

35670/H/09



RSM

621.822
Sum
K-1
2009

TUGAS AKHIR - RM1522

KAJIAN KERUSAKAN BANTALAN MODEL SLEEVE PADA SISTEM PEMBANGKIT DI PT KERTAS LECES

OKY SUMENGGAR
NRP 2102 100 038

Dosen Pembimbing
Ir. Yusuf Kaelani, MSc.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2009

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	3-2-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	364



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - RM1522

**STUDY OF MODEL SLEEVE BEARING
DAMAGE ON GENERATING SYSTEM
IN PT KERTAS LECES**

OKY SUMENGGAR
NRP 2102 100 038

Thesis Advisor
Ir. Yusuf Kaelani, MSc.Eng

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Industrial Faculty of Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2009

KAJIAN KERUSAKAN BANTALAN MODEL SLEEVE PADA SISTEM PEMBANGKIT DI PT KERTAS LECES

Nama Mahasiswa : OKY SUMENGGAR
NRP : 2102 100 038
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. YUSUF KAELANI, MSc.Eng

Abstrak

Bantalan adalah elemen mesin yang mampu memumpu poros berbeban, sehingga putarannya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja secara semestinya. Jadi bantalan dalam permesinan dapat disamakan perannya dengan pondasi pada gedung. Bantalan sangat luas penggunaannya dalam industri, dalam tugas akhir ini di analisa kerusakan sleeve bearing pada sistem pembangkit di PT. KERTAS LECES.

Di dalam penelitian tugas akhir ini metode yang dilakukan adalah melakukan pengukuran kecepatan getar bantalan sleeve di bagian turbin ECT. Alat uji yang digunakan adalah transducer velocity pickup. Selanjutnya dihitung viskositas dinamic dari minyak pelumas, tekanan maksimum, energi yang hilang serta menghitung kebutuhan minyak pelumas, kemudian dibandingkan dengan kondisi yang sebenarnya.

Dari analisa yang telah dilakukan adanya kerusakan pada salah satu bantalan pada sistem pembangkit dimana pembebanan yang diterima bantalan melebihi dari batas yang diperbolehkan. Kehilangan energi masih relative kecil dibandingkan dengan daya yang dibangkitkan. Laju aliran pelumas yang diberikan pada bantalan tidak sesuai dengan kebutuhan pelumasan.

Kata kunci : bantalan sleeve, tekanan, energi, laju aliran pelumas

STUDY OF MODEL SLEEVE BEARING DAMAGE ON GENERATING SYSTEM IN PT KERTAS LECES

Author : OKY SUMENGGAR
NRP : 2102 100 038
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Thesis adviser : Ir. YUSUF KAELANI, MSc.Eng

Abstract

Bearing is one of mechanical components that should bear shaft loads, until its rotation can perform in fine, safe, and longevity. If bearing is not working properly then achievement of all systems will perform badly. Therefore bearing in machineries can be equalized its role with foundation at building. The usage of bearing is very wide in industries. In this Final Projects, damage sleeve bearing at generating system in PT. KERTAS LECES is analysed.

In this Final Projects, the research uses tachometry of vibration of sleeve bearing in part of turbine ECT. Testing tool used is transducer velocity pickup. Hereinafter, dynamic viscosity of lubricating oil is calculated, maximum pressure, energy loss and calculate will be the next, then compared to actually condition.

From the analysis that has been conducted, the existence of damage at one of bearing at generating system encumbering that accepted bearing head and shoulders is above admissible limits. Energy Losses is still relatively small compared with the power generated. The flow rate of lubricant that passes to bearing is below expected need with lubrication need.

Keyword : *sleeve bearing, pressure, energy, lubricant flow rate*

**KAJIAN KERUSAKAN BANTALAN MODEL SLEEVE
PADA SISTEM PEMBANGKIT DI PT KERTAS LECES**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

OKY SUMENGGAR
Nrp. 2102 100 038

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ir. Yusuf Kaelani, MSc Eng (Pembimbing I)
2. Ir. J.Lubi (Penguji I)
3. Ir. Arie Joewono (Penguji II)
4. Wiwiek Hendrowati, ST MT (Penguji III)

SURABAYA
JANUARI, 2009

KATA PENGANTAR

Puji syukur Alhamdulillah penulis ucapkan kepada Alloh SWT. Atas rahmad dan karuniaNya, tugas akhir ini bisa terselesaikan dengan baik. Sholawat serta salam senantiasa terlimpah kepada Rosululloh Muhammad SAW. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu memberi dukungan baik secara moral dan material, yaitu :

1. Mamaku dan Bapakku tercinta atas bimbingan dan kasih sayangnya kepada saya.
2. Bapak Ir. Yusuf Kaelani, MSc.Eng. selaku dosen pembimbing tugas akhir. Atas bimbingan dan arahan beliau sampai penulis menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Ir. Arie Joewono, Ir J Lubi, Unggul Wasiwitono, ST. MEng. Sc, Ibu Wiwiek Hendrowati, ST. MT yang telah memberikan masukan dan bantuan dalam penyelesaian tugas akhir ini.
4. Bapak Ir Astu Pudjanarsa, MT. selaku dosen wali yang senantiasa mengarahkan penulis tiap semester.
5. Bpk DR. Ing. Herman Sasongko selaku Kajar Teknik Mesin ITS.
6. Bapak Rizal, Achwan, Heru, John selaku karyawan PTKL serta Bu Hasjim yang telah banyak membantu penulis dalam pengambilan data tugas akhir.
7. Dwi "Racol", Indarti, Herman "P-Man", Rima atas segala bantuan yang tak terlupakan. Serta seluruh rekan-rekan seperjuangan **M45**.
8. Sahabatku Tanti, Ria, Fari, Anjar, Ina, Rizky, Dahniar, Buyung dan Febri yang menemaniku selama berada di Probolinggo.
9. Semua karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS dan teman-teman penulis multi angkatan yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu, atas bantuannya baik langsung atau tidak langsung.

Penulis menyadari masih banyak terdapat kekurangan dalam penyusunan karya tulis ini. Oleh karena itu, segala saran dan kritik yang membangun sangat kami harapkan.

Surabaya, Januari 2009

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul	i
Abstrak	ii
Lembar Pengesahan	iii
Kata Penangantar	iv
Daftar Isi	v
Daftar Gambar	ix
Daftar Tabel	xi
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah dan Asumsi	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	
2.1 Kajian Pustaka	5
2.2 Bantalan Luncur	6
2.3 Pengertian Getaran	9
2.4 Pengukuran Getaran	11
2.4.1 Parameter Pengukuran	12
2.4.1.1 Displacement	12
2.4.1.2 Velocity	13
2.4.1.3 Acceleration	13
2.4.2 Daerah Frekuensi	14
2.5 Bagan Umum Getaran	16
2.6 Gesekan dan Aus	18
2.7 Pelumasan Bantalan	21
2.7.1 Kondisi Pelumasan	21
2.7.2 Bahan Pelumas	22

	2.7.3	Viskositas	23
	2.7.4	Suplai Minyak Pelumas	25
2.8		Perhitungan dari Bantalan radial	28
	2.8.1	Angka Sommerfeld	28
	2.8.2	Pelumasan Lapisan Tebal	28
	2.8.3	Tekanan Maksimum	31
	2.8.4	Kebutuhan Pelumas	32
	2.8.5	Kebocoran Minyak Pelumas	32
	2.8.6	Energi yang Hilang dan Koefisien Gesek	35
	2.8.7	Kenaikan temperatur	35
BAB III	METODOLOGI PENELITIAN		
	3.1	Studi Lapangan	37
	3.2	Studi Kepustakaan	37
	3.3	Identifikasi dan Perumusan Masalah	38
	3.4	Pengumpulan Data	38
	3.5	Algoritma Perhitungan Parameter	41
	3.6	Kesimpulan dan Saran	47
BAB IV	ANALISA PERHITUNGAN		
	4.1	Prinsip Dasar Turbin ECT	49
	4.2	Perhitungan	49
	4.2.1	Tekanan	56
	4.2.2	Pelumasan	58
	4.2.3	Energi yang Hilang	62
	4.2.4	Temperatur	63
	4.3	Perhitungan Dengan Temperatur Kerja	64
	4.3.1	Tekanan	66
	4.3.2	Kebutuhan Pelumas	68
	4.3.3	Energi yang Hilang	68
	4.4	Hasil Analisa	69
	4.4.1	Tekanan	69

	4.4.2 Pelumasan	70
	4.4.3 Energi yang hilang	70
	4.3.4 Temperatur	71
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	
	5.1 Kesimpulan	73
	5.2 Saran	73
	Daftar Pustaka	
	Lampiran	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Contoh bearing yang mengalami kerusakan	2
Gambar 2.1	Bantalan bulat	7
Gambar 2.2	Desain dari bantalan sleeve	8
Gambar 2.3	Journal bearing	8
Gambar 2.4	Bantalan yang terbuat dari dua bagian	9
Gambar 2.5	Gelombang harmonik sederhana, massa diplot terhadap waktu	14
Gambar 2.6	Gelombang harmonik sederhana	14
Gambar 2.7	Displacement probe and signal conditioning system	15
Gambar 2.8	bagan velocity pickup	15
Gambar 2.9	Sensor velocity	16
Gambar 2.10	Bagan sensor accelerometer	16
Gambar 2.11	Bagan umum tingkat getaran ISO-2372	18
Gambar 2.12	Persinggungan dua benda	19
Gambar 2.13	Patah di luar "tempat las"	20
Gambar 2.14	Penjelasan tentang pengertian viskositas	23
Gambar 2.15	Tabel viskositas-temperatur untuk industri minyak mineral (Raimondi dan Szeri, 1984)	25
Gambar 2.16	Letak poros dalam metal	26
Gambar 2.17	Tekanan dalam film minyak	27
Gambar 2.18	Tatanama journal bearing	28
Gambar 2.19	Bantalan luncur	29
Gambar 2.20	Lapisan minimum bantalan luncur	30
Gambar 2.21	Nilai ϵ dengan S untuk berbagai rasio L/D	30
Gambar 2.22	Tekanan maksimum	31
Gambar 3.1	Turbine ECT	38
Gambar 3.2	Alat uji getaran (Vibrometer)	39
Gambar 3.3	Uji Getaran	39

DAFTAR GAMBAR

10	Gambar 1.1	10
11	Gambar 1.2	11
12	Gambar 1.3	12
13	Gambar 1.4	13
14	Gambar 1.5	14
15	Gambar 1.6	15
16	Gambar 1.7	16
17	Gambar 1.8	17
18	Gambar 1.9	18
19	Gambar 1.10	19
20	Gambar 1.11	20
21	Gambar 1.12	21
22	Gambar 1.13	22
23	Gambar 1.14	23
24	Gambar 1.15	24
25	Gambar 1.16	25
26	Gambar 1.17	26
27	Gambar 1.18	27
28	Gambar 1.19	28
29	Gambar 1.20	29
30	Gambar 1.21	30
31	Gambar 1.22	31
32	Gambar 1.23	32
33	Gambar 1.24	33
34	Gambar 1.25	34
35	Gambar 1.26	35
36	Gambar 1.27	36
37	Gambar 1.28	37
38	Gambar 1.29	38
39	Gambar 1.30	39
40	Gambar 1.31	40
41	Gambar 1.32	41
42	Gambar 1.33	42
43	Gambar 1.34	43
44	Gambar 1.35	44
45	Gambar 1.36	45
46	Gambar 1.37	46
47	Gambar 1.38	47
48	Gambar 1.39	48
49	Gambar 1.40	49
50	Gambar 1.41	50
51	Gambar 1.42	51
52	Gambar 1.43	52
53	Gambar 1.44	53
54	Gambar 1.45	54
55	Gambar 1.46	55
56	Gambar 1.47	56
57	Gambar 1.48	57
58	Gambar 1.49	58
59	Gambar 1.50	59
60	Gambar 1.51	60
61	Gambar 1.52	61
62	Gambar 1.53	62
63	Gambar 1.54	63
64	Gambar 1.55	64
65	Gambar 1.56	65
66	Gambar 1.57	66
67	Gambar 1.58	67
68	Gambar 1.59	68
69	Gambar 1.60	69
70	Gambar 1.61	70
71	Gambar 1.62	71
72	Gambar 1.63	72
73	Gambar 1.64	73
74	Gambar 1.65	74
75	Gambar 1.66	75
76	Gambar 1.67	76
77	Gambar 1.68	77
78	Gambar 1.69	78
79	Gambar 1.70	79
80	Gambar 1.71	80
81	Gambar 1.72	81
82	Gambar 1.73	82
83	Gambar 1.74	83
84	Gambar 1.75	84
85	Gambar 1.76	85
86	Gambar 1.77	86
87	Gambar 1.78	87
88	Gambar 1.79	88
89	Gambar 1.80	89
90	Gambar 1.81	90
91	Gambar 1.82	91
92	Gambar 1.83	92
93	Gambar 1.84	93
94	Gambar 1.85	94
95	Gambar 1.86	95
96	Gambar 1.87	96
97	Gambar 1.88	97
98	Gambar 1.89	98
99	Gambar 1.90	99
100	Gambar 1.91	100

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Tingkat aliran untuk alur aksial dan lubang masuk dengan sebuah nilai tekanan yang lebih spesifik	33
Tabel 4.1	Tabel hasil perhitungan	71



BAB I

PENDAHULUAN

I. 1 Latar Belakang

Dalam banyak hal orang mengharapkan dapat memperoleh mesin yang ideal dipandang dari sudut vibrasi (getaran), yaitu mesin yang tidak menghasilkan vibrasi sama sekali. Mesin ideal yang demikian akan sangat menghemat energi karena semua energi yang diberikan kepada mesin seluruhnya akan digunakan untuk melakukan pekerjaannya saja, tanpa menghasilkan pruduk samping berupa vibrasi.

Kelihatannya ini sangat mustahil karena dalam hal permesinan sangatlah tidak mungkin mendapatkan material yang sangat homogen, kemudian terlihat sebagai akibat timbulnya getaran mesin, tak lain adalah mengakibatkan berbagai keadaan yang abnormal seperti mengendornya baut-baut, bagian mesin cepat halus, shaft menjadi misalignment, rotor menjadi unbalance, dll. Kondisi tersebut di atas akan menaikkan energi karena getaran, menyebabkan rosonansi, dan beban dinamis pada bearing. Sebab akibat yang terjadi seterusnya akan menyebabkan mesin segera menuju kepada kerusakan (break down) yang menyebabkan mesin harus dimatikan atau secara otomatis mati dengan sendirinya karena proteksi pada listrik atau instrumentasinya.

Bantalan adalah elemen mesin yang mampu menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara baik. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja secara mestinya. Jadi bantalan dalam permesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung.

Tenaga ahli di bidang bantalan karenanya harus mempertimbangkan hal-hal seperti pembebanan lelah, gesekan,

panas, ketahanan terhadap korosi, persoalan kinematika, sifat-sifat bahan, pelumasan, toleransi pengerjaan mesin, pemasangan, pemakaian, dan biaya. Dari pertimbangan faktor-faktor ini, ahli bantalan tiba pada kompromi, didalam pertimbangan mereka, yang merupakan suatu penyelesaian yang baik atas persoalan-persoalan yang diutarakan diatas.

Bantalan dibuat untuk menerima beban radial murni, beban aksial murni, atau gabungan kedua-duanya. Dalam tugas akhir ini analisa kerusakan bearing difokuskan pada masalah pembebanan serta pelumasan pada bantalan.

I. 2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang diangkat pada tugas akhir ini adalah masalah kerusakan bearing yang terjadi pada pabrik PT Kertas Leces dimana tepatnya pada sistem pembangkit *turbine ECT (Extraction Condensing Turbine)*, maka perlu dilakukan analisa kekuatan dari bearing tersebut, apakah selama ini pembebanan yang diterima oleh bearing sudah tepat, serta menganalisa pengaruh apa saja yang bisa menyebabkan bearing mengalami kerusakan, agar proses produksi tidak mengalami gangguan yang signifikan.



Gambar 1. 1 Contoh Bearing yang mengalami kerusakan

I. 3 Batasan Masalah

Dalam analisa yang dilakukan di Pabrik Kertas Leces ini dilakukan beberapa batasan masalah agar dapat lebih terarah dalam analisisnya. Adapun beberapa batasan masalah yang diambil antara lain adalah :

1. Getaran yang terjadi pada sistem murni dari sistem itu sendiri.
2. Pengaruh temperatur atau suhu mesin diabaikan.
3. Velocity pickup transducer digunakan untuk pengambilan data getaran pada arah radial (horisontal dan vertikal) dan aksial.
4. Pembebanan yang diterima bantalan tetap yakni berupa beban radial.
5. Beban yang diterima bantalan terletak di sumbu pusat poros.
6. Aliran yang terjadi pada pelumasan bantalan adalah aliran laminar.
7. Laju aliran pelumas masing-masing bantalan pada gear box mempunyai nilai yang sama.

I. 4 Tujuan Penelitian

Tujuan dilakukan tugas akhir ini adalah mengidentifikasi penyebab terjadinya kerusakan bantalan pada sistem pembangkit dengan menganalisa pembebanan serta pelumasan pada bantalan.

I. 5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diambil dari hasil analisa bearing di Pabrik Kertas Leces antara lain sebagai berikut :

1. Mengetahui penyebab terjadinya kerusakan bantalan di lihat dari segi pembebanannya.
2. Memberikan usulan perancangan bantalan pada perusahaan yang berdasarkan pada analisa yang telah dilakukan serta penyebab kerusakan bantalan.

3. Media penelitian dan ilmu pengetahuan khususnya dalam perencanaan bantalan.

Ilmu pengetahuan yang dibutuhkan dalam perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain. Ilmu yang dibutuhkan dalam perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.

1. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
2. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
3. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
4. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
5. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
6. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
7. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.

Ilmu yang dibutuhkan dalam perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.

1. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
2. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
3. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
4. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
5. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
6. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.
7. Ilmu yang berkaitan dengan perencanaan bantalan adalah ilmu yang berkaitan dengan perencanaan keuangan, manajemen, dan lain-lain.

BAB II

KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

II .1. Kajian Pustaka

Penelitian tentang spektrum getaran pada bantalan telah banyak dilakukan, baik secara analitis maupun eksperimental. Penelitian-penelitian ini bertujuan untuk menganalisa bagaimana spektrum getaran bisa mengetahui terjadinya kerusakan yang dialami oleh bantalan. Berikut ini adalah kajian-kajian terdahulu yang digunakan dalam proses analisa yang akan dilakukan.

Diana Budi Prasetya dalam tugas akhirnya yang berjudul "*Analisa pengaruh level misalignment poros terhadap pola karakteristik spektrum getaran*" menjelaskan tentang pengaruh kedudukan poros penggerak dengan yang digerakkan relative terhadap sumbu putar yang seharusnya pada saat poros-poros tersebut beroperasi dimana data analisa yang dipakai berupa spektrum getaran. Beberapa kesimpulan yang bisa di dapatkan dari tugas akhir tersebut ialah level misalignment berpengaruh cukup signifikan terhadap kekuatan *peak amplitude* getaran. Peta spektrum hasil pengujian menunjukkan kecendrungan peningkatan amplitude getaran seiring dengan level misalignment yang semakin besar.

Kemudian dalam tugas akhir Kadar Hidayat jurusan teknik fisika ITS yang mempunyai judul, "*Analisa pengaruh viskositas lubrikasi pada rotating shaft dengan bearing model slider pada turbine generator*". Terlihat jelas dalam tugas akhir tersebut masalah yang diangkat adalah tentang pelumasan pada bearing, dimana salah satu kesimpulan yang dapat di ambil adalah semakin tinggi harga viskositas oli (μ) maka harga sommerfeld number akan semakin naik.

II.2. Bantalan Luncur

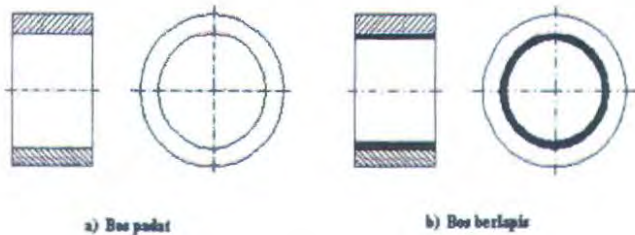
Istilah *bantalan kontak bergulir (rolling contact bearing)*, *bantalan anti-gesekan (anti-friction bearing)*, dan *bantalan bergelinding (rolling bearing)* semuanya dipakai untuk menjelaskan kelas bantalan dimana beban utama dialihkan melalui elemen pada titik kontak yang menggelinding, jadi bukan pada persinggungan yang meluncur. Pada suatu bantalan rol gesekan awal kira-kira dua kali gesekan setelah berputar, walaupun gesekan ini masih dapat diabaikan dibandingkan dengan gesekan awal pada bantalan luncur. Beban, kecepatan, dan viskositas kerja dari bahan pelumas jelas mempengaruhi sifat gesekan dari bantalan rol. Mungkin adalah salah untuk menyatakan suatu bantalan rol sebagai "anti-gesekan", tetapi istilah ini dipakai secara umum oleh industri.

Tenaga ahli dibidang bantalan karananya harus mempertimbangkan hal-hal seperti pembebanan lelah, gesekan, panas, ketahanan terhadap korosi, persoalan kinematika, sifat-sifat bahan, pelumasan, toleransi pengerjaan mesin, pemasangan, pemakaian, dan biaya. Dari pertimbangan atas faktor-faktor ini, ahli bantalan tiba pada kompromi, di dalam pertimbangan mereka, yang merupakan suatu penyelesaian yang baik atas persoalan-persoalan yang diutarakan di atas.

Istilah bantalan (*bearing*) digunakan kepada bagian mesin yang meneruskan gaya atau beban dari bagian yang bergerak kepada bagian yang stasioner sehingga mendukung bagian yang bergerak. Permukaan yang bersinggungan di bawah tekanan disebut *permukaan bantalan*. Bantalan adalah bagian yang penting dalam sebuah mesin minyak dan permesian lain yang dihubungkan dengannya. Pemahaman yang baik dari fungsi berbagai bantalan adalah penting untuk seorang operator mesin yang ingin mempertahankan prestasi bantalan yang memuaskan dan mencegah kerusakan yang akan mengakibatkan penghentian mesin.

Bantalan dibuat untuk menerima beban radial murni, beban aksial murni, atau gabungan kedua-duanya. Suatu bantalan

bisa saja sederhana seperti sebuah lubang yang diborkan pada suatu bagian mesin yang terbuat dari besi tuang. Ini mungkin masih sederhana tetapi memerlukan prosedur perencanaan yang mendetail, seperti misalnya bantalan-bantalan dua bagian, beralur, berpelumas tekan, dari poros engkol pada mesin mobil. Atau mungkin sangat rumit seperti pada bantalan-bantalan yang besar, berpendingin air, bercincin air, bercincin oli, dengan tangki oli yang sudah terpasang yang dipakai pada mesin-mesin yang besar.

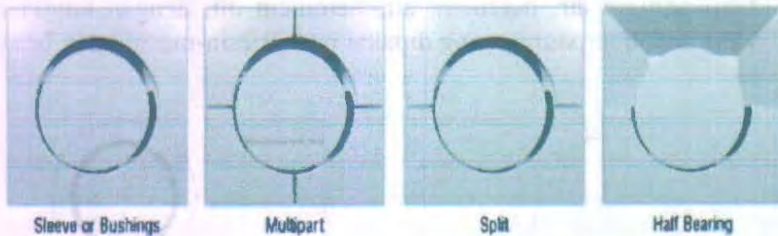


Gambar 2.1 Bantalan bulat

Gambar diatas menunjukkan dua jenis bantalan yang sering disebut bos. Bos padat dibuat dengan penuangan, penarikan, dan pembubutan, atau dengan menggunakan suatu proses metalurgi-tepung. Bos berlapis biasanya adalah jenis bercelah. Pada salah satu metoda pembuatannya bahan lapisan tersebut dituang secara kontinu pada sepotong pelat baja yang tipis. Potongan pelat berbabit ini kemudian diproses melalui penekanan, pembentukan, dan penghalusan, sehingga menghasilkan bos berlapis. Setiap jenis alur dapat dibuat pada bos tersebut. Bos dipasangkan sebagai sambungan ketat dan dihaluskan dengan boring, reaming atau burnishing.

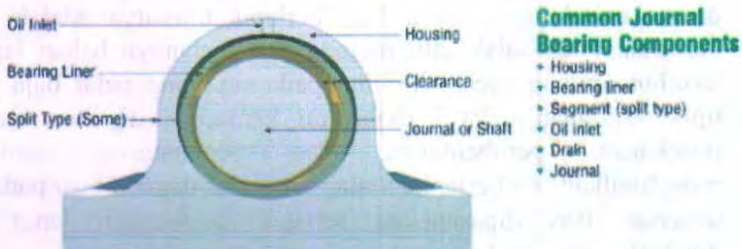
Ada dua jenis bearing yang digunakan dalam permesinan yakni plain dan roll element bearing. Dalam penelitian ini pemberian minyak pelumas yang khusus pada plain bearing, juga biasa dikenal sebagai sleeve bearing dan journal bearing.

Plain bearing dari sebuah poros, juga disebut suatu journal, dan suatu komponen pendukung, yang memungkinkan suatu kulit mengelilingi poros disebut sleeve, bantalan yang menyelimuti setengah poros, terdiri dari dua bagian (bagian atas dan bawah) atau terdiri dari banyak bagian (multipart).



Gambar 2.2 Desain dari bantalan sleeve

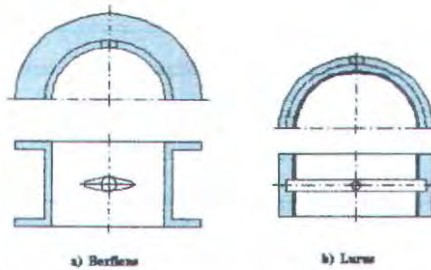
Plain bearing digunakan untuk beban radial tinggi (tegak lurus kepada batang poros) dan rendah untuk kecepatan tinggi. Aplikasi yang khas menggunakan bantalan ini meliputi turbin, large melling systems, engine cranks, kompresor, gearboxes, dll. Tiap-Tiap blok journal bearing mempunyai beberapa karakteristik disain umum ditunjukkan.



Gambar 2.3 Journal bearing

Bantalan berflens dan yang lurus terlihat pada gambar di bawah ini. Ini tersedia dalam berbagai ukuran dalam jenis berdinding tebal maupun berdinding tipis, dengan atau tanpa

bahan pelapis. Suatu tonjolan pengikat menjaga posisi bantalan dan secara efektif menjaga gerakan aksial atau putaran dari bantalan di dalam rumahnya.



Gambar 2.4 Bantalan yang terbuat dari dua bagian

II.3 Pengertian Getaran

Masing – masing dari kita sudah banyak tentu tau tentang hal yang dinamakan getaran. Hal ini dapat didefinisikan sebagai sesuatu yang bersifat bergerak maju mundur dan berulang-ulang melewati titik diamnya atau dapat dikatakan berosilasi. Dalam kehidupan sehari-hari dapat kita lihat berbagai macam tipe osilasi getaran seperti : pendulum, dawai kecapi dan gitar, mesin yang bergerak dalam operasinya dan dalam gejala alam pun kita dapat merasakan getaran yang kecil sampai yang besar. Hal ini dapat kita lihat pada kasus bencana gunung meletus, gempa bumi dan tsunami yang dapat kita rasakan gerakan dan dengar suaranya yang bergemuruh.

Gerak osilasi atau getaran adalah sebuah perubahan yang periodik dari suatu besaran, gejala osilasi atau getaran dapat diamati dimana-mana misalnya : ayunan, piston motor bakar yang bergerak maju mundur, bahkan rotasi bumi pada porosnya. Besaran yang menyatakan getaran dapat berupa temperatur, simpangan, sudut, tekanan, tegangan listrik, kecepatan dan lain sebagainya.

Getaran yang terjadi pada sebuah mesin atau peralatan adalah suatu respon dari sebuah sistem yang mendapatkan

gangguan atau aksitasi dari luar maupun dari dalam berupa gaya, kecepatan maupun simpangan. Apabila aksitasi diberikan selama terjadi osilasi maka sistem digolongkan sebagai getaran paksa (*forced vibration*), sedangkan pada getaran bebas (*free vibration*) tidak terdapat eksitasi atau gaya luar yang bekerja selama osilasi, dimana pada sistem ini terjadi pertukaran energi yaitu potensial dan energi kinetik.

Getaran permesinan dapat mempunyai bentuk karakter yang bervariasi dari yang sifatnya rendah sampai yang tinggi, cepat atau lambat dan dapat terdengar suara berisik yang disertai timbulnya panas. Getaran yang terjadi pada permesinan bersifat membahayakan dan tidak selalu diinginkan oleh pihak operasional akibat berbagai macam factor.

Faktor - factor yang menyebabkan getaran pada permesinan dapat diklasifikasikan menjadi beberapa bagian yaitu:

a. Gaya yang berulang - ulang (*repeating force*)

Gaya getar yang berulang-ulang dapat menimbulkan getaran pada permesinan. Hal ini dapat kita temui pada kasus di *rotating machinery* seperti unbalanced, misalignment dan kurang benarnya pemasangan komponen-komponen yang bergerak.

b. Keausan (*looseness*)

Keausan pada komponen permesinan dapat menimbulkan getaran akibat renggangnya toleransi kelonggaran dari komponen dan adanya stress yang tidak merata. Berikut ini faktor-faktor yang menyebabkan terjadinya keausan pada bantalan ialah :

1. Pelumasan yang diberikan
2. Pembebanan yang diterima
3. Saat pemasangan komponen permesinan
4. Maintenance

Contoh kasus ini dapat kita temui pada timbulnya celah pada bantalan (bearing clearance), longgarnya skrup atau baut, ketidakcocokkan pemasangan komponen, korosi dan timbulnya kerak pada permukaan komponen.

c. Resonansi (resonance)

Akibat adanya resonansi menyebabkan mesin bergetar lebih besar melewati batas frekuensi naturalnya dan tergantung dari banyaknya gangguan gaya eksitasi dari luar. Resonansi biasanya ditimbulkan oleh gaya eksitasi yang berulang-ulang, untuk mesin yang berputar hal ini indentik dengan batas kecepatan kritisnya.

II.4 Pengukuran Getaran

Untuk mengukur suatu getaran mesin di butuhkan suatu transducer getaran yang berfungsi untuk mengelolah sinyal getaran menjadi sinyal lain, dalam hal ini sinyal listrik. Transducer getaran yang umum digunakan adalah velocity pickups, accelerometer dan non-contact pickups. Masing-masing transducer tersebut mempunyai keuntungan dan kerugian aplikasinya. Tidak ada satupun transducer yang dapat memberikan semua kebutuhan pengukuran yang diperlukan, sehingga kita harus memilih transducer yang paling cocok untuk pekerjaan yang kita lakukan.

Ada beberapa hal penting yang perlu dipertimbangkan dalam proses pemilihan transducer ini. Pemilihan transducer ini adalah langkah yang paling penting dalam proses mendapatkan data vibrasi yang benar dan akurat. Tiap-tiap mesin mempunyai karakteristik getaran yang berbeda-beda dan spesifik, sebagai contoh : sebuah gearbox dengan ball bearing akan mempunyai karakteristik getaran pada frekuensi tinggi, hal tersebut jarang terjadi pada motor yang menggerakkan fan dengan kecepatan rendah. Contoh lain adalah sebuah pompa besar atau kompresor dengan sleeve bearing dimana kita menginginkan meneliti gerakan shaft mesin tersebut. Dari dua contoh diatas terdapat perbedaan parameter yang harus diukur, sehingga dibutuhkan

transducer yang berbeda untuk mendapatkan informasi yang diinginkan.

Jadi pemilihan transducer bergantung pada beberapa hal yaitu :

- Karakteristik mekanik mesin
- Parameter yang diukur
- Daerah frekuensi getaran yang dapat diukur
- Pertimbangan pemasangan
- Kondisi lingkungan dll.

Untuk keperluan pengukuran getaran dengan menggunakan transducer perlu ditentukan titik pengukuran dan sumbu pengukuran, dimana arah pengukuran dapat dikelompokkan menjadi :

1. Horisotal
2. Vertikal
3. Axial

II.4.1 Parameter Pengukuran

Pertama yang harus dipertimbangkan dalam proses pemilihan transducer yang akan digunakan adalah parameter apa yang kita inginkan untuk diukur. Biasanya parameter-parameter tersebut adalah displacement (perpindahan), velocity (kecepatan), acceleration (percepatan).

II.4.1.1 Displacement

Displacement (mm, mils) dapat diukur dengan transducer velocity dan transducer accelerometer. Hal ini dilakukan dengan cara mengintegalkan hasil pengukuran dari kedua transducer tersebut dengan rangkaian integrator yang biasanya sudah ada pada alat ukur getaran. Transducer jenis non-contact mengukur langsung displacement getaran dengan memerlukan proses integrasi.

Transducer velocity dapat digunakan untuk mengukur displacement dengan rangkaian single integrator, tetapi apabila kita akan bekerja pada frekuensi rendah, kita harus mempertimbangkan bahwa transducer velocity akan kurang sensitif apabila digunakan pada frekuensi dibawah 600cpm. Akibat adanya proses integrasi akan menimbulkan juga noise elektronik pada alat pengukuran frekuensi rendah tersebut.

Tranducer accelerometer dapat digunakan untuk mengukur displacement getaran dengan rangkaian double integrator. Seperti halnya transducer velocity, menggunakan transducer acceleroneter untuk mengukur displacement getaran akan memberikan attenuasi dan noise pada pengukuran frekuensi rendah.

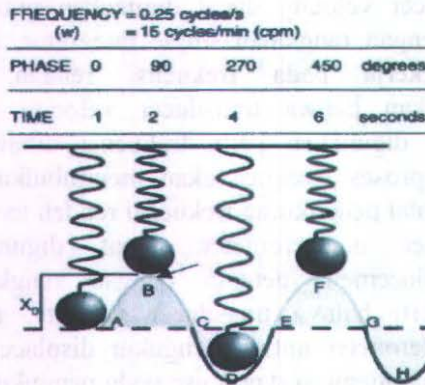
II .4.1.2 Velocity

Velocity (mm/det, mils/det) dapat diukur dengan menggunakan transducer velocity dan transducer accelerometer. Sensor velocity dapat mengukur langsung kecepatan getaran tanpa proses integrasi. Sensor accelerometer untuk mendapatkan kecepatan getaran membutuhkan rangkaian single integrator, dan mengukur frekuensi getaran sampai dengan kira-kira 3Hz atau 180 cpm

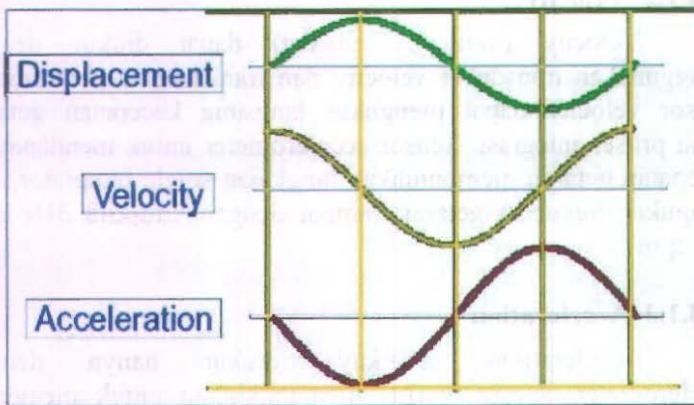
II .4.1.3 Acceleration

Acceleratiion sebaiknya diukur hanya dengan accelerometer, secara teoritis memungkinkan untuk mengukur acceleration menggunakan transducer velocity dengan menambah rangkaian difrensiator yang biasanya juga sudah ada di dalam alat pengukuran getaran.





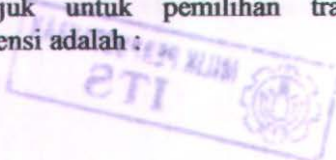
Gambar 2.5 Gelombang harmonik sederhana, massa di-plot terhadap waktu



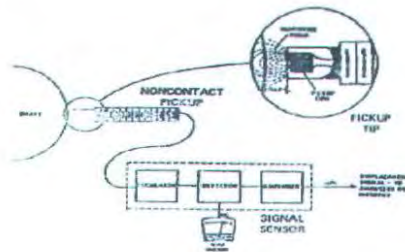
Gambar 2.6 Gelombang harmonik sederhana

II.4.2 Daerah Frekuensi

Daerah frekuensi getaran yang ditimbulkan oleh suatu mesin akan berpengaruh pada pemilihan transducer. Secara umum petunjuk untuk pemilihan transducer berdasarkan daerah frekuensi adalah :

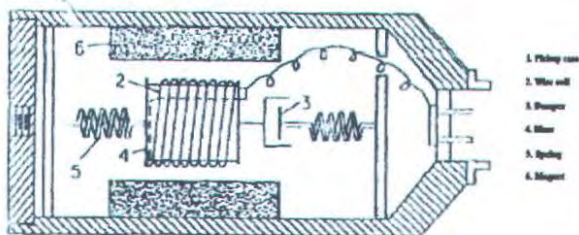


- a) Sensor displacement
1. Frekuensi sampai dengan 5 Khz
 2. Untuk mengukur getaran shaft



Gambar 2.7 Displacement probe and signal conditioning system

- b) Sensor velocity
1. Daerah frekuensi adalah 10 Hz – 1000 Hz
 2. Dalam pengoperasiannya ini tidak memerlukan daya dan mempunyai sinyal output yang cukup kuat
 3. Dapat dipasang langsung pada rumah bearing
 4. Dapat dipegang tangan untuk melakukan pengukuran getaran suatu mesin



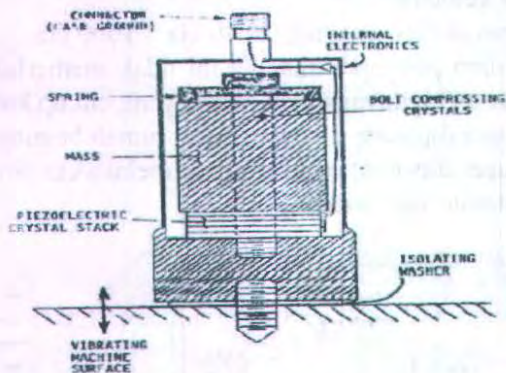
Gambar 2.8 bagian velocity pickup



Gambar 2.9 Sensor velocity

c) Sensor accelerometer

1. Daerah frekuensi pengukuran 2 Hz – 20 KHz
2. Untuk pengukuran pada frekuensi tinggi/ultrasonic
3. dapat digunakan pada temperature tinggi



Gambar 2.10 Bagan sensor accelerometer

II.5 Bagan Ukuran Getaran

Pengukuran amplitudo getaran yang pada dasarnya mengukur kekuatan getaran akibat adanya suatu gangguan atau kerusakan pada mesin. Sebuah pertanyaan penting yang berkaitan dengan kekuatan getaran adalah *seberapa besar suatu getaran*

dikatakan terlalu besar atau memiliki ambang batas ?. Hal tersebut akan sangat berguna untuk mendeteksi masalah pada tahap-tahap awal pemeriksaan mesin dan untuk selanjutnya digunakan untuk pembuatan jadwal prosedur pembenahan mesin dengan lebih tepat. Dengan diketahuinya ambang batas getaran ini, maka peringatan lebih awal terhadap masalah-masalah yang akan terjadi dapat diketahui dan bagan ini bukan digunakan untuk mengetahui seberapa besar getaran dapat dilakukan oleh mesin sebelum mesin tersebut rusak.

Kejadian-kejadian disekitar kita yang dapat meyebabkan kerusakan mesin sangat kompleks untuk dihimpun dalam sejumlah batas-batas yang dapat diandalkan atau dipercaya. Sebagai jalan keluarnya dibuat suatu indikasi-indikasi umum kondisi suatu mesin yang dapat dievaluasi berdasarkan amplitude getaran yang disebut dengan bagan tingkat getaran (*severity chart*). Hal tersebut hanya mungkin dapat digunakan sebagai patokan umum apabila dibuat oleh orang-orang yang ahli dan berpengalaman dalam bertahun-tahun.

Bagan tingkat getaran telah banyak dibuat oleh sejumlah negara, sejumlah perusahaan pembuat mesin serta sejumlah perusahaan pembuat alat instrumentasi getaran. Dari banyak tingkat getaran tersebut ada yang sudah di standartkan dan ada yang belum. Bagan tingkat getaran ini ada yang dibuat untuk mesin secara umum dan ada juga yang dibuat untuk mesin-mesin khusus. Tujuan dibuatnya bagan tingkat getaran ini adalah untuk mengetahui kondisi mesin, apakah mesin dalam kondisi baik, kasar atau kondisi yang lainnya yang diukur berdasarkan getaran yang di timbulkan.

RMS Velocity (mm/s)	45	Tidak dirintakan	Tidak dirintakan	Tidak dirintakan	Tidak dirintakan
	28			Ditolerir	Ditolerir
	18	Ditolerir	Ditolerir		
	11,2			Ditolerir	Ditolerir
	7,1	Ditolerir	Ditolerir		
	4,5			Ditolerir	Ditolerir
	2,5	Ditolerir	Ditolerir		
	1,8			Ditolerir	Ditolerir
1,12	Ditolerir	Ditolerir	Ditolerir		
0,71				Ditolerir	Ditolerir
0,45	Ditolerir	Ditolerir	Ditolerir		
0,28				Ditolerir	Ditolerir
0,18	Ditolerir	Ditolerir	Ditolerir		
				Kelompok K	Kelompok M

Gambar 2.11 Bagan umum tingkat getaran ISO-2372

Keterangan :

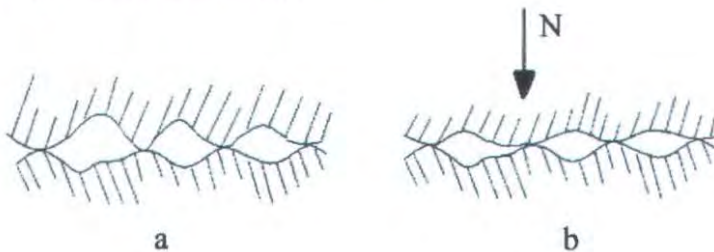
- Kelompok K : Golongan mesin-mesin kecil, yaitu mesin dengan tenaga sampai 15 kw
- Kelompok M : Golongan mesin-mesin sedang, yaitu mesin dengan tenaga 15kw – 17 kw
- Kelompok G : Golongan mesin-mesin besar dengan pondasi padat dan berat yang mempunyai frekuensi natural lebih tinggi dari kecepatan
- Kelompok T : Golongan mesin-mesin besar yang beroperasi pada kecepatan di atas frekuensi natural pondasi

II.6 Gesekan dan Aus

Apabila dua benda padat bergerak saling melintas, maka selalu ada gaya yang hendak mencegah gerakan kedua benda tersebut satu terhadap yang lain. Tahanan ini (tahanan luncur) diberi nama gesekan luncur. Apabila antara kedua benda tadi

tidak terdapat zat ketiga atau "zat antara" (minyak, gemuk, air dan sebagainya), maka gesekan ini disebut gesekan kering.

Yang harus dijadikan patokan ialah bahwa permukaan yang benar-benar licin itu tidak ada. Di bawah pembesaran kuat ditemukan bahwa permukaan yang paling licin pun memperlihatkan suatu kekasaran tertentu dan seolah-olah agak berbentuk ombak. Kalau sekarang ada dua permukaan saling menekan, maka terutama puncak ombaklah yang saling bersinggungan. Disebabkan oleh gaya normal setempat, akan timbul tegangan sangat tinggi dalam bahan sehingga di dekat titik singgung bahan akan merayap (flow). Rayapab ini akan berlangsung terus sampai luas singgung menjadi sedemikian tingginya sehingga perubahan bentuk selanjutnya tidak terjadi lagi. Dalam gambar di bawah ini, a melukiskan keadaan awal dan b melukiskan keadaan akhir.



Gambar 2.12 Persinggungan dua benda

Tekanan kontak setempat ini sering sangat besar. Yaitu kerang lebih sama dengan kekerasan Brinell bahan yang paling lunak. Disebabkan oleh tekanan kontak yang tinggi, kalau bidang luncur yang satu bergerak terhadap yang lain, dapat terjadi perkembangan kalor yang kuat dan karena itu, temperatur tinggi. Akibatnya ialah bahwa bahan akan saling melekat (mengelas). Semakin tinggi temperatur, semakin besar pula kecenderungan las ini. Apabila sekarang kedua benda itu digerakkan saling melintas, maka permukaan-permukaan kecil yang di las satu sama lain itu, harus menjadi terlepas lagi.



Gambar 2.13 patah di luar "tempat las"

Aus tidak hanya akibat goresan, melainkan akibat efek lekat, sebab "tempat las" tidak akan selalu terjadi sebagai tempat yang paling lemah ketika bahan sobek dan terlepas, ada kemungkinan bahwa patah itu terjadi lebih tinggi atau lebih rendah (Gambar 2.13). Ada bahan benda yang satu melekat pada bahan benda lainnya. Bentuk aus itu dinamakan makan (eat).

Apabila salah satu dari bahan lebih lunak daripada yang lain, maka permukaan yang saling bersinggungan menjadi lebih besar, sebab tegangan yang disertai oleh bahan bentuk, tercapai lebih awal dalam bahan yang lebih lunak. Tetapi pada bahan yang tak sejenis ini dan pada tegangan yang lebih kecil, saling lekat itu tidak akan begitu mudah terjadi, permukaan tetap licin. Bagian yang paling sulit diganti (misalnya poros) dibuat keras.

Apabila antara permukaan yang bergerak saling melintas itu terdapat partikel kecil seperti debu, pasir dan partikel aus, maka dapat terjadi suatu bentuk aus yang dinamakan abrasi (gosokan). Beberapa dari partikel ini mungkin lebih keras daripada kedua bahan partikel ini dapat tertanam dalam bahan yang lebih lunak. Partikel tersebut akan menggores dan menimbulkan efek tajak dalam bahan yang lebih keras.

Bentuk keempat aus mekanik ialah aus tekan sebagai akibat lelah. Disebabkan oleh beban yang beseling-seling dan beban yang berubah-ubah, karena lelah, dapat terjadi retak setempat sehingga ada bahan yang menjadi rapuh dan menimbulkan pembentukan bopeng. Pembentukan bopeng ini tipikal bagi aus tekan. Gejala ini terutama terjadi pada sisi segi dan pada benda rol serta lintasan jalan bantalan putar. Disamping

aus mekanik, yaitu yang di akibatkan oleh beban yang lebih mekanik, terjadi banyak kerugian karena perusakan kimia, yaitu korosi. Kedua bentuk aus itu dapat saling membantu.

Sementara itu, kita akan selalu berusaha untuk menekan keausan. Sebab kerja yang diperlukan untuk mengatasi gesekan akan diubah menjadi kalor. Akibatnya ialah bahwa temperatur pada permukaan akan naik dengan cepat, saling pengelasan di giatkan dan terjadilah makan. Menekan gesekan dan pemberantasan aus pada umumnya diperoleh lewat perapian yang baik, pilihan terhadap bahan cocok dan terutama lewat pelumasan. Antara poros dan metal dalam hal ini diberi bahan pelumas.

II.7 Pelumasan Bantalan

II.7.1 Kondisi Pelumasan

Tergantung pada keadaan terdapat berbagai kondisi pelumasan :

- a). Yang telah dibicarakan ialah kondisi "tidak ada pelumas" (gesekan kering) jika tidak ada pelumas dan beban seluruhnya dipindahkan oleh kontak mekanik.
- b). Tepi lainnya ialah pelumasan sepenuhnya, jika bidang luncur sepenuhnya dipisahkan oleh bahan pelumas dan sama sekali tidak ada kontak mekanik, beban seluruhnya dipindahkan oleh film pelumas. Satu-satunya gesekan ialah dalam bahan pelumas itu sendiri. Ini merupakan pelumasan yang ideal.
- c). Antara kondisi a dan b terletak daerah pelumasan tak sempurna. Dalam hal ini beban untuk sebagian dipindahkan oleh kontak metalik dan untuk sebagian oleh film pelumas. Di sini tahanan gesek merupakan suatu kombinasi gesekan metalik dan gesekan bahan pelumas, apa yang dinamakan gesekan campuran. Maka juga dipergunakan nama kondisi pelumasan campuran.

II.7.2 Bahan Pelumas

Bahan pelumas terdapat baik dalam keadaan cair, maupun dalam keadaan padat serta dalam keadaan berbentuk gas. Bahan pelumas cair ialah yang terbanyak diterapkan, terutama minyak, kadang-kadang suatu larutan minyak atau gemuk dalam air dan sekali-sekali malahan iar murni.

Sampai kurang lebih 1885 yang dipergunakan ialah hampir semata-mata minyak lemak, artinya minyak yang berasal dari lemak hewan atau dari lemak nabati, kemudian semakin banyak jenis minyak mineral, jadi yang dibuat dari minyak tanah. Minyak lemak melekat dengan baik pada permukaan logam dari pada minyak mineral, tetapi minyak mineral lebih tahan lama secara kimia dan juga dapat dipakai untuk pendinginan. Minyak mineral merupakan campuran hidrokarbon yang rumit. Lewat tambahan (bahan tambahan = additives atau campuran tambahan = dopes) kepada minyak, dapat diperoleh sifat khusus untuk tujuan tertentu, umpamanya campuran tambahan anti oksidasi dan campuran tambahan anti korosi.

Suatu bahan pelumas yang penting juga ialah gemuk (grease), yaitu suatu campuran minyak pelumas dan sabun logam. Dengan sabun logam dimaksudkan suatu persenyawa asam lemak yang diperoleh dari lemak nabati atau lemak hewan dengan logam. Karena itu, menurut logamnya dikenal gemuk kalsium (gemuk kapur atau gemuk konsisten), gemuk natrium, gemuk alumnium dan sebagainya.

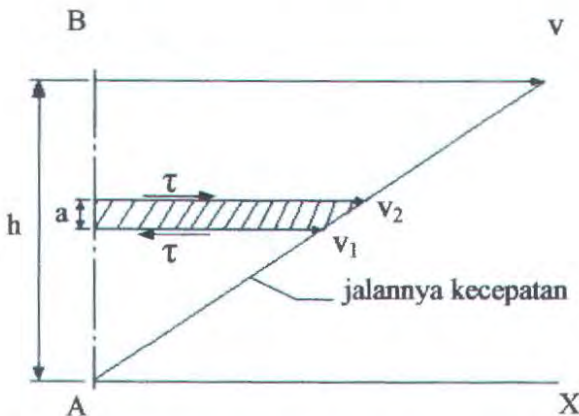
Akhir-akhir ini tambahan pula semakin banyak gas (udara, asam karbon, oksigen, uap) memenuhi syarat sebagai bahan pelumas pada kecepatan keliling tap yang sangat tinggi (100.000 perp/mnt), dimana minyak akan mengembangkan terlapau banyak kalor dan dimana poros harus berputar di tempat yang sama sekali tidak mungkin dihampiri, seperti yang dapat diketemukan dalam penerapan energi nukir.

Minyak dalam jumlah sangat kecil telah dapat memberi efek yang baik. Sebabnya ialah bahwa molekul minyak berbentuk benang panjang memperlihatkan adhesi yang kuat dengan bahan

tap dan metal., sehingga suatu lapisan minyak sangat tipis, barang kali hanya setebal beberapa molekul, tetap melekat di sana. Akibatnya ialah bahwa puncak permukaan dicegah untuk saling mengal. Dengan demikian, gaya gesek yang diperlukan untuk gerakan sangat berkurang. Apabila diberikan lebih banyak minyak, maka dalam lembah-lembah terjadi penampungan (resevoir), minyak yang mungkin terkikis dapat diisi kembali dari penampungan ini.

II.7.3 Viskositas

Apabila suatu zat cair mengalir demikian rupa sehingga pertikelnya di mana-mana bergerak sejajar dengan arah AX tertentu Gambar 2.14 (aliran laminar), tetapi dengan berbagai kecepatan, maka antara lapisan zat cair yang sejajar dengan arah kecepatan, sehingga akibat gesekan satu sama lain, akan bekerja gaya.



Gambar 2.14 Penjelasan tentang pengertian viskositas

Kalau satu luasan ditinjau, maka dapat dianggap ada tegangan putus-geser τ yang dalam Gambar 2.14 dilukiskan bekerja pada lapisan zat cair yang diasir. Kalau selanjutnya dimisalkan bahwa pada aliran yang diperhatikan, kecepatan dalam

penampang AB sepadan dengan jarak sampai A, maka menurut eksperimen ternyata bahwa tegangan putus-geser itu sepadan dengan kemunduran kecepatan, yang dalam hal ini pada umumnya dapat dikatakan : $\tau = \eta \times \frac{v}{h}$. Disini η merupakan faktor

padanan yang untuk setiap zat cair pada temperatur yang sama mempunyai nilai tertentu, tetapi yang sangat tergantung pada temperatur. Faktor ini dinamakan *viskositas dinamik* atau *viskositas mutlak*.

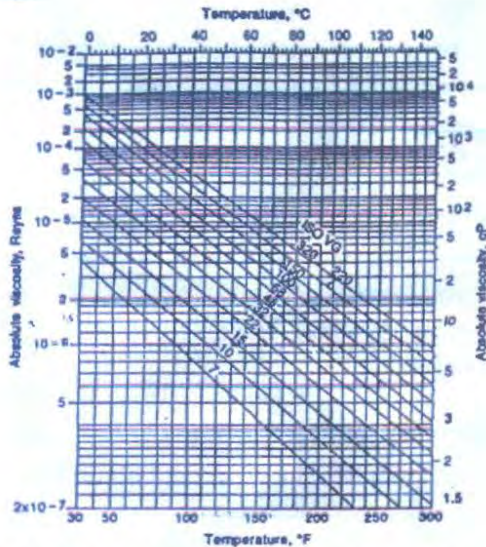
Sekarang poise dinamakan satuan untuk viskositas dinamik, sedangkan stoke satuan untuk viskositas kinematik. Pada semua jenis minyak, viskositas sangat menurun kalau temperatur ditinggikan, jadi suatu keterangan tentang viskositas harus selalu disertai oleh temperatur di mana nilai ini berlaku (viskositas gas naik dengan makin tingginya temperatur).

Viskositas Minyak berkurang dengan cepat di dalam temperature yang semakin naik, dalam hal ini dalam ditunjukkan secara umum pada Gambar 2.15. Suatu garis lurus menggambarkan nilai - nilai viskositas untuk suatu minyak pada dua temperatur apapun (secara khas pada suhu 40°C dan 100°C) memungkinkan penilaian dari viskositas pada lain temperature. Garis lurus seperti itu menghubungkan kekentalan kinematik ν di dalam satuan cSt ke temperatur mutlak T (°C + 273,15) oleh persamaan :

$$\log \log(\nu + 0,7) = A - B \log T \quad (2.1)$$

dimana A dan B adalah konstanta untuk minyak yang diberikan.

Hubungan ini menjaga baik bagi kebanyakan mineral dan minyak buatan, pada temperatur tinggi dan dengan kepandaian macam-macam ini, persamaan 2.1 adalah suatu pilihan umum untuk menetapkan viskositas pada berbagai temperatur di dalam program komputer untuk analisa tentang minyak pelumas bearing



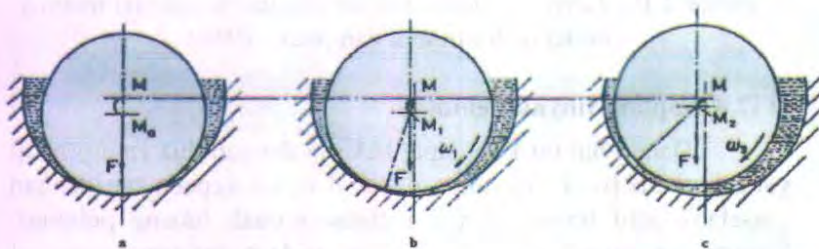
Gambar 2.15 Tabel viskositas-temperatur untuk industri minyak mineral (Raimondi dan Szeri, 1984)

II .7.4 Suplai Minyak Pelumas

Dalam hal ini kita dapat bekerja dengan dua cara prinsip yang berbeda-beda. Misalnya dapat disuplai kepada tap dengan berselang atau terus-menerus melalui sebuah lubang pelumas. Seperti yang masih akan dibicarakan, pada poros yang memikul beban berat dan berputar cepat, ditemukan bahwa bantalan akan menerima temperatur tinggi yang tidak diperbolehkan, minyak mineral cepat menua (artinya mengoksidasi) di atas 60°C sampai 70°C . Dalam hal ini minyak dari resevoir dialirkan kembali oleh sebuah pompa, kalau perlu melalui pendingin minyak dan saringan ke metal. Sebetulnya dalam hal ini ialah pelumasan tekan atau pelumasan edar.

Sekarang tap yang sedang diam digambarkan dengan ruang bebas yang lebih-lebihkan akan terletak dalam metal seperti ditunjukkan oleh Gambar 2.16. Kalau dimisalkan bahwa

ruangan bebas seluruhnya terisi dengan minyak dan bahwa kepala tap juga disuplai minyak lebih dari cukup, maka kalau mulai berputar, tap akan membawa serta minyak, disebabkan oleh adhesi dan gesekan, ke dalam ruangan berbentuk baji antara tap dan metal. Akibatnya ialah bahwa minyak mengangkat tap dari metal. Jadi film minyak mendukung tap, film minyak itu menerima tekanan tap (Gambar 2.16 b). Semakin cepat tap berputar, semakin banyak pula minyak terbawa serta semakin tebal film minyak pada tempat yang paling sempit, asalkan beban tetap sama. Jadi pada kecepatan lebih besar, titik tengah tap menempatkan diri di M_2 (Gambar 2.16 c). Titik M_0 (Gambar 2.16 a), M_1 (Gambar 2.16 b), M_2 (Gambar 2.16 c) dan M terletak pada garis lengkung yang seperti yang diajarkan oleh eksperimen dan oleh kalkulasi, praktis dapat digambarkan dengan separuh lingkaran.



Gambar 2.16 Letak poros dalam metal

Tap dapat didukung oleh film minyak ini, sebab minyak di dalamnya berada dalam keadaan bertekanan. Gambar 2.18 menunjukkan jalannya tekanan ini pada tap yang berputar, dimana tekanan diukurkan pada metal searah dengan jari-jari. Ternyata bahwa tekanan dalam gerakan bertambah sampai dekat dengan titik tersempit. Di titik itu sendiri, tekanan lebih sama dengan nol, setelah itu secara teori menjadi negatif (artinya < tekanan atm). Sebenarnya yang belakangan ini barangkali tidak akan terjadi sebagai akibat pengaliran masuk dan disebabkan oleh

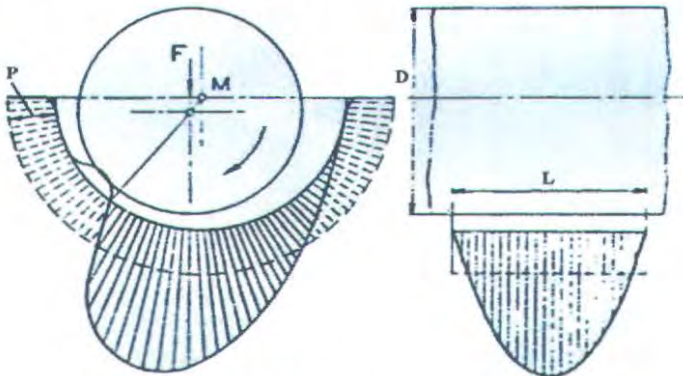
perkembangan uap. Hasil tekanan ini harus dalam keadaan setimbang dengan beban tetap F.

Apabila keadaan yang dibicarakan tadi telah mulai ada, maka tidak terjadi persinggungan antara metal tap dan metal bus. Satu-satunya gesekan yang terdapat berasal dari perbedaan kecepatan yang terdapat dalam kerugian minyak antara tap dan metal. Minyak yang bersinggungan dengan tap akan memiliki kecepatan yang sama dengan kecepatan keliling tap dan minyak yang bersinggungan dengan metal akan berada dalam keadaan diam. Antara keduanya itu kecepatan bertambah besar dari nol sampai kecepatan keliling. Jadi di sini yang dihadapi hanyalah gesekan zat cair, secara teoritis, bahan yang dipakai untuk membuat tap dan metal tidak mempunyai peranan.

Dalam gambar 2.17 juga tekanan P ikut digambar yang kalau tekanan ini koston pada seluruh permukaan tap, akan mampu untuk membuat kesetimbangan dengan beban W. Kalau garis tengah tap adalah D dan panjang adalah L, maka jumlah komponen vertikal tekanan P sama dengan $D \times L \times P$, dimana $D \times L$ ialah luasan penampang sumbu tap. Maka

$$W = D \times L \times P \text{ dan } P = \frac{W}{D \times L} \quad (2.2)$$

P ialah tekanan bidang rata-rata atau beban jenis.



Gambar 2.17 Tekanan dalam film minyak

II.8 Perhitungan dari Bantalan Radial

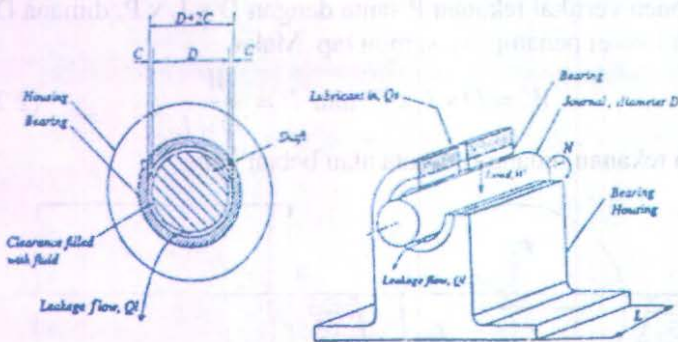
II.8.1 Angka Sommerfeld

Angka sommerfeld, sebagai besaran tanpa dimensi menunjukkan karakteristik gesekan total dari bantalan. Angka sommerfeld didefinisikan sebagai berikut.

$$S = \frac{\mu N_s D L}{W} \left(\frac{R}{C} \right)^2 \quad (2.3)$$

dimana :

- μ = viskositas (reyns)
- N_s = kecepatan putaran (rps)
- D = diameter poros (in)
- L = panjang bantalan (in)
- R = jari-jari poros (in)
- C = radial clearance (in)
- W = beban yang diterima bantalan (lb)

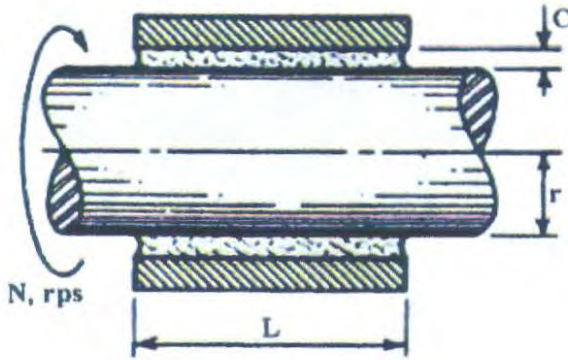


Gambar 2.18 tatanama journal bearing

II.8.2 Pelumasan Lapisan Tebal

Sekarang kita perhatikan sebuah poros yang berputar di dalam bantalan penutup. Di sini bantalan dianggap membawa

beban yang sangat kecil, bahwa ruang bebas C dianggap berisi penuh oli dan diperlihatkan pada Gambar 2.19.



Gambar 2.19 Bantalan luncur

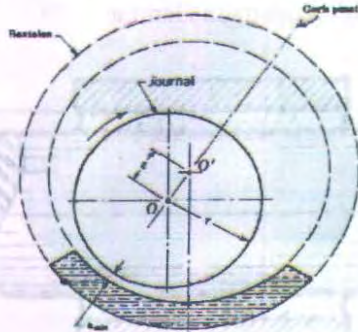
Dimensi C adalah kelonggaran radial (radial clearance) dan ada perbedaan radial antara bantalan dengan jurnal. Pada Gambar 2.20 pusat jurnal adalah O dan pusat bantalan adalah O' . Jarak antara pusat-pusat tersebut adalah eksentrisitas (eccentricity) dan dinyatakan dengan e , dimana perumusannya adalah.

$$e = \varepsilon \times C \quad (2.4)$$

Dimana ε adalah nilai rasio eccentricity dan C adalah radial clearance.

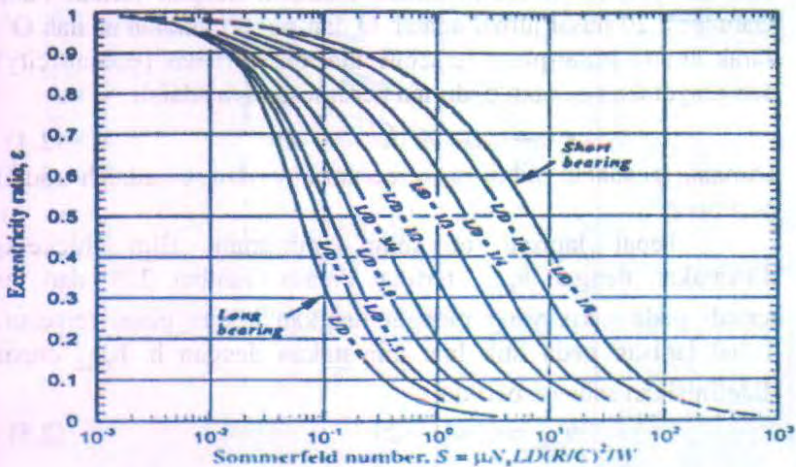
Tebal lapisan minimum (minimum film thickness) dinyatakan dengan h_{\min} , terlihat dalam Gambar 2.20 dan ini terjadi pada garis yang menghubungkan kedua pusat tersebut. Tebal lapisan pada titik lain dinyatakan dengan h , h_{\min} dapat didefinisikan sebagai berikut.

$$h_{\min} = C \times (1 - \varepsilon) \quad (2.5)$$



Gambar 2.20 Lapisan minimum bantalan luncur

Untuk mencari nilai rasio eccentricity (ϵ) maka kita perlu mengetahui nilai sommerfeld number terlebih dahulu, setelah didapatkan nilai karakteristik getaran maka kita akan memasukkan nilai tersebut ke dalam grafik yang terdapat pada Gambar 2.21.

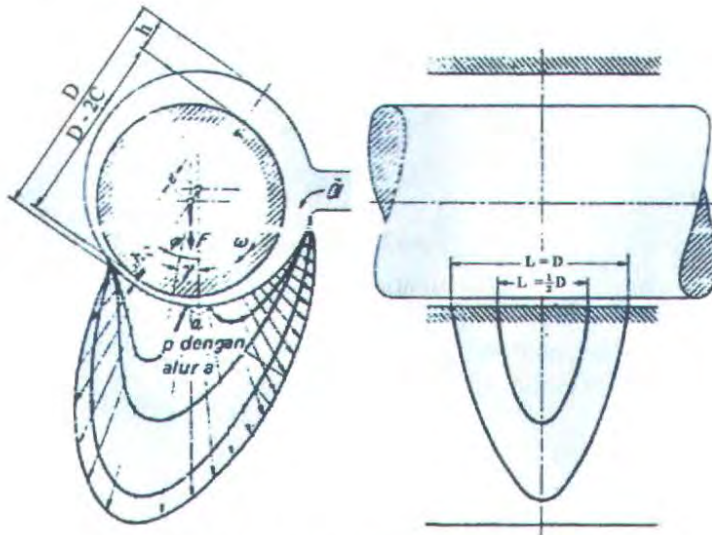


Gambar 2.21 Nilai ϵ dengan S untuk berbagai rasio L/D

Untuk mempermudah melakukan perhitungan dalam pembacaan grafik di atas maka disediakan sebuah tabel (terlampir).

II .8.3 Tekanan Maksimum

Tekanan pelumas yang mendukung menimbulkan hidrodinamis dalam celah yang berbentuk baji di antara permukaan meluncur (Gambar 2.22), di dalamnya, bahan pelumas karena daya lekat dan viskositasnya dialirkan oleh gerakan meluncur dan di dalam celah yang menyempit ditekan, sehingga tapnya ditekan pada sisinya dan diangkat sampai seimbang antara beban dengan tekanan pelumas.



Gambar 2.22 Tekanan maksimum

Distribusi tekanan menunjukkan Gambar 2.23 untuk bantalan radial silinder, terlihat dalam gambar tersebut, bahwa tekanan maksimum dalam arah putaran adalah pendek pada tempat yang paling sempit. Tekanan dapat didefinisikan sebagai berikut

$$P_{\max} = \mu N_s \left(\frac{R}{C} \right)^2 \bar{P}_{\max} + P_s \quad (2.6)$$

dimana :

- μ = viskositas (reyns)
- N_s = kecepatan putaran (rps)
- R = jari-jari poros (in)
- C = radial clearance (in)
- P_{\max} = tekanan maksimum tak berdimensi
- P_s = tekanan spesifik pelumas (psi)

II .8.4 Kebutuhan Pelumas

Banyaknya minyak yang diperlukan, yang menjaga kontinuitas dari film pelumas, maka dapat didefinisikan sebagai berikut.

$$Q_i = \bar{Q}_i \left(\frac{\pi}{2} \right) N_s D L C \quad (2.7)$$





dimana :



- \bar{Q}_i = laju aliran masuk tak berdimensi
- N_s = kecepatan putaran (rps)
- D = diameter poros (in)
- L = panjang bantalan (in)
- C = radial clearance (in)

II .8.5 Kebocoran Minyak Pelumas

Dari sejumlah pelumas yang dipompakan masuk kedalam jurnal yang berputar tersebut, sejumlah Q_{in} mengalir keluar dari kedua ujung-ujungnya dan karena disebut kebocoran samping (aide leakage) atau bisa disebut juga aliran kebocoran (leakage flow). Aliran kebocoran ini dapat di defisikan sebagai berikut, dimana perumusan yang di pakai dipengaruhi oleh tekanan pelumas. Berikut ini tabel untuk menghitung aliran kebocoran pelumas.

Tabel 2.1 Tingkat aliran untuk alur axial dan lubang masuk dengan sebuah nilai tekanan yang lebih spesifik.

Inlet Specifications	Hydrodynamic Leakage Flow Rate, Q_L	Pressure-Induced Flow, Q_P	Total Leakage Flow, $Q_{L, total}$
Hole D_{H1} 	$Q_L = \pi L D N_s C f_L$	$Q_P = \frac{f_g (h_g / C)^3 P_s C^3}{\mu_s}$	$Q_m = Q_L + Q_P - 0.3 \sqrt{Q_L Q_P}$
Groove length L_g Groove width w_g 			
Inlet hole of diameter D_{H1} at opposite load line 	$f_L = \epsilon f_1$ $f_1 = 1 - 0.22 \left(\frac{h}{D}\right)^{1.9} \epsilon^{0.02}$	$f_g = 0.675 \left(\frac{D_{H1}}{L} + 0.4\right)^{1.75}$ $\left(\frac{h}{C}\right)^3 = (1 + \epsilon \cos \phi)^3$	$Q_{L, total} = Q_m^S Q_P^{1-S}$ $S' = 0.6$ $\left(\frac{D_{H1}}{L} = 0.1 \text{ to } 0.25\right)$
Axial groove of length L_G and width w_g at opposite load line 	$f_L = \epsilon f_1$ $f_1 = 1 - 0.22 \left(\frac{h}{D}\right)^{1.9} \epsilon^{0.02}$	$f_g = \frac{1.25 - 0.25(L_g/L)}{\sqrt{(1/L_g \epsilon^{-1})}} + \frac{\pi w_g / D}{3(h)(1 - L_g/L)}$ $\left(\frac{h}{C}\right)^3 = (1 + \epsilon \cos \phi)^3$	$Q_{L, total} = Q_m^S Q_P^{1-S}$ $S' = 0.75 \left(\frac{L_g}{L}\right)^{0.7} + 0.4$

Inlet Specifications	Hydrodynamic Leakage Flow Rate, Q_L	Pressure-Induced Flow, Q_P	Total Leakage Flow, $Q_{L, \text{total}}$
<p>Axial groove at h_{max} position</p> 	$f_L = 0.965 \epsilon f_1$	$f_g = \frac{1.25 - 0.25(L_g/L)}{\sqrt[3]{(L/L_g)^2 - 1}} + \frac{m_g/D}{3\left(\frac{h_g}{b}\right)(1 - L_g/L)}$ $\left(\frac{h_g}{b}\right)^3 = (1 + \epsilon)^3$	$Q_{L, \text{total}} = Q_m \left(\frac{L_g}{L}\right)^m$ $m = 0.27 \left(\frac{Q_L}{Q_P}\right)^{0.27}$ $\left(\frac{L_g}{L}\right) = 0.3 \text{ to } 0.8$
<p>Two axial grooves running parallel at $\pm 90^\circ$ to load line</p> 	$f_L = \epsilon f_1 f_2 / f_3$ $f_2 = 0.25 + c_1(1 - \epsilon)^{c_2}$ $f_3 = 10^{c_3}$ $c_1 = 0.73 \left(\frac{h_g}{b}\right)^{-0.038}$ $c_2 = 0.73 \left(\frac{h_g}{b}\right)^{0.66}$ $c_3 = 0.444 \left(\frac{h_g}{b}\right)^{0.35} \left(\frac{m_g}{b}\right)^{1.2} (1 + 1.11\epsilon)$	$f_g = \frac{1.25 - 0.25(L_g/L)}{\sqrt[3]{(L/L_g)^2 - 1}} + \frac{m_g/D}{3\left(\frac{h_g}{b}\right)(1 - L_g/L)}$ $\left(\frac{h_g}{b}\right)^3 = (1 + \epsilon \cos \phi)^3 + (1 - \epsilon \sin \phi)^3$	$Q_{L, \text{total}} = Q_m \left(\frac{L_g}{L}\right)^m$ $m = 0.27 \left(\frac{Q_L}{Q_P}\right)^{0.27}$ $\left(\frac{L_g}{L}\right) = 0.3 \text{ to } 0.8$



II .8.6 Energi yang Hilang dan Koeifeien Gesek

Grafik gesekan mempunyai variabel gesekan (friction variable) $(r/c)f$ yang di gambarkan terhadap Sommerfeld Number (S) untuk berbagai harga perbandingan L/D . Dengan menggunakan data yag sama seperti terdahulu, yakni tedapat pada Tabel Numerical solution journal bearing (lamiparan).

$$F = f W \quad (2.8)$$

dimana :

f = koefisien gesek

W = beban yang ditrima bantalan

Daya yang hilang dlam bantalan dapat didefinisikan sebagai berikut.

$$E_p = F 2\pi R N_s \quad (2.9)$$

dimana :

F = gaya gesek

R = jari-jari poros (in)

N_s = kecepatan putaran (rps)

II .8.7 Kenaikan Temperatur

Karena jurnal melakukan kerja pada pelumas, di hasilkan panas, seperti yang telah kita lihat. Panas ini haruslah disingkirkan dengan konduksi, koveksi dan radiasi dan dibahwa keluar oleh aliran oli. Adalah sulit menghitung besarnya aliran panas melalui setiap metoda perpindahan panas secara teliti. Nanti kita akan memeriksa persoalan ini secara lebih terperinci, tetapi untuk saat ini kita membuat pengadaian bahwa aliran oli membawa keluar semua panas yang timbul. Maka, sejauh menyangkut masalah suhu oli, kita akan berada pada sisi yang aman.

Temperatur rise :

$$\Delta T = \frac{E_p}{J \rho c_p Q_L} \quad (2.10)$$

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ilmiah merupakan proses terstruktur sehingga memerlukan langkah-langkah yang sistematis dalam penyusunannya. Dengan demikian proses penelitian dapat dipahami dan diikuti oleh pihak lain secara sistematis pula serta dapat menjadi acuan untuk penelitian yang lebih lanjut. Langkah-langkah yang dilakukan untuk mencapai tujuan penelitian ini antara lain dijelaskan sebagai berikut.

III.1 Studi Lapangan

Studi lapangan dilakukan dengan cara melakukan pengamatan secara langsung terhadap mesin *turbibe ECT (Extraction Condensing turbine)* di PT. Kertas Leces, khususnya pada bantalan yang terdapat pada mesin tersebut. Dibutuhkan data-data yang mendukung analisa tersebut seperti : data spektrum getaran mesin dan data-data lain yang mendukung baik didapat secara *instant* atau wawancara.

III.2 Studi Kepustakaan

Studi kepustakaan merupakan langkah awal untuk membentuk kerangka berpikir mengenai permasalahan yang dijadikan topik penelitian yang terjadi di lapangan. Dengan studi kepustakaan dapat dibandingkan teori-teori yang diperoleh dengan kondisi aktual yang terdapat di perusahaan. Studi kepustakaan yang dilakukan antara lain kegiatan telaah buku-buku referensi yang ada di perpustakaan, sumber-sumber referensi umum seperti jurnal dan artikel, Penelitian sebelumnya yang terkait dengan Studi Analisa Kerusakan pada Bearing.

III.3 Identifikasi dan Perumusan Masalah

Setelah mendapatkan kerangka berfikir dari studi pustaka dan gambaran umum dari studi lapangan pendahuluan, diidentifikasi dan dirumuskan masalah yang akan diangkat sebagai topik tugas akhir, yaitu permasalahan difokuskan pada Studi Analisa Kerusakan pada Bantalan yang terdapat pada *turbine ECT* PT. Kertas Leces.

III.4 Pengumpulan Data

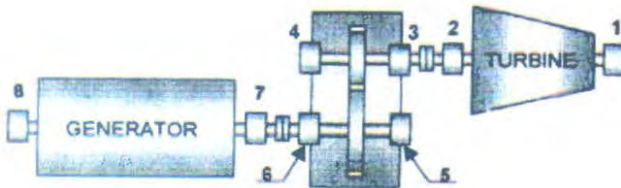
Pada penelitian tugas akhir ini, yang akan menjadi topik utama pembahasan adalah getaran. Getaran diukur karena berbagai alasan, biasanya getaran yang tidak terkontrol adalah fenomena yang tidak diinginkan, yang mana memberikan peningkatan noise, menyebabkan gaya mekanik dan hal ini menyebabkan kerusakan struktur. Oleh karena itu salah satu alasan getaran diukur adalah untuk memonitoring keadaan mesin dan prediksi kerusakan. Data yang didapatkan berupa record data yang sudah ada selama ini, dimana pada record data yang diminta saat terjadinya kerusakan bearing pada turbine ECT sehingga perlu adanya perbaikan.



Gambar 3.1 Turbine ECT



Gambar 3.2 Alat uji getaran (Vibrameter)



Gambar 3.3 Uji Getaran

Data-data yang didapatkan pada komponen gear box pada mesin turbin ECT ialah:

High Speed Shaft (Pinion)

1. Poros

Kecepatan putaran, $N_s = 5426$ rpm

Diameter poros, $D = 210$ mm

Jari-jari poros, $R = 105$ mm

2. Bantalan No.3 dan No.4

Panjang bantalan, $L = 210$ mmRadial clearance, $C = 0,34 - 0,4$ mmBeban yang di terima bantalan, $W = 685$ kg**Low Speed Shaft (Pinion)**

1. Poros

Kecepatan putaran, $N_s = 3000$ rpmDiameter poros, $D = 210$ mmJari-jari poros, $R = 340$ mm

2. Bantalan No.5 dan No.6

Panjang bantalan, $L = 340$ mmRadial clearance, $C = 0,41 - 0,48$ mmBeban yang di terima bantalan, $W = 1521$ kg**Pelumas**

Jenis pelumas yang dipakai = Shell Turbo T46

Viskositas, $\mu = 46$ cStDensity, $\rho = 0,874$ kg/literSpecific supply pressure (pelumas bepenekan), $P_s = 1,21$ Bar

Bahan bantalan berupa ASTM B23 Alloy Grade dengan

komposisi : Sn : 89 %

Sb : 7,5 %

Cu : 3,5 %

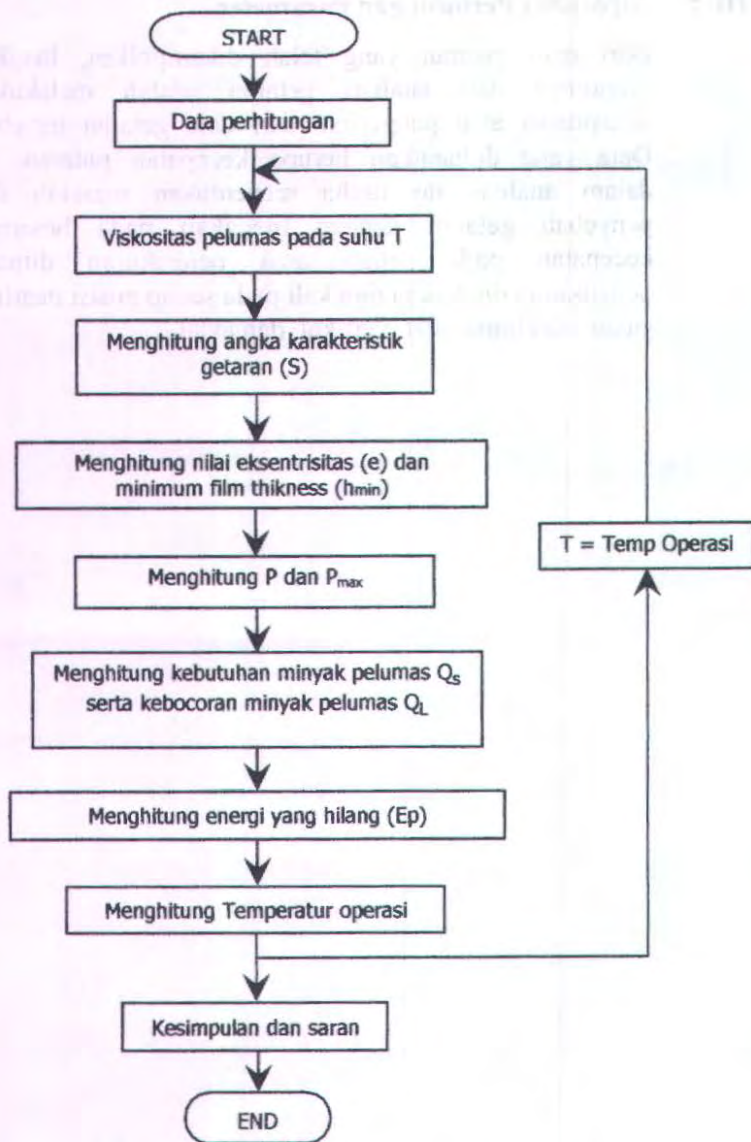
Dimensi alur masuknya pelumas pada bantalan luncur

 $L_g =$ panjang alur = 170 mm $w_g =$ lebar alur = 60 mm

Untuk lebih rincinya bisa dilihat dalam lamiran di belakang penulisan tugas akhir ini.

III. 5 Algoritma Perhitungan Parameter

Dari data getaran yang telah dikumpulkan, langkah selanjutnya dari analisis getaran adalah melakukan interpretasi atau pengertian dari data getaran tersebut. Data yang didapatkan berupa kecepatan putaran. Di dalam analisis ini usaha menentukan masalah dan penyebab getaran dengan mengkaji pada besarnya kecepatan pada setiap arah pengukuran dimana pengukuran dilakukan tiga kali pada setiap posisi bearing, yakni arah horizontal, vertikal, dan axial.



Gambar 3.4 Diagram alir analisa perhitungan

a) Data perhitungan

Data – data yang diperlukan untuk melakukan analisa seperti yang tercantum pada pengumpulan data hal 38 serta pada lembar data yang terdapat pada lampiran. Kemudian sebelum melakukan perhitungan, terlebih dahulu kita mencari beban yang diterima bantalan, dimana beban yang diterima di dapatkan dari berat poros dan roda gigi, serta dari reaksi tumpuan pada bantalan karena adanya gaya tangensial dan gaya radial dari putaran roda gigi.

b) Menghitung angka karekteristik getaran

Untuk mendapatkan nilai perpindahan di atas perlu dilakukakan perhitungan untuk mencari angka karekteristik getaran (Sommerfeld number) :

$$S = \frac{\mu N_s (DL - L_g w_g)}{W} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

dimana :

- μ = viskositas (reyns)
- N_s = kecepatan putaran (rpm)
- D = diameter poros (in)
- L = panjang bantalan (in)
- R = jari-jari poros (in)
- L_g = panjang alur (in)
- w_g = lebar alur (in)
- C = radial clearance (in)
- W = beban yang diterima bantalan (lb)

c) Menghitung nilai eksentrisitas

$$e = \varepsilon \times C$$

Untuk mendapatkan nilai eksentrisitas, kita harus mencari terlebih dahulu nilai rasio eccentricity (ε). Mencari nilai rasio eccentricity dengan cara memasukkan nilai sommerfeld number (S) dengan nilai perbandingan antara

panjang bantalan dengan panjang poros (L/D) ke dalam tabel Numerical Solution.

d) Menghitung P dan P_{max}

Pada analisa tekanan yang diterima bantalan ini terdapat 2 jenis, yakni tekanan rata-rata yang diterima bantalan serta tekan maksimum yang diterima.

$$P = \frac{W}{(DL - L_g w_g)}$$

Dimana : P = tekanan (psi)

W = beban yang di terima bantalan (lb)

$$P_{max} = \mu_i N_s \left(\frac{R}{C} \right)^2 \bar{P}_{max} + P_s$$

dimana : P_{max} = Tekanan maksimum (psi)

μ = viskositas (reyns)

N_s = kecepatan putaran

R = jari-jari poros (in)

C = radial clearance (in)

P_s = supply pressure (psi)

\bar{P}_{max} = Tekanan tidak berdimensi

untuk mencari nilai tekanan yang tidak berdimensi ini sama seperti mencari nilai rasio eccentricity yakni dengan cara memasukkan nilai sommerfeld number dengan nilai perbandingan antara panjang bantalan dengan panjang poros (L/D) ke dalam tabel Numerical Solution.

e) Menghitung kebutuhan minyak pelumas Q_i serta kebocoran minyak pelumas Q_L

Perumusan untuk mencari kebutuhan minyak pelumas adalah :

$$Q_i = \bar{Q}_i \left(\frac{\pi}{2} \right) N_s (DL - L_g w_g) C$$

Dimana : \bar{Q}_i = laju aliran masuk tak berdimensi

N_s = kecepatan putaran (rps)

D = diameter poros (in)

L = panjang bantalan (in)

C = radial clearance (in)

Untuk menghitung nilai pelumas yang terbuang selama proses berjalan maka perlu diketahui apakah pelumas yang diberikan mempunyai tekanan spesifik, dalam kasus ini pelumas yang masuk memberikan tekanan, oleh sebab itu perumusan yang dipakai ialah yang terdapat pada tabel 2.3, jenis pelumasan pada bantalan ini berupa alur yang terdapat di bagian tengah bantalan, di dapatjan perumusan sebagai berikut :

Laju alir kebocoran hydrodinamic,

$$Q_L = \pi(DL - L_g w_g) N_s C f_L$$

dimana : D = diameter poros (in)

L = panjang bantalan (in)

ϵ = rasio eccentricity

$$f_L = \mathcal{E}_1$$

$$f_1 = 1 - 0,22 \left(\frac{L}{D} \right)^{1,9} \epsilon^{0,02}$$

Pressure-induced flow,

$$Q_p = \frac{f_g \left(\frac{h_g}{C} \right)^3 P_s C^3}{\mu}$$

$$\text{dimana : } f_g = \frac{1,25 - 0,25(L_g/L)}{3\sqrt{(L/L_g) - 1}} + \frac{w_g/D}{3(L/D)(1 - L_g/L)}$$

L_g = panjang alur (in)

w_g = lebar alur (in)
 L = panjang bantalan (in)
 D = diameter bantalan (in)

$$\left(\frac{h_g}{C}\right)^3 = (1 + \varepsilon \cos \phi)^3$$

ε = rasio eccentricity

P_s = supply pressure (psi)

μ = viskositas (reyns)

Total aliran kebocoran,

$$Q_{L,total} = Q_m^{S'} Q_p^{1-S'}$$

dimana : $Q_m = Q_L + Q_p - 0,3\sqrt{Q_L Q_p}$

$$S' = 0,75 \left(\frac{L_g}{L}\right)^{0,7} + 0,4$$

f) Menghitung energi yang hilang (E_p)

$$E_p = fW2\pi RN_s$$

dimana : f = koefisien gesekan
 W = beban yang diterima bantalan (lb)
 R = jari-jari poros (in)
 N_s = kecepatan putaran (rps)

g) Menghitung Temperatur operasi

$$\Delta T = \frac{E_p}{J\rho c_p Q_L}$$

III. 6 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini semua hasil pembahasan analisa akan disimpulkan guna memberikan jawaban atas permasalahan yang ada. Dan juga memberikan saran-saran terhadap masalah tersebut.

BAB IV ANALISA PERHITUNGAN

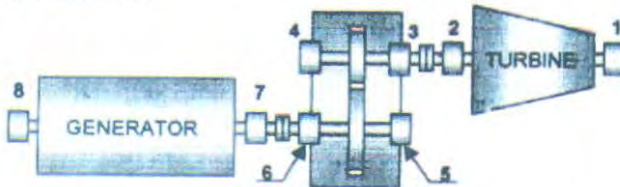
4.1 Prinsip Dasar Turbin ECT

Extraction Condensing Turbine (ECT) termasuk dalam salah satu jenis turbin uap. Turbin uap adalah suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan energi kinetik ini selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan. Tergantung pada jenis mekanisme yang digerakkan. Turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang industri, untuk pembangkit listrik atau untuk transportasi.

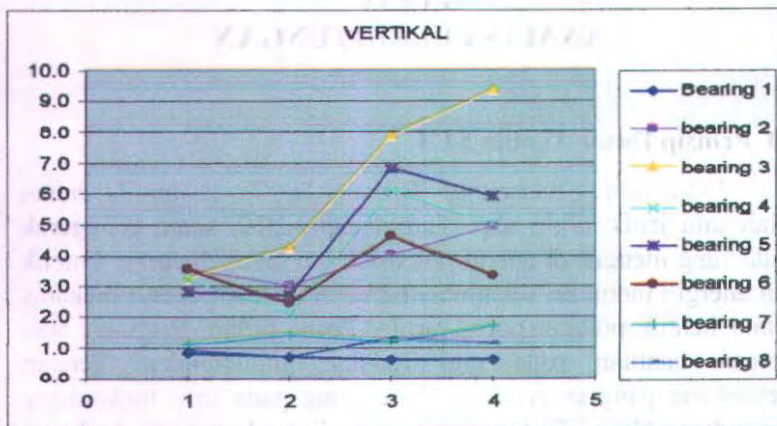
Extraction Condensing Turbine (ECT) yang bekerja di PT. KERTAS LECES mempunyai tekanan 44 bar dan temperature 440 °C. Daya maksimum yang mampu dihasilkan oleh turbin ini adalah 27 MW. Dalam sistem PT. Kertas Leces, Turbin ECT terdapat pada *Power Plant* yang merupakan salah satu dari unit kerja *Utilitas*.

4.2 Perhitungan

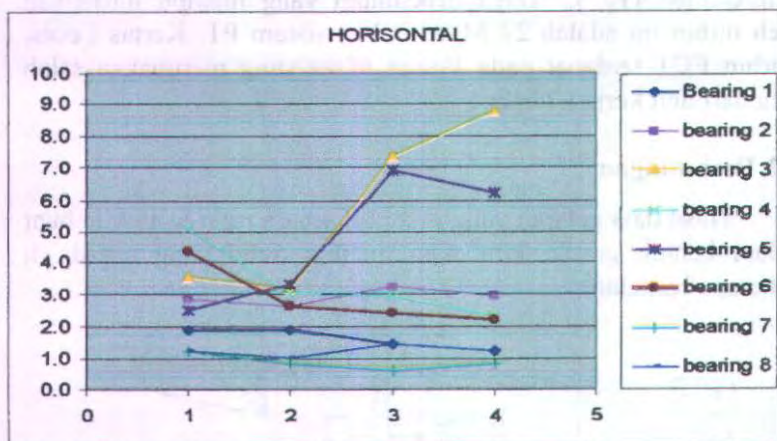
Hasil data getaran yang di ambil secara rutin akan kita buat dalam bentuk grafik, kita akan melihat trend yang terjadi di beberapa bantalan.



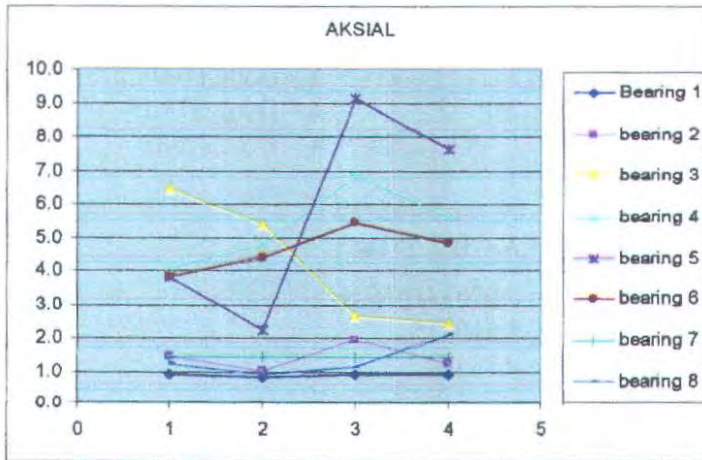
Gambar 4.1 Posisi bearing pada sistem pembangkit



Gambar 4.2 Grafik getaran dalam arah vertikal



Gambar 4.3 Grafik getaran dalam arah horisontal



Gambar 4.4 Grafik getaran dalam arah aksial

Perhitungan untuk mencari angka karekteristik getaran (Sommerfeld number) terlebih dahulu :

$$S = \frac{\mu N_s (DL - L_g w_g)}{W} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

Setelah didapatkan angka

karekteristik getaran maka nilai selanjutnya yang harus dicari adalah nilai rasio eccentricity, untuk mencari nilai ini dengan cara memasukkan nilai sommerfeld number dengan nilai perbandingan antara panjang bantalan dengan panjang poros (L/D) ke dalam tabel Numerical Solution for Journal Bearing.

Sebelum menghitung angka karekteristik getaran, kita terlebih dahulu harus mengetahui nilai viskositas oli dalam suhu 50°C , dengan cara:

Data viskositas kinematik oli shell turbo 46 : $40^{\circ}\text{C} \rightarrow 46 \text{ cSt}$

$100^{\circ}\text{C} \rightarrow 7 \text{ cSt}$

$$\log \log (v + 0,7) = A - B \log (^{\circ}\text{C} + 273,15)$$

untuk $40^{\circ}\text{C} \rightarrow \log \log (46 + 0,7) = A - B \log (40 + 273,15)$

$$\log \log 46,7 = A - B \log 313,15$$

$$0,222539 = A - B 2,495752$$

$$\text{untuk } 100^{\circ}\text{C} \rightarrow \log \log (7+0,7) = A - B \log (100+273,15)$$

$$\log \log 7,7 = A - B \log 373,15$$

$$-0,052325 = A - B 2,571883$$

Cara eliminasi :

$$0,222539 = A - B 2,495752$$

$$-0,052325 = A - B 2,571883$$

$$0,274684 = 0,076131029 B$$

$$B = 3,610415$$

$$A = 9,23324$$

untuk 50°C

$$\log \log (v + 0,7) = A - B \log (^{\circ}\text{C} + 273,15)$$

$$\log \log (v + 0,7) = 9,23324 - 3,610415 \log (50 + 273,15)$$

$$\log \log (v + 0,7) = 0,1732503$$

$$\log (v + 0,7) = 1,490219$$

$$(v + 0,7) = 30,91$$

$$v = 30,21 \text{ cSt}$$

Density untuk shell turbo 46 dalam 15°C adalah $0,872 \text{ kg/l}$:

$$50^{\circ}\text{C Density} = 0,872 [1 - 0,00063(50-15)]$$

$$= 0,85277$$

Jadi viskositas dinamic untuk suhu 50°C adalah :

$$\mu_{50} = 30,21 \times 0,85277 = 25,76225 \text{ cP} = 3,73553 \times 10^{-6} \text{ reyns}$$

angka karekteristik getaran

$$S = \frac{\mu N_s (DL - L_g w_g)}{W} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

dimana :

$$\mu = \text{viskositas (reyns)} = 3,73553 \times 10^{-6} \text{ reyns}$$

$$N_s = \text{kecepatan putaran (rps)} = 5400 \text{ rpm} = 90 \text{ rps}$$

$$D = \text{diameter poros (in)} = 210 \text{ mm} = 8,2677 \text{ in}$$

$$L_g = \text{panjang bantalan (in)} = 210 \text{ mm} = 8,2677 \text{ in}$$

$$R = \text{jari-jari poros (in)} = 105 \text{ mm} = 4,1339 \text{ in}$$

C = radial clearance (in) = 0,4 mm = 0,0157 in

L_g = panjang alur (in) = 170 mm = 6,6929 in

w_g = lebar alur (in) = 60 mm = 2,3622 in

Mencari nilai beban (W, lb)

- Daya yang dihasilkan = 15,3 MW = 20517,638 Hp

- Torsi, $T = \frac{Hp \times 63000}{n} = 239372,4435 \text{ lb.in}$

- Gaya Tangensial pada roda gigi, $F_t = \frac{2T}{d}$

d = diameter roda gigi miring (in) = 20,55118 in

$$F_t = \frac{2 \times 239372,4435}{20,55118}$$

$$F_t = 23295,2469 \text{ lb}$$

- Gaya radial, $F_r = F_t \times \tan \phi$

dimana ϕ (sudut tekan roda gigi) = 25°

$$F_r = 23295,2469 \times \tan 25^\circ$$

$$F_r = 10862,75203 \text{ lb}$$

- Gaya aksial, $F_a = F_t \times \tan \varphi$

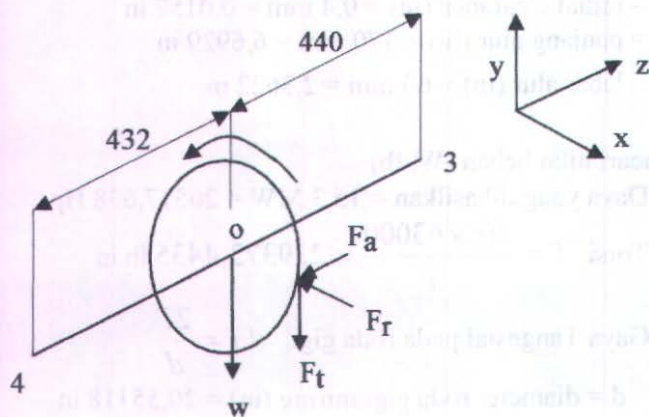
dimana $\varphi = 13^\circ$

$$F_a = 23295,2469 \times \tan 13^\circ$$

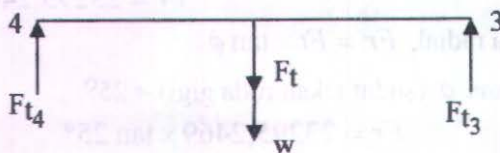
$$F_a = 5378,1315 \text{ lb}$$

- Diameter roda gigi 3 = 522 mm = 20,55118 in





Reaksi tumpuan sumbu y :



$$\begin{aligned} \sum M_4 = 0 \\ - Ft_3 \times (432+440) + Ft \times 432 + w \times 432 = 0 \end{aligned}$$

$$Ft_3 = (w + Ft) \frac{432}{(432 + 440)}$$

$$Ft_3 = (1510,166 + 23295,2469) \times 0,49541$$

$$Ft_3 = 12288,92015 \text{ lb}$$

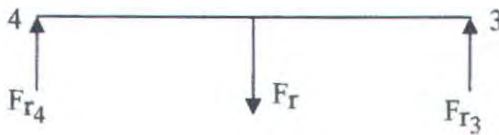
$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 \\ Ft_3 + Ft_4 - w - Ft = 0 \end{aligned}$$

$$Ft_4 = w + Ft - Ft_3$$

$$Ft_4 = 1510,166 + 23295,2496 - 12288,92015$$

$$Ft_4 = 12516,93585 \text{ lb}$$

Reaksi tumpuan sumbu x :



$$\begin{aligned} \sum M_4 = 0 \\ - Fr_3 \times (432+440) + Fr \times 432 = 0 \\ Fr_3 = Fr \frac{432}{(432 + 440)} \\ Fr_{t3} = 10862,75203 \times 0,49541 \\ Fr_3 = 5381,51598 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 \\ Fr_3 + Fr_4 - Fr = 0 \\ Fr_4 = Fr - Fr_3 \\ Fr_4 = 10862,75203 - 5381,51598 \\ Fr_4 = 5481,23605 \text{ lb} \end{aligned}$$

Beban yang diterima bantalan nomer 3 adalah :

$$\begin{aligned} W = \sqrt{(F_{t3})^2 + (F_{r3})^2} \\ \text{dimana : } F_{t3} = 12288,92015 \text{ lb} \\ F_{r3} = 5381,51598 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W = \sqrt{(12288,92015)^2 + (5381,51598)^2} \\ W = 13415,59811 \text{ lb} \end{aligned}$$

Sommerfeld number adalah :

$$S = \frac{\mu N_s (DL - L_g w_g)}{W} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

$$S = \frac{3,73553 \times 10^{-6} \times 90 \times (8,2677 \times 8,2677 - 6,6929 \times 2,3622)}{13415,59811} \left(\frac{4,1339}{0,0157} \right)$$

$$S = \frac{0,017666}{13415,59811} (263,2994)^2$$

$$S = 0,09074$$

Nilai $L/D = 210/210 = 1$, maka nilai rasio eccentricity adalah :

$$\frac{\varepsilon - 0,7}{0,65 - 0,7} = \frac{0,09074 - 0,0778}{0,0979 - 0,0778}$$

$$\frac{\varepsilon - 0,7}{-0,05} = \frac{0,01294}{0,0201}$$

$$\varepsilon = 0,66782$$

Nilai eccentricity (in) adalah :

$$e = \varepsilon \times C$$

$$e = 0,66782 \times 0,0157 = 0,01048 \text{ in} = 0,26631 \text{ mm}$$

Minimum film thickness yang terjadi adalah :

$$h_{\min} = C(1 - \varepsilon)$$

$$h_{\min} = 0,0157 \times (1 - 0,66782)$$

$$h_{\min} = 0,00522 \text{ in} = 0,13247 \text{ mm}$$

4.2.1 Tekanan

Pada analisa tekanan yang diterima bantalan ini terdapat 2 jenis, yakni tekanan rata-rata yang diterima bantalan serta tekan maksimum yang diterima.

$$P = \frac{W}{(DL - L_g w_g)}$$

Dimana : P = tekanan (psi)

W = beban pada bantalan (lb) = 13415,59811 lb

D = diameter poros (in) = 8,2677 in

L = panjang bantalan (in) = 8,2677 in

L_g = panjang alur (in) = 6,6929 in

w_g = lebar alur (in) = 2,3622 in

$$P = \frac{13415,59811}{(8,2677 \times 8,2677 - 6,6929 \times 2,3622)}$$

$$P = 255,3158 \text{ psi}$$

$$P_{\max} = \mu_s N_s \left(\frac{R}{C} \right)^2 \bar{P}_{\max} + P_s$$

dimana : P_{\max} = Tekanan maksimum (psi)

μ = viskositas (reyns) $3,73553 \times 10^{-6}$ reyns

N_s = kecepatan putaran (rps) = 90 rps

R = jari-jari poros (in) = 4,1339 in

C = radial clearance (in) = 0,0157 in

P_s = supply pressure (psi) = 1,21 Bar =
17,5495665 psi

\bar{P}_{\max} = Tekanan tidak berdimensi

untuk mencari nilai tekanan yang tidak berdimensi ini sama seperti mencari nilai rasio eccentricity yakni dengan cara memasukkan nilai sommerfeld number dengan nilai perbandingan antara panjang bantalan dengan panjang poros (L/D) ke dalam tabel Numerical Solution for Journal Bearing.

Nilai $L/D = 1$, maka nilai tekanan tidak berdimensi adalah :

$$\frac{\bar{P}_{\max} - 34,5708}{25,9119 - 34,5708} = \frac{0,09074 - 0,0778}{0,0979 - 0,0778}$$

$$\frac{\bar{P}_{\max} - 47,8929}{-8,6589} = \frac{0,01294}{0,0201}$$

$$\bar{P}_{\max} = 28,99849$$

$$P_{\max} = \mu_i N_s \left(\frac{R}{C} \right)^2 \bar{P}_{\max} + P_s$$

$$P_{\max} = 3,73553 \times 10^{-6} \times 90 \times \left(\frac{4,1339}{0,0157} \right)^2 \times 28,99849 + 17,57957$$

$$P_{\max} = 689,33149 \text{ psi}$$

Lokasi terjadinya P_{\max} adalah :

$$\frac{\theta_{\max} - 156}{150 - 156} = \frac{0,09074 - 0,0778}{0,0979 - 0,0778}$$

$$\frac{\theta_{\max} - 159}{-6} = \frac{0,01294}{0,0201}$$

$$\theta_{\max} = 152,13879^\circ$$

4.2.2 Pelumasan

Kebutuhan minyak pelumas adalah :

$$Q_i = \bar{Q}_i \left(\frac{\pi}{2} \right) N_s (DL - L_g w_g) C$$

dimana \bar{Q}_i dicari dengan memasukan nilai Sommerfeld number dengan perbandingan L/D yang terdapat pada tabel numerical solution untuk journal bearing (terlampir)

$$\frac{\bar{Q}_i - 1,4264}{1,403 - 1,4264} = \frac{0,09074 - 0,0778}{0,0979 - 0,0778}$$

$$\frac{\bar{Q}_i - 1,4264}{-0,0234} = \frac{0,01294}{0,0201}$$

$$\bar{Q}_i = 1,411341$$

$$\begin{aligned}
 \text{Dimana : } N_s &= 90 \text{ rps} \\
 L &= 8,267717 \text{ in} \\
 D &= 8,267717 \text{ in} \\
 C &= 0,0157 \text{ in} \\
 L_g &= 6,6929 \text{ in} \\
 w_g &= 2,3622 \text{ in}
 \end{aligned}$$

$$Q_i = 1,411341 \times \left(\frac{\pi}{2}\right) \times 90 \times (8,2677 \times 8,2677 - 6,6929 \times 2,3622) \times 0,0157$$

$$Q_i = 213,52898 \text{ in}^3/\text{s} = 209,94674 \text{ liter/mnt}$$

Untuk menghitung nilai pelumas yang terbuang selama proses berjalan maka perlu diketahui apakah pelumas yang diberikan mempunyai tekanan spesifik, dalam kasus ini pelumas memberikan tekanan, oleh sebab itu perumusan yang dipakai ialah yang terdapat pada tabel 2.3, jenis pelumasan pada bantalan ini berupa alur yang terdapat di bagian tengah bantalan.

Laju alir kebocoran hydrodinamic,

$$Q_L = \pi(DL - L_g w_g) N_s C f_L$$

$$f_1 = 1 - 0,22 \left(\frac{L}{D}\right)^{1,9} \varepsilon^{0,02}$$

$$D = \text{diameter poros (in)} = 8,2677 \text{ in}$$

$$L = \text{panjang bantalan (in)} = 8,2677 \text{ in}$$

$$\varepsilon = \text{rasio eccentricity} = 0,729328$$

$$f_1 = 1 - 0,22 \left(\frac{8,2667}{8,2667}\right)^{1,9} 0,667823^{0,02}$$

$$f_1 = 0,78177$$

$$f_L = \varepsilon f_1$$

$$f_L = 0,667823 \times 0,7817693 = 0,52208$$

$$N_s = \text{kecepatan putaran (rps)} = 90 \text{ rps}$$

C = radial clearance (in) = 0,0157 in

$$Q_L = \pi(DL - L_g w_g) N_s C f_L$$

$$Q_L = \pi \times (8,2677 \times 8,2677 - 6,6929 \times 2,3622) \times 90 \times 0,0157 \times 0,52208$$

$$Q_L = 122,14931$$

Pressure-induced flow,

$$Q_P = \frac{f_g \left(\frac{h_g}{C} \right)^3 P_s C^3}{\mu}$$

$$f_g = \frac{1,25 - 0,25(L_g/L)}{3\sqrt[3]{(L/L_g) - 1}} + \frac{w_g/D}{3(L/D)(1 - L_g/L)}$$

L_g = panjang alur (in) = 170 mm = 6,6929 in

w_g = lebar alur (in) = 60 mm = 2.3622 in

L = panjang bantalan (in) = 8,2677 in

$$f_g = \frac{1,25 - 0,25(6,6929/8,2677)}{3\sqrt[3]{(8,2677/6,6929) - 1}} + \frac{2,3622/8,2677}{3(1)(1 - 6,6929/8,2677)}$$

$$f_g = 1,065647$$

$$\left(\frac{h_g}{C} \right)^3 = (1 + \varepsilon \cos \phi)^3$$

$$\frac{\phi - 43,83}{47,27 - 43,83} = \frac{0,09074 - 0,0778}{0,0979 - 0,0778}$$

$$\frac{\phi - 43,83}{3,44} = \frac{0,01294}{0,0201}$$

$$\phi = 46,0438$$

$$\left(\frac{h_g}{C}\right)^3 = (1 + 0,729328 \times \cos 46,0438)^3$$

$$\left(\frac{h_g}{C}\right)^3 = (1 + 0,729328 \times 0,694108)^3$$

$$\left(\frac{h_g}{C}\right)^3 = (1,46354)^3$$

$$\left(\frac{h_g}{C}\right)^3 = 3,134841$$

$$Q_P = \frac{f_g \left(\frac{h_g}{C}\right)^3 P_S C^3}{\mu}$$

$$\mu = \text{viskositas (reyns)} = 3,73553 \times 10^{-6} \text{ reyns}$$

$$C = \text{radial clearance (in)} = 0,0157 \text{ in}$$

$$P_S = \text{supply pressure (psi)} = 17,5495665 \text{ psi}$$

$$Q_P = \frac{1,065647 \times 3,134841 \times 17,5495665 \times 0,0157}{3,73553 \times 10^{-6}}$$

$$Q_P = 61,29459$$

Total aliran kebocoran,

$$Q_{L,\text{total}} = Q_m^{S'} Q_P^{1-S'}$$

$$Q_m = Q_L + Q_P - 0,3 \sqrt{Q_L Q_P}$$

$$Q_m = 122,14931 + 61,29459 - 0,3 \sqrt{122,14931 \times 61,29459}$$

$$Q_m = 157,48551$$

$$S' = 0,75 \left(\frac{L_g}{L} \right)^{0,7} + 0,4$$

$$S' = 0,75 \left(\frac{6,692913}{8,2677} \right)^{0,7} + 0,4$$

$$S' = 1,04688$$

$$Q_{L,total} = Q_m^{S'} Q_p^{1-S'}$$

$$Q_{L,total} = 157,48551^{1,04688} \times 61,29459^{1-1,04688}$$

$$Q_{L,total} = 164,60834 \text{ in}^3/\text{s} = 161,8468 \text{ liter/mnt}$$

4.2.3 Energi yang Hilang

Dari tabel Numerical Solution for Journal Bearing dengan memasukkan nilai $L/D = 1$ dan Sommerfeld number, maka nilai

$(R/C)f$ dapat dicari dengan cara :

$$\frac{(R/C)f - 2,3933}{2,7829 - 2,3933} = \frac{0,09074 - 0,0778}{0,0979 - 0,0778}$$

$$\frac{(R/C)f - 2,037}{0,3896} = \frac{0,01294}{0,0201}$$

$$(R/C)f = 2,64402141$$

$$E_p = F2\pi RN_s$$

dimana : $F = f \times W$

$$f = 2,64402(C/R)$$

$$C = 0,0157 \text{ in}$$

$$R = 4,1339 \text{ in}$$

$$W = 13415,6 \text{ lb}$$

$$F = 2,64402 \left(\frac{0,0157}{4,1339} \right) \times 13415,6$$

$$F = 135,12811 \text{ lbf}$$

$$N_s = \text{kecepatan putaran (rpm)} = 90 \text{ rps}$$

$$E_p = 135,12811 \times 2 \times \pi \times 4,1339 \times 90$$

$$E_p = 315881,11 \text{ in.lbf/s} = 35689,7723 \text{ Watt} = 48,52453 \text{ Hp}$$

4.2.4 Temperatur

$$\Delta T = \frac{E_p}{J \rho c_p Q_L}$$

$$\text{dimana : } E_p = 315881,11 \text{ in.lbf/s}$$

$$J = 9336 \text{ lbf.in/Btu}$$

$$\rho = 874 \text{ kg/m}^3 = 0,031575 \text{ lbf/in}^3$$

$$c_p = 0,48 \text{ Btu/lbf}^\circ\text{F}$$

$$Q_{L,\text{total}} = 32,473902 \text{ in}^3/\text{s}$$

$$\Delta T = \frac{315881,11}{9336 \times 0,031575 \times 0,48 \times 32,473902}$$

$$\Delta T = 68,91 \text{ }^\circ\text{F}$$

Temperatur akhir adalah:

$$T_{\text{out}} = T_i + \Delta T$$

$$T_{\text{out}} = 122 + 68,91$$

$$T_{\text{out}} = 190,91 \text{ }^\circ\text{F} = 88,28 \text{ }^\circ\text{C}$$

4.3 Perhitungan Dengan Temperatur Kerja

Sebelum menghitung angka karekteristik getaran, kita terlebih dahulu harus mengetahui nilai viskositas oli dalam suhu 88,28 °C, dengan cara:

Data viskositas kinematik oli shell turbo 46 : 40°C → 46cSt
100°C → 7 cSt

$$\log \log (v + 0,7) = A - B \log (^\circ\text{C} + 273,15)$$

$$\begin{aligned} \text{untuk } 40^\circ\text{C} \rightarrow \log \log (46 + 0,7) &= A - B \log (40 + 273,15) \\ \log \log 46,7 &= A - B \log 313,15 \\ 0,222539 &= A - B 2,495752 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{untuk } 100^\circ\text{C} \rightarrow \log \log (7 + 0,7) &= A - B \log (100 + 273,15) \\ \log \log 7,7 &= A - B \log 373,15 \\ -0,052325 &= A - B 2,571883 \end{aligned}$$

Cara eliminasi :

$$0,222539 = A - B 2,495752$$

$$-0,052325 = A - B 2,571883$$

$$0,274684 = 0,076131029 B$$

$$B = 3,61042$$

$$A = 9,23324$$

untuk 88,28 °C

$$\log \log (v + 0,7) = A - B \log (^\circ\text{C} + 273,15)$$

$$\log \log (v + 0,7) = 9,23324 - 3,61042 \log (88,28 + 273,15)$$

$$\log \log (v + 0,7) = -0,002302$$

$$\log (v + 0,7) = 0,994714$$

$$(v + 0,7) = 9,879025$$

$$v = 9,179025 \text{ cSt}$$

Density untuk shell turbo 46 dalam 15°C adalah 0,872 kg/l :

$$88,28^\circ\text{C Density} = 0,872 [1 - 0,00063(88,28 - 15)]$$

$$= 0,83174$$

Jadi viskositas dinamic untuk suhu 88,28°C adalah :

$$\mu_{88,28} = 9,179025 \times 0,83174 = 7,63456 \text{ cP} = 1,10701 \times 10^{-6} \text{ reyns}$$

angka karekteristik getaran

$$S = \frac{\mu N_s (DL - L_g w_g)}{W} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

dimana :

- μ = viskositas (reyns) = $1,10701 \times 10^{-6}$ reyns
- N_s = kecepatan putaran (rps) = 5400 rpm = 90 rps
- D = diameter poros (in) = 210 mm = 8,2677 in
- L = panjang bantalan (in) = 210 mm = 8,2677 in
- R = jari-jari poros (in) = 105 mm = 4,1339 in
- C = radial clearance (in) = 0,4 mm = 0,0157 in
- L_g = panjang alur (in) = 170 mm = 6,6929 in
- w_g = lebar alur (in) = 60 mm = 2,3622 in
- W = beban bantalan (lb) = 13415,59811 lb

Sommerfeld number adalah :

$$S = \frac{\mu N_s (DL - L_g w_g)}{W} \left(\frac{R}{C} \right)^2$$

$$S = \frac{1,10701 \times 10^{-6} \times 90 \times (8,2677 \times 8,2677 - 6,6929 \times 2,3622)}{13415,59811} \left(\frac{4,1339}{0,0157} \right)^2$$

$$S = \frac{0,004915}{13415,59811} (263,2994)^2$$

$$S = 0,02689$$

Nilai $L/D = 210/210 = 1$, maka nilai rasio eccentricity adalah :

$$\frac{\varepsilon - 0,9}{0,85 - 0,9} = \frac{0,01955 - 0,0188}{0,0308 - 0,0188}$$

$$\frac{\varepsilon - 0,9}{-0,05} = \frac{0,00075}{0,012}$$

$$\varepsilon = 0,866296$$

Nilai eccentricity (in) adalah :

$$e = \varepsilon \times C$$

$$e = 0,866296 \times 0,0157 = 0,0136 \text{ in} = 0,34546 \text{ mm}$$

Minimum film thickness yang terjadi adalah :

$$h_{\min} = C(1 - \varepsilon)$$

$$h_{\min} = 0,0157 \times (1 - 0,8866296)$$

$$h_{\min} = 0,0021 \text{ in} = 0,0533 \text{ mm}$$

4.3.1 Tekanan

Pada analisa tekanan yang diterima bantalan ini terdapat 2 jenis, yakni tekanan rata-rata yang diterima bantalan serta tekan maksimum yang diterima.

$$P = \frac{W}{(DL - L_g w_g)}$$

Dimana : P = tekanan (psi)

W = beban pada bantalan (lb) = 13415,59811 lb

D = diameter poros (in) = 8,2677 in

L = panjang bantalan (in) = 8,2677 in

L_g = panjang alur (in) = 6,6929 in

w_g = lebar alur (in) = 2,3622 in

$$P = \frac{13415,59811 \text{ lb}}{(8,2677 \times 8,2677 - 6,6929 \times 2,3622)}$$

$$P = 255,3158 \text{ psi}$$

$$P_{\max} = \mu_t N_s \left(\frac{R}{C} \right)^2 \bar{P}_{\max} + P_s$$

dimana : P_{max} = Tekanan maksimum (psi)

μ = viskositas (reyns) 1,10701 x 10⁻⁶ reyns

N_s = kecepatan putaran (rps) = 90 rps

$$\begin{aligned}
 R &= \text{jari-jari poros (in)} = 4,1339 \text{ in} \\
 C &= \text{radial clearance (in)} = 0,0157 \text{ in} \\
 P_s &= \text{supply pressure (psi)} = 1,21 \text{ Bar} = \\
 & \quad 17,5495665 \text{ psi} \\
 \bar{P}_{\max} &= \text{Tekanan tidak berdimensi}
 \end{aligned}$$

untuk mencari nilai tekanan yang tidak berdimensi ini sama seperti mencari nilai rasio eccentricity yakni dengan cara memasukkan nilai sommerfeld number dengan nilai perbandingan antara panjang bantalan dengan panjang poros (L/D) ke dalam tabel Numerical Solution for Journal Bearing.

Nilai $L/D = 1$, maka nilai tekanan tidak berdimensi adalah :

$$\begin{aligned}
 \frac{\bar{P}_{\max} - 215,5045}{112,9514 - 215,5045} &= \frac{0,01955 - 0,0188}{0,0308 - 0,0188} \\
 \frac{\bar{P}_{\max} - 215,5045}{-102,5531} &= \frac{0,00075}{0,012} \\
 \bar{P}_{\max} &= 146,37472
 \end{aligned}$$

$$P_{\max} = \mu_i N_s \left(\frac{R}{C} \right)^2 \bar{P}_{\max} + P_s$$

$$P_{\max} = 1,10701 \times 10^{-6} \times 90 \times \left(\frac{4,1339}{0,0157} \right)^2 \times 146,37472 + 17,57957$$

$$P_{\max} = 1022,44146 \text{ psi}$$

Lokasi terjadinya P_{\max} adalah :

$$\begin{aligned}
 \frac{\theta_{\max} - 168}{165 - 168} &= \frac{0,01955 - 0,0188}{0,0308 - 0,0188} \\
 \frac{\theta_{\max} - 168}{-3} &= \frac{0,00075}{0,012} \\
 \theta_{\max} &= 165,9777^\circ
 \end{aligned}$$

4.3.2 Kebutuhan Pelumas

Kebutuhan minyak pelumas adalah :

$$Q_i = \bar{Q}_i \left(\frac{\pi}{2} \right) N_s (DL - L_g w_g) C$$

dimana \bar{Q}_i dicari dengan memasukan nilai Sommerfeld number dengan perbandingan L/D yang terdapat pada tabel numerical solution untuk journal bearing (terlampir)

$$\frac{\bar{Q}_i - 1,51}{1,4893 - 1,51} = \frac{0,01955 - 0,0188}{0,0308 - 0,0188}$$

$$\frac{\bar{Q}_i - 1,51}{-0,0207} = \frac{0,00075}{0,012}$$

$$\bar{Q}_i = 1,49605$$

Dimana :

- Ns = 90 rps
- L = 8,267717 in
- D = 8,267717 in
- C = 0,0157 in
- L_g = 6,6929 in
- w_g = 2,3622 in

$$Q_i = 1,49605 \times \left(\frac{\pi}{2} \right) \times 90 \times (8,2677 \times 8,2677 - 6,6929 \times 2,3622) \times 0,0157$$

$$Q_i = 227,669512 \text{ in}^3/\text{s} = 223,850037 \text{ liter/mnt}$$

4.3.3 Energi yang Hilang

Dari tabel Numerical Solution for Journal Bearing dengan memasukkan nilai L/D = 1 dan Sommerfeld number, maka nilai

$\left(\frac{R}{C} \right) f$ dapat dicari dengan cara :

$$\frac{(R/C)f - 1,0511}{1,3785 - 1,0511} = \frac{0,01955 - 0,0188}{0,0308 - 0,0188}$$

$$\frac{(R/C)f - 1,0511}{0,3274} = \frac{0,00075}{0,012}$$

$$(R/C)f = 1,2718$$

$$E_p = F2\pi RN_s$$

$$\text{dimana : } F = f \times W$$

$$f = 1,2718 (C/R)$$

$$C = 0,0157 \text{ in}$$

$$R = 4,1339 \text{ in}$$

$$W = 13415,59811 \text{ lb}$$

$$F = 1,2718 \times \left(\frac{0,0157}{4,1339} \right) \times 13415,59811$$

$$F = 64,99774 \text{ lbf}$$

$$N_s = \text{kecepatan putaran (rps)} = 90 \text{ rps}$$

$$E_p = 64,99774 \times 2 \times \pi \times 4,1339 \times 90$$

$$E_p = 151941,445 \text{ in.lbf/s} = 17167,08 \text{ Watt} = 23,340702 \text{ Hp}$$

4.4 Hasil Analisa

4.4.1 Tekanan

Dari analisa perhitungan didapatkan nilai sebagai berikut:

Tekanan rata-rata : $P = 255,315 \text{ psi} = 17,60335 \times 10^5 \text{ Pa}$

Tekanan maksimum : $P_{\max} = 1022,44146 \text{ psi} = 70,493 \times 10^5 \text{ Pa}$

Kita akan membandingkan nilai tekanan rata-rata dengan tekanan yang diijinkan yang diterima bantalan, dari tabel nilai beban bantalan luncur yang direncanakan dalam konstruksi mesin dalam buku elemen penulis Kiyokatsu Suga yang di terjemahkan oleh Silarso (terlampir).

Terlihat dari tabel nilai maksimum beban yang diperbolehkan adalah $1 \text{ N/mm}^2 = 10 \times 10^5 \text{ Pa}$, terlihat beban yang diterima bantalan sudah melebihi dari nilai yang diperbolehkan, oleh sebab itu bantalan mengalami kerusakan.

4.4.2 Pelumasan

Pada hasil perhitungan di dapatkan nilai kebutuhan minyak pelumas (Q_i), yakni sebesar 223,850037 liter/mnt, jadi bisa dikatakan bantalan luncur harus minimal menerima 223,850037 liter/mnt. Kemudian kita lihat dari data yang diterima, apakah kebutuhan minyak pelumas telah sesuai dengan yang di butuhkan.

Dari data yang didapatkan, aliran masuk pelumas sebesar 650 liter/mnt. Pada sistem gear box ini terdapat 5 bantalan (2 bantalan radial di bagian high speed shaft, 2 bantalan radial di bagian low speed shaft dan 1 bantalan aksial) jadi pelumasan yang masuk harus dibagi menjadi 5, di dapatkan nilai pelumas sebesar 130 liter/mnt. Jadi kebutuhan minyak pelumas tidak terpenuhi, oleh karena itu bantalan mengalami kerusakan, yakni berupa terjadinya kekurangan minyak pelumas.

4.4.3 Energi yang Hilang

Dari peritungan nilai energi yang hilang didapatkan nilai yang sangat besar yakni 23,340702 hp atau 17167,08 Watt, jadi dengan nilai tersebut proses sudah mengalami kehilangan energi yang besar, meskipun kehilangan energi yang besar tetapi masih bisa di katakan kecil dibandingkan dengan energi yang di hasilkan, dimana energi terakhir yang dihasilkan saat mengalami kerusakan sebesar 14,9 MW.

Energi yang hilang = 17,16708 KW

Energi yang dihasilkan = 14,9 MW = 14900 KW

$$\begin{aligned} \text{Prosentase energi yang hilang} &= \frac{17,16708}{14900} \times 100\% \\ &= 0,1152 \% \end{aligned}$$

Dari hasil yang telah dihitung di atas, dapat di lihat bawah prosentase energi yang hilang masih tergolong kecil, meskipun energi yang hilang bisa dikatakan besar.

Energi yang hilang sebanding dengan kenaikan temperatur, ini bisa di lihat di dalam perumusan berikut ini.

$$\Delta T = \frac{E_p}{J\rho c_p Q_L}$$

$$E_p = \Delta T \times J\rho c_p Q_L$$

4.4.4 Temperatur

Dari perhitungan nilai temperatur di atas.

	° Celsius	° Fahrenheit
Temperatur Awal	50	122
Perbedaan Temperatur	38,28	68,91
Temperatur Akhir	88,28	190,91

Tabel 4.1 Tabel hasil perhitungan

T	μ (reyns)	S	ϵ	Φ	θ_{max}	(R/C)f	P_{max} (psi)	Q_i (l/mnt)	E_p (hp)
0	$3,7355 \times 10^{-6}$	0,09074	0,66782	46,0438	152,139	2,64402	689,3315	209,946	48,525
3,28	$1,107 \times 10^{-6}$	0,027	0,8663	29,9865	165,978	1,2718	1022,4415	223,85	23,341

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan rangkaian pengolahan data, dan analisa maka dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Tekanan maksimum yang diterima bantalan nomer 3 ($70,493 \times 10^5 \text{ Pa}$) melebihi dari batas tekanan maksimum yang diperbolehkan yakni sebesar $10 \times 10^5 \text{ Pa}$.
2. Laju aliran yang diberikan kepada bantalan (130 liter/mnt) tidak sesuai dengan laju aliran yang dibutuhkan bantalan yakni sebesar 223,85 liter/mnt.
3. Kehilangan energi masih relative kecil dibandingkan dengan daya yang dihasilkan oleh sistem pembangkit (hal 70). Kehilangan energi sebandingkan dengan kenaikan temperatur.

5.2 Saran

1. Disarankan pada saat pemasangan kembali bantalan agar di lakukan pengecekan lebih teliti, karena kemungkinan terjadi kerusakan bantalan disebabkan adanya salah pemasangan.
2. Alat uji getaran di harapkan agar bisa di remajakan lagi, karena alat uji getaran yang selama ini dipakai memiliki hasil yang berfluktuasi saat pengambilan getaran.

DAFTAR PUSTAKA

- Hidayat Kadar. 2005. **Analisa Pengaruh Viskositas Lubrikasi Pada Rotating Shaft Dengan Bearing Model Slider Pada Turbine Generator.** Surabaya: Jurusan Teknik Fisika FTI-ITS.
- Prasetya Diana Budi. 2004. **Analisa Pengaruh Level Misalignment Poros Terhadap Pola Karakteristik Spektrum Getaran.** Surabaya: Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
- Micheal M. Khonsari Ph.D. dan E. Richard Booser Ph.D. 2001. **Applied Tribology Bearing Design and Lubrication.** New York: John Wiley & Sons Inc.
- Joseph E. Shigley dan Larry D. Mitchell Gandhi. 1984. **Perencanaan Teknik Mesin.** ahli bahasa harahap M.Eng, Erlangga. Jakarta
- PT. PETROKIMIA GRESIK(PERSERO). 1996. **Materi Pelatihan Analisis Vibrasi pada Mesin Rotasi.** Gresik: PT. PETROKIMIA GRESIK (PERSERO).
- Stolk Jac Ir. Dan Kros C Ir. 1993 **Elemen Mesin : Elemen Konstruksi Bangunan Mesin.** Diterjemahkan oleh Abdul Rohman A. Jakarta: Erlangga.
- Niemann G. 1992. **Elelemen Mesin Jilid I : Desain dan Kalkulasi dari Sambungan, Bantalan dan Poros.** Diterjemahkan oleh Anton Budiman dan Bambang Priambodo. Jakarta : Erlangga.
- Kiyokatsu Suga. 1997. **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin.** Diterjemahkan oleh Sularso. Jakarta : Pradnya Paramita.
- Shlyakhin P. 1990. **Turbin Uap : Teori dan Rancangan.** Diterjemahkan oleh Zulkifli harahap. Jakarta: Erlangga.
- <http://www.shell.com/downloadshell/for/businessesindustryproduct/data/sheetenglish/versionturbo/t.pdf>.

LAMPIRAN

- Lampiran A** Numerical Solution for Journal Bearing
- Lampiran B** Data Perhitungan
- Lampiran C** Tabel
- Lampiran D** Gambar beberapa kerusakan yang terjadi pada bearing 3
- Lampiran E** Gambar Pembongkaran Gear Box Waktu Over Houl
- Lampiran F** Gambar Pemasangan Komponen Gear Box setelah Over Houl
- Lampiran G** Grafik Getaran Setelah Over Houl
- Lampiran H** Gambar Bearing Gear Box Dalam Kondisi Baru (Penyimpanan Dalam Gudang)

I. LAMPIRAN A

Numerical Solution for Journal Bearing

L/D	ϵ	S	\bar{Q}_L	\bar{Q}_I	$(R/C)f$	\bar{P}_{max}	θ_{max}	ϕ	θ_{cav}
2	0.05	1.1279	0.0551	1.0211	22.3219	1.555	102	77.25	234
	0.1	0.5588	0.1088	1.0388	11.1382	3.1471	108	75.17	231
	0.15	0.3678	0.1612	1.0532	7.4197	4.8076	111	73.1	231
	0.2	0.2715	0.2123	1.0643	5.5694	6.565	117	71.03	228
	0.25	0.213	0.2621	1.0724	4.464	8.4574	120	68.94	225
	0.3	0.1733	0.3108	1.0772	3.7285	10.5356	126	66.85	225
	0.35	0.1444	0.3584	1.0793	3.2049	12.8543	129	64.7	222
	0.4	0.1221	0.4049	1.0786	2.8115	15.4881	132	62.49	219
	0.45	0.1043	0.4503	1.0754	2.5033	18.5628	138	60.22	216
	0.5	0.0894	0.4951	1.0692	2.2523	22.2276	141	57.86	216
	0.55	0.0767	0.5389	1.0607	2.0417	26.7118	144	55.37	213
	0.6	0.0656	0.582	1.05	1.8586	32.3784	147	52.72	210
	0.65	0.0556	0.6242	1.0372	1.6943	39.8234	150	49.88	207
	0.7	0.0464	0.6657	1.0241	1.5403	50.0931	153	46.78	204
	0.75	0.0379	0.7065	1.0085	1.39	65.2006	156	43.34	204
	0.8	0.0298	0.7467	0.9916	1.2364	89.4871	159	39.42	201
0.85	0.0221	0.7861	0.9739	1.0702	134.0831	162	34.82	198	
0.9	0.0145	0.8249	0.9549	0.8769	238.3869	168	29.09	192	
0.95	0.0071	0.8627	0.9361	0.6217	652.069	171	21.16	189	
1.5	0.05	1.5448	0.0668	1.0285	30.5612	1.1627	99	79.41	225
	0.1	0.7628	0.1325	1.0547	15.1862	2.3627	105	77.03	225
	0.15	0.4998	0.1971	1.0786	10.0561	3.6295	111	74.66	222
	0.2	0.3667	0.2607	1.1001	7.4864	4.9953	117	72.3	222
	0.25	0.2855	0.3232	1.1194	5.9427	6.4996	120	69.92	219
	0.3	0.2303	0.3848	1.1364	4.9087	8.1877	126	67.53	219
	0.35	0.19	0.4453	1.1513	4.1665	10.1196	129	65.11	216
	0.4	0.1589	0.5051	1.1639	3.6039	12.3702	135	62.64	216
	0.45	0.134	0.5639	1.1745	3.1607	15.0641	138	60.12	213
	0.5	0.1134	0.6221	1.1829	2.7984	18.345	141	57.52	213
	0.55	0.0959	0.6794	1.1893	2.4936	22.4484	144	54.81	210
	0.6	0.0807	0.736	1.1936	2.2301	27.7369	147	51.98	207
	0.65	0.0673	0.7919	1.1961	1.9943	34.8108	150	48.97	207
	0.7	0.0552	0.8471	1.1968	1.7779	44.7305	153	45.74	204
	0.75	0.0442	0.9017	1.1958	1.5727	59.5137	156	42.2	201
	0.8	0.0341	0.9551	1.196	1.3697	83.5183	159	38.26	198
0.85	0.0246	1.0081	1.1931	1.1609	127.9421	165	33.7	195	
0.9	0.0158	1.0609	1.1873	0.9282	232.444	168	28.12	192	
0.95	0.0075	1.1118	1.1824	0.642	646.358	171	20.5	189	
1	0.05	2.7019	0.0807	1.0375	53.4294	0.6823	99	82.18	213
	0.1	1.3302	0.1608	1.0739	26.4433	1.3923	105	79.4	213
	0.15	0.8674	0.2405	1.1092	17.3945	2.1543	111	76.63	213
	0.2	0.6319	0.3196	1.1434	12.8298	2.9958	117	73.86	213
	0.25	0.4876	0.3981	1.1766	10.0627	3.9506	120	71.06	210
	0.3	0.3889	0.4763	1.2087	8.1896	5.0587	126	68.25	210
0.35	0.3164	0.554	1.2396	6.8293	6.3708	129	65.42	210	

(continued)

L/D	ϵ	S	\bar{Q}_L	\bar{Q}_i	$(R/C)f$	\bar{P}_{\max}	ρ_{\max}	ϕ	ρ_{cav}
1	0.4	0.2604	0.6312	1.2696	5.79	7.961	135	62.56	207
	0.45	0.2156	0.708	1.2985	4.9619	9.9301	138	59.65	207
	0.5	0.1786	0.7847	1.3262	4.2824	12.4168	141	56.69	207
	0.55	0.1475	0.8608	1.3529	3.7103	15.6406	144	53.65	204
	0.6	0.1209	0.9368	1.3785	3.2167	19.9477	147	50.52	204
	0.65	0.0979	1.0123	1.403	2.7829	25.9119	150	47.27	204
	0.7	0.0778	1.0877	1.4264	2.3933	34.5708	156	43.83	201
	0.75	0.0601	1.1628	1.4487	2.037	47.8929	159	40.19	198
	0.8	0.0445	1.2377	1.4697	1.7017	70.2402	162	36.2	198
	0.85	0.0308	1.3126	1.4893	1.3785	112.9514	165	31.72	195
	0.9	0.0188	1.3864	1.51	1.0511	215.5045	168	26.4	192
0.95	0.0084	1.4598	1.5277	0.6896	627.8011	171	19.32	189	
3/4	0.05	4.2911	0.0878	1.0421	84.8387	0.4355	99	83.7	207
	0.1	2.112	0.1753	1.0836	41.9534	0.8905	105	80.66	207
	0.15	1.3742	0.2626	1.1246	27.5144	1.3846	111	77.63	207
	0.2	0.9975	0.3496	1.1651	20.1964	1.9389	117	74.59	207
	0.25	0.7658	0.4363	1.2052	15.7341	2.5788	120	71.53	204
	0.3	0.6066	0.523	1.2447	12.6954	3.339	126	68.47	204
	0.35	0.4894	0.6095	1.2837	10.4741	4.2573	132	65.38	204
	0.4	0.3987	0.6958	1.3223	8.7661	5.4	135	62.28	204
	0.45	0.326	0.7821	1.3602	7.4017	6.8439	138	59.14	204
	0.5	0.2663	0.8681	1.3979	6.2802	8.7127	141	55.94	201
	0.55	0.2163	0.9541	1.4349	5.3345	11.1975	144	52.7	201
	0.6	0.174	1.0403	1.4714	4.5232	14.6139	150	49.38	201
	0.65	0.1379	1.1266	1.5072	3.8162	19.4747	153	45.98	201
	0.7	0.1068	1.2126	1.5428	3.1906	26.7257	156	42.42	198
	0.75	0.0803	1.2989	1.5776	2.6305	38.2185	159	38.69	198
	0.8	0.0575	1.3855	1.6119	2.1222	58.1085	162	34.68	195
0.85	0.0383	1.4723	1.6456	1.6505	97.3573	165	30.27	195	
0.9	0.0223	1.5592	1.6785	1.2019	194.9739	168	25.13	192	
0.95	0.0094	1.6456	1.7107	0.7468	600.1359	171	18.41	189	
1/2	0.05	8.7944	0.0941	1.0461	173.8422	0.2154	96	85.06	198
	0.1	4.3273	0.188	1.0921	85.9027	0.442	105	81.74	198
	0.15	2.81	0.2818	1.138	56.1795	0.6916	111	78.43	198
	0.2	2.0322	0.3757	1.1837	41.0417	0.9772	117	75.12	198
	0.25	1.5514	0.4694	1.2292	31.7491	1.3144	123	71.8	198
	0.3	1.22	0.5632	1.2747	25.3869	1.7231	126	68.47	198
	0.35	0.9752	0.657	1.32	20.7103	2.2325	132	65.13	198
	0.4	0.7855	0.7507	1.3652	17.0961	2.8786	135	61.77	198
	0.45	0.6337	0.8446	1.4103	14.1996	3.7169	138	58.4	198
	0.5	0.5093	0.9385	1.4552	11.8145	4.8373	144	54.99	198
	0.55	0.4059	1.032	1.5002	9.8131	6.3736	147	51.54	195
	0.6	0.3192	1.126	1.5449	8.1022	8.5489	150	48.03	195
	0.65	0.2463	1.2202	1.5896	6.6262	11.7537	153	44.45	195
	0.7	0.185	1.3146	1.6341	5.3425	16.7182	156	40.78	195
	0.75	0.1338	1.4093	1.6785	4.2197	24.9361	159	36.96	195
0.8	0.0916	1.5041	1.7228	3.2334	39.8701	162	32.91	192	

(continued)

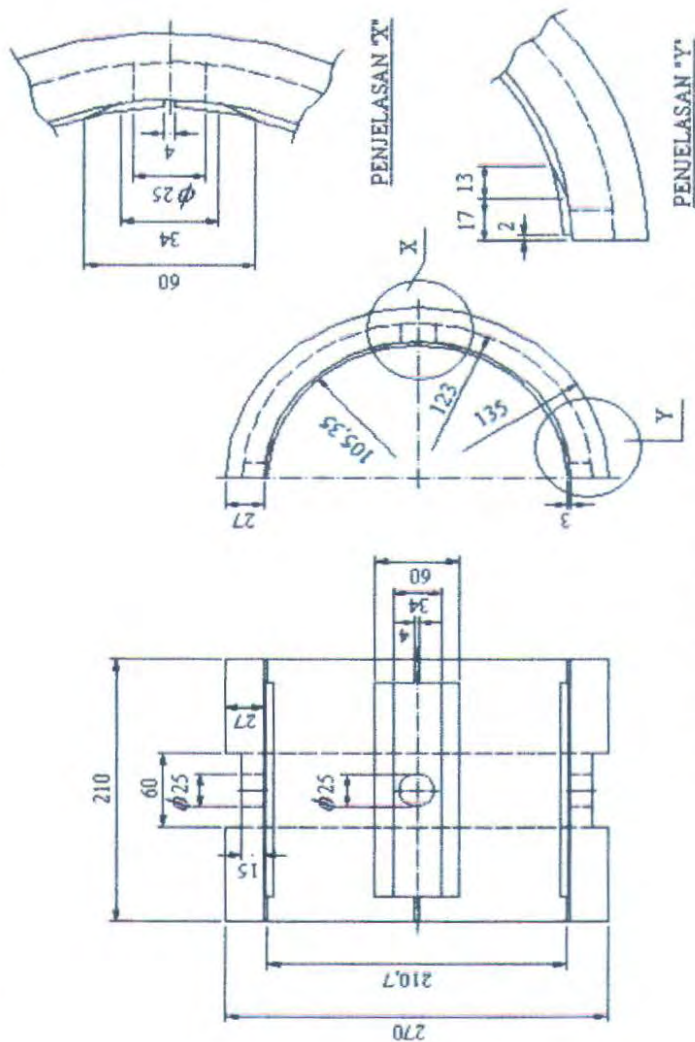
L/D	ϵ	S	\bar{Q}_L	\bar{Q}_i	$(R/C)f$	\bar{P}_{max}	θ_{max}	ϕ	θ_{crit}
1/2	0.85	0.0576	1.5995	1.767	2.3621	71.1018	165	28.51	192
	0.9	0.0312	1.6955	1.8111	1.5919	154.0382	168	23.54	192
	0.95	0.0119	1.7916	1.855	0.8916	528.0007	171	17.19	189
1/3	0.05	18.8861	0.0973	1.0482	373.2936	0.1011	99	85.76	192
	0.1	9.2898	0.1944	1.0964	184.3528	0.208	105	82.27	192
	0.15	6.0243	0.2916	1.1445	120.355	0.3271	111	78.8	192
	0.2	4.3465	0.3888	1.1926	87.667	0.4654	117	75.32	192
	0.25	3.3065	0.4859	1.2407	67.5314	0.6315	123	71.83	192
	0.3	2.5882	0.5831	1.2888	53.699	0.8362	129	68.35	192
	0.35	2.0566	0.6803	1.3368	43.4978	1.0948	132	64.86	192
	0.4	1.6445	0.7775	1.3848	35.5971	1.4286	138	61.37	192
	0.45	1.3149	0.8747	1.4328	29.2578	1.8725	141	57.86	192
	0.5	1.0457	0.9719	1.4808	24.0389	2.4756	144	54.33	192
	0.55	0.8228	1.0692	1.5287	19.6628	3.3198	147	50.77	192
	0.6	0.6372	1.1666	1.5766	15.9447	4.5439	150	47.17	192
	0.65	0.4825	1.264	1.6246	12.7583	6.3967	153	43.51	192
	0.7	0.3542	1.3615	1.6725	10.0143	9.3575	156	39.76	192
	0.75	0.2489	1.4593	1.7203	7.6476	14.4421	159	35.87	192
	0.8	0.1641	1.5563	1.7682	5.6151	24.1002	162	31.75	189
	0.85	0.098	1.6543	1.8161	3.8716	45.4776	165	27.31	189
	0.9	0.0492	1.7526	1.8639	2.4024	106.8153	168	22.32	189
0.95	0.0166	1.8508	1.9117	1.1865	416.307	171	16.14	186	
1/4	0.05	32.9983	0.0984	1.049	652.2078	0.058	99	86.01	189
	0.1	16.2271	0.1968	1.0979	321.9788	0.1196	105	82.46	189
	0.15	10.5166	0.2952	1.1469	210.0444	0.1885	114	78.92	189
	0.2	7.5796	0.3936	1.1958	152.8034	0.2691	120	75.37	189
	0.25	5.7573	0.4919	1.2448	117.4957	0.3665	123	71.83	189
	0.3	4.4972	0.5904	1.2937	93.2009	0.4879	129	68.28	189
	0.35	3.5647	0.6887	1.3426	75.278	0.6419	132	64.74	189
	0.4	2.8415	0.7871	1.3915	61.3777	0.8436	138	61.19	189
	0.45	2.2632	0.8856	1.4405	50.2189	1.1131	141	57.63	189
	0.5	1.7913	0.984	1.4894	41.0352	1.4829	144	54.05	189
	0.55	1.4016	1.0824	1.5383	33.3418	2.0064	147	50.45	189
	0.6	1.0778	1.1809	1.5871	26.8159	2.7749	150	46.81	189
	0.65	0.809	1.2795	1.636	21.2381	3.955	153	43.1	189
	0.7	0.5873	1.378	1.6849	16.4563	5.8722	156	39.3	189
	0.75	0.4068	1.4766	1.7338	12.3582	9.2315	159	35.37	189
	0.8	0.2631	1.5753	1.7827	8.8657	15.7753	162	31.23	189
	0.85	0.153	1.6741	1.8315	5.9244	30.7464	165	26.78	189
	0.9	0.0736	1.7734	1.8804	3.4979	75.8856	168	21.78	189
0.95	0.0228	1.8708	1.9293	1.571	324.2043	171	15.55	186	

(continued)

L/D	ϵ	S	\bar{Q}_L	\bar{Q}_i	$(R/C)f$	\bar{P}_{max}	θ_{max}	ϕ	θ_{cav}
1/6	0.05	73.3037	0.0993	1.0495	1448.799	0.0262	99	86.19	186
	0.1	36.0374	0.1985	1.0991	714.9882	0.054	105	82.6	186
	0.15	23.3433	0.2978	1.1486	466.1314	0.0853	114	79	186
	0.2	16.8097	0.397	1.1982	338.7537	0.1222	120	75.4	186
	0.25	12.7522	0.4963	1.2477	260.0968	0.167	126	71.81	186
	0.3	9.9457	0.5956	1.2972	205.9424	0.2231	129	68.22	186
	0.35	7.8664	0.6949	1.3467	165.9239	0.2951	135	64.64	186
	0.4	6.2546	0.7941	1.3963	134.8851	0.39	138	61.05	186
	0.45	4.9661	0.8934	1.4458	109.962	0.5177	141	57.45	186
	0.5	3.9157	0.9927	1.4953	89.4564	0.6946	144	53.84	186
	0.55	3.0494	1.092	1.5449	72.2868	0.9476	147	50.21	186
	0.6	2.3314	1.1913	1.5944	57.7448	1.3238	150	46.53	186
	0.65	1.7371	1.2906	1.6439	45.3447	1.9096	153	42.79	186
	0.7	1.249	1.3899	1.6934	34.7463	2.8777	156	38.96	186
	0.75	0.8542	1.4892	1.743	25.7086	4.6093	159	35	186
	0.8	0.5427	1.5885	1.7925	18.0628	8.0726	162	30.82	186
	0.85	0.3071	1.6878	1.842	11.6972	16.2889	165	26.33	186
	0.9	0.1411	1.7872	1.8915	6.5543	42.475	168	21.28	186
0.95	0.0399	1.8865	1.941	2.6472	202.2193	171	15.1	186	
1/8	0.05	129.7266	0.0996	1.0497	2563.938	0.0148	99	86.27	186
	0.1	63.7582	0.1992	1.0995	1264.931	0.0305	105	82.65	186
	0.15	41.2921	0.2988	1.1492	824.4794	0.0483	114	79.04	186
	0.2	29.7252	0.3983	1.199	598.9516	0.0693	120	75.43	186
	0.25	22.5403	0.4979	1.2487	459.6426	0.0948	126	71.82	186
	0.3	17.5694	0.5975	1.2984	363.6929	0.1269	129	68.22	186
	0.35	13.8862	0.6971	1.3482	292.7708	0.1682	135	64.62	186
	0.4	11.0306	0.7967	1.3979	237.7464	0.2227	138	61.02	186
	0.45	8.7484	0.8963	1.4476	193.5629	0.2963	141	57.41	186
	0.5	6.8884	0.9959	1.4974	157.209	0.3987	144	53.8	186
	0.55	5.3551	1.0955	1.5471	126.781	0.546	147	50.15	186
	0.6	4.0854	1.1951	1.5969	101.0214	0.7661	150	46.47	186
	0.65	3.0357	1.2947	1.6466	79.074	1.1112	153	42.72	186
	0.7	2.175	1.3943	1.6963	60.3371	1.6862	156	38.89	186
	0.75	1.4802	1.494	1.7461	44.3872	2.725	159	34.91	186
	0.8	0.9339	1.5936	1.7958	30.9285	4.8301	162	30.73	186
	0.85	0.5226	1.6932	1.8455	19.7689	9.9151	165	26.23	186
	0.9	0.2353	1.7929	1.8953	10.8169	26.5901	168	21.15	186
0.95	0.0631	1.8918	1.945	4.1246	134.5239	171	14.87	183	

LAMPIRAN B

Data Perhitungan



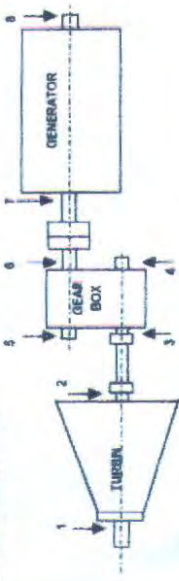
BEARING GEAR BOX ECT

TREND VIBRASI TURBIN ECT SETELAH OVER HOUL BULAN DESEMBER 2006-2007

EQUIPMENT	Spd. 540 rpm		Spd. 540 rpm		Spd. 540 rpm		Spd. 540 rpm		Spd. 540 rpm		Spd. 540 rpm		Spd. 540 rpm		Spd. 540 rpm		Spd. 540 rpm		Spd. 540 rpm																			
	V	H	A	V	H	A	V	H	A	V	H	A	V	H	A	V	H	A	V	H	A																	
1 Bearing Turbin (Pemis)	NK	0,8	1,9	0,9	0,7	1,9	0,8	0,6	1,4	0,9	0,6	1,2	0,9	0,7	1,2	0,8	1,4	1,2	0,6	1,5	1,3	0,7	1,5	1,2	0,7	1,6	1,1	0,6	2,1	1,3	1,3	4,3	1,5					
2 Bearing Turbin (Rear)	BK	3,5	2,8	1,4	1,0	2,6	1,9	4,0	3,2	1,9	4,9	2,9	1,2	2,5	1,8	1,3	1,9	1,7	1,2	2,3	1,5	1,2	2,4	1,7	1,3	2,4	1,5	1,1	1,9	1,3	1,3	1,1	1,1					
3 Bearing Penggerak Gear	NK	3,2	3,5	6,4	4,2	3,1	5,3	7,8	7,3	2,6	9,3	8,7	2,4	1,9	1,4	2,3	1,6	1,8	3,6	2,7	2,1	4,5	3,0	1,9	4,3	3,0	1,9	4,3	2,9	2,3	4,1	2,9	2,3	2,9	2,4	2,7		
4 Bearing Penggerak Gear	BK	3,2	5,1	4,1	2,1	3,0	4,8	6,1	2,9	6,8	5,0	2,3	5,6	2,4	2,2	2,1	2,1	1,7	1,6	3,6	1,9	1,9	4,2	1,9	2,6	3,2	1,9	2,4	3,5	2,1	2,6	3,6	2,3	2,7	2,3	2,3		
5 Bearing Proses Gear	NK	2,8	2,5	3,9	2,7	3,3	2,2	6,8	6,9	5,1	5,9	6,3	7,6	2,0	1,5	1,9	2,1	1,5	1,9	3,3	2,5	2,1	3,8	2,8	3,3	3,2	3,0	4,4	2,1	3,0	1,8	2,8	2,7	2,9	2,4	2,3		
6 Bearing Proses Gear	BK	3,3	4,3	3,8	2,4	2,6	4,4	4,6	2,4	4,4	3,3	2,2	4,8	3,3	2,3	2,1	2,3	1,5	2,6	1,9	2,4	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7		
7 Bearing Generator	NK	1,1	1,2	1,4	1,4	0,8	1,4	1,2	0,6	1,4	1,7	0,8	1,4	1,3	1,0	1,3	1,5	0,9	1,5	1,2	0,9	1,3	1,5	1,0	1,3	1,3	0,8	1,3	1,5	1,0	1,6	1,5	1,0	1,8	1,4	1,2	1,7	
8 Bearing Generator	BK	0,9	1,2	1,2	0,7	1,0	0,9	1,3	1,4	1,1	1,1	1,2	1,1	1,1	1,1	1,1	1,3	1,5	1,2	1,3	1,8	1,1	1,5	1,9	1,1	1,5	1,7	1,0	1,6	2,0	1,2	1,6	1,3	1,2	1,4	0,9		
Actual load =		5.5 MW	4 MW	13.4 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW	14.9 MW

Setelah over haul

GAMBAR POSIBIL PENGURAIAN



STANDART PENGUKURAN MENURUT ISO 2372

(A) Baki	0.0 - 2.8 mm/s
(B) Di jiriken	2.8 - 7.1 mm/s
(C) Mash Di jiriken	7.1 - 18.0 mm/s
(D) Toka Di jiriken	> 18.0 mm/s

Keterangan
- Penunjukkan load pada beban sesuai indicator (result).
- Pekerjaan over haul balancing Rotor Turbin ke PETRO (gl. 13/12/2006)

SV. RE. Teknik
Inspektur RE. Teknik

(Signature)
Soeharto P.

Prabalinggo, 31 Januari 2007



Gear units TRE63

1-DATA:

1.1 ORDERING

CUSTOMER: CREUSOT LOIRE
 Plant: INDONESIE
 Customer order n°: 25 52 7975 V97 V92
 Manufacturer delivery n°: 356 962
 Gear-box type and n°: Q-TRE63 N° 2906
 Outline drawing n°: 9602 EG21 B0
 Sectional drawing n°: 9602 AB41 B0

1.2 RATING

Rating power: 27500 kW
 Maximum power: _____ kW
 Service factor: 1.52
 Input speed: 5426 rpm
 Output speed: 3000 rpm
 Speed ratio: 1.81

1.3 MANUFACTURING

Center-line distance: 630 mm; Total weight: 7000 kg
 HIGH SPEED SHAFT -- (Pinion)
 Weight: 685 kg
 LOW SPEED SHAFT -- (with gear)
 Weight: 1524 kg

TOOTHING --- Backlash: 0.34-0.46 mm
 Bearing diameter -- nominal size: 210 mm
 Clearance: diam. 0.34-0.8 mm; Axial 0.5-0.6 mm
 Bearing diameter -- nominal size: 340 mm
 Clearance: diam. 0.41-0.47 mm; Axial 0.3-0.5 mm

1.4 LUBRICATION

Oil: SEE LIST ANNEXED
 Oil inlet temperature -- nominal: 50 °C
 -- maximum: 70 °C
 Oil flow: 650 l/min
 Filtering: 40 μm

Viscosity: 3.5 °EASO°C --- °SISO4°C
 Oil inlet pressure -- nominal: 1.2 bar
 -- alarm: 1 bar
 -- shut down: 0.8 bar

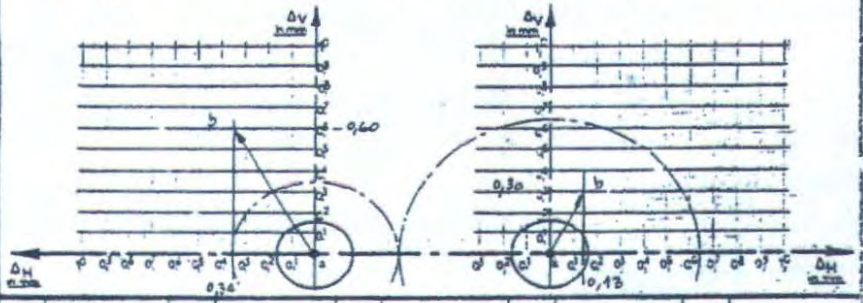
1.5 ACCESSORIES

H.S. COUPLING: GRAFF TMSB B0
 L.S. COUPLING: _____
 Vibration control:
 - Precision H.S. and L.S. bearing
 (M30 x 3)

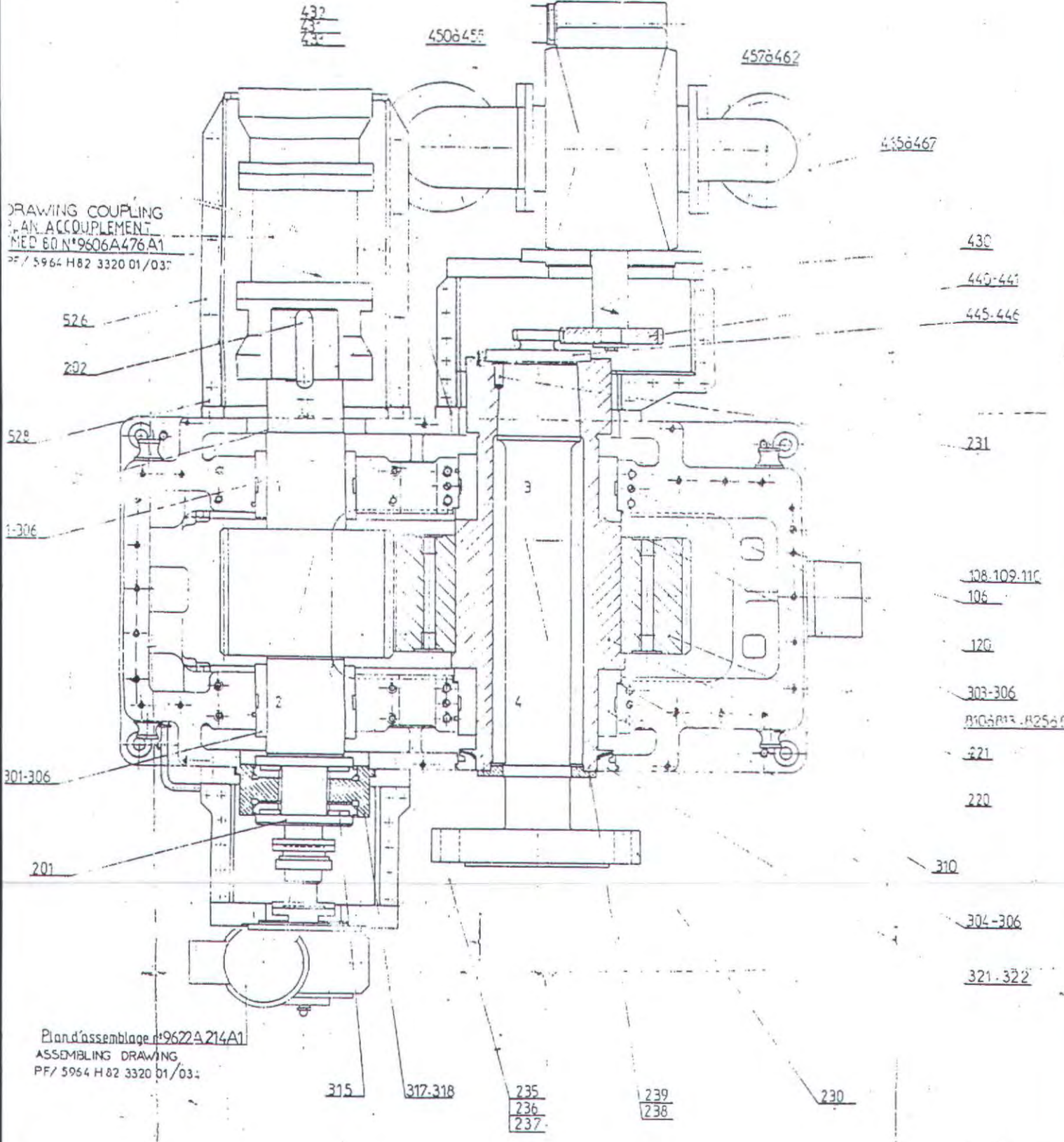
TURNING DEVICE: GRAFF V510/30/57CL
 Shaft driven H.P. pump:
 Shaft driven L.P. pump: ALLWEILER INEG 1700/4?
 Control of temperature:
 - Thermocouple H.S./L.S. bearing
 - Thermocouple H.S./L.S. bearing, th. bearing, H.P.

1.6 ALIGNMENT

Shaft center-line shifting results from the heating of the casing and from the loads in the bearings.
 - Pos. a: center position in cold still-standing with ambient room temperature of 20 °C
 - Pos. b: center position under load by hot running temperature admitted of 50 °C



1	2	3	4	5
---	---	---	---	---



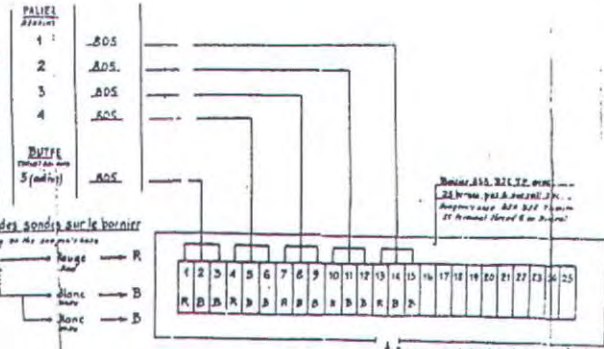
DRAWING COUPLING
 P. AN. ACCOUPLEMENT
 MED. 60 N°9606A476A1
 PF/ 5964 H82 3320 01/037

Plan d'assemblage n°9622A214A1
 ASSEMBLING DRAWING
 PF/ 5964 H 82 3320 01/03:

POUR LES DÉTACHÉS — pour être pr. à la température ambiante
 with bearing pattern of over long. Please put on end of ambient temperature

VEU	DIAMÉTRAL						AXIAL	MONTAGE
	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	
Entrée	0.34	0.34	0.41	0.41	0.5	0.5	134-041	
Sortie	0.34	0.34	0.408	0.408	0.5	0.5		
Boîtier			0.32	0.32				

Cablage des sondes sur le bornier
 Wiring on the terminal block



Drawing List N° PF/ 5964 H 82 3320 01/136

Handwritten signature

P.B. BENTAS LAYES / PRODUKSI GIGI - EAST JAVA - INDONESIA 4TH STAGE / JORANG ARAH BELONGPAJAT MILL	
PF/ 5964 H 82 3320 01 /033	
GEAR REDUCER -ASSEMBLING	

LAMPIRAN C

Tabel Konversi

Faktor konversi untuk unit getaran

$$D = \left(\frac{19100}{F} \right) V \qquad D = \left(\frac{8383}{F} \right)^2 A$$

$$V = \left(\frac{F}{19100} \right) D \qquad V = \left(\frac{3687}{F} \right) A$$

$$A = \left(\frac{F}{8383} \right)^2 D \qquad A = \left(\frac{F}{3678} \right)^2 V$$

D = peak to peak displacement (mils), 1 mil = 0,001 inch

V = peak velocity (inch/second)

A = peak acceleration (G's), 1 G = 386,087 inch/second

F = frekuensi (cpm)

Faktor konversi untuk satuan

Mengubah dari	Menjadi	Dikalikan dengan
<i>(Panjang)</i>		
in	mm	25,4
<i>(Temperatur)</i>		
°C (Celsius)	K (kelvin)	(°C + 273,15)
°F (fahrenheit)	°C (Celsius)	[(5/9) (°F-32)]
<i>(Gaya)</i>		
kg	N	9,80665
lbf	N	4,44822161526
<i>(Tekanan)</i>		
bar	psi	14,50377399
<i>(Volume)</i>		
liter	m ³	1,00 10 ⁻³
in ³	m ³	1,6387064 10 ⁻⁵

(Daya)

ft.lbf/s

W

1,3558179

Horsepower

W

745,69987

(viskositas)

British in.-lb-s or Traditional Unit	Multiply By This Conversion Factor	To Obtain This SI or Another Unit
<i>Dynamic or Absolute Viscosity (Units: Force · Time/Area)</i>		
dyne · s/cm ² (poise, P)	1.00 E-01	Pa · s (also N · s/m ²)
cP (mPa · s)	1.00 E-03	Pa · s
lb _f · s/in. ² (reyns)	6.895 E+03	Pa · s
lb _(mass) /(in · s)	1.786 E+01	Pa · s
P	1.000 E+02	cP
cP	1.450 E-07	lb _f · s/in. ² (reyns)
Pa · s	1.450 E-04	lb _f · s/in. ² (reyns)

British in.-lb-s or Traditional Unit	Multiply By This Conversion Factor	To Obtain This SI or Another Unit
<i>Kinematic Viscosity (Absolute Viscosity/Density)</i>		
cm ² /s (Stokes, St)	1.000 E-04	m ² /s (preferred unit)
mm ² /s (centistokes, cSt)	1.000 E-06	m ² /s
in. ² /s	6.452 E-04	m ² /s
cSt	1.550 E-03	in. ² /s
<i>Kinematic to Absolute Viscosity Conversions</i>		
cSt	1.450 E-07 · density (g/cm ³)	lb _f · s/in. ² (reyns)
cSt	density	cP
<i>Absolute to Kinematic Viscosity Conversions</i>		
Pa · s	1.000 E-03/density (g/cm ³)	m ² /s
P (poise)	1/density	St (Stoke)
P	1.000 E+02/density	cSt
cP	1/density	cSt

Typical Physical Characteristics

Turbo T			32	46	68	100
Viscosity grade		ISO 3448	32	46	68	100
Kinematic viscosity at:		ASTM D445				
40 mm^2/s	mm^2/s		32	46	68	100
100 mm^2/s	mm^2/s		5,1	7	8,5	11,3
Density at 15 mm^3	kgm^3	ASTM D1298	865	872	873	876
Flashpoint COC	mm^3	DIN ISO 2592	210	215	220	240
Pourpoint	mm^3	DIN ISO 3016	-12	-12	-9	-9
Neutralisation value	mg KOH/g	ASTM D974	0,05	0,05	0,05	0,05
Water separation ability	s	DIN 51585-1	150	200	250	300
Demulsion characteristics at 54 mm^3	min	ASTM D1401	15	15	20	20
Air release at 50 mm^3	min	ASTM D3427	3	3	6	8
Foaming		ASTM D1500				
Sequence I	ml/ml		30/0	30/0	30/0	30/0
Sequence II	ml/ml		20/0	20/0	20/0	20/0
Sequence III	ml/ml		30/0	30/0	30/0	30/0
Copper corrosion		DIN EN ISO 2160	1-100 A 3			
Rust-preventing properties after 24 h		ASTM D665B	Pass			
Oxidation stability						
RBOT	minutes	ASTM D2272	>750	>750	>750	>750
modified RBOT	% of RBOT		>90	>90	>90	>90
TOST lifetime	h	ASTM D943	5000	5000	5000	5000
TOST 1000hr sludge	%m	IP157	<20	<20	<20	<20
Time to total acid number of 2,0 mg KOH/g	h	ASTM D943	>2000	>2000	>2000	>2000

Tabel Karakteristik Sifat Pelumas

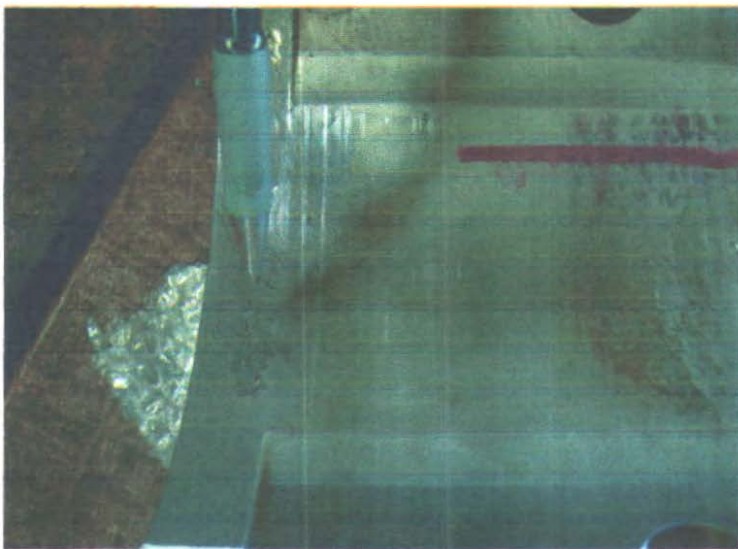
Tabel Nilai beban dari bantalan luncur yang direncanakan dalam konstruksi mesin dari buku elemen mesin.

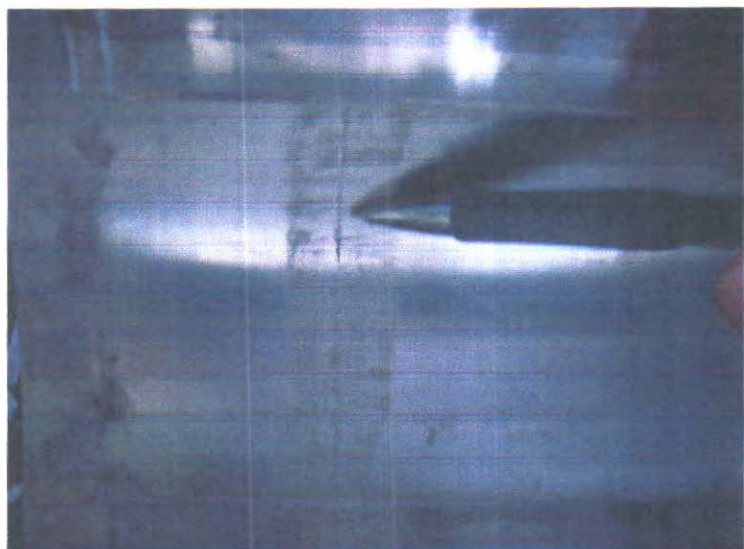
Bahan Bantalan	Kekerasan H_B	Tekanan maksimum yang diperbolehkan (kg/mm ²)	Temperatur maksimum yang diperbolehkan (°C)
Besi cor	160-180	0,3-0,6	150
Perunggu	50-100	0,7-2,0	200
Kuningan	80-150	0,7-2,0	200
Perunggu fosfor	100-200	1,5-6,0	250
Logam putih berdasar Sn	20-30	0,6-1,0	150
Logam putih berdasar Pb	15-20	0,6-0,8	150
Paduan Cadmium	30-40	1,0-1,4	250
Kalmet	20-30	1,0-1,8	170
Paduan Aluminium	45-50	2,8	100-150
Perunggu timah hitam	40-80	2,0-3,2	220-250

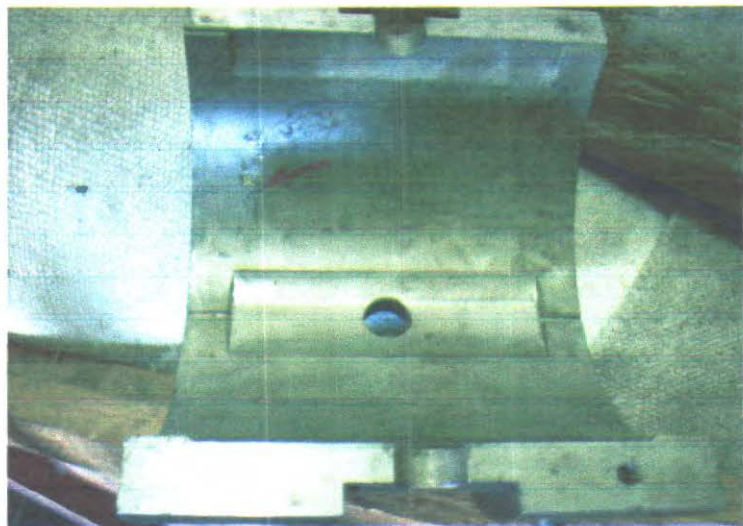


LAMPIRAN D

Gambar beberapa kerusakan yang terjadi pada bearing 3









LAMPIRAN E

Gambar Pembongkaran Gear Box Waktu Over Houl

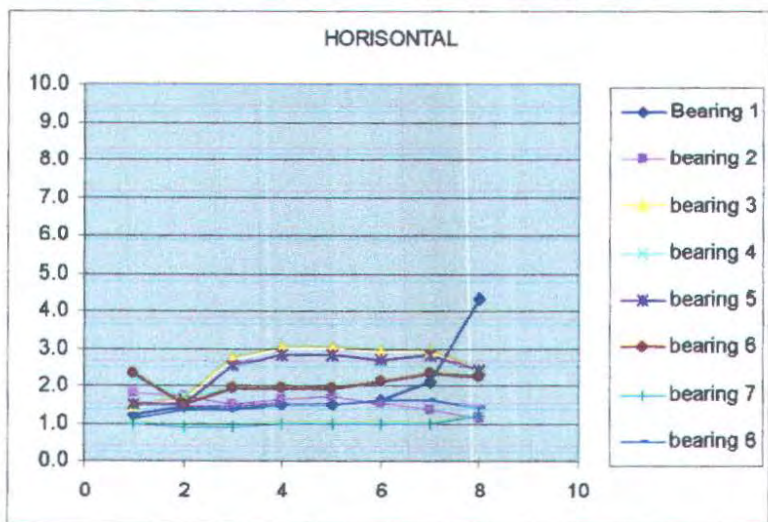
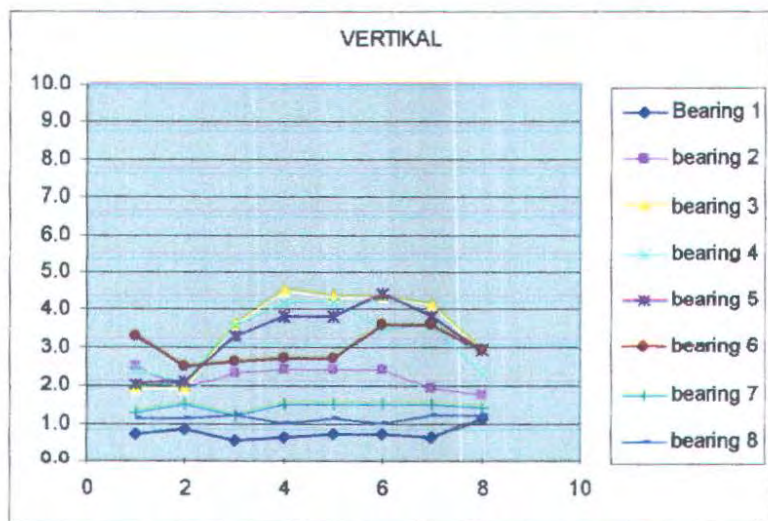


LAMPIRAN F

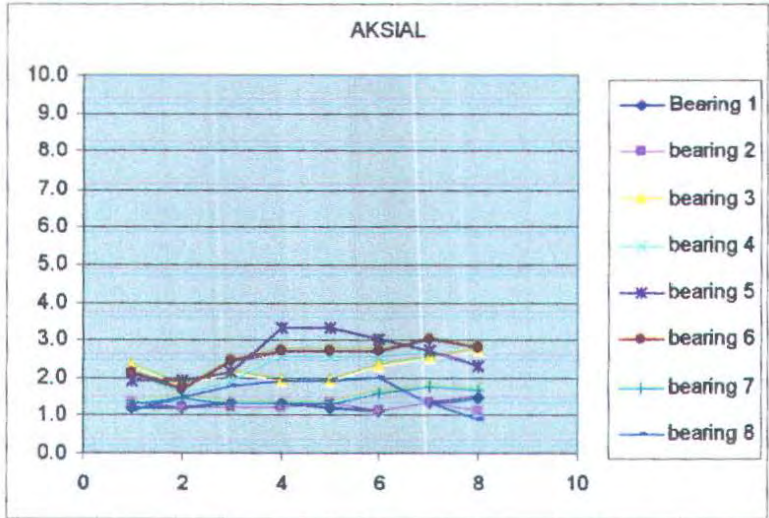
Gambar Pemasangan Komponen Gear Box setelah Over Houl



Grafik Getaran Setelah Adanya Perbaikan bearing



AKSIAL



LAMPIRAN H

Gambar Bearing Gear Box Dalam Kondisi Baru (Penyimpanan Dalam Gudang)

