

UJI “KETAHANAN LELAH DAN PENURUNAN GAYA PEGAS “ KATUP KOMPRESI AKIBAT “BEBAN OPERASI” PADA KATUP MOTOR DIESEL *OUTPUT RATED 400 kW.*

Yuhani Djaja, M.Rusdy Hatuwe

Dosen Teknik Mesin
Fakultas Teknik UPN“Veteran”Jakarta

Abstract

Major role in the valve spring Diesel 4 strokes is able to guarantee the valve open and closed positions without loss of engine compression. Therefore, the spring must be able to maintain the style required by the valve in accordance with the needs of its operations. When the spring force reduction operations over the threshold, then the spring will be malfunctioning. Before this happens, the spring should be replaced or restored. Meanwhile, the replacement with a new one because it failed to cause unplanned downtime. To balance the needs of utilities and prevention of failure (downtime) is required prediction fail replacement, and therefore the rate of decline in the spring force is directly related to the characteristics possessed by every spring, then to determine the rate of decrease in the valve spring force necessary to test fatigue characteristics. To achieve these objectives, characteristics and fatigue testing is done with spring material Goodman line approach. These tests include the identification of test material in the form of a test spring spring material chemical composition and hardness test; namely to determine the tensile strength limit in the diagram Heigh and criteria preset limit or unpreset spring tired. Next proceed to test the rate of decrease in the spring force on the cyclic loading which is the subject of this study, in which the rate of decrease in the spring force test due to cyclic done to reach the threshold spring force on the round number above 107. The test results showed that the decrease in the spring force caused by the spring force on the rate of decline of about 6% cyclic loading is at about 300 hours of operating hours, the next spring force experienced stability.

Keywords: *Failure, cyclic, resilience, stability.*

PENDAHULUAN

Pegas katup pada Motor diesel pembakaran dalam (*ICE, Internal Combustion Engine*) khususnya Motor Diesel 4 langkah merupakan salah satu komponen penting pada *sistem pegas katup motor (engine valve spring system)*. Peran penting tersebut berhubungan langsung dengan buka-tutup katup secara regular selama proses kerja motor untuk menjamin masuknya udara segar pada katup masuk dan mengeluarkan emisi hasil pembakaran pada katup buang yang harus berlangsung sesegera mungkin. Umur lelah yang diawali dengan penurun nan gaya pegas merupakan faktor yang dominan terhadap kegagalan pegas katup.

Kegagalan ini berhubungan langsung dengan beban berulang (*cyclic*) dan jumlah siklus operasinya. Oleh karena kegagalan lelah sebagai parameter penting pada pembebanan siklik, maka untuk mengetahui keandalan pegas ICE harus

melalui pengujian yaitu uji kegagalan lelah (uji karakteristik lelah). Kegagalan lelah biasanya terjadi baik pada siklus rendah (dibawah 1.000 siklus) maupun siklus-tinggi (diatas 1.000 siklus). Kegagalan yang terjadi pada operasi pegas katup dipengaruhi oleh beban awal dan beban siklik serta jumlah putaran yang sebelumnya telah mengalami penurunan reliabilitas yang signifikan.

TINJAUAN PUSTAKA.

DESKRIPSI KEGAGALAN

Gambaran umum kegagalan lelah baja atau lelah logam lainnya adalah kegagalan komponen akibat tegangan siklik (tegangan berulang). Pada baja, umur yang terkait dengan perilaku ini yang diterima secara umum adalah 2×10^6 siklus. Dengan kata lain, jika keadaan tegangan tertentu tidak menyebabkan lelah hingga gagal pada 2×10^6 disiklus pertama, kegagalan komponen pada siklus berikutnya dianggap tidak mungkin terjadi. Untuk

aplikasi pegas, nilai ambang batas umur yang lebih realistis adalah 2×10^7 siklus. Logam dengan struktur kristal *Face centered cubic* (FCC; misalnya aluminium, baja austenitik, stainless, tembaga, dan lain lain) biasanya tidak memiliki batas ketahanan yang tipikal.

MODIFIKASI DIAGRAM GOODMAN

Modifikasi diagram Goodman disajikan dalam berbagai format. Format yang paling umum adalah yang digunakan pada industri pegas dimana tegangan operasi minimum (*preload*) berada pada sumbu absis sedangkan tegangan operasi maksimum (*pressed load*) berada pada sumbu ordinat.

PEGAS TEKAN

Penelitian dan atau publikasi sebelumnya: Sebastian, 2000, halaman S-1; Tegangan maksimum yang bekerja pada pegas katup terjadi pada permukaan. Kegagalan leleh terjadi pada tegangan tarik berulang.

Society of Automotive Engineers, 1997, halaman. 61; Pengaruh geser langsung sangat kecil dibanding geseran torsional. Kondisi ini berlaku pada beban statis dan juga harus diperiksa apakah akan terjadi tekuk (*buckling*). Untuk batang lengkung, tegangan yang terjadi pada

Permukaan dalam lebih besar dari pada permukaan luar, sehingga lengkungan akan berpengaruh pada operasi pegas. Untuk itu faktor koreksi yang dapat digunakan adalah faktor koreksi A.M. Wahl.

DeFord, 2006, halaman. 25-26; Inkonsistensi jarak bagi menjadikan panjang bebas dan diameter pegas berubah rubah menyebabkan berubahnya spring rate dan gaya pegas.

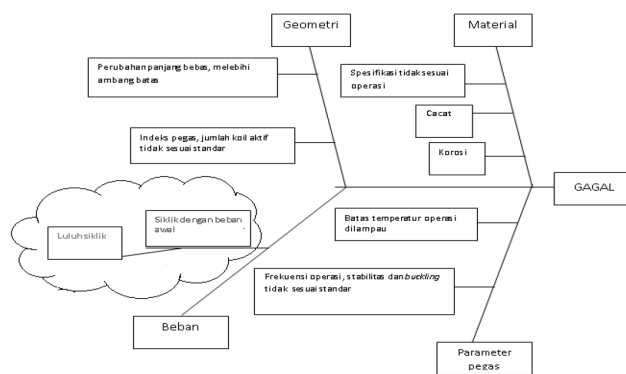
Hayes, 2006, hal. 63-64; Jumlah koil yang berharga bulat akan memberikan gaya non aksial yang signifikan dari pada jumlah koil yang berharga bilangan pecahan. Bilangan bulat jumlah koil menghasilkan gaya non aksial yang rendah dari pada $x + 1/2$ coils.

Sebastian, 2000, halaman. S-16; Untuk menghindari resonansi, frekuensi natural paling sedikit 13 kali lebih besar dari pada frekuensi operasinya

METODE PENELITIAN

Kegagalan katup motor pembakaran dalam terbagi dalam dua kategori, yaitu kegagalan yang bersifat *short-term* dan *long-term*. Kegagalan *short-term* disebabkan oleh ketidaksesuaian antara

kebutuhan operasi dengan salah satu dari sejumlah faktor utama yang menjamin kinerja pegas yaitu material, geometri, parameter pegas dan beban operasinya. Sedangkan kegagalan long-term merupakan kegagalan akibat penurunan gaya pegas sebagai fungsi dari jam operasi pegas, yaitu berhubungan langsung dengan beban operasi pegas (beban siklik). Untuk itu maka metode penelitian yang ditempuh adalah memastikan bahwa seluruh parameter yang disebutkan diatas benar benar memenuhi kriteria kecuai kegagalan akibat beban sebagaimana terlihat pada gambar 2 berikut ini.



Gambar 1. Root cause “kegagalan fungsi” pegas katup.

Bahan Penelitian

Spesimen pegas katup yang dipergunakan dalam penelitian ini pegas kompresi yang terbuat dari baja yang digunakan pada Generator set :

Alat penelitian

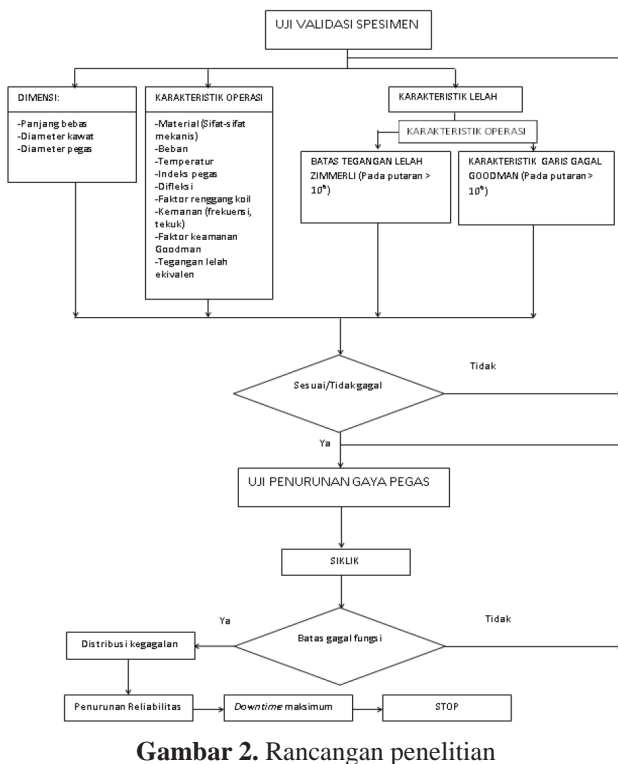
Alat alat yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

- Unit mesin uji leleh pegas yang dimodifikasi sesuai operasi pegas motor diesel obyek penelitian dengan komponen utama 1 unit motor listrik 1 HP, 1420 RPM; 1 unit Reducer dengan rasio 1:10, piringan eksentrik, batang eksentrik, batang penerus tekan bolak balik dan pengarah.
- Alat ukur gaya pegas
- Pengatur beban ukur gaya
- Jangka sorong
- Siku

Desain Eksperimen

Spesimen uji penurunan gaya pegas akibat beban operasi (uji “kegagalan fungsi”). Pada pengujian ini menggunakan 5 spesimen yang baru (2 spesimen untuk diidentifikasi/destructive test dan validasi dan 3 spesimen lainnya untuk uji siklik) dengan hasil pengukuran dimensi dan parameter gaya pegas. Spesimen tersebut sesuai dengan yang

terpasang pada operasi yang sebenarnya baik pada katup masuk maupun keluar karena *temperature* kerja masih dalam rentang *temperature* yang belum mengalami *creep* (mulur). Berdasarkan pada gambar 2 dan 3, maka penelitian ini dilaksanakan dalam lima bagian. Pertama, uji komposisi kimia dan kekerasan; yaitu untuk mengidentifikasi jenis material pegas sebagai dasar untuk menentukan batas kekuatan tariknya yang akan digunakan sebagai dasar penentuan garis *Goodman* pada diagram *Heigh*. Kedua, uji lelah pegas pada batas tegangan rata-rata maksimum sesuai dengan kriteria garis *Goodman* dan batas tegangan rata-rata *Zimmerli* (untuk baja sekitar 55 kpsi), yaitu untuk validasi spesimen dan karakterisasi lelah pegas batas operasi (tidak boleh patah pada tegangan lelah dibawah 50 kpsi pada putaran diatas 10⁷). Terakhir, uji penurunan gaya pegas pada beban siklik operasi, yaitu pengujian yang menjadi subyek penelitian ini yaitu pengujian yang dilakukan untuk mengetahui penurunan gaya pegas hingga mencapai batas ambang gaya pegas pada jumlah putaran diatas 10⁷.



Gambar 2. Rancangan penelitian

Berdasarkan pada gambar 2. Uji penurunan gaya pegas pada beban siklik operasi, yaitu pengujian yang menjadi subyek penelitian ini yaitu pengujian yang dilakukan untuk mengetahui penurunan gaya pegas hingga mencapai batas ambang gaya pegas pada jumlah putaran diatas 10⁷.

Tempat Pengujian

Seluruh penelitian ini dilakukan secara eksperimental. Uji komposisi kimia dan kekekerasan dilaksanakan dilaboratorium BPPT Serpong, sedangkan lainnya dilaksanakan di laboratorium Metalurgi Fisik Fakultas Teknik UPN “Veteran” Jakarta. Data awal pengujian yang digunakan semuanya mengacu pada motor generator set yang digunakan pada obyek kapal yang diteliti. Untuk mencapai tujuan penelitian, kegiatan penelitian dibagi menjadi dua tahapan sebagai berikut:

- a. Tahap awal
 1. Persiapan spesimen.
 2. Identifikasi material pegas.
 3. Identifikasi batas operasi pegas
 4. Persiapan Instrumen/alat uji
- b. Uji “kegagalan fungsi” akibat beban siklik

Persiapan spesimen

Spesimen pegas katup yang dipergunakan dalam penelitian ini pegas kompresi yang terbuat dari baja yang digunakan pada Generator set dengan spesifikasi sebagai berikut:



Gambar : 3

Tabel 1. Karakteristik umum pegas baja obyek penelitian

Simbol	Deskripsi	IPS	SI
Dw	Diameter kawat	0.1693 in.	4.3 mm
Dm	Diameter rata-rata pegas	1.1496 in.	29.2 mm
LF	Panjang bebas (tanpa beban)	2.45 in	62.23 mm
E	Modulus elastisitas	30 X 106 psi	207 X 103 MPa
G	Modulus geser	11.5 X 106 psi	79 X103 MPa
T	Density (Society of Automotive Engineers, 1997, hal. 23) (Beuter, 2002, hal. 16) Pelayanan Berat (Hamrock, 1999, hal. 752)	0.284 lb/in ³	7850 kg/m ³
Ssa	Zimmerli Endurance Strength amplitude (ZESA)	45,000 psi	310 MPa
Ssm	Zimmerli Endurance Strength mean (ZESM)	55,000 psi	379 MPa

Berdasarkan karakteristik umum pada Tabel 1 diatas, maka secara umum daerah tegangan operasi pegas baja harus berada pada daerah aman sebagaimana ditunjukkan oleh gambar 4 yang harus memenuhi batasan parameter operasi (Tabel 1).

Tabel 1. Parameter batasan karakteristik operasi pegas baja obyekt penelitian.

Simbol	Parameter	Besaran	Satuan,	Referensi
Rd	Rasio difleksi maksimum	0.4	-	Sularso, Kiyokatsu suga, 1994, hal. 320
C	Indeks pegas	5-8	-	SAE, 1997, hal. 34
talw	Tegangan geser yang diijinkan	392/57000	MPa/psi	Lampiran xxix
C _a	Faktor renggang koil minimum	0.4	-	Deutschman,1975, hal. 723
C _B	Faktor tekuk maksimum	4	-	Sularso, Kiyokatsu suga, 1994, hal. 316)
C _{st}	Kriteria stabilitas (Lr maksimum)	Lebih kecil	Inci	(Shigley, Mischke, & Budynas, 1963/2004, hal. 514)
Sysol	Kekuatan luluh geser panjang solid, 0.55Sult	Lebih besar dari tegangan geser yang terjadi	Psi	(Shigley, (Mischke, & Budynas, 1963/2004, hal. 514)
fo	Frekuensi operasi pegas maksimum	fn/13 (fn=frekuensi fatural pegas)	Hz	Baumeister, 1916/1978, hal. 5-67
FSG	Faktor kemanan minimum	1	-	Shigley, Mischke, & Goodman, 1963/2004, hal. 350)
tA	Tegangan amplitude maksimum	45000	psi	Hamrock,1999, hal. 752
tm	Tegangan rata-rata maksimum	55000	psi	Hamrock,1999, hal. 752
SNf	Tegangan geser siklik ekivalen maksimum	Tegangan lelah garis Goodman	psi	Stephens, 2001, hal. 85

Sesuai dengan batasan operasi diatas, maka dipersiapkan sejumlah spesimen yang terdiri dari 1 buah spesimen untuk mengidentifikasi material pegas, 4 buah spesimen uji lelah pada batas Zesm dilanjutkan dengan uji lelah ketahanan pegas pada batas ambang tegangan yang masing-masing dilakukan pada difleksi operasi pegas

IDENTIFIKASI MATERIAL DAN KRITERIA BATAS LELAH PEGAS

Analisis kimiawi dan uji kekerasan.

Pengujian dilaksanakan diLaboratorium BPPT. Pengukuran ini ditujukan untuk mengetahui jenis material baja pegas dan hasilnya adalah sebagai berikut:

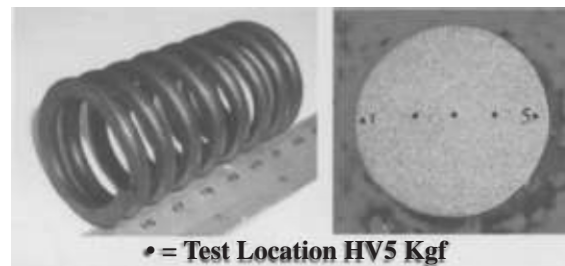
Tabel 2. Komposisi kimia material pegas

SPESIFIKASI MATERIAL									
Komposisi Kimia	C	Mn	Si	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu
%	0.91	0.30	0.19	0.004	0.02	0.042	0.94	0.044	0.0069

Dengan memperhatikan kadar C danMn,maka tanpa harus melakukan pengujian Metalografi (Untuk mengetahui karakteristik struktrur mikronya) material pegas dapat ditentukan yaitu jenis pegas kawat musik (*Wire music*) atau ASTM A 228/SAE J178.

Uji kekerasan

Hasil uji yang ditunjukkan oleh gambar 4 dan tabel 3. Mengacu pada angka kekerasan Vickers rata-rata 467.2, maka tegangan tarik maksimum dapat ditentukan melalui interpolasi diperoleh tegangan tarik maksimum material pegas, $S_{ult} = ((467.2 - 460) * (1520 - 1485) / (470 - 460)) + 1485 = 1510.2$ N/mm² (219000 psi) dan berdasarkan diameter kawat pegas, kekuatan tariknya $(3370 + 4.3 * (6560 - 230 * 4.3)) / (1 + 3.5 * 4.3) = 1700$ MPa (246500 psi) maka harga yang digunakan dalam perhitungan adalah harga kekuatan tarik yang berada diantara 219000 psi dan 246500 yaitu 232000 psi.

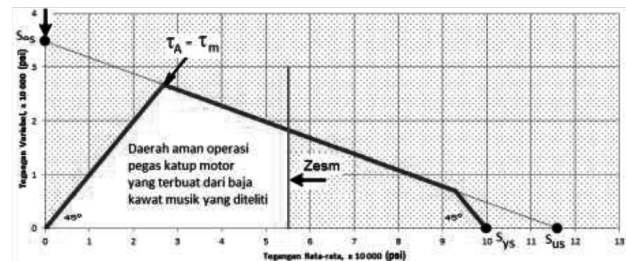


Gambar 4. Letak titik-titik uji Kekerasan

Tabel 3. Hasil uji kekerasan

Pengukuran #	Kekerasan Vickers
1	472
2	466
3	460
4	466
5	472
Maksimum	472
Mnimum	460
Rata-rata	467.2

Batasan operasi tegangan-tegangan pegas menjadi, $S_{us} = 0.5S_{ut} = 0.5 * 232000 = 116000$ psi , $S_{es} = 0.15 * 232000 = 34800$ psi dan $S_{ys} = 0.43 * 232000 = 99700$ psi.



Gambar 5. Diagram Goodman untuk pegas yang diteliti

Operasi Pegas

Berdasarkan data spesifikasi pegas dengan panjang bebas, $L_F = 2.45$ inci, panjang tekan awal $L_{PL} = 2.165$ inci dan panjang tekan maksimum $L_{CL} =$

1.918 inci, maka angkatan Cam $LR= 0.285$ inci. (6.954mm), berarti bahwa jika cam membuka katup secara penuh yaitu sejauh 0.247 inci (6.3 mm) sehingga pegas mengalami total difleksi maksimum yang sama dengan jumlah angkatan katup dan difleksi tekan yaitu: 0.285 inci + 0.247 inci=0.532 inci (13.5 mm). dengan demikian maka berdasarkan rumus 2.12, difleksi maksimum per koil $0.532/Ne =0.532/5.91=0.009$ inci=2.3 mm *Batasan operasi pengujian*; Sesuai dengan yang dipersyaratkan, bahwa operasi pegas harus dapat berfungsi dengan baik untuk menjamin gerakan, penutupan dan pembukaan katup dimana gaya penutupan katup $F_{PL}=37.5$ lbs dan pembukaan katup $F_{CL}= 70$ lbs, selanjutnya gaya-gaya tersebut tidak boleh kurang dari 15% pada suhu operasi sekitar $T_o=100^{\circ}C$ ($212^{\circ}F$)/Lampiran 6 dan pada frekuensi yang sesuai dengan frekuensi cam $f_o=750$ RPM (12.5Hz) dan berdasarkan *valve timing* pada gambar 3.3. maka pegas beroperasi pada $[(13+51+180)/360] \times 750 \text{RPM}=508.3$ RPM.

Tabel 4. Parameter batasan beban, frekuensi dan suhu operasi pegas

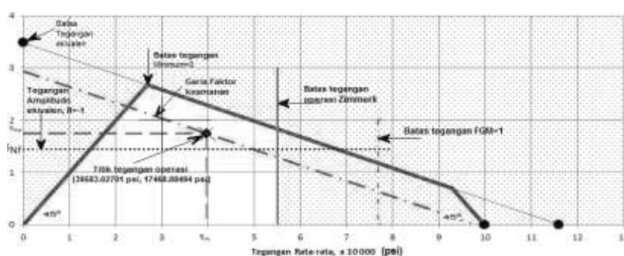
Tabel 4. Parameter batasan beban, frekuensi dan suhu operasi pegas

$F_{PL \text{ min}}$	$F_{CL \text{ min}}$	L_F	$\delta_{maks}/koil$	$f_{cam \text{ maks}}$	$T_o \text{ maks}$
lbs	lbs	inci	Inci	Hz	$^{\circ}C$
31.875	59.5	2.303	0.075	$f_n > 13f_o$	250

Spesimen pegas diberi gaya versus difleksi secara bolak balik. Pengujian pertama (5 spesimen) adalah uji ketahanan pegas pada batas *zems* sesuai dengan dua titik target difleksi hingga 3×10^6 putaran.

Uji penurunan gaya pegas akibat beban operasi (uji “kegagalan fungsi”).

Pengujian ini dilakukan adalah untuk mengetahui penurunan gaya pegas akibat operasi yang akan menjadi salah satu pedoman penentuan *downtime* yaitu pada beban minimum 37.5 lbs dan beban maksimum 70 lbs.



Gambar 6. Pembebanan pada tegangan operasi

Tabel 5. Karakterisasi pegas pada batas derah operasi.

Simbol	Deskripsi	Satuan, IPS
Dw	Diameter kawat	0.1693
Dm	Diameter rata-rata pegas	1.1496
K	Kekakuan pegas (spring rate) , $Gd_w^4/(8Dm^3Na)$	131.5
LF	Panjang bebas (tanpa beban)	2.45
Fmin	Beban minimum (installed force)	37.5
Fmaks	Beban maksimum (Compressed force)	70
Sult	Kekuatan tarik maksimum	232800
E	Modulus elastisitas	30000000
G	Modulus geser	11500000
	Density (Society of Automotive Engineers, 1997, hal. 23)	0.284
Ne	Jumlah Ujung koil penumpu	2
Jenis ujung koil: Squared and Ground Ends		
	Faktor penyanggah untuk kedua ujung bebas (End Conditions for Stability calculation)	0.5
Ssa	Endurance Strength amplitude material	45000
Ssm	Endurance Strength mean	55000

Penurunan gaya pegas pada aplikasi operasi dilakukan pada beban minimum 37.5 lbs, maksimum 70 lbs dan FSG=1.46 (Tabel 6.), sesuai dengan kondisi operasi dan memenuhi Zesm.

HASIL UJI DAN PEMBAHASAN

Pengukuran dimensi dan parameter gaya spesimen pegas

Pengukuran dimensi spesimen adalah untuk memastikan bahwa seluruh spesimen memenuhi kriteria operasinya dan setiap grup spesimen yang digunakan pada setiap percobaan memiliki karakteristik yang hampir sama.

Tabel 6. Data pegas kriteria operasi

Simbol	Deskripsi	IPS	SI
Dw	Diameter kawat	0.1693 in.	4.3 mm
Dm	Diameter rata-rata pegas	1.1496 in.	29.2 mm
k	Kekakuan pegas (spring rate), $Gd_w^4/(8Dm^3Na)$	131.56 lbs/in	23.04 N/mm
LF	Panjang bebas (tanpa beban)	2.45 in	62.23 mm
Sult	Kekuatan tarik maksimum	232800 psi	1600 MPa
E	Modulus elastisitas	30×10^6 psi	207×10^3 MPa
G	Modulus geser	11.5×10^6 psi	79×10^3 MPa
Y	Density (Society of Automotive Engineers, 1997, hal. 23) (Beuter, 2002, hal. 16)	0.284 lb/in ³	7850 kg/m ³
Ne	Jumlah Ujung koil penumpu	2	2
Jenis ujung koil: Squared and Ground Ends			
a	Faktor penyanggah untuk kedua ujung bebas (End Conditions for Stability calculation)	0.5	0.5
Pelayanan Berat			
Ssa	Zimmerli Endurance Strength amplitude (ZESA)	45,000 psi	310 MPa
Ssm	Zimmerli Endurance Strength mean (ZESM)	55,000 psi	379 MPa

a. Spesimen uji lelah pada kondisi batas tegangan rata-rata maksimum (Batas Tegangan lelah Zimmerli). Pada pengujian ini menggunakan 5 spesimen dengan hasil pengukuran sebelum pengujian seperti pada Tabel 7

Tabel 7. Dimensi spesimen untuk pengujian FSG=1.2
Satuan: inci

No	Panjang bebas	Diameter kawat pegas	Diameter pegas	Panjang pada gaya 37.5 lbs	Panjang pada gaya 70 lbs
A1	2.451	0.1692	1.1496	2.1648	1.9177
A2	2.452	0.1691	1.1495	2.1647	1.9178
A3	2.452	0.1693	1.1497	2.1648	1.9176
A4	2.453	0.1691	1.1496	2.1648	1.9177
A5	2.451	0.1692	1.1495	2.1648	1.9178
Margin	2.45±0.003	0.169±0.003	1.149±0.007	2.164±0.008	1.917±0.008
Maks	2.453	0.1693	1.1497	2.1648	1.9178
Min	2.451	0.1691	1.1495	2.1647	1.9176
Rata-rata	2.4518	0.16918	1.14958	2.16478	1.91772
Deviasi standar	0.0008367	8.367E-05	8.367E-05	4.472E-05	8.367E-05

Dari hasil pengukuran gaya yang dihasilkan sebagaimana terlihat pada gambar 4 adalah seperti pada Tabel 8.

Tabel 8. Data pengukuran gaya

Spesimen	Range gaya sebelum pengujian (lbs)
A1	37.3- 69.8
A2	37.4- 69.8
A3	37.5- 69.95
A4	37.35- 70.4
A5	37.3- 70.05
Maksimum	37.5-70.4
Minimum	37.3-69.8
Rata-rata	37.37-70
Deviasi standar	0.08-0.25

b. Spesimen uji penurunan gaya pegas akibat beban operasi (uji “kegagalan fungsi”). Pada pengujian ini menggunakan 5 spesimen yang baru dengan hasil pengukuran dimensi dan parameter gaya pegas seperti pada Tabel 9.

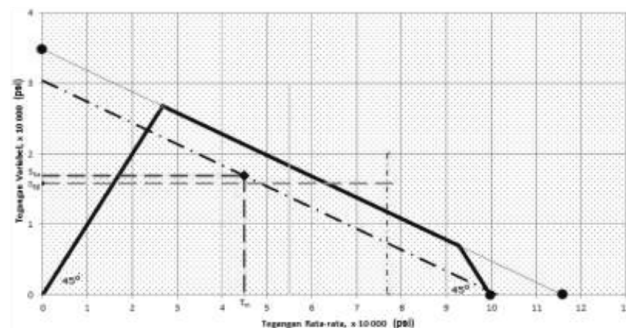
Tabel 9. Hasil Pengukuran Gaya sebelum pengujian

Spesimen	Range gaya sebelum pengujian (lbs)
B1	37.4- 69.9
B2	37.1- 69.7
B3	37.6- 69.85
B4	37.3- 70.2
B5	37.5- 70.1
Maksimum	37.6-70.2
Minimum	37.1-69.7
Rata-rata	37.38-69.95
Deviasi standar	0.19-0.2

Uji lelah batas Zimmerli (55000 psi). Pengujian ini dilakukan hingga mencapai 3 x 10⁶ putaran, sesuai dengan gambar 1. Pada Tabel 12. merupakan parameter awal berdasarkan hasil perhitungan untuk pegas yang memiliki gaya minimum dan maksimum standar. Tabel 10. adalah parameter awal spesimen berdasarkan hasil pengukuran gaya dan difleksi (parameter keduanya tidak jauh berbeda)

Tabel 10. Parameter awal pembebanan batas Zimmerli

Range panjang pegas (in)	1.763- 2.009
Range gaya (lbs)	58.06 -90.3 (tabel 4.4.c)
Gaya rata-rata (lbs)	74.18
Gaya amplitudo (lbs)	16.12
Tegangan Geser rata-rata (psi)	54628
Tegangan Geser amplitudo (psi)	11871
Tegangan geser ekuivalen bolak-balik lengkap (psi) yaitu, R=-1	15527
Faktor keamanan Goodman (FSG)	1.23



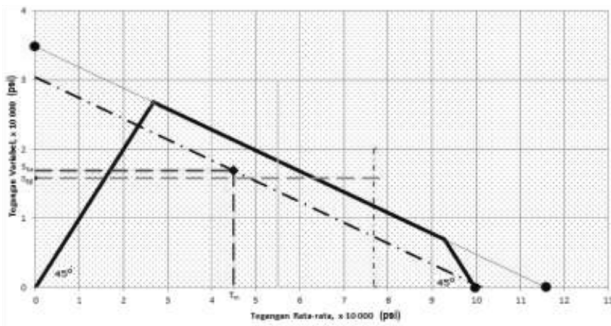
Gambar 7. Diagram Heigh sesuai dengan kondisi Tabel 13.

Uji “Kegagalan Fungsi” Pada Pembebanan Siklik

Uji Penurunan gaya pegas pada aplikasi operasi dilakukan pada beban 37.5 lbs (minimum) dan 70 lbs (maksimum) Pengujian ini berlangsung hingga jumlah putaran mencapai batas kestabilan gaya pegas dimana gaya pegas telah mencapai batas penurunan gaya tekan (gaya tekan konstan).

Tabel 11. Parameter awal pembebanan batas maksimum (Aktual)

Range panjang pegas (in)	1.918-2.166
Range gaya (lbs)	37.38- 69.95 (Tabel 4.6.c)
Gaya rata-rata (lbs)	53.67
Gaya amplitudo (lbs)	16.29
Tegangan Geser rata-rata (psi)	39520
Tegangan Geser amplitudo (psi)	11993
Tegangan geser ekuivalen bolak-balik lengkap (psi) yaitu, R=-1	14455
Faktor keamanan Goodman (FSG)	1.46



Gambar 8. Kurva tegangan siklik operasi pegas dan ekivalennya dengan pembebanan R=-1

Rekaman prosentase penurunan gaya pegas rata-rata 5 spesimen perkenaikan 0.5x10⁶ siklus hingga 14 x 10⁶ (sesuai dengan gambar 1). Pada Tabel 12 dibawah, ditampilkan perkenaikan 106, kecuali putaran 8.5x10⁶.

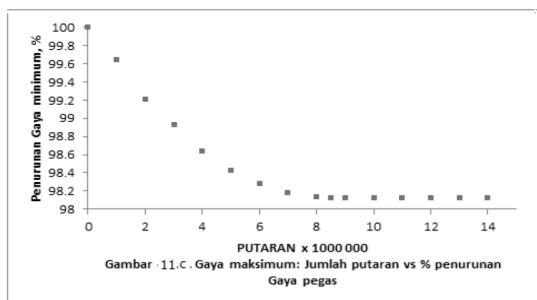
Tabel 12. Penurunan gaya pegas akibat beban siklik

N	Gaya minimum	Gaya maksimum	% penurunan Gaya minimum	% Penurunan gaya maksimum	Jam
0	37.38	69.95	100	100	0
1 x 106	37.05	69.7	99.11	99.64	32.79
2 x 106	36.75	69.4	98.31	99.21	65.57
3 x 106	36.55	69.2	97.78	98.93	98.36
4 x 106	36.35	69	97.24	98.64	131.15
5 x 106	36.15	68.85	96.71	98.43	163.93
6 x 106	36.05	68.75	96.44	98.28	196.72
7 x 106	35.9	68.68	96.04	98.18	229.51
8 x 106	35.8	68.65	95.77	98.14	262.30
8.5x106	35.75	68.64	95.64	98.13	278.69
9 x 106	35.75	68.64	95.64	98.13	295.08
10 x106	35.75	68.64	95.64	98.13	327.87
11 x 106	35.75	68.64	95.64	98.13	360.66
12 x 106	35.75	68.64	95.64	98.13	393.44
13 x 106	35.75	68.64	95.64	98.13	426.23
14 x 106	35.75	68.64	95.64	98.13	459.02

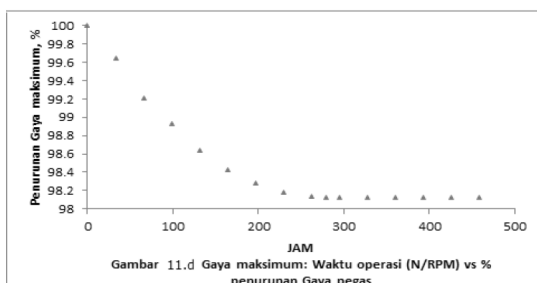
Catatan:

- Konversi dari jumlah putaran ke waktu operasi (jam), mengacu pada kondisi actual katup (katup mulai terbuka pada 51o sebelum TMB dan kembali tertutup pada 13o sesudah TMA).
- Setelah mencapai putaran 8.5x10⁶ gaya pegas mencapai kestabilan hingga percobaan dihentikan pada 1.4x10⁷ putaran.

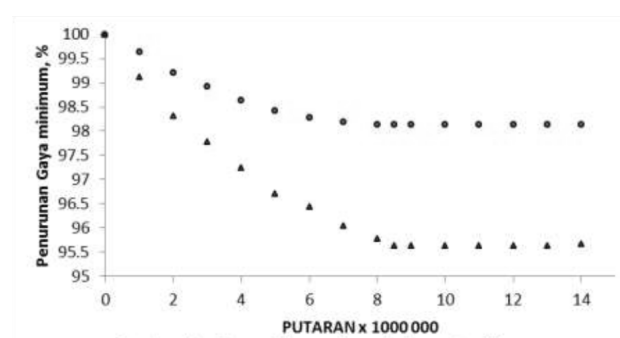
Berdasarkan pada Tabel 12, maka kurva penurunan gaya pegas akibat beban siklik untuk gaya minimum dan gaya maksimum terhadap jumlah putaran dan waktu seperti pada gambar 11.e



Gambar 11.c. Gaya maksimum: Jumlah putaran vs % penurunan Gaya pegas



Gambar 11.d. Gaya maksimum: Waktu operasi (N/RPM) vs % penurunan Gaya pegas



Gambar 11.e. Gaya minimum dan maksimum: Jumlah putaran vs % penurunan Gaya pegas

Mengacu pada Tabel 12 dimana penurunan gaya pegas yang kritikal terjadi pada beban minimum (*preload*). Konversi waktu operasi terhadap prosentase penurunan gaya pegas berdasarkan jumlah putaran.

SIMPULAN DAN SARAN.

Dengan memperhatikan karakteristik batasan operasi dan parameter batasan beban operasi

dimana periode siklik antara cam dan pegas berbeda 1160 sehingga siklus pegas dan siklus cam adalah 1 berbanding 1.475 sebagai dasar perhitungan waktu operasi pegas. Namun karena gerakan pegas dipengaruhi oleh putaran cam sehingga perhitungan frekuensi getar pegas didasarkan atas frekuensi getar camshaft. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa pegas aman terhadap surging sebagai parameter yang sangat menentukan umur lelah pegas (frekuensi natural pegas melebihi 13 kali frekuensi operasi camshaft), termasuk juga parameter lainnya seperti buckling, temperatur operasi dan lain-lain.

SARAN

Mengingat setiap pegas memiliki beban preload sedikit berbeda satu sama lain pada difleksi angkatan cam, maka untuk mendapatkan reliabilitas operasi yang seragam pada setiap pegas yang terpasang perlu dilakukan seleksi diantara pegas yang ada dan pilihan harus jatuh pada pegas yang memiliki perbedaan yang paling kecil namun pada preload mendekati 37.5 lbs.

Karena penurunan gaya pegas terjadi pada putaran dibawah 9 juta putaran selanjutnya stabil, maka untuk menentukan batas ambang penurunan gaya pegas diperlukan uji relaksasi sebagai fenomena yang akan menurunkan gaya pegas hingga batas ambangnya.

DAFTAR PUSTAKA

Baumeister, T. (Ed.). (1978). *Mark's Standard Handbook for Mechanical*

Engineers (8th ed.). New York: McGraw-Hill, Inc. (Original work published 1916)

Beuter, H. (2002). *Handbook of Spring Design [Brochure]*. Oak Brook, IL: Spring Manufacturers Institute, Inc. *Handbook* (10th ed., Vol. 4, pp. 203-206). Metals Park, OH: ASM International

DeFord, R. (2006). *The Importance of Spring Index*. *Springs*, 45(1), 25-26.

Deutschman, A. (1975). *Machine Design Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co., Inc.

Hamrock, B. (1999). *Fundamentals of Machine*

Elements. WCB/McGraw Hill.

Hayes, M. (2006). *Compression Spring Equipment, Design, and Non-Axial Performance*. *Springs*, 45(4), 63-64.

Sebastian, D. (2000). *Compression, Extension, Garter and Torsion Springs [Brochure]*. Oak Brook, IL: Spring Manufacturers Institute Inc.

Sebastian, D. (2000). *Fundamentals of Spring Design: How to Pick a Spring Design, Spring Materials, Residual Stress, Fatigue, and Reliability [Brochure]*. Oak Brook, IL: Spring Manufacturers Institute Inc.

Sebastian, D. (2003). *Tolerancing and Testing: Guidelines for Spring Testing Tolerancing Guidelines [Brochure]*. Oak Brook, IL: Spring Manufacturers Institute Inc.

Shigley, J., Mischke, C., & Budynas, R. (2004). *Mechanical Engineering Design*. New York: McGraw-Hill. (Original work published 1963)

Stephens, R. (2001). *Metal Fatigue in Engineering*. New York: John Wiley & Sons, Inc.

Sularso, Kiyokatsu Suga (1994). *Elemen Mesin, Dasar Perencanaan dan Pemilihan*.