UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

# DAFTAR ISI

**HALAMAN JUDUL** i
**HALAMAN PENGESAHAN** ii
**HALAMAN PERNYATAAN** iii
**NASKAH SOAL TUGAS AKHIR** iv
**HALAMAN PERSEMBAHAN** v
**INTISARI** vi
**KATA PENGANTAR** vii
**DAFTAR ISI** ix
**DAFTAR GAMBAR** xiv
**DAFTAR TABEL** xvi
**DAFTAR LAMPIRAN** xvii
**DAFTAR NOTASI DAN SINGKATAN** xviii

**BAB I PENDAHULUAN**
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Permasalahan 2
1.3 Batasan Masalah 2
1.4 Tujuan Penulisan 3
1.5 Metode Penulisan 3
1.6 Sistem Penulisan 3

**BAB II LANDASAN TEORI**
2.1 Definisi Kompresor 5
2.2 Dasar Teori 5
2.3 Klasifikasi Kompresor 5
2.3.1 Kompresor Perpindahan Positif 7
2.3.2 Kompresor Dinamik 9
2.4 Penggunaan Kompresor 10

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2.5 Proses Kompresi Gas 11
2.6 Pemilihan Jenis Kompresor 13

**BAB III PERHITUNGAN DASAR PERENCANAAN KOMPRESOR**

3.1 Kondisi Kerja Kompresor 15
3.2 Karakteristik Gas yang Dikompresi 16
3.3 Perhitungan Kondisi Kompresor 19
3.3.1 Kondisi Kompresor Tingkat Pertama 20
3.3.2 Kondisi Kompresor Tingkat Kedua 22
3.4 Kapasitas Kompresor 23
3.5 Effisiensi Volumetrik Kompresor 24
3.6 Pemilihan Jenis Kerja Kompresor 25
3.7 Pendekatan Ukuran Silinder 26
3.7.1 Diameter Silinder Tingkat Pertama 26
3.7.2 Diameter Silinder Tingkat Kedua 27
3.8 Perhitungan Langkah Torak 28
3.9 Perhitungan Kecepatan Torak 28
3.10 Tenaga Kompresor dan Daya Motor 29
3.11 Volume Perpindahan Torak 32

**BAB IV PERANCANGAN SILINDER**

4.1 Bahan Silinder 34
4.2 Panjang Langkah dan Diameter Silinder 35
4.3 Tebal Dinding Silinder 35
4.3.1 Tebal Dinding Silinder Tingkat Pertama 36
4.3.2 Tebal Dinding Silinder Tingkat Kedua 37
4.4 Panjang Silinder 37
4.5 Kepala Silinder 38
4.6 Kekuatan Silinder 39
4.6.1 Tegangan Tangensial Akibat Tekanan Gas Dalam Silinder 40
4.6.2 Tegangan Akibat Pemasangan Liner 41

PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI
TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628
M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

4.6.3 Tegangan Akibat Perbedaan Temperatur 44
4.6.4 Tegangan Pada Kepala Silinder 46
4.7 Baut Pengikat Kepala Silinder 47

**BAB V PERANCANGAN TORAK**

5.1 Torak 50
5.2 Jenis Torak 50
5.3 Bahan Torak 51
5.4 Perhitungan Tebal Torak 51
5.5 Perencanaan Cincin Torak 52
5.5.1 Bahan Cincin Torak 53
5.5.2 Dimensi Cincin Torak 53
5.5.3 Dimensi Alur Cincin Torak 56
5.5.4 Cincin Pengikut (*Rider Ring*) 59
5.6 Dimensi Torak 61
5.7 Tinjauan Kekuatan 61
5.7.1 Tinjauan Kekuatan Torak 61
5.7.2 Kekuatan Kepala Torak 62
5.7.3 Tinjauan kekuatan cincin torak 64
5.8 Berat Total Torak 65

**BAB VI PERANCANGAN BATANG TORAK DAN KEPALA SILANG**

6.1 Batang Torak 68
6.2 Bahan Batang Torak 68
6.3 Perhitungan Dimensi dan Kekuatan Batang Torak 69
6.4 Perhitungan Defleksi Pada Batang Torak 73
6.5 Kepala Silang 74
6.6 Bahan Kepala Silang 75
6.7 Perhitungan Sepatu Kepala Silang dan Pena Kepala Silang 75
6.8 Perhitungan Kepala Silang 77
6.9 Perhitungan Baut Kepala Silang 78

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

## BAB VII PERANCANGAN BATANG PENGHUBUNG

7.1 Batang Penghubung 80
7.1.1 Bahan Batang Penghubung 80
7.1.2 Pemeriksaan Terhadap Pelengkungan Batang Penghubung 81
7.1.3 Pemeriksaan Gaya Inersia Karena Gerak Bolak-Balik 84
7.1.4 Pemeriksaan Terhadap Gaya Inersia Transversal 85
7.2 Ujung Kecil Batang Penghubung 87
7.3 Ujung Besar Batang Penghubung 90
7.4 Baut Kap 93

## BAB VIII PERANCANGAN POROS ENGKOL

8.1 Bahan Poros Engkol 97
8.2 Bentuk dan Ukuran Poros Engkol 98
8.3 Gaya Yang Bekerja Pada Poros Engkol 99
8.3.1 Gaya Akibat Tekanan Gas Dalam Silinder 100
8.3.2 Gaya Inersia Akibat Massa Yang Bergerak Bolak-Balik 107
8.3.3 Gaya Poros Engkol Pada Posisi Titik Mati 114
8.3.4 Tinjauan Kekuatan Ketika Engkol Pada Posisi Titik Mati 117
8.3.5 Gaya Poros Engkol Pada Posisi Momen Puntir Maksimum 118
8.3.6 Tinjauan Kekuatan Ketika Engkol Pada Posisi Momen Puntir Maksimum 120
8.4 Pengimbang ( *Counterweight* ) 121

## BAB IX PERANCANGAN KOMPONEN PENDUKUNG

9.1 Katup 124
9.2 Bantalan 128
9.3 Perencanaan Kopling Flens 133
9.4 *Water Jacket* 136
9.5 *Intercooler* 144
9.6 Pemilihan Penggerak Kompresor 151
9.7 Pelumasan 153

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI
TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628
M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

9.8 Perencanaan Roda Gila (*Flywheel*) 155
9.9 *Stuffing Box* 156
9.10 *Crankcase* 157
9.11 *Clearence Pocket* 158
9.12 Penampung Gas (*Receiver*) 159
9.13 *Separator* 160

**BAB X KARAKTERISTIK DAN PENUTUP**

10.1 Tekanan Keluar Vs Efisiensi Volumetris 161
10.1.1 Tekanan Keluar Vs Efisiensi Volumetris Tingkat Pertama 162
10.1.2 Tekanan Keluar Vs Efisiensi Volumetris Tingkat Kedua 163
10.2 Tekanan Keluar Vs Daya Adiabatik 164
10.2.1 Tekanan Keluar Vs Daya Adiabatik Tingkat Pertama 164
10.2.2 Tekanan Keluar Vs Daya Adiabatik Tingkat Kedua 166
10.3 Tekanan Keluar Vs Efisiensi Adiabatik 167
10.3.1 Tekanan Keluar Vs Efisiensi Adiabatik Tingkat Pertama 168
10.3.2 Tekanan Keluar Vs Efisiensi Adiabatik Tingkat Kedua 169
10.4 Penutup 170

**DAFTAR PUSTAKA**

**LAMPIRAN**

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

# DAFTAR GAMBAR


Gambar 2. 1. Klasifikasi kompresor 6
Gambar 2. 2. Diagram P-V dari kompresor torak 8
Gambar 2. 3. Proses kompresi dinyatakan dalam diagram P-V 13
Gambar 2. 4. Pemakaian berbagai jenis kompresor berdasarkan tekanan pemampatan dan kapasitas isap 14
Gambar 3. 1. Besarnya daya yang dihemat ketika dilakukan pendinginan antar tingkat 20
Gambar 3. 2. Efisiensi motor terhadap beban 31
Gambar 4. 1. Letak silinder dan *liner* 34
Gambar 4. 2. Koefisien $k_1$ dan $k_2$ untuk menghitung tegangan pada silinder akibat perbedaan temperatur dalam dan luar silinder 46
Gambar 5. 1. Penampang torak jenis *hollow box* 51
Gambar 5. 2. Cincin torak dan *rider ring* 53
Gambar 6. 1. Batang torak 68
Gambar 6. 2. Kepala silang 74
Gambar 7. 1. Penampang tangkai batang penghubung 82
Gambar 7. 2. Ujung kecili batang penghubung 88
Gambar 7. 3. Ujung besar batang penghubung 91
Gambar 7. 4. Arah tegangan pada ulir 96
Gambar 8. 1. Poros engkol tipe *multi throw* 98
Gambar 8.2. Pembukaan katup buang 100
Gambar 8.3. Pembukaan katup isap 102
Gambar 8.4. Diagram indikator teoritis tekanan gas 103
Gambar 8.5. Gaya akibat tekanan gas 104
Gambar 8. 6. Distribusi beban saat sudut $\alpha = 0^o$ pada arah horizontal 115
Gambar 8. 7. SFD dan BMD poros engkol pada posisi titik mati 116
Gambar 8. 8. Distribusi beban pada arah tangensial 118
Gambar 8. 9. SFD dan BMD poros engkol pada arah tangensial 120

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI
TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628
M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Gambar 9. 1. Katup standar Hoebiger 126
Gambar 9. 2. Dudukan katup 127
Gambar 9. 3. Bantalan luncur 129
Gambar 9. 4. Kurva j terhadap S 132
Gambar 9. 5. Kopling flens kaku 134
Gambar 9. 6. Aliran panas dari gas ke air 137
Gambar 9. 7. Pendingin pipa ganda 145
Gambar 9. 8. Pompa roda gigi 155
Gambar 9. 9. *Stuffing box* 157
Gambar 9.10. *Crankcase* 158
Gambar 9.11. *Clearence pocket* 158
Gambar 9.12. Penampung gas 159
Gambar 9.13. Katup pengaman 160
Gambar 9.14. *Separator* 160
Gambar 10.1. Grafik hubungan antara $P_d$ Vs efisiensi volumetris tingkat pertama 163
Gambar 10.2. Grafik hubungan antara $P_d$ Vs efisiensi volumetris tingkat kedua 164
Gambar 10.3. Grafik hubungan $P_d$ Vs daya adiabatis tingkat pertama 165
Gambar 10.4. Grafik hubungan $P_d$ Vs daya adiabatis tingkat kedua 167
Gambar 10.5. Grafik hubungan $P_d$ Vs efisiensi adiabatis tingkat pertama 169
Gambar 10.6. Grafik hubungan $P_d$ Vs efisiensi adiabatis tingkat kedua 170

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI
TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628
M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

# DAFTAR TABEL

Tabel 3.1. Komposisi gas alam 16
Tabel 3.2. Data perhitungan gas alam yang digunakan 18
Tabel 8.1. Hasil perhitungan gaya akibat tekanan gas pada tingkat pertama 105
Tabel 8.2. Hasil perhitungan gaya akibat tekanan gas pada tingkat kedua 106
Tabel 8.3. Perhitungan gaya tangensial dan gaya radial akibat gaya inersia tingkat pertama 109
Tabel 8.4. Perhitungan gaya tangensial dan gaya radial akibat gaya inersia tingkat kedua 110
Tabel 8.5. Perhitungan gaya tangensial dan gaya radial akibat gaya inersia kepala silang pengimbang 111
Tabel 8.6. Resultan gaya akibat tekanan gas dan gaya inersia tingkat pertama 112
Tabel 8.7. Resultan gaya akibat tekanan gas dan gaya inersia tingkat kedua 113
Tabel 9.1. Data perhitungan karakteristik gas 139
Tabel 10.1. Hubungan antara $P_d$ Vs Efisiensi volumerik tingkat pertama 162
Tabel 10.2. Hubungan antara $P_d$ Vs Efisiensi volumerik tingkat kedua 163
Tabel 10.3. Hubungan antara $P_d$ Vs $N_{ad}$ tingkat pertama 165
Tabel 10.4. Hubungan antara $P_d$ Vs $N_{ad}$ tingkat kedua 166
Tabel 10.5. Hubungan antara $P_d$ Vs Efisiensi adiabatis tingkat pertama 168
Tabel 10.6. Hubungan antara $P_d$ Vs Efisiensi adiabatis tingkat kedua 169

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI
TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628
M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

# DAFTAR LAMPIRAN


| | | |
|---|---|---|
| Lampiran 1. | Sifat material logam | 179 |
| Lampiran 2. | Sifat material pegas | 183 |
| Lampiran 3. | Tabel sifat gas | 184 |
| Lampiran 4. | Grafik kompresibilitas gas alam | 186 |
| Lampiran 5. | Grafik hubungan rasio kompresi dengan *specific grafity* | 187 |
| Lampiran 6. | Grafik hubungan $r_c$ dengan *horse power correction factor* | 187 |
| Lampiran 7 | Standar ukuran ulir | 188 |
| Lampiran 8. | Data valve Hoebiger | 189 |
| Lampiran 9. | Sifat bantalan | 190 |
| Lampiran 10. | Tabel bahan bantalan | 190 |
| Lampiran 11. | Tabel konduktivitas gas | 191 |
| Lampiran 12. | Tabel sifat air | 192 |
| Lampiran 13. | Tabel koefisien konduktivitas panas logam | 192 |
| Lampiran 14. | Tabel pipa pendingin | 193 |
| Lampiran 15. | Diagram panas spesifik gas | 194 |
| Lampiran 16. | Diagram viskositas gas | 195 |
| Lampiran 17. | Grafik viskositas dinamik gas | 196 |
| Lampiran 18. | Grafik pemilihan jenis pelumas | 196 |
| Lampiran 19. | Data kompresor | 197 |
| Lampiran 20. | Data motor listrik | 198 |
| Lampiran 21. | Data pompa roda gigi | 199 |
| Lampiran 22. | Data gas alam | 200 |

UNIVERSITAS GADJAH MADA
**PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.**
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
**Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/**

# DAFTAR NOTASI DAN SINGKATAN

| | | |
|---|---|---|
| a | = | Penambahan tebal yang diijinkan (mm) |
| | = | Luas aliran gas masuk ($mm^2$) |
| | = | Panjang dari sepatu kepala silang (cm) |
| A | = | Luas penampang batang torak ($cm^2$) |
| | = | Diameter luar kopling flens (mm) |
| $A_p$ | = | Luas piston ($m^2$) |
| $A_t$ | = | Luas penampang proyeksi ($cm^2$) |
| b | = | Lebar dari sepatu kepala silang (cm) |
| | = | Lebar pipi engkol (mm) |
| B | = | Diameter pusat baut (mm) |
| $B_b$ | = | Lebar lubang laluan bagian dalam (mm) |
| $B_k$ | = | Lebar piringan katup (mm) |
| c | = | Kelonggaran diametral (mm) |
| C | = | Konstanta untuk plat rata |
| | = | Koefisien bantalan |
| | = | Diameter naf (mm) |
| $C_o$ | = | Panas jenis minyak (kcal/kg$^oC$) |
| $C_p$ | = | Panas jenis air (kcal/kg$^oC$) |
| $C_{pc}$ | = | Panas jenis gas saat masuk *intercooler* (kcal/m.jam$^oC$) |
| $C_m$ | = | Kecepatan piston rata-rata (m/s) |
| d | = | Diameter baut (mm) |
| | = | Diameter poros untuk bantalan utama (mm) |
| | = | Diameter bantalan (mm) |
| $d_{ise}$ | = | Diameter dalam ujung kecil batang penggerak (mm) |
| $d_{mj}$ | = | Diameter main jurnal (mm) |
| $d_{cp}$ | = | Diameter pena poros engkol (mm) |
| $d_i$ , $d_{rod}$ | = | Diameter batang torak (mm) |
| $d_a$ | = | Diameter permukaan kontak (mm) |

UNIVERSITAS GADJAH MADA
**PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.**
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
**Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/**

| | | |
|---|---|---|
| | = | Diameter dalam kap (mm) |
| $d_c$ | = | Diameter minor baut (mm) |
| $d_{ibe}$ | = | Diameter dalam *bushing* ujung besar batang penggerak (mm) |
| $d_{ef}$ | = | Diameter efektif ulir (mm) |
| $d_{pin}$ | = | Diameter pena kepala silang (cm) |
| $d_w$ | = | Diameter minimum kawat pegas (cm) |
| dl | = | Diameter dalam ulir (mm) |
| $D_{wj}$ | = | Diameter *water jacket* (mm) |
| $D_j$ | = | Diameter luar *water jacket* (mm) |
| $D_{obe}$ | = | Diameter luar ujung besar (mm) |
| $D_g$ | = | Diameter kepala silang skala (cm) |
| $D_p$ | = | Diameter torak (mm) |
| $D_{ose}$ | = | Diameter luar ujung kecil (mm) |
| $D_f$ | = | Diameter roda gila (m) |
| e | = | Nilai efektif baut |
| E | = | Modulus elastisitas (Gpa) |
| $E_L$ | = | Modulus elastisitas *liner* (Gpa) |
| $E_s$ | = | Modulus elastisitas badan silinder (Gpa) |
| $f_{tw}$ | = | Tegangan torsi yang diijinkan ($kg/cm^2$) |
| $f_{tet}$ | = | Tegangan lengkung ($kg/cm^2$ ) |
| F | = | Gaya tekuk pada batang piston ($kg/cm^2$) |
| $F_c$ | = | Gaya pada pegas saat tertutup (kg) |
| $F_{cr}$ | = | Gaya yang bekerja pada torak (kg) |
| | = | Gaya kritis yang dapat diterima oleh batang penghubung (kg) |
| $F_d$ | = | Tegangan maksimal pada kepala silinder dan baut (kg) |
| $F_i$ | = | Gaya inersia maksimum pada batang penghubung (kg) |
| $F_{cr}$ | = | Gaya yang bekerja pada batang penggerak (kg) |
| $F_R$ | = | Gaya akibat tekanan gas (kg) |
| $F_t$ | = | Komponen gaya tangensial (kg) |
| $F_r$ | = | Komponen gaya radial (kg) |
| $F_j$ | = | Gaya inersia yang arahnya sejajar dengan arah gerak torak (kg) |

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI
TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628
M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

| | | |
|---|---|---|
| $F_g$ | = | Gaya akibat proses kompresi (kg) |
| $F_{tm}$ | = | Gaya inersia yang terjadi (kg) |
| $F_{tet}$ | = | Tegangan tekuk yang diijinkan untuk harder steel (kg/cm$^2$) |
| g | = | Percepatan gravitasi (cm/s$^2$) |
| h | = | Koefisien perpindahan panas gas (kcal/m$^2$jam$^o$C) |
| | = | Tebal pipi engkol (mm) |
| H | = | Tinggi mur (mm) |
| | = | Tebal flange (mm) |
| i | = | Jenis kerja kompresor |
| | = | Jumlah baut |
| $i_b$ | = | Jumlah bantalan |
| I | = | Momen inersia (cm$^4$) |
| | = | Panjang torak skirt (mm) |
| j | = | Perbandingan kerugian daya |
| k | = | Konduktifitas termal (kcal/m.jam.$^o$C) |
| | = | Rasio panas spesifik |
| $k_{xx}$ | = | Nilai radius gyration terhadap sumbu x |
| $k_1$, $k_2$ | = | Koefisien tegangan luar dan dalam silinder |
| l | = | Tebal ujung besar batang penghubung (mm) |
| | = | Panjang bantalan (mm) |
| $l_{cr}$ | = | Panjang batang penghubung (mm) |
| L | = | Panjang langkah torak (mm) |
| | = | Panjang naf (mm) |
| LMTD | = | Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik ($^o$C) |
| $L_a$ | = | Jarak antara bantalan maksimum (mm) |
| $L_{ad}$ | = | Daya adiabatis (Kw) |
| $L_p$ | = | Panjang torak (mm) |
| | = | Langkah torak (mm) |
| $L_s$ | = | Langkah isap (mm) |
| m | = | Jumlah tingkat kompresor |
| $m_{bb}$ | = | Massa yang bergerak bolak-balik (kg) |

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

| | | |
|---|---|---|
| $m_p$ | = | Massa torak (kg) |
| $m_g$ | = | Laju aliran massa gas (kg/s) |
| $m_{rp}$ | = | Massa cincin torak (kg) |
| $m_{bt}$ | = | Massa batang torak (kg) |
| $m_{ks}$ | = | Massa kepala silang (kg) |
| $m_{crod.sh}$ | = | Massa tangkai batang penghubung (kg) |
| $m_{crod.se}$ | = | Massa ujung kecil batang penghubung (kg) |
| $m_{crod.be}$ | = | Massa ujung besar batang penghubung (kg) |
| $m_{crod}$ | = | Massa batang penghubung (kg) |
| $M_b$ | = | Momen total yang bekerja pada torak (kg.mm) |
| Mw | = | Berat molekul |
| $MC_p$ | = | Panas jenis molal pada tekanan konstan |
| n | = | Putaran poros engkol (rpm) |
| $n_e$ | = | Jumlah efektif baut |
| $n_R$ | = | Jumlah cincin torak |
| $n_b$ | = | Jumlah baut |
| N | = | Putaran kompresor (rpm) |
| Nu | = | Bilangan Nuselt |
| $N_{max}$ | = | Gaya perpendikular maksimum ($kg/cm^2$) |
| p | = | Tegangan yang terjadi antara liner dengan badan silinder ($kg/cm^2$) |
| | = | Keliling dari katup (cm) |
| $p_r$ | = | Tekanan cincin terhadap dinding silinder ($kg/cm^2$) |
| $P_r$ | = | Bilangan Pranditl |
| $P_d$ | = | Tekanan keluar kompresor (Psia) |
| $P_d'$ | = | Perkiraan tekanan keluar kompresor (Psia) |
| $P_r$ | = | *Reduce pressure* |
| $P_{max}$ | = | Tekanan maksimal dalam silinder ($kg/cm^2$) |
| $P_m$ | = | Tekanan maksimum spesifik ($kg/cm^2$) |
| $P_s$ | = | Tekanan masuk kompresor (Psia) |
| $q_a$ | = | Tekanan kontak yang diijinkan ($kg/mm^2$) |

UNIVERSITAS GADJAH MADA
**PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.**
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
**Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/**

| | | |
|---|---|---|
| $q_N$ | = | Tekanan spesifik torak (kg/cm$^2$) |
| Q | = | Jumlah panas yang dipindahkan (kcal/jam) |
| r | = | Radius dari lingkar poros engkol (mm) |
| | = | Jari-jari rerata pegas (mm) |
| $r_p$ | = | Rasio kompresi |
| $r_{o\ ov}$ | = | Rasio kompresi keseluruhan |
| $r_c'$ | = | Perkiraan rasio tiap tingkat |
| $r_c$ | = | Rasio aktual per tingkat |
| $r_o$ | = | Jari-jari silinder luar (mm) |
| $r_{ise}$ | = | Radius dalam ujung kecil batang penghubung (mm) |
| $r_{ibe}$ | = | Radius dalam *bushing* ujung besar batang penghubung (mm) |
| $R_{obe}$ | = | Radius luar ujung besar (mm) |
| Rose | = | Radius luar ujung kecil (mm) |
| Re | = | Bilangan Reynolds |
| $R_{A,B,C,D}$ | = | Gaya reaksi pada titik A, B, C dan D (Kg) |
| S | = | Tegangan akibat gaya inersia (kg/cm$^2$ ) |
| | = | Variabel *sommerfeld* |
| $S_t$ | = | Tegangan akibat perbedaan temperatur (kg/cm$^2$ ) |
| $S_l$ | = | Tegangan lengkung akibat beban (kg/cm$^2$ ) |
| $S_g$ | = | Tegangan lengkung akibat tegangan gas dalam silinder (kg/cm$^2$ ) |
| $S_{max}$ | = | Tegangan tarik (kg/cm$^2$ ) |
| SF | = | Faktor keamanan bahan |
| SHP | = | Daya poros (kW) |
| t | = | Tebal sepatu kepala silang (mm) |
| | = | Tebal roda gila (m) |
| $t_{bse}$ | = | Tebal radial dari *bushing* ujung kecil batang penghubung (mm) |
| $t_{brtbe}$ | = | Tebal radial *bushing* ujung besar (mm) |
| $t_{wj}$ | = | Tebal *water jacket* (mm) |
| $t_j$ | = | Tebal dinding *water jacket* (mm) |
| $t_H$ | = | Tebal kepala torak (mm) |
| $t_{ln}$ | = | Tebal liner (mm) |

UNIVERSITAS GADJAH MADA
**PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.**
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
**Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/**

| | | |
|---|---|---|
| $T_s$ | = | Temperatur gas masuk (°C) |
| $T_c$ | = | Temperatur kritis (°C) |
| $T_d$ | = | Temperatur gas keluar (°C) |
| $T_r$ | = | *Reduce temperature* |
| $U_c$ | = | Koefisien perpindahan panas keseluruhan (kcal/m.jam.$^oC$) |
| $v_1$ | = | Kecepatan aliran gas masuk (m/s) |
| $V_s$ | = | Kecepatan gerak katup (m/s) |
| $V_p$ | = | Volume perpindahan torak ($m^3$) |
| $V_{mp}$ | = | Volume minyak pelumas untuk bantalan utama dan pena engkol ($m^3$/jam) |
| $V_{mpmj}$ | = | Volume minyak pelumas *main journal* ($m^3$/jam) |
| $V_{mp\ cp}$ | = | Volume minyak pelumas pena engkol ($m^3$/jam) |
| $w_{bb}$ | = | Massa yang bergerak bolak-balik (kg) |
| $w_p$ | = | Berat dari torak (kg) |
| $w_{rod}$ | = | Berat dari batang torak (kg) |
| W | = | Modulus penampang ($mm^3$) |
| | = | Lebar sepatu kepala silang (cm) |
| | = | Gaya yang ditahan baut (kg) |
| $W_b$ | = | Gaya tekuk (kg/$cm^2$ ) |
| $W_f$ | = | Massa *flywheel* (kg) |
| $W_r$ | = | Massa yang bergerak bolak balik (kg) |
| $W_{sh}$ | = | Masa tangkai yang tidak bergerak bolak balik ditambah ujung besar (kg) |
| y | = | Kompresi maksimal yang terjadi pada pegas (mm) |
| Y | = | Defleksi pada batang torak (cm) |
| z | = | Jumlah ulir |
| Z | = | Modulus penampang ($mm^3$) |
| | = | Viskositas (cP) |
| $Z_s$ | = | Kompresibilitas masuk |
| $Z_d$ | = | Kompresibilitas keluar |
| $\vartheta$ | = | S*atisfactory factor* |

UNIVERSITAS GADJAH MADA
**PERANCANGAN ULANG KOMPRESOR TORAK PADA SUATU SISTEM H2 PLANT UNTUK MENAIKAN TEKANAN GAS ALAM DARI TEKANAN 3,35 KG/CMÂ² MENJADI TEKANAN OPERASI SEKITAR 34,2 KG/CMÂ² DENGAN KAPASITAS ALIR 14628 M3/JAM.**
URFIYAN INDRA LOKAVANI, Ir. Purnomo, MSMC., Ph.D
**Universitas Gadjah Mada, 2010 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/**

| | | |
|---|---|---|
| $\alpha$ | = | Koefisien muai panjang (/°C) |
| $\varepsilon$ | = | Rasio antara *clearance volume* dengan volume langkah torak (%) |
| $\mu$ | = | Angka *poisson* |
| | = | Koefisien gesek |
| (k.p) | = | Tebal akar ulir luar (mm) |
| $\omega$ | = | Kecepatan putar poros engkol (rpm) |
| $\gamma$ | = | Berat jenis ($gr/cm^3$) |
| $\lambda$ | = | Angka kelangsingan |
| | = | Perbandingan engkol dan batang penghubung |
| $\delta$ | = | Koefisien ketidakberaturan roda gila |
| $\Delta d$ | = | Pertambahan diameter akibat pemuaian (mm) |
| $\Delta t$ | = | Kenaikan temperatur (°C) |
| $\tau_b$ | = | Tegangan geser yang terjadi ($kg/mm^2$) |
| | = | Tegangan geser baut ($kg/mm^2$) |
| $\tau_F$ | = | Tegangan geser flens($kg/mm^2$) |
| $\tau_{maks}$ | = | Tegangan geser maksimum ($kg/m^2$) |
| $\sigma$, $\sigma_b$ | = | Tegangan lengkung ($kg/mm^2$) |
| $\sigma_c$ | = | Tegangan kompresi ($kg/cm^2$) |
| $\sigma_y$ | = | Kekuatan yield ($kg/cm^2$) |
| $\sigma_t$ | = | Tegangan tarik ($kg/cm^2$) |
| $\sigma_{tr}$ | = | Tegangan tangensial ($kg/cm^2$) |
| $\sigma_r$ | = | Tegangan radial ($kg/cm^2$) |
| $\eta_t$ | = | Efisiensi transmisi |
| $\eta_m$ | = | Efisiensi mekanis |
| $\eta_{oad}$ | = | Efisiensi adiabatis menyeluruh |
| $\eta_v$ | = | Efisiensi volumetris |
| $\eta_{vo}$ | = | Efisiensi volumetrik *overall* |