	10
Machines and use 24 hours per day : Conveyer system equipment in continous coting mills	12

**Tabel 3.** Faktor temperatur operasi

°C	°F	f <sub>T</sub>
=150	=300	1
200	390	0,9
250	480	0,75
300	570	0,6
350	660	0,45

Khusus untuk bantalan lumas kering (*Dry lubricated bearings*) harus tetap dipertahankan kering dengan sedikit dilumasi minyak tanpa pengawet (minyak pelumas sifat anticrossion).

Oleh karena itu bantalan harus digunakan dalam lingkungan kering atau pengaturan penyegelan yang tepat untuk menjaga bantalan tetap kering.

**BATAS PUTARAN (SPEED LIMITS)**

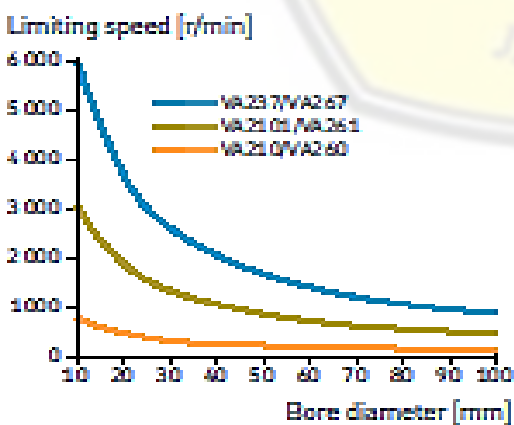
Batas putaran untuk varian SKF *DryLube bearings* dapat dihitung berdasarkan tabel 4. dimana diagram pada gambar 3. merupakan harga estimasinya. Jika kelonggaran (*clearance*) lebih besar dari C3, maka batas putaran harus diturunkan sesuai dengan Diagram pada gambar 3 dan gambar 4. Mengacu pada batas putaran maka varian bantalan dapat ditentukan berdasarkan pada gambar 3.

**Tabel 4.** Karakteristik bantalan kering standar SKF

	Variant					
	VA260	VA210	VA261	VA2101	VA267	VA237
Phosphated rings, rolling elements and cages <sup>1)</sup>	Yes	-	Yes	-	Yes	-
Lubrication						
Graphite-based lubricant	Yes	-	Yes	-	Yes	-
Perfluoro polyether (PFPE) oil additive	-	-	Yes	-	Yes	-
Nanoparticles	-	-	-	-	Yes	-
NSF H1 food grade	Yes	-	-	-	-	-
Dry lubricant only	Yes	-	-	-	-	-
Operating temperature						
Minimum	-60 °C (-75 °F)	-	-60 °C (-75 °F)	-	-60 °C (-75 °F)	-
Maximum	250 °C (480 °F)	-	250 °C (480 °F)	-	250 °C (480 °F)	-
• open bearings	350 °C (660 °F)	-	350 °C (660 °F)	-	350 °C (660 °F)	-
• bearings with a shield on both sides (designation suffix 2Z) <sup>2)</sup>						
Limiting speed [r/min]						
• Radial ball bearings	15 000	-	60 000	-	120 000	-
	$\frac{d_m}{d_n}$	-	$\frac{d_m}{d_n}$	-	$\frac{d_m}{d_n}$	-
• Radial roller bearings	7 500	-	30 000	-	60 000	-
	$\frac{d_m}{d_n}$	-	$\frac{d_m}{d_n}$	-	$\frac{d_m}{d_n}$	-
• Thrust bearings	3 750	-	15 000	-	30 000	-
	$\frac{d_m}{d_n}$	-	$\frac{d_m}{d_n}$	-	$\frac{d_m}{d_n}$	-

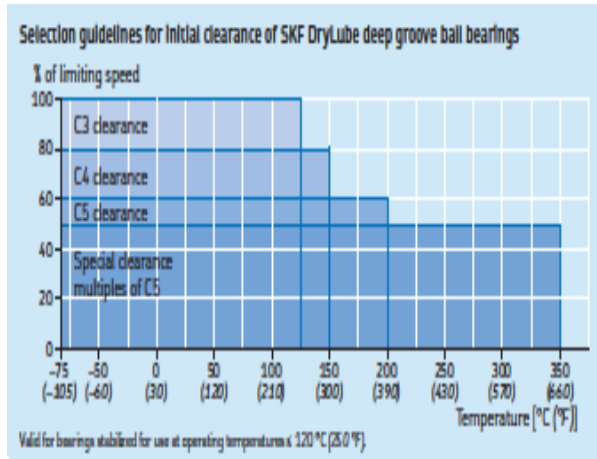
$d_m$  = bearing mean diameter [mm] = 0,5 (d + D)  
<sup>1)</sup> Available only for certain series and sizes of deep groove ball bearings and Y-bearings.  
<sup>2)</sup> Also applicable for bearings with dry lubricant only between the inner ring (or the shaft washer) and cage (→ Bearing detail or bearing arrangements with Nibs rings (→ Fig. 4)

**Guidelines for limiting speed of SKF DryLube radial ball bearings**

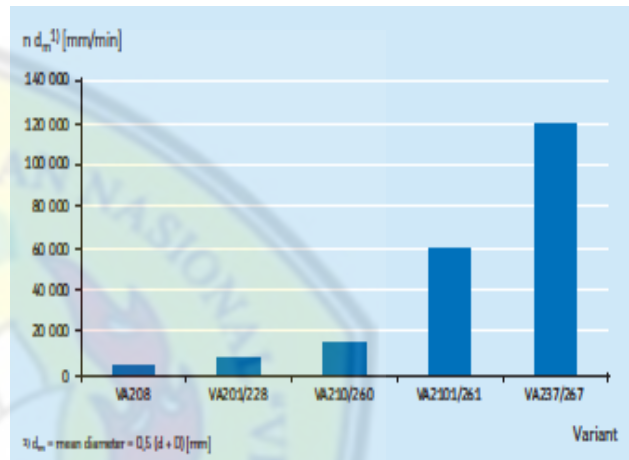


For thrust bearings, 35% of the limiting speed is permissible. For radial roller bearings, 50% of the limiting speed is permissible.

**Gambar 3.** Perkiraan putaran



**Gambar 4.** Diagram koreksi putaran



**Gambar 5.** Hubungan antara varian bantalan dan batas putaran operasi

**Tabel 5.** Toleransi Diameter dalam dan luar ball bearing

Tolerances of dry lubricated Y-bearings					
Nominal diameter d, D	Bore diameter <sup>1)</sup>		Outside diameter		
	over	incl.	Deviation high	Deviation low	
mm	µm		µm		
18	30	+18	0	-	-
30	50	+21	0	0	-10
50	80	+24	0	0	-10
80	120	+28	0	0	-15

**Tabel 6. Kelonggaran radial**

**Radial internal clearance of dry lubricated bearings:**

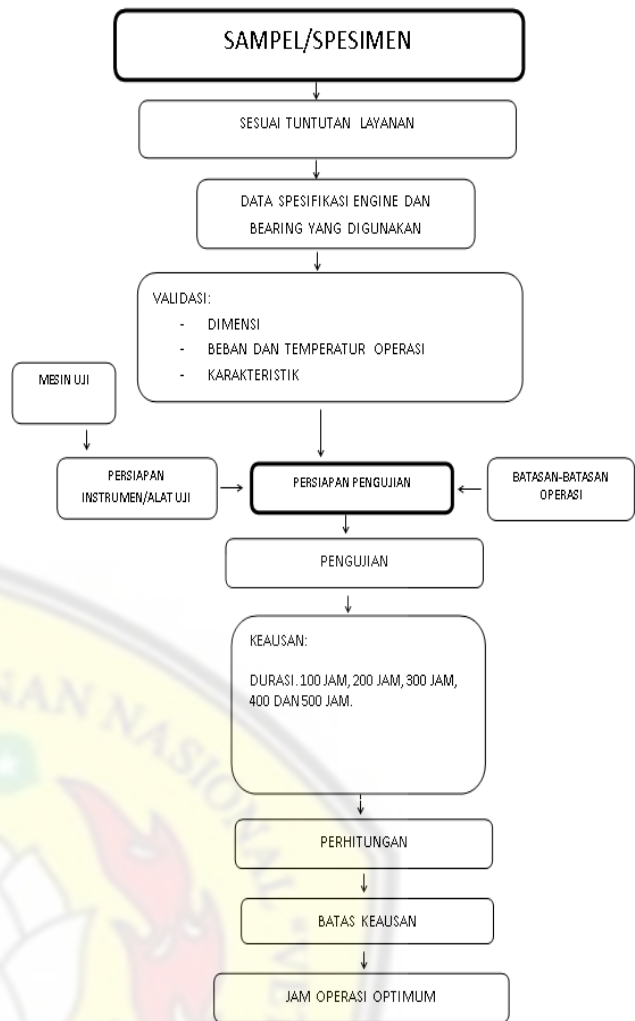
Bore diameter d over	incl.	Radial internal clearance Deep-groove ball bearings		Y-bearings		
		min	max	min	max	
mm		µm				
10	10	40	136	—	—	
10	18	50	160	—	—	
18	24	56	172	56	96	
24	30	60	192	60	106	
30	40	80	236	80	128	
40	50	90	272	90	146	
50	65	110	340	110	180	
65	80	130	400	—	—	
80	120	150	460	—	—	

**METODE PENELITIAN**

Sesuai dengan tujuan yang ingin dicapai pada penelitian ini adalah untuk menentukan hubungan antara batas jam operasi dan batas keausan ball bearing maksimum yang ditetapkan pembuatnya. Data yang digunakan dalam penelitian ini yaitu melalui mekanisme pengujian eksperimen pada Diesel engine Yanmar 15 HP 1700 RPM dengan menggunakan 3 spesimen yang telah divalidasi dilaboratorium Teknik Mesin UPN “Veteran” Jakarta. Dari hasil tersebut diperoleh suatu distribusi tertentu yang memberikan gambaran distribusi laju keausan. Selanjutnya dapat diketahui fungsi densitas probabilitas (fungsi kepadatan) atau fungsi distribusi probabilitas sehingga dapat ditetapkan tingkat keandalan ball bearing sesuai dengan karakteristik operasinya. Menyangkut tahapan penelitian ini secara rinci yaitu seperti pada gambar tahapan penelitian. Dalam penelitian ini data uji keausan dipergunakan adalah data 100 jam, 200 jam, 300 jam, 400 jam dan 500 jam dan dikonversi terlebih dahulu ke dalam fungsi linier untuk mendapatkan ambang batas keausan masing-masing spesimen. Untuk mendapatkan jam operasi yang andal walaupun hanya menggunakan tiga spesimen, maka selanjutnya ketiga data ambang batas tersebut diproses dengan pendekatan distribusi Weibull.

Untuk mencapai tujuan penelitian, kegiatan penelitian sebagai berikut :

- a. Tahap awal
  1. Persiapan spesimen.
  2. Data spesifikasi ball bearing.
  3. Data batas operasi ball bearing
  4. Persiapan Instrumen/alat uji



**Gambar 3. Desain Eksperimen**

**BATASAN OPERASI.**

Data batasan operasi yang dimaksudkan pada penelitian ini adalah yang terhubung langsung dengan parameter spesimen bearing sebagaimana terlihat pada tabel 3. 1.

**Tabel 3.1. Parameter Instrumen uji**

Diesel engine				Generator Mesin las	
Daya, HP	Putaran stationer, RPM	Torsi maksimum, kgf-cm	Temperatur operas, °C	Daya output, kW	Operasi intermitent, jam/hari
15	1700	880	80-100	3,75	8

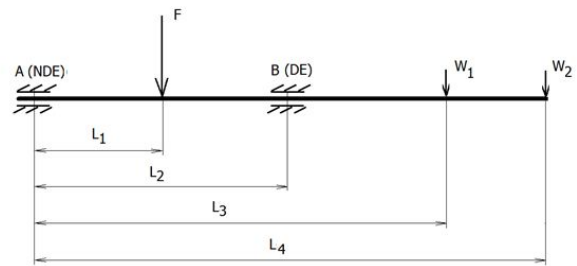
**PERSIAPAN SPESIMEN :**

*Spesimen Ball bearing* yang dipergunakan dalam penelitian ini akan disesuaikan dengan kondisi dan batasan operasi sesuai dengan rumus 2. dan secara umum mengacu pada diameter dudukan *crankshaft* dan diameter

lubang *case engine* seperti pada table 3.2 berikut ini.

**Tabel 3.2.** Atribut dan nilai SKF Radial ball bearing

Atributtes	Values
Bore Dia (d)	45 mm
Outer Dia (D)	100 mm
Width (B)	25 mm
Ball Qty	8
Ball Dia (Dw)	17.463 mm
Contact angel	0 degree



**Gambar 3.1.** Diagram Pembebanan pada Crank shaft

Reaksi di B=Beban vertical murni yang diterima oleh *Radial ball bearing* sebesar:

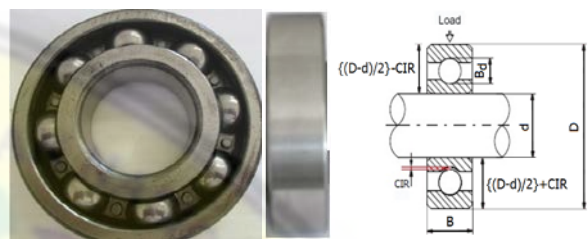
$$F_r = (FL_1 + W_1L_3 + W_2L_4) / L_2$$

**PERSIAPAN INSTRUMEN :**

Untuk keperluan pengujian dan pengambilan data yaitu menggunakan mesin uji keausan yang ada di lab FT-UPNVJ yang terdiri dari :

Unit mesin Yanmar-Diesel Generator 15 HP 1700 RPM yang digunakan untuk menggerakkan generator mesin las dengan *maximum rated output* 5.75 kW

**Dimensi specimen**



**PEMBAHASAN**

**BEBAN EKIVALEN BANTALAN**

Beban bantalan ditentukan berdasarkan beban yang diteruskan dari poros engkol yang dihasilkan oleh tekanan pembakaran didalam ruang bakar *engine* sesuai dengan spesifikasi motor diesel yang digunakan seperti pada tabel 3.3.

**Parameter beban bantalan**

Simbol	Deskripsi	Besaran unit	
$D_s$	Diameter dalam silinder engine	7.5 cm	75 mm
p	Tekanan pembakaran	15.25 kgf/cm <sup>2</sup>	1.5 N/mm <sup>2</sup>
W	Berat Crank shaft	4 kgf	39.23 N
F	Gaya dorong pembakaran, $F = (\pi/4)D_s^2 p$	675.7 kg	6628.86 N
$W_1$	Berat Fly wheel	14.5 kgf	142.2 N
$W_2$	Berat Pulley	3.5 kgf	34.32 N
$L_1$	Jarak Radial roll bearing dengan crank center	5.1 cm	51 mm
$L_2$	Jarak antar bearig	10.8 cm	108 mm
$L_3$	Jarak Radial roll bearing dengan fly wheel	18 cm	180 mm
$L_4$	Jarak Radial roll bearing dengan pulley	24.5 cm	245 mm

No	d, mm	D, mm	B, mm	CIR, $\mu$ m (minimum)	
	Sebelum/ sesudah	Sebelum/ sesudah	Sebelum / sesudah	Sebelu m	Sesudah
SP1	45.015	100.000	25	90.55	92.95
SP2	45.020	99.995	25	90.35	92.90
SP3	45.005	100.000	25	90.75	93.32
Margi n	45 $\pm$ 0.02 0	100 $\pm$ 0.005	25 $\pm$ 0	90 $\pm$ 0.7 5	93 $\pm$ 0.32
Maks	45.020	100.000	25	90.75	93.32
Min	45.005	99.995	25	90.35	92.90
Rata-rata	45.013	99.9983333 3	25	90.55	93.0566 7
Devias i standar	0.0076	0.0029	0	0.2	0.23

**Keausan berdasarkan jam operasi**

Jam	Keausan internal radial clearance, $\mu$ m		
	SP1	SP2	SP3
0	90.55	90.35	90.75
100	91.14	90.90	91.17
200	91.64	91.30	91.83
300	91.96	91.89	92.17
400	92.63	92.30	92.82
500	92.95	92.90	93.32

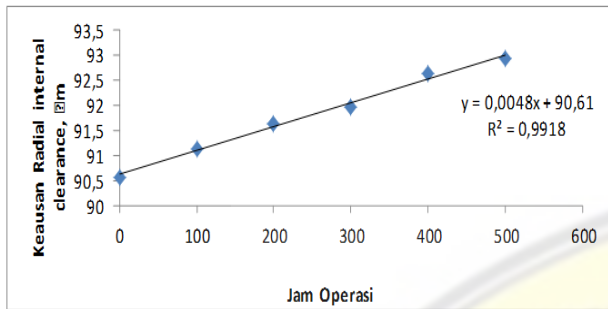
Linieritas Spesimen 1 (SP1)						
X (Jam operasi)	(Perubahan clearanc)	$x=(X-Xba)$	$y=(Y-Ybar)$	$x^2$	$y^2$	xy
0	90.55	-250	1.260960896	62500	1.590022	315.240224
100	91.14	-150	0.672576538	22500	0.452359	100.8864806
200	91.64	-50	0.174192179	2500	0.030343	8.70960896
300	91.96	50	0.144192179	2500	0.020791	7.20960896
400	92.63	150	0.822576538	22500	0.676632	123.3864806
500	92.95	250	1.140960896	62500	1.301792	285.240224
<b>250</b>	<b>91.81</b>	<b>0</b>	<b>8.52651E-14</b>	<b>175000</b>	<b>4.07194</b>	<b>840.6726272</b>
$R^2=$	0.9918	$m=$	0.0048	$b=$	90.610	
$r=$	0.9959					

Fungsi linier SP3  
Prediksi ambang batas keausan masing-masing specimen

SP1			SP2			SP3		
m	b	x	m	b	x	m	b	x
0.0048	90.610	37759	0.0050	90.357	36303	0.0052	90.712	34925

Ambang batas operasi, jam

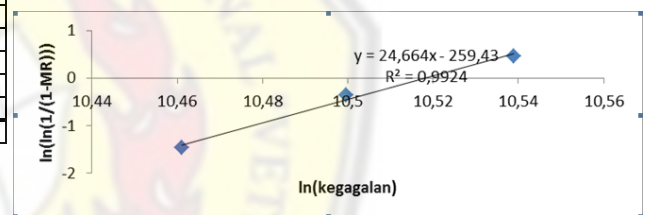
SP1	SP2	SP3
37759	36303	34925



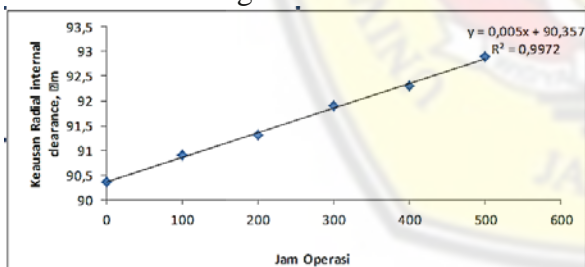
In (Kegagalan) versus In(ln(1/(1-Mean Ranks)))

Prediksi kegagalan (jam)	Ran k	Median Ranks (MR)	1/(1-MR)	ln(ln(1/(1-MR)))	ln(Kegagalan)
34925	1	0.205882353	1.259259259	-1.467401781	10.46095818
36303	2	0.5	2	-0.366512921	10.49965566
37759	3	0.794117647	4.857142857	0.457709854	10.53897914

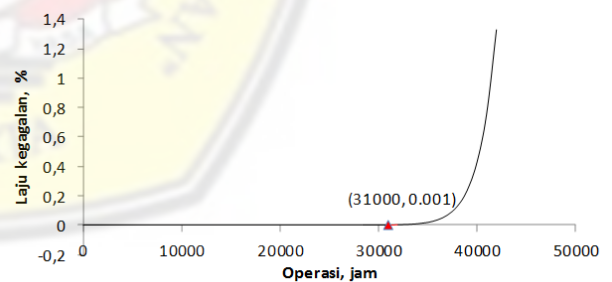
Linieritas Spesimen 2 (SP2)						
X (Jam operasi)	Y (Perubahan clearanc)	$x=(X-Xbar)$	$y=(Y-Ybar)$	$x^2$	$y^2$	Xy
0	90.35	-250	-1.25747	62500	1.581231	314.2675
100	90.90	-150	-0.70527	22500	0.497412	105.7912
200	91.30	-50	-0.30689	2500	0.094182	15.34452
300	91.89	50	0.291494	2500	0.084969	14.5747
400	92.30	150	0.689878	22500	0.475932	103.4818
500	92.90	250	1.288263	62500	1.659621	322.0657
<b>250</b>	<b>91.61</b>	<b>0</b>	<b>4.26E-14</b>	<b>175000</b>	<b>4.393347</b>	<b>875.6254</b>
$R^2=$	0.9972	$m=$	0.0050	$b=$	90.357	
$r=$	0.9986					



Fungsi linier SP1



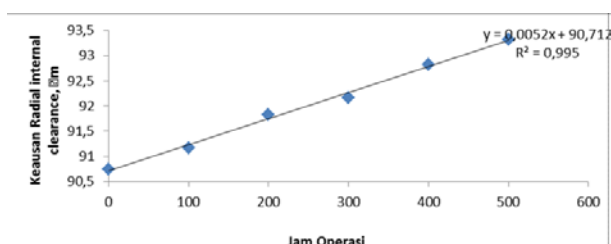
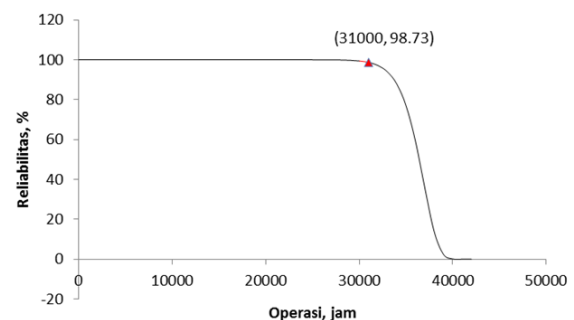
Fungsi linier Ambang batas keausan



Fungsi linier SP2

Linieritas Spesimen 3 (SP3)						
X (Jam operasi)	Y (Perubahan clearanc)	$x=(X-Xbar)$	$y=(Y-Ybar)$	$x^2$	$y^2$	xy
0	90.75	-250	-1.260045694	62500	1.587715	315.0114
100	91.17	-150	-0.840759578	22500	0.706877	126.1139
200	91.83	-50	-0.18237522	2500	0.033261	9.118761
300	92.17	50	0.156009139	2500	0.024339	7.800457
400	92.82	150	0.814393497	22500	0.663237	122.159
500	93.32	250	1.31277856	62500	1.723386	328.1945
<b>250</b>	<b>92.01</b>	<b>0</b>	<b>8.52651E-14</b>	<b>175000</b>	<b>4.738814</b>	<b>908.3981</b>
$R^2=$	0.9950	$m=$	0.0052	$b=$	90.712	
$r=$	0.9975					

Kurva Jam operasi vs Laju kegagalan



Kurva jam operasi vs Keandalan

## SIMPULAN

- Umur *ball bearing* dipengaruhi oleh tiga parameter utama yaitu; beban, putaran dan temperature. Untuk *diesel engine stationer*, dua parameter awal dapat terjaga namun temperatur operasi melewati batas ambang sangat berperan dalam menentukan penurunan umur bantalan karena berhubungan langsung dengan perubahan clearance ketika dioperasikan. Sehingga untuk bantalan yang diteliti dengan temperature operasi maksimum 100°C memerlukan initial clearance 90 mikron dengan batas ambang keausan (*final clearance*) 272 mikron.
- Penurunan *reliabilitas* 99.99% dan peningkatan laju kegagalan  $3,5 \times 10^{-11}$ % radial *ball bearing* sebagai fungsi jam operasi dimana deteorisasi mulai terjadi yaitu pada jam operasi 15000 jam, dan berikutnya laju kegagalan terus meningkat seiring dengan akumulasi dari keausan yang terjadi. Pada *reliabilitas* 98.73 % atau laju kegagalan 0.001% merupakan awal akumulasi peningkatan laju kegagalan yaitu terjadi pada 31000 jam operasi. Untuk mempertahankan umur andal danantisipasi akumulasi laju kegagalan bantalan maka penggantian sebaiknya dilakukan pada jam operasi 31000 jam. Walaupun penggantian bantalan pada operasi 31000 jam jauh dibawah umur empirik pada 37374 jam, namun dapat diterima oleh karena perhitungan umur empirik mengacu pada sepuluh persen populasi *bearing* yang tidak akan mencapai batas umur yang ditentukan disamping itu umur empirik mengacu pada asumsi bahwa komponen lainnya beroperasi normal.

## DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar. W, 1998, "Penggerak Mula Motor Bakar Torak", Penerbit ITB; Bandung
- Khovack. M, 1968, "Motor Vehicle Engines" International Edition, Mir Publishers, Moscow.
- Maleev, V, L, 1945, " Internal – Combustion Engine ", Mc Graw Hill Book, Co; New York.
- Maintenance replacement and Reliability ; Theory and Applications Andrew K.S Jardine and Albert H.C Tsang . Taylor & Francis
- Petrovsky. N, 1968, "Marine Internal Combustion Engines", Interntional Edition, Mir Publishers; Moscow,

- PT SKF Indonesia, 2002, " Training Pengetahuan Bearing ", PT SKF Indonesia; Jakarta.
- Shigley, Joseph, E, 1999, " Perencanaan Teknik Mesin ", Jilid 1, Penerbit Erlangga; Jakarta.
- Shigley, Joseph, E, 1999, " Perencanaan Teknik Mesin ", Jilid 2, Penerbit Erlangga; Jakarta.
- Sularso dan Suga, kyokatsu, 1983, " Dasar – dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnyaparamita; Jakarta
- Reinholtz, Charles, Kinematics and Dynamics of Machinery, Prentice Hall, 1990
- Holowenko, A.R, Kinematics and Dynamics of Machinery, Erlangga, 1993
- Wilson, Charles, Kinematics and Dynamics oh Machinery, Harper & Row, New York, 1983
- David F. Griffiths, An Introduction to Matlab, The University Dundee, Stockholm, Sweden, 2001
- Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineer, 9<sup>th</sup> ed.
- Paul K. Yin, Numerical methods on Spreadsheet for Machinnery Design Project, International journal Engineering Ed Vol. 13, No. 6, p. 412-416, Great Britania, 1997
- Rajput, R.K. Thermal Engineering, Laxmi Publication (P) LTD, New Delhi, 2003  
<http://emissary.prenhall.com/esource>