



ANALISIS PERFORMANSI *NEUTRALIZED OIL PUMP* TIPE *CEBD* 150250 KAPASITAS 250 m³/jam DI *BIODIESEL PLANT* PT MULTIMAS NABATI ASAHAN

Irene Natalia Siahaan^a, Parlindungan Panjaitan^b, Supriyanto^c

^aTeknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Medan, Jl. Almamater No.1, Padang Bulan, Kec. Medan Baru, Kota medan, Sumatera Utara 20155, Indonesia

^bPT Multimas Nabati Asahan, Kuala Tanjung, Jl. Acces Road Inalum, Kuala Tanjung, Kec. Sei Suka, Kabupaten Batu Bara, Sumatera Utara 21258, Indonesia

^cTeknik Mesin, Politeknik Negeri Medan, Jl. Almamater No.1, Padang Bulan, Kec. Medan Baru, Kota medan, Sumatera Utara 20155, Indonesia

E-mail: irenesiahaan@students.polmed.ac.id

INFO ARTIKEL

Riwayat artikel:

Diajukan pada 15 Februari 2022

Direvisi pada 02 Maret 2022

Disetujui pada 22 Maret 2022

Tersedia daring pada 05 April 2022

Kata kunci:

Pompa sentrifugal, *Decanter*, performansi pompa

Keywords:

Centrifugal pump, *Decanter*, *pump performance*

ABSTRAK

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan fluida (liquid atau gas) dari suatu tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau dari suatu tempat bertekanan rendah ke tempat bertekanan tinggi melalui suatu media perpipaan. Prinsip kerjanya yaitu memberikan perbedaan tekanan antara bagian *suction* (hisap) dan bagian *discharge* (tekan) dengan mentransfer energi mekanis dari suatu sumber energi luar (motor listrik, motor bensin/diesel, ataupun turbin) untuk dipindahkan ke fluida kerja yang dilayani. Peran pompa sangat vital dalam proses penyaluran minyak pada *biodiesel plant*. Oleh sebab itu perlu dilakukan analisis performansi pompa tersebut. Pompa yang dibahas adalah pompa yang digunakan sebagai penyalur *Refined Palm Oil* (RPO) dari *Refined Bleached Deodorized oil* (RBDO) *storage* untuk mengisi tangki 6253S2 (*Decanter*) di *Biodiesel Plant* PT Multimas Nabati Asahan. Pompa ini dinamakan *neutralized oil pump* berkapasitas 250 m³/jam. Performansi pompa dipengaruhi oleh *head*, kapasitas, dan kecepatan yang semuanya mencakup dalam kecepatan spesifik pompa. Untuk dapat bekerja, pompa memerlukan penggerak mula. Disini digunakan motor induksi dengan daya operasional 22 kW. *Head* total yang dilayani adalah 11 m dengan kecepatan spesifik 2086 rpm dan dapat diketahui jenis impeler yang digunakan adalah tipe radial. Efisiensi pompa sebesar sebesar 83%. Instalasi bebas dari gangguan kavitasi karena *Net Positive Suction Head available* (NPSHa) lebih besar dari *Net Positive Suction Head required* (NPSHr).

ABSTRACT

Pump is a device used to move fluid (liquid or gases) from one low place to a high pressure place through a piping medium. The working principle is to provide a pressure difference between the suction and the discharge section by transferring mechanical energy from an external energy source (electric motor, gasoline/diesel motor, or turbin) to be transferred to the working fluid being served. The role of the pump is very vital in the process of distributing oil in the biodiesel plant. Therefore, it is necessary to analyze the performance of the pump. The pump discussed is the pump used to supply Refined Palm Oil (RPO) from the Refined Bleached Deodorized oil (RBDO) storage to fill the 6153S2 (Decanter) tank at the Biodiesel Plant of PT Multimas Nabati Asahan. This pump is called A neutralized oil pump with a capacity of 250 m³/hour. Pump performance is affected by head, capacity, and speed, which are all included in the specific speed of the pump. To work, the pump required a prime mover. Here used an induction motor with an operating power of 22 kW. The total head served is 11 m with a specific speed of 2086 rpm, and it can be seen that the type of impeller used is the radial type. Pump efficiency of 83%. The installation is free from cavitation interference because NPSHa is greater than NPSHr.

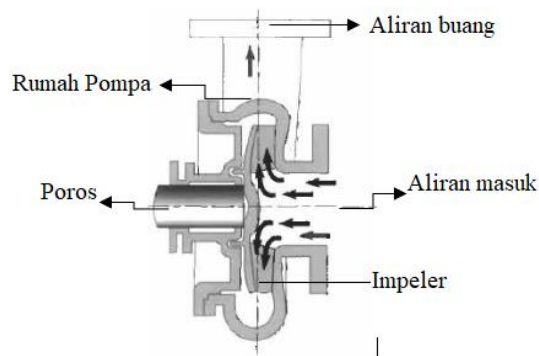
1. PENGANTAR

Indonesia merupakan salah satu negara penghasil minyak bumi di dunia namun sampai saat ini masih mengimpor bahan bakar minyak (BBM) untuk mencukupi kebutuhan bahan bakar minyak di sektor transportasi dan energi. Secara garis besar minyak bumi (minyak mentah) merupakan sumber daya alam yang tidak dapat diperbaharui, dimana keberadaannya setiap hari semakin berkurang karena eksplorasi yang dilakukan secara terus-menerus untuk memenuhi kebutuhan bahan bakar transportasi maupun kebutuhan rumah tangga. Hal ini menyebabkan cadangan minyak bumi semakin menipis. Salah satu solusi untuk mengatasi masalah ini adalah dengan mencari sumber energi terbarukan yang dapat diproduksi secara terus-menerus dan berkesinambungan. Bahan bakar yang dibuat dari sumber daya nabati, alias bahan bakar nabati (BBN, *biofuel*) dipandang sebagai bahan bakar cair alternatif yang paling tepat untuk mensubstitusi BBM, karena bersifat terbarukan dan lebih ramah lingkungan. Dewasa ini dikenal dua kelompok BBN, yaitu bahan bakar nabati oksigenat dan bahan bakar nabati bihidrokarbon. Salah satu BBN yang terklarifikasi ke dalam dua kelompok tersebut yang paling maju pemanfaatannya di Indonesia yaitu biodiesel (Solikhah dkk., 2020). Biodiesel salah satu bahan bakar alternatif yang ramah lingkungan, tidak mempunyai efek terhadap kesehatan serta dapat dipakai sebagai bahan bakar kendaraan bermotor yang dapat menurunkan emisi bila dibandingkan dengan minyak diesel. Biodiesel terbuat dari minyak nabati yang berasal dari sumber daya yang dapat diperbaharui dan kelapa sawit merupakan bahan baku nabati yang diperlukan untuk memproduksi biodiesel (Arridina Susan Silitonga dan Husin Ibrahim, 2020).

PT Multimas Nabati Asahan adalah perusahaan swasta yang berada dibawah naungan Wilmar *Group* yang merupakan grup perusahaan terkemuka di Asia yang bergerak dalam bidang usaha agribisnis dan industri pengolahan kelapa sawit serta penghasil biodiesel terbesar di dunia. Dalam proses produksi *biodiesel*, sistem pompa menjadi suatu komponen yang vital dimana berfungsi untuk mengantarkan atau memindahkan fluida melalui suatu media perpipaan. Salah satu jenis pompa yang digunakan di PT Multimas Nabati Asahan, yakni pompa sentrifugal. Pompa sentrifugal ini termasuk ke dalam jenis pompa *non positive displacement*. Pada umumnya pompa sentrifugal dipilih karena memiliki konstruksi yang sederhana, disamping itu pompa sentrifugal menyediakan *head* dengan kapasitas yang cukup besar serta biaya perawatan yang relatif lebih murah. Pompa sentrifugal memiliki prinsip kerja dengan mengubah energi kinetis (kecepatan) cairan menjadi energi potensial (dinamis) melalui suatu impeler yang berputar dalam *casing*. Pompa beroperasi dengan membuat perbedaan tekanan antara bagian masuk (*suction*) dengan bagian keluar (*discharge*). Dalam proses pendistribusian minyak dari RBDO *storage* untuk mengisi tangki TK 6153S1 di Biodiesel Plant PT Multimas Nabati Asahan digunakan *neutralized oil pump* yang merupakan pompa jenis sentrifugal. *Neutralized oil pump* pada *biodiesel plant* mempunyai peranan penting yaitu untuk mensirkulasikan RPO menuju proses *oil pre-neutralization*. Proses kerja di *biodiesel plant* ini terus berjalan sepanjang hari sehingga memerlukan pompa mendapatkan perhatian lebih khususnya pengecekan efisiensi pompa. Hal ini bertujuan untuk mengetahui kemampuan kerja dari sistem pengoperasian pompa sentrifugal dan keadaan dan performansi pompa sentrifugal yang sedang beroperasi juga dapat menganalisis gangguan yang terjadi dimana dapat mempengaruhi kapasitas yang dihasilkan oleh pompa sentrifugal tersebut.

1.1 Pompa dan prinsip kerja

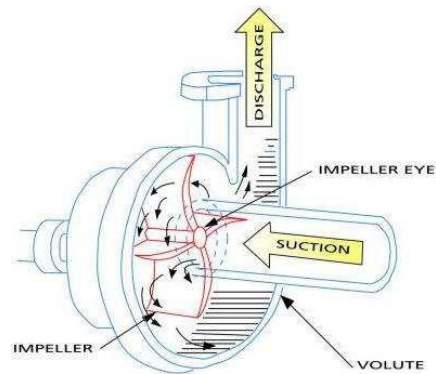
Pompa adalah suatu mesin yang digunakan untuk menaikkan cairan dari *head* (elevasi, tekanan, kecepatan) yang rendah ke *head* yang lebih tinggi. Pompa bekerja membutuhkan gaya putar (daya poros) dari mesin penggerak (motor, *engine*). Di dalam roda jalan (*impeller*) fluida mendapatkan percepatan sehingga fluida tersebut mempunyai kecepatan mengalir keluar sudu dari sudu-sudu roda jalan. Kecepatan keluar fluida ini selanjutnya akan berkurang dan berubah menjadi head statis di sudu-sudu pengarah atau rumah pompa (Made Suarda, 2016). Pada pompa terdapat sudu-sudu impeller yang berfungsi mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Impeler dipasang pada poros pompa yang berhubungan dengan motor penggerak, biasanya motor listrik atau motor bakar. Poros pompa akan berputar apabila penggeraknya berputar. Karena poros pompa berputar, impeler dengan sudu-sudu impeler juga berputar maka zat cair yang ada di dalamnya pun akan ikut berputar sehingga tekanan dan kecepatannya naik dan terlempar dari tengah pompa ke saluran yang berbentuk *volute* atau spiral dan disalurkan keluar melalui nosel (Taufik Rokhman, 2018). Jadi fungsi impeler pompa adalah mengubah energi mekanik yaitu putaran impeler menjadi energi fluida (zat cair). Jadi, zat cair yang masuk pompa akan mengalami penambahan energi yang mengakibatkan pertambahan head tekanan, head kecepatan, dan head potensial. Jumlah dari ketiga head tersebut disebut head total (Samsudin Anis dan Karnowo, 2008).



Gambar 1: Proses pemompaan (Taufik Rokhman, 2018)

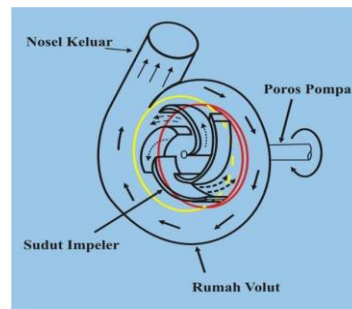
1.2 Pengertian dan Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal merupakan pompa yang menggunakan impeler sebagai penggerak utama yang terdapat pada gambar 2. Impeler yang dipasang pada salah satu ujung poros dan pada ujung yang lain dipasang kopling untuk meneruskan daya dari penggerak. Bentuk impeler yang di pasang menyebabkan aliran fluida yang keluar dari pompa akan membentuk aliran yang tegak lurus terhadap poros pompa. Pada pompa sentrifugal terdapat *mechanical seal* yang digunakan untuk mencegah kebocoran fluida keluar atau udara masuk ke dalam pompa (Mahmudi, 2014).



Gambar 2: Pompa sentrifugal (Mahmudi, 2014)

Pada pompa sentrifugal, motor penggerak akan memutar impeler pompa sehingga zat cair yang ada didalamnya akan ikut berputar karena dorongan sudu-sudu. Akibatnya akan timbul gaya sentrifugal yang menyebabkan cairan meninggalkan energi tekanan fluida dengan melewatkannya pada casing yang berupa saluran dengan penampang yang semakin meluas/membesar. Perubahan energi yang terjadi berdasarkan dari dua bagian utama pompa, impeller dan volut atau *diffuser*. Impeller adalah bagian yang berputar yang mengubah energi mekanis poros menjadi energi kinetik. Rumah keong (*volute casing*) adalah bagian stasioner yang mengubah energi kinetik menjadi energi tekanan (Mahmudi, 2014). Energi yang diciptakan oleh pompa sentrifugal adalah energi kinetik. Jumlah energi yang diberikan kepada cairan adalah proporsional terhadap kecepatan di tepi atau ujung baling-baling impeler. Semakin cepat impeler berputar atau impeler yang lebih besar, maka semakin tinggi kecepatan cairan di ujung baling-baling dan semakin besar energi diberikan kepada cairan (Sri Utami Handayani, 2015). Gambar 3 menunjukkan sisi penampang pompa sentrifugal.



Gambar 3: Gambar Penampang pompa sentrifugal (Mahmudi, 2014)

2. METODE

2.1 Metode Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan di Biodiesel Plant PT Multimas Nabati Asahan. Adapun data-data yang diperoleh antara lain data spesifikasi *Neutralized oil pump*. Tabel 1 berikut menunjukkan data spesifikasi pompa.

Tabel 1: Data spesifikasi *neutralized oil pump*

Jenis Pompa	Sentrifugal
Tipe Pompa	CEBD 150250
Kapasitas	250 m ³ /jam
Head	20 m
Diameter pipa isap	10 inch
Panjang pipa isap	100 m
Jenis katub yang digunakan	1 buah <i>check valve</i> , 4 buah <i>butterfly valve</i>
Jumlah belokan	14 elbow 90°
Tekanan isap	4 bar
Diameter pipa tekan	8 inch
Panjang pipa tekan	22 m
Jenis katub yang digunakan	1 buah <i>check valve</i> , 1 buah <i>butterfly valve</i>
Jumlah belokan	4 buah <i>elbow 90°</i>
Tekanan buang	4,5 bar
Diameter pipa impeler	255 m
Pump input	22 kW
Specific gravity	890,90 kg/m ³
Putaran pompa	1450 rpm

2.1 Performansi Pompa

2.1.1 Head Total

Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah air dan dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa. Head total pompa dapat ditulis dengan persamaan 1 (Sularso dan Haruo Tahara, 2016):

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{vd^2}{2g} \quad (1)$$

Dimana,

H = head total pompa (m)

h_a = head statis pompa (m)

Δh_p = perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m)

h_l = head losses (m)

g = percepatan gravitasi (9,8 m/s²)

2.1.2 Head Statis

Head statis adalah perbedaan tinggi antara permukaan air pada sisi isap dan sisi tekan. Head statis dapat dinyatakan dengan persamaan 2 dibawah ini, yaitu:

$$h_a = h_d - h_s \quad (2)$$

Dimana,

h_a = head statis (m)

h_d = head statis pada sisi tekan (m)

h_s = head statis pada sisi isap (m)

2.1.3 Perbedaan Head Tekan

Head tekanan adalah perbedaan head tekanan yang berbeda pada permukaan zat cair pada sisi tekan dengan head tekanan yang bekerja pada permukaan zat cair pada sisi isap. Head tekanan dapat dinyatakan dengan persamaan 3:

$$\Delta h_p = \frac{P_d - P_s}{\rho g} \quad (3)$$

Dimana,

P_s = tekanan pada sisi isap (Pa)

P_d = tekanan pada sisi tekan (Pa)

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

g = gaya gravitasi (m/s²)

2.1.4 Head Kerugian

a. Kerugian mayor

Kerugian dalam pipa atau biasa disebut *major losses* adalah kerugian yang disebabkan oleh gesekan aliran di sepanjang pipa. Untuk menghitung kerugian gesek dapat dihitung dengan persamaan 4:

$$H_f = f \frac{LV^2}{D \cdot 2g} \quad (4)$$

Dimana,

H_f = major losses (m)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

L = Panjang pipa (m)

V = kecepatan aliran fluida (m/s)

D = diameter dalam pipa (m)

f = koefisien kerugian gesek

Untuk mencari head loss mayor, kita harus tau jenis aliran (laminar/turbulence) dan besarnya bilangan Reynold untuk mendapatkan *friction factornya* (f) (Tahara,1996). Menghitung besarnya bilangan Reynold dapat dicari dengan persamaan 5:

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (5)$$

Dimana,

Re = Bilangan Reynold

v = Kecepatan rata-rata aliran di dalam pipa (m/s)

ν = Viskositas kinematik zat cair (m²/s)

Pada $Re < 2300$, aliran bersifat laminar

Pada $Re > 4000$, aliran bersifat turbulen

Untuk aliran laminar, koefisien kerugian gesek dapat dicari dengan persamaan 6:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (6)$$

b. Kerugian minor

Kerugian minor pompa dirumuskan pada persamaan 7:

$$H_f = f \frac{V^2}{2g} \quad (7)$$

Dimana,

H_f = kerugian gesek dalam pipa (m)

f = koefisien kerugian

L = panjang pipa (m)

V = kecepatan aliran fluida (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

Kerugian *head* ini sering terjadi pada:

1) Elbow

Pada belokan lengkungan, koefisien kerugian dapat dicari dengan persamaan 8:

$$f = 0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2R}\right)^{3,5} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,5} \quad (8)$$

Dimana,

D = diameter dalam pipa (m)

R = jari-jari lengkung sumbu belokan (m)

θ = sudut belokan (°)

f = koefisien kerugian

2) Katup

Perhitungan kerugian *head* karena pemasangan katup pada persamaan 9:

$$h_v = f_v \frac{V^2}{2g} \quad (9)$$

Dimana,

h_v = kerugian *head* pada katub (m)

f_v = koefisien kerugian katub

V = kecepatan aliran fluida (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

2.1.5 Kecepatan spesifik

Kecepatan spesifik dapat didefinisikan seperti persamaan 10:

$$N_s = n \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (10)$$

Dimana:

N_s = putaran spesifik

Q = kapasitas spesifik (gpm)

n = putaran pompa pada *name plate* (rpm)

H = *head* pompa (ft)

2.1.6 Efisiensi

Efisiensi sebuah mesin mengacu pada seberapa baik mesin itu dapat mengubah suatu bentuk energi ke bentuk energi lain. Jika satu unit energi disuplai pada sebuah mesin dan outputnya satu setengah unit energi yang sama, maka efisiensinya adalah 50%. Efisiensi merupakan parameter yang sangat penting dalam merencanakan sebuah pompa. Efisiensi adalah perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor penggerak kepada pompa (.....)

2.1.7 NPSH

NPSH yang tersedia adalah *head* yang dimiliki oleh zat cair pada sisi isap pompa (ekuivalen dengan tekanan mutlak pada sisi isap pompa), dikurangi dengan tekanan uap jenuh zat cair di tempat tersebut. Besarnya NPSH yang tersedia dapat ditulis dengan persamaan 11 sebagai berikut:

$$H_{sv} = \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - h_s - h_{ls} \quad (11)$$

dimana,

h_{sv} = NPSH yang tersedia

p_a = tekanan atmosfer (kgf/m²)

p_v = tekanan uap jenuh (kgf/m²)

γ = berat zat cair per satuan volume (kgf/m³)

h_{ls} = kerugian *head* di dalam pipa isap (m)

h_s = *head* isap statis (m)

2.1.8 NPSHr

NPSH yang diperlukan tergantung pada harga kapasitas, head, dan putaran pompa. Besarannya dapat dihitung dengan persamaan 12:

$$NPSHr = \left(\frac{n}{S}\right)^{4/3} Q_N^{2/3} \quad (12)$$

Dimana,

n = putaran pompa (rpm)

S = kecepatan spesifikasi isap untuk pompa

Q = kapasitas pompa (m³/menit)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Analisis Data Neutralized Oil Pump Berdasarkan Data Spesifikasi

3.1.1 Kapasitas pompa

Kapasitas pompa yang digunakan dalam perhitungan adalah kapasitas operasional pompa dalam proses pemompaan minyak dari RBD *oil storage* ke tangki TK 6153S1 yaitu 0,06944 m³/s.

3.1.2 Head total pompa

1) Head statis (Ha)

Head statis pompa adalah perbedaan tinggi antara permukaan pada sisi tekan dan sisi isap pompa. Head statis pada instalasi pompa yaitu:

$$\text{Head statis isap (Hs)} = 15 \text{ m}$$

$$\text{Head statis tekan (Hd)} = 23 \text{ m}$$

Maka dari persamaan 2 diperoleh:

$$H_a = H_d - H_s$$

$$H_a = 23 \text{ m} - 15 \text{ m}$$

$$H_a = 8 \text{ m}$$

2) Perbedaan head tekan

Perbedaan head tekanan timbul karena disebabkan adanya perbedaan tekanan permukaan pada sisi isap dengan tekanan pada sisi keluar. Dari persamaan 3 diketahui bahwa:

$$\Delta h_p = \frac{P_d - P_s}{\rho g}$$

$$P_{\text{suction}} = 4 \text{ bar} = 400.000 \text{ N/m}^2$$

$$P_{\text{discharge}} = 4,5 \text{ bar} = 450.000 \text{ N/m}^2$$

Maka,

$$\Delta h_p = \frac{450.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} - 400.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{890,90 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$\Delta h_p = \frac{5000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{8739,73 \text{ N/m}^3}$$

$$\Delta h_p = 0,572 \text{ m}$$

3) Head losses

a. Head losses sepanjang pipa isap

Diameter pipa yang dipakai di lapangan adalah 10 inci. Menurut ANSI Standart B 36.10-1939 *schedule* No. 40 diperoleh ukuran pipa pada lampiran sebagai berikut:

$$\text{Diameter luar pipa} = 10,75 \text{ inci} = 0,2731 \text{ m}$$

$$\text{Diameter dalam pipa} = 10,02 \text{ inci} = 0,2545 \text{ m}$$

$$\text{Tebal pipa} = 0,365 \text{ inci} = 0,009271 \text{ m}$$

Kecepatan aliran di dalam pipa dapat dihitung dengan persamaan 13 :

$$V = \frac{4Q}{\pi D_i^2} \quad (13)$$

$$V = \frac{4 \times 0,06944 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{3,14 \times (0,2545 \text{ m})^2}$$

$$V = 1,3653 \text{ m/s}$$

Untuk menentukan harga koefisien gesek f , harus terlebih dahulu diketahui bilangan Reynold (Re) yang dapat dihitung dengan persamaan 5, yaitu:

$$Re = \frac{VD_i}{\nu}$$

Dimana ν = viskositas kinematik zat cair pada temperatur 40°C. Di peroleh harga ν sebesar $1,79 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, sehingga nilai bilangan Reynold sebesar:

$$Re = \frac{1,3653 \text{ m/s} \times 0,2545 \text{ m}}{1,79 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 1,9 \times 10^4$$

Karena bilangan $Re > 4000$ maka aliran pada pompa termasuk aliran yang bersifat turbulen. Pipa yang digunakan adalah pipa yang terbuat dari *stainless steel*. Nilai $\epsilon = 0,0000197 \text{ ft} = 0,000006 \text{ m}$. Maka harga kekasaran relatif pipa adalah:

$$\frac{\epsilon}{D_i} = \frac{0,000006 \text{ m}}{0,2545 \text{ m}} = 0,000024$$

Maka dari diagram *moody* diperoleh harga koefisien gesek (f) sebesar 0,026.

1. Kerugian *head* gesekan dalam pipa isap (h_{s1}) dapat dihitung dari persamaan 4 dan persamaan 7 yaitu

$$h_{s1} = f \frac{L}{D_i} \times \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{s1} = 0,026 \times \frac{100 \text{ m}}{0,2545 \text{ m}} \times \frac{(1,3653 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}$$

$$h_{s1} = 0,971 \text{ m}$$

2. Kerugian *head* akibat katup (h_{s2})

Katup yang digunakan pada sisi isap adalah katup *check* dan katup kupu-kupu yang berfungsi untuk mengatur jumlah aliran. Untuk *check valve*, koefisien gesek (f) adalah 2,5 (Tabel 2.2) dan *check valve* yang digunakan 1 buah, maka dari persamaan 4 dan persamaan 7 diperoleh:

$$h_{s2} = f \times \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{s2} = 2,5 \times \frac{(1,3653 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$h_{s2} = 0,2375 \text{ m}$$

Untuk *butterfly valve*, pembukaan katup dilakukan pada 100° (bukaan katup penuh) sehingga tidak ada kerugian akibat katup atau koefisien kerugian sama dengan 0.

3. Kerugian *head* akibat belokan (h_{s3})

Adapun jenis belokan (*elbow*) pada sisi isap yaitu belokan 90° dengan koefisien gesek (f) sebesar 0,31 maka dari persamaan 4 dan persamaan 7 diperoleh:

$$h_{s3} = f \times \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{s3} = 0,31 \times \frac{(1,3653 \text{ m/s})^2}{2 (9,81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{s3} = 0,0295 \text{ m}$$

Karena pada sisi isap belokan 90 ada 14 buah maka,

$$h_{s3} = 14 \times 0,0295 \text{ m}$$

$$= 0,4123 \text{ m}$$

Dari perhitungan diatas, maka total *head* kerugian sepanjang pipa isap adalah sebesar:

$$h_s = h_{s1} + h_{s2} + h_{s3}$$

$$= (0,971 + 0,2375 + 0,4123) \text{ m}$$

$$= 1,6208 \text{ m}$$

b. *Head losses* sepanjang pipa tekan (H_{ld})

Diameter pipa yang dipakai adalah 8 inci dan menurut ANSI Standart B 36. 10-1939 (*schedule* N0.40) diperoleh ukuran pipa sebagai berikut:

$$\text{Dimeter luar pipa} = 8,625 \text{ inci} = 0,219075 \text{ m}$$

$$\text{Dimeter luar} = 7,981 \text{ inci} = 0,2027174 \text{ m}$$

$$\text{Tebal pipa} = 500 \text{ inci} = 0,0127 \text{ m}$$

Kecepatan aliran di dalam pipa dapat dihitung dengan persamaan 13, yaitu:

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_i^2}$$

$$V = \frac{4 \times 0,06944 \text{ m}^3/\text{s}}{3,14 (0,2027 \text{ m})^2}$$

$$V = 2,1527 \text{ m/s}$$

Untuk menentukan harga koefisien gesek f , harus terlebih dahulu diketahui bilangan *reynold* (Re) yang dapat dihitung dengan persamaan 8, dimana ν = viskositas kinematik zat cair pada temperature 40°C. Harga ν sebesar $1,79 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, sehingga diperoleh bilangan *reynold* sebesar:

$$Re = \frac{2,1527 \text{ m/s} \times 0,2027 \text{ m}}{1,79 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 2,43 \times 10^4$$

Karena bilangan $Re > 4000$ maka aliran pada pompa termasuk aliran bersifat turbulen. Pipa yang digunakan adalah pipa yang terbuat dari *stainless steel*. Harga $\epsilon = 0,0000197 \text{ ft} = 0,000006 \text{ m}$. Maka harga kekasaran relatif pipa adalah:

$$\frac{\epsilon}{D_1} = \frac{0,000006 \text{ m}}{0,2027 \text{ m}} = 0,000029$$

Maka dari diagram *moody* diperoleh harga koefisien gesek (f) sebesar 0,025.

1. Kerugian head gesekan dalam pipa tekan (h_{ld1}) dari persamaan 4 dan persamaan 7:

$$h_{ld1} = f \frac{L}{D_1} \times \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{ld1} = 0,025 \times \frac{22\text{m}}{0,2027\text{m}} \times \frac{(2,1527 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$h_{ld1} = 0,641 \text{ m}$$

2. Kerugian head akibat katub (h_{ld2})

Katup yang digunakan pada sisi tekan adalah *check valve* dan *butterfly valve* yang berfungsi untuk mengatur jumlah aliran. Untuk *check valve*, koefisien gesek (f) adalah 2,5 dan katub yang digunakan 1 buah, maka diperoleh:

$$h_{ls2} = f \times \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{ls2} = 2,5 \times \frac{(2,1527 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$h_{ls2} = 0,5904 \text{ m}$$

Untuk *butterfly valve*, pembukaan katup dilakukan 100° (bukaan penuh) sehingga tidak ada kerugian katup atau kerugian katup sama dengan 0.

3. Kerugian *head* akibat belokan (h_{ld3})

Adapun jenis belokan (*elbow*) pada sisi tekan yaitu belokan 90° dengan koefisien gesek (f) sebesar 0,31 dari persamaan 4 dan persamaan 7 maka diperoleh:

$$h_{ls3} = f \times \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{ls3} = 0,31 \times \frac{(2,1527 \text{ m/s})^2}{2 (9,81 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{ls3} = 0,0732 \text{ m}$$

Karena pada sisi tekan belokan 90° ada 4 buah maka,

$$h_{ls3} = 4 \times 0,0732 \text{ m}$$

$$h_{ls3} = 0,2929 \text{ m}$$

Dari perhitungan diatas, maka total *head* kerugian sepanjang pipa tekan adalah sebesar:

$$h_{ld} = h_{ld1} + h_{ld2} + h_{ld3}$$

$$h_{ld} = (0,641 + 0,5904 + 0,2929)\text{m}$$

$$h_{ld} = 1,5243 \text{ m}$$

Maka total kerugian *head* di sepanjang pipa isap dan pipa tekan adalah:

$$h_l = h_{ls} + h_{ld}$$

$$h_l = (1,6208 + 1,5243) \text{ m}$$

$$h_l = 3,1451 \text{ m}$$

4. *Head* kecepatan (h_v)

Head kecepatan dapat dinyatakan dengan rumus pada persamaan 9:

$$h_v = \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g}$$

Dimana,

$$V_d = 2,1527 \text{ m/s}^2$$

$$V_s = 1,3653 \text{ m/s}^2$$

Maka diperoleh,

$$h_v = \frac{(2,1527 \text{ m/s})^2 - (1,3653 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$h_v = 0,1412 \text{ m}$$

Dari persamaan 1 maka diperoleh *head* total sebesar

$$H = h_s + \Delta h_p + h_l + h_v$$

$$H = (8 + 0,572 + 3,1451 + 0,1412)\text{m}$$

$$H = 11,8583$$

3.1.3 Kecepatan spesifik (N_s)

Kecepatan spesifik pompa dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 13, yaitu:

$$Q = 0,06944 \text{ m}^3/\text{s} \times 1,5850 \cdot 10^4 \text{ gpm}$$

$$Q = 1100,6464 \text{ gpm}$$

$$H = 20 \text{ m} \times 3,281 \text{ ft}$$

$$H = 65,62 \text{ ft}$$

$$n = 1450 \text{ rpm}$$

Maka:

$$N_s = 1450 \text{ rpm} \times \frac{1100,6464 \text{ gpm}^{0,5}}{65,62 \text{ ft}^{0,75}}$$

$$N_s = 2086,541 \text{ rpm}$$

3.1.4 Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa dapat menggunakan grafik hubungan antara kecepatan putaran spesifik dengan kapasitas aliran fluida. Putaran spesifik pompa 2085,5409 rpm dan kapasitas pompa yang dioperasikan sebesar 1100,6464 gpm, maka diperoleh efisiensi sebesar 83%.

3.1.5 Daya Fluida

Daya fluida adalah daya yang secara efektif diterima oleh fluida dari pompa per satuan waktu.

$$Q = 0,06944 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H = 20 \text{ m}$$

$$\eta_p = 83\% = 0,83$$

$$\gamma = \rho \times g$$

$$\text{massa jenis RBD oil pada temperatur } 40 \text{ }^\circ\text{C} = 890,90 \text{ kg/m}^3$$

maka:

$$P_h = \gamma \times g \times H \times Q$$

$$P_h = 890,90 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 20 \text{ m} \times 0,06944 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_h = 12,1377,74 \text{ kgm/s}$$

$$P_h = 12,14 \text{ kW}$$

3.1.6 Daya Poros

Besar daya pompa yang digunakan untuk menggerakkan impeler dapat ditentukan dengan persamaan 14

$$P_{pompa} = \frac{\rho \times g \times H \times Q}{\eta_p} \quad (14)$$

Dimana,

$$P_h = 12,14 \text{ kW}$$

$$\eta_s = 0,83 \%$$

Maka:

$$P_{pompa} = \frac{12,14 \text{ kW}}{0,83}$$

$$P_{pompa} = 14,627 \text{ kW}$$

3.1.7 Daya Penggerak Pompa

Daya penggerak pompa atau daya motor yang digunakan untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan persamaan 15:

$$P_m = \frac{P(1+\alpha)}{\eta_t} \quad (15)$$

Dimana:

$$P = 14,627 \text{ kW}$$

$$\alpha = \text{faktor cadangan; motor induksi} = 0,1-0,2$$

$$\eta_t = \text{efisiensi transmisi; transmisi menggunakan kopling, nilainya } 0,95-0,97 \text{ dan diambil } 0,96$$

Maka diperoleh:

$$P_m = \frac{14,627 \text{ kW} \times (1 + 0,2)}{0,96}$$

$$P_m = 18,284 \text{ kW}$$

3.1.8 NPSH yang tersedia ($NPSH_a$)

NPSH yang tersedia dapat dihitung dengan persamaan 14

Dimana:

P_a = Tekanan atmosfer = 10332 kgf/m³

P_v = tekanan uap jenuh zat cair pada temperatur 60°C = 2031,168 kgf/m²

H_s = head statis pada suction = 15 m

Karena permukaan zat cair dalam tangka lebih tinggi dari pada pipa isap maka h_s bernilai positif (+).

H_{ls} = head losses pada suction = 1,6208 m

$\gamma = \rho \times g$ (massa jenis zat cair = 890,90 kg/m³)

Maka:

$$NPSH_a = \frac{10332 \text{ kgf/m}^2}{890,90 \text{ kg/m}^3 (9,81 \text{ m/s}^2)} - \frac{2031,168 \text{ kgf/m}^2}{890,90 \text{ kg/m}^3 (9,81 \text{ m/s}^2)} + 15 \text{ m} - 1,6208 \text{ m}$$

$$NPSH_a = 14,33 \text{ m}$$

3.1.9 NPSH yang diperlukan (NPSH_r)

NPSH yang diperlukan dapat dihitung dengan persamaan 15

Dimana:

n = putaran pompa = 1450 rpm

s = kecepatan spesifik isap untuk pompa umum = 1200 rpm

Q = 4,167 m³/menit

Maka:

$$NPSH_r = \left(\frac{1450 \text{ rpm}}{1200 \text{ rpm}} \right)^{4/3} \times (4,167 \text{ m}^3/\text{menit})^{2/3}$$

$$NPSH_r = 3,344 \text{ m}$$

3.2 Pembahasan

Dari analisis hasil perhitungan data spesifikasi *neutralized oil pump* maka didapatkan bahwa *head* total pompa sebesar 11,8583 m, kecepatan spesifik (N_s) sebesar 2086,5409 rpm. Kecepatan spesifik dapat diketahui bahwa jenis impeler yang dipakai adalah tipe radial flow dan daya pompa sebesar 14,627 kw dan efisiensi pompa sebesar 83%. Adapun NPSH yang tersedia sebesar 14,33 m dan NPSH yang diperlukan adalah 3,344 m. Debit pompa semakin besar maka daya poros pompa yang dihasilkan juga semakin besar (Sudraja Soeadgihardo, 2013, Nurmiati Pasra dan Hakim 2016). Hal ini sejalan dengan prinsip kerja dasar pompa sentrifugal dalam hal hubungan antara debit dengan daya poros (Solikhah dkk, 2018). Pompa dapat beroperasi dengan aman dan terhindar dari kavitasi, maka harga NPSH yang tersedia (NPSH_a) harus lebih besar dari pada NPSH yang diperlukan (NPSH_r) (Sularso dan Haruo Tahara, 2016).

4. KESIMPULAN

Performansi *neutralized oil pump* di Biodiesel Plant PT Multimas Nabati Asahan diketahui bahwa *neutralized oil pump* bertujuan untuk menyalurkan RPO dari RBDO *storage* untuk mengisi tangki 6153S2 (*decanter*), dimana disini dilakukan proses yang disebut *oil pre-neutralization*. Proses ini adalah proses pertama yang terjadi dalam produksi biodiesel dan efisiensi pompa sebesar 83% dimana pompa dapat bekerja sesuai kebutuhan karena *head* secara aktual lebih kecil dari *head* yang tertera pada *name plate*.

UCAPAN TERIMAKASIH

Penulis mengucapkan rasa syukur karena berkat dan rahmat yang maha kuasa penulis dapat menyelesaikan artikel ini, serta terima kasih yang sedalamnya karena dukungan finansial yang diberikan oleh Direktorat Akademik Pendidikan Tinggi Vokasi Direktorat Jenderal Pendidikan Vokasi Kementerian Pendidikan, Kebudayaan, Riset, dan Teknologi melalui Pusat Penelitian Pengabdian Masyarakat, Politeknik Negeri Medan.

DAFTAR PUSTAKA

- Ali, M. 2014. *Pompa dan Kompresor* diakses pada 25 September 2021 dari <http://digilib.polban.ac.id>.
- Anis, Samsudin., Karnowo, 2008. *Buku Ajar Dasar Pompa*. Semarang. Universitas Negeri Semarang
- Handayani, Sri Utami. (2015). *Pompa perpindahan positif* diakses 28 September 2021 dari <http://www.utami.community.undip.ac.id/files/2010/07/bab-4-pompa-resiprokating1.pdf>
- Made Suarda. (2016). *Pompa dan Kompresor* diakses pada 25 September 2021 dari <https://simdos.unud.ac.id/>
- Nurmiati Pasra N., Hakim, F. (2016). Pengoperasian *Water Treatment Plant* di PT PJB Unit *Pembangkitan Paiton*. *Jurnal Energi & Kelistrikan* 7, 41-48.
- Rokhman, T. (2018). *Macam-Macam Pompa (Pump)*. Diakses pada 28 September 2021 dari <https://taufiqurrohman.wordpress.com/2018/04/04/macam-macam-pompa>.

- Solikhah D. M., Barus B. R., Karuana F., Wimada A. R., & Amri K. 2020. Pedoman Penanganan dan Penyimpanan Biodiesel dan Campurannya (B30). Jakarta. Balai Teknologi Bahan Bakar dan Rekayasa.
- Soeadgihardo, S. (2013). Diktat Kuliah Mekanika Fluida diakses pada 25 September 2021 dari <http://repository.umy.ac.id>.
- Sudarja, S. (2016). Diktat Kuliah Mekanika Fluida diakses pada 10 oktober 2021 dari <http://repository.umy.ac.id/handle/123456789/3583>.
- Sularso, Haruo Tahara. (2016). Pompa dan Kompresor. Jakarta: PT Pradnya Paramita.