

PERENCANAAN KOMPRESOR PISTON PADA TEKANAN KERJA MAX 2 N/mm²

Syawaluddin, Muhammad Yusuf
Jurusan Mesin, Universitas Muhammadiyah Jakarta

Abstrak. Kompresor adalah suatu alat untuk memampatkan udara atau gas. Azas kerja kompresor jika suatu udara atau gas di dalam suatu ruangan tertutup diperkecil volumenya, maka udara atau gas tersebut mengalami kenaikan tekanan. Di sini digunakan torak bolak-balik didalam silinder untuk mengisap, menekan dan mengeluarkan udara atau gas berulang-ulang. Perencanaan ini bertujuan untuk menentukan dimensi-dimensi utama pada komponen kompresor torak (torak, batang penggerak, poros engkol, katup, cincin dll). Perencanaan ini dikhususkan pada kompresor torak dua tingkat dua silinder, dengan kapasitas kompresor 1,48 m³/min, tekanan 9,8 Bar dan putaran 900 rpm. Sehingga dari hasil analisa dan perhitungan diperoleh diameter torak untuk tingkat I = 143 mm, dan tingkat II = 112 mm, dengan panjang batang penggerak untuk tingkat I = 166,5 mm, dan tingkat II = 190,73 mm dengan efisiensi kompresor sebesar 87 %.

Kata kunci: kompresor

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Kemudahan dalam menangani suatu masalah yang timbul sudah menjadi keinginan setiap orang, juga dalam kehidupan sehari-hari. Hal yang sama juga berlaku pada pemakaian dan perawatan kendaraan bermotor. Masalah atau kerusakan yang timbul pada kendaraan bermotor akan sangat mengganggu sekali pada saat-saat tertentu, walaupun kerusakan tersebut termasuk dalam kerusakan yang ringan sehingga dianggap sebagai masalah yang kecil. Namun pada kondisi-kondisi tertentu, seperti telah disebutkan di atas, diperlukan bantuan dan penyelesaian yang secepat dan semudah mungkin atas masalah yang timbul.

Salah satu kerusakan yang sering terjadi pada kendaraan bermotor yaitu kurangnya tekanan udara pada ban sehingga kendaraan tidak dapat dijalankan secara normal. Untuk itu dibutuhkan peralatan bantu yang cukup memadai dan mudah untuk digunakan. Kompresor akan sangat membantu sekali dalam mengatasi masalah ini.

LANDASAN TEORI

Kompresor adalah suatu alat yang berfungsi untuk memampatkan udara atau gas. Sebagaimana halnya dengan pompa, kompresor memiliki cara kerja yang identik dengan pompa. Udara atau gas yang dimampatkan oleh kompresor diambil dari suatu tempat tertentu, dialirkan, dan kemudian dimampatkan dalam suatu tempat penampungan. Pada saat kompresor memampatkan udara atau gas, ia bekerja sebagai penguat (meningkatkan tekanan), dan sebaliknya kompresor juga dapat berfungsi sebagai pompa vakum. Dengan kata lain kompresor dapat melakukan kerja ganda yaitu sebagai penguat (booster) atau sebagai pompa vakum.

Perbedaan yang mendasar antara kompresor dan pompa yaitu, pompa berfungsi hanya untuk mengalirkan atau membawa fluida (dalam hal ini adalah zat cair yang bersifat inkompresible) dari satu tempat ke tempat lain yang disertai dengan energi. Namun pada kompresor kerja yang dilakukan bukan hanya mengalirkan fluida (dalam hal ini adalah udara yang bersifat kompresible) tetapi juga memampatkan fluida tersebut. Untuk selanjutnya istilah fluida di sini akan di asumsikan sebagai udara.

Kompresor dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Klasifikasi berdasarkan jumlah tingkat kompresi : satu tingkat, dua tingkat, dan seterusnya.
2. Klasifikasi berdasarkan langkah kerja (pada kompresor torak) : kerja tunggal, kerja ganda.
3. Klasifikasi berdasarkan susunan silinder (untuk kompresor torak) : mendatar, tegak, bentuk V, dan bentuk W.
4. Klasifikasi berdasarkan cara pendinginan : pendinginan udara dan pendinginan air.
5. Klasifikasi berdasarkan transmisi penggerak : langsung, sabuk V, roda gigi.

6. Klasifikasi berdasarkan penempatannya : permanent, dan dapat dipindah (portable).

7. Klasifikasi berdasarkan cara pelumasan : pelumasan dengan minyak, dan tanpa minyak.

Setiap jenis kompresor seperti disebutkan di atas memiliki kelebihan dan kekurangan tersendiri, dan dalam penggunaannya dapat disesuaikan dengan kebutuhan atau keperluan.

Dalam spesifikasi kompresor, angka yang paling penting untuk dijadikan sebagai referensi (alasan penggunaan), yaitu laju volume gas yang dikeluarkan dan tekanan kerjanya. Karena itu untuk memilih sebuah kompresor udara bagi suatu keperluan misalnya di sini yaitu kompresor udara untuk kendaraan bermotor, maka terlebih dahulu ditentukan berapa laju volume udara yang diperlukan dan tekanan udara yang diperlukan pada ban kendaraan.

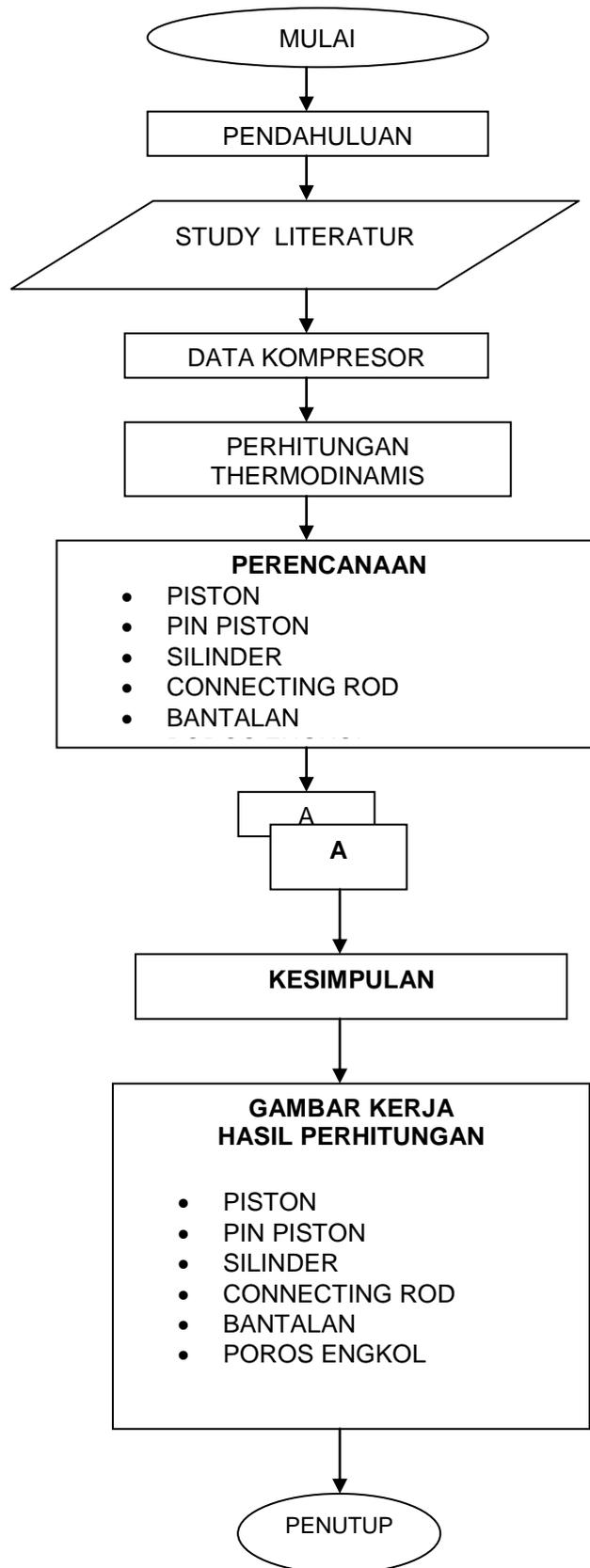
Pada kompresor piston, angka yang tertulis dalam katalog menyatakan perpindahan piston dan bukan laju volume yang dihasilkan. Adapun untuk kompresor putar, apa yang tertulis dalam katalog pada umumnya menyatakan volume yang sesungguhnya dihasilkan. Untuk menentukan tekanan kompresor yang diperlukan harus diingat bahwa udara atau gas harus disalurkan ke tangki tekan dan peralatan yang memerlukan (dalam hal kompresor udara di sini, ban berfungsi sebagai tangki).

Berikut ini akan diberikan sedikit penjelasan bagaimana prinsip kerja dari kompresor. Perhatikan pada gambar dimana fluida ditempatkan di dalam suatu bejana silinder kokoh dengan luas penampang A dan kedalaman L . Fluida dimampatkan dengan gaya tekan F melalui sebuah piston. Maka tekanan yang terjadi pada fluida adalah :

$$P = \frac{F}{A}$$

Tekanan ini kemudian diteruskan ke semua titik dengan harga yang sama. Kompresor yang bekerja menurut azas ini disebut kompresor jenis perpindahan (*displacement*). Disini dipergunakan piston yang bekerja bolak-balik di dalam sebuah bejana silinder, untuk mengisap, menekan, dan mengeluarkan gas secara terus-menerus.

METODOLOGI PENELITIAN



ANALISA DAN PEMBAHASAN

Sebagai langkah awal dari perencanaan terlebih dahulu ditentukan kebutuhan penggunaan dari tujuan penggunaannya. Dalam hal ini seperti telah di singgung sebelumnya, diperlukan sebuah kompresor udara yang berukuran cukup kecil dan mudah untuk dioperasikan.

Sebagai data awal pertama-tama ditentukan tekanan kerja maksimum dari kompresor dari tekanan isapnya. Tekanan kerja maksimum diinginkan sebesar, $P_c = 2 \text{ N/mm}^2$ dan tekanan isap sebesar, $P_i = 0,1 \text{ N/mm}^2$. Kemudian ditetapkan dimensi dari beberapa bagian kompresor seperti : diameter piston, langkah kerja, serta jarak clearance.

Data yang diperlukan sebagai data awal adalah sebagai berikut :

- Diameter dari piston, $D_p = 20 \text{ mm}$.
- Panjang langkah kerja, $l_k = 20 \text{ mm}$.
- Tekanan kompresi, $P_c = 2 \text{ N/mm}^2$.
- Tekanan isap, $P_i = 0,1 \text{ N/mm}^2$.

Dari dimensi yang telah ditetapkan seperti di atas, perlu dilakukan pengujian apakah dengan dimensi tersebut kompresor mampu bekerja dengan batas-batas tekanan yang telah ditetapkan.

Dari data di atas volume langkah kerja sebesar :

$$V_s = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \times l_k = V_s = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} \times 20 = V_s = 6280 \text{ mm}^3$$

Besar volume clearance :

$$V_c = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \times l_c = V_c = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} \times 0,5 = V_c = 157 \text{ mm}^3$$

Berikut ini akan dilakukan perhitungan untuk mengetahui, apakah dengan dimensi tersebut kompresor mampu bekerja dengan tekanan sampai 2 N/mm^2 . Dalam perhitungan berikut proses kompresi dan pengisapan diasumsikan sebagai proses adiabatik.

Dari data-data sebelumnya diketahui :

Tekanan awal (isap), $P_1 = 0,1 \text{ N/mm}^2$

Volume awal, $V_1 = V_s + V_c = 6437 \text{ mm}^3$

Volume akhir, $V_2 = 157 \text{ mm}^3$

Perbandingan panas jenis udara $k = \frac{c_p}{c_v} = 1,4$ (untuk udara)

Dengan mengambil bentuk persamaan 2.9 maka :

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = 0,1 \left(\frac{6437}{157} \right)^{1,4} = 0,1 \times 411,4 = 0,1 \times 181,09 = 18,109 \text{ N/mm}^2$$

$P_2 > P_c$

$P_2 >$ Tekanan kerja maksimum (dimensi perencanaan di atas memenuhi syarat).

Efisiensi Volumetris

Dalam persamaan efisiensi volumetris η_v dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_{th}}$$

$\eta_v =$ efisiensi volumetric (0/0)

$Q_s =$ aliran udara yang sesungguhnya (m³/det)

$Q_{th} =$ aliran udara teoritis (m³/det)

Persamaan tersebut dapat pula ditulis :

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{P_c}{P_i} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

ε = volume udara clearance relative
 n = konstanta gas (untuk udara, $n = 1,2$)

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{P_c}{P_i} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = \varepsilon = \frac{V_c}{V_s} = \frac{157}{6280} = 0,025$$

$$\eta_v = 1 - 0,025 \left[\left(\frac{2}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 1 - 0,025(200,83 - 1) = 1 - 0,025(12,018 - 1)$$

$$= 1 - 0,025 \times 11,018 = 1 - 0,275 = 0,725 = 72,5 \text{ 0/0}$$

Perencanaan Piston

Tinggi piston, $t_p = 13 \text{ mm}$.

Bahan piston menggunakan aluminium paduan SAE 39, dengan data :

Tegangan tarik, $\sigma_t = 220,55 \text{ N/mm}^2$

Faktor keamanan, $S_f = 4$

$$\text{Endurance limit, } \sigma_e = \frac{\sigma_t}{S_f} = \frac{220,55}{4} = \sigma_e = 55,138 \text{ N/mm}^2$$

Tebal bagian atas piston hcr yang diperlukan adalah :

$$hcr = 0,43 \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P_c}{\sigma_e}} = hcr = 0,43 \cdot 20 \cdot \sqrt{\frac{2}{55,138}} = hcr = 8,6 \sqrt{0,036}$$

$$hcr = 8,6 \times 0,189 = 1,625 \text{ mm} = 2 \text{ mm}$$

Ring Piston

Perencanaan dimensi dari ring piston adalah sebagai berikut

Diameter dalam, $D_{ri} = 18 \text{ mm}$

Diameter luar, $D_{ro} = 20 \text{ mm}$

Tinggi ring, $t_r = 6 \text{ mm}$

Tebal ring piston, $t_{rp} = (20-18)/2$
 $= 1 \text{ mm}$

Luas penampang yang menerima tekanan saat kompresi adalah :

$$A_{rp} = \frac{\pi}{4} (D_{ro}^2 - D_{ri}^2) = A_{rp} = \frac{\pi}{4} (20^2 - 18^2) = A_{rp} = \frac{\pi}{4} \times 76 = A_{rp} = 59,66 \text{ mm}^2$$

Tekanan yang bekerjapada luas penampang A_{rp} adalah :

$$\sigma_{gp} = \frac{F}{A_{rp}} = \sigma_{gp} = \frac{628}{59,66} = \sigma_{gp} = 10,526 \text{ N/mm}^2$$

Perencanaan Pin Piston

Diameter pin piston, $d_p = 4 \text{ mm}$.

Panjang tumpuan, $l_2 = 10 \text{ mm}$.

$$l_1 = \frac{l_2 + D_p}{2}$$

$$\text{Panjang pin piston, } l_1 = \frac{10 + 20}{2} = 15 \text{ mm}$$

Bahan yang digunakan untuk pin piston yaitu nikel alloy SAE 5665, dengan data :

Tegangan tarik, $\sigma_t = 1140 \text{ N/mm}^2$

Faktor keamanan, $S_f = 3$

$$\text{Tegangan izin, } \sigma_t \text{ izin} = \frac{1140}{3} = 380 \text{ N/mm}^2$$

Momen maksimum yang terjadi pada pin piston $M_p \text{ max}$:

$$M_p \text{ max} = \frac{F}{2} \left[\frac{l_1}{2} - \frac{l_2}{4} \right] = \frac{628}{2} \left[\frac{15}{2} - \frac{10}{4} \right] = 314 \cdot (7,5 - 2,5) = 314 \times 5$$

$$M_p \text{ max} = 1570 \text{ N.mm}$$

Tegangan geser yang terjadi pada pin piston σ_{sp} :

$$\sigma_{sp} = \frac{F}{2A_p}$$

$$A_{sp} = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 4^2}{4}$$

$$A_p = 12,56 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{sp} = \frac{628}{2 \times 12,56} = \sigma_{sp} = 25 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan bending yang terjadi pada pin piston σ_{bp} :

$$\sigma_{bp} = \frac{M_{p \text{ max}}}{w}$$

w = tahanan momen

$$w = \frac{\pi \cdot d_p^3}{32} = w = \frac{\pi \cdot 4^3}{32} = w = 6,28 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{bp} = \frac{1570}{6,28} = 250 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan geser total yang terjadi pada pin piston σ_{spp} :

$$\sigma_{spp} = \sqrt{(\sigma_{bp}^2 + 3\sigma_{sp}^2)} = \sqrt{(250^2 + 3 \times 25^2)} = 253,722 \text{ N/mm}^2$$

Hasil perhitungan menunjukkan tegangan geser total yang bekerja lebih kecil dari tegangan izin bahan. Bahan cukup aman untuk digunakan.

Perencanaan Silinder

Tinggi silinder, $t = 3 \text{ mm}$

Diameter dalam silinder, $D_{is} = 20 \text{ mm}$

Diameter luar silinder, $D_{os} = 24 \text{ mm}$

Jari-jari dalam silinder, $R_{is} = 20/2 = 10 \text{ mm}$

Jari-jari luar silinder, $R_{os} = 24/2 = 12 \text{ mm}$

Bahan yang digunakan yaitu cast iron no.50, dengan data sebagai berikut :

Tegangan tarik, $\sigma_t = 333,2 \text{ N/mm}^2$

Safety factor, $S_f = 4$

Tegangan tarik izin, $\sigma_t \text{ izin} = 333,2/4 = 83,3 \text{ N/mm}^2$

$$t_s = \frac{D_{os} - D_{is}}{2}$$

$$\text{tebal silinder} = \frac{24 - 20}{2} = 2 \text{ mm}$$

Kekuatan tarik maksimum $\sigma_{ts \text{ max}}$ pada silinder adalah :

$$\sigma_{ts \text{ max}} = \frac{R_{os} + R_{is}}{R_{os}^2 - R_{is}^2} P_c$$

Maka :

$$\sigma_{ts \max} = \frac{12^2 + 10^2}{12^2 - 10^2} \times 2 = 11,09 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan yang terjadi pada arah longitudinal σ_1 :

$$\sigma_1 = \frac{D_{is}^2 \cdot P_c}{D_{os}^2 - D_{is}^2} = \frac{20^2 \times 2}{24^2 - 20^2} = 4,545 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan yang terjadi pada arah circumferential σ_c :

$$\sigma_c = \frac{D_p \cdot P_c}{2 \cdot t_s} = \frac{20 \times 2}{2 \times 2} = 10 \text{ N/mm}^2$$

Dari data bahan ternyata tegangan izin bahan lebih besar daripada tegangan yang terjadi, sehingga bahan cukup aman untuk digunakan.

Perencanaan Silinder Head dan Gasket

Tegangan tarik bahan, $\sigma_t = 165,4 \text{ N/mm}^2$

Faktor keamanan, $S_f = 4$

$$\text{Tegangan tarik izin, } \sigma_{t \text{ izin}} = \frac{165,4}{4} = 41,35 \text{ N/mm}^2$$

Tebal silinder head yang diperlukan h_h adalah sebagai berikut :

$$h_h = 0,31 \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P_c}{\sigma_{t \text{ izin}}}} = 0,31 \times 20 \sqrt{\frac{2}{41,35}} = 6,2 \sqrt{0,048} = 6,2 \times 0,219 = 1,357 = 1,4 \text{ mm}$$

Bahan ini mempunyai tegangan tarik, $\sigma_t = 193,032 \text{ N/mm}^2$.

Diameter dalam, $D_{ig} = 20 \text{ mm}$

Diameter luar, $D_{og} = 24 \text{ mm}$

Tebal gasket, $t_g = \text{tebal silinder} = 2 \text{ mm}$

Tinggi gasket, $t_{gg} = 1 \text{ mm}$

Luas penampang yang menerima tekanan A_g :

$$A_g = \frac{\pi}{4} (D_{og}^2 - D_{ig}^2) = \frac{\pi}{4} (24^2 - 20^2) = \frac{\pi}{4} \times 176$$

$$A_g = 138,16 \text{ mm}^2$$

Maka tegangan σ yang bekerja pada gasket dengan luas penampang A_g :

$$\sigma = \frac{F}{A_g} = \frac{628}{138,16} = 4,545 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan yang bekerja pada gasket ternyata lebih kecil daripada tegangan izin bahan sehingga bahan memenuhi syarat.

Perencanaan Connecting Rod

Tegangan tarik bahan, $\sigma_t = 964,5 \text{ N/mm}^2$

Faktor keamanan, $S_f = 6$

$$\text{Tegangan tarik izin, } \sigma_{t \text{ izin}} = \frac{\sigma_t}{S_f} = \frac{964,5}{6} = 160,75 \text{ N/mm}^2$$

Modulus elastisitas bahan, $E = 2,094.105 \text{ N/mm}^2$

Panjang batang piston l_{cr} :

$$l_{cr} = 4 \cdot r = r = \frac{1}{2} \times l_k = \frac{1}{2} \times 20 = 10 \text{ mm}$$

r = jari-jari pena engkol atau $\frac{1}{2}$ dari langkah kerja.

$$l_{cr} = 4 \times 10 = 40 \text{ mm}$$

Perencanaan untuk small end.

Diameter dalam bantalan, $ddb = 4 \text{ mm}$

Tebal bantalan, $t_b = 0,5 \text{ mm}$

Diameer bantalan small end, $ddb = ddb + 2 \times 0,5$

$= 4 + 1$
 $ddb = 5 \text{ mm}$
 Diameter luar small end, dls $= 7 \text{ mm}$
 Perencanaan untuk big end
 Diameter dalam bantalan, ddb $= 5 \text{ mm}$
 Tebal bantalan, tb $= 0,5 \text{ mm}$
 Diameter dalam big end, dbe $= dbe + 2 \times tb$
 $= 5 + 2 \times 0,5$
 $dbe = 6 \text{ mm}$
 Diameter luar big end, dlb $= 8 \text{ mm}$
 Analisa kekuatan pada tangkai connecting rod
 Gaya yang bekerja pada tangkai F :
 $F = Pc \cdot A$

$$= Pc \times \frac{\pi D_p^2}{4} = 2.106 \times \frac{\pi(0,02)^2}{4} = 628 \text{ N}$$

Tangkai connecting rod menggunakan profil seperti tampak pada gambar di bawah di mana $b = 8 \text{ mm}$ dan $h = 3 \text{ mm}$.

Luas penampang tangkai connecting rod A_{cr} :

$$A_{cr} = b \cdot h = 8 \times 3$$

$$A_{cr} = 24 \text{ mm}^2$$

Tegangan pada tangkai σ_{cr} :

$$\sigma_{cr} = \frac{F}{A_{cr}} = \frac{628}{24} = 26,17 \text{ N/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan ternyata tegangan yang bekerja lebih kecil dari tegangan izin sehingga bahan memenuhi syarat.

Analisa tegangan tekuk pada connecting rod.

Momen inersia dari penampang tangkai connecting rod, I :

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{8 \times 3^3}{12} = 18 \text{ mm}^3$$

Jari-jari inersia dari penampang tangkai connecting rod, i :

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_{cr}}} = \sqrt{\frac{18}{24}} = \sqrt{0,75} = 0,866 \text{ mm}$$

Koefisien kerampingan dari connecting rod, λ :

$$\lambda = \frac{L_k}{i} = \frac{40}{0,866} = 46,2$$

Dalam hal ini $L_k = l_{cr} = 40 \text{ mm}$

Tegangan tekuk yang terjadi, σ_k :

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \times 2,0942 \cdot 10^5}{46,2^2} = 967,37 \text{ N/mm}^2$$

Perhitungan Kekuatan Bantalan

Tegangan tarik, $\sigma_t = 310 \text{ N/mm}^2$

Faktor keamanan, $S_f = 4$

$$\text{Tegangan tarik izin, } \sigma_{t \text{ izin}} = \frac{\sigma_t}{S_f} = \frac{310}{4} = 77,5 \text{ N/mm}^2$$

Perhitungan bantalan small end.

Luas permukaan yang menerima beban :

$$A_{bs} = \frac{\pi d_{bs}}{2} \times l_{bs} = \frac{\pi \times 4}{2} \times 8 = 50,2 \text{ mm}$$

Tekanan bidang yang terjadi σ_{os} :

$$\frac{F}{A_{bs}}$$

$$\sigma_{os} = \frac{628}{50,2} = 12,51 \text{ N/mm}^2$$

Perhitungan bantalan pada big end.
Luas permukaan yang menerima beban :

$$A_{bb} = \frac{\pi d_{bb}}{2} \times l_{bb} = \frac{\pi \times 5}{2} \times 8 = 62,8 \text{ mm}^2$$

Tekanan bidang yang terjadi σ_{ob} :

$$\sigma_{ob} = \frac{F}{A_{bb}} = \frac{628}{62,8} = 10 \text{ N/mm}^2$$

Perhitungan bantalan pada kedudukan poros engkol.

Bantalan yang direncanakan sebesar :

Tebal, $t_{pc} = 1 \text{ mm}$

Diameter dalam, $d_{dp} = 7 \text{ mm}$

Luas permukaan yang menerima beban σ_{ob} :

$$A_{bp} = \frac{\pi d_{bp}}{2} \times l_{bp} = \frac{\pi \times 7}{2} \times 10 = 109,9 \text{ mm}^2$$

Tekanan bidang yang terjadi σ_{op} :

$$\sigma_{op} = \frac{F}{A_{bp}} = \frac{628}{109,9} = 5,7 \text{ N/mm}^2$$

Perencanaan Poros Engkol

Momen yang terjadi :

$$M_{max} = F \cdot \tan \delta (l_{cr} \cdot \cos \delta + R \cos a)$$

Tekanan maksimum yang terjadi adalah pada saat posisi piston beradapada kondisi seperti dibawah berikut :

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

$$V_2 = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot V_1 = \left(\frac{0,1}{2} \right)^{\frac{1}{1,4}} \cdot 6437 = \left(\frac{0,1}{2} \right)^{0,714} \cdot 6437 = 0,117 \times 6437$$

$$V_2 = 753,129 \text{ mm}^3$$

Bila jarak antara silinder head dengan bagian atas dari piston sebesar l , maka pada saat volume V_2 tercapai, jarak l adalah sebesar :

$$V_2 = \frac{\pi D^2}{4} l$$

$$753,129 = \frac{\pi \times 20^2}{4} l$$

$$l = \frac{4 \times 753,129}{\pi \times 20^2} = 2,31 \text{ mm}$$

Pada posisi ini maka sudut a yang dibentuk adalah :

$$\frac{1/2}{2,3} = \frac{90^\circ}{a} = a = \frac{2,3}{10} \times 90^\circ = a = 20,70$$

Maka :

$$\frac{\sin \delta}{\sin a} = \frac{R}{l_{cr}} = \frac{R}{l_{cr}} = \frac{10}{40} = 0,25$$

$$\sin \delta = 0,25 \times \sin a = 0,25 \times \sin 20,70$$

$$\sin \delta = 0,0883 = \delta = 5,06970$$

$$\tan \delta = 0,0883$$

$$\cos \delta = 0,996$$

Sebagai bahan untuk poros engkol dipilih terbuat dari crom nikel steel SAE 3140, dengan data sebagai berikut :

Tegangan tarik, $\sigma_t = 1068 \text{ N/mm}^2$

Faktor keamanan, $S_f = 5$

$$\text{Tegangan tarik izin, } \sigma_{t \text{ izin}} = \frac{1068}{5} = 213,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Tegangan geser izin, } \sigma_{g \text{ izin}} = 0,6 \times \sigma_{t \text{ izin}} = 0,6 \times 213,6 \cdot 106 = 128,16 \text{ N/mm}^2$$

Adapun ukuran-ukuran dari poros engkol yang direncanakan adalah :

Diameter poros utama, $d_{mj} = 7 \text{ mm}$

Diameter pena engkol, $d_{pe} = 5 \text{ mm}$

Panjang pena engkol, $l_{pe} = 10 \text{ mm}$

Panjang poros utama, $l_{mj} = 20 \text{ mm}$

Panjang tumpuan poros utama, $l_u = 10 \text{ mm}$

Tebal pipi engkol, $t_{pe} = 0,24D_p = 0,24 \times 20 = 4,8 \text{ mm}$

Tegangan geser yang terjadi pada poros engkol adalah τ :

$$\tau = \frac{M_{\max}}{w} = w = \frac{\pi}{32} d_{mj}^3 = \frac{\pi}{32} \times 7^3 = 33,656 \text{ mm}^3$$

$$\tau = \frac{2740,06}{33,656} = 81,42 \text{ N/mm}^2$$

Seperti telah diketahui sebelumnya, gaya yang bekerja pada poros engkol akibat tekanan kompresi yaitu, $F = 628 \text{ N}$. Akibat gaya ini maka momen bending yang bekerja pada poros engkol M_b :

$$M_b = F \times \frac{1}{2} = 628 \times \frac{10}{2} = 628 \times 5 = 3140 \text{ N.mm}$$

Tegangan bending yang bekerja σ_{be} :

$$\sigma_{be} = \frac{M_b}{w} = \frac{3140}{33,656} = 93,3 \text{ N/mm}^2$$

Momen bending pada pena engkol M_{pe} :

$$M_{pe} = F \times \frac{1}{2} = 628 \times \frac{10}{2} = 628 \times 5 = 314 \text{ N.mm}$$

Tegangan bending yang terjadi σ_{bp} :

$$\sigma_{bp} = \frac{M_{pe}}{w} = w = \frac{\pi d_{pe}^3}{32} = \frac{\pi \times 5^3}{32} = 12,265$$

$$\sigma_{bp} = \frac{314}{12,265} = 25,6 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros engkol τ_{\max} :

$$\tau_{\max} = \frac{\sqrt{\sigma_{be}^2 + 4\tau^2}}{2} = \frac{\sqrt{93,3^2 + 4 \times 81,42^2}}{2} = 93,837 \text{ N/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan tegangan geser maksimum yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser izin, bahan cukup kuat untuk digunakan.

Perhitungan Daya Motor Penggerak

Perhitungan daya motor penggerak dapat dilakukan dengan uraian sebagai berikut :

$$V_t = \eta v \cdot V_s = 0,725 \times 6280 = 4553 \text{ mm}^3$$

Dengan memperhitungkan rugi-rugi karena kebocoran (di mana untuk ini diambil sebesar 10 %), maka volume karena kebocoran V_r :

$$V_r = 0,1 \times 4553 = 455,3 \text{ mm}^3$$

Maka volume udara yang dihasilkan secara keseluruhan V_{total} adalah sebesar :

$$V_{\text{total}} = 4553 - 455,3 = 4097,7 \text{ mm}^3$$

Untuk memenuhi jumlah udara yang diperlukan, maka dibutuhkan putaran (langkah kerja) n_p sebanyak :

$$n_p = \frac{90630747,3}{4097,7} = 22117,467 \text{ putaran} = 22118 \text{ putaran}$$

Bila direncanakan akan menggunakan motor listrik dengan putaran 3000 rpm, maka volume udara yang dihasilkan Q_s adalah sebesar ;

$$Q_s = 3000 \times 4097,7 = 1,229.10^7 \text{ mm}^3/\text{menit}$$

Dengan mengasumsikan laju aliran volume yang dikehendaki adalah sebesar 1,229.107 mm³/menit, maka perhitungan daya adiabatik dapat diketahui.

Daya adiabatik L_{ad} yang diperlukan adalah sebesar :

$$\begin{aligned} L_{ad} &= \frac{mk}{k-1} \times \frac{P_i \cdot Q_s}{60000} \times \left[\left(\frac{P_c}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{mk}} - 1 \right] = \frac{1 \times 1,401}{1,401 - 1} \times \frac{0,1 \times 1,229 \cdot 10^7}{60000} \times \left[\left(\frac{2}{0,1} \right)^{\frac{1,401-1}{1 \times 1,401}} - 1 \right] \\ &= \frac{1,401}{0,401} \times \frac{0,1 \times 1,229 \cdot 10^7}{60000} \times \left[\left(\frac{2}{0,1} \right)^{\frac{0,401}{1,401}} - 1 \right] = 94 \text{ Watt} \end{aligned}$$

m = jumlah tingkat kompresi (dalam hal ini $m = 1$)

Dengan memperkirakan efisiensi adaibatis keseluruhan adalah sebesar, $\eta_{ad} = 0,9$, maka daya yang diperlukan L_s sesungguhnya adalah :

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_s} = L_s = \frac{L_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{94}{0,9} = 104,44 \text{ Watt} = 105 \text{ Watt}$$

Jadi daya motor yang diperlukan = 105 Watt.

Dengan demikian waktu yang diperlukan menurut perkiraan adalah sebesar, t ;

$$t = \frac{V_b}{Q_s} = \frac{906.307.47,3}{1,229 \cdot 10^7} = 6,9 \text{ menit}$$

KESIMPULAN

Dari Perencanaan yang telah dibuat maka kesimpulan yang dapat diambil adalah sebagai berikut :

1. Tekanan kerja maksimum yang dapat dicapai oleh kompresor = 2 N/mm². Dengan tekanan sebesar ini maka kompresor dapat memompakan udara dan memampatkannya pada ban kendaraan.
2. Ukuran dari kompresor cukup kecil (dengan dimensi : panjang = 120 mm, lebar = 40 mm, tinggi = 85 mm), sehingga mudah dipindah-pindahkan.
3. Jumlah volume udara yang dihasilkan pada saat proses pemampatan tidaklah sama dengan volume udara yang diisap atau yang masuk ke dalam silinder.
4. Piston harus disertakan ring piston untuk mencegah terjadinya kebocoran pada saat proses pemampatan berlangsung.
5. Tekanan yang bekerja pada ring piston ternyata lebih kecil dari tegangan tarik bahan, sehingga bahan cukup kuat untuk digunakan.
6. Tegangan geser total yang terjadi pada pin piston lebih kecil dari tegangan izin bahan. Bahan cukup aman untuk digunakan.

Dengan melihat hasil dari kesimpulan maka tujuan dari perencanaan dapat dicapai yaitu membuat kompresor udara yang berukuran kecil untuk ban kendaraan bermotor.

SARAN

1. Dalam perencanaan komponen kompresor piston harus diketahui standarisasinya agar tidak terjadi kesalahan.
2. Dalam perencanaan ini perlu dianjurkan dan mengkaji referensi yang ada.

DAFTAR PUSTAKA

1. Crouse & Anglin. *Automotive Mechanics*. Tenth Edition, Glencoe
2. BlackH, & Adams, Jr. *Machine Design*. Mc Graw-Hill, Kogakusha, 1968.
3. Daryanto. *Perencanaan Motor Bensin 4 Langkah*. Tarsito, Bandung, 1984
4. Eugene A, Avalone & Theodore, *Baumeinster III*. Standar Handbook For Mechanical Engineers. Ninth Edition, Mc Graw-Hill.
5. Maleav, VL. *Internal Combustion Engine Theori and Design*. Edisi 2, Mc Graw-Hill international Comp, New York, USA, 1985.
6. Martin, Goerge H. *Kinematika dan Dinamika Teknik*. Edisi Kedua, Erlangga, 1992.
7. Nasar, Syed A. *Handbook Of Electric Machines*. Mc Graw-Hill.
8. Petrovsky, N. *Marine Internal Combustion Engines*. Mir Publisher, Moskow.
9. Parker, Earl R. *Material Data Book*. Mc Graw-Hill Book Inc, New York, 1978.
10. Ronald J, Baird & David T, *Baird Industrial Plastics*. The Goodheart Willcox Company Inc, South Holland, Illinois, 1982.
11. Sularso. *Pompa dan kompresor*. P.T. Pradnya Paramita, Jakarta, 1985.
12. Sukirsno, Umar. *Bagian-bagian Mesin dan Merencana*. Erlangga, 1984.
13. Sularso. *Eleman Mesin* P.T. Pradnya Paramita, Jakarta, 1994.