

ANALISIS KARAKTERISTIK POMPA KEROSEN
UNTUK MOTOR ROKET CAIR
PROPELAN KEROSEN - OKSIGEN CAIR
GAYA DORONG 250.000 NEWTON

Oleh :

Dwi Wahyuni *

Abstrak

Telah dilakukan analisis karakteristik pompa pencatu kerosen pada motor roket cair kerosen (RP 1) - Oksigen cair dengan gaya dorong 250.000 Newton.. Karakteristik pompa tersebut adalah : pompa merupakan pompa sentrifugal dengan "radial flow", total head 956 m, beda tekanan 74 bar, jumlah tingkat 6, putaran poros 7000 rpm, debit volume 32,57 lt/det, diameter impeler bagian masukan 107 mm dan bagian keluaran 175 mm, diameter poros 46 mm, lebar sudu bagian masukan 22 mm dan bagian keluaran 14 mm, efisiensi poros 65 %, daya yang dibutuhkan poros 380 kW, kebutuhan "NPSH" 52 m.

1. PENDAHULUAN

Sistem pengumpan pada motor roket cair yang menggunakan "be propellant" ada 2 macam yaitu : sistem pengumpan dengan penekanan tangki propelan dan sistem pengumpan menggunakan pompa.

Sistem pengumpan dengan penekanan tangki propelan menggunakan gas inert tekanan tinggi dalam tangki untuk mendorong bahan bakar maupun oksidator dari tangki penyimpan masuk ke dalam ruang bakar. Sistem pengumpan dengan menggunakan pompa turbo adalah sistem pengaliran bahan bakar maupun oksidator dari tangki penyimpan ke dalam ruang bakar menggunakan pompa yang digerakkan oleh turbin.

Penggunaan sistem pengumpan dengan penekanan tangki propelan relatif sedikit, karena biasanya hanya dipakai untuk motor roket cair yang mempunyai gaya dorong kecil. Sistem pengumpan dengan pompa turbo lebih banyak digunakan, terutama

* Peneliti Bidang Propulsi Maju

untuk motor roket dengan gaya dorong besar, misalnya pada tingkat pertama dari roket yang bertingkat. Selain itu dengan menggunakan pompa turbo diharapkan tekanan ruang bakar ideal dapat dicapai, sehingga gaya dorong yang diinginkan dapat tercapai.

Pompa turbo sebagai pencatu bahan bakar digerakkan oleh turbin secara mekanik. Turbin digerakkan oleh gas hasil pembakaran dari ruang bakar yang khusus dirancang untuk tujuan ini, dengan menggunakan bahan bakar dan oksidator yang sama dengan yang digunakan untuk motor roketnya.

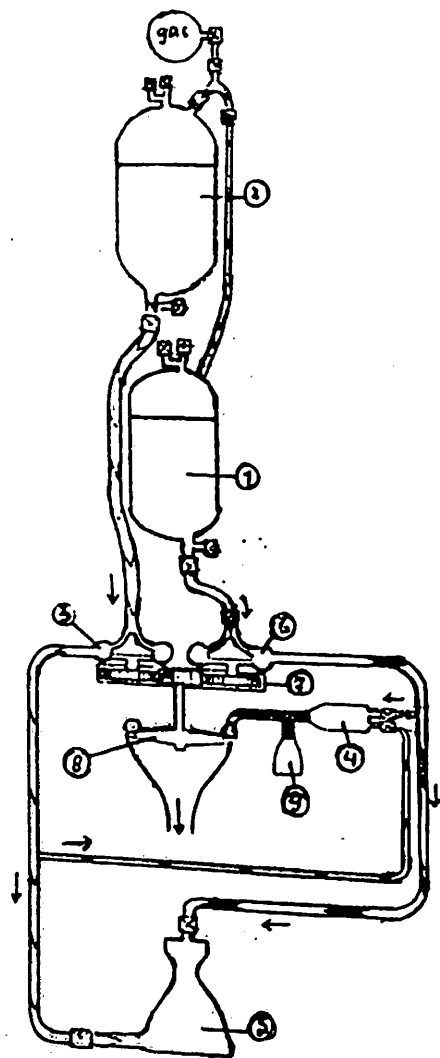
Motor roket cair yang menggunakan pompa turbo sebagai pencatu propelan ke dalam ruang bakar akan sangat bermanfaat bila dikembangkan untuk penelitian di LAPAN. Hal ini disebabkan roket cair menghasilkan gaya dorong yang lebih besar dibanding roket padat dengan ukuran yang sama. Selain itu juga motor roket cair dengan pompa turbo cocok digunakan untuk menghasilkan gaya dorong menengah, sesuai dengan misi secara umum peroketan kita.

2. KONSTRUKSI, KARAKTERISTIK TEKNIK PROPELAN DAN POMPA

2.1. Konstruksi

Motor roket cair yang menggunakan pompa turbo sebagai pencatu propelan digambarkan pada gambar 1.

Adapun aliran propelan dari tangki penyimpanan sampai ke dalam ruang bakar sebagai berikut: Oksidator dari dalam tangki penyimpanan (1) diisap oleh pompa oksidator (6) dan bahan bakar dari dalam tangki penyimpanan (2) diisap oleh pompa bahan bakar (3), kemudian keduanya sebagian kecil masuk ke dalam ruang bakar khusus (4) dan lainnya masuk ke dalam ruang bakar motor (5). Untuk bahan bakar sebelum masuk ke dalam ruang bakar motor terlebih dahulu melalui dinding luar nosel dan dinding luar ruang bakar. Untuk pembakaran pada ruang bakar khusus dibantu dengan pengapian (9). Gas hasil pembakaran dari ruang bakar khusus ini dipergunakan untuk menggerakkan turbin gas (8) dan daya yang dihasilkan turbin digunakan untuk menggerakkan pompa bahan bakar (3) maupun pompa oksidator (6) dengan terlebih dahulu melalui distributor (7).



- 1 : oksidator
- 2 : bahan bakar
- 3 : pompa bahan bakar
- 4 : ruang bakar khusus
- 5 : ruang bakar motor
- 6 : pompa oksidator
- 7 : distributor
- 8 : turbin gas
- 9 : pengapian

Gambar 1. Motor Roket Cair Dengan Sistem Pengumpan Menggunakan Pompa Turbo

2.2. Karakteristik Teknik Propelan dan Pompa

2.2.1. Kerosen

Kerosen yang digunakan sebagai bahan bakar pada motor roket cair yaitu jenis RP 1, yang mempunyai sifat-sifat fisis sebagai berikut :
 Titik didih 180°C , massa jenis 800 kg/m^3 , konduktivitas panas $0,15\text{ W/m}^{\circ}\text{C}$, panas penguapan $22,45 \cdot 10^3\text{ Joule/kg}$, viskositas $1,86 \cdot 10^{-2}\text{ Poise}$ (25°C) , panas spesifik $1965\text{ Joule /kg}^{\circ}\text{C}$, tekanan uap 140 Pascal (20°C) dan $3,4 \cdot 10^3\text{ Pascal}$ (70°C).

Berdasarkan rancangan yang telah dilakukan (Warta LAPAN no. 34/35, 1993) untuk menghasilkan gaya dorong 250000 Newton diperlukan debit kerosen (Q) $31,77\text{ l/det} = 0,03177\text{ m}^3/\text{det}$. Debit kerosen untuk ruang bakar khusus = $0,8\text{ lt}$. Debit total kerosen $32,57\text{ l/det}$.

2.2.2. Pompa Turbo

Pada sistem pengumpan ini digunakan pompa turbo. Pompa yang akan digunakan harus mampu mengatasi tekanan sebagai berikut : (ref. 1 hal. 46)

- tekanan ruang bakar : 10 - 70 bar, diambil 60 bar
- beda tekanan pada injektor : 2 - 8 bar, diambil 7 bar.
- kehilangan tekanan pada pendinginan ruang bakar : 2 - 10 bar, diambil 4 bar.
- kehilangan tekanan pada pemipaan 1 - 5 bar, diambil 4 bar.

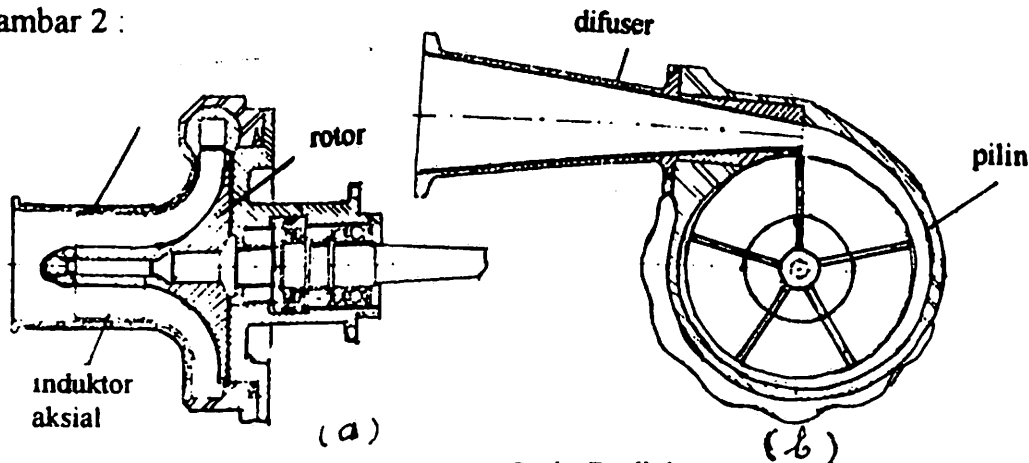
Pengambilan data-data tersebut berdasarkan pertimbangan dari pengalaman dalam penelitian maupun dari studi literatur (Ref 1 hal.46 dan 3 hal. 289). Dengan demikian tekanan keluaran pompa dari kondisi tersebut di atas yaitu $(60 + 7 + 4 + 4) = 75 \text{ bar} = 7.500.000 \text{ N/m}^2$.

3. ANALISIS PEMILIHAN POMPA

Karena pompa yang akan digunakan merupakan bagian utama pada motor roket cair, maka analisis pemilihan ditekankan pada : tipe pompa, sistem transmisi, berat pompa dan pengaruh gravitasi pada kerja pompa.

3.1. Tipe Pompa

Untuk mencatu bahan bakar ke dalam ruang bakar, penyemprotan harus berjalan kontinyu selama pembakaran berlangsung pada tekanan tinggi. Untuk itu maka dipilih pompa sentrifugal dengan putaran minimum 3000 rpm, untuk kerapatan (ρ) fluida kerja lebih kecil dari 1000 kg/m^3 dan tekanan kerja pompa minimum 70 bar. Putaran pompa ditetapkan 7000 rpm (ref.1, hal. 56). Bagan pompa dapat dilihat seperti pada gambar 2 :



Gambar 2 . Pompa Sentrifugal Dengan Sudu Radial
a : Potongan memanjang, b : Potongan melintang

3.2. Sistem Transmisi

Motor penggerak pompa bahan bakar yang direncanakan bersumber dari turbin gas (gambar 1).

Turbin ini digerakkan oleh gas hasil pembakaran pada ruang bakar khusus (gambar 1). Putaran turbin gas relatif besar (> 5000 rpm). Sistem ini harus dipertimbangkan bentuk dan ukurannya.

3.3. Berat Pompa

Berat pompa yang direncanakan juga diharapkan seringan mungkin, maka bahan pompa yang digunakan harus mampu menghadapi kondisi operasi dan mempunyai massa spesifik yang seringan mungkin.

4. PERHITUNGAN

4.1. Bilangan Spesifik dan Pemilihan Tingkat Pompa.

4.1.1. Menentukan Bilangan Spesifik (n_q) dan Tipe Pompa

Untuk menentukan bilangan spesifik dari pompa maka dihitung dulu ketinggian cairan yang akan dialirkan (H), dan digunakan formula sbb:

$$p = \rho \cdot g \cdot H \quad (\text{Ref. 2 hal.242})$$
$$H = \frac{p}{\rho \cdot g} \quad (1)$$

Dengan : total head H (m), massa jenis kerosen ($\rho = 800 \text{ kg/m}^3$), tekanan kerja ($p = 7.500.000 \text{ N/m}^2$), dan gravitasi ($g = 9,81 \text{ m/det}^2$), didapatkan harga $H = 955,66 \text{ m}$.

Untuk menghitung bilangan spesifik (n_q) digunakan persamaan sbb :

$$n_q = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2)$$

(ref.2 hal. 248)

Dengan . bilangan spesifik n_q , putaran pompa ($N = 7000 \text{ rpm}$), debit volume kerosen ($Q = 0,03257 \text{ m}^3/\text{det.}$), total head ($H = 955,66 \text{ m}$). Dari perhitungan ini didapatkan harga bilangan spesifik ($n_q = 7,35$). Berdasarkan ref..2 hal. 248, ref.4 hal. 197 dan ref. 5 hal V-54 (grafik bilangan spesifik terhadap efisiensi), maka diambil kesimpulan bahwa pompa pencatu bahan bakar (kerosen RP 1) untuk kebutuhan motor roket ini ditetapkan tipe radial dengan $n_q = 7,35$.

4.1.2. Menentukan Jumlah Tingkat dan Tipe Pompa

Pompa perlu dibuat bertingkat, mengingat tekanan kerja pompa sangat tinggi. Berdasarkan ref.1 hal. 56 dan ref. 7 hal. VI-5, untuk pompa yang bekerja pada tekanan > 68 bar dapat digunakan jumlah tingkat pompa 6 sampai 12. Untuk ini ditentukan jumlah tingkat pompa 6. Total head tiap tingkat dari pompa dihitung dengan persamaan sbb : (ref. 1 hal.59).

$$H = H/Z \quad (3)$$

Dengan H adalah total head cairan tiap tingkat pompa dan Z adalah jumlah tingkat dari pompa. Maka didapatkan harga $H = 160$ m. Dengan menggunakan persamaan no. 2 maka didapatkan harga $n_q = 28,1$. Berdasarkan ref. 9 hal. 108, untuk harga n_q (11 s/d 38) maka tipe pompa adalah "radial flow".

4.1.3. Menentukan Besarnya Daya Penggerak

Daya penggerak pompa adalah daya yang harus disediakan oleh turbin gas. Untuk menentukan daya penggerak pompa, digunakan persamaan sbb :

$$P = \rho \cdot Q \cdot H / 75 \cdot \eta \quad (\text{ref.9 hal. 325}) \quad (4)$$

$$\text{atau } P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / 1000 \cdot 75 \cdot \eta \quad (\text{ref. 2 hal.265}) \quad (5)$$

Dengan : daya penggerak P (kW), massa jenis cairan $\rho (= 800 \text{ kg/m}^3)$, total head H (= 955,66 m), debit volume kerosen Q (= 0,03257 m³/det.) dan efisiensi total $\eta (= 65 \%)$ (ref.5 hal. V-54). Dari perhitungan ini maka didapatkan besarnya daya penggerak (P = 510,78 PS = 375,97 kW). Untuk mengatasi interaksi-interaksi lain maka direncanakan daya penggerak pompa (P = 380 kW). Catatan : PS (= Power Shaft).

4.2. Menentukan Ukuran-ukuran Utama Pompa

4.2.1. Poros Pompa

Sebelum menentukan ukuran-ukuran utama pompa, terlebih dahulu menentukan diameter poros, karena poros merupakan tempat tersusunnya sudu-sudu (impeler) pompa, sehingga poros harus dipilih tahan terhadap gaya dan momen, termasuk :

- momen puntir, yang besarnya tergantung pada daya dan putaran yang diteruskan poros terhadap sudu-sudu pompa.
- momen lentur, yang tergantung dari seluruh massa yang ikut berotasi.
- gaya aksial, timbul oleh pengaruh kecepatan massa fluida memasuki seksi masuk sudu.

Momen puntir merupakan momen/gaya yang terbesar, dihitung dengan persamaan

$$M_p = 9,74 \cdot 10^3 \cdot P/N \quad (\text{ref.10 hal. 7}) \quad (6)$$

dengan momen puntir M_p , daya penggerak P (= 380 kW) dan perputaran pompa N (= 7000 rpm), maka didapatkan momen puntir 52874,28 kgm. Dengan momen puntir ini, dihitung besarnya diameter poros (d_p), yaitu dengan menggunakan persamaan sbb (ref. 10 hal 8)

$$d_p = [(5.1/\tau_g) \cdot K_t \cdot C_b \cdot M_p]^{1.3} \quad (7)$$

Dengan diameter poros d_p (mm), tegangan geser ijin σ_g (kg/mm^2), faktor koreksi tumbukan K_t (diambil = 1,2, ref. 10 hal. 8), faktor koreksi lenturan C_b (diambil 1,5, ref. 10 hal. 8). Bahan poros dipilih Stainless steel tipe 410 yang mempunyai harga σ_u ($= 75000 \text{ lb}/\text{in}^2 = 232,5 \text{ kg}/\text{mm}^2$). Besarnya harga tegangan geser ijin σ_g , adalah sbb (ref. 7 hal. 23 - 40).

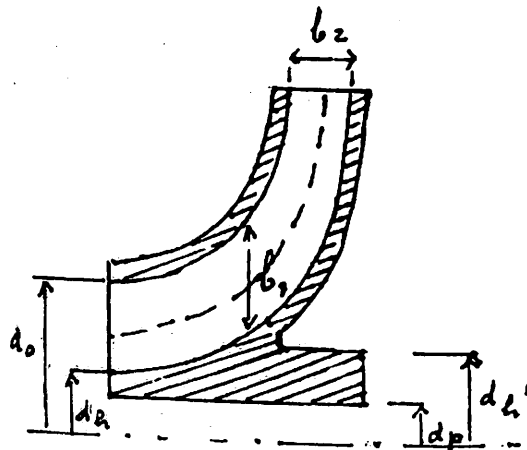
$$\tau_g = \sigma_u / S_{f1} \cdot S_{f2} \quad (8)$$

Dengan faktor keamanan kelelahan puntir S_{f1} (4 s/d 8, dipilih 8 untuk pompa tekanan kerja tinggi), faktor keamanan alur pasak dan poros bertangga S_{f2} (4 s/d 6, dipilih 6 untuk pompa bertingkat). Dari perhitungan ini diperoleh harga tegangan geser ijin τ_g sebesar $4,85 \text{ kg}/\text{mm}^2$. Dengan menggunakan persamaan (7), maka didapat harga d_p yaitu 46 mm. Untuk menghindari defleksi lateral berlebihan oleh adanya pengaruh massa berotasi (impeler) dan poros, maka dipilih : diameter poros terkecil (d_p) 50 mm dan diameter poros terbesar (pada naaf impeler) (d_p) 55 mm.

4.2.2. Analisa Sudu (Impeler).

4.2.2.1. Diameter Hub (d_h).

Adapun profil impeler yang direncanakan dapat dilihat pada gambar 3



- d_o = diameter bag. masukan
- d_p = diameter poros
- b_1 = lebar sisi pd. bag. masukan
- b_2 = lebar sisi pada bag. keluaran
- d_h = diameter hub bag. masukan
- d_h' = diameter hub bag. keluaran
- c_3 = kecepatan abs. cairan

Gambar 3. Profil Impeler

Diameter hub pada sisi masuk dipilih sekecil mungkin (ref. 9 hal. 132):

$$d_h = (1,3 \text{ s/d } 1,4) d_p$$

$$d_h' = (1,35 \text{ s/d } 1,5) d_p$$

maka didapat : $d_h = 65 \text{ mm}$ dan $d_h' = 74,3 \text{ mm}$

4.2.2.2. Diameter Bagian Masukan (d_o)

Tekanan fluida di bagian keluaran impeler (b_1) jauh lebih besar dari tekanan fluida pada bagian masukan (b_o), karena sebagian fluida mengalami aliran balik ke arah bagian masukan. Hal ini dapat terjadi karena pengaruh adanya "clearance" antara

impeler dan rumah pompa sehingga untuk perhitungan debit cairan kerosen (Q) yang melalui impeler sedikit lebih besar dari pada debit kerosen neto (Q). Jadi debit kerosen yang melalui impeler adalah :

$$Q' = Q + Q_b$$

Q_b adalah debit fluida kerosen yang mengalami arus balik. Berdasarkan ref. 3 hal. 2 - 18, harga efisiensi volumetris (η_v) adalah $(1 - 0,038 = 0,96)$. Untuk pompa pusingan tipe radial maka :

$$Q' = Q/\eta_v = 0,0331 \text{ m}^3/\text{det.}$$

Dari grafik hubungan antara K_{cm1} , K_{cm2} dengan n_s , kecepatan meridional pada bagian masukan sudu, $C_{m1} = K_{cm1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ (ref.9, hal.135). Dari gambar tsb diperoleh $K_{cm1} = 0,135$. Maka harga C_{m1} diperoleh 7,56 m/det. Karena adanya pengaruh putaran poros terhadap aliran fluida pada bagian masukan, maka kecepatan masuk fluida (C_o) diambil sedikit lebih kecil dari C_{m1} , yaitu : $C_o = 0,95 C_{m1}$ (ref. 9 hal. 135), sehingga harga C_o adalah 7,18 m/det.

Luas penampang pada bagian masukan : $A_o = Q/C_o = 44 \text{ cm}^2$

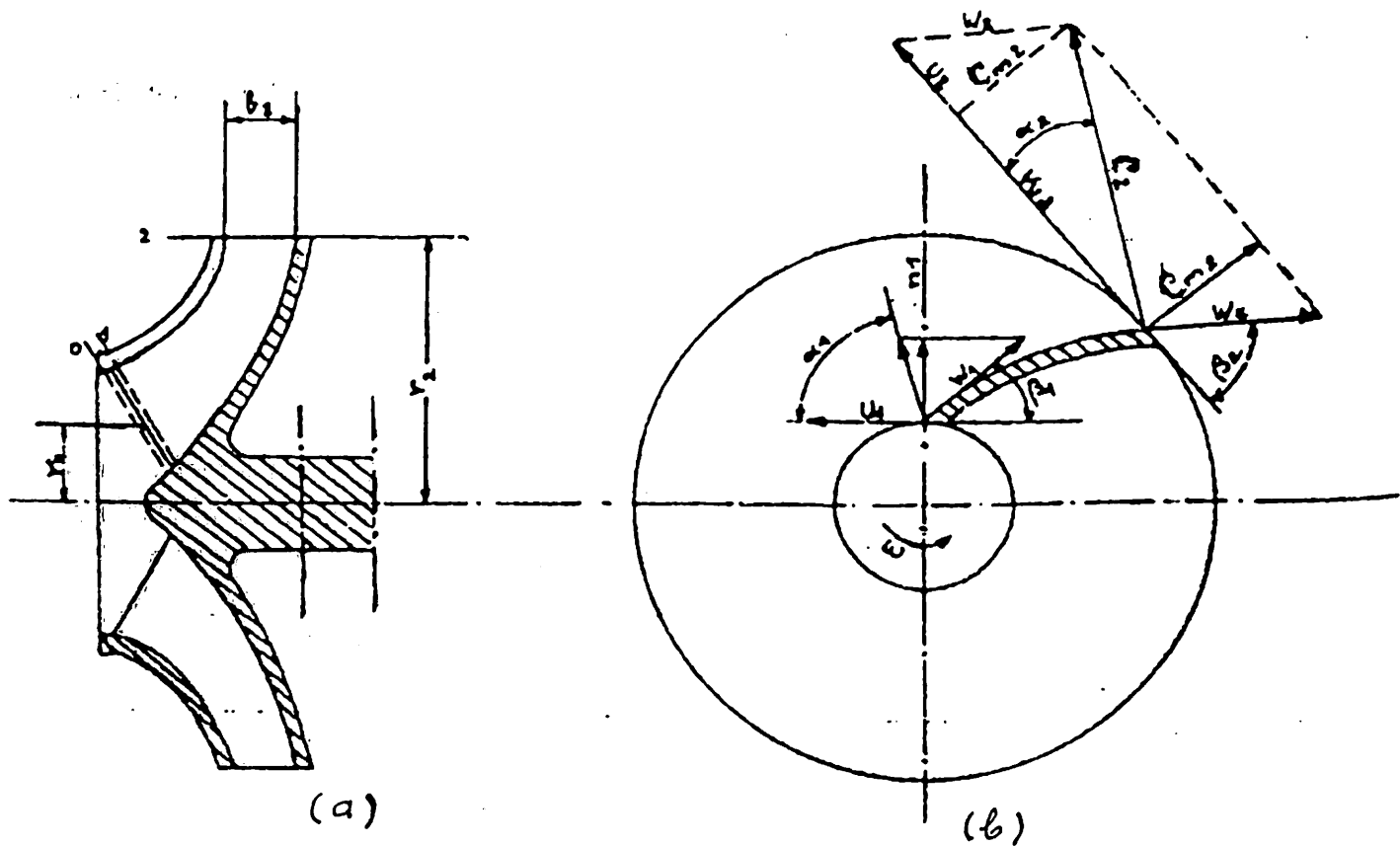
Luas penampang bagian masukan hub : $A_h = (\pi/4) \cdot d_h^2 = 33 \text{ cm}^2$

Luas penampang bagian masukan, total : $A_o' = A_o + A_h = 77 \text{ cm}^2$

Diameter bagian masukan $d_o = \sqrt{4 \cdot A_o'/\pi}$, maka didapat harga $d_o = 99 \text{ mm}$

4.2.3. Segitiga Kecepatan

Segitiga kecepatan merupakan gambaran dari kecepatan aliran fluida kerosen yang menghasilkan ketinggian cairan. Segitiga kecepatan ini digambarkan pada bagian masuk dan keluar sudu, ditentukan oleh kecepatan keliling "blade" dan kecepatan absolut dari cairan, yang dapat digambarkan sebagai berikut (gambar 4):



- w = kecepatan relatif cairan
- c = kecepatan absolut cairan
- u = kecepatan tangensial sudu
- C_m = kecepatan meridional
- β = sudut antara w dan arah negatif dari u
- α = sudut antara c dan u
- ω = kecepatan sudut

Gambar 4. Segitiga Kecepatan Bag. Masukan dan Keluaran
 a : Potongan Melintang Impeler
 b : Segitiga Kecepatan

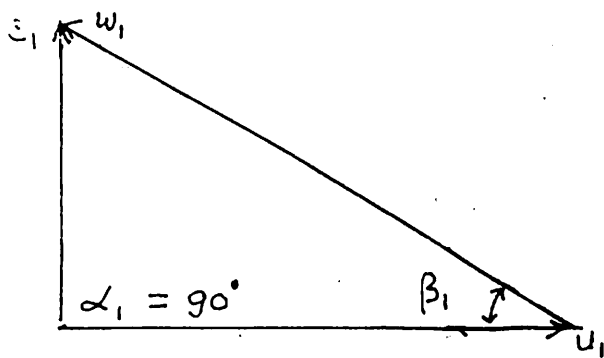
4.2.3.1. Sisi Masuk

a. Kecepatan Keliling (u_1)

Untuk menghitung harga u_1 harus ditentukan dulu harga d_1 . Berdasarkan ref. 10 hal 225, maka : $d_1 = (d_o + 8) \text{ mm} = 107 \text{ mm}$ dan kecepatan keliling masuk : $u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n / 60 = 39,22 \text{ m/det.}$

b. Sudut (β_1)

Fluida masuk ke bagian impeler dengan arah radial, dengan anggapan sudut $\alpha_1 = 90^\circ$ seperti pada gambar berikut :



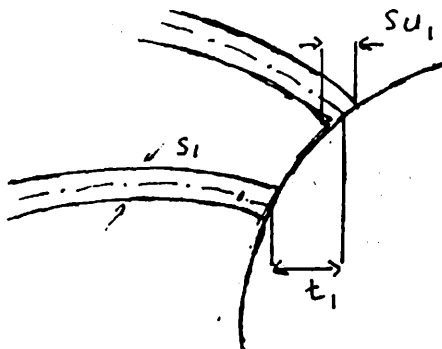
w_1 : kecepatan relatif cairan
 c_1 : kecepatan absolut cairan
 u_1 : kecepatan tangensial sudut
 α_1 : kecepatan sudut
 β_1 : sudut antara w dan arah negatif dari u
 semuanya pada bag. masukan

Gambar 5. Segitiga Kecepatan Pada Bagian Masukan

Dari gambar 5. sudut $\alpha_1 = 90^\circ$, $\text{tg. } \beta_1 = C_m/u_1 = 0,193$, maka $\beta_1 = 10,9^\circ$

Dari hasil pengukuran yang dilakukan membuktikan bahwa harga Q optimal pada keadaan efisiensi terbaik lebih rendah dari harga Q yang diperoleh dari harga $C_{m1} = u_1 \cdot \text{tg. } \beta_1$, maka perlu menambah besarnya sudut β_1 sebesar δ_1 , yang disebut sudut "inclinasi". Sudut ini besarnya (2° s/d 6°) (ref.9 hal. 135). Dalam perencanaan ini ditentukan $\delta_1 (= 3,5^\circ)$. Sehingga sudut β_1 didapat $\beta_1' (= 14,4^\circ)$. Harga β_1 berkisar antara (10° s/d 30°) (ref.11 hal. 410). Untuk keadaan istimewa dapat sampai 45° . Harga $C_{m1} = c_1$, $\alpha_1 = 90^\circ$. Dari hubungan segitiga siku-siku maka didapatkan $w_1 (= 0,492 \text{ m/det})$ dan $c_1 (= 10,07 \text{ m/det})$.

c. Lebar Sisi Masuk



s_1 = tebal sudu
 su_1 = proyeksi tebal sudu ke arah tangensial
 t_1 = jarak antar sudu

Gambar 6 Seksi Masuk Sudu

Untuk menentukan lebar sisi masuk, ditentukan dulu jumlah daun sudu (i). Berdasarkan ref. 11 hal. 255, ref. 2 hal. 201, daun sudu i berjumlah antara 5 sampai 12 buah. Dalam penggunaan ini dipilih $i (=7)$, maka "pitch" sudu pada sisi keluar adalah : $t_1 (= \pi \cdot d_1/i = 48,02 \text{ mm})$.

Tebal sudu tergantung pada kesanggupan pengecoran, dalam hal ini ditentukan tebalnya seragam dari sisi masuk sampai sisi keluar. dipilih tebal sudu : $s_1 (= s_2 = 5 \text{ mm})$, maka $su_1 (= s_1/\sin 14,4^\circ = 20,12 \text{ mm})$, dengan su_1 adalah proyeksi tebal sudu ke arah tangensial. Ujung sudu pada sisi masuk dibuat bulat untuk mengurangi turbulensi, sehingga koefisien kontraksi pada sisi masuk dapat dihitung dengan formula sbb

$$\zeta = \frac{t_1}{t_1 - su_1} \quad (9)$$

maka didapatkan harga $\zeta (= 1,72)$.

Untuk menghitung luas penampang sudu pada sisi masuk, digunakan hubungan :

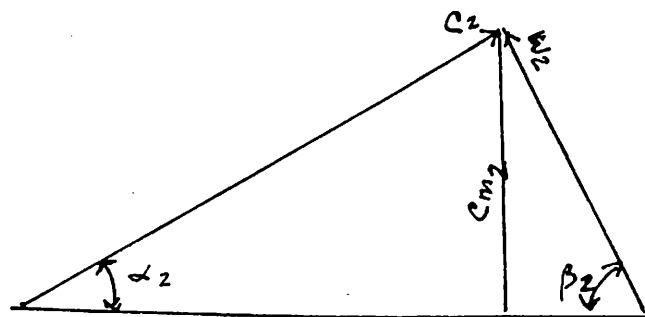
$$A_1 = \zeta Q / C_{m1}$$

Maka didapatkan luas penampang sudu pada sisi masuk 7228 mm^2 . Untuk menghitung lebar sudu pada sisi masuk digunakan persamaan sbb :

$$b_1 = A_1 / \pi \cdot d_1$$

Dari formula ini didapatkan lebar sudu ($b_1 = 22 \text{ mm}$).

4.2.3.2. Sisi Keluar



Gambar 7. Segitiga Kecepatan Pada Bagian Keluaran

a. Kecepatan Keliling (u_2)

Berdasarkan ref. 9 hal. 136, bahwa kecepatan keliling (u_2) pada sisi keluar adalah :

$$u_2 = \left[\frac{C_{m2}}{2 \cdot \text{tg } \beta_2} \right] + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \cdot \text{tg } \beta_2} \right)^2 + \frac{g \cdot h \cdot (1 + C_p)}{\eta_h}} \quad (10)$$

Kecepatan meridional pada sisi keluar (C_{m2} , berkurang secara gradual sepanjang garis arus fluida masuk (C_{m1}) sampai fluida keluar.

$$C_{m2} = K_{cm2} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (11)$$

Dari ref 9 hal. 135, harga K_{cm2} adalah 0,092 untuk $n_q = 13,77$.

Dengan menggunakan persamaan (11) maka didapatkan harga $C_{m2} (= 5,15 \text{ m/det})$.

Besar susut pada sisi keluar sudu (β_2) berkisar antara $15^\circ - 50^\circ$ untuk mendapatkan efisiensi yang bagus (ref. 2 hal. 259). Dalam analisa ini ditentukan $\beta_2 (= 18^\circ)$ untuk pompa dengan bilangan spesifik rendah, dan besarnya efisiensi hidraulis dapat dihitung dengan persamaan :

$$\eta_h = 1 - \frac{0,8}{Q^{0,25}} \quad (\text{ref. 4 hal. 259})$$

didapatkan efisiensi hidraulis 0,83.

Head teoritis (H_{th}) = H/η_h , sehingga didapatkan H_{th} (= 192,77 m)

Harga koreksi Pflaederer dengan jumlah sudu terbatas :

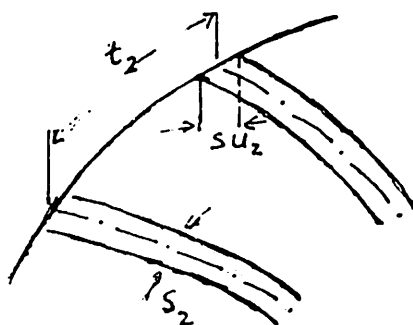
$$C_p = \frac{2 \cdot \psi}{i} \left(\frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2} \right) \quad (\text{ref. 9 hal. 95}) \quad (12)$$

Dipilih harga $r_1/r_2 = 0,6$ (untuk diperiksa kemudian). Harga ψ tergantung dari jenis impeler, untuk impeler dengan sudu "single curvatur" $d_2/d_1 \leq 2$, dan harga ψ dihitung dengan persamaan : $\psi = (0,55 \text{ s/d } 0,68) + 0,6 \sin \beta_2$

Diperoleh harga ψ (0,736 s/d 0,866), dipilih harga $\psi = 0,80$. Dengan menggunakan persamaan (12) didapat harga C_p (= 0,357). Menurut Pflaederer harga $(1 + C_p)$ berkisar antara 1,25 sampai 1,40 (ref. 9 hal. 138).

Dengan menggunakan persamaan (10) maka didapatkan harga u_2 (= 64 m/det), sehingga diameter impeler sisi keluar ($d_2 = 60 \cdot u_2 / \pi \cdot n = 175 \text{ mm}$).

b. Lebar Sisi Keluar (b_2)



t_2 = jarak antar sudu
 su_2 = proyeksi tebal sudu ke arah tangensial

Gambar 8. Seksi Keluar Sudu

Sebelum menentukan b_2 , ditentukan dulu "pitch" pada sisi keluar (t_2), digunakan formula : $t_2 = \pi \cdot d_2 / i$, didapatkan harga t_2 (= 8 cm).

Dengan $s_2 = s_1 = 5 \text{ mm}$ (ditentukan), maka harga $su_2 = 16 \text{ mm}$ (hubungan segitiga siku-siku). Koefisien konstruksi pada sisi keluar (ϕ_2), dihitung dengan :

$$\phi = \frac{t_2}{t_2 - su_2} \quad (13)$$

Didapatkan koefisien konstruksi ϕ (= 1,25). Luas penampang sisi keluar dihitung dengan hubungan :

$$A_2 = \frac{\phi_2 \cdot Q}{Cm_2} \quad (14)$$

maka diperoleh harga A (= 770 mm^2).

Jadi lebar sudu pada sisi keluar ($b_2 = A_2 / \pi \cdot d_2 = 14 \text{ mm}$).

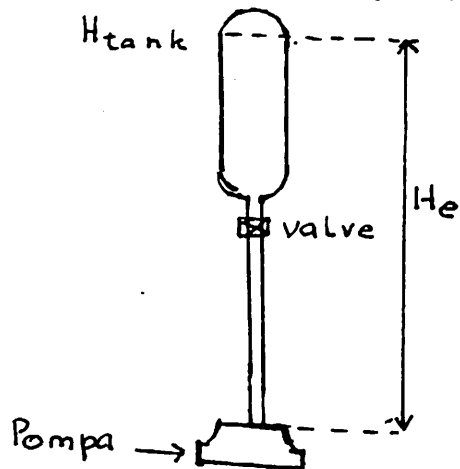
4.3. NPSH ("Net Positive Suction Head")

NPSH adalah ketinggian maksimum yang dicapai untuk menekan adanya "cavitasi" sekecil mungkin pada bagian masukan dari pompa.

NPSH = perbedaan antara ketinggian total pada bagian masukan pompa dan ketinggian yang sesuai dengan tekanan uap cairan pada bagian masukan pompa.

Untuk menghitung NPSH digunakan hubungan sbb :

$$(H_s)_A = H_{\text{tank}} + H_e - H_f - H_v \quad (\text{ref. 1 hal. 79, ref.3 hal. 328}) \quad (15)$$



dengan :

$(H_s)_A$: "Net Positive Suction Head"

H_{tank} : tekanan abs. tangki pada saat kerosen selesai dipompa

H_e : ketinggian kerosen dari pompa

H_f : besarnya friksi dari tangki kerosen sampai ke pompa.

H_v : tekanan uap kerosen

Gambar 9. Sistem Pengaliran Kerosen

Dengan harga H_{tank} (= 64,0014 bar), H_e (= 3 m), H_f (diabaikan), H_v (= 140 Pascal = 0,0014 bar), maka didapatkan NPSH : (= $(H_s)_A$ = 52 m).

5. PEMBAHASAN

Pompa untuk mengalirkan kerosen (jenis RP 1) untuk motor roket cair, merupakan bagian yang sangat penting dalam motor roket dengan gaya dorong menengah sampai tinggi. Untuk ini perputaran pompa harus tinggi (7000 rpm), karena cairan yang dialirkan mempunyai berat jenis yang relatif rendah.

Dari analisis yang telah dilakukan didapatkan hasil : total head cairan ($H = 955,66$ m). Ini termasuk total head yang tinggi, maka pompa harus bertingkat. Dalam hal ini tingkat pompa diperkirakan 6 tingkat (berdasarkan referensi no. 1 hal. 56, bisa sampai 12 tingkat). Bilangan spesifik pompa total = 7,35, dan bilangan spesifik tiap tingkat = 28,1, maka tipe pompa termasuk tipe "radial flow". Daya yang diperlukan untuk menggerakkan pompa P (= 380 kW). Diameter poros didapatkan (= 46 mm). Dengan diameter poros ini dan pompa bertingkat 6, maka perlu analisis lebih jauh lagi, yaitu ditinjau dari segi mekaniknya. Untuk impeler, dari perhitungan didapatkan lebar sudu pada bagian masukan (b_1) = 22 mm, dan lebar sudu pada bag. keluaran (b_2) = 14 mm, jumlah daun sudu = 7, semuanya ini masuk dalam karakteristik pompa yang diijinkan. Perbandingan diameter bagian keluaran terhadap diameter bagian masukan (d_2/d_1) yang diperoleh = 1,64, harga ini adalah < 2, ini termasuk jenis "single curvatur".

Pemeriksaan

- Harga (r_1/r_2).

Harga (r_1/r_2) = 0,61, ternyata harga (r_1/r_2) yang dipilih tidak jauh berbeda dari harga yang diperoleh dari perhitungan yang berarti konstruksi dapat dipakai.

- Jumlah daun sudu (i)

Untuk jenis pompa sentrifugal tipe radial, jumlah daun sudu dapat ditentukan dengan persamaan

$$i = 6,5 \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \frac{\sin(\beta_1 + \beta_2)}{2} \quad (\text{ref. 2 hal. 255}) \quad (16)$$

didapatkan jumlah sudu 7,22.

Jumlah daun sudu dari perhitungan mendekati jumlah daun sudu yang dipilih ($i = 7$), berarti konstruksi dapat dipakai.

- Harga u_2

Harga u_2 dapat diperiksa dengan menggunakan formula :

$$u_2 = Ku_2 \sqrt{2gH} \quad (\text{ref. 9 hal. 140}) \quad (17)$$

dengan koefisien kecepatan eksperimental Ku_2 . Untuk $d_2/d_1 \leq 2$, $Ku_2 = 1,5$ (ref. 9 hal. 140), maka $u_2 = 64,4$ m/det, harga ini tidak jauh berbeda dari hasil hitungan ($u_2 = 64$ m/det), sehingga hasil hitungan dapat dipakai.

6. KESIMPULAN

Dari analisis yang telah dilakukan untuk pompa kerosen pada motor roket cair dengan propelan kerosen (RP 1) - oksigen cair, gaya dorong = 250.000 Newton, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut : Tipe pompa sentrifugal " radial flow", jumlah tingkat 6, kenaikan tekanan yang dicapai pompa 74 bar, total head cairan 956 m, perputaran poros 7 000 rpm. Diameter impeler : masukan ($d_1 = 107$ mm), keluaran ($d_2 = 175$ mm). Lebar sudu : masukan ($b_1 = 22$ mm), keluaran ($b_2 = 14$ mm). Tebal sudu : masukan = keluaran = 5 mm. Diameter poros ($d_p = 46$ mm). Efisiensi hidraulis ($\eta_h = 65\%$). Daya penggerak pompa ($P = 380$ kW = 509 HP). NPSH yang diperlukan = 52

DAFTAR PUSTAKA

1. Dardare J., J. Merguet, L. Vailhe, 1972, "Les Propulseurs A Liquides Domaines D Application Des Reacteurs-Fusees", Tome 3, ENSAE Toulouse .
2. Fritz Dietzel Prof. Dpl. Ing., 1990, "Turbin, Pompa dan Kompresor", alih bahasa Dakso Sriyono, Erlangga, Indonesia.
3. George P Sutton, 1975, "Rocket Propulsion Elements John Wiley & Sons, New York

4. Igor J. Karasik, William C. Krutzsch, Warren H. Farser and Joseph P. Messina, 1976, "Pump Hand Book", Mc. Graw Hill Book Company, New York.
5. Kenneth Salisbury J., 1950 "mechanical Engineering Hand Book", vol. 2, Wiley International Edition, USA.
6. Manobar M. and P. Krismamachor, 1983, "Hydraulic, Mechanic and Advanced Hydraulic, vol.2, Vikes Publishing House PVT Ltd. India.
7. Robert H. Perry, Cecil H. Chilton, 1973, "Chemical Engineer's Hand Book", fifth ed., Mc. Graw Hill.
8. Sri Rukmini Dewi, Dwi Wahyuni, 1993, "Perancangan Awal Roket Cair Dengan Propelan Kerosen-Oksigen Cair dan Sistem Pengumpanan Gas Bertekanan, Warta Lapan No. 34.
9. Stephen Lazarkiewics Mip and Widanictwa Nankowo, 1965, "Impeller Pump, Mechanical Engineering", Warsawa.
10. Sularso and Kyokatsu Suga, 1984, "Dasar pemilihan dan Perencanaan Elemen Mesin", Balai Pustaka.
11. Vasadant V.P., 1984, "Hydraulic Mechanical Theory and Design", Khanna Publisher, India.