

Pengaruh Sudut Tee Pipa Header dan Panjang Pipa Hisap Terhadap Performansi Pompa Booster

Anak Agung Adhi Suryawan^{1,a *} dan Made Suarda^{2,b}

^{1,2} Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Udayana, Badung-Bali, Indonesia

^a jaka_ngr@yahoo.co.id, ^bmade.suarda@me.unud.ac.id

Abstrak

Secara teoritis kapasitas dari sistem pompa paralel merupakan perkalian dari kapasitas masing-masing pompa dengan jumlah pompa yang beroperasi, namun pada sistem pompa booster air bersih pada salah satu Perusahaan Daerah Air Minum yang ada di Bali, kapasitas aliran air bersih yang dialirkan oleh sistem paralel tiga unit pompa *booster* jauh lebih kecil dari tiga kali kapasitas spesifikasi pompanya. Padahal, jika pompa tersebut dioperasikan hanya satu unit menghasilkan kapasitas sesuai dengan spesifikasi pompanya. Mengingat sistem pompa bukan hanya tergantung dari unit pompanya, namun performansinya sangat dipengaruhi oleh sistem instalasi perpipaannya, maka perlu dilakukan pengujian sistem pompa booster untuk mendapatkan model instalasi perpipaan pompa booster yang dapat menghasilkan performasi yang optimal. Penelitian ini dilakukan dengan membuat sebuah model yang sebangun dengan aslinya dengan dimensi yang diperkecil berdasarkan teori keserupaan. Pengujian dilakukan dengan merubah sudut *tee* pada pipa keluaran unit pompa *booster* yang semula 90° (*tee-T*) dirubah menjadi sudut 45° (*tee-Y*) dan memvariasikan panjang pipa isap pompa. Disamping itu, keserupaan nilai bilangan Reynolds antara model dengan prototipe yang ada merupakan syarat utama dari pembuatan model sistem pompa paralel ini guna mendapatkan pengaruh dari perubahan kapasitas aliran air yang dihasilkan. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pompa booster dengan *header tee-90°* mengakibatkan penyimpangan debit rata-rata 40,03% dan penyimpangan efisiensi rata-rata 40,96%. Sedangkan pompa booster dengan *header tee-45°* dapat mengurangi penyimpangan debit rata-rata menjadi 34,98% dan penyimpangan efisiensi rata-rata menjadi 11,62%. Sedangkan panjang pipa lurus minimal pada sisi hisap mulut pompa adalah sepuluh sampai dengan limabelas kali diameter pipa hisapnya akan memberikan performansi yang lebih baik.

Kata kunci : pompa booster, sistem pompa paralel, panjang pipa hisap, pipa header, tee-Y

1. Pendahuluan

Sistem pompa terdiri dari unit pompa, sistem perpipaan dan panel kontrol. Sistem pompa tersebut akan beroperasi dengan performansi yang optimal jika ketiga komponen sistem pompa tersebut direncanakan dengan baik dan benar. Namun dalam aplikasinya, sering kali sistem perpipaan pompa kurang mendapat perhatian yang baik sehingga sistem pompa tersebut tidak dapat memberikan performansi baik debit maupun head yang optimal.

Sebagai studi kasus, di Perusahaan Daerah Air Minum (PDAM) Kota Denpasar, terdapat sistem pompa *booster* yang terdiri dari tiga unit pompa yang dioperasikan secara paralel yang digunakan untuk mendistribusikan air dari reservoir di Belusung menuju area Denpasar Barat. Tujuan penggunaan sistem pompa paralel ini adalah untuk meningkatkan kapasitas air yang didistribusikan. Kapasitas dari masing-masing pompa *booster* yang telah terpasang adalah sebesar 15 liter per detik sehingga secara teoritis kapasitas dari tiga buah pompa *booster* paralel adalah 45 liter per detik, namun dari data di

lapangan kapasitas air yang dihasilkan oleh sistem paralel tiga buah pompa *booster* tersebut adalah sebesar 18 liter per detik. Jadi terjadi penyimpangan kapasitas yang sangat besar.

Dengan melihat As Build Drawing rumah pompa dan sistem perpipaan dan pemompaan distribusi booster Belusung, peneliti membuat sebuah hipotesa mengenai apa yang menyebabkan kapasitas air yang dihasilkan tidak mendekati kapasitas air teoritis yaitu pemasangan *tee* pada pipa keluaran pompa *booster* yang tegak lurus dan bukan membentuk sudut tertentu. Disamping itu, jarak antara pompa dengan pipa header sangat dekat. Hal tersebut menyebabkan terjadinya momentum tumbukan oleh aliran air keluaran pompa pada dinding pipa penyalur dan menimbulkan arus pusar (*eddy current*) yang akhirnya menghalangi laju aliran air.

Untuk keperluan analisis dan pembuktian hipotesa, maka sebuah model sistem perpipaan pompa paralel yang serupa dengan yang ada di PDAM tersebut, kemudian melakukan variasi sudut *tee* dan jarak pompa dengan pipa header pada pipa keluaran pompa *booster* tersebut.

Tujuan penelitian yang ingin dicapai adalah sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui pengaruh dari perubahan sudut *tee* pada pipa keluaran booster terhadap performansi pompa yang dihasilkan.
2. Untuk mendapatkan jarak yang optimal antara pompa dengan pipa header isap pompa.

2. Kajian Pustaka

2.1. Sistem Perpipaan Pada Pompa

Menurut Evans [1], bahwa kebanyakan permasalahan pada pompa adalah disebabkan karena ketidak sesuaian pada pipa hisapnya. Terdapat enam aturan dasar untuk menjamin pemeliharaan yang sedikit dan biaya operasi pompa yang rendah [2], yaitu:

Aturan 1. Menyediakan NPSH yang cukup.

Sederhananya, memasang pompa tanpa tekanan inlet yang mencukupi akan mengakibatkan pompa tidak beroperasi normal dan akan terjadi kavitas.

Aturan 2. Mengurangi kerugian gesekan. Pompa harus diletakkan sedekat mungkin dari tangki atau pipa headernya. Namun, pompa harus cukup jauh sehingga pipa hisap dapat mensuplai fluida dengan baik ke pompa, yaitu paling sedikit sepuluh kali diameter pipanya (10D).

Aturan 3. Tidak ada belokan (elbow) pada inlet hisap. Tidak pernah diterima meletakkan belokan pada mulut hisap pompa, karena akan mengakibatkan aliran yang tidak seragam masuk ke impeller pompa. Hal ini akan menyebabkan aliran turbulen dan udara masuk impeller yang mengakibatkan impeller rusak dan menimbulkan getaran.

Aturan 4. Hindarkan udara atau uap masuk pipa hisap pompa. Selalu mengecek kebocoran pada pipa hisap pompa, hal ini akan mengakibatkan efek serupa dengan kavitas.

Aturan 5. Pipa dipasang lurus. Pipa dan aksesoriesnya harus dipasang lurus dan disangga dengan baik sehingga tidak menimbulkan gaya tarik/tekan pada rumah pompa.

Aturan 6. Perhatian tambahan. Perhatikan semua komponen sistem pompa dengan baik, dan dilakukan pengecekan sebelum pompa dioperasikan.

Pipa hisap harus pendek dan selurus mungkin [3]. Kecepatan aliran pada pipa hisap harus diantara 1,5 sampai dengan 2,5 meter/detik. Kecepatan yang lebih tinggi akan meningkatkan kerugian energi dan dapat menimbulkan gangguan udara atau separasi uap. Hal ini diperparah jika belokan atau *tee* diletakkan langsung di mulut hisap pompa. Idealnya pipa lurus dengan panjang

lima kali diameternya (5D) harus dipasang sebelum aksesories pipa seperti katup atau belokan [2]. Pipa hisap harus dipasang benar-benar datar, atau miring ke atas dari bak atau header ke pompa. Hindarkan adanya titik tertinggi dimana udara terperangkap yang dapat menimbulkan pompa kehilangan dayanya. Lebih tepat memasang pengecilan (*reducer*) eksentrik dari pada konsentrik pada pipa hisap pompa, dimana bagian datarnya menghadap ke atas.

Kerugian gesekan pada pipa hisap pompa harus dikontrol dalam batas yang dijinkan. Ukuran minimum pipa hisap dapat ditentukan dengan membandingkan TDSL (*total dynamic suction lift*) dari pompa (dari kurve performansi pompa) dengan TDSL yang dihitung pada sistem hisap pompa [4]. Terdapat tiga kriteria lain yang dapat digunakan untuk menentukan ukuran pipa hisap pompa, yaitu:

1. Kecepatan aliran fluida pada pipa hisap pompa harus lebih rendah dari 7 ft/detik.
2. Ukuran pipa hisap harus minimal satu atau dua tingkat ukuran lebih besar dari ukuran mulut hisap pompa.
3. Dalam prakteknya, ukuran pipa hisap pompa harus cukup besar untuk meminimalkan kehilangan energi gesekan.

Dalam pipa header hisap, kecepatan aliran fluida agar tidak melebihi 0,9 meter/detik, dan cabang keluarannya lebih baik membentuk sudut 30° sampai 45° terhadap pipa utama header dari pada sudut 90°, serta kecepatan alirannya maksimum pada pipa hisap adalah 1,5 meter/detik [5].

2.2. Kontinyuitas

Pada sistem perpipaan dikenal Hukum Kontinuitas, dimana hukum ini memaparkan bahwa besarnya fluida yang mengalir pada suatu bidang merupakan hasil kali dari kecepatan fluida dengan luas penampang bidang tersebut [6].

$$Q = v \cdot A \quad (1)$$

Dimana :

Q = kuantitas fluida (m^3/dt)

v = kecepatan fluida (m/dt)

A = luas penampang bidang (m^2)

2.3. Kapasitas Pompa

Kapasitas adalah jumlah fluida atau volume yang dialirkan oleh pompa dalam satu satuan waktu (m^3/det atau liter/detik, dsb.).

$$Q_p = \frac{V}{t} \quad (2)$$

Dimana:

Q_p = kapasitas pompa (m^3/det)

V = volume fluida (m^3)

t = waktu (detik)

Berdasarkan persamaan kontinyuitas, maka kapasitas pompa sentrifugal adalah [7]:

$$Q_p = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_{hub}^2) v \quad (3)$$

Dimana:

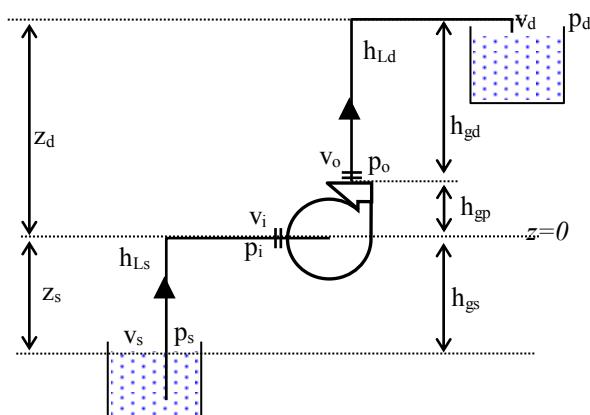
D_i = diameter luar impeler (m)

D_{hub} = diameter hub impeler (m)

v = kecepatan fluida (m/det)

2.4. Kapasitas Pompa

Head merupakan tekanan yang dihasilkan oleh pompa. Head pada umumnya dinyatakan dalam tinggi kolom air dan umumnya dalam satuan meter.



Gambar 1. Head pompa

Berdasarkan persamaan energi per satuan berat fluida maka head pompa dapat dituliskan:

$$H_p = (z_d - z_s) + \left(\frac{p_d - p_s}{\gamma} \right) + \left(\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right) + H_L \quad (4)$$

Dimana:

H_p = head pompa (m)

z_s = head statis elevasi isap/suction pompa (m)

z_d = head statis elevasi buang/discharge pompa (m)

p_s = head statis tekanan isap/suction pompa (N/m^2)

p_d = head statis tekanan buang/discharge pompa (N/m^2)

v_s = head dinamis kecepatan fluida pada ujung isap/suction pompa (m/det)

v_d = head dinamis kecepatan fluida pada ujung buang/discharge pompa (m/det)

H_L = head losses total instalasi perpipaan sistem pompa (m)

2.5. Head Losses

Kerugian energi atau head yang terjadi pada instalasi pompa terdiri atas head kerugian gesek di dalam pipa dan head kerugian di dalam aksesories perpipaan seperti belokan-belokan, reducer/diffuser, katup-katup dan sebagainya [8].

2.5.1. Major Losses

Untuk menghitung kerugian gesek di dalam pipa dapat dipakai persamaan berikut, yaitu:

$$H_{LMi} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (5)$$

Dimana:

H_{LMi} = head kerugian gesek dalam pipa (m)

f = koefisien kerugian gesek

g = percepatan gravitasi (m/dt^2)

v = kecepatan aliran fluida (m/dt)

L = panjang pipa (m)

D = diameter dalam pipa (m)

2.5.1. Minor Losses

Dalam aliran melalui jalur pipa, kerugian juga akan terjadi apabila ukuran pipa, bentuk penampang atau arah aliran berubah. Kerugian head di tempat-tempat transisi yang demikian itu dapat dinyatakan secara umum dengan persamaan, yaitu:

$$H_{LMi} = K \frac{v^2}{2g} \quad (6)$$

Dimana:

H_{LMi} = head kerugian gesek dalam pipa (m)

K = koefisien kerugian aksesories pipa (m)

2.6. Daya

Daya output pompa (*Water Horse Power = WHP*) adalah daya efektif yang merupakan fungsi dari kapasitas dan head pompa, yang dihitung berdasarkan persamaan:

$$WHP = \gamma Q_p H_p \quad (7)$$

Dimana:

WHP = daya air pompa (Watt)

γ = berat jenis air (N/m^3)

Daya poros adalah daya yang masuk pada poros pompa yang diberikan oleh mesin penggerak mula (*prime-mover*).

$$SHP = P_{sh} = \frac{\gamma Q_p H_p}{\eta_{op}} \quad (8)$$

Dimana: η_{op} = Efisiensi total pompa (%)

Pompa membutuhkan untuk menggerakkan motor listrik pompa. salah daya tersebut berupa daya listrik. Daya listrik didefinisikan sebagai laju hantaran energi listrik dalam sirkuit listrik. Daya motor listrik satu fasa:

$$P_{mot} = V \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{mot} \quad (9)$$

Dimana:

P_{mot} = daya motor listrik (Watt)

V = tegangan listrik (Volt)

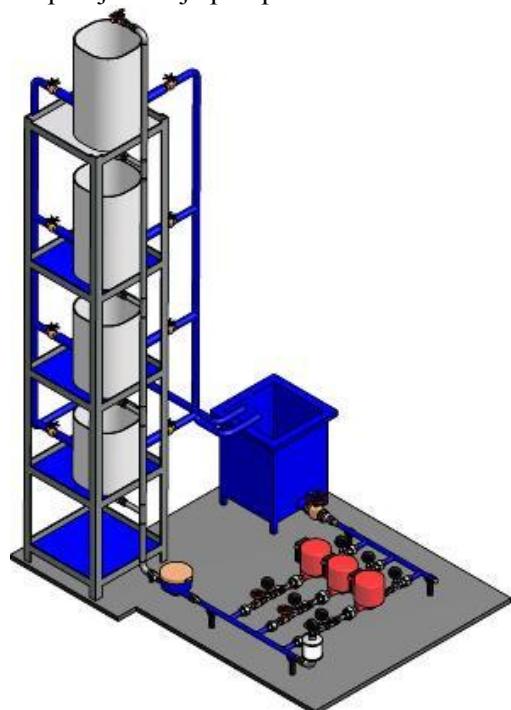
I = arus listrik (Amphere)

$\cos \varphi$ = sudut faktor daya

η_{mot} = efisiensi motor (%)

3. Metode Penelitian

Sebuah model sistem pompa yang dilengkapi dengan sistem perpipaan dan panel pompa untuk tiga unit pompa sentrifugal (UPS 15-50 130) yang disusun parallel dibuat. Model yang telah jadi diuji secara eksperimental untuk mengetahui pengaruh Tee-90° (Tee-T) dan Tee-45° (Tee-Y), dan pengaruh panjang pipa pada sisi hisap pompa terhadap unjuk kerja pompa booster.



Gambar 1. Skema sistem tiga unit pompa tersusun paralel



Gambar 2. Pipa header dengan Tee-90°



Gambar 3. Pipa header dengan Tee-45°



Gambar 4. Variasi panjang pipa hisap pompa

Adapun prosedur pengujian adalah sebagai berikut:

- Isi reservoir R1 hingga mencapai level tertentu dan dijaga konstan.
- Buka katup K1, sehingga air dapat mengalir.
- Setelah beberapa saat hidupkan Pompa-1.
- Ketika pompa telah bekerja selama 30 menit, catat waktu yang diperlukan untuk mengalirkan volume air 10 liter, besarnya tekanan yang bekerja pada P serta besarnya tegangan dan arus listrik yang bekerja pada pompa.
- Ulangi langkah 4 sebanyak tiga kali.

f. Ulangi langkah d ~ e untuk variasi ketinggian pemompaan

g. Ulangi c ~ f untuk menguji Pompa-2, Pompa-3, dan ketiga pompa secara bersamaan.

h. Setelah semua data hasil pengujian didapatkan, matikan semua pompa booster kemudian tutup katup K1.

Setelah semua data dicatat, kemudian data tersebut diolah guna mendapatkan parameter selanjutnya yang akan digunakan sebagai bahan analisa sebelum membuat kesimpulan. Adapun parameter tersebut adalah sebagai berikut :

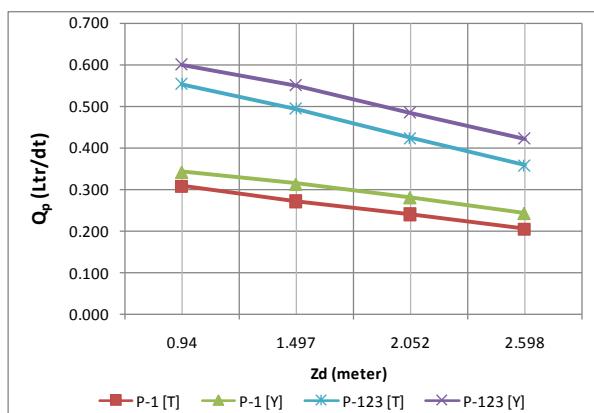
- Debit air (Q), didapatkan dari Pers. (1).
- Head pompa dari Pers. (4) dan kerugian energi dari Pers. (5) dan (6).
- Daya listrik, daya air (WHP) efisiensi overall pompa (η_{oa}) didapatkan dari Pers. (9), (7) dan (8).

4. Hasil dan Pembahasan

Dari pengolahan data hasil pengujian yang telah dilakukan maka dapat ditabulasikan seperti Tabel 1 dan 2, kemudian dipresentasikan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 5 sampai dengan Gambar 7.

Tabel 1. Perbandingan debit pompa dengan pipa header tee-90° dan tee-45°

Zd (m)	Qp (Ltr/dt)			$\Delta Q = (P1+P2+P3)-P123$				
	P-1 [T]	P-1 [Y]	P-123 [T]	P-123 [Y]	(Ltr/dt) [T]	(%) [T]	(Ltr/dt) [Y]	(%) [Y]
0.94	0.307	0.341	0.552	0.599	0.397	41.82	0.365	37.89
1.497	0.271	0.312	0.495	0.549	0.324	39.55	0.299	35.28
2.052	0.240	0.280	0.424	0.485	0.285	40.25	0.252	34.19
2.598	0.204	0.242	0.358	0.422	0.224	38.49	0.204	32.55
		Rata-rata			40.03		Rata-rata	34.98



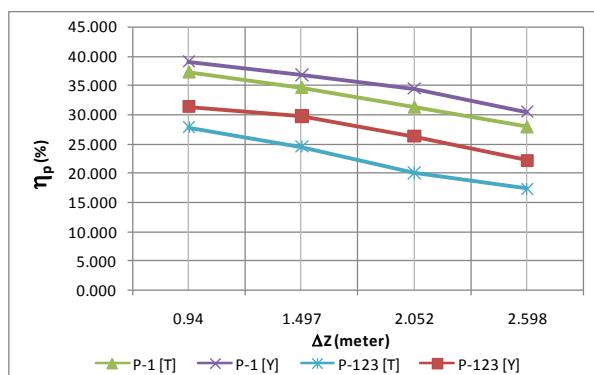
Gambar 5. Perbandingan debit pompa dengan pipa header tee-90° dan tee-45°

Tabel 1 dan Gambar 5 menunjukkan bahwa pompa booster dengan pipa header dengan tee-45° memberikan debit pemompaan yang lebih besar dibandingkan dengan tee-90°. Tiga unit pompa paralel dengan tee-90° mengakibatkan penyimpangan debit sebesar 40,03% sedangkan

tee-45° hanya 34,98% dari jumlah tiga kali debit pompa tunggal.

Tabel 1. Perbandingan efisiensi pompa dengan pipa header tee-90° dan tee-45°

Zd (m)	η_{top} (%)				$\Delta\eta_{top}$ [T] (%)	$\Delta\eta_{top}$ [Y] (%)
	P-1 [T]	P-1 [Y]	P-123 [T]	P-123 [Y]		
0.94	37.317	39.169	27.884	31.372	40.64	13.18
1.497	34.661	36.863	24.601	29.744	40.74	7.53
2.052	31.306	34.539	20.157	26.354	42.51	10.34
2.598	27.911	30.549	17.452	22.291	39.94	15.43
				Rata-rata	40.96	11.62

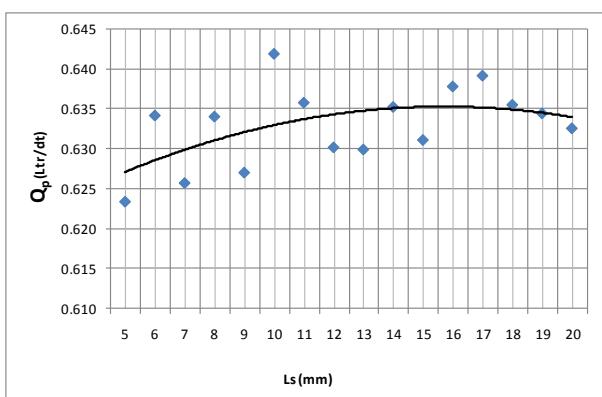


Gambar 6. Perbandingan efisiensi pompa dengan pipa header tee-90° dan tee-45°

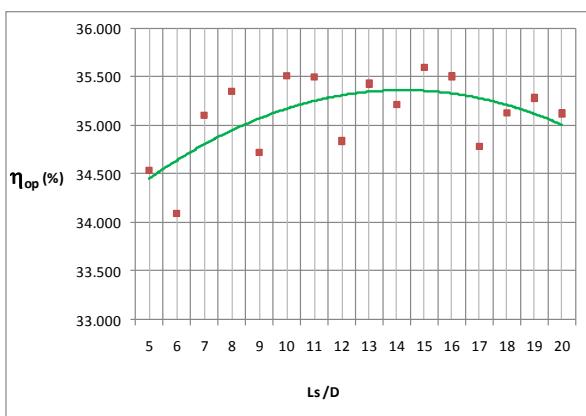
Selanjutnya, Tabel 2 dan Gambar 6 menunjukkan bahwa pompa booster dengan pipa header dengan tee-45° juga memberikan efisiensi pemompaan yang lebih tinggi dibandingkan dengan tee-90°. Tiga unit pompa paralel dengan tee-90° mengakibatkan penyimpangan efisiensi sebesar 40,96% sedangkan tee-45° hanya 11,62% dari efisiensi pompa tunggalnya.

Hasil ini sejalan dengan yang disarankan oleh Dornaus dan Heald, walaupun ada perbedaan konstruksi. Pada pipa header menurut Dornaus dan Heald, pompa akan terpasang pada posisi miring mengikuti sudut tee, sedangkan pada pengujian ini ditambahkan elbow 45° sehingga pompa tetap terpasang tegak lurus terhadap pipa header. Costa [9] menyarankan supaya sambungan tee antara pipa header dan cabangnya tidak tajam tetapi ditirukan (*rounded*) karena akan dapat mengurangi head loss 10% sampai 20%.

Variasi panjang pipa juga mempengaruhi performansi pompa. Dari hasil pengujian yang telah dilakukan terhadap tiga unit pompa paralel pada kecepatan aliran pada pipa hisap sekitar 1,67 meter/detik, seperti ditunjukkan pada Gambar 7 dan 8, panjang pipa hisap sekitar sepuluh sampai dengan limabelas kali diameter pipa hisap memberikan performansi yaitu debit dan efisiensi yang baik.



Gambar 7. Pengaruh panjang pipa hisap terhadap debit pemompaan.



Gambar 8. Pengaruh panjang pipa hisap terhadap efisiensi pemompaan.

Walaupun pengaruhnya relatif kecil terhadap performansi pompa, namun yang lebih perlu diperhatikan adalah pengaruhnya terhadap efek kavitasasi pada impeler pompa jika aliran vorteks masuk mulut hisap pompa. Untuk itu kecepatan aliran fluida pada pipa hisap perlu dipertimbangkan dalam menentukan panjang minimal pipa hisap tersebut.

5. Penutup

5.1. Kesimpulan

Pipa header dengan $tee-45^\circ$ dapat memberikan performansi pompa paralel pada pompa booster yang lebih baik serta penyimpangan debit dan efisiensi yang lebih kecil dibandingkan dengan pipa header dengan $tee-90^\circ$.

Panjang pipa lurus minimal pada sisi hisap mulut pompa adalah sepuluh kali diameter pipa hisapnya akan memberikan performansi yang lebih baik, disamping untuk menghindari rusaknya impeller pompa akibat efek kavitasasi.

5.2. Saran

Untuk meminimalisasi penyimpangan unjuk kerja pompa paralel, disamping sudut tee pada pipa header dan panjang pipa hisap juga harus diperhitungkan dengan baik diameter pipa header dan diameter pipa hisap pompanya dengan mempertimbangkan kecepatan aliran maksimum yang disyaratkan.

Ucapan Terima kasih

Terimakasih disampaikan kepada Universitas Udayana, dan dalam rangka Dies Natalis yang ke-52. Paper ini diseminarkan sebagai pertanggungjawaban pelaksanaan penelitian Desentralisasi Universitas Udayana tahun 2014 untuk skim penelitian Fundamental.

Referensi

- [1] Evans F., Rules To Follow To Avoid Pump Problems, 2014. Tersedia pada: <http://www.kelairpumps.com.au/images/stories/PDF/PumpClinic/PumpClinic33.pdf>
- [2] Randall, W.W., Practical Consideration in Pump Suction Arrangements, 2008. Tersedia pada: <http://www.PDHcenter.com>
- [3] Kelair Pump, Suction System Design. Kelair Pump, 21 April 2009.
- [4] Gulik, T.V.D., Centrifugal Pump Selection and Installation, Irrigation Fact Sheet, September 2008.
- [5] Dornaus, W.L., and Heald, C.C., Intakes, Suction Piping, and Strainers, in: Karassik, et.al., Pump Handbook (3rd edition), McGraw-Hill, New York, 2001, pp. 10.1-10.55
- [6] Streeter, V. L., Wylie, E. B., Fluids Mechanics, McGraw-Hill, New York, 1981.
- [7] Bacus L., and Custodio A., Know and Understand Centrifugal Pumps, Elsivier Ltd., UK, 2003.
- [8] Sularso dan Tahara, H., Pompa Dan Kompresor, PT. Pradnya Paramita, Jakarta, 1983.
- [9] Costa, N.P., Maia, R., Proenca, M.F., and Pinho, F.T., Edge Effect on the Flow Characteristics in a 90 degree Tee Junction, Journal of Fluid Engineering, Transactions of ASME, Vol. 128, Nopember 2006, pp. 1204-1217.