

TUGAS AKHIR
(KS 1701)

STUDY PERANCANGAN SYSTEM
PENGENDALIAN BLADE STATOR
TURBOCHARGE UNTUK MENGURANGI
SMOKE DAN NO_x



No. Terbit	20-8-2000
Terima Dasi	H
No. Agenda Prp.	21-1720

RSSP
629-8
Jan
5-1
2000

Oleh :
MOHAMMAD ABU JAMIN
NRP. 4295 100 028

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2000



**STUDY PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN
BLADE STATO TURBOCHARGE
UNTUK MENGURANGI SMOKE & NO_x**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik**

Pada

**Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya**

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing



Dr. Ir. A.A. MASROERI, M.Eng.
NIP. 131 407 591

SURABAYA
Februari, 2000

ABSTRAK

ABSTRAKSI

Pada turbocharge motor diesel dengan blade stator yang terpasang fixed akan di dapat respons transient yang lambat pada saat motor diesel mengalami acceleration, hal ini di sebabkan turbin mengalami turbo lag. Kelambatan turbin ini di sebabkan input aliran gas buang yang melalui turbin adalah input gas buang sebelum engine mengalami acceleration, sehingga kompressor juga akan mengalami kelambatan untuk menyuplai udara ke silinder. Akibat dari kelambatan kompressor menyuplai udara ke silinder maka titik rasio udara terhadap bahan bakar akan turun, pada saat penurunan titik rasio udara terhadap bahan bakar ini jatuh di bawah 24 maka emisi smoke dan NOx akan meningkat. Untuk mengurangi emisi smoke dan NOx salah satu cara yang dapat di lakukan adalah merancang sistem kontrol untuk mengendalikan titik rasio udara terhadap bahan bakar yang optimal. Dengan mengatur flow area blade stator maka kecepatan turbocharge akan dapat di kontrol sesuai dengan setpoint yang di kehendaki untuk memperoleh titik rasio udara terhadap bahan bakar yang optimal, yang hal ini selanjutnya akan dapat mengurangi emisi gas buang smoke dan NOx.

DAFTAR ISI

DAFTAR ISI

	Halaman
LEMBAR JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	vi
KATA PENGANTAR	vii
BAB I. PENDAHULUAN	I-1
1.1 Latar Belakang	I-1
1.2 Perumusan Masalah	I-2
1.3 Tujuan	I-3
1.4 Manfaat Hasil Tugas Akhir	I-3
1.5 Metode	I-4
BAB II. DINAMIKA ELEMEN SISTEM PENGENDALIAN BLADE STATOR TURBOCHARGE	II-1
2.1 Perencanaan Ukuran Utama Kompresor Dan Turbocharge	II-1
2.1.1 Kompresor	II-2
2.1.2 Turbin	II-4
2.2 Dinamika Turbocharge	II-6
2.3 Transduser Kecepatan	II-6
2.4 Rangkaian Kompensator	II-7
2.4.1 Aksi Dasar Rangkaian Kompensator	II-7
2.4.2 Realisasi Rangkaian Kompensator	II-9

2.5 Rangkaian Error Detector	II-13
2.6 Aktuator Elektro Hidrolik	II-15
2.6.1 Bagian Solenoid	II-15
2.6.2 bagian Hidrolik	II-18
BAB III. TEKNIK DESAIN DAN PERFORMANCE SISTEM	
PENGENDALIAN	III-1
3.1 Spesifikasi Performance	III-1
3.2 Desain Kompensasi Secara Analitik	III-3
3.3 Sensitivitas	III-5
3.4 Analisa Kestabilan	III-7
BAB IV. PEMBUATAN BLOK DIAGRAM DAN KARAKTERISTIK	
RESPONS HASIL PERANCANGAN	IV-1
4.1 Data Yang Di Gunakan	IV-1
4.1.1 Data Motor Disel	IV-1
4.1.2 Data Solenoid	IV-1
4.1.3 Data Tranduser	IV-2
4.1.4 Data Aktuator Hidrolik	IV-2
4.1.5 Data Turbocharge Hasil Perancangan	IV-3
4.2 Pembuatan Blok Diagram	IV-4
4.2.1 Diagram Blok Diagram Aliran Bahan Bakar	IV-4
4.2.2 Diagram Blok Servo Motor Hidrolik	IV-6
4.2.3 Diagram Blok Tranduser	IV-7
4.2.4 Diagram Blok Rangkaian Solenoid Magnet	IV-7
4.2.5 Diagram Blok Dinamika Turbocharge	IV-9
4.3 Analisa Sistem Loop Tertutup Tanpa Kompensator	IV-16
4.3.1 Servo Hidrolik Dengan Aksi PI	IV-16
4.4 Desain Kompensasi	IV-18
4.4.1 Spesifikasi Desain	IV-18
4.4.2 Desain Kompensasi Secara Analitik	IV-18

4.5 Karakteristik respons hasil perancangan	IV-21
BAB V. ANALISA DAN PEMBAHASAN	V-1
5.1 Pemilihan Kompensator	V-1
5.2 Realisasi Perubahan Sinyal Gangguan Gas Buang	V-4
BAB VI. KESIMPULAN	VI-1
6.1 Kesimpulan	VI-1
6.2 Saran	VI-2
DAFTAR PUSTAKA	viii

DAFTAR GAMBAR

DAFTAR GAMBAR

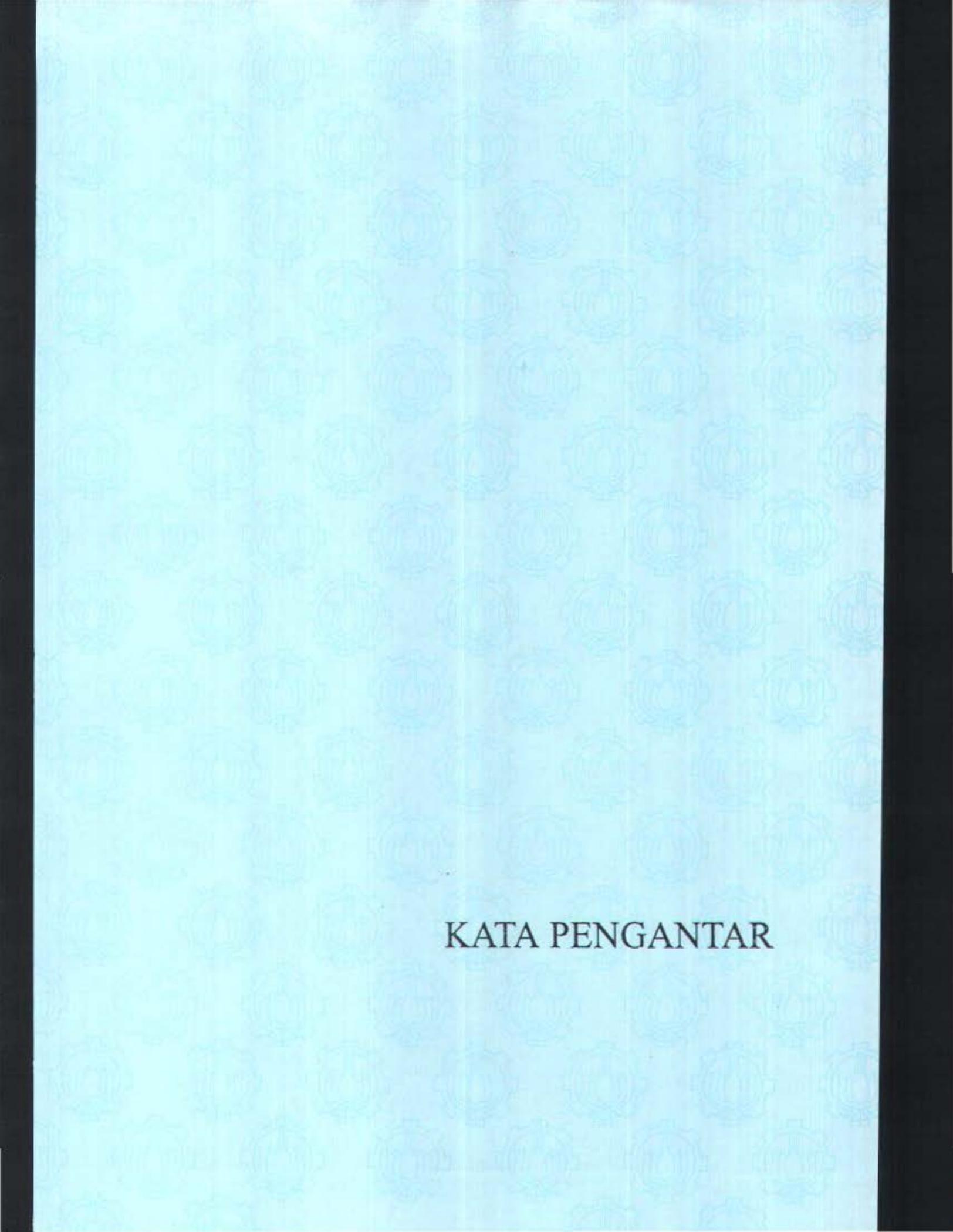
	Halaman
Gambar 2.1.1 Skema diagram sistem pengendalian turbocharge	II-2
Gambar 2.1.2 Segitiga kecepatan kompressor	II-4
Gambar 2.1.3 Kerjasama antara sudu pengarah dan sudu jalan turbocharge	II-5
Gambar 2.1.4 Rangkaian dasar Kompensator	II-9
Gambar 2.2 Inverting Amplifier	II-10
Gambar 2.3 Rangkaian umum kompensator	II-11
Gambar 2.4 Realisasi rangkaian controller PID	II-12
Gambar 2.5 Rangkaian penjumlahan dua masukan sebagai rangkaian error detector	II-14
Gambar 2.6.1 Gambar penampang magnet solenoid	II-15
Gambar 2.6.2 Servo valve hidrolis aksi PI	II-19
Gambar 2.6.3 Sistem Daspoth	II-19
Gambar 2.6.4 Diagram blok servo motor hidrolis	II-23
Gambar 2.6.5 Diagram blok servo motor hidrolis aksi PI	II-24
Gambar 3.1 Kurva respons tanggapan satuan	III-2
Gambar 4.1.1 Diagram blok pergeseran linear full rack terhadap aliran bahan bakar	IV-4
Gambar 4.1.2 Diagram blok aliran massa bahan bakar terhadap aliran massa udara	IV-5
Gambar 4.2 Diagram blok aliran massa udara terhadap putaran arah Turbocharge	IV-6
Gambar 4.3 Diagram blok servomotor hidrolis aksi PI	IV-6
Gambar 4.4 Diagram blok sensor kecepatan	IV-7
Gambar 4.5 Diagram blok magnet selenoid	IV-9
Gambar 4.6 Diagram blok servo motor hidrolis terhadap luasan turbocharger	IV-10

Gambar 4.7 Gambar sistem fisik aliran gas buang pada turbocharge	IV-10
Gambar 4.8 Diagram blok karakteristik dinamis turbochage	IV-12
Gambar 4.9 Diagram blok perubahan aliran sinyal bahan bakar	IV-13
Gambar 4.10 Diagram blok karakteristik aliran gas buang keluar dari silinder	IV-15
Gambar 4.11 Diagram blok penyederhanaan gambar sistem pengendalian Turbocharge	IV-17
Gambar 4.12 Gambar respon sistem kontrol dengan kompensator Kp	IV-22
Gambar 4.13 Gambar step respon dengan kompensator PI	IV-23
Gambar 4.14 Gambar step respon dengan kompesator PI pada $K_i = 0,00001$	IV-24
Gambar 4.15 Gambar step respon dengan kompensator PID pada $K_i = 50$	IV-25
Gambar 4.16 Gambar step respon dengan kompensator PID pada $K_i = 100$	IV-26
Gambar 4.17 Gambar step respon dengan kompensator PID pada $K_i = 500$	IV-26
Gambar 4.18 Gambar step respon dengan kompensator PID pada $K_i = 1000$	IV-27
Gambar 4.19 Grafik root locus berbagai penguatan kompensator PID	IV-27
Gambar 5.1 Realisasi kompensator orde satu	V-4
Gambar 5.2 Rangkaian kompensator integral menggunakan rangkaian op-amp	V-5

DAFTAR TABEL

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Tabel aliran bahan bakar dan udara yang masuk silinder	IV-13
Tabel 4.2 Tabel aliran udara dan gas buang yang masuk ke turbocharge	IV-14
Tabel 4.3 Tabel hasil simulasi respons transien sistem pengendalian Turbocharge	IV-28



KATA PENGANTAR

KATA PENGANTAR

Syukur Alhamdulillah kepada ALLH SWT, hanya kata inilah yang dapat ku tuliskan sebagai kata pengantar seiring dengan selesainya tugas akhirku ini. Hanya karena rahmatMu kudapatkan pemikiran dan gagasan yang lalu ku tulis dengan goresan penaku.

Di dalam Tugas Akir ini telah ku rancang tentang perancangan sistem pengendalian blade stator turbocharger pada taraf preliminary design. Sehingga sangatlah perlu untuk dikaji ulang secara mendalam jika hendak diimplementasikan. Tentunya kekurangan dan kelemahan didalam pembahasan ini sangat banyak. Oleh karena itu kritik dan saran sangatlah saya tunggu untuk dijadikan karya selanjutnya yang lebih sempurna.

Kepada semua orang, yang saya merasa perlu mempersembahkan satu halaman bagi mereka untuk mengucapkan terimakasih atas partisipasinya.

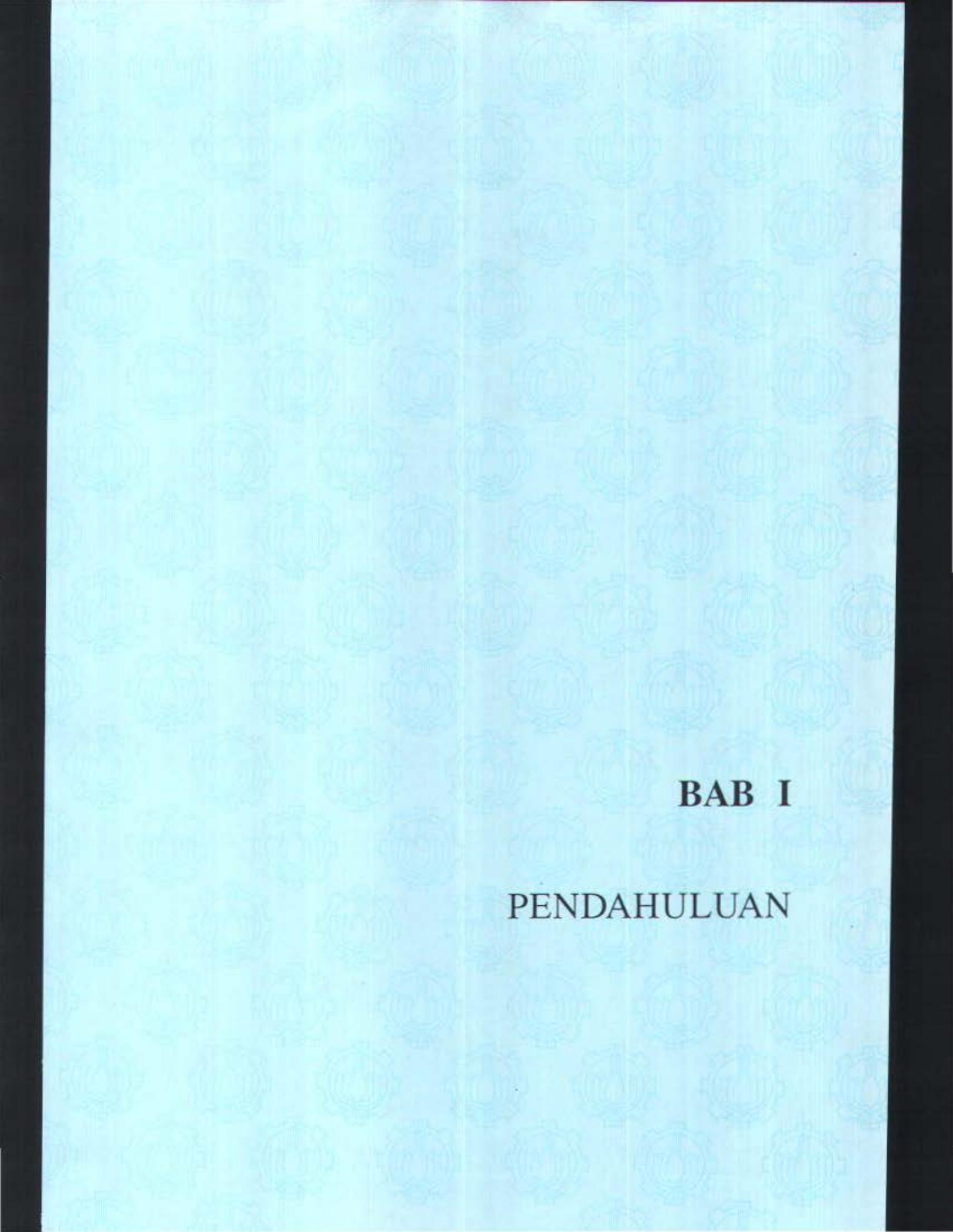
Surabaya, 6 Febuari 2000

Mohammad Abu Jamiin

UCAPAN TERIMA KASIH

Secara tulus saya sampaikan kepada :

1. Jujunganku tercinta, Baginda Rosul Muhammad SAW, yang telah memberi suri tauladan "mengalahkan lelah dengan Hamdalah" sehingga dapat kutulis karya ini diatas kertas.
2. Ayah dan Ibu yang tercinta dengan doa dan restunya, serta dorongannya aku dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Dosen pembimbingku, Bapak Dr.IR.AA.Masroeri,Meng dan Bapak Aguk Zuhdy yang dengan kesabarannya menjadi obat kesabaranku di dalam pemahaman materi.
4. Bapak Suryo Widodo Adji sebagai dosen wali.
5. Segenap staff pengajar dan karyawan jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang telah banyak membantu saya dengan diskusi diskusi dan penyediaan fasilitas yang ada.
6. Temanku yang baik Heru hermawan, Sukyat, Bagyo, yang mereka telah banyak membantu saya di dalam penyelesaian tugas akhir ini.
7. Bagi mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan yang banyak membantu saya dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
8. Teman-teman kostku yang telah banyak membantu dalam mengerjakan Tugas Akhir ini Andok,Cak Ngut, dan Cak War.



BAB I

PENDAHULUAN

BAB I PENDAHULUAN

1.1.PENDAHULUAN

Pada turbocharge motor diesel dengan blade stator yang terpasang fixed akan di dapat repons transient yang lambat pada saat motor diesel mengalami acceleration.karena pada saat ini turbocharge mengalami turbolag.Oleh karenanya hal ini akan menyebabkan pembakaraan yang kurang sempurna pada saat transient dan matching yang kurang baik antara turbocharge dengan diesel engine pada saat steady state.Di dalam tugas akhir ini penulis akan melakukan suatu study untuk mengurangi turbulag pada turbocharge diesel engine dan memperbaiki matching antara turbocharge dengan diesel engine pada saat steady state.Dengan cara mengatur flow area sudut blade stator, di harapkan akan dapat mengurangi smoke dan Nox pada saat transient dan matching yang baik antara turbocharge dengan diesel engine pada saat steady state.

Turbocharge dengan blade stator yang terpasang fixed pada, saat engine mengalami acceleration akan di dapatkan performance turbocharge yang rendah di sebabkan input aliran gas buang ke turbin adalah gas buang sebelum engine mengalami acceleration,sehingga hal ini akan menyebabkan respons yang lambat (turbolag) pada turbocharge diesel engine.Kelambatan turbocharge tersebut juga akan menyebabkan kelambatan compressor menyuplai udara yang memadai ke silinder engine,hal ini akan mengakibatkan pengaruh yang besar terhadap emisi gas buang yang di hasilkan.Di antara gas buang yang di hasilkan tersebut adalah

smoke dan NO_x di mana NO_x yang di hasilkan tersebut berada dalam bentuk NO. Sedangkan pada saat steady state akan di dapatkan matching yang kurang baik antara turbocharge dengan diesel engine, dimana rasio udara terhadap bahan bakar berkurang atau berlebih dari titik optimal yaitu titik yang di tentukan berdasarkan pertimbangan efisiensi pembakaran (fuel economy) dan emisi gas buang yang di hasilkan.

Dengan pengendalian blade stator turbin pada turbocharge diesel engine maka akan di hasilkan operasi motor diesel pada titik rasio udara terhadap bahan bakar yang optimal baik pada saat transient (engine mengalami acceleration) maupun pada saat steady state.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Yang di maksud dengan pengendalian blade stator turbin pada turbo charge diesel engine adalah variasi blade stator turbin pada luasan blade stator tertentu sehingga akan menghasilkan rasio udara terhadap bahan bakar yang optimal. Dengan mengatur blade stator turbin dapat pula berarti mengatur power yang di serap turbin yang kemudian di transmisikan ke kompressor untuk menyuplai udara ke silinder engine. Dengan demikian suplai aliran udara ke silinder engine dapat di atur sesuai dengan aliran bahan bakar yang masuk ke silinder engine.

Hipotesis yang di gunakan, yang selanjutnya akan di uji coba di dalam tugas akhir ini adalah Pengendalian blade stator turbin akan dapat mempercepat respons turbocharge untuk mencapai titik rasio udara terhadap bahan bakar yang optimal dan keadaan steady state yang baik.

Dari hipotesis di atas akan di dapatkan perumusan masalah yang kemudian akan di bahas di dalam tugas akhir ini. Masalah yang akan di rumuskan dalam tugas akhir ini adalah bagaimana merencanakan sistem pengendalian blade stator turbin pada turbocharge diesel engine untuk mencapai rasio udara terhadap bahan bakar yang optimal sehingga di hasilkan peningkatan performance emisi gas buang yang baik. Sedangkan ruang lingkup permasalahan yang menjadi pembahasan dan batasan masalah adalah preliminary design sistem pengendalian blade stator turbin untuk mendapatkan rasio udara terhadap bahan bakar yang optimal, serta perubahan load pada saat acceleration dalam system kontrol ini di batasi pada 60% load sampai 100% load yaitu pada saat kondisi operasi normal.

1.3. TUJUAN

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Mempelajari sistem pengendalian blade stator turbin pada turbocharge diesel engine.
2. Menganalisa kestabilan dan time respons performance sistem pengendalian blade stator turbin pada turbocharge diesel engine yang telah di rancang.
3. Merancang sistem pengendalian blade stator turbine pada turbocharge diesel engine sehingga di dapatkan titik rasio udara bahan bakar yang optimal baik pada saat transient maupun steady state, yang selanjutnya dapat mengurangi smoke dan NOx.

1.4. MANFAAT HASIL TUGAS AKHIR

Manfaat yang dapat di peroleh di dalam penulisan tugas akhir ini adalah:

Didapatkan sistem kontrol rasio udara terhadap bahan bakar yang optimal pada saat transient maupun steady state dalam mengurangi emisi gas buang dan matching yang lebih baik antara turbocharge dengan diesel engine.

Mengetahui pedoman bagaimana sistem pengendalian blade stator turbin dan aplikasinya pada turbocharge diesel engine.

1.5. METODE.

Dalam tugas akhir ini penulis menggunakan metode sebagai berikut :

Studi Literatur yaitu untuk merencanakan sistem kontrol rasio udara terhadap bahan bakar:

Langkah –langkah yang di tempuh:

- Mempelajari teori kontrol dan aplikasinya dalam perancangan sistem kontrol blade stator turbocharge.
- Memperkirakan proses dan tujuan pengontrolan.
- Memilih bagian-bagian proses yang akan di gunakan untuk memperoleh perumusan dan mencapai tujuan pengontrolan.
- Menentukan dan merancang struktur kontrol.
- Merencanakan system kontroller dan menentukan parameter parameter kontroller yang optimal,serta mengaplikasikan program software simulink pada program aplikasi matlab.
- Study pustaka dan lapangan yaitu untuk pencarian data yang di perlukan dalam tugas akhir ini
- Analisa data dan optimasi hasil perancangan



4. Pembahasan dan Kesimpulan.

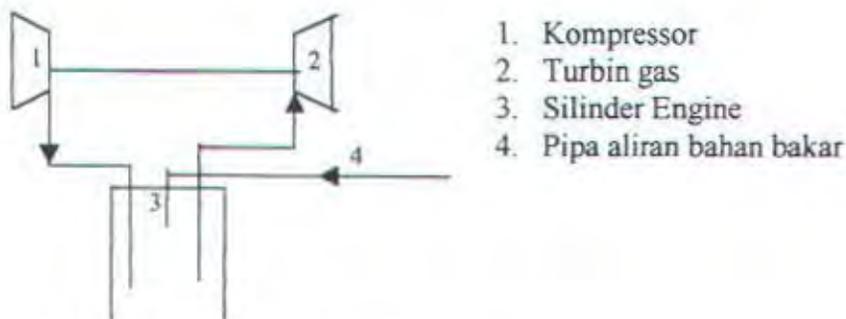
BAB II

**DINAMIKA ELEMEN SISTEM
PENGENDALIAN BLADE STATOR
TURBOCHARGE**

BAB II

DINAMIKA ELEMEN SISTEM PENGENDALIAN BLADE STATOR TURBOCHARGE

Pengendalian kecepatan turbocharge di lakukan dengan mengatur variasi luasan (flow area nozzle ring turbin pada turbocharge diesel engine). Dengan mengatur flow area nozzle ring berarti juga dapat di artikan mengatur putaran atau power yang di serap oleh kompressor, yang selanjutnya di gunakan untuk menyerap udara untuk proses pembakaran. Elemen keseluruhan sistem kontrol membentuk suatu loop tertutup yang terdiri dari dinamika turbocharge yang meliputi kompressor dan turbin gas, dinamika sistem kontroller, dinamika aktuator, dan dinamika sensor kecepatan (rpm) dari turbocharge. Bentuk fisik sistem pengendalian turbocharger di tunjukkan pada gambar 2.1.



Gambar 2.1.1 Sistem fisik Turbocharger

2.1. Perencanaan ukuran utama kompressor dan turbin pada turbocharge

Untuk membuat dan mengisi blok diagram sistem pengendalian blade stator turbocharge, maka terlebih dulu harus di ketahui ukuran utama dari kompressor dan turbin pada turbocharge tersebut.

2.1.1. Kompresor

Data data yang di perlukan dalam penyusunan kompresor:

- Aliran massa udara pada saat Mcr ($m_u=13.6$ kg/s)
- Keadaan udara pada kondisi isap diasumsikan konstan Tekanan (P_s)=1bar dan suhu(T_s)= $27^{\circ}C = 300^{\circ}K$
- Pressure ratio (Π)= 3.6
- Putaran turbocharge pada saat Mcr = 8000 rpm

Dari data tersebut dapat di tentukan :

1. Kenaikan tinggi tekan kompresor (H), dalam kolom udara.

$$H = P_s V_s (k/(k-1)) \{ (P_d/P_s)^{(k-1)/k} - 1 \} / g \quad k = 1.4$$

$$P_s = 101000 \text{ Pa} \quad V_s = (R \times T_s) / P_s = 287 \times 300 / 101000 = 0.8524 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$(P_d/P_s) = 3.6 \quad g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

di dapat $H = 136576.5$ meter.

2. Penentuan torsi poros kompresor

-Daya yang di perlukan untuk menggerakkan kompresor (P_e)

$$P_u = M_u \times H \times g = 13.6 \times 13576.5 \times 9.81 = 1811.3 \text{ KW}$$

$$P_e = P_u / \eta = 1811.3 / 0.8 = 1930 \text{ KW} \quad \text{Asumsi } \eta = 0.8$$

$$T = 9.74 \times 10^5 \times P_d / n = 9.74 \times 10^5 \times 1930 / 8000 = 1.4 \times 10^5 \text{ kg mm}$$

3. Penentuan diameter poros kompresor

$$D_s = \{ 5.1 \times T \times K_t \times C_b / \tau_a \}^{1/3} \text{ mm} \quad K_t = 1.2 \quad C_b = 1.2$$

$$D_s = \{ 5.1 \times 1.4 \times 10^5 \times 1.2 \times 1.2 / 4.83 \} = 0.6 \times 10^2 \text{ mm}$$

$$D_n = (1.2 - 1.5) D_s = 80 \text{ mm}$$

4. Penentuan diameter dan sudut dalam kompresor

$$C_s = \varepsilon (2 \times g \times H)^{1/2} = 0.25 (2 \times 9.81 \times 13576.5)^{1/2} = 103 \text{ m/s}$$

$$\varepsilon = 0.15 - 0.35 = 0.25$$

$$D_1 = \{4 \times Q_s / (\pi \times C_s) + D_n^2\}^{1/2} = \{4 \times 11.6 / (3.14 \times 103) + 0.1^2\}^{1/2}$$

$$D_1 = 0.4 \text{ m}$$

$$U_1 = D_s \times \pi \times n / 60 = 0.4 \times 3.14 \times 8000 / 60 = 165 \text{ m/s}$$

$$C_1 = \tau_1 \times C_s = 1.15 \times 103 = 120 \quad \tau_1 = 1.1 - 1.3 \quad \tau_2 = 1.03 - 1.08$$

$$\text{Di ambil } \alpha_1 = 90^\circ \quad \text{Tg}(\beta_1) = C_1 / U_1 = 120 / 165 = 0.727$$

$$\text{maka } \beta_1 = 36^\circ$$

$$b_1 = Q_s / D_s \pi C_1 = 11.6 / (0.4 \times 3.14 \times 120) = 0.076 \text{ m} = 7.6 \text{ cm}$$

$$\beta_2 \text{ di ambil } 60^\circ \quad \text{dan jumlah sudu di ambil } (Z) = 14$$

dari data tersebut di masukkan ke rumus grafik

$$Z = 6.5 \{((D_2 + D_s) / (D_2 - D_s)) \times (\sin[(\beta_1 + \beta_2) / 2])\}$$

$$\text{Maka di dapat } D_2 / D_1 = 2.1 \quad D_2 = 2.1 \times 0.4 = 0.84 \text{ m}$$

$$U_2 = \pi D_2 n / 60 = 3.14 \times 0.84 \times 8000 / 60 = 350 \text{ m/s}$$

$$H = U_2 \times C_{2u} \times \eta / g \quad \eta = 0.8$$

$$13576.5 = 350 C_{2u} 0.8 / 9.81 \quad C_{2u} = 300 \text{ m/s}$$

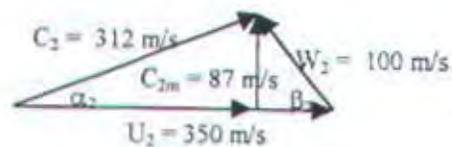
$$W_{2u} = 350 - 300 = 50 \text{ m/s}$$

$$C_{2m} / W_{2u} = \text{Tg}(\beta_2) \quad C_{2m} = 50 \times \text{Tg}(60) = 87 \text{ m/s}$$

$$W_2 = C_{2m} / \text{Sin}(\beta_2) = 87 / \text{Sin} 60 = 100 \text{ m/s}$$

$$\text{Tg}(\alpha_2) = C_{2m} / C_{2u} = 87 / 300 = 0.29 \quad \alpha_2 = 16^\circ$$

$$B_2 = Q_s \times \tau_2 / (D_2 \pi C_{2m}) = 11.6 \times 1.05 / (0.85 \times 3.14 \times 87) = 0.05 \text{ m} = 5 \text{ cm}$$



Gambar 2.1.2 Segitiga kecepatan kompresor

2.1.2. Turbin

Daya yang di serap kompresor adalah merupakan daya yang di hasil kan oleh turbin gas di kurangi kerugian kerugian akibat gesekan mekanis, di asumsikan efisiensi mekanis = 0.98

$$\text{Maka } P_t = P_u / \eta = 181131.6 / 0.98 = 1848.3 \text{ KW}$$

1. Keadaan gas buang setelah keluar silinder

$$P_1 = 2.4 \text{ bar} \quad T_1 = 300^{\circ}\text{C} = 579^{\circ}\text{K} \text{ dari tabel termodinamika (udara properties) di dapatkan } h_1 = 586.04 \text{ Kj/Kg} \quad Pr_1 = 14.38$$

Keadaan udara setelah mengalami ekspansi pada turbin mempunyai tekanan sama dengan tekanan udara luar (1 bar), $P_2 = 1 \text{ bar}$

$$P_1/P_2 = Pr_1/Pr_2 \quad 2.4/1 = 14.38/Pr_2 \quad Pr_2 = 6$$

Dari tabel di dapatkan $h_2 = 456 \text{ Kj/Kg}$

2. Vektor kecepatan gas buang dalam turbocharge

$$\text{Kerja turbin di dapatkan } W = Ms(h_1 - h_2) = 14 \times (586.04 - 456) = 1857.8 \text{ KW}$$

$$\text{Panas jatuh turbin (h)} = 586.04 - 456 = 132.04$$

Dari grafik 6A.339 halaman 190

$$\text{Pada kurva } U/C_1 = 0.7 \quad U = 260 \text{ m/s} \quad C_1 = 260/0.7 = 370 \text{ m/s}$$

$$U = \Pi D t n / 60 \quad D = 60 \times U / (\Pi \times n) = 60 \times 260 / (3.14 \times 8000)$$

$$D = 0.62 \text{ m}$$

Di ambil derajat reaksi (r) = 0.5 maka panas jatuh pada nozzle ring setengah dari panas jatuh total = $132/2 = 66 \text{ Kj/Kg}$

$$(h_0 - h_1) = (C_1^2 - C_0^2)/2000 \quad (\text{Persamaan energi dalam nozzle})$$

$$66 = (370^2 - C_0^2)/2000 \quad C_0 = 70 \text{ m/s}$$

$$\text{Debet udara setelah keluar silinder (} Q_s \text{)} = M_s \times V_s = 42.22 \times 0.685 = 28.92$$

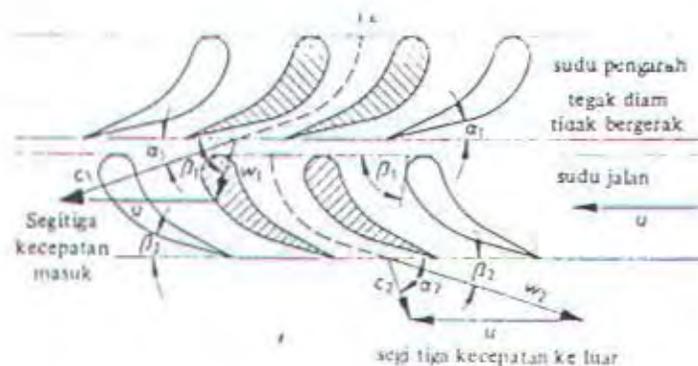
Panjang sudu jalan turbo charge

$$L = Q_s / (D \times \Pi \times \tau \times C_1 \sin(\alpha_1)) \quad \alpha_1 = 18 - 22 \quad \tau = 0.95$$

$$\text{In reply to: } \alpha_2 = 18 - 22 \quad \alpha_2 = 20 = \alpha_1$$

Grafik kecepatan aliran gas pada turbocharge

Dike tahui $\alpha_2 = 20 = \alpha_1$ $C_1 = 370 \text{ m/s}$ $U_1 = U_2 = 260$ maka dengan menggunakan aturan kosinus dapat di ketahui β_2 dan $\beta_1 = 55^\circ$



Gambar 2.1.3 Kerja sama antara sudu pengarah dan sudu jalan Turbocharge

2.2. Dinamika turbocharge

Dinamika untuk turbocharge ini adalah merupakan persamaan dinamika antara perubahan aliran volume dari gas buang yang keluar dari silinder engine terhadap perubahan putaran turbocharge. Perubahan aliran volume di sebabkan oleh karena keadaan gas buang berubah – ubah apabila pada motor diesel dilakukan Acceleration atau deceleration. Dari rumus rumus kontinuitas dapat di buktikan bahwa putaran turbocharge dalah merupakan fungsi dari luasan nozzle (Nozzle flow area) dan aliran volume dari gas buang, jadi:

$$N = f(Q, A) \dots\dots\dots 2.2.1$$

Linierisasi dari persamaan 2,1 adalah :

$$N = C_1 Q - C_2 A \dots\dots\dots 2.2.2$$

Di mana :

$$C_1 = \left. \frac{\Delta N}{\Delta Q} \right|_A$$

$$C_2 = \frac{\Delta N}{\Delta A} \Big|_Q$$

Untuk A konstan dan Q bertambah maka putaran turbocharge akan bertambah sehingga harga C_1 berharga positif, sedangkan untuk Q yang konstan dan luasan nozzle bertambah maka putaran turbocharge akan berkurang sehingga harga C_2 negatif.

2.3. Transduser kecepatan

Transduser merupakan alat yang mengubah variabel sistem menjadi sinyal yang akan ditransmisikan ke rangkaian kontroler. Dalam hal ini variabel yang dimaksud dalam sistem pengendalian blade stator turbocharge adalah variabel terkontrol yaitu putaran turbocharge.

Dalam perencanaan ini digunakan tachogenerator sebagai sensor kecepatan yang membangkitkan tegangan sebanding dengan kecepatan putar poros. Tegangan induksi yang terbangkit di dalam peralatan ini dirumuskan dengan persamaan (Zuhal,1993)

$$E_a = cn\phi \dots\dots\dots(2.3.1)$$

dengan ϕ = fluks/kutub

n = putaran

$c = (p/a) \times (z/60)$

p = jumlah kutub

a = jalur paralel konduktor jangkar

z = jumlah konduktor jangkar

Jika input dari tachogenerator adalah rpm mesin n_o dan outputnya adalah tegangan e , maka *transfer function* dari sensor adalah

$$\frac{E(s)}{n_o(s)} = K_g \dots\dots\dots(2.3.2)$$

dimana K_g adalah konstanta proporsional.

2.4. Rangkaian kompensator

2.4.1. Aksi dasar rangkaian kompensator

Aksi dasar rangkaian kompensator antara lain adalah berdasarkan aksi proporsional,aksi intergral,aksi proporsional integral derivatif serta lag kompensator,lead kompensator,lag lead kompensator.

Untuk aksi kontrol proporsional, hubungan antara keluaran kontroler $m(t)$ dengan sinyal kesalahan penggerak $e(t)$ adalah :

$$m(t) = K_p \cdot e(t)$$

Dalam *laplace domain* didapat

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p$$

dengan K_p adalah penguat proporsional.

Aksi kontrol integral, harga keluaran kontroler $m(t)$ diubah dengan laju yang sebanding dengan sinyal kesalahan penggerak $e(t)$. Jadi

$$\frac{dm(t)}{dt} = K_i \cdot e(t)$$

atau

$$m(t) = K_i \int_0^t e(t) dt$$

Sedangkan aksi kontrol turunan, sinyal keluaran adalah sebanding dengan perubahan sinyal kesalahan penggerak $e(t)$.

Jadi

$$M(t) = T_d \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

Gabungan dari ketiga aksi kontrol di atas membentuk suatu aksi kontrol PID dengan persamaan

$$m(t) = K_p [e(t) + T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} + \frac{1}{T_i} \cdot \int_0^t e(t) dt] \dots\dots\dots(2.4.1)$$

dengan K_p = penguatan proporsional

T_i = waktu integral

T_d = waktu turunan

Bentuk lain dari beberapa kompensator yang digunakan didalam sistem loop tertutup untuk meningkatkan unjuk kerja sistem adalah *lag* kompensator, *lead* kompensator, dan *lag-lead* kompensator.

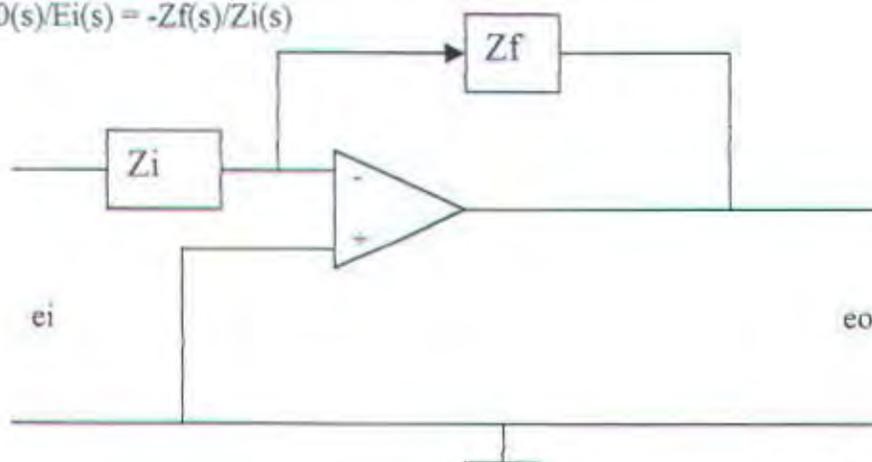
Kompensator lag merupakan bentuk rangkaian jenis proporsional-integral yang fase keluarannya tertinggal dari fase masukannya jika dikenakan sinyal masukan sinusoidal. Kompensator lead juga merupakan kompensator proporsional- integral yang fase keluarannya mendahului masukannya. Sedangkan pada kompensator jenis lag-lead, fase masukannya untuk frekuensi sinyal masukan tertentu mendahului masukannya dan untuk frekuensi masukan lain bisa tertinggal dari sinyal masukan sinusoidal.

2.4.2. Realisasi rangkaian kompensator.

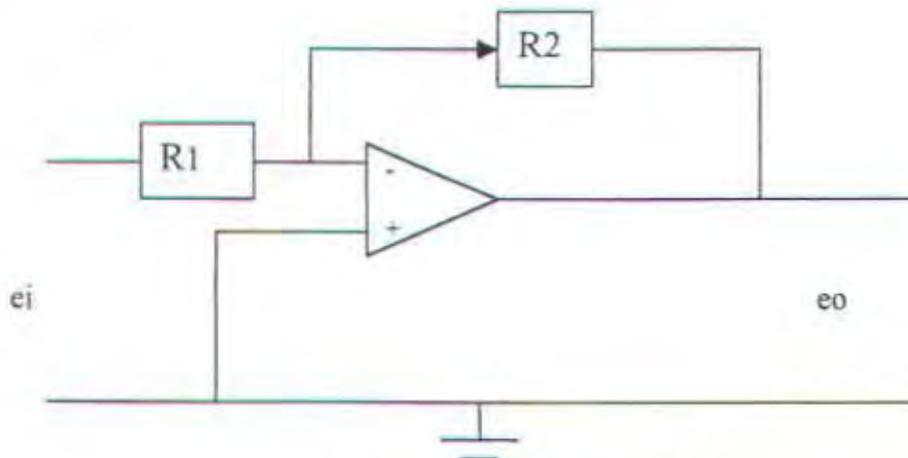
Pada rangkaian kompensator akan digunakan jala-jala elektronika dengan menggunakan penguat operasional (op-amp). Rangkaian dasar yang di gunakan untuk merealisasikan aksi kompensator adalah seperti di tunjukkan pada gambar berikut.

Fungsi alih untuk rangkaian ini adalah:

$$E_0(s)/E_i(s) = -Z_f(s)/Z_i(s)$$



Gambar 2.1.4 Rangkaian dasar kompensator

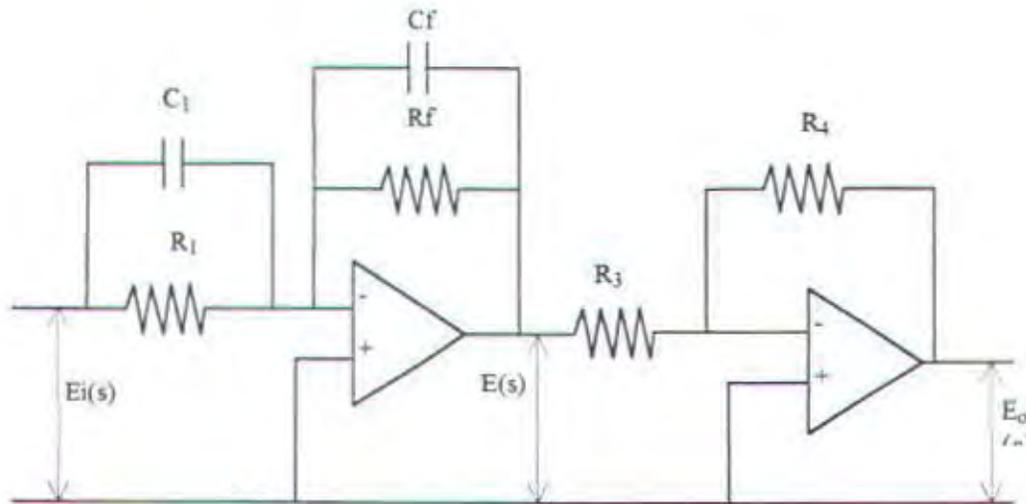


Gambar 2.2.inverting amplifier

Dengan memilih Z_i dan Z_f yang sesuai maka kita akan dapat membuat rangkaian kompensator dengan aksi phase lead, phase lag, phase, PI, PD, dan PID. Jika kita ingin mengubah perubahan tanda pada rangkaian 2.1 maka kita dapat mengabungkan rangkaian tersebut dengan inverting amplifier pada gambar 2.2. Fungsi alih dari rangkaian 2.2. adalah

$$E_o(s)/E_i(s) = -R_i/R_f$$

Pada gambar 2.3 di tunjukkan rangkaian kompensator yang dapat di gunakan untuk merealisasikan rangkaian phase lead, phase lag ,PI dan PD. Dengan mengatur besarnya tahanan dan kapasator pada rangkaian tersebut maka akan di dapat desain realisasi kompensator yang berbeda beda.



Gambar 2.3 Rangkaian umum kompensator

Fungsi aliah untuk rangkain gambar 2.3.

$$E_o(s)/E_i(s) = E_i(s)/E_i(s) \cdot E_o(s)/E_i(s) = - Z_2/Z_1 \{-R_4/R_3\}$$

Karena $Z_1 = R_1/(R_1 C_1 s + 1)$ dan $Z_2 = R_f/(R_f C_f s + 1)$ maka

$$E_o(s)/E_i(s) = \{C_1(s + 1/R_1 C_1)\} / \{C_f(s + 1/R_f C_f)\} (R_4/R_1) = K_c(s - Z_0)/(s - p_0) \dots\dots\dots 2.4.2$$

Rangkaian gambar 2.3 yang fungsi alihnya yang seperti pada persamaan 2.4.2 akan berfungsi sebagai realisasi kompensator berikut:

- a. Phase lead dengan memilih $R_1 C_1 > R_f C_f$ maka maka magnituda nol fungsi akan lebih kecil daripada kutubnya sehingga rangkaian tersebut adalah rangkaian phase lead.
- b. Phase lag dengan memilih $R_1 C_1 < R_f C_f$ maka magnituda fungsi alih akan lebih besar daripada kutubnya sehingga rangkaian tersebut adalah rangkaian phase lag
- c. Proporsional intergral dengan menghilangkan R_1 akan menghasilkan rangkaian kompensator dengan fungsi alih sebagai berikut:

$$E_o(s)/E_i(s) = - Z_2/Z_1 \{-R_4/R_3\}$$

Dengan $Z_1 = R_1/(R_1C_1s + 1)$ dan $Z_2 = R_2/(R_2C_2s + 1)$

Dengan memasukkan nilai Z_1 dan Z_2 akan di dapatkan fungsi alih sebagai berikut:

$$= K_p + K_i/s$$

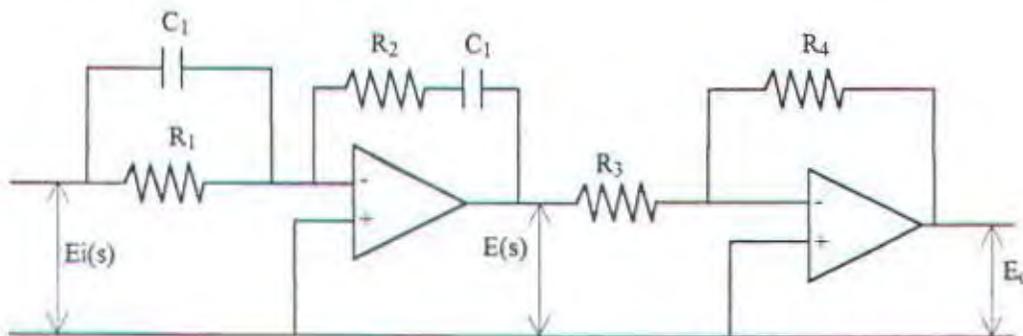
Dengan $K_p = R_1C_1/R_3C_2$ dan $K_i = R_4/R_3R_1C_1$ 2.4.3

d. proporsional derivatif.

Rangkainya didapat dengan menghilangkan C_2 sehingga dengan cara yang sama akan didapatkan fungsi alih sebagai berikut :

$E(s)/E_i(s) = K_p + K_d s$ dengan $K_p = R_3 R_f / R_4 R_1$ dan $K_d = K_p R_1 C_1$ 2.4.4

Sedangkan realisasi rangkaian elektronik menggunakan op-amp dari kontrol pid diperlihatkan didalam gambar 2.4



Gambar 2.4 Realisasi rangkaian kontroler PID

Hubungan antara $E_i(s)$ dengan $E(s)$ adalah sebagai berikut

$$\frac{E(s)}{E_i(s)} = - \frac{Z_2}{Z_1}$$

Karena $Z_1 = \frac{R_1}{R_1C_1s + 1}$ dan $Z_2 = \frac{R_2C_2s + 1}{C_2s}$ maka

$$\frac{E(s)}{E_i(s)} = - \left[\frac{R_2C_2s + 1}{C_2s} \right] \left[\frac{R_1C_1s + 1}{R_1} \right]$$

Sedangkan $\frac{E_o(s)}{E(s)} = \frac{R_4}{R_3}$ sehingga dapat diperoleh

$$\begin{aligned} \frac{E_o(s)}{E_i(s)} &= \frac{E(s)}{E_i(s)} \cdot \frac{E(s)}{E(s)} = \frac{R_4 R_2}{R_3 R_1} \cdot \frac{(R_1 C_1 s + 1)(R_2 C_2 s + 1)}{R_2 C_2 s} \\ &= \frac{R_4 R_2}{R_3 R_1} \left[\frac{R_1 C_1 + R_2 C_2}{R_2 C_2} + \frac{1}{R_2 C_2 s} + R_1 C_1 s \right] \\ &= \frac{R_4 (R_1 C_1 + R_2 C_2)}{R_3 R_1 C_2} \left[1 + \frac{1}{(R_1 C_1 + R_2 C_2) s} + \frac{R_1 C_1 R_2 C_2}{(R_1 C_1 + R_2 C_2)} s \right] \dots (2.4.4) \end{aligned}$$

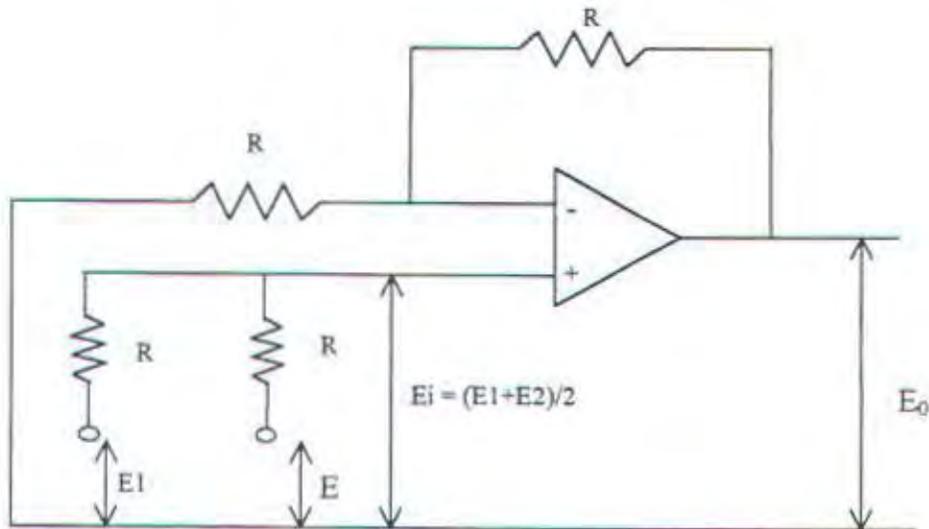
$$\text{Jadi } K_p = \frac{R_4 (R_1 C_1 + R_2 C_2)}{R_3 R_1 C_2}$$

$$T_i = R_1 C_1 + R_2 C_2$$

$$T_d = \frac{R_1 C_1 R_2 C_2}{R_1 C_1 + R_2 C_2}$$

2.5. Rangkaian *error detector*

Rangkaian *error detector* pada rangkaian sistem kontrol digunakan untuk mendeteksi penyimpangan dari kecepatan turbocharge terhadap kecepatan referensi yang ditetapkan oleh operator. Pada rangkaian ini, tegangan keluar adalah selisih antara tegangan set point dengan tegangan output dari sensor kecepatan. Output dari rangkaian ini disebut pula sebagai *error voltage*. Rangkaian yang digunakan adalah dengan menggunakan op-amp seperti pada gb.2.5.



Gambar 2.5. Rangkaian penjumlah dua masukan sebagai rangkaian *error*

Pada rangkaian penjumlah pada gambar 2.5 arus yang masuk ke terminal positif (+) dari op-amp adalah nol karena pada op-amp dirancang sedemikian rupa sehingga impedansi pada terminal-terminalnya adalah sangat besar [Coughlin, 1994]. Sehingga persamaan simpul terminal positif adalah

$$\frac{E_i - E_1}{R} + \frac{E_i - E_2}{R} = 0$$

sehingga $E_i = \frac{E_1 + E_2}{2}$. Untuk mendapatkan tegangan keluar maka tegangan

input tadi harus dikalikan dengan penguat untuk rangkaian op-amp *noninverting*

(pada persamaan 2.5.1). Karena $R_1 = R_2$ maka gain untuk

rangkaian *noninverting* menjadi 2 sehingga tegangan output dari rangkaian pada gambar 2.5 adalah

$$E_o = E_1 + E_2 \dots\dots\dots(2.5.1)$$

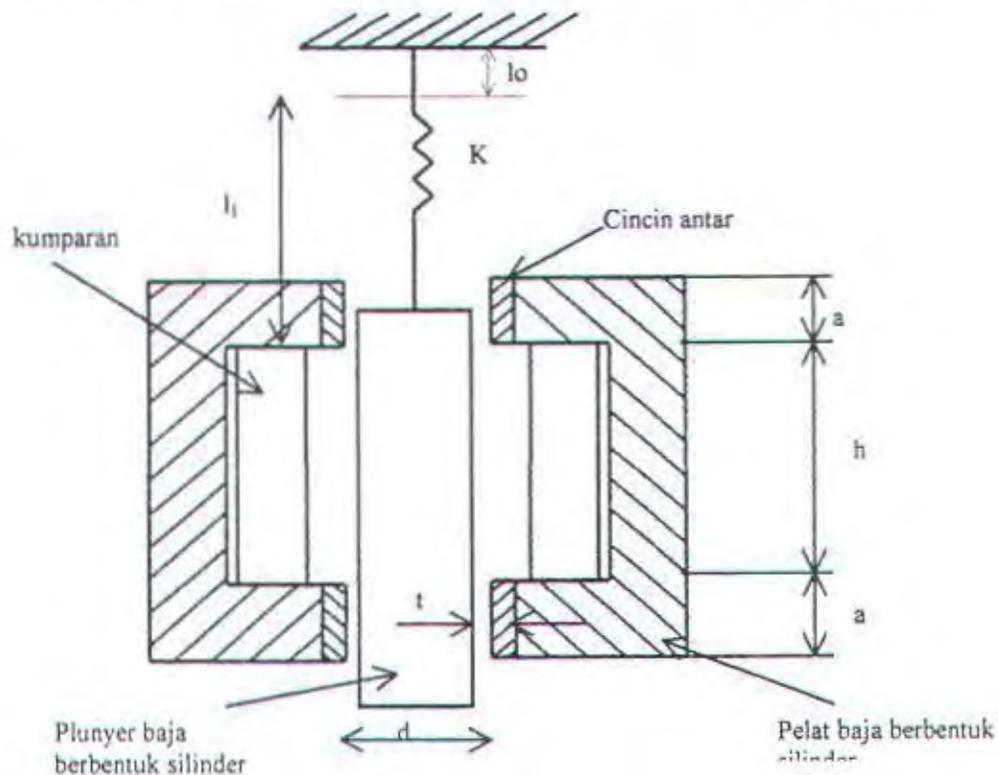
Untuk digunakan sebagai rangkaian *error detector* maka polaritas dari E_2 haruslah negatif.

2.6 Aktuator elektrohidrolik

2.6.1. Bagian solenoid

Aktuator elektrohidrolik adalah sebuah servovalve dengan dilengkapi dengan solenoid sebagai penggerak *pilot valve*. Besar gaya yang dihasilkan oleh solenoid adalah proporsional dengan arus (Fitzgerald, 1990). Gambar 2.6.1 memperlihatkan penampang sebuah magnet solenoida berbentuk silinder dimana plunyer berbentuk silinder bermassa M bergerak vertikal dalam cincin-antar (guide rings) dari kuningan (brass) yang tebalnya t dan diameter rata-ratanya d . Permeabilitas kuningan sama dengan permeabilitas ruang hampa [Fitzgerald,1990], yaitu $4\pi \times 10^{-7} \text{ H/m}$.

Plunyer tersebut disangga oleh pegas yang tetapannya K . Tegangan terminalnya adalah e dan arus yang melalui kumparan yang mempunyai N lilitan adalah .



Gambar 2.6.1 Magnet solenoida

Penurunan secara detail gaya magnetik yang bekerja ke atas pada plunyer terdapat pada [Fritzgerald,1990] sedangkan dibawah ini akan dituliskan hasil akhir penurunan gaya tersebut yaitu

$$f_{0d} = 1/2L' \frac{ai^2}{(a+x)^2} \dots\dots\dots(2.6.1)$$

$$\text{dengan } L' = \frac{\mu_0 \pi a d N^2}{l}$$

sedangkan tegangan terminal pada kumparan sama dengan drop tegangan pada kumparan ditambah dengan tegangan yang diinduksikan dalam kumparan [Fritzgerald,1990,hlm104] sebagaimana dirumuskan dibawah ini

$$e = Ri + L' \frac{x}{(a+x)} \frac{di}{dt} + L' \frac{ai}{(a+x)^2} \frac{dx}{dt} \dots(2.6.2)$$

dua persamaan terakhir ini merupakan persamaan non linear. Untuk mendapatkan karakteristik yang linear maka simpangan plunyer harus dibatasi pada simpangan yang kecil di sekitar titik keseimbangan. Teknik linearisasi secara terperinci untuk magnet solenoida terdapat pada [Fritzgerald,1990] halaman 107. Hasil akhir dari linearisasi tersebut adalah

$$f_{0d} = K_0 I$$

$$e = Ri + L_0 \frac{di}{dt} + K_0 \frac{dx}{dt} \dots\dots\dots(2.6.3)$$

dimana $K_0 = \frac{L' a I_0}{(a + X_0)^2}$

$$L_0 = \frac{L' X_0}{a + X_0}$$

I_0 = arus listrik pada titik keseimbangan

X_0 = posisi plunyer pada titik keseimbangan

Dari perumusan gaya magnetik dan persamaan tegangan terminal pada kumparan maka dapat dibuat persamaan dinamika untuk gerak magnet solenoida sebagai berikut

$$f_{\text{net}} = M \frac{d^2x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + Kx$$

$$e = Ri + L_o \frac{di}{dt} + K_o \frac{dx}{dt}$$

atau dalam *laplace domain* menjadi

$$\begin{aligned} K_o I(S) &= Ms^2 X(S) + Bs X(S) + KX(S) \\ &= (Ms^2 + Bs + K) X(S) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E(S) &= RI(S) + L_o s I(S) + K_o s X(S) \\ &= (R + L_o s) I(S) + K_o s X(S) \end{aligned}$$

Dengan pengaturan dua persamaan di atas, di dapat

$$\frac{X(S)}{I(S)} = \frac{K_o}{Ms^2 + Bs + K} \dots\dots\dots (2.6.4)$$

$$I(S) = \frac{E(S) - K_o s X(S)}{R + L_o s} \dots\dots\dots (2.6.5)$$

Substitusi persamaan 2.6.4 ke dalam persamaan 2.6.5 menghasilkan

$$\frac{X(S)}{\frac{E(S) - K_o s X(S)}{R + L_o s}} = \frac{K_o}{Ms^2 + Bs + K}$$

$$X(S) = \frac{K_o (E(S) - K_o s X(S))}{(Ms^2 + Bs + K)(R + L_o)}$$

$$X(S) + \frac{K_o s X(S)}{(Ms^2 + Bs + K)(R + L_o s)} = \frac{K_o E(S)}{(Ms^2 + Bs + K)(R + L_o)}$$

$$\{ (Ms^2 + Bs + K)(R + L_0s) + K_0s \} X(S) = K_0 E(S)$$

Sehingga apabila untuk magnet solenoida yang bertindak sebagai input sistem adalah tegangan terminal (E) dan sebagai outputnya adalah displasemen plunyer(X) maka fungsi alih untuk magnet solenoida adalah

$$\frac{X(s)}{E(S)} = \frac{K_0}{(Ms^2 + Bs + K)(R + L_0s) + K_0^2s} \dots\dots\dots(2.6.6)$$

Pada operasi normal $L_0s \ll R$ dan $Ms^2 + Bs \ll K$, asumsi ini diperkuat pula pada [Fitzgerald,1990] halaman 105 dan [Yeaple,1990] halaman 243 yang menyebutkan bahwa B dapat diabaikan, maka dinamika magnet solenoid dapat didekati dengan sistem orde satu sebagai berikut

$$\begin{aligned} \frac{X(s)}{E(S)} &= \frac{K_0}{RK + K_0^2s} \\ &= \frac{K_v}{1 + \tau s} \dots\dots\dots(2.6.7) \end{aligned}$$

dengan $K_v = K_0/RK$

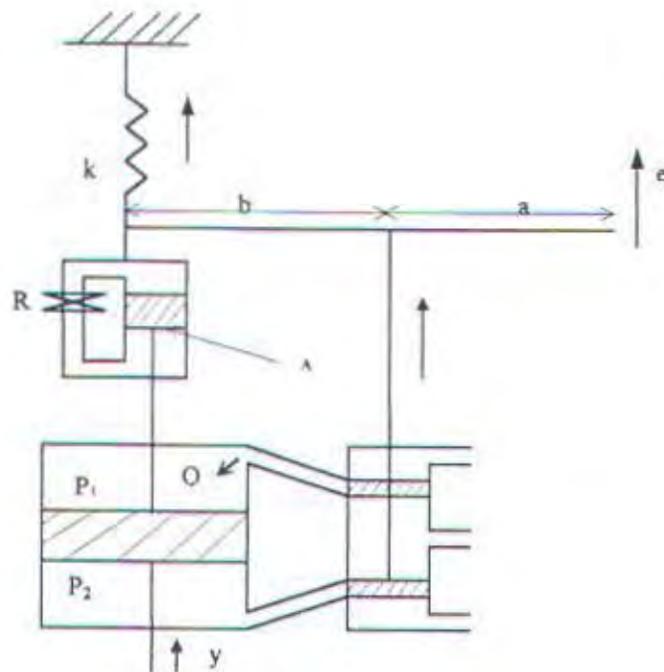
$$\tau = K_0^2/RK$$

2.6.2. Bagian hidrolik

2.6.2.1. Servo motor hidrolik dengan aksi proporsional intergral

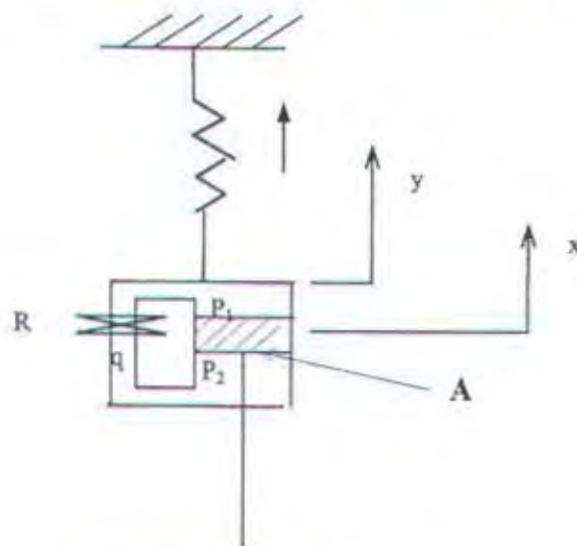
Bagian hidrolik ini dapat di kelompokkan menjadi tiga bagian berdasarkan aksi yang di timbulkannya yaitu aksi proportional, aksi proportional intergral, dan proporsional derivatif.

Pada gambar 2.6.2 di tunjukkan jenis rangkaian hidrolik dengan aksi proporsional intergral.



Gambar 2.6.2 Servo valve hidrolis proportional-integral

Dashpot pada gb.2.6.3 berfungsi sebagai elemen diferensiator.



Gambar 2.6.3 Sistem Dashpot

Gaya yang bekerja pada torak adalah $A (P_2 - P_1) = k y$ dimana A = luas torak (m^2) dan k = konstanta pegas (N/m). Sedangkan laju aliran q diberikan oleh

$$q = \frac{P_2 - P_1}{R}$$

dengan q = laju aliran melalui penghalang dan R = tahanan aliran pada penghalang ($1/m \cdot dt$). Karena aliran melalui penghalang selama dt detik harus sama dengan perubahan berat minyak ke sebelah kanan torak selama dt detik yang sama maka diperoleh

$$q dt = A \rho (dx - dy)$$

dimana ρ = massa jenis minyak (kg/m^3).

Persamaan terakhir dapat ditulis sebagai berikut

$$\frac{dx}{dt} - \frac{dy}{dt} = \frac{q}{A \rho} = \frac{P_2 - P_1}{RA \rho} = \frac{ky}{RA^2 \rho}$$

atau

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dy}{dt} + \frac{ky}{RA^2 \rho}$$

Dengan melakukan transformasi Laplace dan menganggap syarat awal nol diperoleh

$$s X(s) = s Y(s) + \frac{k}{RA^2 \rho} Y(s)$$

sehingga fungsi alih sistem ini menjadi

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{s}{s + \frac{k}{RA^2 \rho}} = \frac{Ts}{Ts + 1}$$

dengan $T = \frac{RA^2 \rho}{k}$.

Sedangkan penurunan fungsi alih dari bagian *pilot valve* adalah seperti diuraikan di bawah ini.

Laju aliran massa fluida menuju ke silinder daya (spool valve), Q , merupakan fungsi dari perpindahan katup pandu (pilot valve) dan beda tekanan pada silinder daya

$$Q = f(x, \Delta P)$$

dengan linearisasi persamaan non linear di atas di dekat titik kerja normal \bar{Q} , \bar{x} , $\bar{\Delta P}$, dapat diperoleh

$$Q - \bar{Q} = K_1(x - \bar{x}) - K_2(\Delta P - \bar{\Delta P})$$

Dimana $\bar{Q} = f(\bar{x}, \bar{\Delta P})$

$$K_1 = \left. \frac{\partial Q}{\partial x} \right|_{x = \bar{x}, \Delta P = \bar{\Delta P}}$$

$$K_2 = - \left. \frac{\partial Q}{\partial \Delta P} \right|_{x = \bar{x}, \Delta P = \bar{\Delta P}}$$

Untuk kondisi kerja normal yaitu $\bar{Q} = 0$, $\bar{x} = 0$, $\bar{\Delta P} = 0$ maka diperoleh

$$Q = K_1 x - K_2 \Delta P \dots\dots\dots(2.6.8)$$

Dengan mengabaikan *compressibilitas* fluida yang digunakan maka laju aliran massa minyak Q (kg/dt) dikali dengan perpindahan torak daya dy (m) kali luas torak A (m²) kali rapat massa minyak ρ (kg/m³). Jadi diperoleh

$$A \rho dy = Q dt$$

Sekarang persamaan (2.10) dapat ditulis sebagai

$$\Delta P = \frac{1}{k_2} \left(k_1 - A \rho \frac{dy}{dt} \right)$$

Gaya yang dibangkitkan oleh torak daya adalah

$$F = A \cdot \Delta P = \frac{A}{k_2} \left(k_1 - A \rho \frac{dy}{dt} \right)$$

Selanjutnya gaya yang dibangkitkan oleh torak daya dikenakan pada massa dan gesekan beban sehingga diperoleh

$$m \ddot{y} + f \dot{y} = \frac{A}{k_2} \left(k_1 - A \rho \frac{dy}{dt} \right)$$

atau

$$m \ddot{y} + \left(f + \frac{A^2 \rho}{k_2} \right) \dot{y} = \frac{A k_1}{k_2} \quad \text{x} \dots \dots \dots (2.6.9)$$

dimana m adalah masa dari beba dan f adalah koefisien gesekan viskos (Ndt/m).

Jadi fungsi alih untuk x dan y sebelum ada *floating lever* adalah

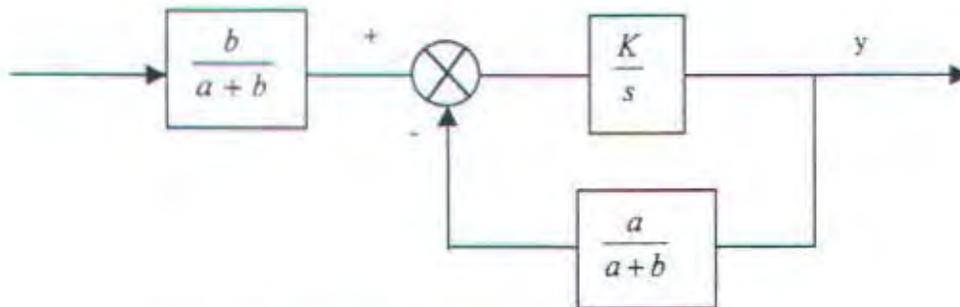
$$\begin{aligned} \frac{Y(s)}{X(s)} &= \frac{1}{s \left[\left(\frac{m k_2}{A k_1} \right) s + \frac{f k_2}{A k_1} + \frac{A \rho}{k_1} \right]} \\ &= \frac{K}{s(Ts + 1)} \dots \dots \dots (2.6.10) \end{aligned}$$

dimana $K = \frac{1}{\left[\frac{f k_2}{A k_1} + \frac{A \rho}{k_1} \right]}$ dan $T = \frac{m k_2}{f k_2 + A^2 \rho}$

Karena langkah dari spool valve pendek dan dengan kecepatan yang relatif rendah maka perbandingan $m k_2 / (f k_2 + A^2 \rho)$ adalah kecil maka fungsi alih dapat disederhanakan menjadi

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K}{s} \dots \dots \dots (2.6.11)$$

Jika sistem terdapat *floating link*, maka pada sistem aktuator ini terdapat sebuah *feedback* sehingga diagram blok dari sistem servomotor hidrolik seperti pada gambar (2.6.4).



Gb. 2.6.4 Diagram blok servomotor hidrolik

Sehingga apabila pada servomotor hidrolik di tambah komponen diferensiator yaitu pegas dan dashpot maka didapat diagram blok seperti pada gambar 2.6.5

Dari gambar 2.6.5 dapat dicari fungsi alih antara Y dengan E sebagai berikut:

$$\frac{Y(s)}{E(s)} = \frac{\frac{b}{a+b} \frac{K}{s}}{1 + \frac{KaT}{(a+b)(Ts+1)}}$$

pada operasi normal $\left| \frac{KaT}{(a+b)(Ts+1)} \right| \gg 1$ [Ogata,1991,hlm.185], sehingga

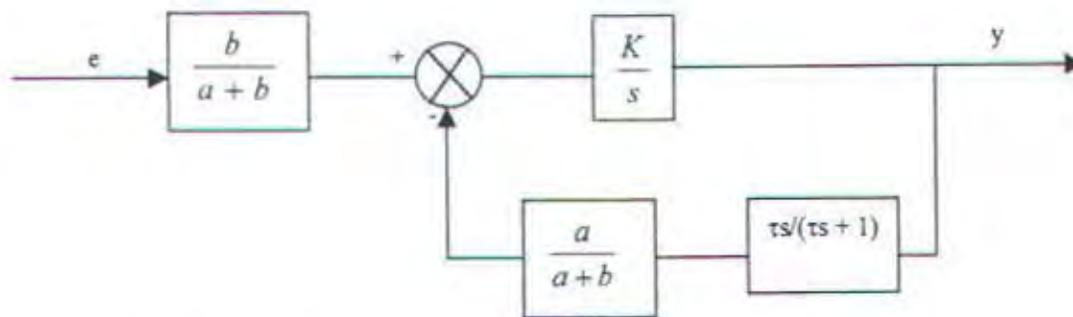
diperoleh

$$\frac{Y(s)}{E(s)} = Kp \left[1 + \frac{1}{Tis} \right] \dots\dots\dots(2.6.12)$$

dengan

$$Kp = b/a$$

$$Ti = T = \frac{RA^2 \rho}{K}$$



Gb. 2.6.5 Diagram blok servomotor hidrolik proporsional intergral

2.6.2.2. Servo motor hidrolik dengan aksi proporsional

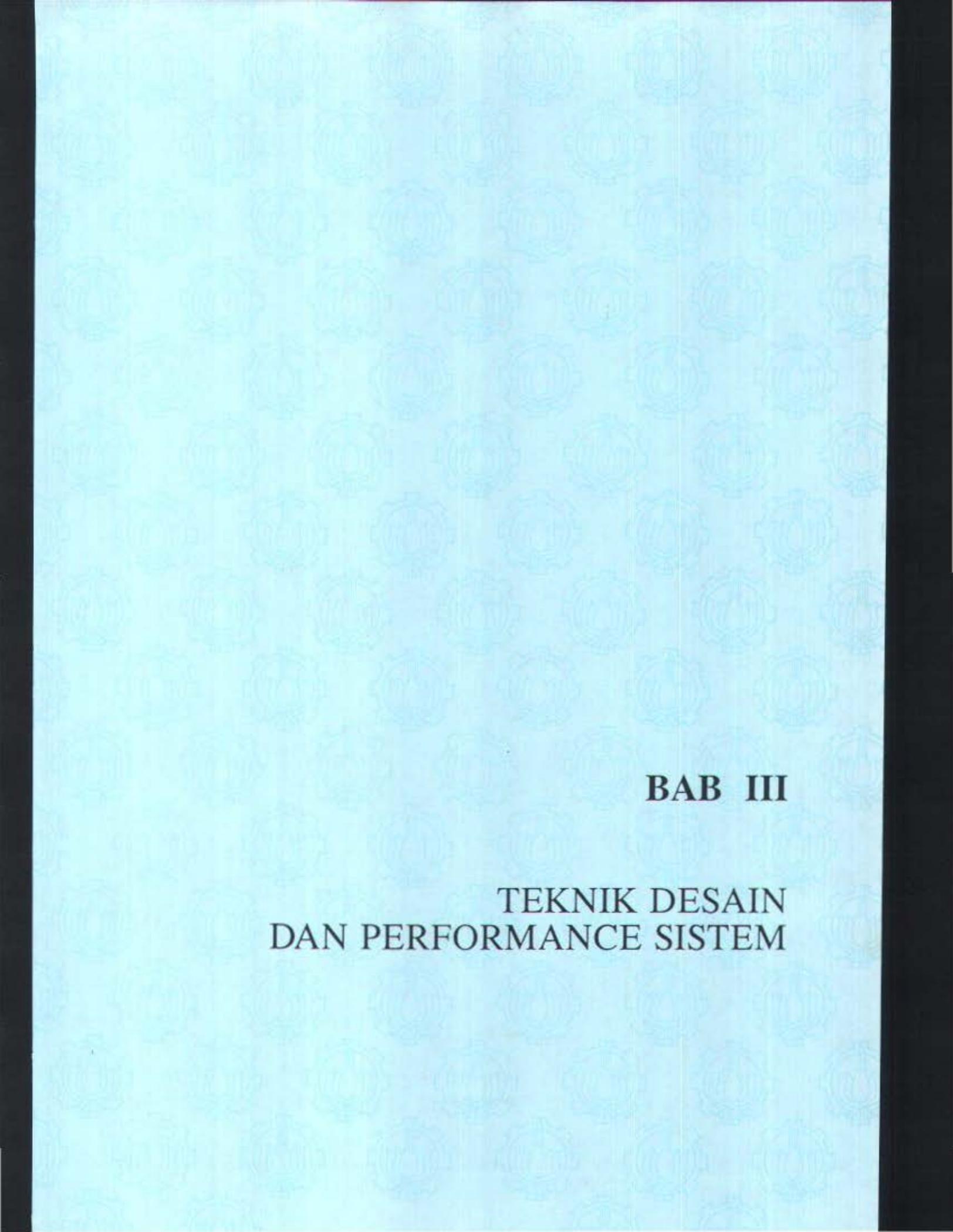
Aksi proporsional pada servo motor hidrolik di dapatkan dengan menghilangkan elemen dashpot pada rangkaian servo motor hidrolik pada gambar 2.6.2 setelah menghilangkan blok dinamika elemen dashpot pada gambar 2.6.5 maka akan di dapatkan blok diagram untuk servo motor hidrolik dengan aksi proporsional adalah

$$\frac{Y(s)}{E(s)} = \frac{\frac{b}{a+b} \frac{K}{s}}{1 + \frac{Ka}{(a+b)s}}$$

Dengan memperhatikan bahwa bahwa pada operasi normal harga $\frac{Ka}{(a+b)s} \gg 1$ [ogata 1991 halaman 176], dapat di peroleh

$$\frac{Y(s)}{E(s)} = \frac{b}{a} \dots \dots \dots 2.6.13$$

Jadi servo motor hidrolik dengan aksi proporsional dapat di realisasikan dengan rangkaian hidrolik seperti pada gambar 2.6.2 dengan menghilangkan elemen dashpot sedangkan floating link lever tetap di pasang.



BAB III

**TEKNIK DESAIN
DAN PERFORMANCE SISTEM**

BAB III

TEKNIK DESAIN DAN PERFORMANCE

SISTEM PENGENDALIAN

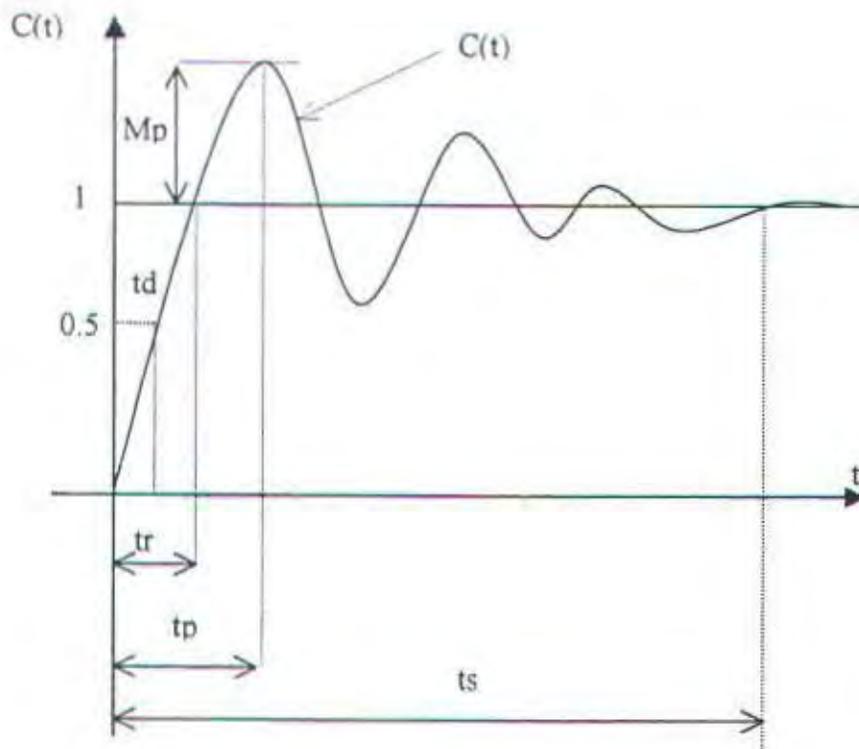
3.1 Spesifikasi Performance

Filosofi dasar dari teknik desain kompensasi sebuah sistem pengendalian adalah memenuhi desain spesifikasi performance yang telah ditentukan sebelumnya. Spesifikasi performance ini adalah sebuah *constraint* yang didiskripsikan dengan pernyataan matematis suatu karakteristik sebuah sistem.

Karakteristik respon transien dalam domain waktu adalah dirumuskan dengan istilah-istilah sebagai berikut:

1. *Waktu tunda (delay time, t_d)*. Waktu tunda adalah waktu yang dibutuhkan respon untuk mencapai setengah harga akhir yang pertama kali.
2. *Waktu naik (rise time, t_r)*. Waktu yang diperlukan respon untuk naik sampai 100 % harga akhir yang pertama kali.
3. *Waktu puncak (peak time, t_p)*. Waktu puncak adalah waktu yang diperlukan respon untuk mencapai harga puncak lewatan yang pertama kali.
4. *Lewatan maksimum (maximum overshoot)*. Lewatan maksimum adalah harga puncak maksimum dari kurva respon diukur dari harga satu.
5. *Waktu penetapan (settling time, t_s)*. Waktu penetapan adalah waktu yang dibutuhkan oleh respon untuk mencapai dan menetap dalam daerah di

sekitar harga akhir yang ukurannya ditentukan biasanya 5 % atau 2 % dari harga akhir.



Gambar 3.1 Kurva respon tanggapan satuan

Sedangkan performansi pada keadaan *steady state* dinyatakan dalam rumusan kesalahan sistem (*steady state error*). Harga keadaan tunak dapat dihitung dengan menggunakan teorema harga akhir. Jika fungsi alih loop tertutup sistem adalah

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)}$$

maka fungsi alih antara sinyal kesalahan penggerak $e(t)$ dan sinyal masukan $r(t)$ adalah

$$\frac{E(s)}{R(s)} = 1 - \frac{C(s)H(s)}{R(s)} = \frac{1}{1 + G(s)H(s)}$$

Sinyal kesalahan penggerak keadaan tunak adalah

$$e_{ss} = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s e(s) = \frac{sR(s)}{1 + G(s)H(s)} \dots \dots \dots (3.1)$$

Kesalahan keadaan tunak untuk *step input*, *ramp input*, ataupun *parabolic input* dapat dihitung dengan memasukkan jenis masukan $R(s)$ pada persamaan 3.1.

3.2. Desain kompensator secara analitik

Persamaan desain dapat diturunkan secara analitik untuk keperluan perancangan kompensator yang memenuhi spesifikasi tertentu. Pertama kali kita beranggapan bahwa kompensator adalah orde pertama yaitu

$$G_c(s) = \frac{a_1 s + a_0}{b_1 s + 1}$$

Untuk desain kompensator kita akan mencari nilai dari a_1 dan b_1 untuk sebuah nilai s_1 yang memenuhi persamaan

$$G_c(s_1)G_p(s_1) = \alpha e^{-\gamma T} \dots \dots \dots (3.2)$$

dimana α dan γ dan a_0 telah ditentukan. Persamaan (3.2) dapat ditulis sebagai

$$a_0 + a_1 s_1 = \frac{\alpha e^{-\gamma T} (1 + b_1 s)}{G_p(s_1)} \dots \dots \dots (3.3)$$

Karena s_1 adalah bilangan kompleks, kita dapat menyatakannya dalam bentuk

$$s_1 = \sigma_1 + j\omega_1 = |s_1| e^{j\beta}$$

Dengan cara yang sama $G_p(s_1)$ dapat ditulis dalam bentuk polar sebagai berikut

$$G_p(s_1) = |G_p(s_1)| e^{j\psi}$$

Sehingga resiprokal dari perbandingan fungsi pada persamaan (3.3) adalah

$$\frac{Gp(s_1)}{\alpha e^{j\psi}} = \frac{|Gp(s_1)|e^{j\psi}}{\alpha e^{j\psi}} = Me^{j\theta} \dots\dots\dots(3.4)$$

dimana $M = \frac{|Gp(s_1)|}{\alpha}$ dan $\theta = \gamma - \psi$

Persamaan (3.3) dapat ditulis sebagai berikut

$$a_0 + a_1 |s_1| (\cos\beta + j\sin\beta) = \frac{1}{M} (\cos\theta + j\sin\theta) + \frac{b_1}{M} |s_1| [\cos(\theta + \beta) + j\sin(\theta + \beta)] \dots\dots\dots(3.5)$$

Dengan mengelompokkan bilangan real dan imajiner pada persamaan (3.4) didapatkan hasil sebagai berikut

$$\begin{bmatrix} |s_1| \cos\beta & -\frac{|s_1|}{M} \cos(\theta + \beta) \\ |s_1| \sin\beta & -\frac{|s_1|}{M} \sin(\theta + \beta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_1 \\ b_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\cos\theta}{M} - a_0 \\ \frac{\sin\theta}{M} \end{bmatrix} \dots\dots\dots(3.6)$$

Dengan menyelesaikan persamaan (3.6) untuk nilai a_1 dan b_1 di dapat hasil

$$a_1 = \frac{\sin\beta - a_0 M \sin(\theta + \beta)}{M |s_1| \sin\theta}$$

$$b_1 = \frac{M a_0 \sin\beta + \sin(\theta - \beta)}{-|s_1| \sin\theta} \dots\dots\dots(3.7)$$

Untuk desain dengan menggunakan root locus, maka persyaratan $Gc(s_1)Gp(s_1) = -1$ harus dipenuhi. Dari persyaratan ini dan dengan melihat persamaan 3.2 dan 3.3 maka di dapat

$$\alpha = 1 \quad \gamma = 180^\circ \quad \theta = \gamma - \psi = 180^\circ - \angle Gp(s_1) \dots\dots\dots(3.8)$$

Substitusi persamaan 3.8 ke dalam persamaan 3.7 akan didapat

$$a_1 = \frac{\sin \beta + a_0 |Gp(s_1)| \sin(\beta - \psi)}{|s_1| |Gp(s_1)| \sin \psi}$$

$$b_1 = \frac{\sin(\beta + \psi) + a_0 |Gp(s_1)| \sin \beta}{-|s_1| \sin \psi} \dots \dots \dots (3.9)$$

Bila diberikan gain kompensator a_0 dan fungsi alih plan $Gp(s)$ maka koefisien a_1 dan b_1 pada persamaan 3.9 menghasilkan fungsi alih loop tertutup yang mempunyai pole di $s = s_1$.

Prosedur di atas dapat digunakan untuk desain kompensator PID . Dengan cara yang sama seperti yang dijelaskan secara lengkap pada [Philips, 1988, p.621] dapat diperoleh koefisien pada kompensator PID sebagai berikut

$$K_p = \frac{-\sin(\beta + \psi)}{|Gp(s_1)| \sin \beta} - \frac{2Ki \cos \beta}{|s_1|}$$

$$K_D = \frac{\sin \psi}{|s_1| |Gp(s_1)| \sin \beta} + \frac{Ki}{|s_1|^2} \dots \dots \dots (3.10)$$

3.3 Sensitivitas

Sensitivitas adalah sebuah ukuran ketergantungan karakteristik sistem terhadap perubahan parameter sistem. Sensitivitas diferensial dari fungsi alih loop tertutup T terhadap karakteristik elemen K didefinisikan sebagai

$$S_k^T = \frac{d \ln T}{d \ln K} \dots \dots \dots (3.10)$$

dimana $T = C(s)/R(s)$ [Shinners,1978] .

Definisi sensitivitas yang lebih berarti adalah dengan menulis persamaan 3.10 sebagai berikut

$$S_K^T = \frac{dT/T}{dK/K} \dots\dots\dots (3.11)$$

Persamaan 3.11 memberikan pengertian bahwa perubahan sensitivitas dari T terhadap K adalah prosentase perubahan di dalam T dibagi dengan prosentase perubahan di dalam K yang menyebabkan perubahan T. Definisi ini hanya berlaku untuk perubahan yang kecil. Sensitivitas merupakan fungsi dari frekuensi dan pada sistem yang ideal mempunyai sensitivitas nol untuk perubahan parameter manapun.

3.4 Analisa Kestabilan

Analisa kestabilan yang digunakan dalam perencanaan salah satunya yaitu kriteria kestabilan Routh yaitu digunakan untuk polinomial dengan derajat lebih besar dari dua. Kriteria kestabilan Routh memberitahukan kita bahwa ada akar-akar positif pada persamaan polinomial, tanpa menyelesaikan persamaan tersebut, kriteria ini hanya dapat diterapkan pada polinomial dengan sejumlah terhingga suku-suku. Jika kriteria ini diterapkan pada suatu sistem kontrol, maka informasi mengenai kestabilan mutlak dapat diperoleh pada suatu sistem kontrol.

Prosedur dalam kriteria kestabilan Routh adalah sebagai berikut:

- ♦ Menulis polinomial dalam s sesuai dengan bentuk berikut :

$$a_0s^n + a_1s^{n-1} + \dots + a_{n-1}s + a_n = 0 \dots \dots \dots (3.12)$$

- ♦ dimana koefisien-koefisien tersebut adalah besaran nyata, Kita anggap bahwa $a_0 \neq 0$; sehingga tidak ada akar nol.
- ♦ Jika ada koefisien-koefisien yang berharga nol atau negatif dimana paling tidak terdapat satu koefisien yang berharga positif, maka terdapat satu atau lebih akar khayal atau yang mempunyai bagian nyata positif. Oleh karena itu pada kasus ini, sistem tidak stabil. Jika kita hanya tertarik pada kestabilan mutlak, maka tidak perlu mengikuti prosedur selanjutnya. Ingat bahwa semua koefisien harus positif. Ini merupakan syarat perlu.
- ♦ Jika semua koefisien berharga positif, susunlah koefisien berharga positif, susunlah koefisien polinomial tersebut dalam baris dan kolom sesuai dengan pola berikut:



$$\begin{array}{rcccccc}
 s^n & a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & \dots \\
 s^{n-1} & a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & \dots \\
 s^{n-2} & b_1 & b_2 & b_3 & b_4 & \dots \\
 s^{n-3} & c_1 & c_2 & c_3 & c_4 & \dots \\
 s^{n-4} & d_1 & d_2 & d_3 & d_4 & \dots \\
 \cdot & \cdot & \cdot & & & \\
 \cdot & \cdot & \cdot & & & \\
 s^2 & e_1 & e_2 & & & \\
 s_1 & f_1 & & & & \\
 s^0 & g_1 & & & &
 \end{array}$$

Koefisien-koefisien $b_1, b_2, b_3,$ dan seterusnya, dihitung sebagai berikut :

$$b_1 = \frac{a_1 a_2 - a_0 a_3}{a_1}$$

$$b_2 = \frac{a_1 a_4 - a_0 a_5}{a_1}$$

$$b_3 = \frac{a_1 a_6 - a_0 a_7}{a_1}$$

Perhitungan koefisien b dilanjutkan sampai harga b yang diperoleh kemudian, sama dengan nol. Pola yang sama dari perkalian silang koefisien-koefisien dua baris di atasnya digunakan dalam menghitung koefisien-koefisien c, d, e dan seterusnya, Jadi

$$c_1 = \frac{b_1 a_1 - a_1 b_2}{b_1}$$

$$c_2 = \frac{b_1 a_5 - a_1 b_5}{b_1}$$

$$c_3 = \frac{b_1 a_7 - a_1 b_7}{b_1}$$

.....

$$d_1 = \frac{c_1 b_2 - b_1 c_3}{c_1}$$

$$d_2 = \frac{c_1 b_3 - b_1 c_3}{c_1}$$

Proses ini berlangsung sampai baris ke-n telah diselesaikan. Susunan lengkap dari koefisien adalah berupa segitiga. Perhatikan bahwa dalam membuat susunan tersebut, suatu baris dapat dibagi atau dikalikan dengan suatu bilangan positif untuk menyederhanakan perhitungan numerik berikutnya tanpa mengubah kesimpulan kestabilan.

Kriteria kestabilan Routh menyatakan bahwa banyaknya akar-akar dari persamaan (3.12) yang mempunyai bagian yang positif sama banyaknya dengan banyaknya perubahan tanda dari koefisien pada kolom pertama dari susunan tersebut. Harus diperhatikan bahwa harga eksak dari suku-suku pada kolom pertama tidak perlu diketahui, hanya diperlukan tandanya saja. Syarat perlu dan cukup bahwa akar-akar persamaan (3.12) berada disebelah kiri sumbu khayal bidang s adalah bahwa semua koefisien persamaan (3.12) harus positif dan semua suku pada kolom pertama dari susunan tersebut harus bertanda positif.

BAB IV

PEMBUATAN BLOK DIAGRAM DAN KARAKTERISTIK RESPONS HASIL PERANCANGAN

BAB IV
PEMBUATAN BLOK DIAGRAM DAN KARAKTERISTIK
RESPONS HASIL PERANCANGAN

4.1 Data yang di gunakan

Data yaang di gunakan daalam menyusun tugas akhir ini adalah data tentang motor diesel,data dari perancangan turbocharge dan kompressor,data tentang kumparan solenoid yang akan di gunakan untuk rangkaian aktuator,data tentang sensor putaran poros turbocharge.Dibawaah ini data tersebut akan di tunjukkan.

4.1.1 Data motor diesel

- Type motor diesel : HITACHI B&W 12 L 90 GBE
- Jumlah silinder : 12 silinder
- Piston stroke : 2.180 mm
- Cylinder bore : 900mm
- Maximum continous output (MCO) : 47.520 BHP
- Revolution per minute (RPM) : 97 rpm
- Mean indicated pressure : 14,2 Kg/cm²
- Effective mean pressure : 13,3 Kg/cm²
- Cylinder distance : 1.540 mm
- Spesific fuel consumption (at CSO) : 126,8 gram/bhpjam

4.1.2 Data Solenoid

teknik dari kumparan ini dapat dilihat pada lampiran. Data kumparan tersebut adalah :

- Banyaknya lilitan : 1440 lilitan
- Tahanan total lilitan : 24,6 ohm
- Diameter luar kumparan : 3,15 cm
- Diameter dalam kumparan : 1,11 cm
- Tinggi kumparan : 1,9 cm

4.1.3 Data transduser

Tranduser yang digunakan untuk sensor rpm adalah jenis tachogenerator produksi *SIEMENS Inc.* Gambar teknik dari alat ini dapat dilihat didalam lampiran sedangkan bebarapa data teknisnya adalah sebagai berikut:

- Type : 1 GU 051 Minitacho
- Gain Voltage : 30 Volt per 1000 rpm
- Linearity error : 1 %
- Rpm maksimum : 7500 rpm

4.1.4 Data aktuator hidrolik

- Luas torak pada dashpot : 0,0746 m²
- Massa jenis minyak yang di gunakan : 899 Kg/m³
- Tahanan penghalang pada dashpot : 2/m.det
- Konstanta pegas pada dashpot : 100N/m²

4.1.5 data turbocharge dari hasil perancangan.

a. Kompresor

- *Diameter kompresor (D): 0.84 m
- *Lebar roda kompresor (b): 0.052 m
- *Volume spesifik udara luar (v_s): $0.8524 \text{ m}^3/\text{Kg}$
- *Sudut sudu sisi masuk (α_2): 16°
- * Sudut sisi keluar (β_2): 60°

b. Turbin gas

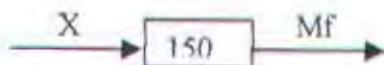
- *Diameter turbin gas (D) = 0.62 m
- *Panjang sudu antar (Nozzle ring)/(L) = 0.042 m
- *Panjang sudu jalan = 0.060 m
- *Jumlah blade = 130 blade
- *Jarak antar sudu jalan = 0.015 m
- *Kecepatan aliran gas buang tiap blade pada saat mcr : $0.074 \text{ m}^3/\text{s}$
- *Luas nozzle ring pada saat mcr : 2.67 cm^2
- *Sudut pengarah nozzle ring (α_1): 20°
- *Sudut aliran gas buang nozzle ring (β_1) = 55°
- *Sudut sisi keluar rotor blade (β_2): 20°
- *Sudut aliran gas buang keluar rotor blade (α_2): 55°

4.2. Pembuatan blok diagram

4.2.1. Diagram blok aliran bahan bakar

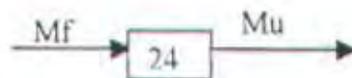
Dari gerak linier fuel rack akan dapat di ketahui berapa banyak bahan bakar yang harus di injeksikan ke silinder engine dari data shop test motor diesel di ketahui bahwa gradien pergeseran fuel rack terhadap aliran massa bahan bakar adalah 150 kg/detm.

Maka dri data tersebut dapat di buat blok diagram sebagai berikut



Gambar 4.1.1 Diagram Blok pergeseran linier fuel rack terhadap aliran bahan bakar

Aliran kecepatan sinyal kecepatan massa bahan bakar akan dapat di ketahui berapa banyak kebutuhan udara untuk pembakaran. Hal ini di tentukan dengan pertimbangan fuel economi, dan emisi gas buang yang di hasilkan. Study yang di lakukan arcumanis Phd, bahwasanya untuk mengurangi NOx dapat di lakukan dengan menentukan rasio udara bahan bakar yang optimal, NOx akan berkurang jika equivalence ratio tidak boleh lebih dari 0.6 (A/F harus lebih besar dari 23.3) pada saat engine mengalami acceleration. Sedangkan study yang di lakukan oleh stefanopoulou anna mengatakan bahwa emisi smoke akan akan meningkat jika perbandingan udara terhadap bahan bakaar drop di bawah 24, oleh karena itu dapat di tentukan perbandingan udara terhadap bahan bakar pada saat engine mengalami acceleration yang optimal adalah 24. Maka dapat di buat diagram blok aliran bahan bakar terhadap udara adalh sebagai berikut:



Gambar 4.1.2 Diagram blok aliran massa bahan bakar terhadap aliran massa udara

Dari sinyal aliran udara ke silinder engine akan dapat di tentukan kecepatan kompressor .hal ini akan dapat di ketahui dari ukuran /spesifikasi dari kompressor itu sendiri rumus rumus yang di gunakan bersumber dari turbin pompa dan kompressor karangan dari Fritz diesel dan di alih bahasakan oleh Sriyono (1992).

U_2 = Kecepatan aksial sisi keluar kompressor

D_2 = Diameter kompressor = 0.84 m

N = Putaran kompressor

B_2 = Lebar impeller = 0.052

τ = Faktor penyempitan karena tebal blade (1.03 – 1.08) = 1.05

v_s = Volume spesifik udara luar $P = 1\text{bar}$ $T = 27^\circ\text{C}$ $v_s = 0.8524 \text{ m}^3/\text{Kg}$

C_{2m} = Kecepatan udara sisi luar tegak lurus keliling impeller

α_2 = Sudut sisi luar udara relatif terhadap $U = 16^\circ$

β_2 = Sudut aliran udara relatif terhadap $U = 60^\circ$

$$M_u = b_2 D_2 \Pi C_{2m} / v_s \cdot \tau$$

$$M_u = (0.052 \times 0.84 \times 3.14) / (0.8524 \times 1.05) C_{2m}$$

$$M_u = 0.153 C_{2m}$$

$$C_{2m} = C_{2u} \text{ Tg } 16 \quad W_{2u} \text{ Tg } 60 = C_{2m}$$

$$U = C_{2u} + W_{2u} \quad U = (C_{2m} / \text{Tg } 16) + (C_{2m} / \text{Tg } 60)$$

$$U = 3.487 C_{2m} + 0.577 C_{2m} \quad U = 4.064 C_{2m}$$

$$U = \pi D_2 N/60 \quad N = 60 U/\pi D_2 = 22.784 U$$

$$\text{Mu} = 0.153N/(4.064 \times 22.748)$$

$$= 1.7 \cdot 10^{-3}N \quad N = 588.23 \text{ Mu}$$

Dari hubungan persamaan N dengan Mu yang telah di temukan dapat di buat blok diagram sebagai berikut:



Gambar 4.2 Diagram blok aliran massa udara terhadap putaran turbocharge

4.2.2 Diagram blok servomotor hidrolik

Dari bab 2 telah ditunjukkan perumusan dinamika servomotor hidrolik dengan aksi proporsional-integral maupun dengan aksi proporsional saja. Servomotor hidrolik dengan aksi PI, persamaan dinamikanya adalah

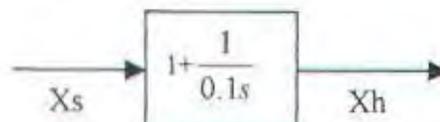
$$\frac{Y(s)}{X(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i} \right)$$

$$\text{dengan } K_p = b/a = 1 \text{ dan } T_i = \frac{RA^2 \rho}{K} = \frac{2 \times 0.0746^2 \times 899}{100} = 0.1$$

Sedangkan servomotor hidrolik dengan aksi proporsional adalah

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = K_p = 1$$

Diagram blok untuk servomotor hidrolik dengan aksi proporsional-integral ditunjukkan pada gambar 4.3.

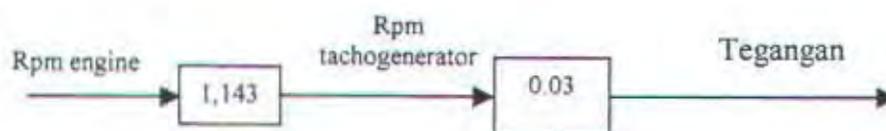


Gambar 4.3 Diagram blok servomotor hidrolik dengan aksi PI

4.2.3 Diagram blok untuk transduser

Diagram blok untuk sensor dengan masukan berupa rpm dan keluaran adalah tegangan ditunjukkan pada gambar 4.4. Gain untuk sensor didapatkan dari spesifikasi tachogenerator type 1 GU 051 Minitacho produksi *SIEMENS Inc* yaitu 30 Volt/1000 rpm atau 0.03 Volt/rpm.

Sedangkan perbandingan kecepatan (gain untuk gear penghubung antara poros turbocharger dengan tachogenerator) ditentukan dengan pertimbangan perbandingan diameter poros turbocharger dengan diameter poros tachogenerator. Diameter poros turbocharger adalah 8 cm sedangkan diameter poros tachogenerator adalah 7 cm sehingga dapat direncanakan gain peningkatan kecepatan pada tachogenerator adalah 1,143.



Gambar 4.4 Diagram blok untuk sensor

4.2.4 Diagram blok untuk rangkaian solenoid magnet

Solenoid magnet adalah alat untuk menggerakkan *pilot valve* pada rangkaian servomotor hidrolis. Alat ini memanipulasi sinyal arus listrik menjadi pergeseran linear plunyer. Berdasarkan spesifikasi data yang ada maka dapat ditentukan parameter-parameter berikut ini :

$$a = 2 \text{ cm} \quad h = 2 \text{ cm} \quad d = 1 \text{ cm} \quad t = 0.05 \text{ cm}$$

simbol - simbol ukuran di atas adalah mengacu pada gambar 2.5. Besaran-besaran yang lain ditentukan berdasarkan data tipikal magnet solenoida pada [Fritzgerald,

1990] yaitu konstanta pegas yang digunakan sebesar 625 N/m^2 plunyer diam pada $x=0.25 \text{ cm}$ dan tegangan yang diberikan pada kumparan mempunyai harga diam sebesar 10 Volt . Dari data-data di atas dapat dihitung harga-harga konstanta pada dinamika magnet solenoida (persamaan 2.14 sampai dengan persamaan 2.20).

$$I_o = \frac{V_o}{R_{coil}} = \frac{10}{24.6} = 0.41 A$$

$$L' = \frac{\mu_o \pi a d N^2}{l} = \frac{4\pi \times 10^{-7} \pi 0.02 \times 0.02 \times 1440^2}{5 \times 10^{-4}} = 3.27$$

$$L_o = \frac{L' X_o}{(a + X_o)} = \frac{3.27 \times 0.0025}{(0.02 + 0.0025)} = 0.36$$

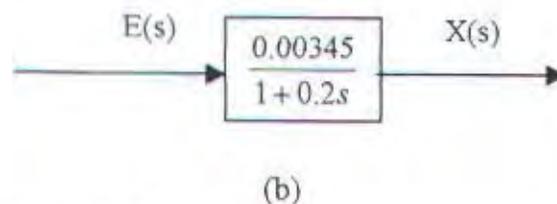
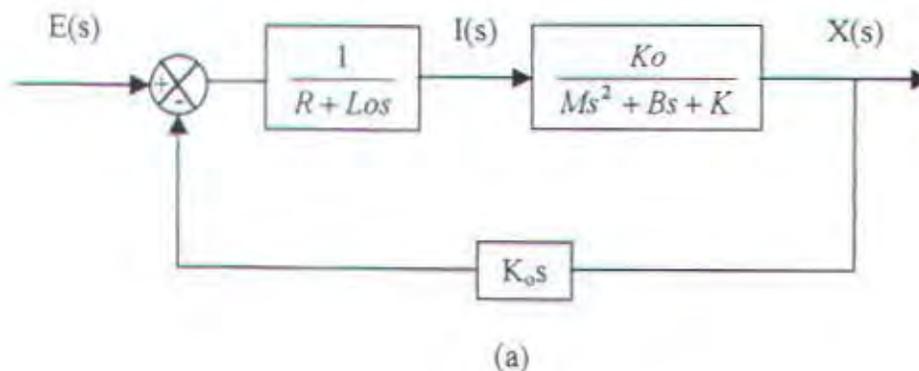
$L_o \ll R$ sehingga L_o bisa diabaikan

$$K_o = \frac{L' a I_o}{(a + X_o)^2} = \frac{3.27 \times 0.02 \times 0.41}{(0.02 + 0.0025)^2} = 52.97$$

Sehingga perumusan dinamika solenoida magnet dengan menganggap tegangan sebagai besaran input dan displacemen plunyer sebagai keluarannya adalah

$$\frac{X(s)}{E(s)} = \frac{K_o}{RK + K_o^2 s} = \frac{52.97}{24.6 \times 625 + 52.97^2 s} = \frac{0.00345}{1 + 0.2s}$$

Diagram blok untuk solenoid magnet sebagai penggerak *pilot valve* pada servomotor hidrolis ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar 4.5 Diagram blok solenoid

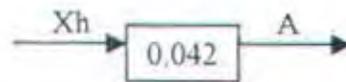
(a) Diagram blok secara lengkap.(b)diagram blok setelah menganggap bahwa dinamika magnet solenoid dapat didekati oleh sistem orde satu.

4.2.5 Diagram blok Dinamika turbocharger

Diagram blok turbocharger dengan gerakan linier aktuator sebagai inputnya. Gerakan linier aktuator merupakan sinyal masukan untuk merealisasikan flow area dari nozzle ring yang sesuai untuk mendapatkan putaran turbocharge yang di kehendaki supaya di dapat rasio udara bahan bakar yang optimal. Dari spesifikasi nozzle ring yang telah di rancang dengan L (panjang blade stator) = 0.042 m. Sedangkan luasan nozzle ring adalah merupakan fungsi dari gerakan aktuator dna panjang blade stator yaitu:

$$A = L X$$

$$= 0.042 X$$



Gambar 4.6 Diagram blok servo motor hidrolis terhadap luasan turbocharge

Putaran turbocharge adalah merupakan fungsi dari luasan nozzle ring dan debit aliran gas buang.

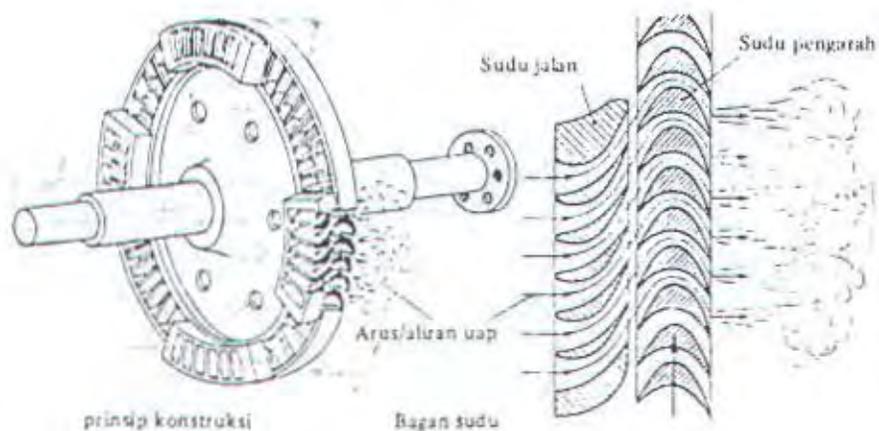
$$N = f(A, Q)$$

$$N = C_1 Q - C_2 A$$

$$C_1 = \Delta N / \Delta Q|_A \quad C_2 = \Delta N / \Delta A|_Q$$

Daari data spesifikasi turbocharge di ketahui:

$$\alpha_1 = 20^\circ \quad \beta_1 = 55^\circ \quad \alpha_2 = 20^\circ \quad \beta_2 = 55^\circ \quad D = 0.62$$



Gambar 4.7 Gambar sistem pisik aliran gas buang pada turbocharge

$$C_{1u} = C_1 \cos(\alpha_1) = C_1 \cos 20$$

$$W_{1u} = W_1 \cos(\beta_1) = W_1 \cos 55$$

$$C_{2m} = C_1 \sin(\alpha_1) = C_1 \sin 20$$

$$C_{2m} = W_1 \sin(\beta_1) = W_1 \sin 55$$

$$C_1 \sin 20 = W_1 \sin 55$$

$$W_1 = C_1 \sin 20 / \sin 55$$

$$U = C_{1u} - W_{1u} = C_1 \cos 20 - (C_1 \sin 20 / \sin 55) \cos 55$$

$$= 0.7C_1$$

$$U = \pi D N/60 \quad 0.7C_1 = (3.14 \times 0.62)N/60$$

$$Q = A C_1 \quad C_1 = Q/A$$

$$Q/A = 0.04635N \quad N = 21.6 Q/A$$

$$C_1 = \Delta N/\Delta Q|_A = 21.6/A|_A \quad A = 2.67 \cdot 10^{-4} \quad C_1 = 81.000$$

$$C_2 = \Delta N/\Delta A|_Q = -21.6 Q/A^2|_Q \quad Q = 0.099 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$C_2 = -2.14/A^2$$

$$N = 108000.Q - 2.14/A$$

Karena N terhadap A merupakan fungsi non linier maka harus di linierisasi supaya membentuk fungsi linier. Dari Kaatsuhiko Ogata metode linierisasi fungsi adalah:

$N = f(A)$ maka linierisasi fungsinya adalah

$$N = N_{\text{bar}} + K(A - A_{\text{bar}})$$

$$N_{\text{bar}} = f(A_{\text{bar}}) \quad K = \Delta N/\Delta A|_{A=A_{\text{bar}}}$$

$$N_{\text{bar}} = -2.14/2.67 \cdot 10^{-4} = -8000 \quad K = 2.14/A^2, A = 2.67 \cdot 10^{-4}$$

$$K = 0.3 \cdot 10^8$$

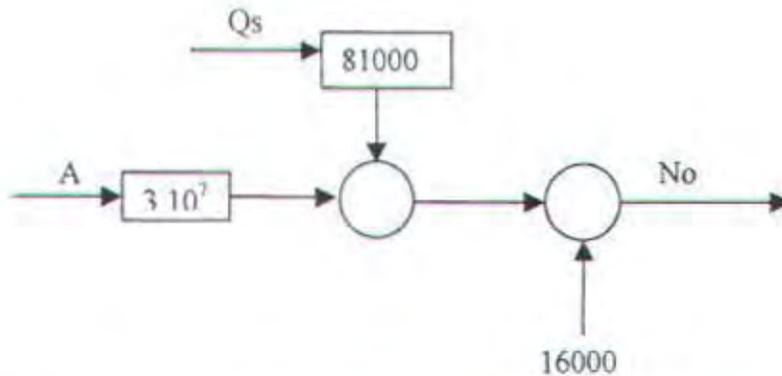
$$N = N_{\text{bar}} + K(A - A_{\text{bar}})$$

$$= -8000 + 0.3 \cdot 10^7(A - 2.10^{-4}) = -16000 + 3.10^7 A$$

maka persamaan untuk N terhadap A dan Q adalah:

$$N = 81000Q + 3.10^7 A - 16000$$

Dari persamaan tersebut dapat di buat blok diagram sebagai berikut:

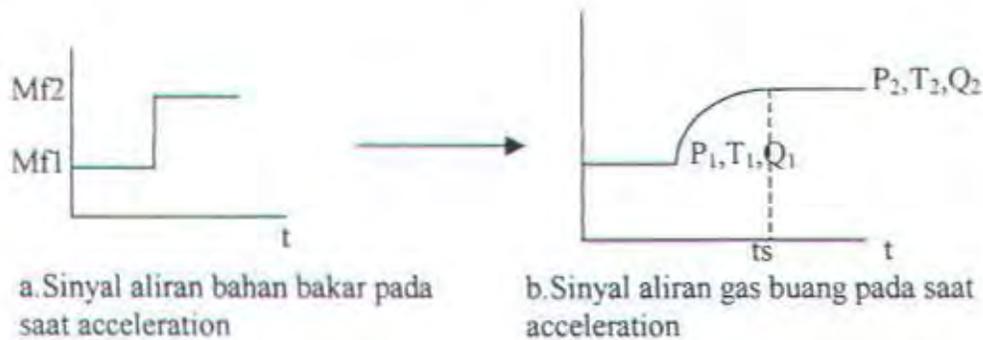


Gambar 4.8 Diagram blok karakteristik dinamis turbocharge

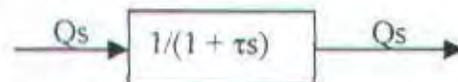
Karena Debet aliran gas buang adalah merupakan fungsi dari aliran massa udara suhu dan tekanan dari gas buang itu sendiri, maka persamaan debit gas buang tersebut dapat di tuliskan sebagai berikut:

$$Q = f(\mu, T, P) \quad Q = \mu \times V_s \quad V_s = \text{volume spesifik}$$

Sedangkan volume spesifik adalah merupakan fungsi suhu dan temperatur gas buang. Pada saat acceleration debit aliran gas buang berubah secara perlahan lahan seiring dengan perubahan suhu dan tekanan gas buang tersebut. Selang waktu perubahan suhu dan tekanan pada gas buang tersebut sangat di pengaruhi oleh perbedaan manuver (acceleration) yang di lakukan pada motor diesel. Selang waktu perubahan suhu dan tekanan gas buang untuk mencapai steady state akan dapat menyebabkan turbo lag pada turbin gas, yang hal ini berakibat pada kelambatan kompressor untuk menyuplai udara yang optimal ke silinder engine. Bahan yang di injeksikan yang di injeksikan ke silinder merupakan sinyal **step** input sedangkan output keluaran gas buang dari silinder engine merupakan sinyal orde satu karena berubah secara perlahan lahan. Hal ini dapat di gambarkan sebagai berikut:



Blok diagram untuk Perubahan aliran volume dari gas buang dapat di buat blok diagramnya sebagai berikut :



Gambar 4.9 Diagram blok perubahan aliran sinyal bahan bakar

Setling time (τ_s) ini akan berubah seiring dengan berubahnya terjadinya acceleration, sehingga input bahan bakar step input akan berubah menjadi keluaran sinyal orde satu pada gas buang. Dari grafik keadaan gas buang setelah keluar dari silinder engine (sebelum masuk ke turbocharge) di ketahui sebagai berikut:

Tabel 4.1 Tabel aliran bahan bakar dan udara yang masuk pada silinder

LOAD	BHP	FOC gr/bhphr	FOC kg/det	aliran massa udara(kg/det)	suhu (C)	tekanan (bar)	volume spes	debit udara(m3/s)
100%	47520	128	1.6896	13.5168	300	1.8	0.9136	12.863723
90%	42768	127	1.5088	12.07008	290	1.65	0.9793	12.312472
80%	38016	127	1.3411	10.72896	280	1.5	1.0581	11.825028
70%	33264	126	1.1642	9.31392	270	1.3	1.1988	11.630534
60%	28512	126	0.9979	7.98336	265	1.15	1.3427	11.165568

Untuk menentukan besarnya volume spesifik dapat di gunakan persamaan gas

ideal yaitu: $v_s = R_i \times T/P$

R_i = Konstanta gas yang di pengaruhi oleh berat molekul zat untuk udara = 287

T = Suhu gas buang sebelum masuk turbocharge (setelah keluar engine)

P = Tekanan gas buang sebelum masuk turbocharge (setelah keluar engine)

Debit/aliran volume dari gas buang di tentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

Q_s = aliran massa gas buang setelah keluar engine x volume spesifik.

Dalam menyelesaikan blok diagram turbocharge terlebih dahulu kita harus mengetahui hubungan antara aliran massa udara terhadap debit/aliran volume gas buang.

Dari data keadaan gas buang di ketahui :

Tabel 4.2 Tabel aliran udara dan gas buang yang masuk ke turbocharge

aliran udara (kg/s)	debit gas buang (m ³ /s)
13.52	12.86
12.07	12.31
10.73	11.83
9.31	11.63
7.98	11.17

untuk menentukan persamaan antara aliran udara terhadap debit gas buang dapat di cari dengan menggunakan linierisasi persamaan yaitu:

$$I = 5$$

$$f(a,b) = \sum_{i=1}^I (\Psi_i - aX_i - b)^2 \dots \dots \dots (\text{matematika II halaman 16})$$

$$= (13,52 - 12,86a - b)^2 + (12,07 - 12,31a - b)^2 + (10,73 - 11,83a - b)^2 + ($$

$$9,31 - 11,63a - b)^2 + (7,98 - 11,17a - b)^2$$

$$= 594 + b^2 + 717a^2 - 1294a - 107b + 120ab.$$

$$\Delta f / \Delta a = 0 \quad 1434a - 1294 + 120b = 0$$

$$\Delta f / \Delta b = 0 \quad 2b - 107 + 120a = 0$$

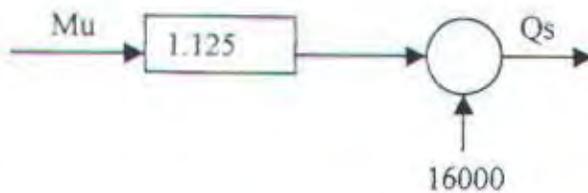
Kedua persamaan di selesaikan dengan eliminasi di dapatkan:

$$A = 0.889 \quad b = 0.157$$

Maka hubungan antara aliran massa udara terhadap aliran volume gas buang adalah :

$$Mu = 0.889 Qs + 0.157 \quad \text{atau} \quad Qs = 1.125Mu - 0.176$$

Dari persamaan tersebut blok diagram antara aliran massa udara terhadap aliran volume gas buang adalah sebagai berikut :



Gambar 4.10 Diagram blok karakteristik aliran gas buang keluar dari silinder

4.3. Analisa sistem kontrol loop tertutup tanpa kompensator

4.3.1. Servo hidrolik dengan aksi proporsional intergral

Dari pasal 4.2.5 telah di gambarkan blok diagram dari sistem kontrol balde stator turbocharge secara menyeluruh dengan cara menggabungkan blok diagram dari tiap peralatan yang menyusun system kontrol turbocharge. Penyerdehanaan dari blok diagram tersebut adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} G_1 &= (1.125 - 0.176) \times (1/(1 + \tau s)) \times (81000/588) \\ &= 130.7/(1 + \tau s) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_2 &= 0.00345 \times (0.1s + 1) \times 0.042 \times 3 \times 10^7 / (0.1s(0.2s + 1)) \\ &= 4.347 \times 10^4 (0.1s + 1) / (s(0.2s + 1)) \end{aligned}$$

$$G_3 = G_1 + G_2 + 0.034$$

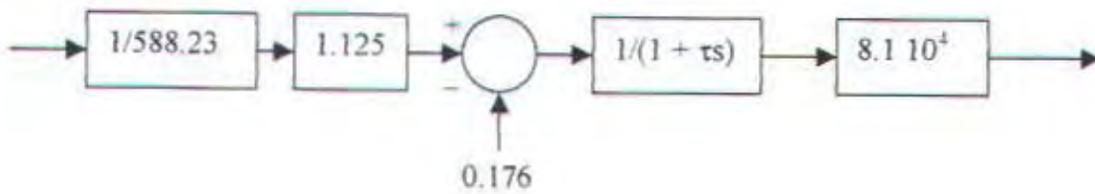
$$G_4 = G_3 - 16000$$

$$Tf = G_4 / (1 + 0.034G_4)$$

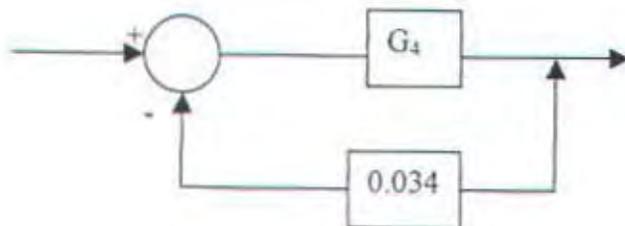
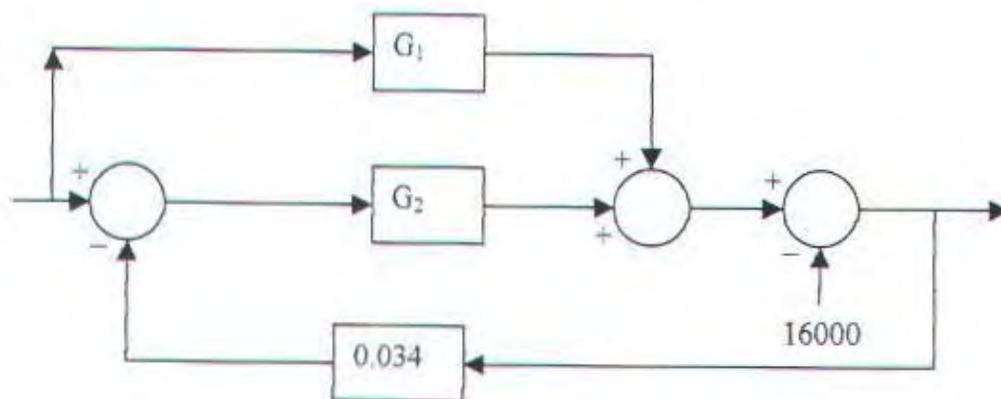
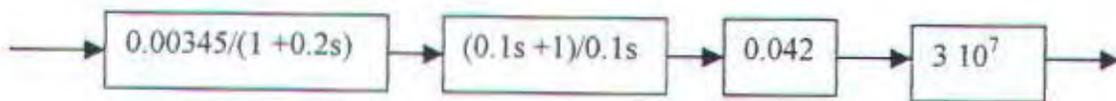
Di asumsikan bahwa waktu perubahan gas buang untuk mencapai keadaan steady state (t_s) adalah 60s, untuk sistem orde satu dapat di dekati dengan persamaan $t_s = 4\tau$, maka time konstannya adalah 15s. Dengan demikian di dapat kan Tf sebagai berikut:

$$Tf = (-4800s^3 - 17792.4s^2 + 64053s + 4347) / (-163s^3 - 603.4s^2 + 2178s + 147.8)$$

Blok diagram G_1



Blok diagram G_2



Gambar 4.11 Diagram blok penyederhanaan Gambar sistem pengendalian turbocharge

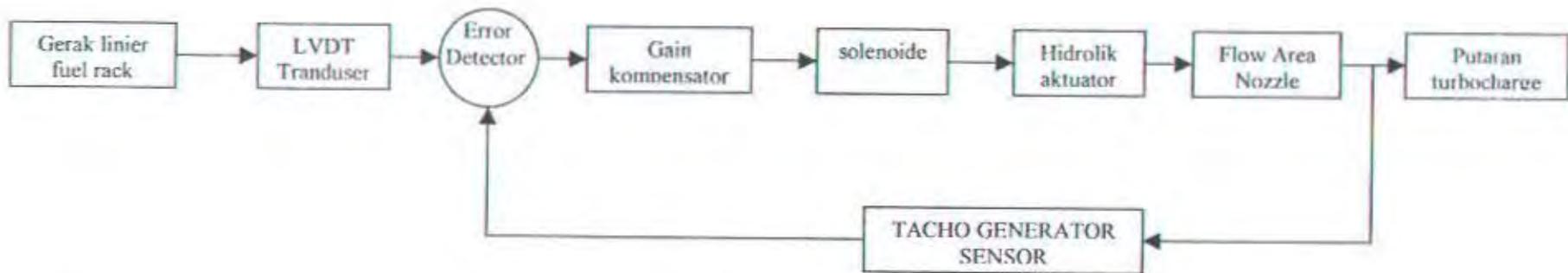


DIAGRAM FISIK BLADE STATOR TURBOCHARGE

harapkan. Dari spesifikasi desain di tentukan osilasi repons transient berlebihan harus di tekan sekecil mungkin, maka harga ξ di pilih sebesar 0.707 karena pada harga ini respons orde dua standar yang akan di rencanakan menjadi renspon dominant sistem orde satu yang mempunyai overshoot kurang dari 5%. Setling time di dekati dengan rumus $T_s = 4/\xi\omega_n$. Letak kutub yang sesuai dengan spesifikasi oveshoot dan setling time di rencanakan sebagai berikut:

$$S = -\xi\omega_n + j\omega_n(1 - \xi^2)^{1/2}$$

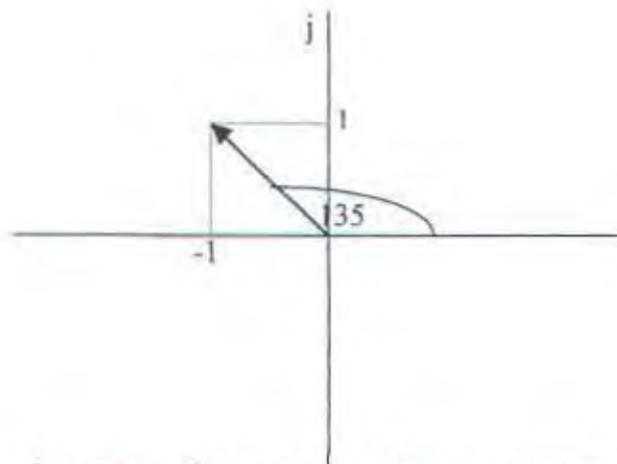
$$S = -1 + j = \sqrt{2} e^{135j}$$

◆ Penentuan parameter perencanaan kompensator

Gain forward performance dari system tanpa kompensator pada saat setling time 60s adalah:

$$G_p(s) = (-4800s^3 - 17792.4s^2 + 64053s + 4347)/(-163s^3 - 603.4s^2 + 2178s + 147.8)$$

Di rencanakan letak kutub dominan dari system kontrol adalah $-1 + j$, untuk mendapatkan over shoot kurang dari 5%. Letak kutub dominan dalam sudt adalah $2^{1/2} e^{135j}$.



$$G_p(s) = (-4800s^3 - 17792.4s^2 + 64053s + 4347)/(-163s^3 - 603.4s^2 + 2178s + 147.8)$$

$$= (-4800(2^{1/2}e^{135j})^3 - 17792.4(2^{1/2}e^{135j})^2 + 64053(2^{1/2}e^{135j}) + 4347)/$$

$$\begin{aligned}
 & (-163(2^{1/2}e^{135})^3 - 603.4(2^{1/2}e^{135})^2 + 2178(2^{1/2}e^{135}) + 147.8) \\
 &= (-54306e^{405} - 140434e^{270} + 367226e^{135} + 4347) / \\
 & \quad (-1843e^{405} - 4762.74e^{270} + 12485e^{135} + 147.8) \\
 &= (-293671 + 235302j) / (-9983 + 12288j) \\
 &= (3.76 \cdot 10^5 e^{141.3j}) / (1.58 \cdot 10^4 e^{129}) = 23.8e^{12j}
 \end{aligned}$$

$$\beta = 135 \quad \Psi = 12$$

Dalam bab III perencanaan parameter kompensator dalam menghitung Kp dan Kd adalah merupakan fungsi Ki, sehingga untuk mensimulasi system kontrol adalah dengan mensimulasi Ki.

$$\begin{aligned}
 K_p &= (-\sin(\beta + \Psi) / |G_p(s1)| \sin\beta) - (2K_i \cos\beta / |s1|) \\
 &= (-\sin(135 + 12) / 23.8 \sin 135) - (2K_i \cos 135 / 2^{1/2}) \\
 &= K_i - 0.032
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_d &= (\sin\Psi / |s1| |G_p(s1)| \sin\beta) + (K_i / |s1|^2) \\
 &= \sin 12 / (2^{1/2} \cdot 23.8 \sin 135) + K_i / 2 \\
 &= K_i / 2 + 8.74 \cdot 10^{-3}
 \end{aligned}$$

4.5 Karakteristik respons hasil perancangan

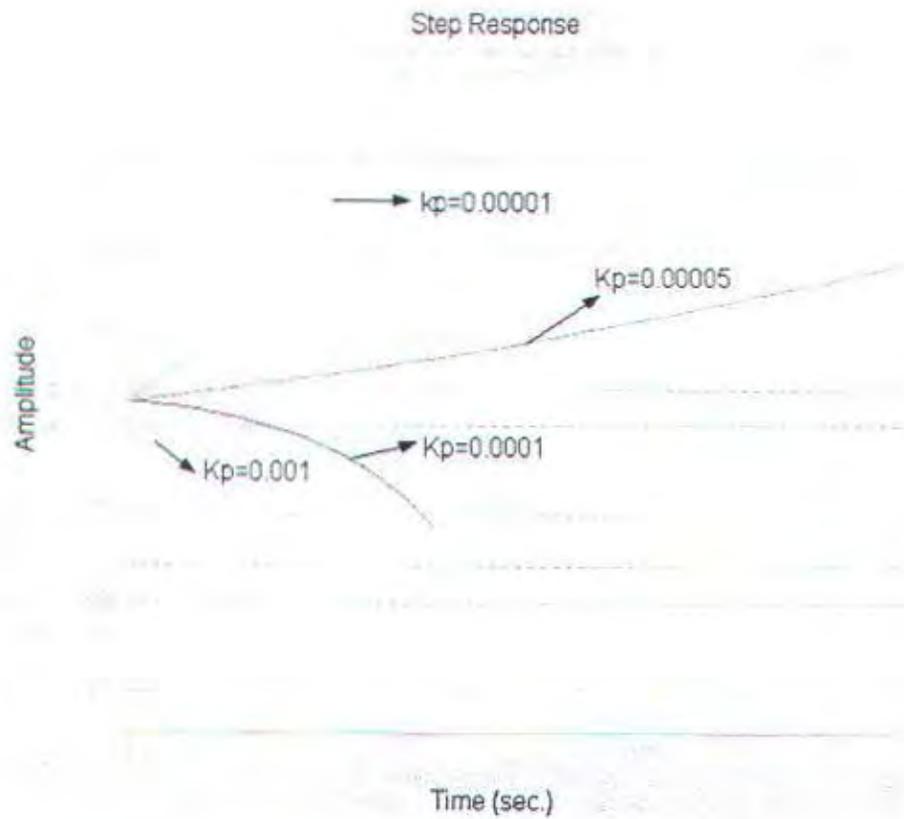
➤ Sistem dengan gain kompensator

Transfer function untuk sistem dengan kompensator K_p adalah

$$T_f = \frac{(-4800s^3 + (-24318 + 6520.5K_p)s^2 + (-1587 + 434.7K_p)s + 4347K_p)}{0.034(-4800s^3 + (-24318 + 6520.5K_p)s^2 + (-1587 + 434.7K_p)s + 4347K_p) + 0.3}$$

Pertama kita akan menentukan apakah dengan gain kompensator sistem akan dapat memenuhi gain spesifikasi desain yang telah ditetapkan di atas. Dengan memeriksa grafik root locus, sistem dengan hanya menerapkan gain kompensator ternyata tidak dapat memenuhi desain spesifikasi yang diinginkan karena salah satu akarnya ada pada sumbu axis positif, sehingga repons sistem tidak stabil.

Dari hasil simulasi matlab seperti tertera pada gambar di bawah semakin kecil harga penguatan lonjakan akan menjadi tak terhingga dengan semakin bertambahnya waktu sehingga spesifikasi desain tidak dapat terpenuhi.



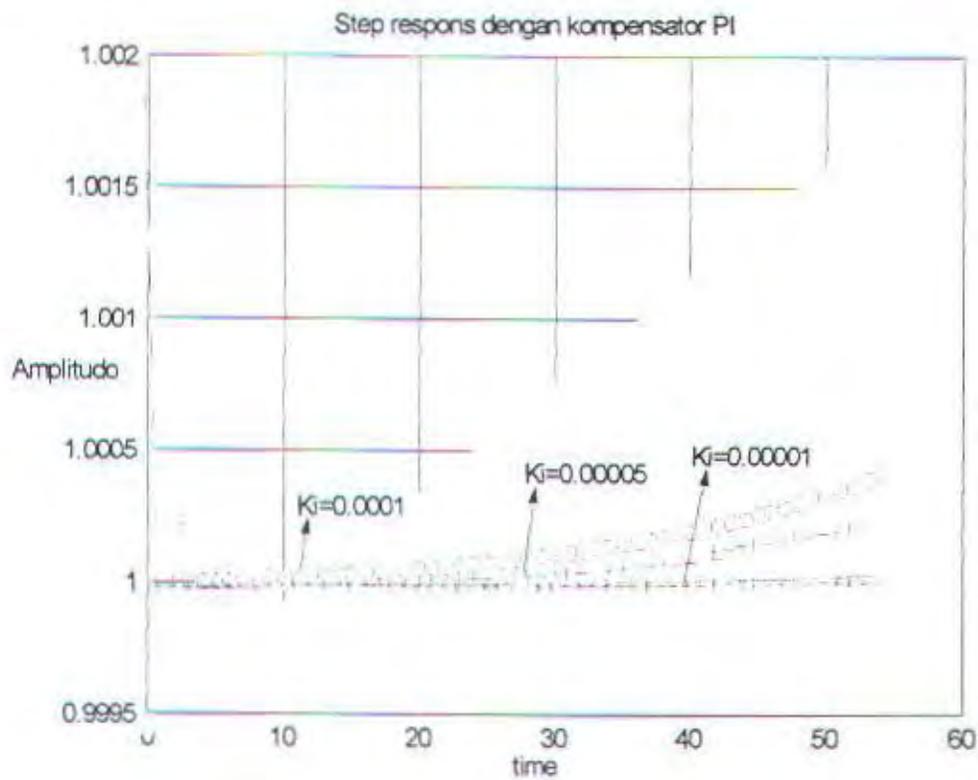
Gambar 4.12 Respons sistem dengan menggunakan kompensator Proporsional

➤ Sistem dengan kompensator PI

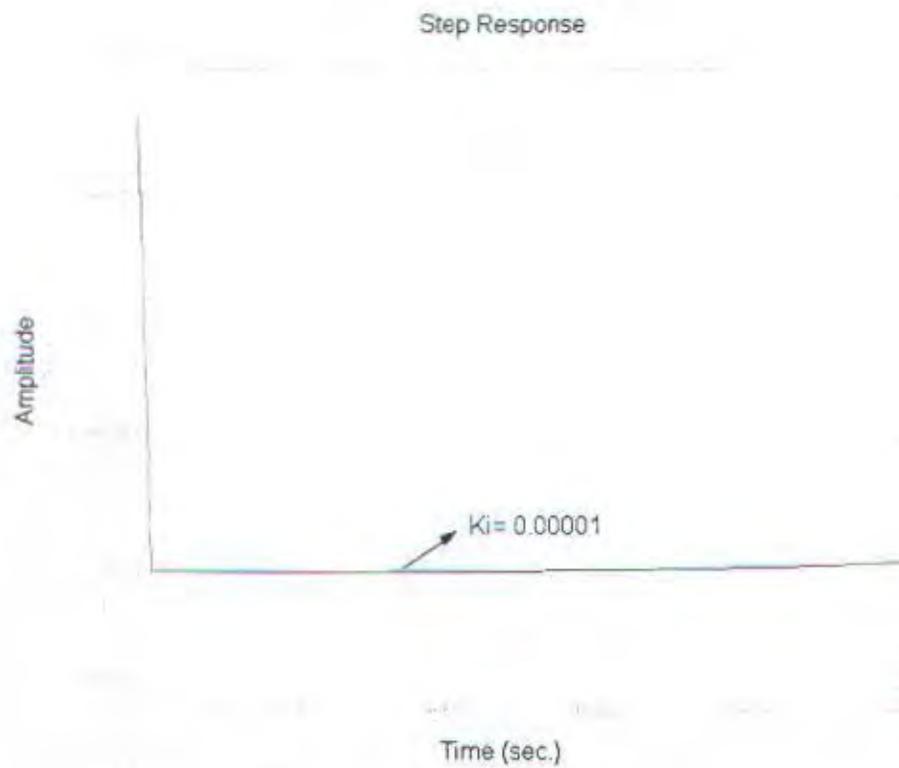
Transfer fungsi pada sistem kontrol menggunakan kompensator PI adalah:

Tf=

$$\frac{(-4800s^4 + (-24318 + 6520.5Ka)s^3 + (-1587 + 65639.7Ka + 6520.5Kb)s^2 + (4347Ka + 65639.7Kb)s + 4347Kb)}{(-162.9s^4 + (-828.3 + 221.7Ka)s^3 + (-53.958 + 2231.7Ka + 221.7Kb)s^2 + (147.8Ka - 2231.7b)s + 147.8Kb)}$$



Gambar 4.13 Grafik step respons sistem kontrol dengan menggunakan kompensator proporsional integral

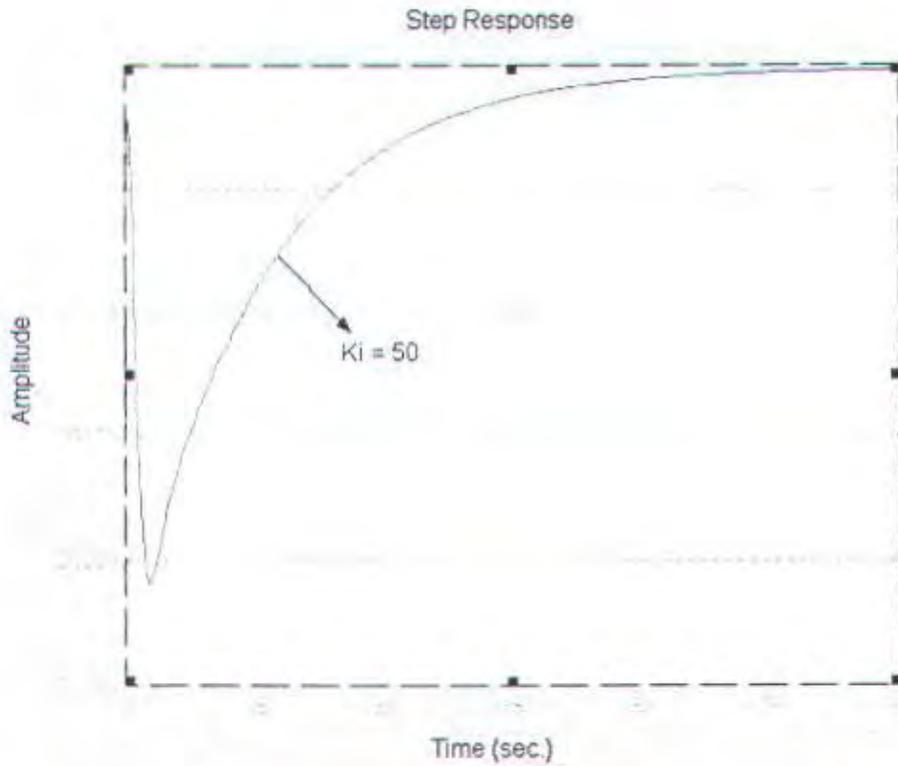


Gambar 4.14 Grafik respons sistem kontrol pada kompensator proporsional integral pada $K_i = 0.00001$

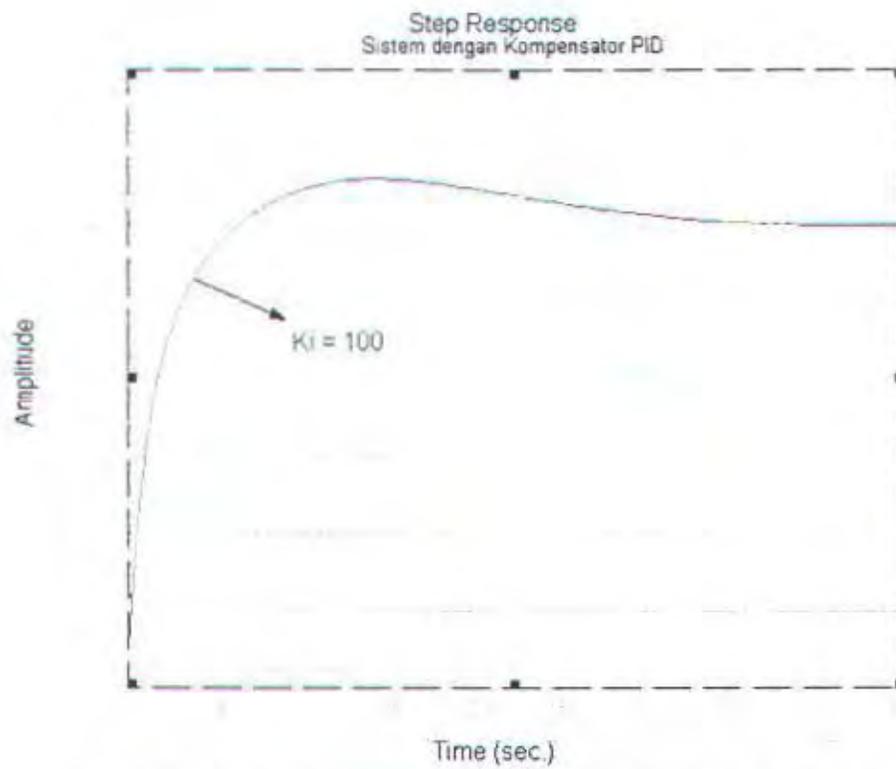
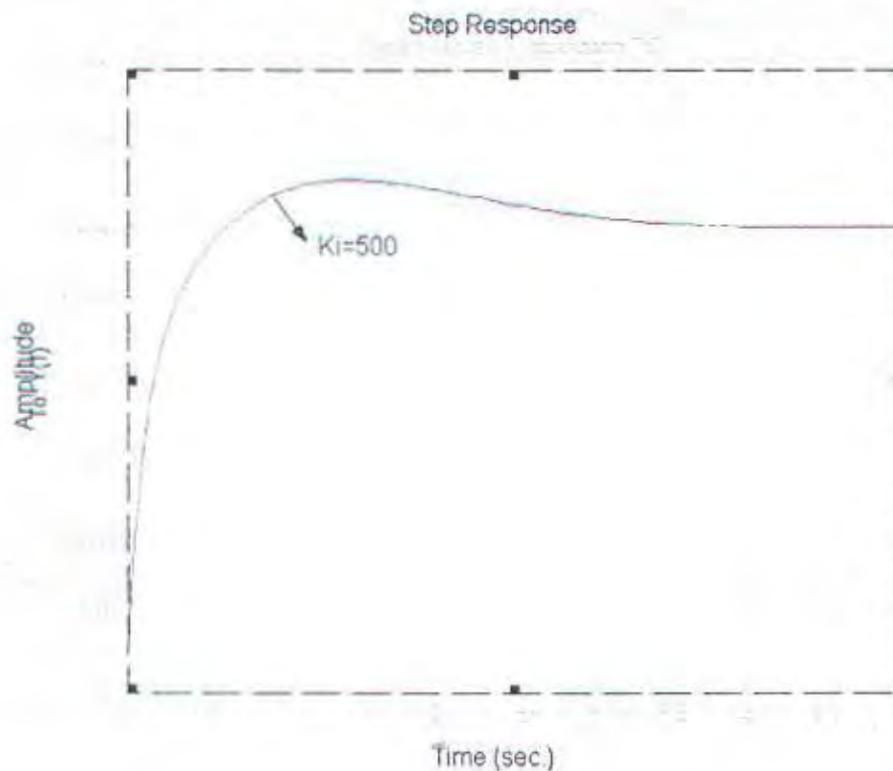
➤ Sistem dengan kompensator PID

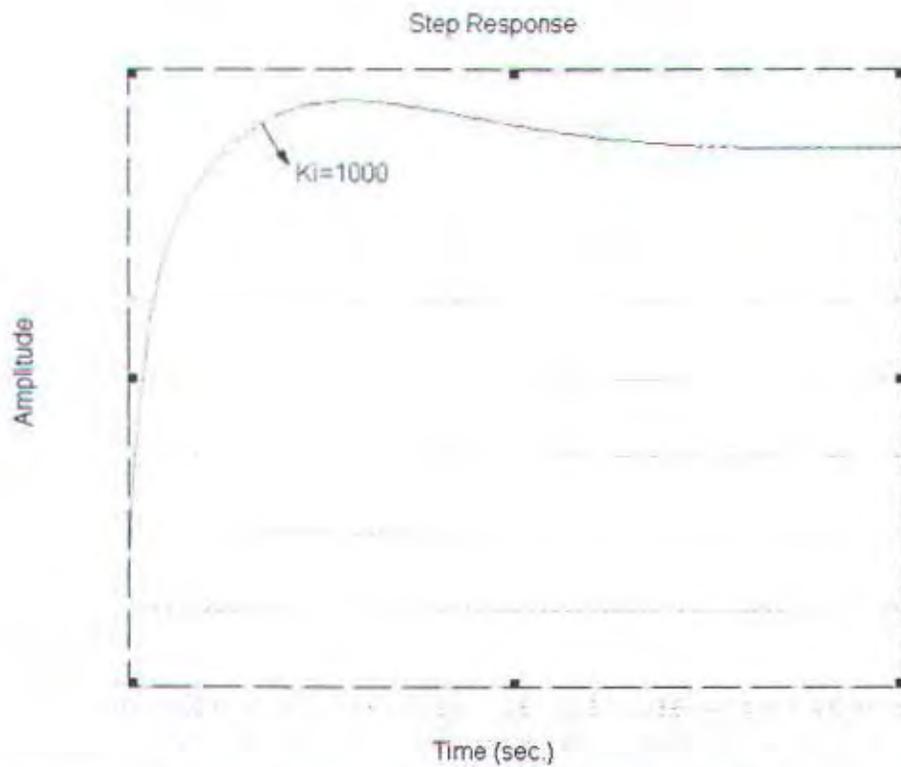
Tf=

$$\frac{(-4800 - 6520.5Kd)s^4 + (-24318 + 6520.565639.7Kc)s^3 + (-1587 - 65639.7Ka + 4347Kd - 6520.5Kc)s^2 + (4347Ka - 65639.7Kc)s + 4347Kc}{(-162.9 - 221.7Kd)s^4 + (-828.3 + 221.7Ka + 2231.7Kc)s^3 + (-53.958 - 2231.7Ka - 147.8Kd - 221.7Kc)s^2 + (147.8Ka - 2231.7Kc)s + 147.8Kc}$$

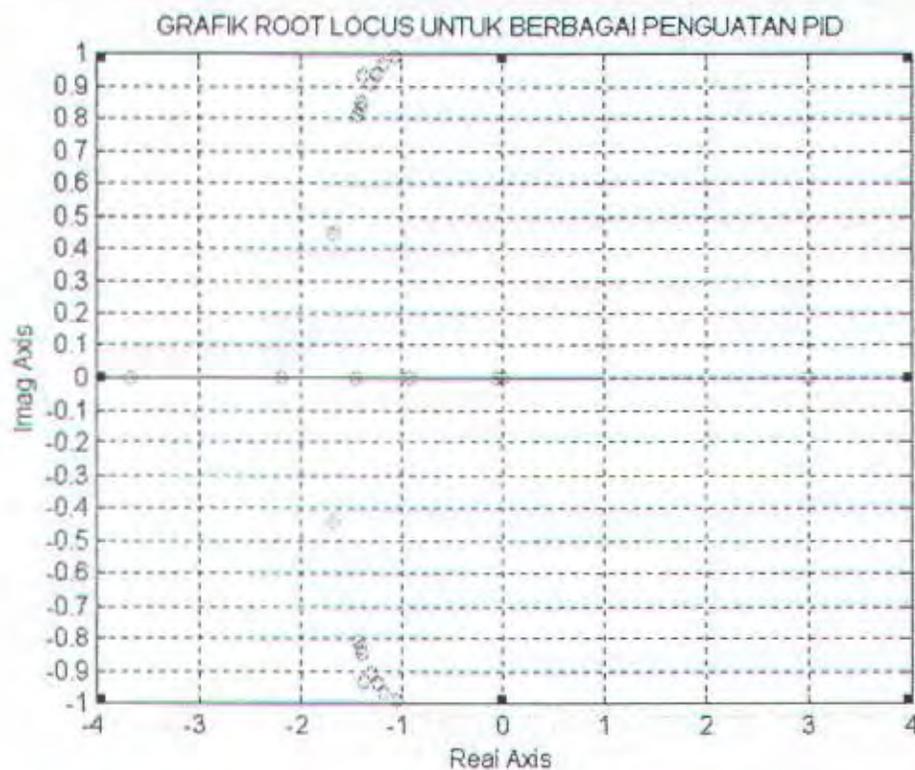


Gambar 4.15 Grafik respons sistem kontrol dengan kompensator PID pada Ki = 50

Gambar 4.16 Grafik respons sistem kontrol PID pada $K_i=100$ Gambar 4.17 Grafik respons sistem kompensator PID $K_i=500$



Gambar 4.18 Grafik respons sistem kompensator PID pada $K_i = 1000$



Gambar 4.19 Grafik root locus dengan kompensator PID pada berbagai penguatan

Tabel 4.3 Tabel Hasil Simulasi Respons Transient Sistem pengendalian Turbocharge untuk berbagai jenis penguatan

Penguatan proporsional(Kp)			
Gain	Ts(sec)	Mp(%)	Letak kutub
Kp=0.1	0	0	0.2656, -0.0665, -5.1293
Kp=0.001	0	0	0.273, -0.0662, -5.0137
Kp=0.0001	0	~	0.0003, -0.0661, -5.0003
Kp=0.00005	0	~	0.0001, -0.0661, -5.0002
Kp=0.00001	0	~	0.0000, -0.0661, -5.0001
Penguatan Proporsional Integral (PI)			
Gain	Ts(sec)	Mp(%)	Letak kutub
Ki=0.0001	2	~	0.0214, -0.0671, -0.1280, -4.9456
Ki=0.00005	2	~	0.0012, -0.0675, -0.1098, -4.9445
Ki=0.00001	2	0.2	0.0002, -0.0675, -0.1089, -4.9445
Ki=0.000005	2	0.2	0.0001, -0.0675, -0.1088, -4.9445
Ki=0.000001	2	0.2	0.0000, -0.0675, -0.1087, -4.9445
Penguatan proporsional integral differensial (PID)			
Gain	Ts(sec)	Mp(%)	Letak kutub
Ki=1		0	13.1153, -2.0811, -1.6670, -0.0001
Ki=2		0	(-28.9493, -1.3933 +- 0.8508j, -0.0667)
Ki=10		0	(-0.006671, -1.00671+-0.9917j, -11.0677)
Ki=20		0	(-10.4875, -1.0325+-0.9971j, -0.0667)
Ki=50	90	0	(-10.1853, -1.0128+-0.9991j, -0.0667)
Ki=100	3.6	0	(-10.0911, -1.0064+-0.9995j, -0.0667)
Ki=500	3.5	0	(-10.018, -1.0013+-0.9999j, -0.0667)

BAB V

ANALISA DAN PEMBAHASAN

BAB V

ANALISA DAN PEMBAHASAN

5.1. Pemilihan kompensator

Dalam pemilihan kompensator, terlebih dahulu harus ditentukan spesifikasi desain yang dikehendaki. Pada bab IV telah disebutkan bahwa spesifikasi desain yang diinginkan adalah sistem harus mempunyai over shoot kurang dari 5% dan setling time-nya harus dibuat sekecil-kecilnya. Dengan setling time yang kecil maka emisi gas buang terutama smoke dan NOx akan dapat direduksi menjadi lebih kecil, kedua spesifikasi desain ini hanya dapat diraih oleh kompensator PID. Sedangkan untuk sistem dengan penggunaan kompensator P dan PI tidak dapat di gunakan. Hal ini di sebabkan karena kedua kompensator tersebut tidak dapat memenuhi spesifikasi desain yang di inginkan.

Beberapa alasan mengapa kedua kompensator tersebut tidak dapat di gunakan adalah:

- Pada tabel letak kutub untuk kompensator Kp salah satu polenya bernilai positif, semakin di perbesar nilai Kp sistem menjadi tidak stabil karena makin berada di sebelah kana sumbu imajiner, pada Kp berapapun sistem dengan penggunaan kompensator Kp tidak pernah mencapai daerah kestabilan.
- Hasil simulasi grafik dengan kompensator Kp di dapatkan bahwa dengan bertambahnya waktu maka respons sistem akan menjadi semakin besar untuk $K_p 0.00005$ dan 0.00001 , sedangkan untuk $K_p 0.0001$ respons sistem akan semakin menurun, ini berarti sinyal keluaran dari alat kontrol akan melebihi

dari sinyal referensi pada K_p 0.00005 ke bawah dan akan semakin menurun untuk K_p lebih besar dari 0.0001. Jika sinyal keluaran alat kontrol melebihi titik referensi maka titik rasio udara dan bahan bakar akan bergeser dari titik referensi. Karena sinyal keluaran dari alat kontrol lebih besar dari sinyal input pada K_p lebih kecil dari 0.00005, maka titik rasio udara terhadap bahan bakar akan semakin besar dengan bertambahnya waktu. Dalam hal ini titik rasio udara terhadap bahan bakar tidak pernah mencapai titik referensi karena error steady state nya semakin besar. Sedangkan pada K_p lebih besar 0.0001 sinyal output akan semakin menurun yang berarti titik rasio udara bahan bakar akan semakin kecil.

- Pada sistem dengan penggunaan kompensator PI salah satu polernya terletak pada sebelah kanan sumbu imajiner, sehingga hal ini akan menyebabkan sistem menjadi tidak stabil. Semakin besar harga K_i sistem menjadi semakin tidak stabil karena steady state errornya semakin besar. Untuk sistem dengan penggunaan kompensator PI letak polenya tidak melewati letak pole yang telah di rencanakan yaitu $-1 \pm j$. Letak pole pada penggunaan kompensator PI tidak pernah mencapai daerah kestabilan, karena letak pole pada K_i yang semakin kecil adalah nol sedangkan pada K_i yang semakin besar letak polenya makin berada pada sebelah kanan sumbu imajiner.
- Hasil simulasi dengan penggunaan kompensator PI menunjukkan bahwa untuk K_i yang lebih besar 0.00001 steady state errornya akan semakin besar, dengan demikian dapat di simpulkan bahwa titik rasio udara terhadap bahan bakar yang keluar dari sinyal output dari alat kontrol akan menjadi

semakin besar dari titik refferensi yang di kehendaki. Sedangkan untuk K_i yang lebih kecil dari 0.00001 maka output dari sinyal kontrol dapat mencapai steady state setelah dua detik dan overshootnya 0.2% pada saat permulaan acceleration. Pada kompensator jenis PI dengan K_i 0.00001 ini tidak dapat di gunakan karena semakin bertambahnya waktu steady state errornya akan semakin besar.

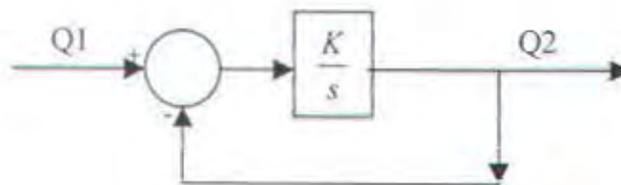
Untuk Kompensator PID spesifikasi desain dapat di capai pada $K_i = 1000$. Dari hasil simulasi matlab di dapatkan Untuk $K_i = 1000$ nilai setling time respons adalah 3.5 detik dan sistem mengalami overshoot yang sangat kecil sekali sehingga nilai overshoot ini dapat di abaikan. Pada penggunaan kompensator jenis PID ini sinyal output dapat mengikuti secara baik input refferens yang di kehendaki. Sedangkan pada $K_i = 50$ output dari sinyal kontrol mempunyai waktu setling time terlalu lama yaitu 90 detik, sehingga kompensator PID dengan nilai $K_i = 50$ ini tidak dapat memenuhi spesifikasi yang di inginkan yaitu memilih output sinyal yang memberikan waktu setling time yang sekecil kecilnya. Dan juga pada $K_i = 50$ ini sinyal output mengalami osilasi yang cukup signifikan terlebih dahulu sebelum mencapai nilai stedy state. Walaupun nilai steady statenya dapat sama dengan nilai refferens tetapi karena ada kelemahan kelemahan seperti yang telah di sebut diatas kompensator PID dengan nilai $K_i = 50$ ini tidak dapat di gunakan.

Pada kompensator PID dengan nilai $K_i = 100$ dan $K_i = 500$ tidak dapat di gunakan karena pada nilai $K_i = 100$ dan $K_i = 500$ output sinyal dari alat kontrol mempunyai error staedy state sekitar 0.01% walaupun nilai waktu setling timenya

sama dengan sistem yang menggunakan kompensator PID dengan nilai $K_i = 1000$. Pada kompensator PID dengan K_i lebih besar dari 50, output sistem menjadi makin stabil karena letak pole polanya berada di sebelah kiri sumbu imajiner, sedangkan untuk K_i lebih kecil dari 50 output sinyal dari alat kontrol semakin menjadi tidak stabil karena letak polanya semakin berada di sebelah kanan sumbu imajiner. Untuk K_i lebih besar dari 50 letak pole polanya juga semakin mendekati letak pole seperti yang di rencanakan sebelumnya yaitu $-1 \pm j$. Dari grafik hasil simulasi matlab Output dari alat kontrol untuk $K_i = 1000$ mempunyai error steady state 0%.

5.2. Realisasi perubahan sinyal gangguan dari gas buang

Telah di sebutkan dalam bab IV bahwa sinyal aliran debit gas buang berubah akibat adanya acceleration, sinyal tersebut merupakan fungsi orde satu yang mempunyai waktu setling time tertentu. realisasi untuk membuat sinyal orde satu adalah dengan menggunakan kompensator intergral pada sebuah loop tertutup dengan menambah sebuah feedback. Diagram blok kompensator orde satu adalah sebagai berikut:



Gambar 5.1 Blok diagram Realisasi

BAB VI

KESIMPULAN

BAB VI

KESIMPULAN

VI 1. Kesimpulan

1. Kelambatan respons (turbo lag) pada turbocharge diesel engine disebabkan oleh input aliran gas buang ke turbin adalah gas buang sebelum engine mengalami acceleration, sehingga power yang diserap oleh turbocharge kurang memadai untuk menyediakan udara sampai pada titik rasio optimal yang dikehendaki, jika titik rasio udara bahan bakar ini drop di bawah 24 maka hal ini akan mengakibatkan naiknya emisi gas buang smoke dan NOx (Study yang dilakukan Arcomanis dan Anna stefano poulo).
2. Turbolag pada turbocharge akan dapat diatasi dengan mengatur luas (flow area) dari nozzle ring, dengan pengaturan ini akan mempunyai tiga keuntungan yaitu dapat mengurangi emisi gas buang smoke dan NOx pada saat transient, matching yang baik antara turbocarge dan diesel engine pada saat transient maupaun pada saat steady state dan dengan cara ini pula titik rasio udara terhadap bahan bakar dapat di set pada titik yang memberikan keuntungan dalam pemakaian bahan bakar (fuel economy).
3. Karakteristik sinyal respons transient dari gas buang akan mempengaruhi output sinyal dari alat kontrol blade stator turbocharge. Sinyal reponse transient gas buang ini dipengaruhi oleh type engine dan dan besar kecilnya daya yang dioperasikan pada engine tersebut. Sinyal dari gas buang ini merupakan gangguan internal yaitu gangguan yang di sebabkan engine itu sendiri

4. Agar perancangan alat kontrol dapat memenuhi spesifikasi desain yang dikehendaki maka dalam struktur kontrol ini perlu adanya kompensator pada jalur sinyal keluaran dari error detector.
5. Kompensator yang diumpangkan dalam struktur kontrol adalah kompensator Proporsional, Proporsional Intergral, dan Proporsional Intergral Differensial. Dalam memilih ketiga kompensator tersebut dilakukan dengan menggunakan simulasi Matlab Simulink. Dari simulasi ini dapat disimpulkan bahwa yang dapat memenuhi spesifikasi desain yang dikehendaki adalah kompensator jenis PID.

VI.2. Saran

1. Untuk mendapatkan alat kontrol yang efektif perlu mengetahui keadaan gas buang yang akan masuk ke turbocharge dengan lebih akurat. Dimana hal ini memerlukan penelitian lebih lanjut tentang keadaan gas buang baik pada saat acceleration maupun pada saat steady state.
2. Sinyal keluaran gas buang dari silinder engine ini diasumsikan merupakan sinyal orde satu dengan waktu settling time satu menit. Untuk lebih mendekati kenyataan di lapangan perlu dilakukan study lebih lanjut tentang bentuk sinyal gas buang setelah keluar dari silinder engine.

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

1. Ogata,Katsuhiko; *Teknik Kontrol Automatik*; Erlangga Pres 1985.
2. Ogata,Katsuhiko; *Teknik Kontrol Automatik II*,Erlangga Pres 1997.
3. Ogata,Katsuhiko; *Solving Control Engineering Problems With MATLAB*; Prentice-Hall International Inc; New Jersey 1994.
4. StefanouPoulou,Anna;*Emission And Performance Tradeoffs For Advanced Marine Diesel Propulsion*;Proceding IFAC Conference CAMS'98,pp.39-48; The Society of Naval Arcitect of Japan; 1998.
5. C Arcomanis,Phd,DIC,Ceng,MIMEche,MASME,MSAE; *Measuremnt And Prediction of Transient NOx Emission in Diesel Engine*; IMEChe 1992.
6. Diesel And Gas Turbine World Wide; *High Power, Low Fuel Consumption Marine Diesel Tested*; 1983.
7. Klau werbarge ; *Improve Turbocharge Introduced; Diesel And Gas Turbine World Wide*; 1984
8. *Teknik Instrumentasi Kontrol Proses (Teachers Guide)*; Depdikbud 1989.
9. Emeiers; *ABB TURBO System Magazine*; 1998
10. Distefano,Joseph; *Theory And Problems of Feedback And Controls Systems*; MCGraw Hill Book Company 1976.
11. Hermawan N Heru; *Modifikasi Sistem Pengendalian Konvensional Kecepatan Motor Induk Kapal Untuk Meningkatkan Time Respon Performance Menggunakan Servomekanisme Elektrohidrolik*; Tugas Akhir Jurusan Teknik Sistem Perkapalan ITS; Surabaya 1999.
12. Fitzgerald,AE; *Mesin-Mesin Listrik*; Diterjemahkan Oleh Djoko Achyanto; Erlangga; 1990.
13. Fritz,Dietzel; *Turbin pompa dan kompressor* ; Diterjemahkan oleh Dakso Sriyono;Erlangga 1980