

## Penentuan Diameter Pipa *Header* Pompa Tersusun Paralel

Made Suarda<sup>1,a\*</sup>

<sup>1</sup> Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Udayana, Badung-Bali, Indonesia

<sup>a</sup> made.suarda@me.unud.ac.id

### Abstrak

Pompa merupakan salah satu komponen dari sistem pompa. Namun unjuk kerja pompa sangat dipengaruhi oleh sistem perpipaannya. Jika sistem perpipaannya kurang tepat, akan dapat menyebabkan unjuk kerja pompa tidak sesuai dengan performansi spesifikasi teknisnya. Terutama pada sistem pompa tersusun paralel seringkali unjuk kerjanya menyimpang cukup signifikan. Sistem perpipaan pompa mengakibatkan kehilangan energi atau *head losses* yang merupakan fungsi kuadrat dari kecepatan fluida yang mengalir. Sesuai dengan persamaan Bernoulli kecepatan aliran dipengaruhi oleh luas penampang pipa, dan luas penampang pipa merupakan fungsi dari kuadrat diameter pipa. Adapun tujuan penelitian ini adalah untuk menentukan diameter optimal pipa *header* pompa tersusun paralel yang dapat memberikan unjuk kerja pompa pada efisiensi terbaiknya. Pada penelitian ini dibuat sebuah model pompa paralel yang terdiri dari tiga unit pompa dengan kapasitas 1,5 m<sup>3</sup>/jam pada head 2,5 meter yang diuji pada variasi diameter pipa *header* mulai  $\frac{1}{2}$  inchi hingga 2 inchi. Hasil penelitian menunjukkan bahwa diameter pipa *header* dengan kecepatan aliran sekitar 0,6 meter/detik merupakan diameter yang optimal, dimana efisiensi pompanya tinggi dan penyimpangan efisiensi antara pompa tunggalnya dan pompa paralel rendah. Dari acuan kecepatan tersebut maka diameter pipa *header* dapat ditentukan dengan suatu formula yang merupakan fungsi dari akar kuadrat debit total pompa paralel tersebut.

**Kata kunci :** pompa paralel, pipa *header*, diameter pipa, unjuk kerja pompa

### 1. Pendahuluan

Unjuk kerja pompa merupakan titik kerja pertemuan antara kurve performansi pompa dan kurve instalasi sistem perpipaannya, karena sistem pompa terdiri dari unit pompa, sistem perpipaan dan panel kontrol yang tak terpisahkan. Sehingga desain sistem perpipaan mempunyai efek sangat penting dalam operasi pompa sentrifugal. 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 tidak direncanakan dengan baik sehingga sistem pompa tersebut tidak beroperasi pada titik kerja terbaiknya (*best efficiency point*).

Dalam aplikasinya, seperti untuk industri, hotel, dan yang lainnya, pada umumnya dua atau lebih unit pompa dioperasikan secara paralel untuk mendapatkan debit aliran fluida yang lebih besar. Namun dalam kenyataannya sering kali terjadi permasalahan dimana sejumlah pompa yang dioperasikan paralel unjuk kerjanya jauh menyimpang dari yang diharapkan.

Sebagai contoh, di sebuah perusahaan, terdapat sistem pompa yang terdiri dari tiga unit pompa yang dioperasikan secara paralel yang digunakan

untuk mendistribusikan air dari reservoir menuju area pelayanannya. Kapasitas dari masing-masing pompa yang telah terpasang adalah sebesar 15 liter per detik sehingga secara teoritis kapasitas dari tiga buah pompa paralel tersebut adalah 45 liter per detik, namun dari data di lapangan kapasitas air yang dihasilkan hanya 18 liter per detik. Jadi terjadi penyimpangan unjuk kerja yang sangat besar. Jika hal tersebut terjadi, sering kali yang dipermasalahkan adalah unit pompanya, dan sistem perpipaannya kurang diperhatikan.

Dalam sistem perpipan pompa paralel diameter pipa *header*, pipa hisap dan pipa tekan sangat mempengaruhi karakteristik aliran, karena diameter pipa akan mempengaruhi kecepatan aliran fluida di dalam pipa. Dimensi pipa yang kurang tepat dapat menyebabkan head loss yang besar. Mengingat pada pipa *header* terjadi pertemuan aliran sejumlah pompa yang tersusun paralel dapat menimbulkan arus pusar (*eddy current*) dan *shock losses* yang akhirnya menghalangi laju aliran fluida di dalam pompa. Oleh sebab itu desain dan dimensi pipa *header* harus direncanakan dengan baik.

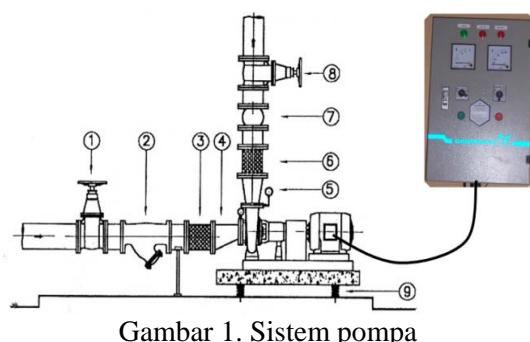
Adapun tujuan penelitian ini adalah untuk mendapatkan acuan dalam menentukan diameter pipa *header* untuk pompa paralel yang dapat

memberikan unjuk kerja pompa yang baik dan tidak menimbulkan penyimpangan yang besar.

## 2. Kajian Pustaka

### 2.1. Sistem Perpipaan Pada Pompa

Sistem perpipaan merupakan salah satu bagian yang tak terpisahkan dari sistem pompa [1], seperti pada Gambar 1. Perpipaan pada sistem pompa mempengaruhi unjuk kerja dan *life time* pompa karena baik sistem pipa hisap dan tekan terhubung langsung pada pompa tersebut.



Kebanyakan permasalahan pada pompa adalah disebabkan karena ketidak sesuaian pada pipa hisapnya [2]. Oleh sebab itu desain sistem pipa hisap jauh lebih penting dari pipa tekan, karena pemilihan pipa tekan utamanya lebih pada masalah ekonomi atau biaya [3]. 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).

Pipa hisap harus pendek dan selurus mungkin [4]. 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.

Tidak ada belokan (*elbow*) pada inlet hisap [5]. 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.

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 [6]. Terdapat tiga kriteria lain yang dapat digunakan untuk menentukan ukuran pipa hisap pompa. Pertama, kecepatan aliran fluida pada pipa hisap pompa harus lebih rendah dari 7 ft/detik. Kedua, ukuran pipa hisap harus minimal satu atau dua tingkat ukuran lebih besar dari ukuran mulut hisap pompa. Ketiga, dalam praktiknya, ukuran pipa hisap pompa harus cukup besar untuk meminimalkan kehilangan energi gesekan.

Dalam pipa header hisap, kecepatan aliran fluida antara 0,6 ~ 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 [7]. Setiap percabangan pada pipa header harus diperkecil sampai ukuran tertentu sehingga kecepatannya konstan.

### 2.2. Kontinyuitas

Aliran dari kebanyakan fluida dapat dijelaskan secara matematis dengan menggunakan persamaan kontinyuitas dan momentum. Sesuai dengan persamaan kontinuitas, jumlah fluida yang mengalir masuk ke dalam volume tertentu akan keluar dengan jumlah yang sama atau konstan, dan debit aliran pada suatu bidang merupakan hasil kali dari kecepatan fluida dengan luas penampang bidang tersebut [8].

$$Q = vA \quad (1)$$

dimana:  $Q$  adalah kuantitas fluida ( $\text{m}^3/\text{dt}$ ),  $v$  adalah kecepatan fluida ( $\text{m}/\text{dt}$ ), dan  $A$  adalah luas penampang bidang ( $\text{m}^2$ ).

### 2.3. Kapasitas Pompa

Kapasitas pompa dapat diukur dengan mengukur volume fluida yang dialirkan oleh pompa dalam satu satuan waktu [9].

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

dimana:  $Q_p$  adalah kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{det}$ ),  $V$  adalah volume fluida ( $\text{m}^3$ ), dan  $t$  adalah waktu (detik).

## 2.4. Head Pompa

Head adalah energi spesifik yang dapat dinyatakan dalam tinggi kolom fluida atau tekanan. Berdasarkan persamaan energi per satuan berat fluida maka head pompa dapat dituliskan:

$$H_p = (z_d - z_s) + \left( \frac{p_d - p_s}{\gamma} \right) + \left( \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right) + H_L \quad (3)$$

dimana:  $H_p$  adalah head pompa (m),  $z_s$  adalah head statis elevasi isap/suction pompa (m),  $z_d$  adalah head statis elevasi buang/discharge pompa (m),  $p_s$  adalah head statis tekanan isap/suction pompa ( $\text{N/m}^2$ ),  $p_d$  adalah head statis tekanan buang/discharge pompa ( $\text{N/m}^2$ ),  $v_s$  adalah head dinamis kecepatan fluida pada ujung isap/suction pompa (m/det),  $v_d$  adalah head dinamis kecepatan fluida pada ujung buang/discharge pompa (m/det), dan  $H_L$  adalah 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 gesek di dalam aksesories perpipaan seperti belokan-belokan, *reducer/diffuser*, katup-katup dan sebagainya [10].

### 2.5.1. Major Losses

*Major losses* adalah kerugian gesekan antara fluida dan permukaan dalam pipa dapat dipakai persamaan berikut, yaitu:

$$H_{LMi} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (4)$$

dimana:  $H_{LMi}$  adalah head kerugian gesek dalam pipa (m),  $f$  adalah koefisien kerugian gesek,  $g$  adalah percepatan gravitasi ( $\text{m/dt}^2$ ),  $v$  adalah kecepatan aliran fluida (m/dt),  $L$  adalah panjang pipa (m), dan  $D$  adalah diameter dalam pipa (m).

### 2.5.1. Minor Losses

*Minor losses* terjadi pada titik dimana terjadi perubahan momentum [11], terutama terjadi pada belokan, pengelihan, percabangan, katup, dan aksesories perpipaan lainnya. *Minor losses* dapat dinyatakan secara umum dengan persamaan, yaitu:

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

dimana:  $H_{LMi}$  adalah head kerugian gesek dalam pipa (m), dan  $K$  adalah koefisien kerugian aksesories pipa (m).

## 2.6. Daya

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

$$WHP = \gamma Q_s \quad (6)$$

dimana: WHP adalah daya air pompa (Watt), dan  $\gamma$  adalah berat jenis air ( $\text{N/m}^3$ ).

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

$$SHP = P_{sh} = \frac{\gamma Q_s}{\eta} \quad (7)$$

dimana:  $\eta_{op}$  adalah efisiensi total pompa (%).

Pompa membutuhkan daya listrik untuk menggerakkan motor listrik pompa. Daya motor listrik satu fasa:

$$P_{mot} = V \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta_1 \quad (8)$$

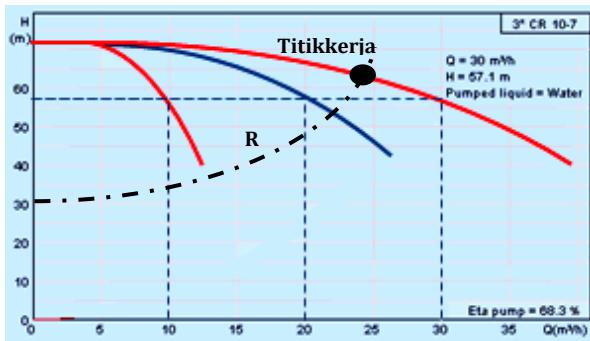
dimana:  $P_{mot}$  adalah daya motor listrik (Watt),  $V$  adalah tegangan listrik (Volt),  $I$  adalah arus listrik (Amphere),  $\cos \varphi$  adalah sudut faktor daya, dan  $\eta_{mot}$  adalah efisiensi motor (%).

## 2.7. Sistem Pompa Paralel

Dua atau lebih pompa disusun paralel bertujuan untuk mendapatkan kapasitas pompa yang lebih besar, dan untuk mengatasi perubahan/fluktuasi kebutuhan debit aliran.



Gambar 2. Tiga unit pompa paralel

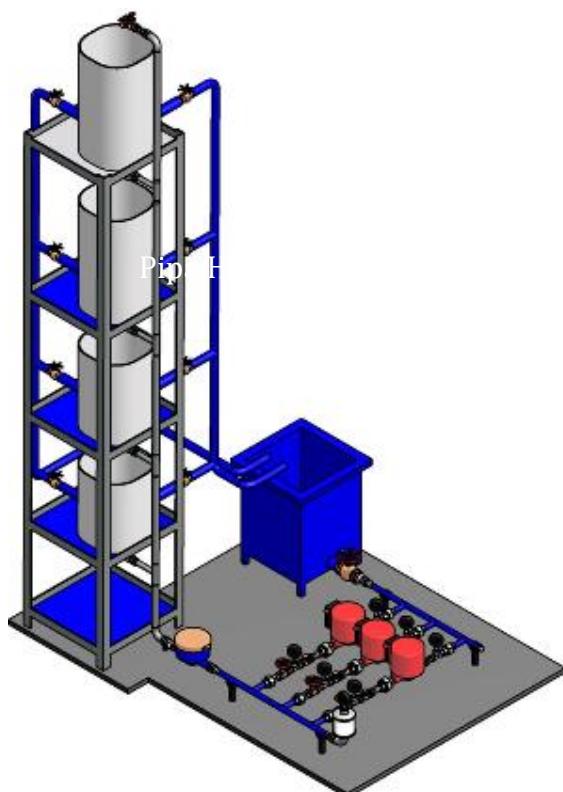


Gambar 3. Titik kerja pompa paralel

Dari tiga unit pompa yang sama dioperasikan secara paralel diharapkan dapat memberikan debit aliran tiga kali debit masing-masing pompanya. Namun kenyataannya terjadi pergeseran titik kerja pompa karena pengaruh sistem instalasi perpipaan pompa (R), seperti pada Gambar 3.

### 3. Metode Penelitian

Sebuah model tiga unit pompa sentrifugal (UPS 15-50 130) yang disusun parallel dibuat yang dilengkapi dengan sistem perpipaan termasuk pipa header dan panel, seperti skema pada Gambar 4 dan 5. Pipa header menggunakan percabangan  $Tee-45^\circ$  ( $Tee-Y$ ) dengan variasi diameter  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$ , 1,  $1\frac{1}{4}$ ,  $1\frac{1}{2}$  dan 2 inchi, seperti pada Gambar 6.



Gambar 4. Skema sistem tiga unit pompa tersusun paralel



Gambar 5. Pompa paralel dengan header 2"



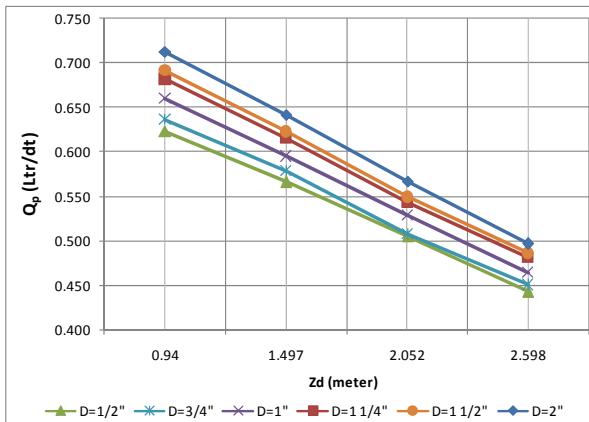
Gambar 6. Variasi diameter pipa header

Adapun prosedur pengujian adalah ketiga unit pompa dioperasikan secara paralel, kemudian diukur dan dicatat data-data seperti waktu yang diperlukan untuk mengalirkan volume air 10 liter, tegangan dan arus listrik yang bekerja pada pompa.

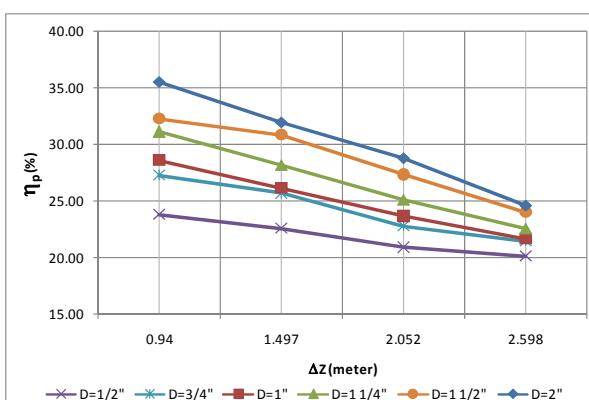
Selanjutnya data tersebut diolah guna mendapatkan parameter pompa seperti debit pompa ( $Q_p$ ) dari Pers. (1), head pompa ( $H_p$ ) dari Pers. (4) dan kerugian energi dari Pers. (5) dan (6), daya listrik ( $P_{mot}$ ), daya  $K_1$  air (WHP) dan efisiensi *overall* pompa ( $\eta_{oa}$ ) dari Pers. (9), (7) dan (8).

### 4. Hasil dan Pembahasan

Dari pengolahan data hasil pengujian yang telah dilakukan maka dapat dipresentasikan dalam bentuk grafik seperti pada Gambar 7 dan Gambar 8. Dari Gambar 7 dapat dilihat bahwa semakin besar diameter pipa header semakin besar debit aliran yang dihasilkan pompa. Hal ini disebabkan karena semakin besar diameter pipa, sesuai dengan persamaan kontinyuitas, maka semakin kecil kecepatan aliran yang terjadi. Ini berarti head losses yang terjadi akan semakin kecil.



Gambar 7. Debit pompa pada variasi diameter pipa header



Gambar 8. Efisiensi pompa pada variasi diameter pipa header

Karena head loss yang terjadi semakin kecil maka daya penggerak pompa yang dibutuhkan juga akan semakin kecil, sehingga semakin besar diameter pipa header efisiensi pompa semakin besar. Namun perlu dipertimbangkan bahwa jika diameter pipa header semakin besar maka biaya yang dibutuhkan juga semakin besar. Untuk itu perlu dipilih diameter pipa header dimana efisiensinya tinggi namun tidak mengakibatkan penyimpangan efisiensi yang besar antara efisiensi pompa tunggalnya dan efisiensi pompa paralelnya, seperti ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Penyimpangan efisiensi antara pompa tunggal dan paralel

Zd (m)	Δη <sub>top</sub> [Y]					
	D=1/2"	D=3/4"	D=1"	D=1 1/4"	D=1 1/2"	D=2"
0.94	1.25	8.05	7.116	6.787	2.196	14.54
1.497	1.27	7.59	7.056	7.438	2.247	11.90
2.052	1.22	7.38	6.607	7.956	4.470	10.27
2.598	0.87	6.72	5.870	7.293	4.048	10.08

Tabel 2. Kecepatan air pada pipa header

Zd (m)	v <sub>H</sub> (m/det)					
	D=1/2"	D=3/4"	D=1"	D=1 1/4"	D=1 1/2"	D=2"
0.94	5.050	2.25	1.30	0.86	0.61	0.35
1.497	4.588	2.04	1.17	0.78	0.55	0.32
2.052	4.091	1.79	1.04	0.69	0.48	0.28
2.598	3.589	1.59	0.92	0.61	0.43	0.25

Dengan memperhatikan penyimpangan efisiensi pada Tabel 1 dan kecepatan aliran pada Tabel 2, maka diameter pipa header yang paling baik adalah diameter pipa header 1½ inchi dimana kecepatan alirannya sekitar 0,6 meter/detik. Hasil ini sejalan dengan yang disarankan oleh Dornaus dan Heald [7]. Sehingga diameter pipa header dapat ditentukan dengan formula:

$$D_H = 0,87 \sqrt{ } \quad (9)$$

dimana:  $D_H$  adalah diameter pipa header (m), dan  $Q_p$  adalah debit total pompa paralel (m<sup>3</sup>/det)

## 5. Kesimpulan

Dari hasil pengujian dan pembahasan yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa diameter pipa header yang optimal adalah pada kecepatan aliran 0,6 meter/detik, dan dapat ditentukan dengan suatu formula, yaitu 0,87 dikalikan akar kuadrat debit aliran total sistem pompa paralelnya.

## Ucapan Terima kasih

Paper ini diseminarkan dalam rangka Dies Natalis Universitas Udayana yang ke-52.

## Referensi

- [1] Bacus L., and Custodio A., Know and Understand Centrifugal Pumps, Elsivier Ltd., UK, 2003.
- [2] Evans F., Rules To Follow To Avoid Pump Problems, 2014. Tersedia pada: <http://www.kelairpumps.com.au/images/stories/PDF/PumpClinic/PumpClinic33.pdf>
- [3] Kelair Pump, Suction System Design. Kelair Pump, 21 April 2009.
- [4] Randall, W.W., Practical Consideration in Pump Suction Arrangements, 2008. Tersedia pada: <http://www.PDHcenter.com>
- [5] Nelson, W.E., and Dufour, J.W., How to Avoid Building Problems Into Pumping Systems, Proceeding of The Eleventh International Pump Users Symposium, 1994, pp. 125-136.
- [6] Gulik, T.V.D., Centrifugal Pump Selection and Installation, Irrigation Fact Sheet, September 2008.
- [7] Dornaus, W.L., and Heald, C.C., Intakes, Suction Piping, and Strainers, in: Karassik, et.al., Pump Handbook (3<sup>rd</sup> edition),

- McGraw-Hill, New York, 2001, pp. 10.1-10.55
- [8] Streeter, V. L., Wylie, E. B., Fluids Mechanics, McGraw-Hill, New York, 1981.
- [9] Sularso dan Tahara, H., Pompa Dan Kompresor, PT. Pradnya Paramita, Jakarta, 1983.
- [10] 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.
- [11] Vasava, P.R., Fluid Flow in T-Junction of Pipes, Thesis: Lappeenrata University of Techology, 2007.