

TUGAS AKHIR - TM141585

STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL *SINGLE STAGE* DAN *CUSSONS* *FRICTION LOSS APPARATUS*

KANIA AMELIA SAFITRI
NRP 02111440000160

Pembimbing:
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK POMPA
SENTRIFUGAL *SINGLE STAGE* DAN *CUSSONS*
*FRICTION LOSS APPARATUS***

KANIA AMELIA SAFITRI
NRP 02111440000160

Pembimbing:
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



FINAL PROJECT - TM141585

EXPERIMENTAL STUDY OF CHARACTERISTICS OF A SINGLE STAGE CENTRIFUGAL PUMP AND CUSSENS FRICTION LOSS APPARATUS

**KANIA AMELIA SAFITRI
NRP 02111440000160**

**Advisor:
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD**

**Department of Mechanical Engineering
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2018**

**STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK POMPA
SENTRIFUGAL SINGLE STAGE DAN CUSSONS
FRICTION LOSS APPARATUS**

TUGAS AKHIR

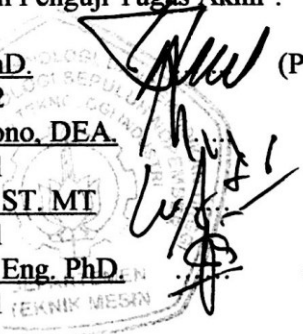
**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh :

KANIA AMELIA SAFITRI

NRP. 02111440000160

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD. (Pembimbing)
NIP. 196412281990031002
 2. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA. (Penguji I)
NIP. 196001291987011001
 3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST. MT (Penguji II)
NIP. 197104051997021001
 4. Vivien Suphandani, ST, M.Eng. PhD. (Penguji III)
NIP. 198105292003122001
- 

SURABAYA

JULI, 2018

STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL *SINGLE STAGE* DAN *CUSSONS* *FRICTION LOSS APPARATUS*

Nama Mahasiswa : Kania Amelia Safitri
NRP : 0211144000160
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD

ABSTRAK

Air menjadi salah satu kebutuhan primer bagi kehidupan manusia, karena kegunaannya yang amat penting maka dibangunlah suatu sistem untuk mendistribusikan air ke berbagai tempat. Dari beragam metode yang ada, pemanfaatan pompa dan instalasi perpipaan menjadi metode yang paling umum digunakan untuk mendistribusikan air. Dalam proses pendistribusian air menggunakan pompa dan instalasi perpipaan akan ditemukan fenomena rugi-rugi energi, untuk mengetahui fenomena ini maka dilakukanlah penelitian pada alat uji *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*.

Alat uji ini disusun dari dua macam material pipa yaitu PVC dan *acrylic*, dengan variasi diameter pipa sebesar 0.75 dan 1.0 inch. Pada instalasi ini terpasang *flow meters* berupa *venturi* dan *orifice*, *fitting* perpipaan berupa *elbow 45°*, *long radius elbow 90°*, *short radius elbow 90°*, dan *ball valve*. Untuk mengetahui *pressure drop* yang terjadi, maka digunakanlah *pressure tap* di sisi *inlet* dan *outlet* pada *fitting*, *flow meters* dan *valve*. *Pressure tap* ini dihubungkan dengan sebuah alat ukur berupa manometer raksa, sehingga besarnya *pressure drop* yang terjadi pada instalasi dinyatakan dalam selisih ketinggian pada manometer raksa. Pompa *sentrifugal single stage* terhubung dengan *NEWMAN electric motor* yang memiliki daya sebesar 1.5 *hp* dan putaran motor sebesar 2850 RPM. *Pressure gauge* digunakan untuk mengukur tekanan pada

sisi *suction* dan *discharge* pompa. Debit aliran divariasikan antara 10-55 *l/min* dengan kenaikan debit sebesar 5 *l/min* untuk pengambilan data pada *line I*, instalasi *fitting* dan *ball valve*, sedangkan variasi debit aliran untuk *flow meters* adalah 10-30 *l/min* dengan kenaikan debit sebesar 2 *l/min* untuk *orifice* dan 4 *l/min* untuk *venturi*.

Berdasarkan data hasil uji eksperimen didapatkan nilai *loss coefficient* (K_l) untuk *standar radius elbow* 90° adalah 0.58, untuk *elbow* 45° sebesar 0.38, *ball valve fully open* sebesar 0.62, dan *long radius elbow* 90° sebesar 0.611. Kekasaran relatif (e/D) pada pipa *line I* sebesar 0.0043 dan pada *line II* sebesar 0.024. Nilai *coefficient of discharge* (C_d) pada *flow meter* jenis *venturi* sebesar 0.91 dan *orifice* sebesar 0.72 pada debit maksimum. Efisiensi pompa maksimum sebesar 27.1% pada saat *head* pompa sebesar 18.79 m.

Kata kunci: *pressure drop, fitting, flow meters, pompa.*

EXPERIMENTAL STUDY OF CHARACTERISTICS OF A SINGLE STAGE CENTRIFUGAL PUMP AND CUSSONS FRICTION LOSS APPARATUS

Name of Student : Kania Amelia Safitri
NRP : 02111440000160
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Lecturer Advisor : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD

ABSTRACT

Water becomes one of the primary needs for human life, because its utility is very important. Therefore, we need to build a system to distribute the water to various places. From various methods that available, pumps and piping installation become the most common method which used to distribute the water. In the process of distributing water using pumps and piping installation it will be found the phenomenon of energy losses. To evaluate in more details of this phenomenon then, its is necessary to conduct a research on CUSSONS friction loss in pipe apparatus test.

This test equipment is composed of two kinds of pipe material that is PVC and acrylic, with pipe diameter of 0.75 and 1.0 inch. This installation has some equipments such as flow meters (venturi and orifice), some variaton piping fittings (elbow 45°, long radius elbow 90°, short radius elbow 90°), and ball valve. To know the pressure drop that happened, then some pressure taps are applied at the fitting, flow meters and valve. The pressure tap is then connected to a pressure measuring device of mercury manometer, so that the amount of pressure drop that occurs at the installation can be expressed in height difference in mercury manometer. A single stage centrifugal pump is connected to a NEWMAN electric motor 1.5 hp and motor rotation of 2850 RPM. Pressure gauge is used to measure pressures at the suction and discharge sides of the pump. The flow discharge is varied from 0 to 55 l/min with a 5 l/min

increase flow for data collection on line I, fitting and ball valve installation, while the flow rate variation for flow meters is 0 to 30 l/min with an increase flow is 2 l/min for orifice and 4 l/min for venturi.

Based on the experimental test data, the value of loss coefficient (K_l) for standard 90° elbow is 0.58, for elbow 45° is 0.38, fully open ball valve is 0.62, and long radius elbow 90° is 0.611. Relative roughness (e/D) on line pipe I is 0.0043 and on line II is 0.024. The coefficient of discharge (C_d) value in the venturi type flow meter is 0.91 and the orifice is 0.72 at the maximum discharge. Maximum pump efficiency is 27.1%, when the head pump is 18.79 m.

Key words: pressure drop, fitting, flow meters, pump.

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis sampaikan kepada Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan Tugas Akhir dengan judul “*Studi Eksperimen Karakteristik Pompa Sentrifugal Single Stage dan Cusson Friction Loss Apparatus*”. Penulisan Tugas Akhir dilakukan sebagai salah satu syarat untuk mendapatkan gelar sarjana dari Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Terselesainya penulisan Tugas Akhir ini tak lepas dari bantuan pihak lain. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan rasa terima kasih, terlebih kepada keluarga penulis Ibu, Bapak, Uti, Kakung, Mas Ozan, dan Adik Ajie yang selalu memberikan dukungan baik secara moral, materil maupun spiritual kepada penulis untuk menyelesaikan penulisan Tugas Akhir, selain itu penulis juga mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD selaku dosen pembimbing yang telah memberikan ilmu serta bimbingan kepada penulis, sehingga penulis dapat menyelesaikan penelitian serta penulisan Tugas Akhir dengan baik.
2. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T., Bapak Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA, Ibu Vivien Suphandani, S.T., M.Eng., PhD, selaku dosen penguji yang telah memberikan pembelajaran serta saran untuk penulisan Tugas Akhir.
3. Bapak Bambang Pramujati ST, MSc.Eng, PhD, selaku Kapala Departemen Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Ibu Aida Annisa Amin Daman S.T., M.T, selaku dosen wali penulis yang telah membimbing serta memberikan saran untuk perkuliahan penulis selama 4 tahun terakhir.
5. Bapak Sutrisno yang telah membantu penulis dalam mempersiapkan alat uji eksperimen, sehingga penulis dapat melakukan penelitian Tugas Akhir.

6. Intan, Vita, Hadiyan, Elman, Fauzi, Mas Nuril dan seluruh teman-teman yang telah memberikan saran serta bantuannya kepada penulis saat pengerjaan Tugas Akhir.
7. Teman-teman JMMI yang telah mewarnai tahun terakhir penulis di dunia kampus dengan segala kebermanfaatan yang telah diberikan.
8. Teman-teman penulis di Departemen Teknik Mesin FTI-ITS.
9. Serta semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir yang tak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Dalam penyusunan dan penulisan Tugas Akhir ini penulis menyadari bahwa masih terdapat ketidaksempurnaan, sehingga kritik dan saran yang membangun dari pembaca sangat diharapkan agar penulis bisa meningkatkan kemampuan dalam menyusun serta menulis karya tulis ilmiah dengan lebih baik.

Surabaya, 25 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

<i>COVER PAGE</i>	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
<i>ABSTRACT</i>	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
DAFTAR SIMBOL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan	3
BAB II TINJUAN PUSTAKA	5
2.1 Aliran Laminer dan Turbulen	5
2.2 Kapasitas dan Kecepatan Aliran	5
2.3 Persamaan Energi	6
2.4 Kerugian Energi	9
2.4.1 <i>Major Losses</i>	9
2.4.2 <i>Minor Losses</i>	11
2.5 Performa Pompa Sentrifugal	18
2.5.1 Daya Pompa	19
2.5.2 Efisiensi Pompa	21
2.6 <i>Head</i> Pompa	21
BAB III METODE PENELITIAN	25
3.1 Langkah-Langkah Penelitian	25
3.1.1 Evaluasi Awal Peralatan Uji	25
3.1.2 Perhitungan Teoritis Data Eksperimen	29
3.1.3 Analisis <i>Loss Coefficient</i> , Faktor Gesekan, dan <i>Coefficient of Discharge</i>	29
3.1.4 Analisis <i>Head</i> pada Pompa	32
3.2 Prosedur Pelaksanaan Penelitian	33

3.3	<i>Flowchart</i> Perhitungan	34
3.4	Hasil Eksperimen	38
3.5	Contoh Perhitungan Data Hasil Eksperimen.....	39
3.6.1	Kecepatan Fluida dan Bilangan <i>Reynolds</i>	39
3.6.2	Faktor Gesekan	40
3.6.3	<i>Loss coefficient</i>	42
3.6.4	<i>Coefficient of Discharge</i>	44
3.6.5	Pompa.....	45
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN.....		51
4.1	Faktor Gesekan.....	51
4.2	<i>Loss coefficient</i>	54
4.3	<i>Coefficient of Discharge</i>	57
4.4	Pompa Sentrifugal	60
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		63
5.1	Kesimpulan.....	63
5.2	Saran.....	64
DAFTAR PUSTAKA		65
LAMPIRAN.....		67
BIODATA PENULIS		79

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Control volume</i> dan koordinat untuk analisis energi dari aliran yang mengalir pada <i>elbow</i> 90° (Fox, et al., 2011)	6
Gambar 2.2 Nilai <i>loss coefficient</i> pada aliran yang melalui perubahan luas penampang.....	12
Gambar 2.3 <i>Losses energy</i> pada beberapa jenis <i>flow meters</i>	15
Gambar 2.4 Konstruksi <i>flow meters</i> jenis <i>orifice</i>	16
Gambar 2.5 Konstruksi <i>flow meters</i> jenis <i>venturi</i>	16
Gambar 2.6 <i>Coefficient of discharge</i> pada <i>flow meters</i> jenis <i>orifice</i> (Munson, et al., 2002)	17
Gambar 2.7 <i>Coefficient of discharge</i> pada <i>flow meters</i> jenis <i>venturi</i> (Munson, et al., 2002)	18
Gambar 2.8 Ilustrasi sisi <i>suction</i> dan <i>discharge</i> pompa.	22
Gambar 2.9 Kurva karakteristik pompa dan instalasi.....	23
Gambar 2.10 Kurva karakteristik pompa dan instalasi dengan variasi bukaan katup (Karassik, et al., 2001)	24
Gambar 3.1 Ilustrasi instalasi alat uji CUSSONS <i>friction loss in pipe apparatus</i>	25
Gambar 3.2 Instalasi alat uji CUSSONS <i>friction loss in pipe apparatus</i>	26
Gambar 3.3 Ilustrasi instalasi alat uji <i>hydraulic bench circulating unit</i>	27
Gambar 3.4 Alat ukur manometer raksa.	30
Gambar 3.5 Ilustrasi pengukuran tekanan pada sisi <i>suction</i> (1) dan <i>discharge</i> (2) pompa menggunakan <i>pressure gauge</i>	32
Gambar 3.6 <i>Flowchart</i> perhitungan koefisien gesek.....	35
Gambar 3.7 <i>Flowchart</i> perhitungan <i>loss coefficient</i>	36
Gambar 3.8 <i>Flowchart</i> perhitungan <i>coefficient of discharge</i>	37
Gambar 3.9 <i>Flowchart</i> perhitungan <i>head</i> pompa.....	38
Gambar 4.1 Hubungan antara faktor gesekan (f) dengan Re pada line I, II dan penelitian sebelumnya.....	52

Gambar 4.2 Hubungan antara <i>Kl</i> dengan <i>Re</i> pada beberapa jenis <i>fitting</i>	55
Gambar 4.3 Hubungan antara <i>Cd</i> dengan <i>Re</i> pada <i>flow meters</i> .58	
Gambar 4.4 Karakteristik kerja pompa sentrifugal	60
Gambar A.1 <i>Long radius elbow 90°</i>	74
Gambar A.2 <i>Standard elbow 90°</i>	75
Gambar A.3 <i>Elbow 45°</i>	75
Gambar A.4 <i>Venturi</i>	75
Gambar A.5 <i>Orifice</i>	76
Gambar A.6 <i>Ball valve</i>	76
Gambar A.7 <i>Tang amper</i>	76
Gambar A.8 <i>Pressure gauge</i>	77
Gambar A.9 <i>Manometer raksa</i>	77

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai kekasaran permukaan pada pipa. (Fox, et al., 2011)	11
Tabel 2.2 <i>Loss coefficient (Kl)</i> pada <i>component</i> perpipaan jenis <i>elbow</i> dan <i>bends</i> (Westaway & Loomis, 1984)	13
Tabel 2.3 <i>Loss coefficient (Kl)</i> pada <i>component</i> perpipaan jenis <i>valve</i> (Munson, et al., 2002)	13
Tabel 2.4 Representasi panjang ekuivalen (Le/D) dari <i>fitting</i> dan <i>valve</i> perpipaan (Fox, et al., 2011)	14
Tabel 2.5 Karakteristik dari <i>flow meters</i> (Fox, et al., 2011)	15
Tabel 3.1 Parameter alat uji eksperimen <i>fitting</i>	28
Tabel 3.2 Parameter alat uji eksperimen <i>flow meters</i>	29
Tabel 4.1 Perbandingan nilai <i>loss coefficient</i> eksperimen dengan literatur	57
Tabel 4.2 Perbandingan nilai <i>coefficient of discharge</i> eksperimen dengan literatur	59
Tabel A.1 Data yang digunakan dalam perhitungan teoritis rugi energi	67
Tabel A.2 Perhitungan Bilangan Reynolds ($D = 0.75 \text{ inch}$)	67
Tabel A.3 Perhitungan Bilangan Reynolds ($D = 1 \text{ inch}$)	68
Tabel A.4 Perhitungan rugi energi pada <i>flow meters</i>	68
Tabel A.5 Perhitungan rugi energi pada <i>fitting</i> perpipaan	69
Tabel B.1 Perhitungan faktor gesekan (f) line I	69
Tabel B.2 Perhitungan faktor gesekan (f) line II	70
Tabel B.3 Perhitungan <i>loss coefficient (Kl)</i> <i>Ball Valve</i>	70
Tabel B.4 Perhitungan <i>loss coefficient (Kl)</i> <i>Long Radius Elbow</i> 90°	71
Tabel B.5 Perhitungan <i>loss coefficient (Kl)</i> <i>Standard Elbow</i> 90°	71
Tabel B.6 Perhitungan <i>loss coefficient (Kl)</i> <i>Elbow</i> 45°	72

Tabel B.7 Perhitungan <i>coefficient of discharge (Cd) Orifice</i>	72
Tabel B.8 Perhitungan <i>coefficient of discharge (Cd) Venturi</i>	73
Tabel B.9 Perhitungan <i>Head Pompa</i>	73
Tabel B.10 Perhitungan Efisiensi Pompa.....	74

DAFTAR SIMBOL

Re	= bilangan <i>Reynolds</i>
ρ	= massa jenis fluida
\bar{V}	= kecepatan rata-rata aliran fluida
D	= diameter pipa
d	= diameter leher pada <i>flow meters</i>
μ	= viskositas absolut pipa
Q	= kapasitas aliran fluida
A	= luas penampang yang dilalui fluida
f	= faktor gesekan
L	= panjang pipa yang dilalui fluida
g	= percepatan gravitasi
H_l	= <i>major losses</i>
H_{lm}	= <i>minor losses</i>
e	= kekasaran permukaan pipa
β	= perbandingan diameter $\frac{d}{D}$
η_m	= efisiensi kerja motor
η_p	= efisiensi pompa
K_l	= <i>loss coefficient</i>
L_e	= panjang ekuivalen
C_d	= <i>coefficient of discharge</i>
Δp	= perbedaan tekanan
γ	= berat jenis fluida
Q_p	= kapasitas pompa
H_p	= <i>head</i> pompa
\dot{W}_e	= daya listrik
\dot{W}_{sh}	= daya poros
\dot{W}_{hp}	= daya hidrolis
\dot{W}_f	= daya gesekan
\dot{W}_o	= daya faktor lain
u	= energi dalam
z	= ketinggian permukaan

p	= tekanan
α	= fluks koefisien
V	= tegangan listrik
I	= arus listrik
$\cos\phi$	= <i>power factor</i>
\dot{m}	= laju aliran massa
$\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$	= selisih <i>pressure head</i>
$\frac{\bar{v}_2^2 - \bar{v}_1^2}{2g}$	= selisih <i>dynamic head</i>
$z_2 - z_1$	= selisih <i>static head</i>
P_r	= daya motor pada <i>name plate</i>
N	= <i>output</i> persentase nilai daya.
I_r	= arus listrik pada <i>name plate</i>
V_r	= tegangan listrik pada <i>name plat</i>

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam industri saat ini memiliki peranan penting dalam menjalankan roda kehidupan manusia, salah satu contohnya adalah industri pendistribusian fluida yang menggunakan sistem perpipaan. Untuk mendapatkan sistem perpipaan yang efektif maka dibutuhkan beberapa data yang akan membantu dalam mendesain sistem perpipaan, seperti jenis fluida yang dialirkan, besar kapasitas aliran yang ingin didapatkan, tekanan fluida yang ingin dicapai, dan panjang pipa yang dilalui oleh fluida.

Dalam proses pendistribusian fluida *losses* energi yang terjadi tidak mungkin dapat dihindari. Salah satu penyebab *losses* energi adalah gesekan yang terjadi antara fluida yang mengalir dengan permukaan yang dialiri, *losses* energi jenis ini disebut dengan *major losses*. Selain *losses* energi akibat gesekan antara fluida dan permukaan, terdapat pula *losses* energi yang terjadi akibat adanya pemasangan *fitting* pada instalasi perpipaan seperti *elbow*, *valve*, *sudden enlargement* dan *sudden contraction*, *losses* ini disebut dengan *minor losses*. Dengan adanya perhitungan *losses* yang terjadi sepanjang fluida mengalir, maka akan didapatkan besarnya daya yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida dari suatu tempat ke tempat lain yang diinginkan.

Melalui gambaran di atas penulis bermaksud melakukan eksperimen untuk mengevaluasi fenomena yang terjadi pada sebuah instalasi perpipaan. Dalam Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida terdapat sebuah instalasi perpipaan yang dapat digunakan untuk melakukan eksperimen tersebut. Alat yang digunakan untuk melakukan uji ini adalah CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*, yang terdiri dari beberapa ukuran diameter pipa dan *fitting* pipa.

Sebelumnya eksperimen untuk mengetahui fenomena yang terjadi pada instalasi perpipaan tersebut telah diuji oleh Dahmani (2017) dan Sihombing (2014) namun dalam pengujian yang telah

dilakukan ditemukan kendala berupa, pembacaan perbedaan tekanan pada instalasi pipa *line* I yang kurang akurat dikarenakan keterbatasan alat ukur dan kapasitas aliran pompa sudah tidak berada dalam performa terbaik, sekitar 70% dari performa terbaik yang dimiliki pompa.

Setelah mengetahui kendala yang ada penulis ingin melakukan uji eksperimen dengan mengganti instalasi pada *line* I yang semula menggunakan pipa PVC dengan diameter sebesar 3/2 inch menjadi pipa dengan diameter 1, sehingga diharapkan akan didapatkan data hasil uji eksperimen yang lebih akurat. Hasil dari uji eksperimen ini kemudian akan dibandingkan dengan hasil uji eksperimen yang telah dilakukan Dahmani (2017) dan Sihombing (2014) untuk melihat apakah terjadi perbaikan data yang dihasilkan setelah dilakukan pergantian peralatan pada alat uji eksperimen.

1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah yang ingin diangkat penulis berdasarkan paparan yang telah dijelaskan di dalam latar belakang adalah,

1. Peningkatan Q (kapasitas aliran) berpengaruh terhadap nilai H_p (*head* pompa) dan η_p (efisiensi pompa).
2. Memperkecil diameter pipa memberikan pengaruh terhadap akurasi pembacaan perbedaan tekanan pada alat ukur.
3. Peningkatan bilangan Re berpengaruh terhadap nilai dari f (koefisien gesek), C_d (*discharge coefficient*), K_l (*loss coefficient*).

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diterapkan oleh penulis untuk melakukan uji eksperimen pada CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* dengan pompa sentrifugal *single stage* dan alat ukur manometer raksa adalah,

1. Aliran yang mengalir di dalam alat uji eksperimen berada pada keadaan incompressible dan *steady*.
2. Tidak ada kebocoran yang terjadi di dalam alat uji eksperimen.

3. Perpindahan panas yang terjadi di dalam alat uji eksperimen diabaikan.
4. Fluida kerja digunakan dalam alat uji eksperimen adalah air dengan temperature 25°C.

1.4 Tujuan

Berdasarkan pemapaaran latar belakang di atas, tujuan penulis untuk melakukan eksperimen pada CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* dengan pompa sentrifugal *single stage* dan alat ukur manometer raksa adalah,

1. Mengetahui pengaruh kenaikan Q (kapasitas aliran) terhadap nilai H_p (*head* pompa) dan η_p (efisiensi pompa).
2. Mengetahui pengaruh perubahan diameter pipa terhadap akurasi pembacaan perubahan tekanan pada alat ukur.
3. Mengevaluasi nilai *major* dan *minor losses* yang terjadi pada alat uji eksperimen.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Internal Incompressible Viscous Flow merupakan aliran fluida yang secara keseluruhan mengalir di dalam sebuah *solid surface* dimana aliran fluida tersebut memiliki nilai *mach number* kurang dari 0.3, variasi densitas kurang dari lima persen dan profil kecepatan aliran fluida tersebut tidak mengalami perubahan seiring dengan bertambahnya jarak yang ditempuh fluida.

2.1 Aliran Laminer dan Turbulen

Aliran fluida yang mengalir di dalam pipa dapat berupa aliran laminar maupun turbulen, hal ini ditentukan berdasarkan besarnya bilangan *Reynolds* yang dimiliki oleh aliran fluida. Dalam kondisi normal, aliran fluida yang mengalir di dalam sebuah pipa dinyatakan sebagai aliran laminar apabila memiliki *range* bilangan *Reynolds* 0 hingga 2200 dan untuk aliran turbulen di atas 2300. Bilangan *Reynolds* dinyatakan sebagai bilangan tak berdimensi yang merupakan rasio antara gaya *inertia* dengan gaya *viscous*.

$$Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu}, \quad (2.1)$$

dimana:

- Re = bilangan *Reynolds* (*tak berdimensi*)
- \bar{V} = kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
- D = diameter pipa (m)
- ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
- μ = viskositas absolut fluida (Ns/m^2).

2.2 Kapasitas dan Kecepatan Aliran

Kecepatan aliran fluida pada instalasi pipa dapat ditentukan melalui besarnya kapasitas aliran yang mengalir dan diameter pipa yang digunakan pada instalasi, dirumuskan sebagai berikut:

$$\bar{v} = \frac{Q}{A}, \quad (2.2)$$

dimana:

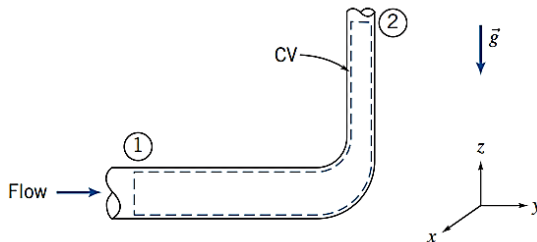
\bar{v} = kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)

Q = kapasitas aliran fluida (m^3/s)

A = luas penampang yang dilalui fluida (m^2).

2.3 Persamaan Energi

Hukum I Termodinamika menyatakan bahwa energi tidak dapat diciptakan maupun dimusnahkan namun dapat berubah bentuk menjadi energi lain, hukum ini digunakan sebagai acuan dasar untuk menganalisis perubahan energi yang terjadi pada instalasi alat uji. Dalam uji eksperimen pada *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* dan pompa sentrifugal *single stage*, energi diubah bentuk dari energi mekanik yang berasal dari putaran poros pada motor menjadi energi kinetik dan tekanan pada fluida. Untuk merumuskan persamaan yang akan digunakan dalam eksperimen digunakan ilustrasi pada sebuah *elbow* dengan *control volume* yang ditunjukkan pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 *Control volume* dan koordinat untuk analisis energi dari aliran yang mengalir pada *elbow* 90° (Fox, et al., 2011)

Perumusan besarnya energi fluida yang mengalir pada sebuah *elbow* dengan *control volume* seperti gambar 2.1 dijabarkan sebagai berikut:

Persamaan dasar:

$$\dot{Q} - \dot{W}_{sh} - \dot{W}_f - \dot{W}_o = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} (e + pv) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.3)$$

dimana:

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$$

$$\dot{W}_{sh} = \text{daya poros (Watt)}$$

$$\dot{W}_f = \text{daya gesekan (Watt)}$$

$$\dot{W}_o = \text{daya faktor lainnya (Watt)}.$$

dengan asumsi:

1. $\dot{W}_{sh}, \dot{W}_f, \dot{W}_o = 0$
2. *Steady flow*
3. *Incompressible flow*
4. *Uniform internal energy and pressure at each section*

Maka persamaan dapat disederhanakan menjadi:

$$\dot{Q} = \int_{cs1} \left(u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} + \int_{cs2} \left(u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

$$\dot{Q} = \int_{A1} \left(u_1 + p_1 v_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} + \int_{A2} \left(u_2 + p_2 v_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

dari persamaan kontinuitas:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho dV + \int_{cs} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.4)$$

$$0 = \int_{cs1} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} + \int_{cs2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

$$0 = \int_{A1} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} + \int_{A2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

$$0 = -\rho_1 V_1 A_1 + \rho_2 V_2 A_2$$

dimana :

$$\int_A \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = |\rho V A| = \dot{m}$$

maka : $\dot{m} = \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$

Maka persamaannya menjadi:

$$\dot{Q} = \left[-\dot{m} \left(u_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + g z_1 \right) + \int_{A_1} \frac{\bar{V}^2}{2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \right] + \left[\left(u_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + g z_2 \right) + \int_{A_2} \frac{\bar{V}^2}{2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \right]$$

dari konsep energi kinetik fluks koefisien α , diketahui:

$$\int_A \frac{\bar{V}^2}{2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \alpha \int_{A_1} \frac{\bar{V}^2}{2} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{m} \alpha \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.5)$$

untuk laju perpindahan panas:

$$\dot{Q} = \frac{\partial Q}{dt} \frac{dm}{dm} = \frac{\partial Q}{dt} \frac{dm}{dt} = \dot{m} \frac{\partial Q}{dm} \quad (2.6)$$

maka persamaan menjadi:

$$\dot{m} \left\{ \frac{p_1}{\rho_1} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right\} = \dot{m} \left\{ \frac{p_2}{\rho_2} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right\} + \dot{m} \left((u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \right)$$

atau,

$$\left\{ \frac{p_1}{\rho_1} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g z_1 \right\} = \left\{ \frac{p_2}{\rho_2} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g z_2 \right\} + \left((u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \right)$$

dimana:

$(u_2 - u_1)$ = perubahan energi dalam akibat gesekan

$-\frac{\partial Q}{\partial m}$ = perpindahan panas per satuan massa

$\left((u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \right) = \text{losses energy from section 1 - 2}$

Berdasarkan perumusan di atas maka didapatkan persamaan *Bernoulli* dari *section* 1-2 sebagai berikut:

$$\left\{ \frac{p_1}{\rho_1} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + gz_1 \right\} = \left\{ \frac{p_2}{\rho_2} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + gz_2 \right\} + \sum H_{L1-2} \quad (2.7)$$

atau

$$\left\{ \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 \right\} = \left\{ \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + z_2 \right\} + \sum H_{L1-2}. \quad (2.8)$$

2.4 Kerugian Energi

Transfer energi antara mesin fluida dengan fluida kerja mengakibatkan hilangnya energi yang berguna. Rugi energi ini bisa disebabkan oleh gesekan antara komponen di dalam mesin fluida, panas yang dikeluarkan oleh sistem dan getaran yang ditimbulkan oleh motor dan pompa.

Setelah terjadi transfer energi antara mesin fluida dengan fluida kerja, maka fluida kerja tersebut akan dialirkan menuju *reservoir*. Dalam proses menuju *reservoir*, fluida mengalami kerugian energi akibat adanya gesekan antara fluida dengan pipa yang dilalui oleh fluida, dimana kehilangan energi ini disebut dengan *major losses*. Selain kehilangan energi akibat gesekan terjadi pula kehilangan energi akibat adanya pemasangan *fitting*, *valve*, dan *flow meters* pada instalasi perpipaan, dimana kehilangan energi ini dapat disebut dengan *minor losses*.

2.4.1 Major Losses

Major losses adalah rugi energi yang terjadi disepanjang aliran fluida, akibat adanya gesekan antara fluida kerja dengan dinding pipa. Besarnya *major losses* ditentukan oleh besarnya faktor gesekan, kecepatan, diameter dan panjang pipa yang dialiri oleh fluida yang didefinisikan dalam persamaan 2.9 sebagai berikut:

$$H_l = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g}, \quad (2.9)$$

dimana:

- H_l = *major losses (m)*
 f = faktor gesekan (*tak berdimensi*)
 L = panjang pipa yang dilalui oleh fluida (*m*)
 D = diameter pipa (*m*)
 \bar{V} = kecepatan rata-rata aliran fluida (*m/s*)
 g = percepatan gravitasi. (*m/s²*)

Nilai faktor gesekan (f) ditentukan oleh besarnya bilangan *Reynolds* (Re) pada aliran fluida dan rasio antara kekasaran permukaan pipa dengan diameter pipa (e/D), namun pada (Re) yang sangat tinggi nilai (f) hanya dipengaruhi oleh nilai (e/D), yang dirumuskan secara empirik melalui persamaan *Haaland* sebagai berikut: (Fox, et al., 2011)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{e/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right], \quad (2.10)$$

dimana:

- f = faktor gesekan (*tak berdimensi*)
 Re = bilangan *Reynolds* (*tak berdimensi*)
 e/D = kekasaran relatif (*tak berdimensi*).

Nilai kekasaran permukaan pipa (e) ditentukan dari jenis material yang digunakan. Tabel 2.1 memberikan informasi nilai kekasaran permukaan pada material pipa yang biasa digunakan dalam bidang keteknikan.

Tabel 2.1 Nilai kekasaran permukaan pada pipa (Fox, et al., 2011)

Pipe	Roughness, e	
	Feet	Millimeters
Riveted steel	0.003–0.03	0.9–9
Concrete	0.001–0.01	0.3–3
Wood stave	0.0006–0.003	0.2–0.9
Cast iron	0.00085	0.26
Galvanized iron	0.0005	0.15
Asphalted cast iron	0.0004	0.12
Commercial steel or wrought iron	0.00015	0.046
Drawn tubing	0.000005	0.0015

Source: Data from Moody [8].

2.4.2 *Minor Losses*

Minor losses, bisa disebut juga dengan *local losses* karena terjadi hanya pada area tertentu saja yang dilakukan pemasangan *pipe fitting*, *valve*, dan *flow meters*. Penggunaan *fitting*, *valve* dan *flow meters* pada instalasi perpipaan dilakukan untuk merubah arah aliran, menyebarkan aliran, memperbesar atau mengecilkan aliran fluida. *Fitting* perpipaan sendiri dapat berupa *tee*, *elbow* dan *reducer*. Pada *flow meters* dapat berupa *venturi*, *orifice* dan *nozzle*. Untuk mengetahui besarnya *minor losses* yang terjadi pada aliran fluida digunakan persamaan 2.11 sebagai berikut:

$$H_{lm} = K_l \frac{\bar{v}^2}{2g}, \quad (2.11)$$

Selain perumusan di atas nilai K_l dapat pula didefinisikan sebagai perkalian antara faktor gesekan dengan rasio antara *equivalent length of straight pipe* terhadap diameter pipa. Persamaan 2.12 digunakan ketika nilai f (faktor gesekan) diketahui dan nilai panjang ekuivalen dapat dilihat pada tabel 2.4.

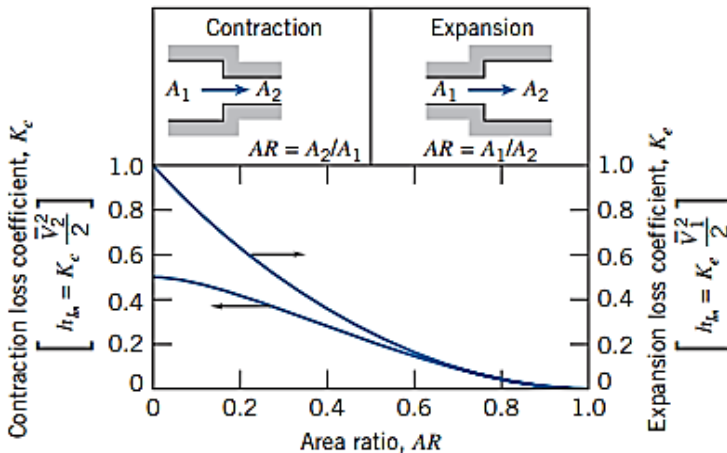
$$H_{lm} = f \frac{L_e \bar{v}^2}{D 2g}, \quad (2.12)$$

dimana :

H_{lm} = *minor losses* (m)

- K_l = loss coefficient (tak berdimensi)
 f = faktor gesekan (tak berdimensi)
 \bar{V} = kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
 g = percepatan gravitasi (m/s²)
 L_e/D = panjang ekuivalen (tak berdimensi).

Loss coefficient (K_l) merupakan data yang didapatkan berdasarkan hasil eksperimen pada setiap situasi. Berikut nilai (K_l) pada *sudden contraction* dan *enlargement* yang ditunjukkan gambar 2.2, untuk *fitting* pipa seperti *elbow* dan *valve* ditunjukkan oleh table 2.2 dan 2.3. Berdasarkan gambar 2.2 nilai dari (K_l) menurun seiring dengan peningkatan *area ratio*. Nilai (K_l) pada *sudden expansion* lebih besar dibandingkan dengan nilai (K_l) pada *sudden contraction* pada *area ratio* yang sama.



Gambar 2.2 Nilai *loss coefficient* pada aliran yang melalui perubahan luas penampang (Fox, et al., 2011)

Berdasarkan tabel 2.2 nilai *loss coefficient* (K_l) pada jenis *long radius elbow* 90° lebih kecil dibandingkan dengan *short radius elbow* 90°, hal ini mengindikasikan bahwa geometri dari *fitting*

perpipaan memiliki pengaruh pada nilai (K_l). Selain pengaruh dari geometri *fitting* nilai (K_l) juga dipengaruhi oleh model pemasangan *fitting*. Tabel 2.2 menunjukkan nilai (K_l) *fitting* dengan model *threaded*.

Tabel 2.2 *Loss coefficient (K_l) pada component perpipaan jenis elbow dan bends (Westaway & Loomis, 1984)*

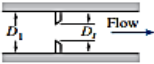
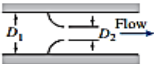

<i>Component</i>	K_l
<i>Long radius elbow 90°</i>	0.34-0.4
<i>Short radius elbow 90°</i>	0.8
<i>Elbow 45°</i>	0.34-0.4
<i>Standard elbow 90°</i>	0.75
<i>Close return bend 180°</i>	1.25

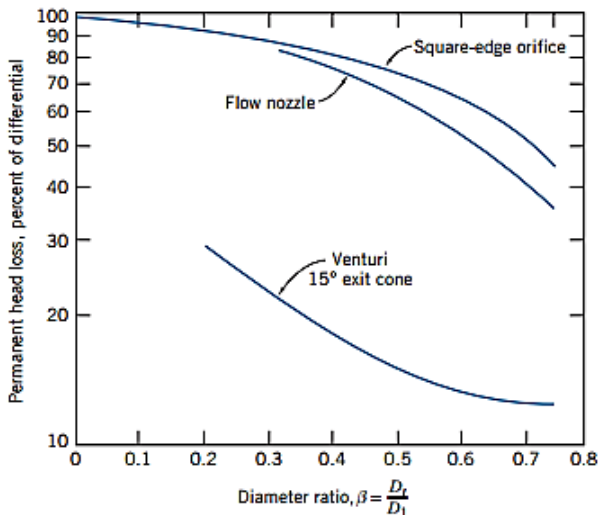
Tabel 2.3 *Loss coefficient (K_l) pada component perpipaan jenis valve (Munson, et al., 2002)*

<i>Component</i>	K_l
<i>Ball valve, fully open</i>	0.05
<i>Ball valve, $\frac{1}{3}$ closed</i>	5.5
<i>Ball valve, $\frac{2}{3}$ closed</i>	210
<i>Globe, fully open</i>	10
<i>Angle, fully open</i>	2
<i>Gate, fully open</i>	0.15
<i>Gate, $\frac{1}{4}$ closed</i>	0.26
<i>Gate, $\frac{1}{2}$ closed</i>	2.1
<i>Gate, $\frac{3}{4}$ closed</i>	17
<i>Swing check, backward flow</i>	2
<i>Swing check, forward flow</i>	∞

Panjang ekuivalen (L_e/D) pada *fitting* perpipaan merupakan gambaran dari perbandingan antara panjang pipa dan diameter yang digunakan pada pipa lurus, sehingga *losses* energi yang

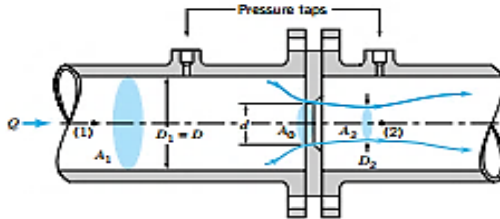
Tabel 2.5 Karakteristik dari *flow meters* (Fox, et al., 2011)

Flow Meter Type	Diagram	Head Loss	Initial Cost
Orifice		High	Low
Flow Nozzle		Intermediate	Intermediate
Venturi		Low	High

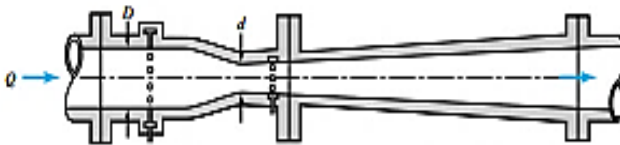
**Gambar 2.3** Losses energy pada beberapa jenis *flow meters* (Fox, et al., 2011)

Rugi energi yang terjadi pada *flow meter* jenis *orifice* jauh lebih besar jika dibandingkan dengan rugi energi yang terjadi pada *flow meter* jenis *venturi* pada rasio diameter sisi *throat* (d) dan *inlet* (D) yang sama, hal ini terjadi karena struktur *flow meter* jenis *orifice* mengalami pengecilan diameter secara mendadak yang ditunjukkan

pada gambar 2.4, sedangkan pada *flow meter* jenis *venturi* perubahan diameter dilakukan secara bertahap.



Gambar 2.4 Konstruksi *flow meters* jenis *orifice*
(Munson, et al., 2002)



Gambar 2.5 Konstruksi *flow meters* jenis *venturi*
(Munson, et al., 2002)

Nilai *coefficient of discharge* menjadi parameter penting bagi *flow meters*, dari nilai tersebut kita bisa melihat kemampuan *flow meters* dalam memberikan data kapasitas aliran yang mengalir di dalam instalasi. *Coefficient of discharge* (C_d) merupakan rasio antara debit aktual dengan teoritis yang dirumuskan dalam persamaan 2.13, selain menggunakan persamaan 2.13 nilai (C_d) bisa didapatkan melalui gambar 2.6 untuk *flow meter* jenis *orifice* dan gambar 2.7 untuk *flow meter* jenis *venturi*.

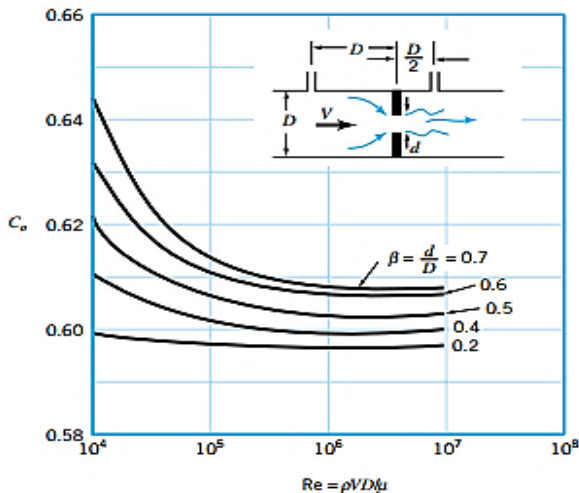
$$C_d = \frac{Q \sqrt{\rho(1 - \beta^4)}}{A\sqrt{2\Delta p}}, \quad (2.13)$$

dimana:

C_d = *coefficient of discharge* (tak berdimensi)

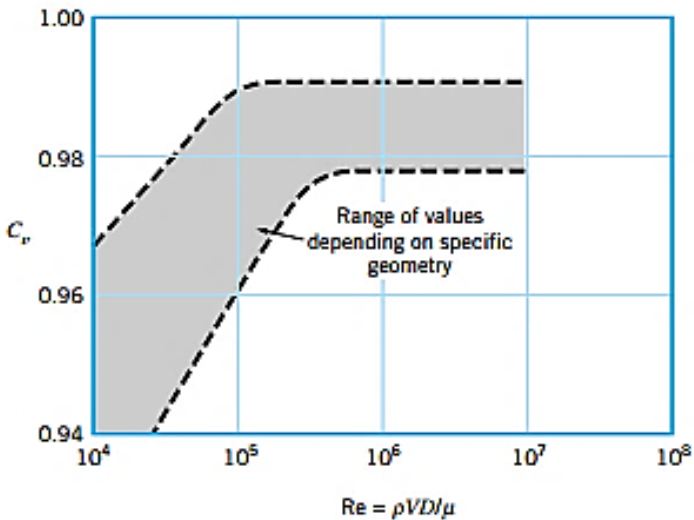
- D = diameter pipa (m)
 d = diameter leher pada *flow meters* (m)
 β = perbandingan diameter ($\frac{d}{D}$)
 Q = kapasitas aliran fluida (m^3/s)
 A = luas leher *flow meters* (m^2)
 ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
 Δp = perbedaan tekanan (Pa).

Gambar 2.6 menampilkan besar nilai (C_d) terhadap kenaikan bilangan *Reynolds* (Re), selain itu ditampilkan juga pengaruh dari rasio antara diameter *throat* (d) dan *inlet* (D) terhadap nilai (C_d). Nilai (C_d) mengalami penurunan seiring dengan peningkatan (Re) lalu cenderung konstan pada ($Re > 10^6$). Jika rasio antara diameter *throat* (d) dan *inlet* (D) ditingkatkan maka nilai (C_d) juga akan meningkat pada (Re) yang sama.



Gambar 2.6 Coefficient of discharge pada *flow meters* jenis orifice (Munson, et al., 2002)

Nilai (C_d) dari *flow meter* jenis venturi meningkat seiring dengan kenaikan (Re) lalu cenderung konstan pada ($Re > 10^6$), dimana nilai dari (C_d) venturi berkisar antara 0.97 – 0.99 tergantung pada spesifik geometri yang dimiliki oleh venturi.



Gambar 2.7 Coefficient of discharge pada *flow meters* jenis venturi (Munson, et al., 2002)

2.5 Performa Pompa Sentrifugal

Pada uji eksperimen ini digunakan pompa sentrifugal untuk mengalirkan fluida. Pompa sentrifugal berkerja dengan menghisap fluida pada *reservoir* lalu dialirkan menuju *casing* di sekitar impeler sebagai akibat dari gaya sentrifugal. *Casing* ini berfungsi untuk menurunkan kecepatan aliran fluida, sementara kecepatan putar impeler tinggi. Kecepatan fluida dikonversikan menjadi tekanan akibat dari pemasangan *casing* sehingga fluida dapat mengalir keluar dari pompa.

Dalam memilih pompa dibutuhkan beberapa data agar didapatkan pompa yang sesuai dengan kebutuhan seperti kapasitas

aliran fluida (Q) dan total *head* (H) pada instalasi. Untuk mengetahui performa terbaik pompa maka dilakukan evaluasi dengan melakukan uji eksperimen terhadap pompa dimana data hasil uji eksperimen akan menampilkan kurva efisiensi, *head* pompa serta *head pipeline*.

2.5.1 Daya Pompa

Daya pompa merupakan energi per satuan waktu yang ditransferkan kepada fluida untuk bisa mengalir di dalam sebuah instalasi perpipaan. Nilai daya yang diberikan pompa kepada fluida dapat dihitung menggunakan persamaan 2.14, namun pada kenyataannya tidak semua daya pompa ditransferkan kepada fluida, hal ini terjadi karena pada proses transfer energi terjadi perubahan bentuk energi menjadi energi getaran, panas dan suara yang merupakan rugi energi. Sehingga besar energi per satuan waktu tidak dapat secara utuh ditransferkan kepada fluida.

a. Daya Hidrolik Pompa

Daya hidrolik (\dot{W}_{hp}) merupakan daya yang dibutuhkan poros pompa, untuk memutar *impeller* sehingga fluida dapat mengalir menuju *reservoir*. Besarnya daya hidrolik yang dibutuhkan untuk memutar suatu *impeller* pada pompa dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{hp} = \gamma QH_p = \rho g QH_p, \quad (2.14)$$

dimana:

- \dot{W}_{hp} = daya hidrolik pompa (*Watt*)
- γ = berat jenis fluida (kg/m^2s^2)
- ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
- g = percepatan gravitasi (m/s^2)
- Q = kapasitas pompa (m^3/s)
- H_p = *head* pompa (m).

b. Daya Poros Pompa

Daya poros pompa (\dot{W}_{sh}) merupakan daya yang dimiliki oleh motor dimana nilai dari daya motor sebanding dengan perkalian antara *electrical power* (\dot{W}_e) dengan efisiensi kerja motor (η_m). Besar daya poros pada pompa dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{sh} = \eta_m \cdot \dot{W}_e = \eta_m \cdot VI \cos \varphi, \quad (2.15)$$

dimana:

- \dot{W}_{sh} = daya poros pompa (*Watt*)
- η_m = efisiensi kerja motor (*tak berdimensi*)
- \dot{W}_e = daya listrik (*electrical power*) (*Watt*)
- V = tegangan listrik (*Volt*)
- I = arus listrik (*Amper*)
- $\cos \varphi$ = *power factor* (*tak berdimensi*).

Untuk mendapatkan besar daya poros pompa, maka dibutuhkan nilai dari efisiensi kerja motor (η_m), dimana (η_m) merupakan rasio antara daya *output* yang berguna, terhadap daya listrik (\dot{W}_e), dimana daya *output* yang berguna merupakan perkalian antara daya motor pada *name plate* (P_r) dengan *output* persentase nilai daya (N) (DOE, 2014).

$$\eta_m = \frac{P_r \times N}{\dot{W}_e},$$

dimana:

- P_r = daya motor pada *name plate* (*Watt*)
- N = *output* persentase nilai daya (*tak berdimensi*).

Output persentase nilai daya merupakan perbandingan antara nilai arus (I) dan tegangan listrik (V) pada saat pompa dijalankan terhadap arus (I_r) dan tegangan listrik (V_r) yang tertera pada *name plate* motor yang dirumuskan sebagai berikut:

$$N = \frac{I}{I_r} \times \frac{V}{V_r},$$

dimana:

I_r = arus listrik pada *name plate* (*Amper*)

V_r = tegangan listrik pada *name plate* (*Volt*)

I = arus listrik pada saat pompa dijalankan (*Amper*)

V = tegangan listrik pada saat pompa dijalankan (*Volt*).

2.5.2 Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa merupakan perbandingan antara daya yang diberikan pompa kepada fluida terhadap daya yang diberikan motor listrik kepada pompa. Besar nilai efisiensi pompa dituliskan dalam persamaan 2.16 sebagai berikut:

$$\eta_p = \frac{\dot{W}_{hp}}{\dot{W}_{sh}}, \quad (2.16)$$

dimana:

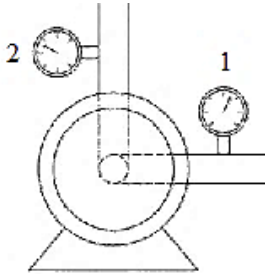
η_p = efisiensi pompa (*tak berdimensi*)

\dot{W}_{hp} = daya hidrolis pompa (*Watt*)

\dot{W}_{sh} = daya poros pompa (*Watt*).

2.6 Head Pompa

Head pompa merupakan besaran energi yang diberikan kepada fluida agar terjadi transfer energi pada fluida, sehingga fluida dapat mengalir. Gambar 2.8 menunjukkan ilustrasi dari sisi *suction* dan *discharge* pompa. Analisis besar *head* pada pompa ditentukan dari perbedaan tekanan antara sisi *suction* dan *discharge* pompa, perbedaan tekanan yang berkerja pada permukaan air, dan selisih kecepatan aliran fluida pada sisi hisap dan keluar.



Gambar 2.8 Ilustrasi sisi *suction* dan *discharge* pompa.

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2g} + z_2 - z_1, \quad (2.17)$$

dimana:

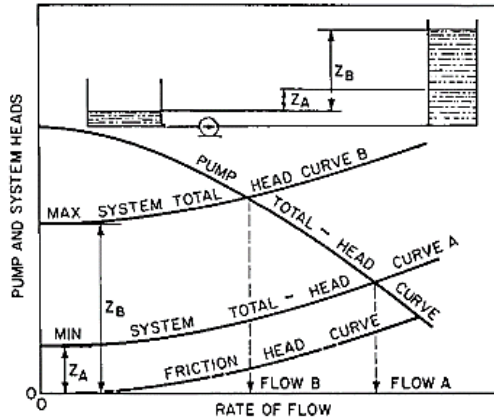
H_p = head pompa (m)

$\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ = selisih *pressure head* (m)

$\frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2g}$ = selisih *dynamic head* (m)

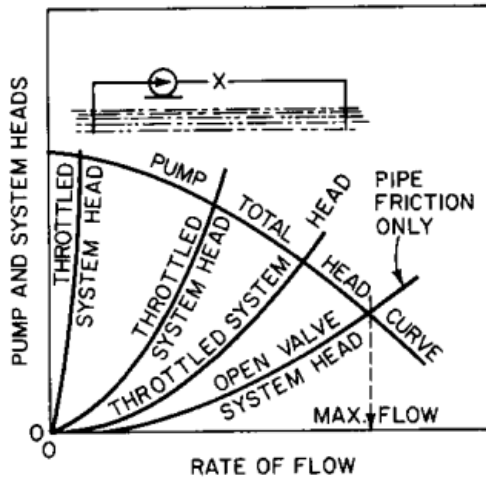
$z_2 - z_1$ = selisih *static head* (m).

Setelah melakukan perhitungan dan mendapatkan besar *head* yang dimiliki oleh pompa, maka dapat dibentuk kurva karakteristik ($Q-H$) dari pompa tersebut. Gambar 2.9 menjelaskan hubungan antara kurva karakteristik pompa ($Q-H$) dengan kurva instalasi, dimana pertemuan antara kedua kurva tersebut menghasilkan titik kerja (*working point*), selain itu Gambar 2.9 juga menjelaskan bahwa selisih ketinggian permukaan air pada *reservoir* mempengaruhi kebutuhan *head* yang harus disediakan pompa, semakin tinggi selisih permukaan air maka *head* yang dibutuhkan semakin besar.



Gambar 2.9 Kurva karakteristik pompa dan instalasi
(Karassik, et al., 2001)

Dalam penggunaan pompa dapat ditemui variasi dalam cara penggunaannya, salah satunya dengan mengatur bukaan *valve* pada instalasi, semakin besar *valve* yang dibuka maka kebutuhan pompa dalam menyediakan *head* semakin kecil jika dibandingkan dengan memperkecil bukaan *valve* pada kapasitas aliran yang sama. Gambar 2.10 menjelaskan bagaimana bukaan *valve* mempengaruhi besarnya *head* yang harus disediakan oleh pompa untuk mengalirkan fluida ke dalam instalasi pada kapasitas aliran yang sama. Kurva karakteristik pada gambar 2.10 juga dapat diimplementasikan pada saat melakukan perubahan diameter pipa, semakin kecil diameter yang digunakan maka kebutuhan *head* yang harus dipenuhi oleh pompa semakin besar.



Gambar 2.10 Kurva karakteristik pompa dan instalasi dengan variasi bukaan katup (Karassik, et al., 2001)

Keterangan dari Gambar 3.1:

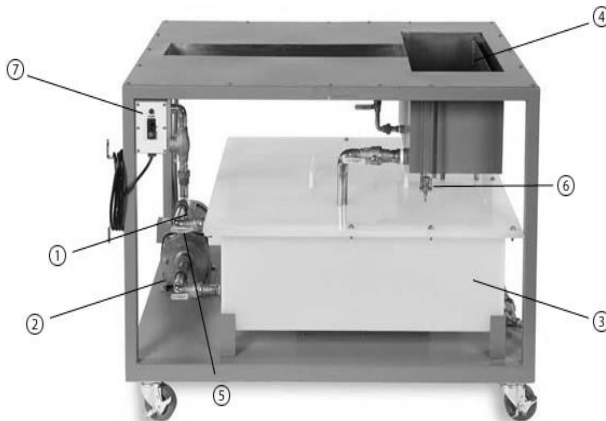
1. *Rotameter Fisher 2000*
2. *Gate Valve*
3. *Orifice*
4. *Ball valve*
5. *Long Radius Elbow 90°*
6. *Standard Elbow 90°*
7. *Elbow 45°*
8. *Venturimeter*
9. *Sudden Contraction dan Sudden Enlargment*
10. *Gate valve discharge*
11. *Pressure gauge suction*
12. *Pressure gauge discharge*
13. *Gate valve bypass*
14. *Pressure tap*



Gambar 3.2 Instalasi alat uji *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*

Berikut merupakan penjabaran geometri dan material yang digunakan pada alat uji *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*:

- *Line I*: Peralatan uji pada *line* ini dilakukan pergantian diameter pipa, semula sebesar 1.5 inch menjadi 1 inch, dengan material pipa yang digunakan berupa PVC, dengan jarak antar *pressure tap* sebesar 2.2 meter.
- *Line II*: Pada *line* II material pipa yang digunakan berupa PVC dan *acrylic*, dengan diameter pipa sebesar 0.75 inch dan jarak antar *pressure tap* sebesar 1.8 meter. Pada *line* ini terdapat instalasi *orifice*.
- *Line III*: Diameter pipa yang digunakan pada *line* ini sebesar 0.75 inch, dengan material pipa yang digunakan berupa *acrylic* dan panjang pipa sebesar 3 meter. Pada *line* ini terdapat instalasi *ball valve*.
- *Line IV*: Pada *line* IV panjang pipa yang digunakan sebesar 3 meter dengan material pipa yang digunakan berupa PVC dengan diameter sebesar 0.75 inch. Pada *line* ini terdapat beberapa jenis *fitting* perpipaan berupa 4 *long radius elbow 90°*, 2 *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°*, *venturi*, *sudden enlargement* dan *sudden contraction*.



Gambar 3.3 Ilustrasi instalasi alat uji *hydraulic bench circulating unit*

Keterangan komponen alat uji gambar 3.3:

1. *Single-stage centrifugal pump* NEWMAN Electric Motor (daya input : 1.1 kW, RPM = 2850, 8.8 amps)
2. *Water tank I (main reservoir)*
3. *Water tank II*
4. *By-pass valve*
5. *Load hanger*
6. *ON/OFF Switch*

Tabel 3.1 dan 3.2 menampilkan daftar jumlah pemakaian *fitting* dan *flow meters* yang digunakan pada instalasi alat uji beserta parameter yang terdiri dari debit minimal dan maksimal aliran, kenaikan debit aliran, diameter pipa dan jumlah pipa yang digunakan.

Tabel 3.1 Parameter alat uji eksperimen *fitting*

<i>Fitting Parameter</i>	<i>Long Radius Elbow 90°</i>	<i>Standard Elbow 90°</i>	<i>Elbow 45°</i>	<i>Ball valve</i>
Debit (min-max) aliran (<i>l/min</i>)	10-55	10-55	10-55	10-55
ΔQ (<i>l/min</i>)	5	5	5	5
Diameter pipa (<i>inch</i>)	0.75	0.75	0.75	0.75
Jumlah pipa	4	2	2	-

Tabel 3.2 Parameter alat uji eksperimen *flow meters*

<i>Flow meters Parameter</i>	<i>Venturi</i>	<i>Orifice</i>
Debit (min-max) aliran (<i>l/min</i>)	10-30	10-30
(ΔQ) (<i>l/min</i>)	4	2
Diameter <i>inlet</i> (<i>D</i>) (<i>mm</i>)	19.05	19.05
Diameter <i>throat</i> (<i>d</i>) (<i>mm</i>)	11.72	9.53

3.1.2 Perhitungan Teoritis Data Eksperimen

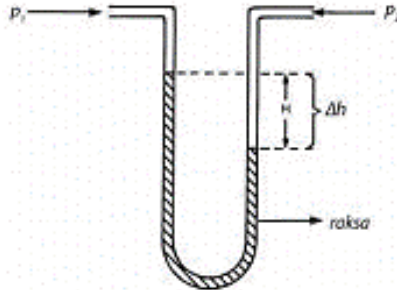
Perhitungan rugi energi secara teoritis dilakukan untuk membantu dalam menganalisis kemampuan alat ukur dalam memperoleh data yang akan didapatkan saat melakukan uji eksperimen. Asumsi data awal pengukuran tekanan dan debit dapat dilihat pada lampiran A1, A.2, A.3, A.4 dan A.5.

3.1.3 Analisis *Loss Coefficient*, Faktor Gesekan, dan *Coefficient of Discharge*

Perhitungan nilai *loss coefficient*, faktor gesekan dan *coefficient of discharge* dilakukan dengan mengolah data yang didapatkan dari hasil eksperimen berupa selisih ketinggian pada manometer raksa dengan persamaan yang tersedia. Berikut akan dijabarkan perumusan dari persamaan yang digunakan untuk mencari nilai dari *loss coefficient*, faktor gesekan, dan *coefficient of discharge*.

Dalam proses mencari nilai *loss coefficient*, dibutuhkan data perubahan tekanan yang terjadi pada instalasi perpipaan. Perubahan tekanan yang terjadi dapat diketahui dengan memasang alat ukur berupa manometer raksa pada *pressure tap* yang telah tersedia. Manometer raksa digunakan untuk melihat perubahan

tekanan yang terjadi akibat adanya pemasangan *fitting*, *valve* dan *flow meters*. Berikut ilustrasi dari alat ukur manometer raksa yang ditunjukkan pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 Alat ukur manometer raksa.

Persamaan 3.1 digunakan untuk mengubah informasi selisih ketinggian air raksa pada manometer menjadi perubahan tekanan yang terjadi pada instalasi alat uji, dirumuskan sebagai berikut:

$$\Delta p = (SG_{Hg})\rho g \Delta h, \quad (3.1)$$

dimana:

- Δp = perubahan tekanan (Pa)
- SG_{Hg} = *specific gravity of Mercury* = 13.6
- ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
- g = percepatan gravitasi (m/s^2)
- Δh = selisih ketinggian air raksa (m).

Setelah mendapatkan data perubahan tekanan maka dilakukan perhitungan untuk mencari besar *loss coefficient* dengan memodifikasi persamaan 2.8 sebagai berikut :

$$\left\{ \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 \right\} = \left\{ \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + z_2 \right\} + \sum H_L,$$

Aliran yang mengalir di dalam instalasi diasumsikan sebagai aliran turbulen, dimana nilai α untuk aliran turbulen ≈ 1 :

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{\bar{V}_1^2 - \bar{V}_2^2}{2g} + z_1 - z_2 + \sum H_L,$$

untuk $\bar{V}_2^2 = \bar{V}_1^2$ dan $z_2 = z_1$.

Maka besarnya penurunan tekanan yang terjadi dapat dirumuskan kembali menjadi:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\rho g} = \sum H_L, \quad (3.2)$$

Substitusi persamaan 2.11 dan 3.2 maka *loss coefficient* dapat dirumuskan kembali menjadi:

$$K_l = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2}, \quad (3.3)$$

Dengan melakukan substitusi pada persamaan 2.9 dan 3.2 faktor gesekan dapat dirumuskan kembali menjadi:

$$f = 2 \frac{D}{L} \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2}, \quad (3.4)$$

Pada *flow meters* untuk mendapatkan nilai *coefficient of discharge* (C_d) digunakan persamaan 2.13 sebagai berikut:

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\rho(1 - \beta^4)}}{A \sqrt{2\Delta p}},$$

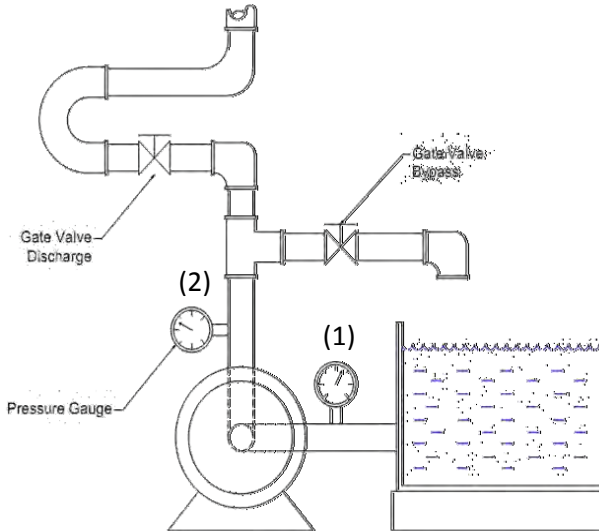
dimana:

- $\sum H_L$ = total *headloss* pada instalasi pipa (m)
- K_l = *loss coefficient* (tak berdimensi)
- f = faktor gesekan (tak berdimensi)

D	= diameter pipa (m)
d	= diameter leher pada <i>flow meters</i> (m)
β	= perbandingan diameter $\frac{d}{D}$ (<i>tak berdimensi</i>)
L	= panjang pipa yang dilalui oleh fluida (m)
Δp	= perbedaan tekanan (Pa)
ρ	= massa jenis fluida (kg/m^3)
\bar{V}	= kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
C_d	= <i>coefficient of discharge</i> (<i>tak berdimensi</i>)
Q	= kapasitas aliran fluida (m^3/s)
A	= luasan leher pada <i>flow meters</i> (m^2).

3.1.4 Analisis *Head* pada Pompa

Gambar 3.5 menunjukkan ilustrasi sisi *suction* dan *discharge* pompa. Alat ukur *pressure gauge* digunakan untuk mengukur tekanan yang terjadi pada sisi *suction* (1) dan *discharge* (2) pompa.



Gambar 3.5 Ilustrasi pengukuran tekanan pada sisi *suction* (1) dan *discharge* (2) pompa menggunakan *pressure gauge*

Dalam mencari titik kerja (*working point*) pompa dibutuhkan kurva karakteristik pompa ($H-Q$) dan instalasi. Kurva karakteristik pompa ($H-Q$) dapat dibentuk dengan mencari besar *head* yang dihasilkan oleh pompa terhadap debit. Analisis *head* pada pompa dapat dihitung melalui persamaan 2.17 dengan gambar 3.5 sebagai ilustrasi.

Berdasarkan kondisi alat uji, diameter pada sisi *suction* (1) sama dengan sisi *discharge* (2) maka persamaan 2.17 dapat dituliskan kembali menjadi:

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1, \quad (3.5)$$

dimana:

H_p = *head* total pompa (m)

$\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ = selisih tekanan pada sisi *suction* dan *discharge* (m)

$z_2 - z_1$ = selisih ketinggian antara muka air di sisi *suction* dan *discharge* (m).

3.2 Prosedur Pelaksanaan Penelitian

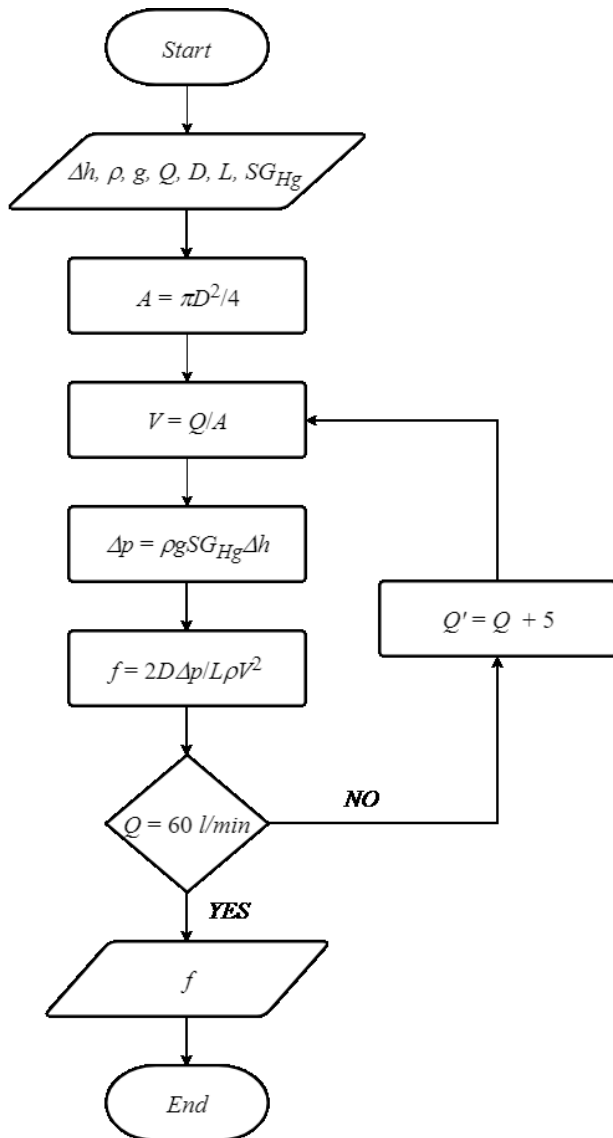
Tahapan pengambilan data dengan penggunaan alat uji CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* dan *centrifugal pump single stage* adalah sebagai berikut:

1. Lingkungan kerja berada pada kondisi bersih dan bebas dari genangan air. Hal ini bertujuan untuk mengurangi resiko kecelakaan kerja.
2. Pastikan rumah pompa pada *CUSSONS hydraulic bench* bebas dari fluida kerja.
3. Pastikan *valve bypass* dalam kondisi tertutup.
4. Pastikan *gate valve* pada pipa yang akan dilakukan pengujian dalam kondisi terbuka, dan *gate valve* pada pipa yang tidak dilakukan pengujian dalam kondisi tertutup. (jika dilakukan pengujian pada *line I* maka *gate valve* pada *line I* dalam keadaan terbuka dan *gate valve* pada *line II* dan *III* pada kondisi tertutup).

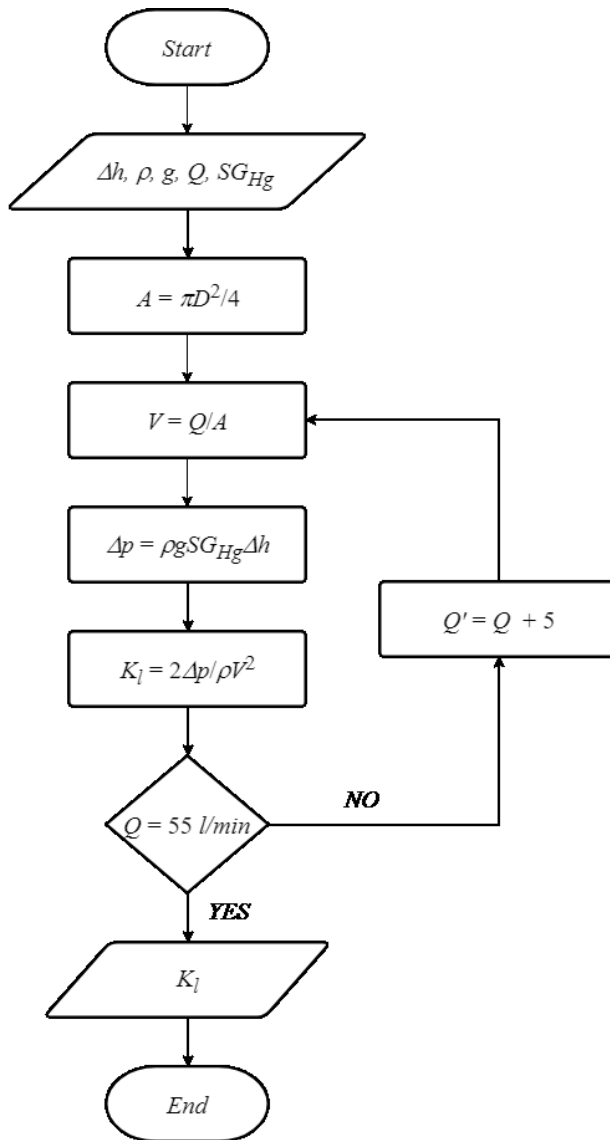
5. Katup *pressure tap* pada instalasi yang akan dilakukan pengukuran dibuka lalu hubungkan dengan alat ukur (manometer raksa) dan tutup katup *pressure tap* yang tidak digunakan.
6. Tekan tombol *on switch* untuk menghidupkan motor.
7. Tunggu beberapa saat hingga pompa berkerja pada kondisi *steady*. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan hasil data yang baik.
8. Setelah pompa berada pada kondisi *steady*, lakukan pengamatan pada instalasi alat uji. Apabila terdapat *joint* atau komponen yang mengalami kebocoran, maka matikan pompa dan perbaiki kebocoran tersebut. Lalu ulangi kembali langkah ke-6.
9. Setelah tidak ditemukan kebocoran, atur debit aliran yang mengalir dengan membuka katup *discharge*. Tunggu beberapa saat hingga aliran berada pada kondisi *steady*.
10. Amati tekanan yang terjadi pada sisi *suction* dan *discharge* pompa dengan *pressure gauge*.
11. Amati perubahan tekanan yang terjadi pada *fitting* atau *flow meters* yang dilakukan uji eksperimen menggunakan alat ukur (manometer raksa).
12. Amati perubahan tegangan dan arus listrik menggunakan alat ukur (tang *amper*).
13. Pengambilan data dimulai dari debit 10 *l/min* dengan *step* kenaikan debit sesuai Tabel 3.1 dan 3.2.
14. Catat hasil percobaan.

3.3 Flowchart Perhitungan

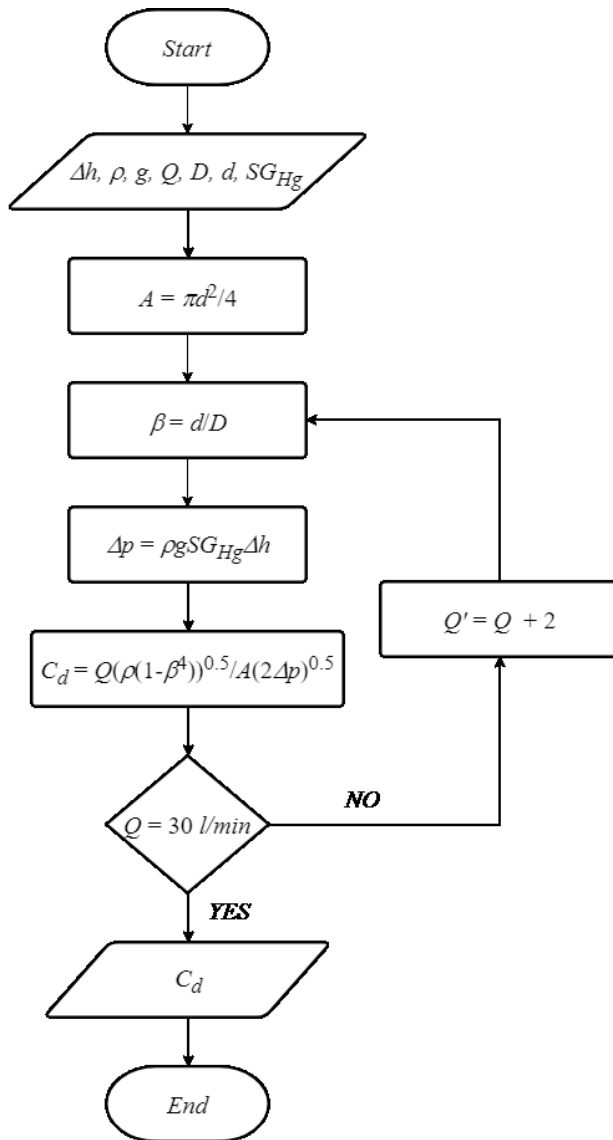
Proses perhitungan untuk mendapatkan nilai koefisien gesek, *loss coefficient*, *coefficient of discharge* dan *head* pompa digambarkan melalui *flowchart* pada Gambar 3.6 untuk koefisien gesek, Gambar 3.7 untuk *loss coefficient*, Gambar 3.8 untuk *coefficient of discharge* dan Gambar 3.9 untuk *head* pompa.



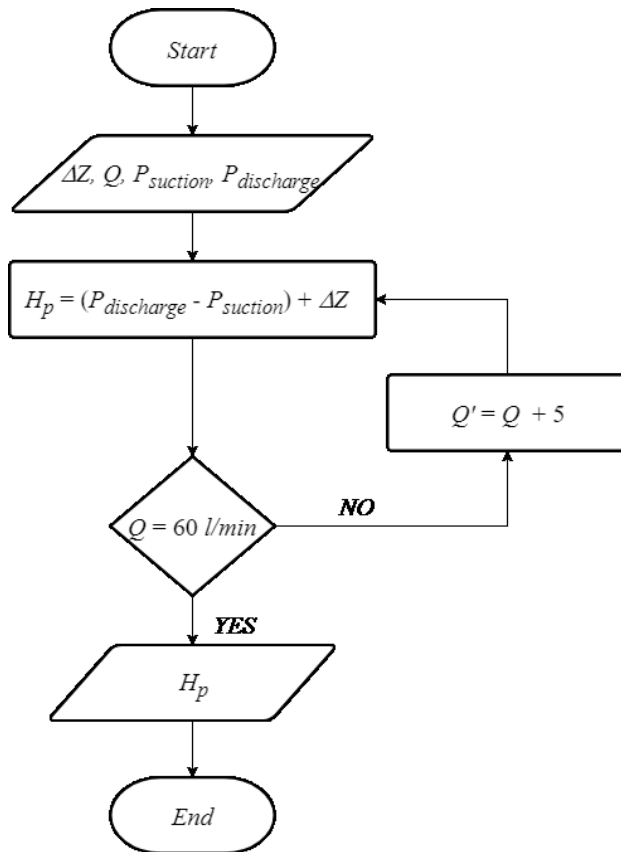
Gambar 3.6 Flowchart perhitungan koefisien gesek.



Gambar 3.7 Flowchart perhitungan *loss coefficient*.



Gambar 3.8 Flowchart perhitungan coefficient of discharge.



Gambar 3.9 Flowchart perhitungan head pompa.

3.4 Hasil Eksperimen

Pada uji eksperimen ini diperoleh data berupa selisih ketinggian pada manometer raksa (Δh) dan data tekanan pada sisi *suction* dan *discharge* pompa oleh *dpresure gauge*. Data-data tersebut diolah melalui proses perhitungan, sehingga didapatkan nilai berupa faktor gesekan (f), *loss coefficient* (K_l), *discharge coefficient* (C_D), dan total *head* pompa (H_p) yang terjadi pada

instalasi alat uji. Data-data ini akan diolah kembali menjadi bentuk grafik sebagai berikut:

- a. Grafik K_l terhadap Re
- b. Grafik C_D terhadap Re
- c. Grafik f terhadap Re
- d. Grafik H terhadap Q (pompa)
- e. Grafik η terhadap Q (pompa).

3.5 Contoh Perhitungan Data Hasil Eksperimen

Contoh perhitungan mewakili gambaran perhitungan dari nilai faktor gesekan (f), kekasaran relatif (e/D), *loss coefficient* (K_l), *coefficient of discharge* (C_d), *head* pompa (H_p) dan efisiensi pompa (η_p). Perhitungan ini memerlukan data-data penunjang seperti, kecepatan fluida yang mengalir (\bar{V}), densitas fluida (ρ), besar diameter pipa (D), panjang pipa (L), besarnya perubahan tekanan yang terjadi pada instalasi melalui selisih dari ketinggian pada manometer raksa (Δh) serta data lainnya yang dibutuhkan di dalam perhitungan.

3.6.1 Kecepatan Fluida dan Bilangan *Reynolds*

Data yang digunakan untuk mengitung besar kecepatan rata-rata aliran fluida dan bilangan *Reynolds* adalah sebagai berikut:

$$Q = 1.167 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 0.0254 \text{ m}$$

$$v = 0.893 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}.$$

Persamaan 2.2 digunakan untuk menghitung kecepatan aliran fluida. Setelah didapatkan nilai kecepatan rata-rata aliran fluida, nilai bilangan *Reynolds* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.1.

$$\bar{V} = \frac{Q}{A},$$

dimana:

$$\bar{V} = \text{kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)}$$

Q = kapasitas aliran fluida (m^3/s)
 A = luas penampang yang dilalui fluida (m^2).

$$\bar{V} = \frac{8.33 \times 10^{-4} m^3/s}{3.14 \times 0.25 \times (0.0254 m)^2}$$

$$\bar{V} = 1.645 m/s$$

$$Re = \frac{\bar{V}D}{\nu},$$

dimana:

Re = bilangan *Reynolds* (*tak berdimensi*)
 \bar{V} = kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
 D = diameter pipa (m)
 ν = viskositas kinematik fluida (m^2/s).

$$Re = \frac{1.645 m/s \times 0.0254 m}{0.893 \times 10^{-6} m^2/s}$$

$$Re = 46802$$

3.6.2 Faktor Gesekan

Data yang digunakan untuk menghitung faktor gesekan (f) merupakan data yang diambil pada pipa lurus di *line* I dengan,

V = 1.645 m/s
 Δh = 3.1 cm
 SG_{Hg} = 13.6
 ρ = 997 kg/m^3
 g = 9.8 m/s^2
 L = 220 cm
 D = 2.54 cm

Berdasarkan data di atas dapat ditentukan nilai faktor gesekan (f) dan kekasaran relatif (e/D) dari material pipa. Persamaan 3.1 digunakan untuk menghitung besar perubahan tekanan yang terjadi disepanjang aliran pipa dan persamaan 3.4 digunakan untuk

menghitung nilai dari faktor gesekan (f) yang terjadi disepanjang aliran.

$$\Delta p = (SG_{Hg})\rho g \Delta h,$$

dimana:

- Δp = perubahan tekanan (Pa)
- SG_{Hg} = *specific gravity of Mercury* = 13.6
- ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
- g = percepatan gravitasi (m/s^2)
- Δh = selisih ketinggian air raksa (m).

$$\Delta p = 13.6 \times 997 \frac{kg}{m^3} \times 9.8 \frac{m}{s^2} \times 0.031 m$$

$$\Delta p = 4119.3 \left| \frac{kg}{m^3} \right| \left| \frac{N}{m^2} \right| \left| \frac{kg m/s^2}{N} \right| \left| \frac{Pa}{kg/m^3} \right|$$

$$\Delta p = 4119.3 Pa$$

$$f = 2 \frac{D \Delta p}{L \rho \bar{V}^2},$$

dimana:

- f = faktor gesekan (*tak berdimensi*)
- L = panjang pipa yang dilalui oleh fluida (m)
- D = diameter pipa (m)
- \bar{V} = kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
- Δp = perubahan tekanan (N/m^2).

$$f = 2 \times \frac{2.54 cm}{220 cm} \frac{4119.3 (N/m^2)}{997 kg/m^3 \times (1.645 m/s)^2}$$

$$f = 0.0353$$

Tabel B.1 dan B.2 pada lampiran menampilkan nilai dari faktor gesekan (f), yang terjadi dari debit minimal hingga debit maksimal.

Kekasaran relatif (e/D) merupakan rasio antara nilai kekasaran permukaan material pipa (e) dengan diameter pipa (D). Nilai dari (e/D) dapat dihitung dengan memodifikasi persamaan 2.10 sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{e/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right],$$

$$\frac{e}{D} = 3.7 \left[10^{-\frac{1}{1.8\sqrt{f}} - \frac{6.9}{Re}} \right]^{\frac{1}{1.11}},$$

dimana:

f = faktor gesekan (*tak berdimensi*)
 Re = bilangan *Reynolds* (*tak berdimensi*)
 e/D = kekasaran relatif (*tak berdimensi*).

$$\frac{e}{D} = 3.7 \left[10^{-\frac{1}{1.8\sqrt{0.0353}} - \frac{6.9}{46800}} \right]^{\frac{1}{1.11}}$$

$$\frac{e}{D} = 0.00702$$

3.6.3 Loss coefficient

Data yang digunakan untuk menghitung nilai *loss coefficient* merupakan data hasil uji eksperimen pada *line IV* berupa *fitting* jenis *long radius elbow* 90° dengan,

$$V = 2.925 \text{ m/s}$$

$$Re = 62400$$

$$\Delta h = 7.8 \text{ cm}$$

$$SG_{Hg} = 13.6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$n = 4$$

Berdasarkan data di atas nilai *loss coefficient* pada *fitting* berupa *long radius elbow* 90° dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 3.1 dan 3.3. Persamaan 3.1 digunakan untuk menghitung *pressure drop* yang terjadi akibat pemasangan *long radius elbow* 90° dan persamaan 3.3 digunakan untuk menghitung nilai *loss coefficient* dari *long radius elbow* 90°,

$$\Delta p = (SG_{Hg})\rho g \Delta h,$$

dimana:

- Δp = perubahan tekanan (Pa)
- SG_{Hg} = *specific gravity of Mercury* = 13.6
- ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)
- g = percepatan gravitasi (m/s^2)
- Δh = selisih ketinggian air raksa (m).

$$\Delta p = 13.6 \times 997 \frac{kg}{m^3} \times 9.8 \frac{m}{s^2} \times 0.078 m$$

$$\Delta p = 10365 \left| \frac{kg}{ms^2} \right| \left| \frac{N}{m^2} \right| \left| \frac{kg m/s^2}{N} \right| \left| \frac{Pa}{kg/ms^2} \right|$$

$$\Delta p = 10365 Pa$$

$$K_l = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2},$$

dimana:

- K_l = *loss coefficient* (tak berdimensi)
- Δp = perubahan tekanan (Pa)
- \bar{V} = kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)
- g = percepatan gravitasi (m/s^2)
- D = diameter pipa (m).

$$K_l = 2 \frac{10365 |Pa| \left| \frac{Pa}{kg/ms^2} \right|}{997 \frac{kg}{m^3} \times \left(2.925 \frac{m}{s} \right)^2}$$

$$K_l = 0.6075$$

Tabel B.3-B.6 pada lampiran menampilkan nilai dari *loss coefficient* pada *fitting* perpipaan dari debit minimal hingga debit maksimal.

3.6.4 Coefficient of Discharge

Data yang digunakan untuk menghitung *coefficient of discharge* merupakan data hasil uji eksperimen pada *line II* berupa *flow meter* jenis *orifice* dengan,

$$V = 4.675 \text{ m/s}$$

$$Re = 49872$$

$$\Delta h = 14 \text{ cm}$$

$$SG_{Hg} = 13.6$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

Berdasarkan data di atas nilai *coefficient of discharge* pada *flow meter* dapat ditentukan melalui Persamaan 3.1 dan 2.13. Persamaan 3.1 digunakan untuk mengetahui nilai dari *pressure drop* yang terjadi pada *flow meter* akibat adanya pengecilan luasan yang dilalui fluida secara mendadak dan persamaan 2.13 digunakan untuk menghitung nilai *coefficient of discharge* dari *flow meter* berupa *orifice*,

$$\Delta p = (SG_{Hg})\rho g \Delta h,$$

dimana:

$$\Delta p = \text{perubahan tekanan (Pa)}$$

$$SG_{Hg} = \text{specific gravity of Mercury} = 13.6$$

$$\rho = \text{massa jenis fluida (kg/m}^3\text{)}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi (m/s}^2\text{)}$$

$$\Delta h = \text{selisih ketinggian air raksa (m)}.$$

$$\Delta p = 13.6 \times 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0.14 \text{ m}$$

$$\Delta p = 18603.22 \left| \frac{kg}{ms^2} \right| \left| \frac{N}{m^2} \right| \left| \frac{kg \ m/s^2}{N} \right| \left| \frac{Pa}{kg/ms^2} \right|$$

$$\Delta p = 18603.22 \ Pa$$

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\rho(1 - \beta^4)}}{A \sqrt{2\Delta p}},$$

dimana:

C_d = coefficient of discharge (tak berdimensi)

D = diameter pipa (m)

d = diameter leher pada *flow meters* (m)

β = perbandingan diameter ($\frac{d}{D}$) (tak berdimensi)

Q = kapasitas aliran fluida (m^3/s)

A = luas leher *flow meters* (m^2)

ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)

Δp = perbedaan tekanan (Pa).

$$C_d = \frac{3.33 \times 10^{-4} \ m^3/s \sqrt{997 \ kg/m^3 \left(1 - \left(\frac{0.9525 \ cm}{1.905 \ cm}\right)^4\right)}}{\frac{22}{7} \times \frac{(0.9525 \ cm)^2}{4} \sqrt{2 \times 18603.22 \ Pa \left|\frac{kg/ms^2}{Pa}\right|}}$$

$$C_d = 0.74109$$

Tabel B.7 dan B.8 pada lampiran menampilkan nilai dari *discharge coefficient* yang terjadi pada *flow meters* yang terpasang pada instalasi uji eksperimen dari debit minimal hingga debit maksimal.

3.6.5 Pompa

Data yang digunakan untuk menghitung *head* pompa merupakan data yang didapatkan dari uji eksperimen pompa dengan melihat perubahan tekanan yang terjadi pada bagian *suction* dan *discharge* pompa, perubahan tekanan yang terjadi dibaca oleh manometer *gauge* menghasilkan data sebagai berikut,

$$H_s = 2.6 \text{ cmHg}$$

$$H_d = 1.78 \text{ kg/cm}^2$$

Data tersebut diambil saat pompa dijalankan pada kapasitas aliran sebesar $8.33 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, dengan selisih ketinggian muka air antara dua *reservoir* sebesar 20 cm. Persamaan 3.5 digunakan untuk menghitung besar *head* pada pompa dan persamaan 2.14 digunakan untuk menghitung daya hidrolis yang dihasilkan oleh pompa. Penentuan sisi *suction* dan *discharge* pompa dapat dilihat pada gambar 3.5.

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1,$$

$$H_p = (H_d - H_s) + (z_2 - z_1),$$

dimana:

$$H_p = \text{head pompa (m)}$$

$H_d - H_s$ = selisih *pressure head* pada sisi *discharge* dan *suction* pompa (m)

$z_2 - z_1$ = selisih *static head* (m).

$$H_s = -2.6 \text{ cmHg} \left| \frac{10^5 \text{ Pa}}{76 \text{ cmHg}} \right| \left| \frac{\text{N/m}^2}{\text{Pa}} \right| \left| \frac{\text{kg m/s}^2}{\text{Nm}^2} \right| \times \frac{1}{9970.6 \text{ kg/m}^2\text{s}^2}$$

$$H_s = -0.35 \text{ m}$$

$$H_d = 1.78 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \left| \frac{10^5 \text{ Pa}}{\text{kg/cm}^2} \right| \left| \frac{\text{N/m}^2}{\text{Pa}} \right| \left| \frac{\text{kg m/s}^2}{\text{Nm}^2} \right| \times \frac{1}{9970.6 \text{ kg/m}^2\text{s}^2}$$

$$H_d = 18.22 \text{ m}$$

$$H_p = (18.22 \text{ m} - (-0.35 \text{ m})) + 0.2 \text{ m}$$

$$H_p = 18.77 \text{ m}$$

$$\dot{W}_{hp} = \rho g Q_p H_p,$$

dimana:

\dot{W}_{hp} = daya hidrolik pompa (*Watt*)

ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

Q_p = kapasitas pompa (m^3/s)

H_p = *head* pompa (m).

$$\dot{W}_{hp} = 997 \frac{kg}{m^3} \times 9.8 \frac{m}{s^2} \times 8.33 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} \times 18.77 m$$

$$\dot{W}_{hp} = 152.77 \left| \frac{kg m^2}{s^3} \right| \left| \frac{N}{kgm/s^2} \right| \left| \frac{m}{s} \right| \left| \frac{J}{Nm} \right| \left| \frac{Watt}{J/s} \right|$$

$$\dot{W}_{hp} = 152.77 Watt.$$

Persamaan 2.15 digunakan untuk menghitung daya poros pompa, $\dot{W}_{sh} = \eta_m \cdot \dot{W}_e$, dimana nilai dari efisiensi motor (η_m) pada Persamaan 2.15 dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut,

$$\eta_m = \frac{P_r \times N}{\dot{W}_e},$$

Sehingga, persamaan 2.15 dapat dituliskan kembali menjadi,

$$\dot{W}_{sh} = \frac{P_r \times N}{\dot{W}_e} \cdot \dot{W}_e,$$

$$N = \frac{I}{I_r} \times \frac{V}{V_r}$$

dimana:

\dot{W}_{sh} = daya poros (*Watt*)

P_r = daya motor pada *name plate* (*Watt*)

\dot{W}_e = *electrical power* (*Watt*)

N = *output* persentase nilai daya

- I_r = arus listrik pada *name plate* (*Amper*)
 V_r = tegangan listrik pada *name plate* (*Volt*)
 I = arus listrik pada saat pompa dijalankan (*Amper*)
 V = tegangan listrik pada saat pompa dijalankan (*Volt*).

Berdasarkan data yang tertera pada *name plate* motor didapatkan informasi nilai,

- P_r = 1.1 *kWatt*
 I_r = 8.8 *Amper*
 V_r = 240 *Volt*
 I = 5.8 *Amper*
 V = 218.7 *Volt*

$$N = \frac{5.8}{8.8} \times \frac{218.7}{240.0} = 0.6$$

maka, daya poros yang terjadi pada pompa adalah,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{sh} &= P_r \times N = 1.1 \times 10^3 \text{ Watt} \times 0.6 \\ \dot{W}_{sh} &= 660.66 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Efisiensi pompa merupakan rasio antara daya hidrolik yang dihasilkan oleh pompa dengan daya poros yang dihasilkan oleh motor. Persamaan 2.16 digunakan untuk menghitung efisiensi yang dimiliki oleh pompa.

$$\eta_p = \frac{\dot{W}_{hp}}{\dot{W}_{sh}},$$

dimana:

- η_p = efisiensi pompa (*tak berdimensi*)
 \dot{W}_{hp} = daya hidrolik pompa (*Watt*)
 \dot{W}_{sh} = daya poros pompa (*Watt*).

$$\eta_p = \frac{152.77 \text{ Watt}}{660.66 \text{ Watt}} \times 100\% = 23.26\%$$

Tabel B.9 pada lampiran menampilkan nilai dari *head* dan efisiensi pompa dari debit minimal hingga debit maksimal.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

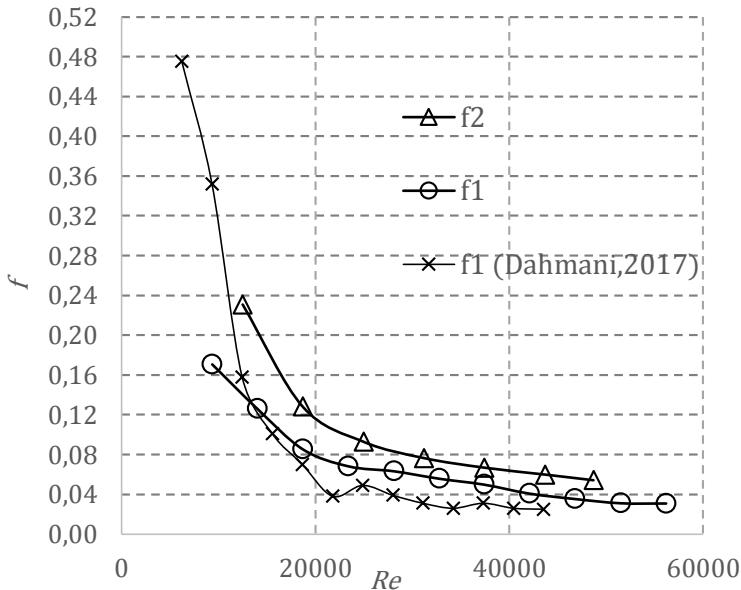
Penelitian pada CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* dengan menggunakan *single stage centrifugal pump* dengan *NEWMAN electric motor* bertujuan untuk menganalisis nilai dari faktor gesekan (f), kekasaran relatif (e/D), *loss coefficient* (K_l), dan *coefficient of discharge* (C_d) terhadap kenaikan bilangan *Reynolds* (Re). Analisis terhadap faktor gesekan dan kekasaran relatif dilakukan pada *line I* dan *II* instalasi alat uji, analisis *loss coefficient* dilakukan pada instalasi *ball valve*, *long radius elbow 90°*, *standard elbow 90°*, dan *elbow 45°* (detail peralatan eksperimen dapat dilihat pada BAB III). Analisis performa pompa dilakukan untuk mengetahui nilai dari efisiensi (η_p) dan *head* pompa (H_p) terhadap kapasitas aliran (Q) yang ditunjukkan dalam kurva karakteristik pompa.

4.1 Faktor Gesekan

Gambar 4.1 menunjukkan hubungan antara faktor gesekan (f) dengan Re . Berdasarkan data penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Dahmani (2017), dengan diameter pipa yang digunakan sebesar 1.5 *inch* dengan besar debit aliran mulai dari 10 *l/min* hingga 70 *l/min* dengan besar f pada debit minimal sebesar 0.475 dan pada debit maksimal sebesar 0.025.

Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Dahmani (2017) didapatkan nilai f sebesar 0.475 pada $Re = 6221$ dan terus mengalami penurunan hingga $Re = 2 \times 10^4$, lalu cenderung konstan pada $Re > 2.7 \times 10^4$ dengan rata-rata faktor gesekan sebesar 0.029. Adanya ketidaksesuaian nilai faktor gesekan yang terjadi pada $Re < 2 \times 10^4$ penelitian terdahulu bisa disebabkan karena *pressure drop* yang terjadi kecil sehingga selisih ketinggian pada alat ukur manometer raksa sulit dibaca oleh pengamat. Untuk meningkatkan selisih ketinggian pada alat ukur manometer raksa dapat dilakukan dengan memperkecil diameter pipa atau memperpanjang pipa yang dilalui oleh fluida, sehingga selisih ketinggian pada alat ukur

manometer raksa meningkat dan dengan meningkatnya selisih ketinggian pada alat ukur maka akan meningkatkan ketelitian dalam proses pembacaan data.



Gambar 4.1 Hubungan antara faktor gesekan (f) dengan Re pada *line* I, II dan penelitian sebelumnya.

Nilai *pressure drop* pada penelitian ini ditingkatkan dengan melakukan pergantian diameter pipa pada *line* I dengan panjang pipa tetap. Diameter yang digunakan pada pipa *line* I sebesar 1 *inch* dan pada *line* II sebesar 0.75 *inch* dengan panjang pipa 1.8 m, variasi debit dari 10 *l/min* hingga 60 *l/min* untuk *line* I dan 40 *l/min* untuk *line* II. Gambar 4.1 menunjukkan nilai dari faktor gesekan pada debit 10 *l/min* sebesar 0.17 untuk *line* I dan 0.23 untuk *line* II, kedua kurva menunjukkan *trend line* yang serupa dengan mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya Re . Penurunan nilai f terhadap kenaikan Re pada f_1 dan f_2 menurun

tajam antara $Re = 1 \times 10^4$ hingga 2×10^4 dan pada $Re > 4.5 \times 10^4$ nilai dari faktor gesekan f_1 dan f_2 cenderung konstan sekitar 0.03 untuk f_1 dan 0.05 untuk f_2 .

Berdasarkan penelitian terdahulu dan sekarang menunjukkan hubungan antara diameter pipa terhadap nilai faktor gesekan, dimana pengecilan diameter pipa akan meningkatkan nilai dari faktor gesekan (f). Selain diameter pipa (D) besar f dapat dipengaruhi oleh panjang pipa (L), perubahan tekanan (Δp), kecepatan aliran (V) dan kekasaran relatif (e/D). Hal ini didasari dari persamaan 3.4 dan 2.10 sebagai berikut,

$$f = 2 \frac{D \Delta p}{L \rho \bar{V}^2},$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{e/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right]$$

Berdasarkan persamaan di atas, nilai e/D dapat ditentukan setelah didapatkan nilai f dengan merubah persamaan 2.10 menjadi,

$$\frac{e}{D} = 3.7 \left[10^{-\frac{1}{1.8\sqrt{f}}} - \frac{6.9}{Re} \right]^{\frac{1}{1.11}}.$$

Material yang digunakan pada *line* I berupa PVC dan pada *line* II berupa PVC dan *acrylic* yang memiliki standar nilai kekasaran permukaan (e) antara 0.0015 hingga 0.007 mm. Hasil perhitungan nilai e/D pada pipa *line* I didapatkan nilai sebesar 0.0043 pada debit ke 60 *l/min* maka didapatkan nilai e sebesar 0.11 mm, sedangkan pada *line* II didapatkan nilai e/D sebesar 0.024 pada debit ke 35 *l/min* maka didapatkan nilai e sebesar 0.48 mm. Berdasarkan hasil ini maka nilai kedua kekasaran permukaan pipa belum masuk ke dalam standar yang telah ditentukan, hal ini terjadi

karena aliran yang mengalir belum berkembang penuh, sehingga data yang didapatkan belum cukup akurat.

Kurva f_1 dan f_2 pada gambar 4.1 menunjukkan nilai faktor gesekan melebihi angka 0.1 pada $Re = 1 \times 10^4$ hingga 2×10^4 , hal ini disebabkan karena aliran yang mengalir di dalam pipa belum masuk ke dalam katagori aliran berkembang penuh, dimana syarat untuk aliran turbulen berkembang penuh adalah jarak antara ujung awal pipa dengan letak *pressure tap* sebesar 25 hingga 40 kali dari nilai diameter pipa dengan kondisi pipa lurus tanpa sambungan. Apabila terdapat aliran yang belum berkembang penuh maka dapat menyebabkan data yang diambil menyimpang dari Fox, et al (2011).

4.2 Loss coefficient

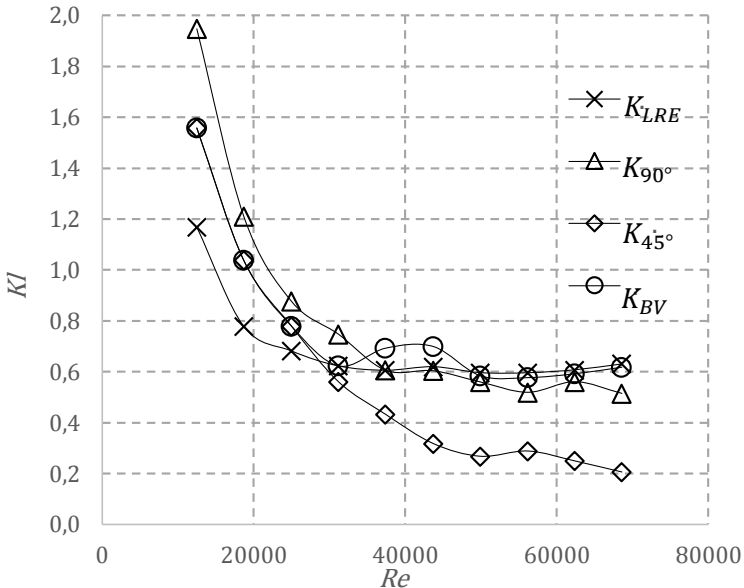
Gambar 4.2 menunjukkan nilai *loss coefficient* dari *long radius elbow 90°* (K_{LRE}), *standard radius elbow 90°* (K_{90}), *elbow 45°* (K_{45}), dan *ball valve* (K_{BV}) terhadap kenaikan bilangan *Reynolds* dengan variasi debit aliran sebesar 10 l/min hingga 55 l/min. *Standard radius elbow 90°* memiliki nilai *loss coefficient* tertinggi sebesar 1.94, lalu *elbow 45°* dan *ball valve* sebesar 1.55 dan terakhir *long radius elbow 90°* sebesar 1.16 pada Re yang sama yaitu 12500. Nilai *loss coefficient* dari keempat jenis *fitting* mengalami penurunan lalu cenderung konstan seiring dengan peningkatan Re .

Berdasarkan persamaan 3.3 nilai dari *loss coefficient* (K_l) dipengaruhi dari perubahan tekanan (Δp) yang terjadi pada *fitting* dan kudrat kecepatan aliran fluida (V),

$$K_l = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2},$$

semakin besar perubahan tekanan yang terjadi maka semakin besar nilai dari K_l . Perubahan tekanan yang terjadi pada *fitting* dapat dilihat dari geometri *fitting* perpipaan, ketika fluida dipaksa untuk merubah arah aliran atau diberikan gangguan secara mendadak

maka terjadi rugi energi pada aliran tersebut, semakin tajam perubahannya maka rugi energi yang dialami pun semakin besar.



Gambar 4.2 Hubungan antara K_l dengan Re pada beberapa jenis fitting

Kuadrat kecepatan aliran juga berpengaruh pada nilai K_l , semakin besar kecepatan maka akan semakin kecil nilai dari K_l , hal inilah yang mengindikasikan nilai K_l cenderung turun dengan peningkatan Re , lalu berangsur konstan pada Re tinggi dikarenakan perubahan tekanan pada Re tinggi cukup signifikan jika dibandingkan dengan peningkatan kuadrat kecepatan aliran.

Nilai K_l cenderung konstan pada Re tinggi, karena pada Re tinggi aliran telah *fully turbulent* sehingga, kenaikan Re tidak berpengaruh pada perubahan nilai K_l . Persamaan *minor losses* dan *Haaland*, menggambarkan kondisi tersebut dimana pada Re tinggi

nilai f hanya dipengaruhi oleh kekasaran relatif (e/D) material pipa.

$$H_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g},$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{e/D}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right].$$

Rata-rata nilai K_l diambil antara $Re = 3.1 \times 10^4$ hingga 6.8×10^4 dengan nilai K_{90} sebesar 0.58, untuk $K_{45} = 0.38$, $K_{BV} = 0.62$, dan $K_{LRE} = 0.611$. Jika diurutkan berdasarkan nilai K_l terbesar hingga terkecil maka *ball valve fully open*, *long radius elbow 90°*, *standar radius elbow 90°*, dan *elbow 45°*.

Berdasarkan hasil uji eksperimen terdapat ketidaksesuaian data hasil eksperimen dengan data literatur Westaway & Loomis (1984) dimana nilai K_l dari *long radius elbow 90°* lebih besar jika dibandingkan dengan *standar radius elbow 90°*. Error yang terjadi pada nilai K_l dihitung dengan membagi selisih nilai K_l eksperimen dan literatur terhadap K_l literatur kemudian dipersenkan.

$$\Delta K_l \% = \left| \frac{K_{l\text{eks}} - K_{l\text{lit}}}{K_{l\text{eks}}} \right| \times 100\%$$

Tabel 4.1 menampilkan perbandingan antara nilai rata-rata *loss coefficient* eksperimen pada rentang $Re = 3.1 \times 10^4$ hingga 6.8×10^4 dengan *loss coefficient* literatur serta error yang terjadi pada data hasil eksperimen. Ketidaksesuaian data eksperimen dengan literatur terjadi karena pipa yang digunakan sudah lama sehingga menimbulkan *foulling factor* pada instalasi *fitting* dan *valve* perpipaan.

Tabel 4.1 Perbandingan nilai *loss coefficient* eksperimen dengan literatur

<i>Fitting</i>	K_l eksperimen	K_l literatur ^a	$\Delta K_l\%$
<i>Long Radius Elbow 90°</i>	0.611	0.40	52.75
<i>Standard Elbow 90°</i>	0.587	0.80	26.63
<i>Elbow 45°</i>	0.380	0.34	11.76
<i>Ball Valve fully open</i>	0.620	0.05	1140

^{a)} Westaway & Loomis (1984)

4.3 Coefficient of Discharge

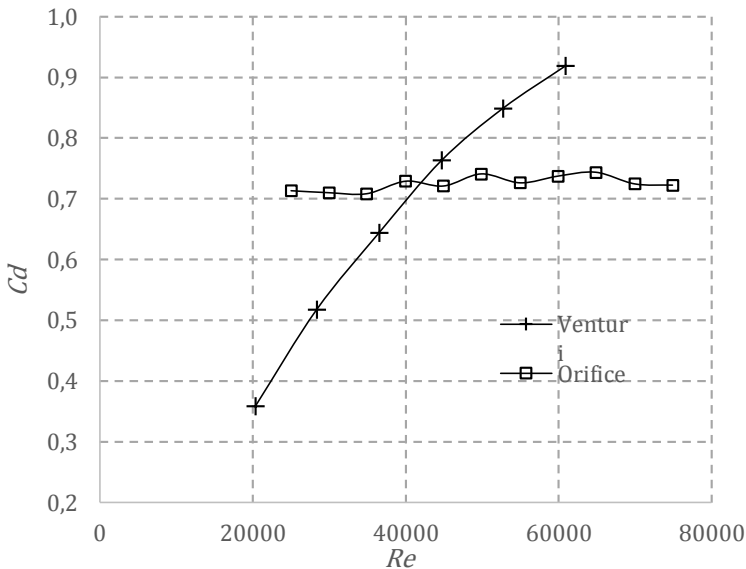
Gambar 4.3 menunjukkan nilai *coefficient of discharge* dari *venturi* dan *orifice* terhadap peningkatan *Re*. Kurva C_d *venturi* mengalami kenaikan seiring dengan peningkatan *Re*, sedangkan kurva C_d *orifice* cenderung konstan terhadap peningkatan *Re*. Variasi debit aliran pada *flow meters* dimulai dari debit 10 l/min hingga 30 l/min. Nilai C_d *venturi* pada saat debit minimal sebesar 0.35 dan terus meningkat hingga debit maksimum sebesar 0.91, sedangkan nilai C_d *orifice* pada debit minimal sebesar 0.71 dan cenderung konstan hingga debit maksimal dengan nilai C_d sebesar 0.72.

Nilai C_d merupakan perbandingan antara debit aktual yang mengalir pada *flow meters* terhadap debit teoritis, dirumuskan pada persamaan 2.13 dimana nilai C_d bergantung pada besar perubahan tekanan, variasi debit yang dialirkan, dan besar diameter *inlet* serta leher *flow meters*.

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\rho(1 - \beta^4)}}{A \sqrt{2\Delta p}}$$

Kurva C_d *venturi* mengalami kenaikan secara bertahap pada $Re = 2 \times 10^4 - 6 \times 10^4$, sedangkan pada kurva C_d *orifice* cenderung konstan pada $Re = 2.5 \times 10^4 - 7.4 \times 10^4$, adanya perbedaan *trend*

line pada kedua kurva C_d dikarenakan perubahan tekanan yang terjadi pada *orifice* jauh lebih besar jika dibandingkan dengan perubahan tekanan yang terjadi pada *venturi*. Perubahan luas penampang aliran fluida secara mendadak menyebabkan rugi energi yang cukup besar, pada geometri *orifice* perubahan luas penampang dibuat secara mendadak, berbeda dengan geometri pada *venturi* dimana perubahan luas penampang dilakukan secara bertahap sehingga dapat meminimalkan rugi energi yang terjadi.



Gambar 4.3 Hubungan antara C_d dengan Re pada *flow meters*.

Berdasarkan literatur Munson, et al (2002) besar nilai dari C_d untuk *venturi* berkisar antara 0.94-0.99 pada $Re > 10^4$, variasi Re pada uji eksperimen berkisar antara $Re = 2 \times 10^4 - 6 \times 10^4$, dimana pada $Re = 2 \times 10^4$ didapatkan nilai $C_d = 0.35$ jika dibandingkan dengan literatur Munson, et al (2002) seharusnya didapatkan nilai $C_d > 0.94$. Perbedaan data yang didapatkan antara hasil eksperimen

dengan literatur terjadi karena kondisi alat yang mengalami erosi pada bagian permukaan sehingga meningkatkan kekasaran permukaan *venturi*, pada Re rendah menyebabkan penurunan nilai C_d , dan pada Re tinggi nilai C_d beranjak meningkat mendekati nilai yang sesuai dengan literatur dengan perbedaan antara nilai C_d tertinggi *venturi* dengan literatur sebesar 6%.

Uji eksperimen terhadap *flow meters* jenis *orifice* dilakukan pada $Re = 2.5 \times 10^4 - 7.4 \times 10^4$ dan nilai C_d untuk *orifice* cenderung konstan dengan rata-rata nilai C_d sebesar 0.72. Berdasarkan literatur nilai C_d untuk *orifice* menurun pada $Re = 10^4 - 10^6$, lalu cenderung konstan pada $Re > 5 \times 10^5$, pada perbandingan nilai diameter leher dengan *inlet* (β) sebesar 0.5 didapatkan kisaran nilai $C_d = 0.61$, sehingga perbedaan antara nilai C_d literatur dengan eksperimen sebesar 11%. Adanya perbedaan antara data literatur dengan uji eksperimen disebabkan oleh endapan pada diameter leher *orifice*, sehingga mengurangi sparasi yang terjadi disekitar diameter leher *orifice*. Error yang terjadi pada nilai C_d dihitung dengan membagi selisih nilai C_d eksperimen dan literatur terhadap C_d literatur kemudian dipersenkan.

$$\Delta C_d \% = \left| \frac{C_{d\text{eks}} - C_{d\text{lit}}}{C_{d\text{eks}}} \right| \times 100\%$$

Tabel 4.2 menampilkan perbandingan antara nilai C_d eksperimen terhadap literatur serta error yang terjadi pada data hasil eksperimen.

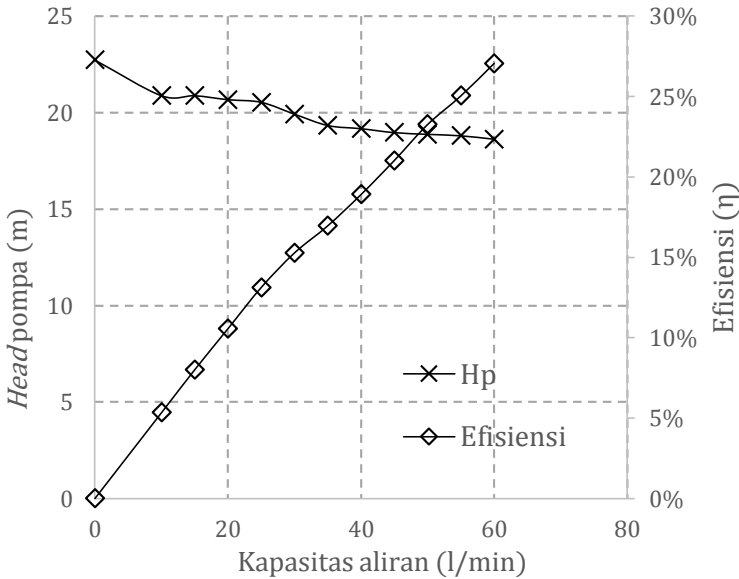
Tabel 4.2 Perbandingan nilai *coefficient of discharge* eksperimen dengan literatur

<i>Flow meters</i>	C_d eksperimen	C_d literatur ^{a)}	ΔC_d %
<i>Orifice</i>	0.72	0.61	18.0
<i>Venturi</i>	0.91	0.97	6.2

^{a)} Munson, et al (2002)

4.4 Pompa Sentrifugal

Gambar 4.4 menunjukkan karakteristik dari kerja pompa sentrifugal yang digunakan pada studi ini. Grafik yang terdapat pada gambar 4.4 menunjukkan hubungan antara *head* (H_p) dan efisiensi pompa (η_p) terhadap kapasitas aliran (Q). Besar *head* pompa pada kapasitas aliran sebesar 0 l/min adalah 22.7 m dan terus mengalami penurunan secara bertahap hingga didapatkan H_p sebesar 18.6 m pada Q sebesar 60 l/min . Efisiensi pompa mengalami kenaikan mulai dari debit 0 l/min sebesar 0% hingga 60 l/min sebesar 27.1% .



Gambar 4.4 Karakteristik kerja pompa sentrifugal

Berdasarkan persamaan 3.5 besar H_p ditentukan dari kenaikan tekanan yang terjadi pada sisi *discharge* terhadap sisi *suction* pompa ditambah dengan selisih ketinggian antara muka air pada *reservoir*, seiring dengan meningkatnya Q maka terjadi penurunan

nilai H_p hal ini dikarenakan adanya rugi-rugi energi yang terjadi di dalam pompa.

$$H_p = \frac{p_d - p_s}{\gamma} + z_2 - z_1,$$

Rugi energi yang terjadi di dalam pompa disebabkan karena adanya gesekan yang terjadi antara *impeller* pompa dengan fluida yang mengalir (*friction loss*), selain itu terjadi juga rugi energi akibat fluida memasuki *impeller* dengan sudut *incidence* yang tidak sesuai dengan *impeller* pompa sehingga menyebabkan *shock loss*.

Terdapat perbedaan antara kurva H_p hasil eksperimen dengan literatur (Thin, et al., 2008) dimana pada kurva H_p eksperimen mengalami penurunan seiring dengan kenaikan Q . Seharusnya terjadi kenaikan H_p pada awal kenaikan Q lalu menurun hingga debit maksimal yang dapat dijalankan pompa. Perbedaan yang terjadi pada H_p hasil eksperimen dengan literatur disebabkan ketidakstabilan alat ukur *pressure gauge* di sisi *discharge* pada debit 0 *l/min*, sehingga menyulitkan pembacaan data pada alat ukur.

Nilai efisiensi pompa (η_p) terus meningkat seiring dengan bertambahnya kapasitas aliran (Q), dimana pada kapasitas aliran sebesar 0 *l/min* didapatkan efisiensi sebesar 0% dan pada Q maksimum 60 *l/min* didapatkan η_p sebesar 27.1%, hal ini terjadi karena seiring dengan peningkatan kapasitas aliran maka meningkat pula daya hidrolik pompa. Nilai efisiensi pompa sendiri merupakan rasio antara daya hidrolik pompa (\dot{W}_{hp}) terhadap daya poros motor (\dot{W}_{sh}).

$$\begin{aligned} \dot{W}_{hp} &= \rho g Q H_p, \\ \eta_p &= \frac{\dot{W}_{hp}}{\dot{W}_{sh}}, \end{aligned}$$

Besar daya hidrolik pompa (\dot{W}_{hp}) dipengaruhi oleh besar kapasitas aliran (Q) serta *head* pompa (H_p), sehingga terjadi peningkatan \dot{W}_{hp} dari Q sebesar 0 *l/min* hingga 60 *l/min*, walaupun H_p turun seiring dengan meningkatnya Q namun besarnya belum sebanding dengan peningkatan Q dan nilai dari daya poros (\dot{W}_{sh}) cenderung konstan, sehingga didapatkan kurva η_p yang terus meningkat seiring dengan peningkatan Q .

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil uji eksperimen terhadap CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* dan pompa sentrifugal *single stage* dengan *NEWMAN electric motor* didapatkan informasi sebagai berikut:

1. Memperkecil diameter pipa meningkatkan perubahan tekanan yang terjadi pada pipa lurus sehingga meningkatkan akurasi dalam pembacaan data pada alat ukur manometer raksa, hal ini dibuktikan dengan membandingkan nilai faktor gesekan (f) pada penelitian yang dilakukan oleh (Dahmani, 2017) dan (Sihombing, 2014) dimana nilai (f) keduanya mencapai 0.48 sedangkan pada penelitian ini didapatkan nilai (f) tertinggi sebesar 0.17.
2. Nilai kekasaran relatif (e/D) pada *line I* = 0.0043 dan pada *line II* = 0.024, sehingga didapatkan nilai kekasaran permukaan (e) pada *line I* sebesar 0.11 mm dan *line II* sebesar 0.48 mm
3. Nilai *loss coefficient* (K_l) pada *long radius elbow* $90^\circ = 0.611$, *standar elbow* $90^\circ = 0.58$, *elbow* $45^\circ = 0.38$, dan *ball valve fully open* = 0.62.
4. Nilai efisiensi tertinggi terjadi pada kapasitas aliran sebesar 60 *l/min* dengan efisiensi sebesar 27.1 % dan *head* pompa sebesar 18.62 m
5. Hubungan antara faktor gesekan (f) terhadap (Re) mengalami penurunan tajam seiring dengan peningkatan Re hal ini terjadi antara $Re = 1 \times 10^4 - 2 \times 10^4$ lalu cenderung konstan pada $Re > 4.5 \times 10^4$.
6. Hubungan *loss coefficient* (K_l) dengan (Re) mengalami penurunan yang cukup signifikan pada $1 \times 10^4 - 3 \times 10^4$ lalu cenderung konstan pada $Re > 5 \times 10^4$.
7. Hubungan *coefficient of discharge* (C_d) dengan (Re) pada *flow meters* jenis *venturi* mengalami kenaikan seiring dengan peningkatan $Re = 2 \times 10^4 - 6 \times 10^4$, pada *flow meter* jenis *orifice*

nilai C_d cenderung konstan pada pada $Re = 2.5 \times 10^4 - 7.4 \times 10^4$.

Mengacu pada data hasil uji eksperimen yang telah dilakukan maka terdapat data-data yang belum sesuai dari standar literatur yang ada, hal ini bisa terjadi karena, pada saat proses pengambilan data, aliran yang terjadi di dalam pipa belum berkembang penuh, adanya kotoran yang terbawa saat fluida mengalir, keadaan dinding permukaan pipa yang kotor, serta kemampuan alat ukur dalam pembacaan data menurun, sehingga menyebabkan kurang akuratnya beberapa data yang didapatkan pada uji eksperimen.

5.2 Saran

Setelah dilakukan uji eksperimen berikut beberapa saran yang penulis paparkan untuk bisa memperbaiki hasil pengujian selanjutnya. Adapun saran-saran yang diajukan sebagai berikut:

1. Fasilitas alat ukur berupa manometer raksa perlu diletakkan ditempat yang tetap dengan memperhatikan ergonomi dari pembaca.
2. Fasilitas alat ukur *pressure gauge* pada pompa perlu dikalibrasi ulang, karena alat ukur yang tersedia sekarang belum terkalibrasi.
3. Menjaga kebersihan dari fluida yang digunakan untuk melakukan eksperimen dengan menutup *reservoir* bagian atas, untuk mencegah masuknya kotoran ke dalam *reservoir*.
4. Menganalisa ulang jarak ideal pada pemasangan *pressure tap*, agar didapatkan aliran fluida yang telah berkembang penuh.
5. Melakukan peremajaan pada katup-katup *fitting* dan *flow meter* yang sudah usang untuk mencegah terjadinya kebocoran saat sistem dijalankan.
6. Melakukan proses pembersihan pada area *fitting* dan *flow meters* untuk meningkatkan keakuratan data yang dibaca.

DAFTAR PUSTAKA

- Dahmani, Z. S., 2017. *Studi Karakteristik Pompa Sentrifugal dan Cussons Friction Loss Apparatus dengan Modifikasi Orifice dan Ball Valve*. Surabaya: ITS.
- DOE, U., 2014. *Determining Electric Motor Load and Efficiency*, Washington DC: U.S. Department Energy.
- Fox, McDonald's, Pritchard, P. J. & Leylegian, J. C., 2011. *Introduction to Fluid Mechanics*. 8th ed. USA: John Wiley & Sons.
- Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P. & Heald, C. C., 2001. *Pump Handbook*. 3ed ed. New York: McGraw-Hill.
- Munson, B. R., Young, D. F. & Okiishi, T. H., 2002. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. 4th ed. Ames: John Wiley & Sons.
- Sihombing, K., 2014. *Analisis dan Pengujian Karakteristik Performa Cussons Friction Loss in Pipe Apparatus dan Single Stage Centrifugal Pump*. Surabaya: ITS.
- Thin, K. C., Khaing, M. M. & Aye, K. M., 2008. *Design and Performance Analysis of Centrifugal Pump*, Volume 46, pp. 422-429.
- Westaway, C. & Loomis, A., 1984. *Cameron Hydraulic Data*. 6th ed. New Jersey: Ingersoll-Rand.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

Tabel A.1 Data yang digunakan dalam perhitungan teoritis rugi energi

Parameter	Keterangan	Nilai
Q	Kapasitas Aliran	10 – 70 <i>l/min</i>
D	Diameter pipa	1 <i>inch</i> dan 0.75 <i>inch</i>
d	Diameter leher pada <i>flow meters</i>	0.375 <i>inch</i>
L	Panjang pipa yang dilalui oleh fluida	2.2 <i>m</i>
ρ	Massa jenis fluida (25°)	997 <i>kg/m</i> ³
g	Percepatan gravitasi	9.8 <i>m/s</i>
K_l	<i>Loss coefficient</i>	$K_{BV} = 0.05$ $K_{LRE} = 0.16$ $K_{SE} = 0.16$ $K_E = 0.8$ $K_{SE} = 1$ $K_{SC} = 0.5$
C_d	<i>Coefficient of discharge</i>	$C_O = 0.62$ $C_V = 0.97$
e	Kekasaran permukaan	0.0015 <i>mm</i>
ν	Viskositas kinematik fluida (25°)	$8.93 \times 10^{-7} \text{m}^2/\text{s}$

Tabel A.2 Perhitungan Bilangan *Reynolds* ($D = 0.75 \text{ inch}$)

Q	Q	V	ν	Re	Ket
<i>l/min</i>	<i>m</i> ³ / <i>s</i>	<i>m/s</i>	<i>m</i> ² / <i>s</i>		
10	1.67E-04	0.585	8.93E-07	1.25E+04	Turbulen
15	2.50E-04	0.878	8.93E-07	1.87E+04	Turbulen
20	3.33E-04	1.170	8.93E-07	2.50E+04	Turbulen
25	4.17E-04	1.463	8.93E-07	3.12E+04	Turbulen
30	5.00E-04	1.755	8.93E-07	3.74E+04	Turbulen

35	5.83E-04	2.048	8.93E-07	4.37E+04	Turbulen
40	6.67E-04	2.340	8.93E-07	4.99E+04	Turbulen
45	7.50E-04	2.633	8.93E-07	5.62E+04	Turbulen
50	8.33E-04	2.925	8.93E-07	6.24E+04	Turbulen
55	9.17E-04	3.218	8.93E-07	6.86E+04	Turbulen
60	1.00E-03	3.510	8.93E-07	7.49E+04	Turbulen

Tabel A.3 Perhitungan Bilangan *Reynolds* ($D = 1 \text{ inch}$)

Q	Q	V	v	Re	Ket
l/min	m^3/s	m/s	m^2/s		
10	1.67E-04	0.329	8.93E-07	9.36E+03	Turbulen
15	2.50E-04	0.494	8.93E-07	1.40E+04	Turbulen
20	3.33E-04	0.658	8.93E-07	1.87E+04	Turbulen
25	4.17E-04	0.823	8.93E-07	2.34E+04	Turbulen
30	5.00E-04	0.987	8.93E-07	2.81E+04	Turbulen
35	5.83E-04	1.152	8.93E-07	3.28E+04	Turbulen
40	6.67E-04	1.316	8.93E-07	3.74E+04	Turbulen
45	7.50E-04	1.481	8.93E-07	4.21E+04	Turbulen
50	8.33E-04	1.645	8.93E-07	4.68E+04	Turbulen
55	9.17E-04	1.810	8.93E-07	5.15E+04	Turbulen

Tabel A.4 Perhitungan rugi energi pada *flow meters*

Q	Q	<i>Orifice</i>		<i>Venturi</i>	
		H_l	Δh	H_{lm}	Δh
l/min	m^3/s	m	$cmHg$	m	$cmHg$
10	1.67E-04	0.681	5.01	0.278	2.05
12	2.00E-04	0.981	7.22	0.401	2.95
14	2.33E-04	1.336	9.82	0.546	4.01
16	2.67E-04	1.744	12.83	0.713	5.24
18	3.00E-04	2.208	16.23	0.902	6.63
20	3.33E-04	2.726	20.04	1.114	8.19
22	3.67E-04	3.298	24.25	1.347	9.91
24	4.00E-04	3.925	28.86	1.604	11.79
26	4.33E-04	4.607	33.87	1.882	13.84

28	4.67E-04	5.343	39.28	2.183	16.05
30	5.00E-04	6.133	45.10	2.506	18.42

Tabel A.5 Perhitungan rugi energi pada *fitting* perpipaan

Q	V	<i>Major Losses</i>	<i>Ball Valve</i>	<i>Long Radius Elbow 90°</i>	<i>Standard Elbow 90°</i>	<i>Elbow 45°</i>
l/min	m/s	H_l	H_{lm}	H_{lm}	H_{lm}	H_{lm}
		m	cm	cm	cm	cm
10	0.33	0.02	0.18	2.7	2.8	1.4
15	0.50	0.03	0.39	6.2	6.3	3.1
20	0.66	0.05	0.70	11.1	11.2	5.6
25	0.82	0.07	1.09	17.4	17.5	8.7
30	0.99	0.10	1.57	25.1	25.1	12.6
35	1.20	0.14	2.14	34.2	34.2	17.1
40	1.32	0.17	2.80	44.7	44.7	22.4
45	1.48	0.21	3.54	56.8	56.6	28.3
50	1.65	0.25	4.37	69.8	69.9	34.9
55	1.81	0.30	5.28	84.5	84.5	42.3

Tabel B.1 Perhitungan faktor gesekan (f) *line I*

V (m/s)	Re	h_1 (cm)	h_2 (cm)	Δh (m)	Δp (Pa)	f
0.329	9360	14.1	14.7	0.006	797.3	0.17
0.494	14041	14.3	15.3	0.010	1328.8	0.13
0.658	18721	14.5	15.7	0.012	1594.6	0.09
0.823	23401	14.7	16.2	0.015	1993.2	0.07
0.987	28081	15.0	17.0	0.020	2657.6	0.06
1.152	32761	15.3	17.7	0.024	3189.1	0.06
1.316	37442	15.6	18.4	0.028	3720.6	0.05
1.481	42122	15.1	18.0	0.029	3853.5	0.04
1.645	46802	14.5	17.6	0.031	4119.3	0.04

1.810	51482	13.8	17.1	0.033	4385.0	0.03
1.975	56162	13.0	16.9	0.039	5182.3	0.03

$$D = 0.0254 \text{ m}, L = 2.2 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \mu = 8.93 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2, \\ \rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

Tabel B.2 Perhitungan faktor gesekan (f) line II

V (m/s)	Re	h_1 (cm)	h_2 (cm)	Δh (m)	Δp (Pa)	f
0.585	12481	13.0	15.8	0.028	3720.6	0.17
0.878	18721	12.6	16.1	0.035	4650.8	0.13
1.170	24961	12.3	16.8	0.045	5979.6	0.09
1.463	31201	11.7	17.5	0.058	7707.0	0.07
1.755	37442	11.2	18.5	0.073	9700.3	0.06
2.048	43682	10.6	19.5	0.089	11826.3	0.06
2.282	49922	9.8	19.8	0.100	13288.0	0.05

$$D = 0.01905 \text{ m}, L = 1.8 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \mu = 8.93 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2 \\ \rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

Tabel B.3 Perhitungan loss coefficient (K_l) Ball Valve

V (m/s)	Re	h_1 (cm)	h_2 (cm)	Δh (m)	Δp (Pa)	K_l
0.585	12481	19	19.2	0.002	265.8	1.558
0.878	18721	18.6	18.9	0.003	398.6	1.037
1.170	24961	18.4	18.8	0.004	531.5	0.779
1.463	31201	18.0	18.5	0.005	664.4	0.623
1.755	37442	17.5	18.3	0.008	1063.0	0.692
2.048	43682	17.0	18.1	0.011	1461.7	0.699
2.282	49922	16.5	17.7	0.012	1594.6	0.584
2.633	56162	15.9	17.4	0.015	1993.2	0.577
2.925	62403	15.2	17.1	0.019	2524.7	0.592
3.218	68643	14.5	16.9	0.024	3189.1	0.618

$$D = 0.01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \mu = 8.93 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2, \\ \rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

Tabel B.4 Perhitungan *loss coefficient* (K_l) *Long Radius Elbow* 90°

V (m/s)	Re	h_1 (cm)	h_2 (cm)	Δh (m)	Δp (Pa)	K_l
0.585	12481	19.5	18.9	0.006	797.3	1.168
0.878	18721	19.5	18.6	0.009	1195.9	0.778
1.170	24961	19.7	18.3	0.014	1860.3	0.682
1.463	31201	19.6	17.6	0.02	2657.6	0.623
1.755	37442	19.8	17.0	0.028	3720.6	0.606
2.048	43682	20.0	16.1	0.039	5182.3	0.620
2.282	49922	20.2	15.3	0.049	6511.1	0.596
2.633	56162	20.3	14.1	0.062	8238.6	0.596
2.925	62403	20.8	13.0	0.078	10364.7	0.608
3.218	68643	21.3	11.5	0.098	13022.3	0.631

$$D = 0.01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \mu = 8.93 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2,$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

Tabel B.5 Perhitungan *loss coefficient* (K_l) *Standard Elbow* 90°

V (m/s)	Re	h_1 (cm)	h_2 (cm)	Δh (m)	Δp (Pa)	K_l
0.585	12481	18.5	18	0.005	664.4	1.947
0.878	18721	17.6	16.9	0.007	930.2	1.210
1.170	24961	18.0	17.1	0.009	1195.9	0.876
1.463	31201	17.8	16.6	0.012	1594.6	0.747
1.755	37442	16.3	14.9	0.014	1860.3	0.606
2.048	43682	17.1	15.2	0.019	2524.7	0.604
2.282	49922	17.6	15.3	0.023	3056.2	0.560
2.633	56162	18.0	15.3	0.027	3587.8	0.519
2.925	62403	18.3	14.7	0.036	4783.7	0.561
3.218	68643	18.3	14.3	0.04	5315.2	0.515

$$D = 0.01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \mu = 8.93 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2,$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

Tabel B.6 Perhitungan *loss coefficient* (K_l) *Elbow 45°*

V (m/s)	Re	h_1 (cm)	h_2 (cm)	Δh (m)	Δp (Pa)	K_l
0.585	12481	19.4	19.0	0.004	531.5	1.558
0.878	18721	19.3	18.7	0.006	797.3	1.037
1.170	24961	19.2	18.4	0.008	1063.0	0.779
1.463	31201	19.1	18.2	0.009	1195.9	0.560
1.755	37442	18.9	17.9	0.010	1328.8	0.433
2.048	43682	18.7	17.7	0.010	1328.8	0.318
2.282	49922	18.5	17.4	0.011	1461.7	0.268
2.633	56162	18.4	16.9	0.015	1993.2	0.288
2.925	62403	18.3	16.7	0.016	2126.1	0.249
3.218	68643	17.9	16.3	0.016	2126.1	0.206

$$D = 0.01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \mu = 8.93 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2,$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

Tabel B.7 Perhitungan *coefficient of discharge* (C_d) *Orifice*

V (m/s)	Re	h_1 (cm)	h_2 (cm)	Δh (m)	Δp (Pa)	C_d
2.345	25011	12.7	16.5	0.038	5049.4	0.713
2.808	29953	13.0	18.5	0.055	7308.4	0.710
3.272	34896	12.6	20.1	0.075	9966.0	0.708
3.749	39988	12.0	21.3	0.093	12357.9	0.729
4.212	44930	11.3	23.3	0.12	15945.6	0.721
4.676	49872	10.8	24.8	0.14	18603.2	0.741
5.153	54964	9.0	26.7	0.177	23519.8	0.726
5.616	59906	7.6	28.0	0.204	27107.6	0.737
6.080	64849	6.1	29.6	0.235	31226.8	0.744
6.557	69941	3.2	32.0	0.288	38269.5	0.725
7.021	74883	0.9	34.1	0.332	44116.2	0.723

$$D = 0.01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \mu = 8.93 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2,$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

Tabel B.8 Perhitungan *coefficient of discharge* (C_d) Venturi

V (m/s)	Re	h_1 (cm)	h_2 (cm)	Δh (m)	Δp (Pa)	C_d
1.550	20334	21.6	15.6	0.06	7972.8	0.359
2.162	28370	21.9	16.3	0.056	7441.3	0.518
2.784	36528	22.0	16.0	0.06	7972.8	0.644
3.406	44685	22.2	15.8	0.064	8504.3	0.763
4.018	52721	22.5	15.3	0.072	9567.4	0.849
4.640	60879	22.8	14.6	0.082	10896.2	0.919

$$D = 0.01905 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \mu = 8.93 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2,$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

Tabel B.9 Perhitungan *Head Pompa*

Q (l/min)	H_d (kg/cm ²)	H_s (cm/Hg)	H_d (Pa)	H_s (Pa)	ΔH (m)	H_p (m)
0	2.20	0.00	22.52	0.00	22.52	22.72
10	2.00	1.50	20.47	0.20	20.67	20.87
15	2.00	1.50	20.47	0.20	20.67	20.87
20	1.98	1.50	20.26	0.20	20.47	20.67
25	1.96	2.00	20.06	0.27	20.33	20.53
30	1.90	2.00	19.45	0.27	19.72	19.92
35	1.84	2.20	18.83	0.30	19.13	19.33
40	1.82	2.50	18.63	0.34	18.96	19.16
45	1.80	2.50	18.42	0.34	18.76	18.96
50	1.79	2.60	18.32	0.35	18.67	18.87
55	1.78	2.80	18.22	0.38	18.59	18.79
60	1.76	3.00	18.01	0.40	18.42	18.62

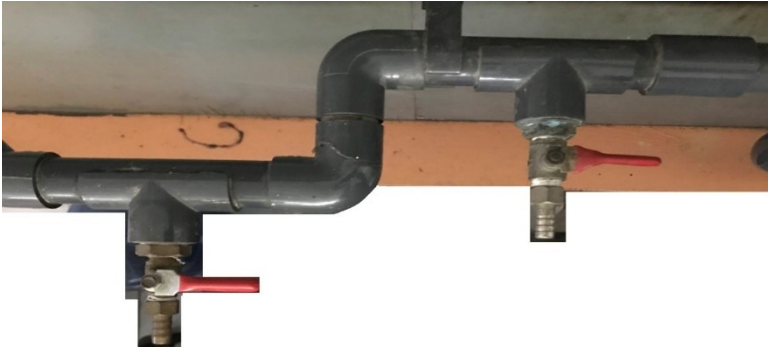
$$\Delta z = 0.2 \text{ m}, T = 25^\circ\text{C}, \mu = 8.93 \times 10^{-4} \text{ Ns/m}^2,$$

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3$$

Tabel B.10 Perhitungan Efisiensi Pompa

Q (l/min)	V (V)	I (A)	\dot{W}_{hp} (Watt/s)	\dot{W}_{sh} (Watt/s)	η (%)
0	218.2	5.6	0.00	636.4	0.0
10	218.5	5.6	33.99	637.3	5.3
15	218.3	5.6	50.98	636.7	8.0
20	218.5	5.6	67.31	637.3	10.6
25	218.3	5.6	83.58	636.7	13.1
30	218.4	5.6	97.29	637.0	15.3
35	218.8	5.7	110.16	649.6	17.0
40	218.6	5.8	124.83	660.4	18.9
45	218.8	5.8	138.93	661.0	21.0
50	218.7	5.8	153.65	660.7	23.3
55	218.8	5.9	168.34	672.4	25.0
60	218.8	5.9	181.90	672.4	27.1

**Gambar A.1** Long radius elbow 90°.



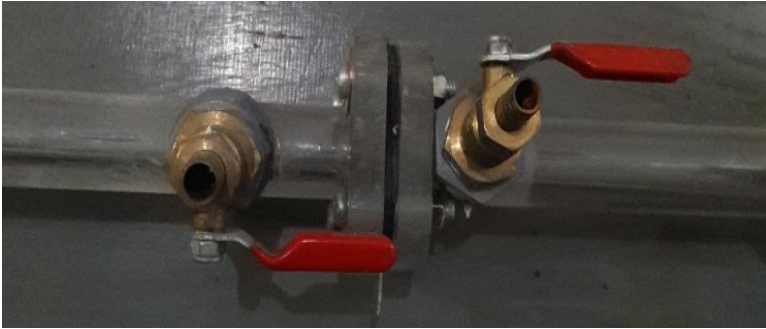
Gambar A.2 *Standard elbow 90°.*



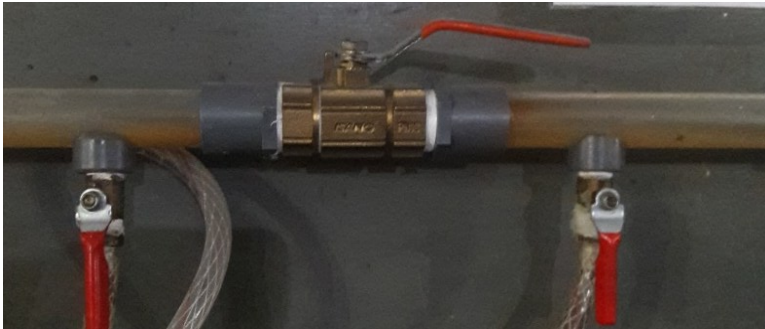
Gambar A.3 *Elbow 45°.*



Gambar A.4 *Venturi*



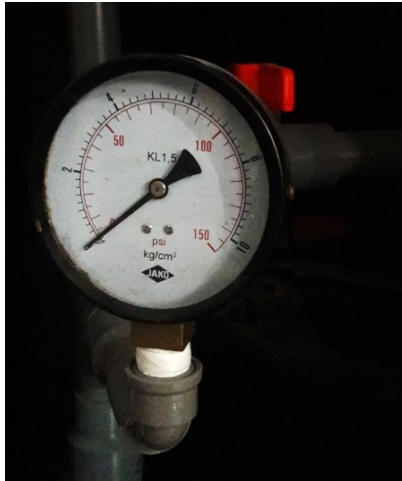
Gambar A.5 *Orifice.*



Gambar A.6 *Ball valve*



Gambar A.7 *Tang amper.*



Gambar A.8 *Pressure gauge*



Gambar A.9 *Manometer raksa*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Kania Amelia Safitri lahir di Jakarta, 1 Maret 1996 merupakan anak ke dua dari tiga bersaudara. Mengenyam pendidikan menengah atas di SMA Negeri 1 Depok pada tahun 2011-2014 pada masa ini penulis aktif mengikuti kompetisi ilmiah bidang fisika seperti PSN IPB dan OSN Kota Depok. Pendidikan menengah pertama penulis ditempuh di SMP Negeri 9 Depok pada tahun 2008-2011, selama menempuh pendidikan sekolah menengah penulis aktif dalam kegiatan organisasi MPK/OSIS dan

paskibra, penulis juga aktif dalam kompetisi ilmiah bidang biologi. Penulis menempuh pendidikan dasar di SD Pelita Atsiri Permai pada tahun 2002-2008 semasa sekolah dasar penulis menyukai kegiatan olah raga berupa kasti, renang dan basket. Pendidikan tingkat sarjana penulis ditempuh di Departemen Teknik Mesin FTI-ITS. Selama 4 tahun menempuh pendidikan sarjana penulis pernah mengemban amanah sebagai Asisten Praktikum Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida II, Ketua BSO Keputrian LDJ Ash-Shaff pada tahun 2016-2017, Koordinator Kestari Mechanical City pada tahun 2016-2017, dan Wakil Kepala Badan Syiar LDK JMMI pada tahun 2017-2018. Penulis juga mengikuti pelatihan pengembangan diri berupa LKMM Pra-TD tahun 2014 dan LKMM TD tahun 2015. Pengalaman yang didapatkan penulis selama mengenyam pendidikan ingin penulis memanfaatkan sebaik mungkin untuk mengembangkan potensi-potensi yang ada disekitar penulis. Motto hidup penulis adalah berani untuk mencoba kembali, karena kesulitan selalu datang bersama kemudahan. Di balik sebuah badai selalu ada pelangi yang siap menggantikan. Penulis dapat dihubungi di kaasaf@gmail.com.