

KARAKTERISTIK ALIRAN DAN HEAD LOSSES WASSER POMPA AIR-PW-225EA

Achmad Rijanto

Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Islam Majapahit

Contact Person:

Email : achmadrijanto@yahoo.co.id

ABSTRACT

In general, water pump manufacturers do not exhibit the characteristics of water flow and *head losses* that occurs in the pump produced. Therefore the aim of this research was to determine the characteristics of water flow and *head losses* at *Wasser Water Pump-PW- 225EA*. This research uses the method of analysis and calculation of the pump to the manufacturer's specifications as follows; 9 m maximum suction power, the maximum discharge power of 31 m, the maximum capacity of 60 l/min, suction pipe diameter of 1 inch, 1 -inch diameter pipe discharge, the power supply voltage of 220 V and a motor power of 200 W. From the results obtained , that the characteristics of the water flow is *turbulent* flow with *Reynolds number* (R_e) of 4.99×10^4 on the flow suction and discharge pipe. While the *head losses* of 13 m consists of a suction pipe *head losses* of 3 m and a discharge pipe *head losses* of 10 m.

Keywords : *Wasser Pump-PW- 225EA* , *head losses*, *turbulent*, *Reynolds number*.

ABSTRAK

Pada umumnya produsen pompa air tidak menunjukkan karakteristik aliran air dan *head losses* yang terjadi pada pompa yang diproduksinya. Oleh karena itu tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui karakteristik aliran air dan *head losses* pada *Wasser Pompa Air-PW-225EA*. Penelitian ini menggunakan metode analisis dan penghitungan dari pompa dengan spesifikasi pabrik sebagai berikut; daya hisap maksimal 9 m, daya dorong maksimal 31 m, kapasitas maksimal 60 l/min, diameter pipa hisap 1 inch, diameter pipa dorong 1 inch, tegangan listrik 220 V dan daya motor 200 W. Dari hasil penelitian diperoleh, bahwa karakteristik aliran air adalah aliran *turbulen* dengan *bilangan Reynolds* (R_e) sebesar $4,99 \times 10^4$ pada aliran pipa hisap dan pipa dorong, sedangkan *head losses* sebesar 13 m, terdiri dari *head losses* pipa hisap 3 m dan *head losses* pipa dorong 10 m.

Kata kunci: *Wasser Pompa Air-PW-225EA*, *head losses*, *turbulen*, *bilangan Reynolds*

1. PENDAHULUAN

Pada umumnya produsen pompa air tidak menunjukkan karakteristik aliran air dan *head losses* yang terjadi pada pompa yang diproduksinya. Hal ini mengakibatkan konsumen tidak mengetahui *head efektif* yang bekerja pada pompa air, karena produsen hanya mencantumkan spesifikasi produknya berupa spesifikasi *head* maksimum atau *head* pipa hisap maksimum dan *head* pipa dorong maksimum, sehingga apa yang diinginkan konsumen terhadap produk pompa air mengecewakan.

Disamping itu karakteristik aliran air pada pipa hisap dan pipa dorong sangat penting, karena untuk mengetahui koefisien kerugian gesek untuk pipa dalam, dan

kecepatan aliran pada sistem perpipaannya. Dari kecepatan aliran ini akan diketahui kapasitas efektif pompa air tersebut. Sedangkan dari koefisien rugi gesek pipa dalam dapat digunakan untuk menganalisis dan menghitung *head losses* pada pipa hisap dan pipa dorong.

Berdasarkan latar belakang penelitian di atas, maka penelitian karakteristik aliran dan *head losses* ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik aliran air dan *head losses* pada *Wasser Pompa Air-PW-225EA*.

Dari tujuan tersebut maka dapat dirumuskan masalah dari penelitian ini yaitu; bagaimana menganalisis dan melakukan penghitungan terhadap data-data dari obyek

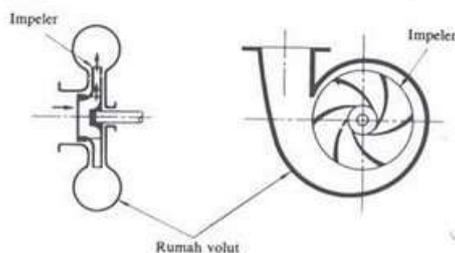
penelitian untuk menentukan karakteristik aliran dan *head losses*-nya.

Disamping itu agar ruang lingkup permasalahan pada penelitian ini tidak meluas, maka penelitian ini dibatasi pada hal-hal sebagai berikut:

1. Obyek penelitian adalah *Wasser Pompa Air-PW-225EA*.
2. Jenis pompa adalah pompa sentrifugal
3. Ukuran diameter pipa hisap dan pipa dorong sesuai dengan spesifikasi pabrik dan tidak terjadi perubahan ukuran diameter pipa.
4. Fluida yang digunakan adalah air.
5. Percepatan gravitasi bumi $9,81 \text{ m/det}^2$.
6. Fluida bekerja pada temperatur 20°C .

Pompa adalah salah satu jenis mesin fluida yang berfungsi untuk memberikan energi kepada fluida, dimana fluida adalah zat cair, sehingga zat cair tersebut dapat dipindahkan dari suatu tempat ke tempat lain. Dalam operasinya pompa perlu digerakkan oleh suatu penggerak mula, dalam hal ini dapat digunakan motor listrik maupun motor torak. (Sularso, 2000).

Pompa sentrifugal ialah jenis pompa dimana headnya dibentuk oleh gaya sentrifugal maupun lift yang ditimbulkan oleh sudu-sudu yang berputar. Pompa ini dapat diperlihatkan dalam gambar di bawah, mempunyai sebuah impeller (balung-baling) untuk mengangkat air dari tempat lebih rendah ke tempat lebih tinggi.



Gambar 1.1. Pompa Sentrifugal (Sumber : Sularso, 2000)

Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeller pompa, maka zat cair yang ada di dalam impeller, oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair mengalir dari tengah impeller luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disinilah head

tekanan zat cair menjadi lebih tinggi, demikian pula head kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan.

Zat cair yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran berbentuk volut (spiral) dikelilingi impeller dan disalurkan ke luar pompa melalui nosel. Di dalam nosel ini sebagian head kecepatan aliran diubah menjadi head tekan. di impeller pompa berfungsi untuk memberikan kerja kepada zat cair sehingga energi yang dikandungnya menjadi bertambah besar. Selisih energy satuan berat atau head total zat cair antara pipa hisap dan pipa keluar pompa disebut head total pompa.

Dari uraian di atas jelas bahwa pompa sentrifugal dapat mengubah energy mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan head tekan, head kecepatan, head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu. Pada prinsipnya pompa sentrifugal mempunyai dua komponen utama yaitu:

- a. Elemen berputar yang terdiri atas :
impeller dan poros
- b. Elemen stasioner (diam) yaitu rumah pompa (*casing*) yang mengalirkan fluida ke impeller dengan tekanan dan kecepatan tinggi. Bila head pompa hanya ditimbulkan oleh satu impeller saja, maka jenis pompa ini disebut pompa bertingkat satu (*single state*), tetapi bila impellernya lebih dari satu tingkat yang beroperasi secara seri dan digabungkan di dalam satu rumah, dimana sisi isapnya diambil dari sisi pengeluaran impeller sebelumnya maka jenis ini disebut pompa bertingkat ganda (*multy-stage pump*) dan jenis ini dipergunakan bila diinginkan head pompa yang besar.

Pompa sentrifugal mungkin bekerja dengan single suction dan double suction, tergantung pada apakah fluida memasuki impeller dari satu atau dua arah aksial. Dalam hal pompa *double suction*, dorongan belakang terhadap poros praktis hilang dan kecepatan masukan impeller berkurang untuk ukuran tertentu (Fritz Dietzel. 1988).

Jenis pompa sentrifugal banyak digunakan sebagai alat transportasi fluida

karena mempunyai kelebihan-kelebihan sebagai berikut :

- a. bagian-bagian yang bergerak kurang, karena itu bobot pondasi kecil karena tidak ada gerak bolak-balik yang memberikan gaya pada pondasi
- b. dimensi kecil, konstruksinya sederhana dan biaya operasi rendah
- c. keausan kecil karena pada bagian dalam tidak ada bagian yang saling bersinggungan.
- d. dapat dikopel langsung dan mudah disesuaikan dengan putaran tinggi dari motor penggerak.

Kerugian Head (*Head Losses*) merupakan *head* untuk mengatasi kerugian-kerugian atau dapat dikatakan bahwa pada saat fluida melewati saluran, energi total yang dipindahkan cenderung berkurang searah aliran. Energi yang ini secara umum dibagi menjadi kerugian gesek (kehilangan akibat gesekan) dan kerugian minor.

Kerugian gesek merupakan pengurangan energi untuk dapat mengatasi hambatan pada aliran yang disebabkan karena pergerakan aliran itu sendiri. Kerugian ini disebabkan oleh hambatan antara partikel-partikel fluida ketika bergesekan, berguling, meluncur diantara aliran itu. Hal ini juga ditambah dengan kehilangan energi kinetis akibat adanya benturan aliran fluida yang bergerak dengan kecepatan yang tidak sama.

Pada saluran tertutup kerugian *head* akibat gesekan berbanding langsung dengan panjang saluran dan kecepatan serta berbanding terbalik dengan diameter saluran. Hal ini dapat dilihat pada persamaan Darcy.

$$h_l = \lambda \frac{LV^2}{D \cdot 2g} \quad \dots (1.1)$$

dimana :

h_l = Kerugian dalam pipa (m)

D = Diameter pipa (m)

L = Panjang pipa (m)

λ = koefisien kerugian gesek

V = kecepatan air pada pipa (m/det)

g = percepatan gravitasi (m/det²)

Aliran Laminar dan Turbulen

Beberapa tahun yang lalu, Osborne Reynolds telah melakukan beberapa percobaan untuk menentukan kriteria aliran laminar dan

turbulen. Reynolds menemukan bahwa aliran selalu menjadi laminar, jika kecepatan alirannya diturunkan sedemikian rupa sehingga bilangan Reynolds lebih kecil dari 2300 ($Re < 2300$). Begitu pula dikatakan alirannya turbulen, pada saat bilangan Reynolds lebih besar dari 4000 ($Re > 4000$). Dan jika bilangan Reynolds berada diantara 2300 dan 4000 ($2300 < Re < 4000$) maka aliran tersebut adalah aliran yang berada pada daerah *transisi*.

Aliran fluida dikatakan laminar, jika lapisan fluida bergerak dengan kecepatan yang sama dan dengan lintasan partikel yang tidak memotong atau menyilang atau dapat dikatakan bahwa alirannya berlapis-lapis. Aliran laminar dapat dilihat pada gambar 1.2.



Gambar 1.2. Aliran Laminar (Al-Shemmeri,2012)

Sedangkan aliran turbulen di tandai dengan adanya ketidak beraturan atau fluktuasi di dalam aliran fluida (bergejolak). Karena aliran fluida pada aliran laminar bergerak dalam lintasan yang sama/tetap maka aliran laminar dapat diamati. Aliran laminar dapat dilihat pada gambar 1.3.



Gambar 1.3. Aliran Turbulen (Al-Shemmeri,2012)

Pada aliran turbulen partikel fluida tidak membuat frekuensi tertentu dan tidak memperlihatkan pola gerakan yang dapat diamati. Aliran turbulen hampir dapat dijumpai pada setiap praktek hidrolika dan diantara laminar dengan turbulen terdapat daerah yang dikenal dengan daerah transisi. Daerah transisi dari aliran laminar dan aliran turbulen terbentuk karena adanya bilangan Reynolds tertentu pada aliran laminar menjadi tidak stabil, jika suatu gangguan kecil diberikan pada aliran.

Pengaruh aliran ini semakin besar dengan bertambahnya gangguan. Suatu aliran dikatakan stabil bila gangguan-gangguan diredam. Ternyata pada saat di bawah

bilangan Reynolds tertentu, aliran pipa yang laminar bersifat stabil untuk tiap gangguan yang kecil. Karena transisi tergantung pada gangguan-gangguan yang dapat berasal dari luar atau karena kekasaran permukaan pipa, transisi tersebut dapat terjadi dalam selang bilangan Reynolds. Dalam aliran laminar, koefisien kerugian gesek untuk pipa (λ) dalam dapat dinyatakan dengan :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \dots (1.2)$$

dimana :

λ = koefisien kerugian gesek

Re = Bilangan Reynolds

Untuk menghitung kerugian gesek dalam pipa pada aliran turbulen koefisien kerugian gesek untuk pipa (λ) dalam dapat dinyatakan dengan :

$$\lambda = 0,02 + \frac{0,0005}{D} \quad \dots (1.3)$$

dimana :

λ = koefisien kerugian gesek

D = Diameter pipa

Kerugian yang disebabkan karena hilangnya sebagian energi karena adanya perubahan tiba-tiba pada bentuk aliran, seperti adanya penghalang pada garis aliran atau perubahan pada kecepatan dan arah fluida disebut sebagai kerugian minor.

Kerugian ini biasanya diukur pada konstruksi pipa seperti pada :

1. Lubang masuk atau lubang keluar
2. Katup –katup
3. Sambungan –sambungan
4. Belokan
5. Tahanan pada saluran masuk
6. Penyusutan atau pemuaiian tiba-tiba

Kerugian ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut : (Sularso , 2000)

$$h_l = K_l \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \quad \dots (1.4)$$

dimana:

h_l = Kerugian akibat kontraksi pada pipa (m)

K_l = Ketetapan akibat kontraksi pada pipa

v_1, v_2 = kecepatan aliran pada pipa (m/det)

g = Percepatan gravitasi (m/det²)

Penghitungan Pompa:

Untuk mengetahui suatu penghitungan yang baik bagi pompa, maka harus diketahui kapasitas pompa, head total pompa, daya pompa.

Kapasitas Pompa:

Berdasarkan debit air yang harus disalurkan maka jumlah pompa dapat ditentukan pula. (Sularso,2000)

- a. Debit efektif (Q_e) dalam jam pengoperasian pompa:

$$Q_e = \frac{\text{debit air}}{\text{jam pengoperasian}} \quad \dots (1.5)$$

- b. Debit efektif tiap pompa (Q_{ep}) yang akan digunakan:

Bahwa debit pompa dapat diketahui dengan cara membagi debit yang dibutuhkan (debit efektif) dengan jumlah pompa yang akan dipakai. (Tahara,Sualrso,2004)

$$Q_{ep} = \frac{\text{debit efektif}}{\text{jumlah pompa}} \quad \dots (1.6)$$

- c. Debit teoritis pompa (Q_{th}):

$$Q_{th} = \frac{Q_{ep}}{\eta_v} \quad \dots (1.7)$$

dimana :

Q_{th} = Debit teoritis pompa (m³/det)

Q_{ep} = Debit efektif pompa (m³/det)

η_v = Efisiensi volumetric

Head Total Pompa:

Head total pompa dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$H = h_a + h_l + \frac{V_d^2}{2g} \quad \dots (1.8)$$

dimana :

H = head total pompa (m)

h_a = Perbedaan tinggi antara muka air disisi keluar dan disisi hisap (m)

h_l = berbagai kerugian head di pipa (m)

V_d = Kecepatan aliran rata-rata pada pipa (m/det)

g = percepatan gravitasi (m/det²)

Kecepatan aliran air dalam pipa

- a. Kecepatan aliran air pada pipa hisap dapat dihitung dengan persamaan:

$$V_s = \frac{4Q_{ep}}{\pi D_s^2} \quad \dots (1.9)$$

dimana :

V_s = Kecepatan air pada pipa hisap (m/det)

Q_{ep} = Kapasitas efektif pompa (m³/det)

D_s = Diameter pipa hisap (m)

b. Kecepatan aliran air pada pipa tekan

$$V_d = \frac{4Q_{ep}}{\pi D_d^2} \quad \dots (1.10)$$

dimana :

V_d = Kecepatan air pada pipa tekan (m/det)

Q_{ep} = Kapasitas efektif pompa (m³/det)

D_d = Diameter pipa tekan (m)

Karakteristik aliran dalam pipa

a. Untuk pipa hisap (suction)

$$R_e = \frac{V_s D_s}{\nu} \quad \dots (1.11)$$

dimana :

R_e = Bilangan Reynold

D_s = Diameter pipa hisap (m)

V_s = Kecepatan aliran pada pipa hisap(m/det)

ν = viskositas kinematis air (m²/det)

b. Untuk pipa tekan (discharge)

$$R_e = \frac{V_d D_d}{\nu} \quad \dots (1.12)$$

dimana :

R_e = Bilangan Reynold

D_d = Diameter pipa tekan (m)

V_d = Kecepatan aliran pada pipa tekan(m/det)

ν = viskositas kinematis air (m²/det)

Kerugian dalam pipa

a. Kerugian dalam pipa hisap

$$h_{ls} = \lambda \frac{L_s V_s^2}{D_s 2g} \quad \dots (1.13)$$

dimana :

h_{ls} = Kerugian pada pipa hisap (m)

D_s = Diameter pipa hisap (m)

L_s = Panjang pipa hisap (m)

λ = koefisien kerugian gesek

V_s = kecepatan air pada pipa hisap (m/det)

g = percepatan gravitasi (m/det²)

b. Kerugian dalam pipa tekan

$$h_{ld} = \lambda \frac{L_d V_d^2}{D_d 2g} \quad \dots (1.14)$$

dimana :

h_{ld} = Kerugian pada pipa hisap (m)

D_d = Diameter pipa hisap (m)

L_d = Panjang pipa hisap (m)

λ = koefisien kerugian gesek

V_d = kecepatan air pada pipa hisap (m/det)

g = percepatan gravitasi (m/det²)

c. Kerugian akibat kontraksi pada pipa hisap
Kerugian yang dialami pipa hisap ketika mengalami kontraksi (bagian yang menyempit).

$$h_{l_{sk}} = K_{l_{sk}} \frac{(v_{1s} - v_{2s})^2}{2g} \quad \dots (1.15)$$

dimana :

$h_{l_{sk}}$ = Kerugian akibat kontraksi pada pipa hisap (m)

$K_{l_{sk}}$ = Ketetapan akibat kontraksi pada pipa hisap (m)

v_{1s} dan v_{2s} = kecepatan aliran pada pipa hisap (m/det)

g = Percepatan gravitasi (m/det²)

d. Kerugian akibat kontraksi pada pipa tekan
Kerugian yang dialami pipa tekan ketika mengalami ekspansi (bagian yang melebar).

$$h_{l_{de}} = K_{l_{de}} \frac{(v_{1d} - v_{2d})^2}{2g} \quad \dots (1.16)$$

dimana :

$h_{l_{de}}$ = Kerugian akibat ekspansi pada pipa tekan (m)

$K_{l_{de}}$ = Ketetapan akibat ekspansi pada pipa tekan (m)

v_{1d} dan v_{2d} = kecepatan aliran pada pipa tekan (m/det)

g = Percepatan gravitasi (m/det²)

Kerugian total dalam pipa (total *head losses*):

$$h_l = h_{ls} + h_{ld} + h_{l_{sd}} + h_{l_{se}} \quad \dots (1.17)$$

dimana:

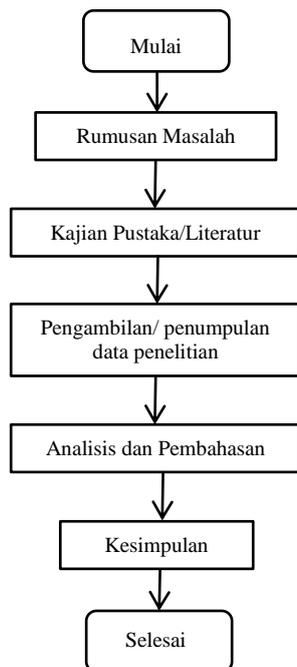
h_l = kerugian head total di pipa (m)

h_{ls} = Kerugian pada pipa hisap (m)
 h_{ld} = Kerugian pada pipa hisap (m)
 $h_{l_{sk}}$ = Kerugian akibat kontraksi pada pipa hisap (m)
 $h_{l_{de}}$ = Kerugian akibat ekspansi pada pipa tekan (m)

2. METODE

Metode penelitian yang digunakan pada penelitian ini adalah metode analisis dan penghitungan dari data obyek penelitian dengan berdasarkan kajian pustaka atau literatur terkait.

Langkah-langkah penelitian tersebut dituangkan dalam bentuk diagram alir, seperti terlihat pada gambar 2.1.



Gambar 2.1. Diagram alir metode penelitian

Langkah-langkah penelitian dari gambar 2.1. dijelaskan sebagai berikut:

1. menentukan rumusan masalah yang akan diteliti, yaitu meneliti karakteristik aliran air dan *head losses* pada pompa air sentrifugal *Wasser Pompa Air-PW-225EA*.
2. melakukan kajian pustaka atau studi literatur terhadap rumusan masalah yang telah ditentukan, meliputi literatur tentang pompa, mekanika fluida dan literatur terkait lainnya.

3. mengambil data dari obyek penelitian berdasarkan spesifikasi pompa air dari pabrik.
4. menganalisis spesifikasi data pompa air dan sekaligus membahas hasil penelitian.
5. mengambil kesimpulan dari hasil analisis dan pembahasan serta memberikan saran untuk melakukan penelitian lebih lanjut.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Penelitian karakteristik aliran dan *head losses* dilakukan pada pompa air jenis sentrifugal tipe *Wasser Pompa Air-PW-225EA*. Pompa air jenis ini ditunjukkan pada gambar 3.1.



Gambar 3.1. *Wasser Pompa Air-PW-225EA*

Pompa air ini merupakan pompa air otomatis, dengan spesifikasi seperti terlihat pada tabel 3.1.

Tabel 3.1. Spesifikasi *Wasser Pompa Air-PW-225EA*

No	Spesifikasi	Besar	Satuan
1	Daya hisap maksimal	9	m
2	Daya pancar maksimal	31	m
3	Kapasitas maksimal	60	lt/min
4	Tegangan listrik	220	volt
5	Daya motor	200	watt
6	Diameter pipa hisap	1	inch
7	Diameter pipa dorong	1	inch

Dari data-data spesifikasi pada tabel 3.1., maka untuk mendapatkan data penelitian yang akurat perlu dilakukan pemilihan data penelitian yang terkait dengan rumusan masalah, kemudian dilakukan pengolahan data dengan mengkonversi satuan data-data tersebut. Pemilihan data terkait dan hasil konversi satuan data dapat dilihat pada tabel 3.2.

Dari data pada tabel 3.2, maka dapat dilakukan analisis dan penghitungan karakteristik aliran air dan *head losses* pada pompa air jenis sentrifugal tipe *Wasser Pompa Air-PW-225EA* sesuai dengan ruang

lingkup penelitian yang telah disampaikan pada pendahuluan.

Tabel 3.2. Pemilihan dan konversi satuan data spesifikasi *Wasser* Pompa Air-PW-225EA

No	Spesifikasi	Besar	Satuan
1	Daya hisap maksimal	9	m
2	Daya pancar maksimal	31	m
3	Kapasitas maksimal	10^{-3}	m ³ /det
4	Diameter pipa hisap	$2,54 \times 10^{-2}$	m
5	Diameter pipa dorong	$2,54 \times 10^{-2}$	m

Analisis dan penghitungan karakteristik aliran air:

Untuk menentukan karakteristik aliran air terlebih dahulu harus diketahui besarnya bilangan Reynolds (R_e). Jika $R_e > 4000$, maka karakteristik aliran adalah turbulen. Dan jika $R_e < 2300$, maka aliran laminar. Begitu pula jika bilangan Reynolds berada diantara 2300 dan 4000 ($2300 < R_e < 4000$), maka aliran tersebut adalah aliran yang berada pada daerah *transisi*. Analisis karakteristik aliran hanya dilakukan pada dua sisi, yaitu karakteristik aliran pada pipa hisap dan pada pipa tekan saja. Sedangkan karakteristik aliran akibat perubahan ukuran diameter pipa tidak dihitung, hal ini sesuai dengan ruang lingkup penelitian.

Untuk mengetahui bilangan Reynolds (R_e), maka terlebih harus diketahui besarnya 3 variabel, yaitu; kecepatan aliran air (V) pada pipa hisap (V_s) dan pada pipa tekan (V_d), diameter pipa (D) hisap (D_s) dan pipa tekan (D_d), viskositas kinematis air (ν) pada temperatur 20 °C (dapat diperoleh dari tabel 3.3). Dari ketiga variabel tersebut variabel D dan ν sudah tersedia yaitu dari tabel 3.2. dan tabel 3.3., sedangkan variabel V dianalisis terlebih dulu.

Tabel 3.3. Kerapatan dan kekentalan air pada 1 atm (M. White, Frank, 2008).

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$\mu, \text{N} \cdot \text{s/m}^2$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$
0	1000	$1.788 \text{ E}-3$	$1.788 \text{ E}-6$
10	1000	$1.307 \text{ E}-3$	$1.307 \text{ E}-6$
20	998	$1.003 \text{ E}-3$	$1.005 \text{ E}-6$
30	996	$0.799 \text{ E}-3$	$0.802 \text{ E}-6$
40	992	$0.657 \text{ E}-3$	$0.662 \text{ E}-6$
50	988	$0.548 \text{ E}-3$	$0.555 \text{ E}-6$

Untuk mengetahui kecepatan aliran air (V), maka harus diketahui 2 variabel berikut yaitu; kapasitas efektif pompa (Q_{ep}) dan diameter pipa (D). Kedua variabel ini dapat diketahui dari tabel 3.2. Oleh karena semua variabel yang dibutuhkan sudah diketahui, maka besar bilangan Reynold (R_e) dapat diketahui. Dengan demikian maka karakteristik aliran air pada *Wasser* Pompa Air-PW-225EA dapat diketahui pula.

a. Karakteristik aliran pada pipa hisap

Untuk menghitung kecepatan aliran air pada pipa hisap (V_s), dapat menggunakan persamaan (1.9). Telah diketahui Q_{ep} sebesar 10^{-3} m³/det, dan D_s sebesar $2,54 \times 10^{-2}$ m, maka dari hasil penghitungan diperoleh V_s sebesar 1,9745 m/det.

Bilangan Reynold (R_e) pada pipa hisap diperoleh dengan persamaan (1.11). Telah diketahui D_s sebesar $2,54 \times 10^{-2}$ m, V_s sebesar 1,9745 m/det dan ν sebesar $1,005 \times 10^{-6}$ m²/det, maka dari hasil penghitungan diperoleh R_e dari pipa hisap sebesar $4,99 \times 10^4$.

Dari analisis dan penghitungan yang telah dilakukan, maka diketahui bahwa karakteristik aliran pada pipa hisap adalah aliran turbulen, karena besarnya R_e lebih besar dari 4000 ($R_e > 4000$). Tabel data dan hasil analisis karakteristik aliran air pada pipa hisap dapat dilihat pada tabel 3.4.

Tabel 3.4. Data dan hasil analisis karakteristik aliran air pada pipa hisap

No	Variabel	Besar	Satuan
1	Q_{ep}	10^{-3}	m ³ /det
2	D_s	$2,54 \times 10^{-2}$	m
3	V_s	1,9745	m/det
4	ν	$1,005 \times 10^{-6}$	m ² /det
5	R_e	$4,99 \times 10^4$	---

b. Karakteristik aliran pada pipa tekan

Untuk menghitung kecepatan aliran air pada pipa tekan (V_d), dapat menggunakan persamaan (1.10). Telah diketahui Q_{ep} sebesar 10^{-3} m³/det, dan D_d sebesar $2,54 \times 10^{-2}$ m, maka dari hasil penghitungan diperoleh V_d sebesar 1,9745 m/det.

Bilangan Reynold (R_e) pada pipa tekan diperoleh dengan persamaan (1.12). Telah diketahui D_d sebesar $2,54 \times 10^{-2}$ m, V_d sebesar 1,9745 m/det, dan ν sebesar $1,005 \times 10^{-6}$ m²/det, maka dari hasil penghitungan

diperoleh R_e pada pipa tekan sebesar $4,99 \times 10^4$.

Dari analisis dan penghitungan yang dilakukan, maka diketahui bahwa karakteristik aliran pada pipa tekan adalah aliran turbulen, karena besarnya R_e lebih besar dari 4000 ($R_e > 4000$). Tabel data dan hasil analisis karakteristik aliran air pada pipa tekan dapat dilihat pada tabel 3.5.

Tabel 3.5. Data dan hasil analisis karakteristik aliran air pada pipa tekan

No	Variabel	Besar	Satuan
1	Q_{ep}	10^{-3}	m ³ /det
2	D_d	$2,54 \times 10^{-2}$	m
3	V_d	1,9745	m/det
4	v	$1,005 \times 10^{-6}$	m ² /det
5	R_e	$4,99 \times 10^4$	---

Analisis dan penghitungan *head losses*:

Untuk mengetahui besarnya *head losses* (h_i) pada penelitian ini, maka harus diketahui 2 variabel yaitu; besarnya *head losses* pada pipa hisap (h_{is}) dan pipa tekan (h_{id}).

Dengan telah diketahuinya data 5 variabel yang dibutuhkan, yaitu; koefisien kerugian gesek (λ), panjang pipa hisap (L_s) dan pipa tekan (L_d), kecepatan aliran air pada pipa hisap (V_s) dan pipa tekan (V_d), Diameter Pipa (D) pipa hisap (D_s) dan pipa tekan (D_d) dan percepatan gravitasi bumi (g), maka *head losses* pada pipa hisap (h_{is}) dan pipa tekan (h_{id}) dapat diketahui. Dengan demikian total *head losses* (h_i) pompa air dapat diketahui pula.

Koefisien kerugian gesek (λ) pada pipa, dapat diketahui dengan menganalisis karakteristik aliran air pada pipa hisap dan pipa tekan. Pada penelitian ini telah diketahui, bahwa karakteristik aliran pada pipa hisap dan pipa tekan adalah aliran turbulen.

a. Analisis dan penghitungan *head losses* pada pipa hisap (h_{is}).

Sebelum menghitung besarnya h_{is} , maka terlebih dahulu dihitung λ pada pipa hisap. Telah diketahui D_s sebesar $2,54 \times 10^{-2}$ m, maka dengan menggunakan persamaan (1.3), maka diperoleh besarnya λ pada pipa hisap adalah 0,039685.

Untuk mengetahui besarnya h_{is} dapat menggunakan persamaan (1.13). Telah diketahui λ pada pipa hisap sebesar

0,039685, L_s sebesar 9 m, V_s sebesar 1,9745 m/det, D_s sebesar $2,54 \times 10^{-2}$ m dan g sebesar 9,81 m/det². Dari analisis dan penghitungan yang dilakukan diperoleh besarnya h_{is} adalah 3 m. Tabel 3.6 menunjukkan data dan hasil analisis *head losses* pada pipa hisap (h_{is}).

Tabel 3.6. Data dan hasil analisis *head losses* pada pipa hisap (h_{is})

No	Variabel	Besar	Satuan
1	λ	0,039685	---
2	L_s	9	m
3	V_s	1,9745	m/det
4	D_s	$2,54 \times 10^{-2}$	m
5	g	9,81	m/det ²
6	h_{is}	3	m

b. Analisis dan penghitungan *head losses* pada pipa tekan (h_{id}).

Untuk menghitung besarnya h_{id} , maka terlebih dahulu dihitung λ pada pipa pipa tekan. Telah diketahui D_d sebesar $2,54 \times 10^{-2}$ m, maka dengan menggunakan persamaan (1.3), maka diperoleh besarnya λ pada pipa tekan adalah 0,039685.

Untuk mengetahui besarnya h_{id} dapat menggunakan persamaan (1.14). Telah diketahui λ pada pipa tekan sebesar 0,039685, L_d sebesar 31 m, V_d sebesar 1,9745 m/det, D_d sebesar $2,54 \times 10^{-2}$ m dan g sebesar 9,81 m/det². Dari analisis dan penghitungan yang dilakukan diperoleh besarnya h_{id} adalah 10 m. Tabel 3.7 menunjukkan data dan hasil analisis *head losses* pada pipa tekan (h_{id}).

Tabel 3.7. Data dan hasil analisis *head losses* pada pipa tekan (h_{id})

No	Variabel	Besar	Satuan
1	λ	0,039685	---
2	L_d	31	m
3	V_d	1,9745	m/det
4	D_d	$2,54 \times 10^{-2}$	m
5	g	9,81	m/det ²
6	h_{is}	10	m

Dengan diketahuinya h_{is} sebesar 3 m dan h_{id} sebesar 10 m, serta mengabaikan besarnya Kerugian akibat kontraksi pada pipa hisap (h_{isk}) dan mengabaikan Kerugian akibat ekspansi pada pipa tekan (h_{ide}), maka dari persamaan (1.17) diperoleh total *head losses*

Wasser Pompa Air-PW-225EA adalah sebesar 13 m.

4. PENUTUP

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan dapat disimpulkan, bahwa:

1. karakteristik aliran air adalah aliran *turbulen* dengan *bilangan Reynolds* (R_e) sebesar $4,99 \times 10^4$ pada aliran pipa hisap dan pipa dorong
2. *head losses* sebesar 13 m, terdiri dari *head losses* pipa hisap 3 m dan *head losses* pipa dorong 10 m.

Berdasarkan kesimpulan tersebut di atas, maka perlu disarankan, bahwa untuk memaksimalkan hasil penelitian ini perlu mevariasikan ukuran diameter pipa hisap dan pipa dorong, sehingga dapat dianalisis *head losses* kontraksi dan ekspansi akibat penyempitan dan pelebaran diameter pipa.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Fritz Dietzel. 1988. Turbin, Pompa dan Kompresor. Erlangga, Jakarta.
- [2] Haruno Tahara, Sularso. 2000. Pompa dan Kompresor. Pradnya Paramita, Jakarta.
- [3] Stepanoff, Alexey J. 1957. Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd ed. New York: John Wiley and Sons.
- [4] M.White, Frank. 2008. Fluid Mechanic, 7th ed. McGraw Hill.
- [5] Al-Shemmeri. 2012. Engineering Fluid Mechanic, Al-Shemmeri & Ventus.