



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI & PENGUJIAN KARAKTERISTIK  
ALIRAN PADA *CUSSONS FRICTION LOSS  
IN PIPE APPARATUS & SINGLE STAGE  
CENTRIFUGAL PUMP***

**“Modifikasi penambahan *Orifice* dan  
*Ball Valve*”**

**KHUMARO ELLI SYA BANA  
2111 100 135**

**Dosen Pembimbing  
Prof. Ir. SUTARDI, M.Eng., Ph.D.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016**

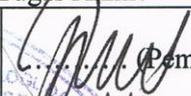
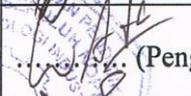
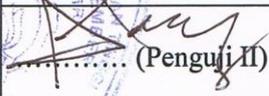
**STUDI & PENGUJIAN KARAKTERISTIK ALIRAN PADA  
CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS &  
SINGLE STAGE CENTRIFUGAL PUMP  
“Modifikasi penambahan Orifice dan Ball Valve”**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**KHUMARO ELLI SYA BANA**  
NRP. 2111 100 163

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:	
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD. NIP. 196412281990031002	 (Pembimbing)
Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T. NIP. 197104051997021001	 (Penguji I)
Nur Ikhwan, ST, M.Eng NIP. 1967-9151995121001	 (Penguji II)
Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, Ph.D NIP. 197512062005011002	 (Penguji III)

**SURABAYA  
JULI, 2016**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



**STUDI & PENGUJIAN KARAKTERISTIK ALIRAN PADA  
CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS &  
SINGLE STAGE CENTRIFUGAL PUMP  
“Modifikasi penambahan *Orifice* dan *Ball Valve*”**

**Nama** : Khumaro Elli Sya Bana  
**NRP** : 2111100135  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Ir. Sutardi, M. Eng, Ph.D.

**Abstrak**

*CUSSONS friction loss in pipe apparatus* adalah salah satu perangkat pengujian head loss perpipaan yang ada di Laboratorium Mekanika dan Mesin – mesin Fluida. Perangkat ini dilengkapi dengan pompa sentrifugal. Analisa head loss meliputi head loss mayor dan head loss minor.

Sistem perpipaan *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* menggunakan material Polyvinyl Chloride (PVC) pada bingkai dengan dimensi 4,65 m × 0,924 m. Fitting perpipaan terdiri atas long radius elbow 90°, standard radius elbow 90°, elbow 45°, venturimeter, orifice dan valve. Beberapa pressure tap dihubungkan dengan manometer raksa dengan specific gravity (SG) 13,6. Head loss pipa dianalisa menggunakan formulasi Swamee-Jain dan persamaan Darcy Weisbach. Pompa sentrifugal digerakkan oleh motor sentrifugal single stage INTERDAB MQC 175. Pengujian menggunakan variasi debit. Modifikasi dilakukan pada pipa III (Line III) dengan penambahan ball valve dengan 3 merk berbeda dan pada pipa II (Line II) penambahan orifice.

Dari eksperimen diperoleh grafik hubungan friction factor ( $f$ ) dan bilangan Reynolds ( $Re$ ) hasil yang didapatkan menunjukkan bahwa nilai  $f$  akan terus menurun seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds. Pada pengujian head loss minor didapatkan grafik hubungan coefficient minor losses ( $K$ ) dan  $Re$  pada 3 ball valve berbeda merk, masing – masing fitting.

*Seiring dengan bertambahnya nilai bilangan Reynolds maka coefficient losses akan menurun dan selanjutnya nilai mendekati konstan dan pada pengujian orifice didapatkan kurva hubungan Reynolds ( $Re$ ) dan Coefficient of discharge ( $C_d$ ). Pada performa pompa, didapatkan head maksimal pompa 19,95 m. Penelitian dilakukan dengan variasi bilangan Reynolds yang didapatkan dari debit maksimal 62 L/min.*

***Kata Kunci : (Head Loss, bilangan Reynolds , Coefficient of discharge, coefficient losses, Darcy Weisbach, Single Stage Centrifugal Pump***

**STUDY & PERFORMANCE CHARACTERISTICS  
TESTING OF CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE  
APPARATUS & SINGLE STAGE CENTRIFUGAL PUMP**  
“Modification with the addition of *orifice* and *ball valve*”

**Name** : Khumaro Elli Sya Bana  
**NRP** : 2111 100 135  
**Major** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Supervisor** : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

**Abstract**

*CUSSONS friction loss in pipe apparatus is one of the testing device on the piping head loss system in the Laboratory of Mechanics and Engineering - Fluid Machinery. The device is equipped with a centrifugal pump. Analysis of head loss includes major and minor head loss.*

*CUSSONS friction loss in pipe apparatus piping system uses material Polyvinyl Chloride (PVC) in a frame with the dimensions of 4.65 m × 0.924 m. Fitting in the piping system consists of long radius elbow 90°, standard radius elbow 90°, elbow 45°, venturimeter, orifice and valve. Some pressure tap are connected with the mercury manometer with specific gravity (SG) 13.6. Head loss of the piping system were analyzed using Swamee's formulation and Darcy-Weisbach Jain's equation. This centrifugal pump is driven by a single stage motor, INTERDAB MQC 175. The test uses a variation of the discharge. Modification was carried out on the pipe III (Line III) with the addition of ball valve in three different brands, meanwhile on the second pipe (Line II), there was orifice to be added on to the system.*

*Obtained from the experiment is the correlation of friction factor ( $f$ ) and Reynolds number ( $Re$ ) which result the value of  $f$  will continue to decline with the increase in the value of the Reynolds number. Head loss minor testing showed the relevance between coefficient minor losses ( $K$ ) and  $Re$  at 3*

*different brands, each fitting. And, along with the rise of Reynolds number, the coefficients are going to fall and much further approaching nearly constant value while the curves of Reynolds ( $Re$ ) and coefficient of discharge ( $C_d$ ) can be gained from orifice testing. Pump performance test showed that maximum head pump was 19.95 m. This research was done by varying Reynolds number that was generated from the maximum discharge 62 L/min.*

***Keywords : (Head Loss, Reynolds Number , Coefficient of discharge, losses coefficient, Darcy Weisbach, Single Stage Centrifugal Pump***

## KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang telah memberikan segala rahmat dan hidayah-Nya hingga penulis dengan segala keterbatasannya dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul **STUDI & PENGUJIAN KARAKTERISTIK ALIRAN PADA *CUSSONS FRICTION LOSS IN PIPE APPARATUS & SINGLE CENTRIFUGAL PUMP* “Modifikasi penambahan *Orifice dan Ball Valve*”** ini dengan baik. Dalam terselesaikannya tugas akhir ini, penulis ingin menyampaikan banyak terima kasih kepada seluruh pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, yakni:

1. Bapak dan Ibu tercinta yang senantiasa memberi dukungan dan doa sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir penulis.
2. Kakak dan adik penulis yang selalu memberikan doa dan dukungan yang tak terhingga.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Sutardi, M. Eng., Ph.D. sebagai dosen pembimbing tugas akhir yang telah banyak memberikan bimbingan dan ilmu mengenai mekanika fluida yang terkait dengan tugas akhir.
4. Rekan tugas akhir penulis, Ridwan adliansyah yang selalu memberikan dukungan dan kerja sama dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
5. Bapak Nur Rochman dan Bapak Sutrisno selaku teknisi laboratorium Mekanika Fluida yang telah membantu, membimbing dan saran- saran dalam segala hal.
6. Sahabat penulis Arum, Eki, Patricia yang tak henti menghibur dan memberikan semangat kepada penulis.

7. Dika Aristia Prabowo yang selalu memberikan inspirasi dan semangat penulis untuk menjadi lebih maju.
8. Teman Teman Aishi Aishi, Rizka, Salma, Wardah terimakasih telah memberikan warna persahabatan selama menjalani proses perkuliahan.
9. Teman- teman Laboratorium Mekanika Fluida yang senantiasa membagi ilmu dan keceriaan .
10. Audiyatra Aji yang telah membantu dan memberikan saran dalam terselesaikannya tugas akhir ini.
11. Seluruh teman-teman angkatan 2011 yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada penulis. Terimakasih atas segala kritik dan saran serta motivasi yang telah kalian berikan.
12. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS
13. Seluruh civitas akademik Jurusan Teknik Mesin ITS
14. Seluruh pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi penulis.

Penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini. Akhirnya, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Surabaya, Juli 2016

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b>	
<b>ABSTRAK</b> .....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	iii
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	v
<b>DAFTAR ISI</b> .....	vii
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	ix
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xi
<b>DAFTAR SIMBOL</b> .....	xiii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Rumusan Masalah .....	3
1.3. Batasan Masalah .....	4
1.4. Tujuan Penelitian .....	4
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	6
2.1. Sistem Perpipaan .....	6
2.2. Kecepatan dan Kapasitas Aliran Fluida .....	10
2.3. Persamaan Energi .....	11
2.4. Aliran Laminar dan Turbulen .....	12
2.5. Kerugian Energi pada Sistem Perpipaan .....	13
2.5.1 Head Loss Mayor .....	13
2.5.2 Head Loss Minor .....	14
2.6. Orifice .....	17
2.6.1 Perhitungan Orifice .....	18
2.7. Performa Pompa Sentrifugal .....	20
2.7.1 Instalasi Pompa .....	21
2.7.2 Daya Pompa .....	21
2.8. Karakteristik Pompa Sentrifugal .....	22
<b>BAB III METODE PENELITIAN</b> .....	25

3.1. Langkah – Langkah Penelitian .....	25
3.1.1. Peninjauan Alat .....	25
3.1.2. Peehitungan dan Analisis Head Loss Perpipaan .....	29
3.2. Analisa Orifice .....	35
3.2.1. Metode Eksperimental .....	35
3.3. Analisis Pompa .....	37
3.4. Prosedur Penelitian .....	40
3.4.1 Panduan Pengambilan Data.....	40
3.4.1. Panduan Pengambilan Data .....	37
<b>BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>41</b>
4.1. Analisa Sistem Perpipaan .....	41
4.1.1. Analisis Head loss Mayor .....	43
4.2. Pembahasan .....	44
4.2.1 Analisa Head Loss Pada Line I .....	44
4.2.2 Analisa Head Loss pada Line II .....	46
4.3. Analisa Head Loss Minor Pada Sistem Perpipaan .....	48
4.3.1 Contoh Perhitungan .....	48
4.3.2 Head Loss Minor pada Elbow 45° .....	47
4.3.3 <i>Head loss</i> Minor pada <i>Elbow</i> 90° .....	49
4.3.4 <i>Head loss</i> Minor pada <i>Long Elbow</i> 90° .....	55
4.3.5 <i>Head loss</i> Minor pada <i>Sudden contraction</i> .....	58
4.3.6 <i>Head loss</i> Minor pada <i>Sudden enlargement</i> .....	60
4.3.7 Analisis <i>Discharge coefficient</i> pada Venturi .....	62
4.3.8 Analisa <i>coefficient of discharge</i> pada <i>orifice</i> .....	67
4.3.9 Analisis <i>Loss coefficient</i> pada <i>valve</i> . .....	72
4.4 Perhitungan Pompa.....	75
4.4.1 Perhitungan Head Pompa .....	75
4.4.2 Perhitungan Daya Pompa .....	76
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>79</b>
5.1 Kesimpulan .....	79
5.2 Saran .....	76
<b>DAFTAR PUSTAKA.....</b>	<b>81</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>83</b>
<b>BIODATA PENULIS</b>	

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Fitting Perpipaan .....	6
Gambar 2.2 bentuk dari <i>Ball Valve</i> .....	6
Gambar 2.3 Bentuk dari <i>Gate Valve</i> .....	8
Gambar 2.4 Bentuk dari <i>Globe Valve</i> .....	8
Gambar 2.5 Bentuk <i>flanges</i> .....	9
Gambar 2.6 Gambar <i>control volume</i> dan koordinat aliran melalui <i>elbow 90°</i> .....	10
Gambar 2.7 <i>Head Loss</i> pada <i>orifice, flow nozzle, dan venture</i> <i>flow meter</i> .....	16
Gambar 2.8 <i>Orifice</i> yang berada di sistem perpipaan .....	17
Gambar 2.9 <i>Coefficient of discharge of orifice</i> terhadap <i>Reynolds</i> .....	19
Gambar 2.10 Karakteristik pompa sentrifugal .....	22
Gambar 3.1 Instalasi sistem perpipaan CUSSON <i>friction loss in</i> <i>pipe apparatus</i> .....	24
Gambar 3.2 Instrumen sistem perpipaan CUSSON <i>friction loss in</i> <i>pipe apparatus</i> .....	25
Gambar 3.3 <i>Hydraulic Bench Circulating Unit</i> .....	26
Gambar 3.4 Manometer raksa sebagai alat ukur perbedaan tekanan .....	27
Gambar 3.5 Flowcart perhitungan <i>head loss Minor</i> .....	32
Gambar 3.6 Skema penelitian dan parameter yang akan digunakan .....	33
Gambar 3.7 Pengukuran tekanan <i>suction</i> dan <i>discharge</i> pada pompa. ....	36
Gambar 3.8 Kurva karakteristik utama pompa sentrifugal .....	37
Gambar 4.1 Ilustrasi Sistem Perpipaan .....	40
Gambar 4.2 Grafik hubungan <i>friction factor (f)</i> dengan bilangan <i>Reynolds (Re) Line I</i> .....	42
Gambar 4.3 Grafik hubungan <i>friction factor (f)</i> dengan bilangan <i>Reynolds (Re) Line II</i> .....	44
Gambar 4.4 grafik hubungan <i>loss coefficient (K<sub>L</sub>)</i> dengan bilangan <i>Reynolds (Re) Elbow 45°</i> .....	48

Gambar 4.5 Grafik hubungan loss coefficient ( $K_L$ ) dengan bilangan <i>Reynolds</i> (Re) pada <i>Elbow 90°</i> .....	50
Gambar 4.6 Grafik hubungan loss coefficient ( $K_L$ ) dengan bilangan <i>Reynolds</i> (Re) pada <i>Long radius Elbow 90°</i> .....	52
Gambar 4.7 Grafik hubungan loss coefficient ( $K_L$ ) sudden contraction dengan bilangan <i>Reynolds</i> (Re) .....	54
Gambar 4.8 Grafik hubungan sudden enlargement loss coefficient ( $K_L$ ) dengan bilangan <i>Reynolds</i> (Re) .....	56
Gambar 4.9 Grafik hubungan $C_d - Re$ pada <i>Venturi</i> .....	61
Gambar 4.10 Grafik hubungan $C_d - Re$ pada <i>Orifice</i> .....	66
Gambar 4.11 Grafik hubungan loss coefficient ( $K_L$ ) 3 ball valve merk berbeda dengan bilangan <i>Reynolds</i> .....	69
Gambar 4.12 kurva karakteristik kerja pompa.....	73

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai Bilangan $C_v$ pada <i>fully open</i> .....	7
Tabel 2.2 Daftar $K_L$ untuk beberapa <i>fitting</i> perpipaan .....	14
Tabel 2.3 Karakteristik <i>orifice, flow nozzle, dan venturimeter flow meter</i> .....	15
Tabel 3.1 Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 3/2 in .....	29
Tabel 3. 2. Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 3/4 in .....	30

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR SIMBOL

$I$	Arus listrik
$\gamma$	Berat jenis fluida
Re	Bilangan Reynolds
WHP	Daya air pompa
BHP	Daya poros pompa
D	Diameter pipa
$\mu$	Efisiensi kerja motor
f	Faktor gesekan
$H_{LT}$	<i>Head Loss</i> total di sepanjang pipa
$h_L$	<i>Head Loss Mayor</i>
$h_{Lm}$	<i>Head Loss Minor</i>
$H_p$	<i>Head</i> pompa
$H_t$	<i>Head</i> teoritis
Q	Laju aliran volumetrik
$\rho$	Massa jenis
Q <sub>p</sub>	Kapasitas pompa
$\bar{V}_1$	Kecepatan aliran rata –rata pada titik 1
$\bar{V}_2$	Kecepatan aliran rata –rata pada titik 2
$\alpha$	Koefisien fluks energi kinetik
$K_L$	Koefisien <i>Minor Losses</i>
A	Luas penampang aliran
Z <sub>1</sub>	Ketinggian fluida pada titik 1
Z <sub>2</sub>	Ketinggian fluida pada titik 2
$g$	Percepatan gravitasi bumi
$\Delta P$	<i>Pressure drop</i>
P <sub>1</sub>	Tekanan pada titik 1
P <sub>2</sub>	Tekanan pada titik 2
V	Tegangan listrik
$\mu$	<i>Viskositas</i> absolut cairan
$\nu$	<i>Viskositas</i> kinematis fluida

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pada saat ini, keberlangsungan kehidupan yang ada di bumi ini membutuhkan energi. Seiring dengan semakin berkembang pesatnya peningkatan pembangunan di bidang teknologi, industri, dan informasi kebutuhan energi semakin tinggi. Di dalam dunia *engineering* banyak sekali pemanfaatan sumber daya yang dapat menghasilkan energi. Salah satunya adalah minyak bumi yang merupakan fluida cair sebagai sumber energi. Dalam pemanfaatan dari sumber energi minyak bumi dibutuhkan suatu sistem eksplorasi, hal penting yang ada di dalam sistem itu diantaranya adalah sistem perpompaan dan perpipaan.

Di dalam aplikasinya, perpompaan dan perpipaan tidak dapat dipisahkan. Karena keduanya merupakan hal yang saling terkait. Sistem perpipaan berfungsi sebagai jalur transfer fluida cair dan gas dari suatu tempat ke tempat yang diinginkan. Misalnya sistem pengangkutan minyak dari sumur ke tangki penampung dan sistem distribusi uap pada proses pengeringan. Sistem perpipaan yang baik memiliki total *headloss* yang rendah. Sedangkan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain diperlukan adanya sebuah sistem perpompaan. Sistem perpompaan menaikkan cairan dari daratan rendah ke daratan tinggi atau untuk mengalirkan cairan dari daerah bertekanan rendah ke daerah yang bertekanan tinggi dan juga sebagai penguat laju aliran pada suatu sistem jaringan perpipaan.

Saat ini, sistem perpompaan berperan terhadap hampir 20% kebutuhan energi listrik dunia, serta sekitar 25% hingga 50% terhadap penggunaan energi dalam operasi berbagai pabrik industri (US DOE, 2004). Untuk dapat memindahkan fluida, pompa harus memiliki spesifikasi yang sesuai untuk mengatasi *head* yang timbul di dalam sistem perpipaan, yaitu *head* statik dan *head* dinamik serta *head loss*. *Head static* merupakan perbedaan ketinggian dan perbedaan tekanan antara titik asal dengan daerah

tujuan fluida. Sementara *head* dinamis adalah kerugian yang timbul akibat termasuk gesekan pada pipa lurus adanya *joint* atau sambungan pipa. Ketika fluida mengalir di dalam pipa, terjadi gesekan antara fluida dengan dinding-dinding pipa. Gesekan ini mengubah sebagian energi hidrolik menjadi energi panas. Energi panas ini tidak dapat diubah kembali menjadi energi hidrolik, sehingga fluida mengalami penurunan tekanan (*pressure drop*). Konversi dan kehilangan energi dikenal ini sebagai *head loss*. Pompa digunakan untuk mengatasi *head* dan *pressure drop* yang dimiliki sepanjang sistem perpipaan. Analisa sistem perpipaan dan perpompaan perlu dilakukan guna memastikan bahwa sistem perpipaan memiliki performa yang baik. Performa yang baik antara lain memiliki total *head loss* yang rendah.

**Kenan** (2010) telah melakukan pengujian dilakukankan untuk mengetahui kapasitas dan performa dari sistem perpipaan dengan melakukan variasi – variasi pergantian terhadap *Centrifugal Pump, Tap Condition, Valve*, dalam pengujiannya didapatkan performasi dari sistem perpompaan dan sistem perpipaan, efisiensi pompa serta membandingkan hasil yang didapat dalam penggunaan *software* Pipe Flow Expert v5.12.1.1. Dari hasil pengujian yang dilakukan oleh Kenan, tidak ada variasi putaran pompa sehingga data yang didapatkan kurang merepresentasikan performa pompa dengan baik. **Fernando** (2011) melakukan eksperimen menggunakan *CUSSONS friction loss in pipe* dengan melakukan modifikasi pada penambahan *Line* pada sistem dengan variasi *valve* yang berbeda. Dalam pengujiannya didapatkan perhitungan *head* perpipaan, kurva karakteristik kerja pompa dan grafik *loss coefficient*. Debit aliran sebagai salah satu variabel dalam pengujian diukur pompa sentrifugal *single stage* dalam pengujian ini terhubung melalui poros dengan INTERDAB MQC 175. Hasil pengujian didapatkan perbedaan nilai yang cukup tinggi sehingga tidak sesuai dengan nilai yang ada pada umumnya.

Untuk melakukan evaluasi dan pemahaman pada sistem perpompaan dan sistem perpipaan sistem kita di tuntut untuk

mengetahui pengetahuan yang dapat diterapkan di dunia Industri. Salah satu sarana penunjang sistem perpipaan khususnya, di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri (FTI), tersedia di dalam Laboratorium ini adalah *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* merupakan peralatan pengujian yang mampu melakukan berbagai eksperimen yang bisa kita pelajari mengenai fenomena aliran yang terjadi dalam sistem perpipaan yang dipasangkan dengan Pompa, dalam hal ini Pompa yang digunakan adalah *Centrifugal Pump*. Peralatan ini digunakan untuk melakukan pengujian terhadap *head loss* yang terjadi dalam sistem perpipaan. Semua hal yang dapat dilakukan dalam alat pengujian dan eksperimen ini dapat memberikan ilmu maupun pengalaman bagi mahasiswa.

## 1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang ada, beberapa evaluasi dapat dilakukan pada sistem perpipaan dan pompa. Analisa yang dapat dilakukan salah satunya analisa *head loss*, analisis dilakukan menggunakan alat pengujian *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* dan pompa *centrifugal single stage* dalam pengujian ini terhubung melalui poros dengan jenis INTERDAB MQC 175. Fernando (2015) melakukan penambahan *Line* pada sistem dengan variasi *valve* yang berbeda. Sistem perpipaan yang akan dilakukan dalam eksperimen kali ini mengalami modifikasi dengan penambahan *orifice* dan variasi jenis *valve* yang sama namun berbeda *merk*. Permasalahan terkait dengan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana analisa terkait evaluasi *head loss* dari setiap *Line* pada sistem perpipaan ?
2. Bagaimana analisa grafik *loss coefficient* untuk beberapa jenis *ball valve* ?
3. Bagaimanakah *discharge coefficient orifice* pada sistem perpipaan ?

4. Bagaimana karakteristik *head loss* total yang terjadi pada sistem perpipaan ?

### 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam analisa sistem perpipaan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Aliran di dalam pipa diasumsikan berada dalam keadaan *steady flow, incompressible*.
2. Aliran berada dalam kondisi *fully developed flow*.
3. Fluida kerja yang digunakan adalah air dengan temperatur 25° C.
4. Tidak terjadi perpindahan panas dari dan ke dalam pipa.
5. Tidak ada kebocoran pada sistem perpipaan yang digunakan.
6. Pompa yang digunakan dalam kondisi baik.

### 1.4 Tujuan penelitian

Tujuan dari studi ini adalah untuk :

1. Mengevaluasi karakteristik sistem perpipaan dengan penambahan *orifice* dan *ball valve* didasarkan 3 merk berbeda.
2. Mengevaluasi karakteristik kerja pompa sentrifugal.
3. Mengevaluasi aliran pada sistem perpipaan, khususnya yang melalui komponen *minor losses* ( *orifice, elbow* dan *valve* ).
4. Meningkatkan fungsi pada alat pengujian yang dapat menambah pemahaman mahasiswa terhadap sistem perpipaan.

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Sistem Perpipaan**

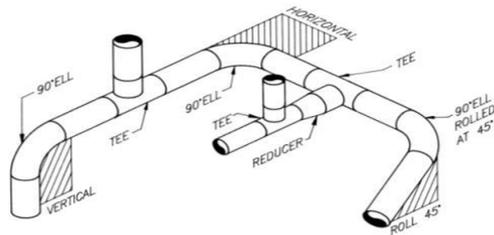
Sistem perpipaan berfungsi mengantarkan suatu fluida dari tempat yang lebih rendah ke tujuan yang diinginkan. Pipa digunakan untuk mengalirkan fluida berupa zat cair (minyak,air) ataupun gas dari satu atau beberapa titik ke titik lainnya. Namun tidak hanya pipa saja, pompa dan *fitting* dan komponen lainnya dibutuhkan dalam sistem perpipaan. Sistem perpipaan meliputi komponen komponen yang sebagai berikut :

a) Pipa

Pipa adalah sebuah selongsong bundar yang digunakan untuk mengalirkan fluida-cairan atau gas. Merupakan komponen utama dalam sistem perpipaan. Pemilihan pipa perlu diperhatikan diantaranya adalah kecepatan aliran, tekanan fluida, pemasangan sistem perpipaan dan fungsi sistem perpipaan.

b) *Fitting*

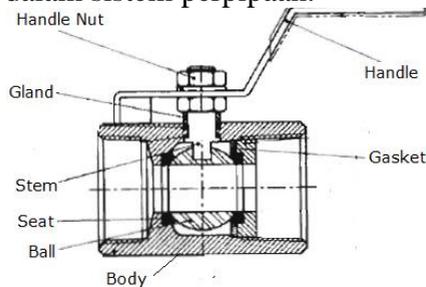
*Fitting* adalah salah satu komponen pemipaan yang memiliki fungsi untuk merubah aliran, menyebarkan aliran, membesar atau mengecilkan aliran. Elemen yang mempunyai bentuk dasar pipa dengan bentuk bermacam-macam. *Fitting* dapat berbentuk siku (*elbow*), pipa bercabang (*tee*), pipa yang berbeda ukuran ujungnya (*reducer*) dan lain-lain. Beberapa *fitting* perpipaan yang umum digunakan dalam sistem perpipaan ditunjukkan oleh gambar 2.1.



**Gambar 2.1.** *Fitting* dalam sistem perpipaan (Parisher dan Rhea, 2002)

c) *Valve*

*Valve* merupakan komponen pendukung pada sistem perpipaan. Adapun fungsi dari *valve* adalah mengatur laju aliran dalam sebuah pipa, menutup atau membuka aliran, mencegah aliran balik (*one way valve*), dan mengatur tekanan. Gambar 2.2, Gambar 2.3, Gambar 2.4 menunjukkan contoh-contoh *valve* yang umum digunakan dalam sistem perpipaan.



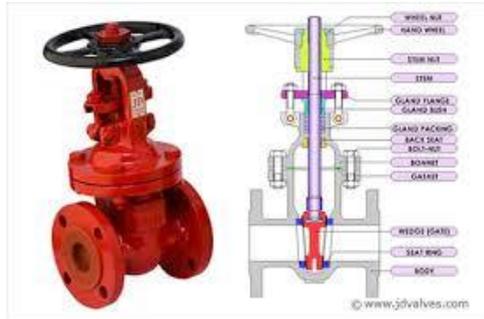
**Gambar 2.2** bentuk dari *Ball Valve*

*Ball valve* adalah katup yang bergerak secara *rotasional* yang menggunakan *disk* berbentuk bola untuk menghentikan atau mengalirkan aliran fluida sebagaimana di tunjukkan pada gambar 2.2. Saat *handle* katup dibuka, bola berotasi pada satu titik

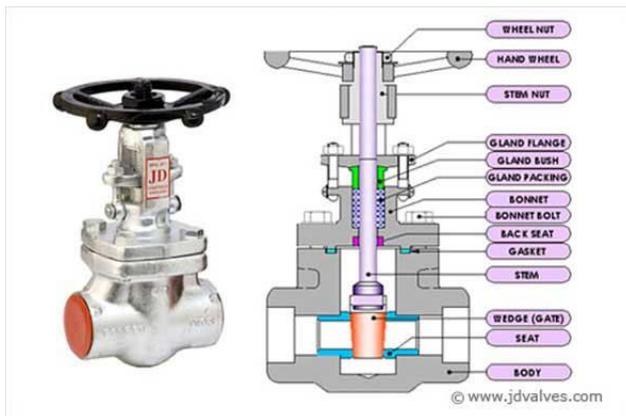
dimana lubang pada lubang tersebut sejajar dengan *inlet* dan *outlet* dari katup tersebut. Ketika katup tertutup, bola berputar sehingga lubang tegak lurus terhadap bukaan aliran badan katup dan aliran dihentikan. Kebanyakan aktuator katup bola adalah dari jenis cepat bergerak, yang memerlukan besar sudut  $90^\circ$  dari *handle* katup untuk mengoperasikan katup tersebut. Beberapa jenis katup bola telah dikembangkan dengan permukaan berbentuk menyerupai bola pada satu sisinya dalam posisi terbuka dan berputar ke bagian aliran sehingga dapat menutup aliran sepenuhnya. Pada *ball valve* nilai *flow coefficients* ( $C_v$ ) untuk *fully open valve* ditunjukkan pada tabel 2.1.

**Tabel 2.1** Nilai Bilangan  $C_v$  pada *fully open* (Larock, et al, 1984)

Degrees Open	Percentage of fully open $C_v$
5	0.16
10	0.88
15	1.4
20	1.8
25	2.4
30	3.1
35	3.7
40	4.7
45	5.9
50	7.2
55	9.0
60	11.2
65	14.1
70	18.0
75	24.5
80	41.5
85	73.0
90	100.0



**Gambar 2.3** Bentuk dari *Gate Valve*

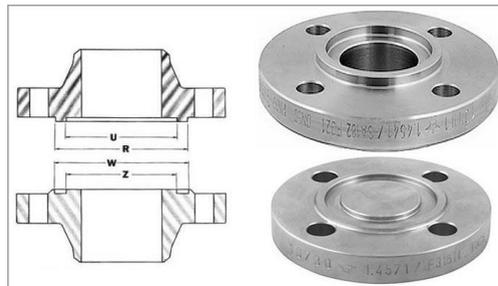


**Gambar 2.4** Bentuk dari *Globe Valve*

Setiap jenis *valve* mempunyai fungsi khusus. *Ball valve* pada gambar 2.2, dilakukan untuk membuka dan menutup aliran. *Gate valve* pada gambar 2.3 digunakan untuk menutup-membuka suatu aliran (*fully open* atau *fully close*). Untuk mencegah terjadinya *back flow*, pemasangan *check valve* adalah yang paling tepat.

d) *Flanges*

*Flange* adalah sebuah mekanisme, yang menyambungkan antar komponen perpipaan. Fungsinya *flange*, agar komponen tersebut lebih mudah di bongkar pasang tanpa mengurangi kegunaan untuk mengalirkan fluida pada *pressure* yang tinggi.



**Gambar 2.5** Bentuk *flanges*

## 2.2 Kecepatan dan Kapasitas Aliran Fluida

Kapasitas aliran ditentukan oleh kecepatan di sejumlah titik pada suatu penampang. Kecepatan dapat diperoleh dengan melakukan pengukuran terhadap waktu yang dibutuhkan suatu partikel yang dikenali untuk bergerak sepanjang jarak yang telah ditentukan. Besarnya kecepatan aliran fluida pada suatu pipa mendekati nol pada dinding pipa dan mencapai maksimum pada tengah-tengah pipa. Kapasitas aliran untuk fluida *incompressible* dinyatakan dalam :

$$Q = V.A \quad (2.1)$$

dimana :  $Q$  = laju aliran volumetrik, ( $\text{m}^3/\text{det}$ )

$V$  = kecepatan aliran fluida, (m/det)

$A$  = luas penampang aliran fluida, ( $m^2$ )

### 2.3 Persamaan Energi

Persamaan energi yang digunakan pada perhitungan sistem perpipaan didapatkan dari persamaan Bernoulli dimana *head* pada suatu titik dalam aliran *steady* adalah konstan di sepanjang aliran fluida yang tidak terjadi *energy transfer*. Berikut merupakan aliran *steady flow* disepanjang sistem perpipaan terdapat *elbow* dengan *control volume* seperti yang ditunjukkan dalam gambar 2.6.



**Gambar 2.6.** Gambar *control volume* dan koordinat aliran melalui *elbow* 90°. (Fox, et al 2010)

dengan asumsi : 1)  $W_s, W_{other} = 0$

2)  $W_{shear} = 0$

3) *Steady flow*

4) *Incompressible flow*

5) *Internal energy* dan *pressure* seragam sepanjang aliran pada bagian 1 dan 2

Fluida yang mengalir pada pipa mengalami kerugian *head*. Kerugian *head* terjadi tidak hanya terjadi akibat kekasaran disepanjang permukaan pipa namun juga di sebabkan oleh *fitting* yang digunakan pada sistem perpipaan. Kerugian energi sebagai berikut :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \alpha \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \alpha \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + z_2 + H_{LT} \quad (2.2)$$

dimana:

$P_1$ dan $P_2$	= tekanan pada titik 1 dan 2
$\bar{V}_1^2$ dan $\bar{V}_2^2$	= kecepatan aliran rata-rata pada titik 1 dan 2
$z_1$ dan $z_2$	= perbedaan ketinggian antara titik 1 dan 2
$\gamma$	= $\rho g$ berat jenis fluida
$g$	= percepatan gravitasi, 9.81 m/det <sup>2</sup>
$\alpha$	= koefisien fluks energi kinetik
$H_{LT}$	= <i>Head loss</i> total di sepanjang pipa

#### 2.4 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran fluida yang mengalir di dalam pipa dapat diklasifikasikan kedalam dua tipe aliran yaitu aliran laminar dan turbulen. Aliran dikatakan laminar jika partikel-partikel fluida yang bergerak mengikuti garis lurus yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan sama. Aliran disebut turbulen jika tiap partikel fluida bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-ratanya saja yang mengikuti sumbu pipa. Dari hasil eksperimen diperoleh bahwa koefisien gesekan untuk pipa silindris merupakan fungsi dari bilangan *Reynolds* (*Re*). Dalam menganalisa aliran di dalam saluran tertutup, sangatlah penting mengetahui tipe aliran yang mengalir dalam pipa tersebut. Untuk itu harus dihitung besarnya bilangan *Reynolds* dengan mengetahui parameter-paraneter yang diketahui besarnya. Bilangan *Reynolds* (*Re*) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D}{\mu} \quad (2.3)$$

dimana,

$Re$  = Reynolds Number

$\mu$  = viskositas absolut fluida dinamis (kg/ms)

$\bar{v}$  = kecepatan aliran (m/s)

$D$  = diameter pipa (m)

Aliran akan laminar jika bilangan *Reynolds* lebih dari 2300 dan akan turbulan jika bilangan *Reynolds* lebih besar dari 4000. Jika bilangan *Reynolds* terletak antara 2300 – 4000 maka disebut aliran transisi.

## 2.5 Kerugian Energi pada Sistem Perpipaan

*Head loss* adalah kehilangan energi mekanik persatuan massa fluida. Sehingga satuan *head loss* adalah satuan panjang yang setara dengan satu satuan energi yang dibutuhkan untuk memindahkan satu satuan massa fluida setinggi satu satuan panjang yang bersesuaian. Berdasarkan lokasi timbulnya kehilangan, secara umum kehilangan tekanan akibat gesekan atau kerugian ini dapat digolongkan menjadi 2 yaitu *head loss* mayor dan *head loss* minor.

### 2.5.1 Head Loss Mayor

*Head loss* mayor disebut juga kehilangan energi primer atau kehilangan energi akibat gesekan. *Head loss* mayor biasa terjadi pada pipa lurus berdiameter konstan. Jadi *Head loss* mayor dapat dinyatakan sebagai kerugian tekanan aliran fluida berkembang penuh melalui pipa penampang konstan. Perumusan untuk menentukan nilai *head loss* mayor adalah :

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (2.4)$$

dimana :

- $h_L$  = head loss mayor, m  
 $V^2$  = kecepatan rata rata aliran, m/det  
 $L$  = panjang pipa  
 $D$  = diameter pipa, m  
 $g$  = percepatan gravitasi, m/det<sup>2</sup>  
 $f$  = friction factor

Nilai  $f$  merupakan fungsi dari  $Re$  (Bilangan Reynolds) dan  $e/D$ . Nilai  $e$  merupakan *wall roughness* dari pipa sedangkan  $D$  adalah *inside* diameter dari pipa. Untuk mendapatkan nilai *friction factor* pada aliran laminar ( $Re \leq 2300$ ) yaitu menggunakan persamaan *Darcy-Weisbach* sebagai berikut :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.5)$$

Sedangkan untuk aliran turbulen, digunakan perumusan *Haaland* (McDonald, 2010) sebagai berikut :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[ \left( \frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (2.6)$$

dimana :

$Re$  = Bilangan *Reynolds*, besarnya adalah :

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (2.7)$$

dimana :

- $\rho$  = massa jenis fluida, kg/m<sup>3</sup>  
 $\bar{V}$  = kecepatan rata – rata aliran, m/det  
 $D$  = *inside* diameter pipa, m  
 $\mu$  = viskositas absolut cairan, kg/(m.det)

### 2.5.2 Head Loss Minor

*Head loss* minor merupakan kerugian yang terjadi pada komponen tambahan pada sistem perpipaan yang berupa fitting dan lain sebagainya. Untuk mendapatkan harga head loss minor digunakan persamaan :

$$h_{l_m} = K_L \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.8)$$

Atau dapat juga menggunakan persamaan berikut :

$$h_{Lm} = f \frac{Le}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.9)$$

dimana:

- $h_{Lm}$  = head loss minor, m  
 $D$  = inside diameter, m  
 $Le$  = panjang ekivalen  
 $g$  = percepatan gravitasi, m/det  
 $\bar{V}^2$  = kecepatan rata-rata aliran, m/det  
 $f$  = faktor gesek  
 $K_L$  = koefisien *minor losses*

Pada tabel 2.2 ditunjukkan nilai  $K_L$  untuk beberapa *fitting* perpipaan. Nilai  $K_L$  tersebut merupakan acuan dalam berbagai eksperimen untuk menentukan nilai koefisien gesek *fitting*. Nilai  $K_L$  pada Tabel 2.2 digunakan untuk menentukan nilai *head loss* minor menggunakan persamaan (2.8).

**Tabel 2.2** Daftar  $K_L$  untuk beberapa *fitting* perpipaan (Westaway dan Loomis, 1984)

Fitting	$K_L$
Standard Tee	
Thru Flow	
¾	0.50
¾	0.42
¾	1.50
Thru branch	1.26
¾ in	
¾ in	
Gate valve, fully open	0.2
¾	1.0
open	5.6
½ open	17.0

¼ open	
Standart Elbow 90°	0.75
Elbow 45°	0.34 – 0.4
Long radius elbow, 90°	0.34 – 0.4
Short radius elbow, 90°	0.8
Close return bend, 180°	1.25

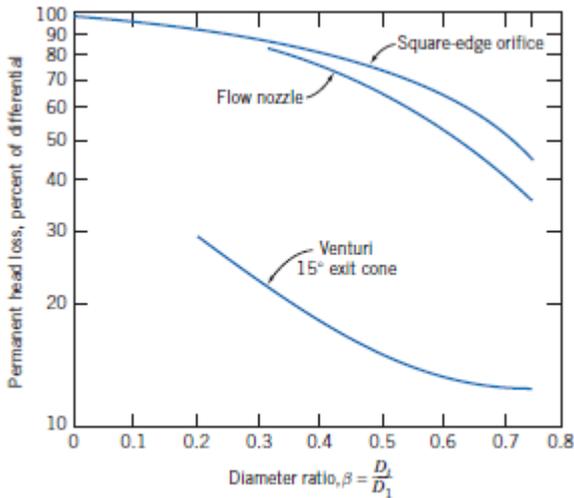
Karakteristik *head loss* pada komponen-komponen ini dapat dilihat pada Tabel 2.3.

**Tabel 2.3** Karakteristik *orifice*, *flow nozzle*, dan *venture flow meter*. (Fox, et al, 2010)

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

Data eksperimen menunjukkan *discharge of coefficient* ( $C_d$ ) *venturimeter* berkisar antara 0,980 hingga 0,995 pada bilangan Reynolds yang tinggi ( $Re_{D1} > 2 \times 10^5$ ), dimana nilai *head loss* pada *venturimeter* berkisar pada nilai 10% hingga 15% dari *discharge differential pressure*. (Miller, 1996)

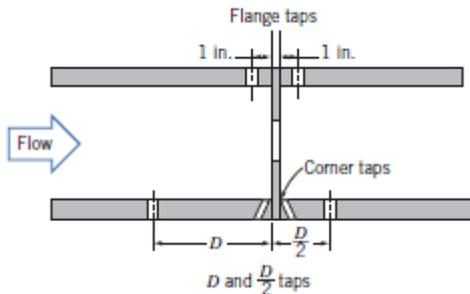
Kehilangan energi pada venturimeter dapat dinyatakan dalam bentuk diferensial tekanan,  $\Delta p$ , di sepanjang aliran. *Pressure losses* pada *venturimeter*, *orificemeter*, dan *flow nozzle* dapat diamati pada grafik yang ditunjukkan gambar 2.7.



**Gambar 2.7** Head Loss pada orifice, flow nozzle, dan venture flow meter. (Fox, et al 2010)

## 2.6 Orifice

*Orifice* merupakan alat untuk mengukur laju aliran dengan prinsip beda tekanan atau disebut juga Bernoulli's *principle* yang mengatakan bahwa terdapat hubungan antara tekanan fluida dan kecepatan fluida. Jika kecepatan meningkat, tekanan akan menurun begitu pula sebaliknya. Pada dasarnya *orifice* berupa plat tipis dengan lubang di bagian tertentu (umumnya di tengah). Fluida yang mengalir melalui pipa ketika sampai pada *orifice* akan dipaksa untuk melewati lubang pada *orifice*. Hal itu menyebabkan terjadinya perubahan kecepatan dan tekanan. Titik dimana terjadi kecepatan maksimum dan tekanan minimum disebut *vena contracta*. Setelah melewati *vena contracta* kecepatan dan tekanan akan mengalami perubahan lagi. Dengan mengetahui perbedaan tekanan pada pipa normal dan tekanan pada *vena contracta*, laju aliran volume dan laju aliran massa dapat diperoleh dengan persamaan Bernoulli. Gambar 2.8 merupakan *orifice* pada sistem perpipaan.



**Gambar 2.8** Orifice yang berada di sistem perpipaan (Fox, et al, 2010)

### 2.6.1 Perhitungan *discharge coefficient orifice*

Langkah pertama mencari nilai  $h$  dari persamaan persamaan Bernoulli yang digunakan adalah sebagai berikut :

Berdasarkan persamaan Bernoulli :

$$\frac{\rho_1}{\gamma} + \alpha_1 \cdot \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{\rho_2}{\gamma} + \alpha_2 \cdot \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2$$

Dengan asumsi  $z_1 = z_2$  dan asumsi  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ , maka

$$\frac{\rho_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} = \frac{\rho_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho \cdot g} = \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = \bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2$$

Berdasarkan hukum kontinuitas diketahui bahwa  $Q = \bar{V}_1 \cdot A_1 = \bar{V}_2 \cdot A_2$ , dapat dituliskan bahwa  $\bar{V}_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot \bar{V}_1$  sehingga :

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p}{\rho} &= \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 \cdot \bar{V}_1^2 - \bar{V}_1^2 \\ &= \bar{V}_1^2 \left[ \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - 1 \right] \end{aligned}$$

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = \bar{v}_1^2 A_1^2 \left[ \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 - 1 \right]$$

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = Q^2 \left[ \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 - 1 \right]$$

$$Q = A_1 \frac{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\sqrt{\left[ \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 - 1 \right]}}$$

Karena adanya pengaruh viskositas dan perubahan luasan penampang pada venturimeter, maka digunakan koefisien sebagai faktor perkalian. Koefisien ini disebut sebagai *coefficient of discharge* ( $C_d$ ). Persamaan di atas kemudian dapat dituliskan :

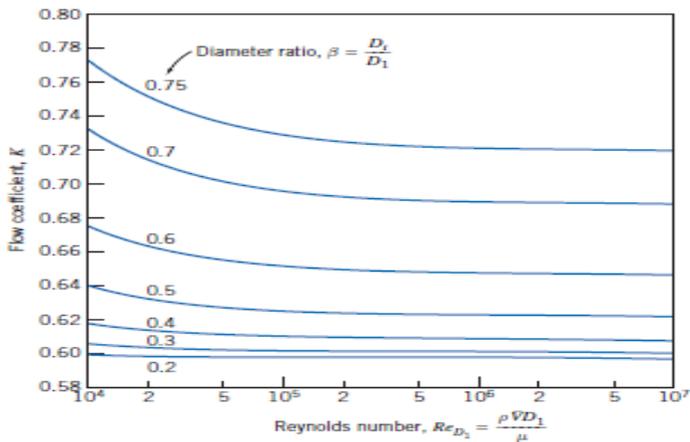
$$Q = C_d \cdot A_1 \frac{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\sqrt{\left[ \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right]}}$$

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[ \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Jika  $\frac{D_2}{D_1} = \beta$ , maka :

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{1}{\beta}\right)^4 - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Berikut merupakan *coefficient of discharge* terhadap Reynolds ditunjukkan pada gambar 2.9 sebagai berikut :



**Gambar 2.9.** *Coefficient of discharge of orifice* terhadap  $Re$  (Fox, et al, 2010)

## 2.7 Performa Pompa Sentrifugal

Dalam menentukan performa pompa, kriteria yang umumnya dijadikan parameter berupa nilai *head*, daya dan *Net Positive Suction Head* (NPSH) pompa. Kriteria tersebut adalah diperlukan dalam pemilihan pompa. Selain itu, debit dan putaran pompa juga dibutuhkan. Instalasi pompa, daya pompa, efisiensi,

kecepatan spesifik, dan karakteristik pompa sangat menentukan performa dari pompa sentrifugal yang digunakan.

### 2.7.1. Instalasi Pompa

*Head* pompa adalah energi per satuan berat yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah fluida sesuai dengan kondisi instalasi pompa atau tekanan yang umumnya

dinyatakan dalam satuan panjang. *Head* total pompa adalah parameter jarak terjauh yang harus dimiliki pompa untuk mengalirkan fluida dalam satuan jarak. *Head* pompa bisa didapatkan dengan perumusan sebagai berikut:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + z_1 + H_p = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2g} + z_2 + h_{LT}$$

dimana :

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \text{selisih } head \text{ tekanan}$$

$$z_2 - z_1 = \text{selisih } head \text{ elevasi}$$

$$\frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2g} = \text{selisih } head \text{ kecepatan}$$

$$H_{LT} = \text{head loss total}$$

### 2.7.2 Daya pompa

Daya pompa adalah besarnya energi per satuan waktu atau kecepatan melakukan kerja. Beberapa pengertian daya dijelaskan sebagai daya hidrolik dan daya poros pompa.

#### a. Daya Hidrolik (*WP*)

Daya hidrolik adalah daya yang dibutuhkan poros pompa untuk memutar impeler saat memindahkan sejumlah fluida dengan kondisi yang diinginkan. Besarnya daya poros yang dibutuhkan dapat dihitung dengan:

$$W_p = \gamma QH = \rho g Q_p H_p$$

dimana :

$WHP$  = daya air pompa, Watt  
 $\rho$  = densitas fluida,  $kg/m^3$   
 $H_p$  = head pompa, m  
 $Q$  = kapasitas pompa,  $m^3/s$

### b. Daya Poros Pompa ( $B_p$ )

Nilai  $B_p$  dapat ditentukan melalui nilai daya motor. Daya motor sebanding dengan nilai dari *electrical power* ( $EP$ ). Alhasil, daya poros dapat dihitung dengan perumusan:

$$B_p = \eta \cdot E_p = \eta \cdot VI \cos \varphi$$

dimana :

$B_p$  = daya poros, watt (W)  
 $I$  = arus listrik, ampere (A)  
 $E_p$  = electrical power, watt (W)  
 $\cos \varphi$  = power factor  
 $V$  = tegangan listrik, volt (V)  
 $\eta$  = efisiensi kerja motor

### c. Efisiensi Pompa

Nilai dari efisiensi pompa bervariasi terhadap putaran spesifik yang dimiliki pompa. Putaran spesifik pompa dipengaruhi oleh tipe impeler yang dimiliki pompa itu sendiri. Gambar 2.8 menjelaskan variasi efisiensi ( $\eta_{op}$ ) terhadap putaran spesifik.

$$\eta_p = \frac{W_p}{B_p}$$

dimana :

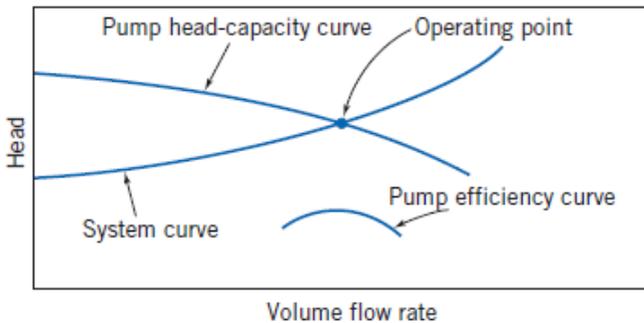
$B_{HP}$  = daya poros, watt  
 $W_{HP}$  = daya air pompa, watt  
 $\eta_p$  = efisiensi pompa

## 2.8. Karakteristik Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal memiliki banyak nilai positif dibanding tipe pompa yang lain. Nilai positif itu antara lain:

1. Konstruksinya lebih sederhana daripada pompa lainnya.
2. Debit dan tekanan yang dihasilkan lebih stabil dan konstan.
3. Dari segi dimensi dan bobot lebih kecil daripada pompa resiprokating (torak).
4. Mampu bekerja pada rpm yang tinggi.

Gambar 2.10 menunjukkan titik operasi pompa yang merupakan perpotongan antara kurva pompa dan kurva *pipeline*. beberapa kurva, seperti kurva pompa, efisiensi pompa, daya pompa, dan karakteristik dari *pipeline* pompa.



**Gambar 2.10.** Karakteristik pompa sentrifugal. (Fox, et al, 2010)

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **BAB III**

### **METODOLOGI PENELITIAN**

Pengujian yang akan dilakukan adalah dengan menggunakan CUSSON friction loss pipe apparatus yang akan menganalisa headloss disepanjang sistem perpipaan. Sistem tersebut mencakup fasilitas perpompaan dan perpipaan. Pompa yang digunakan adalah pompa centrifugal single stage yang terhubung dengan INTERDAB MQC 175. Namun analisa difokuskan terhadap fenomena yang terjadi di fitting yang digunakan.

Evaluasi terhadap fitting yang terdapat pada headloss minor akan dilakukan dengan variasi penambahan orifice dan valve dengan 3 merk berbeda. Evaluasi menghasilkan informasi yang dapat digunakan sebagai analisa sistem perpipaan terkait kemampuan pendistribusian fluida.

#### **3.1 Langkah – Langkah Penelitian**

Langkah-langkah penelitian meliputi peinjauan alat sesuai dengan penambahan variasi, analisis visualisasi aliran dalam sistm perpipaan, perhitungan dan analisis Head loss perpipaan, perhitungan dan analisis performa pompa.

##### **3.1.1 Peninjauan Alat**

Berdasarkan pengujian yang akan dilakukan untuk mendapatkan hasil analisis pada sistem perpipaan perlu dilakukan peninjauan peralatan yang akan digunakan. Komponen yang digunakan adalah sebagai berikut :

##### **1. CUSSONS friction loss pipe apparatus**

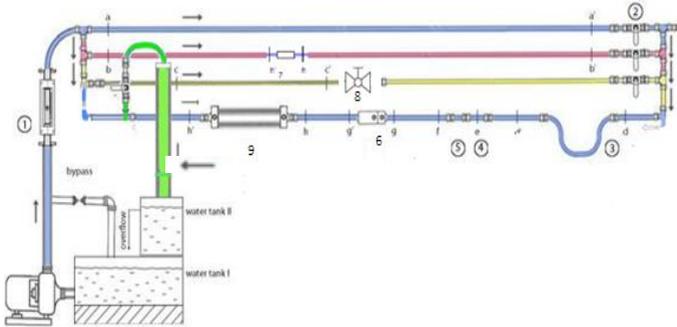
CUSSONS friction loss pipe apparatus merupakan perangkat pengujian head loss perpipaan yang ada di Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida. Komponen meliputi cussons water circulating unit, pompa, pipa, valve, fitting perpipaan, dll. Ada dua jenis pipa yang digunakan pada instalasi perpipaan, yaitu Polyvinyl Chloride

(pvc) dan pipa berbahan *acrylic*. Pada fitting perpipaan terdapat *long radius elbow 90°*, *Standar Elbow 90°*, *ball valve*. Berikut merupakan wujud darinstalasi sistem perpipaan CUSSON friction loss pipe apparatus dapat dilihat pada gambar 3.1.



**Gambar 3.1.** Instalasi sistem perpipaan CUSSON *friction loss in pipe apparatus*

Alat uji akan dilakukan variasi penambahan *orifice* dan 3 buah *ball valve* yang berbeda merk. Gambar 3.2 merupakan instrumentasi sistem perpipaan yang terdiri dari empat buah *Line* sebagai berikut :



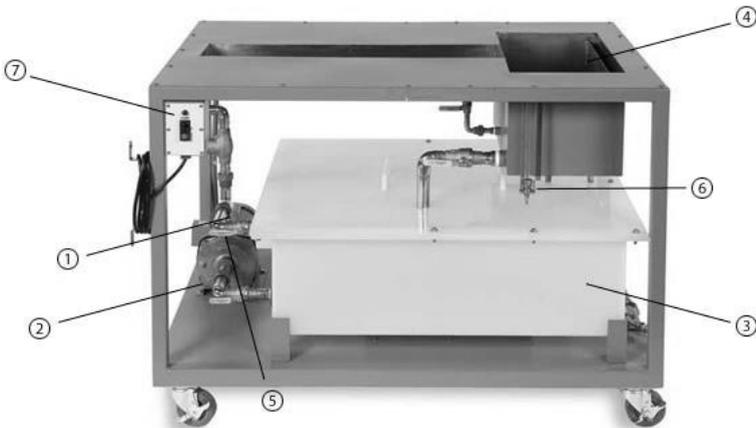
**Gambar 3.2.** Instrumen sistem perpipaan CUSSON *friction loss in pipe apparatus*

- Line I : Pipa PVC  
Diameter  $D = \frac{3}{4}$  in  
Panjang  $L = 3$  m
- Line II : Pipa PVC  
Diameter  $D = \frac{3}{4}$  in  
Panjang  $L = 3$  m  
Variasi penambahan *orifice*
- Line III : Pipa *acrylic*  
Diameter  $D = \frac{3}{4}$  in  
Panjang  $L = 1$  m  
Variasi 3 jenis ball *valve* yang sama
- Line IV : Pipa PVC  
Diameter  $D = \frac{1}{2}$  in  
Panjang  $L = 1$  m

Keterangan :

1. *Rotameter Fisher 2000*
2. *Gate Valve*
3. *Long Radius Elbow 90°*
4. *Standard Radius Elbow 90°*
5. *Elbow 45°*
6. *Venturimeter*
7. *Orifice*
8. *Ball valve*
9. *Suden Contraction/ Sudden Enlargment*
10. *Pressure Tap (a-a',b-b',c-c' ,d-d' ,e-e' ,f-f' ,g-g' ,h-h' ,i-i')*

Peralatan ini memiliki konstruksi dari *hydraulic bench* yang berfungsi memindahkan fluida dengan cara mengalirkan melalui komponen rotating dapat dilihat pada gambar 3.3.



**Gambar 3.3.** *Hydraulic Bench Circulating Unit*

Berikut merupakan komponen yang terdapat pada peralatan ini adalah sebagai berikut :

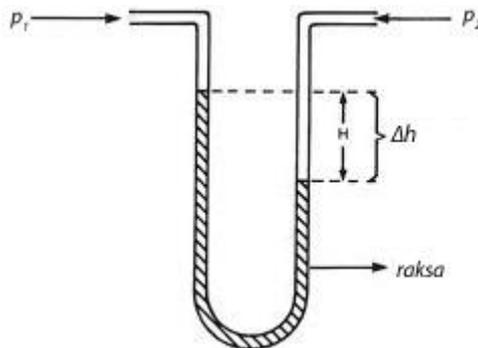
1. *Single-stage centrifugal pump*
2. INTERDAB MQC 175 (daya input : 1,5 hp/1,1 kW, RPM: 2850, 8,8 amps )
3. *Water tank I (main reservoir)*
4. *Water tank II*
5. *By-pass valve*
6. *Load hanger*
7. *ON/OFF Switch*

### 3.1.2 Perhitungan dan Analisis *Head Loss* Perpipaian

Analisis pada perhitungan *Head loss* memerlukan parameter – parameter yang perlu diketahui untuk perhitungan maupun analisis. Berikut yang diperlukan untuk melakukan analisis *Head loss* dapat dijelaskan sebagai berikut :

#### 1. Menghitung nilai *friction factor (f)*

Dalam analisis nilai  $f$ , digunakan alat manometer raksa. Manometer raksa digunakan untuk menentukan perbedaan tekanan antara dua titik pada sistem perpipaan. Penggunaan manometer raksa dapat diamati pada gambar 3.4.



**Gambar 3.4.** Manometer raksa sebagai alat ukur perbedaan tekanan

Pembacaan Manometer tersebut dapat dilihat dari perbedaan ketinggian dari cairan raksa . Untuk mendapatkan perbedaan tekanan yang terjadi didapatkan dari persamaan Hidrostatik sebagai berikut :

$$\Delta P_{1-2} = (SG_{HG})\rho g\Delta h \quad (3.1)$$

dimana :

$\Delta P_{1-2}$  = perbedaan tekanan, Pa

$SG_{HG}$  = *specific gravity of fluid* untuk fluida pengukur raksa,

SG = 13.5

$\rho$  = rapat jenis massa fluida referensi ( $H_2O$ ), 997  $kg/m^3$

$g$  = percepatan gravitasi bumi, 9.81  $m/s^2$

$\Delta h$  = perbedaan ketinggian raksa pada manometer

Setelah nilai  $\Delta h$  ditemukan, melalui proses perhitungan ditemukan nilai dari  $f$ . Adapun persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai  $f$  adalah sebagai berikut :

Untuk  $\bar{V}_1 = \bar{V}_2$  dan  $z_2 = z_1$ ,

$$h_L = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (3.3)$$

Berdasarkan persamaan Darcy Weisbach,

$$h_L = f \frac{L}{D} \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

dengan menghubungkan persamaan 3.2 ke dalam persamaan Darcy Weisbach, maka selanjutnya perhitungan terhadap  $f$  menjadi sebagai berikut.

$$f = f \frac{L}{D} \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

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

dimana :

$\Delta p$

= perbedaan tekanan pada *fitting*, Pa

$\rho$  = rapat jenis massa fluida, kg/m<sup>3</sup>

$f$  = faktor gesekan

$L$  = panjang pipa, m

$D$  = diameter pipa, m

$V$  = Kecepatan aliran fluida. m/s

Analisis dilakukan dengan variasi nilai bilangan Reynolds sebagai representasi. Sementara untuk diameter  $\frac{3}{4}$  in dapat diamati pada tabel 3.2 sebagai berikut :

**Tabel 3.1.** Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa  $\frac{3}{2}$  in

Q (L/min)	Q x 10 <sup>-5</sup> (m <sup>3</sup> /det)	V (m/s)	Re	Jenis aliran
2	3,33	0,0292	1240,5	Laminar
4	6,67	0,0584	2481,0	Transisi
6	10,00	0,0876	3721,6	Turbulen
8	13,33	0,1169	4962,1	Turbulen
10	16,67	0,1461	6202,7	turbulen

$D = 0,03$  m,  $T = 25^\circ$  C,  $\rho = 997$  kg/m<sup>3</sup>, dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4}$  N.s/m<sup>2</sup>

Sementara itu, untuk diameter yang lebih kecil, yaitu 3/4 in, variasi bilangan Reynolds aliran dapat diamati pada tabel 3.2.

**Tabel 3. 2.** Nilai bilangan Reynolds untuk diameter pipa 3/4 in.

$Q$ [L/min]	$Q$ $\times 10^{-5}$ [m <sup>3</sup> /det]	$V$ [m/s]	$Re$	Jenis Aliran
2	3.33	0.1169	2481.1	Transisi
4	6.67	0.2338	4962.2	Turbulen
6	10.00	0.3507	7443.3	Turbulen
8	13.33	0.4676	9924.4	Turbulen
10	16.67	0.5845	12405	Turbulen

### Menghitung nilai $K_L$

Dengan menggunakan prinsip seperti persamaan 3.1 dan 3.2 pada persamaan selanjutnya diperoleh:

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = K_L \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

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

dimana:

$\Delta p$  = perbedaan tekanan pada fitting perpipaan

$\rho$  = rapat jenis massa fluida, kg/m<sup>3</sup>

$f$  = factor gesekan

$L$  = panjang pipa, m

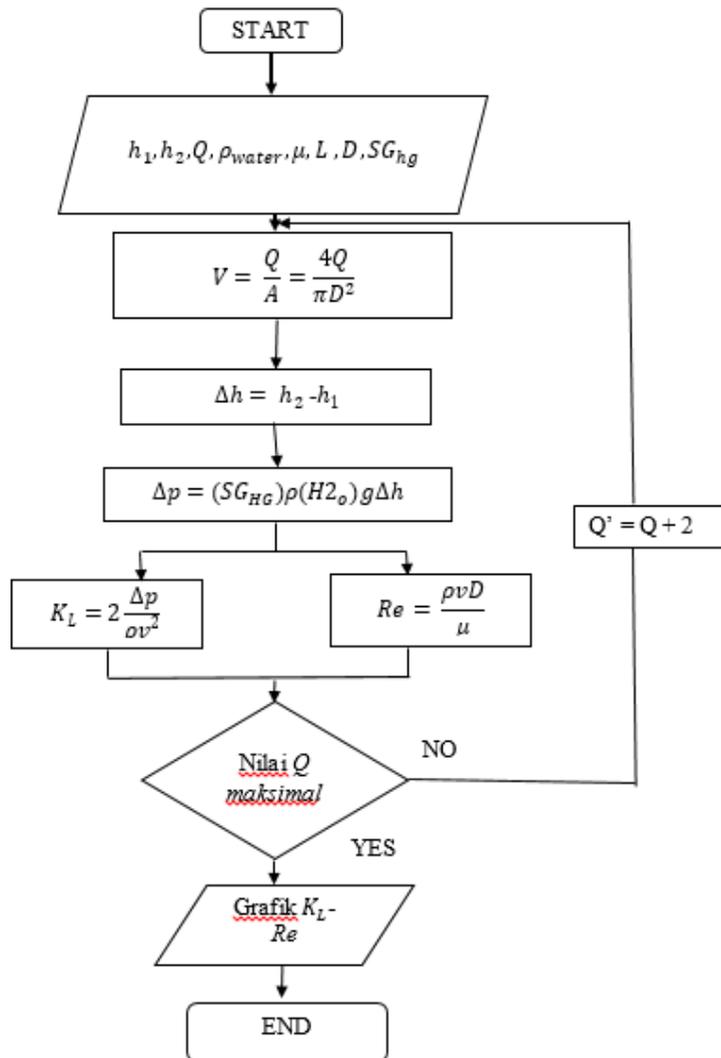
$D$  = diameter pipa, m

$\bar{V}$  = kecepatan aliran fluida m/s

## 2. **Analisis *Head Loss***

*Head loss* total yang terjadi di dalam sistem perpipaan merupakan total dari *head loss* mayor dan minor yang ada. Satuan *Head loss* adalah satuan panjang yang setara dengan satu satuan energi yang dibutuhkan untuk memindahkan satu satuan massa fluida setinggi satu satuan panjang yang bersesuaian. Nilai ini nantinya juga akan digunakan untuk menentukan besarnya *head pipeline* yang dimiliki sistem perpipaan.

*Flowchart* analisa *head loss* mayor dan minor dapat dilihat pada gambar 3.5 adalah sebagai berikut :

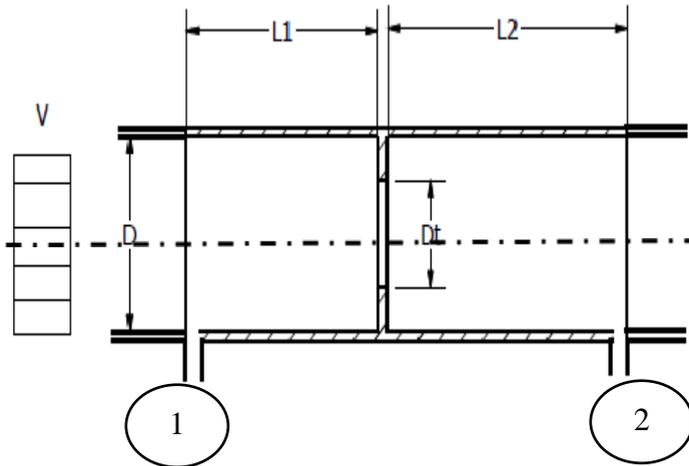


**Gambar 3.5.** Flowcart perhitungan head loss Minor

### 3.2 Analisa Orifice

#### 3.2.1 Metode Eksperimental

Metode eksperimental untuk mengukur nilai *discharge coefficient* pada *orifice* yang ada pada sistem perpipaan. Sebelum melakukan analisa penelitian, terlebih dahulu dilakukan analisa dimensi. Analisa dimensi ini sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu percobaan atau tidak. Penelitian ini *orifice* yang berbahan *acrylic* diletakkan pada *Line II*. Perhitungan tekanan *upstream* dan *downstream orifice* disalurkan melalui *pressure tap* pipa untuk pipa tap 1,5 D *upstream* dan 1D *downstream* ( D = diameter pipa) sistem perpipaan seperti gambar 3.6 Sebagai berikut :



**Gambar 3.6.** Skema penelitian dan parameter yang akan digunakan

dimana :

$D_t$  = diameter orifice (in)

$D$  = diameter pipa (in)

$V$  = kecepatan aliran ( $m/s^2$ )

$Re$  = Reynolds Number

$L_1$  = jarak *orifice* ke *upstream* (in)

$L_2$  = jarak *orifice* *downstream* (in)

### Analisa Perhitungan *orifice*

Langkah pertama mencari nilai  $h$  dari persamaan persamaan Bernoulli yang digunakan adalah sebagai berikut :

Berdasarkan persamaan Bernoulli :

$$\frac{\rho_1}{\gamma} + \alpha_1 \cdot \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{\rho_2}{\gamma} + \alpha_2 \cdot \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2$$

Dengan asumsi  $z_1 = z_1$  dan asumsi  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ , maka

$$\frac{\rho_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2 \cdot g} = \frac{\rho_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho \cdot g} = \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = \bar{V}_2 - \bar{V}_1$$

Berdasarkan hukum kontinuitas diketahui bahwa  $Q = \bar{V}_1 \cdot A_1 = \bar{V}_2 \cdot A_2$ , dapat dituliskan bahwa  $\bar{V}_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot \bar{V}_1$  sehingga :

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p}{\rho} &= \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 \cdot \bar{V}_1^2 - \bar{V}_1^2 \\ &= \bar{V}_1^2 \left[ \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - 1 \right] \end{aligned}$$

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = \bar{V}_1^2 A_1^2 \left[ \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - 1 \right]$$

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = Q^2 \left[ \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - 1 \right]$$

$$Q = A_1 \frac{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\sqrt{\left[\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - 1\right]}}$$

Karena adanya pengaruh viskositas dan perubahan luasan penampang pada venturimeter, maka digunakan koefisien sebagai faktor perkalian. Koefisien ini disebut sebagai *coefficient of discharge* ( $C_d$ ). Persamaan di atas kemudian dapat dituliskan :

$$Q = C_d \cdot A_1 \frac{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1\right]}}$$

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Jika  $\frac{D_2}{D_1} = \beta$ , maka :

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{1}{\beta^4}\right) - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}} \quad (3.5)$$

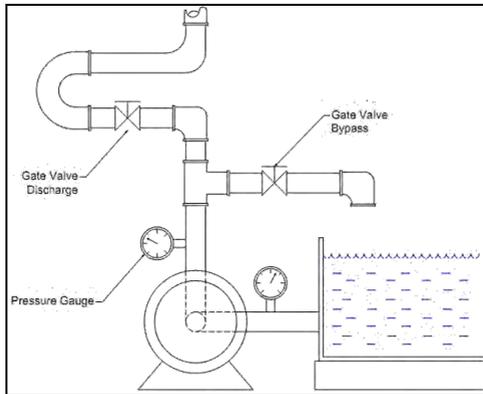
### 3.3 Analisis Pompa

Analisis pada pompa dilakukan untuk memberikan pemahaman mengenai hubungan saling keterkaitan antara pompa dan system perpipaan dalam mengalirkan suatu fluida kerja. Adapun parameter – parameter yang menentukan karakteristik kerja pompa adalah sebagai berikut :

#### 1. Head Pompa ( $H_p$ )

Terlihat bahwa persamaan energi yang dimodifikasi untuk aplikasi dalam sistem pompa, dalam bentuk energi/head terdiri dari empat bagian “head” yaitu head elevasi, head kecepatan, head tekanan,. Perhitungan head

pompa melibatkan tekanan *suction* dan tekanan *discharge*. Besarnya nilai tekanan ditentukan dengan *pressure gauge*. Penggunaan alat ukur tekanan pada pompa dapat diamati pada Gambar 3.7.



**Gambar 3.7.** Pengukuran tekanan *suction* dan *discharge* pada pompa.

Berdasarkan persamaan yang ada, dengan nilai  $h_{it}$  diasumsikan tercakup dalam nilai selisih tekanan  $p_2 - p_1$  dan  $z_2 - z_1 = h_g$ , maka:

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + h_g$$

dimana:

$H_p$  = head pompa, m

$p_2$  = tekanan di sisi *discharge*, N/m<sup>2</sup>

$p_1$  = tekanan di sisi *suction*, N/m<sup>2</sup>

$\bar{V}_2$  = kecepatan di sisi *discharge*, N/m<sup>2</sup>

$\bar{V}_1$  = kecepatan di sisi *suction*, N/m<sup>2</sup>

$\gamma$  = berat jenis fluida, N/m<sup>3</sup>

$h_g$  = selisih ketinggian *pressure tap*, m

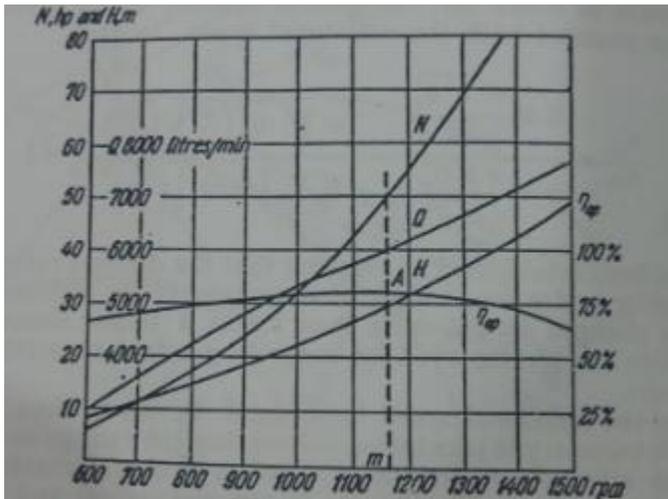
## 2. Menentukan Kurva $Q - H$

Perpotongan antara kurva  $Q-H$  dan *head pipeline* akan menghasilkan *working point*. Kurva  $Q-H$  dapat ditentukan dengan plot variasi nilai *head* pompa ( $H_p$ ) terhadap debit ( $Q$ ).

## 3. Efisiensi Pompa ( $\eta_p$ )

Perhitungan efisiensi pompa dilakukan berdasarkan persamaan yang ada. Untuk mendapatkan nilai efisiensi dilakukan perhitungan terhadap nilai daya hidrolis ( $WHP$ ) dan daya poros ( $BHP$ ).

Hasil yang diharapkan dari plot data-data diatas adalah sebuah grafik performa kerja pompa. Adapun grafik tersebut dimodelkan pada gambar 3.8.



**Gambar 3.8.** Kurva karakteristik utama pompa sentrifugal (Khetagurov, 1966)

### 3.4 Prosedur Penelitian

#### 3.4.1 Panduan Pengambilan Data

Tahap pengambilan data pada *pipe apparatus* CUSSON dengan pompa sentrifugal *stage* dilakukan melalui proses pengambilan data dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Pastikan lingkungan dan kondisi ruang kerja bersih dan memiliki temperatur ruangan.
2. Bersihkan rumah pompa pada CUSSON *hydraulic bench* dari *water tank* I.
3. Buka penuh *valve* pipa menuju *bypass*
4. Pastikan pipa utama pada CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* berada dalam keadaan terbuka sempurna.
5. Buka katup *pressure tap* pada *Line* perpipaan yang ingin dilakukan pengukuran. Bila *pressure tap* terhubung secara paralel. Bila tidak, tutup katup *pressure tap*.
6. Pastikan pompa dan *suction pipe* terendam air.
7. Tekan ON *Switch* untuk menyalakan motor.
8. Tunggu beberapa saat hingga motor bekerja normal (ditandai dengan suara yang ditimbulkan oleh motor)
9. Amati *fitting* perpipaan.
10. Tutup perlahan *bypass valve* hingga *fully closed*, sembari membuka *discharge valve* hingga kondisi *fully opened*.
11. Atur debit aliran dengan membuka/menutup *discharge valve*.
12. Lakukan pengamatan.
13. Penggantian *ball valve* A, B, C dilakukan sesuai dengan prosedur nomor 5-12.

## **BAB IV**

### **ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN**

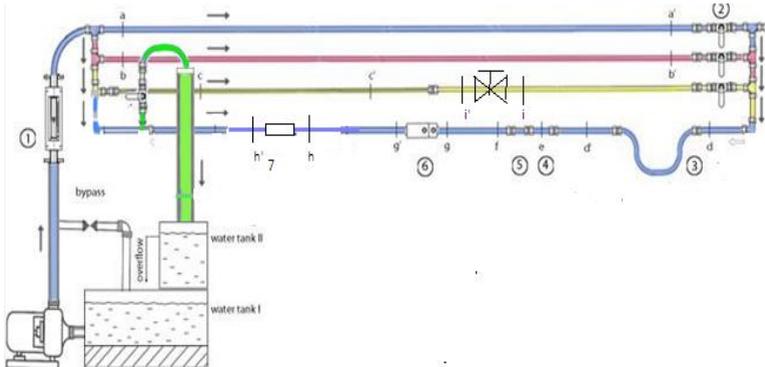
Pada bab ini berisi analisis dan pembahasan data dari hasil eksperimen yang telah dilakukan dengan menggunakan sistem perpipaan dan Pompa pada *CUSSONS Friction Loss in Pipe Apparatus* dengan menggunakan *single stage centrifugal pump*. Eksperimen ini dilakukan untuk mengetahui performa sistem perpipaan, selain itu juga diharapkan peneliti dapat memahami fenomena yang terjadi pada fluida di sistem perpipaan dan pompa sesuai dengan teori yang telah didapatkan di bangku perkuliahan.

Eksperimen yang dilakukan pada sistem perpipaan ini menggunakan sistem perpipaan dan pompa *CUSSONS Friction Loss in Pipe Apparatus* dengan menggunakan *single stage centrifugaal pump*. Meliputi *pressure drop* yang dimiliki *Line I* dan *II* dengan debit yang diatur oleh *Rotameter*, *loss coefficient* dari setiap *fitting* sistem perpipaan *discharge coefficient* pada *venturimeter*. Penambahan variasi 3 *valve* dengan jenis yang sama dan *discharge coefficient* pada penambahan *orifice*. Untuk performa dari Pompa Sentrifugal ditunjukkan dalam kurva karakteristik kerja yang meliputi *head* pompa, *head pipeline* dan Efisiensi yang diperoleh dari daya pompa.

#### **4.1 Analisis Sistem Perpipaan**

Analisis yang dilakukan pada sistem perpipaan dengan menggunakan sistem perpipaan ini menggunakan sistem perpipaan dan pompa *CUSSONS Friction Loss in Pipe Apparatus* dengan menggunakan *single stage centrifugal pump*. Analisis dilakukan pada *II Line* berbeda dengan variasi *Line III* penambahan *orifice*, dan pada *Line III* dengan penambahan 3 *valve* dengan jenis yang sama yang diuji satu per satu. Analisis meliputi *head loss* Mayor dan *head loss* Minor yang diperoleh dari pengukuran menggunakan manometer raksa didapatkannya *pressure drop*. Gambar 4.1 menunjukkan ilustrasi dari sistem perpipaan *CUSSONS Friction Loss in Pipe Apparatus* dengan

menggunakan *Single stage centrifugal pump* dengan variasi penambahan *orifice* dan *valve*.



**Gambar 4.1** Ilustrasi Sistem Perpipaan

Fluida dipompakan dengan pompa sentrifugal stage dengan motor listrik jenis sentrifugal *singe stage* INTERDAB MQC 175. Dengan variasi debit yang berbeda-beda untuk setiap *line*-nya. Untuk setiap pengujian *Line* menggunakan *gate valve* yang berada pada ujung dari setiap *Line* yang ada, dengan cara membuka *Gate valve* untuk *Line* yang akan diuji dan menutup *Gate valve* lain dan sebaliknya. *Pressure drop* didapatkan dari melihat ketinggian pada manometer raksa yang dikonversikan. Dari hasil evaluasi tersebut didapatkan data kuantitatif berupa tabel hasil perhitungan dan grafik hubungan  $f$  dengan  $Re$ .

#### 4.1.1 Analisa Head loss Mayor

Berikut merupakan contoh perhitungan untuk mendapatkan analisis *head loss* mayor pada *Line* I berdasarkan data awal nilai debit  $Q$  adalah 10 L/min :

- Kecepatan fluida pada *Line* I

Berdasarkan persamaan 2.1 dimana  $Q = V.A$ , maka

$$\text{nilai } V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$V = \frac{4(10 \text{ L/min})}{\pi(\frac{3}{2} \text{ in})^2} \left| \frac{10^{-3}}{1 \text{ L}} \right| \left| \frac{1 \text{ in}^2}{(0,0254)^2 \text{ m}^2} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right|$$

$$V = 0,584 \text{ m/det}$$

- Selisih Ketinggian ( $\Delta h$ ) pada manometer raksa  
Selisih ketinggian menunjukkan *head* antara *inlet* dan *outlet* pipa, yang didapatkan dengan melihat perbedaan ketinggian berdasarkan pengamatan pada manometer raksa pada debit yang telah ditentukan. nilai  $\Delta h$  dapat dihitung :

$$h_{\text{inlet}} = 9.85$$

$$h_{\text{outlet}} = 9.9$$

$$\Delta h = (h_2 - h_1)$$

$$\Delta h = (9.9 - 9.85)$$

$$\Delta h = 0.05$$

- *Pressure drop* ( $\Delta P$ ) pada *Line I*

Nilai dari *Pressure drop* dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\Delta p = (SG_{HG})\rho(H2_o)g\Delta h$$

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \cdot 0,05 \text{ m}$$

$$\Delta p = 66.512 \text{ N/m}^2$$

- Nilai Kekasaran ( $f$ ) pipa pada *Line I*

Nilai  $f$  pada *Line I* didapatkan melalui persamaan :

$$f = 2 \frac{D \Delta p}{L \rho v^2}$$

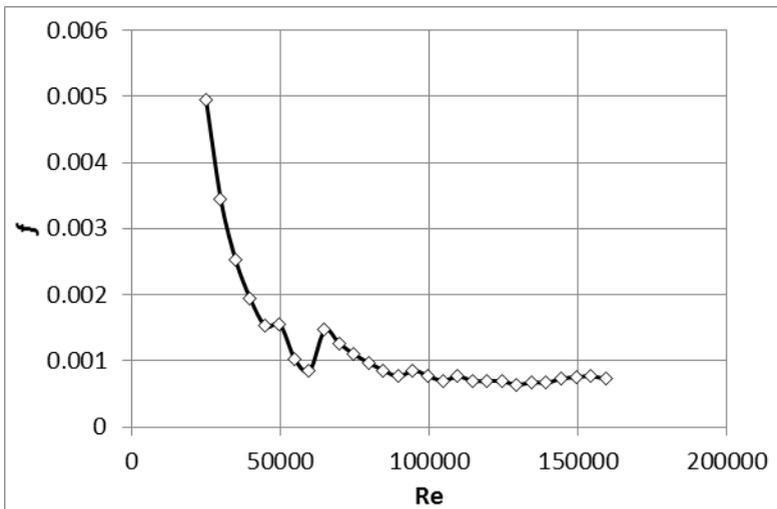
$$f = 2 \frac{0,0381 \text{ m}}{3 \text{ m}} \frac{66.512 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (0,584 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}$$

$$f = 0,004956$$

## 4.2. Pembahasan

### 4.2.1 Analisa *Head loss* Pada *Line I*

Analisis *Head loss* Mayor Pada *Line I* didapatkan dari hasil perhitungan dari eksperimen yang telah dilakukan. Variasi debit telah ditentukan ditunjukkan oleh *Rotameter* dan menghasilkan data kuantitatif berupa grafik hubungan antara nilai kekasaran pipa ( $f$ ) dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ). Karakteristik aliran dalam pipa dapat diketahui dari grafik pada Gambar 4.2 menunjukkan grafik hubungan nilai kekasaran pada pipa ( $f$ ) dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ).



**Gambar 4.2.** Grafik hubungan *friction factor* ( $f$ ) dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ) *Line I*

Gambar 4.2 menunjukkan *trendline* berupa parabolik yang cenderung menurun. Eksperimen dimulai dengan pengaturan debit 10  $L/min$  pada aliran *Line I* memiliki  $Re$  sebesar  $2,4 \times 10^4$  dan nilai *friction factor* 0,0049, lalu

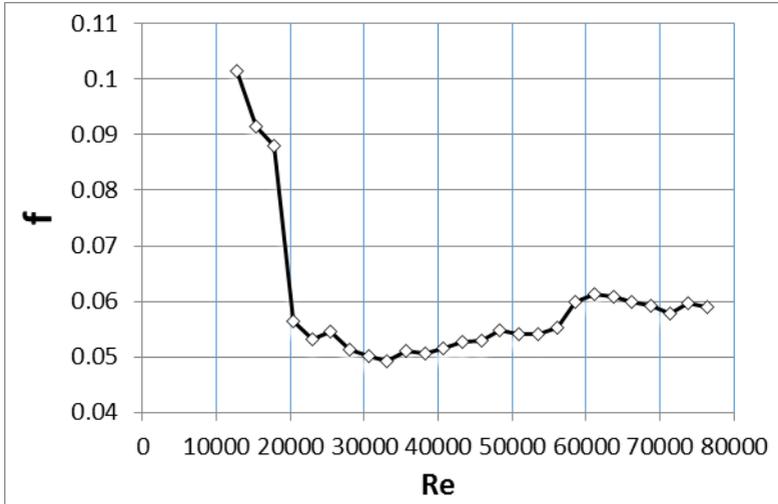
mengalami penurunan yang cukup signifikan seiring dengan penambahan bilangan Reynolds pada debit 24 L/min dengan bilangan Reynolds  $5,9 \times 10^4$  didapatkan nilai *friction factor* 0,0086, nilai *friction factor* terhenti ketika mencapai debit 26 L/min dengan bilangan Reynolds  $6,7 \times 10^4$  memiliki *friction factor* 0,001264. Kemudian nilai turun secara perlahan hingga mencapai debit 64 L/min pada saat  $Re$   $15,9 \times 10^4$  dengan *friction factor*  $f = 0,000726$ .

Berdasarkan teori menggunakan persamaan nilai  $f$  didapatkan dari persamaan *Head loss* Mayor yang berasal dari persamaan energi yang menggunakan konsep Bernoulli dimana  $h_L = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g}$ . Nilai  $f$  diperoleh dari persamaan sebelumnya dimana  $2 \frac{D}{L} \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ . Dari persamaan diatas diketahui bahwa nilai  $2 \frac{D}{L}$  adalah konstan berdasarkan data awal yang sudah didapatkan, dan hanya perbedaan ketinggian yang menghasilkan nilai  $\Delta P$  yang didapatkan dengan memvariasikan debit yang diatur oleh *Rotameter*. Sesuai dengan persamaan  $Q = V A$  diketahui bahwa nilai kecepatan ( $V$ ) berbanding lurus dengan nilai debit. Semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka bilangan Reynolds akan semakin besar pula sesuai dengan persamaan bilangan Reynolds dimana  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ . Dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran yang diatur oleh *Rotameter*, maka nilai Reynolds yang dimiliki oleh aliran dalam pipa akan semakin besar. Sesuai dengan persamaan untuk mencari nilai  $f$  dimana nilai  $V$  berbanding terbalik dengan nilai  $f$  atau memiliki arti yang sama juga bahwa nilai  $Re$  berbalik dengan nilai  $f$  dimana semakin tinggi nilai  $Re$  maka nilai  $f$  akan semakin kecil.

Penurunan secara kontinyu ini disebabkan karena semakin besar variasi debit yang digunakan, maka nilai bilangan Reynolds semakin tinggi. Berdasarkan teori diatas bahwa nilai  $Re$  berbanding terbalik dengan nilai  $f$  dimana semakin tinggi nilai  $Re$  maka nilai  $f$  akan semakin kecil. Dari data yang diperoleh, dapat dilihat pada grafik nilai  $f$  menurun perlahan hingga tidak berubah secara asimtotik hingga debit 64 L/min bilangan Reynolds  $15.9 \times 10^4$ . Hal ini disebabkan karena nilai  $\Delta P$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran, hal tersebut yang menyebabkan nilai  $f$  cenderung konstan.

#### **4.2.2 Analisa Head loss Pada Line II**

Analisis *Head loss* Mayor Pada *Line II* didapatkan dari hasil perhitungan dari eksperimen yang telah dilakukan. Variasi debit telah ditentukan ditunjukkan oleh *Rotameter* dan menghasilkan data kuantitatif berupa grafik hubungan antara nilai kekasaran pipa ( $f$ ) dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ). Karakteristik aliran dalam pipa dapat diketahui dari grafik pada Gambar 4.3 menunjukkan grafik hubungan nilai kekasaran pada pipa ( $f$ ) dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ )



**Gambar 4.3.** Grafik hubungan *friction factor* ( $f$ ) dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ) *Line II*

Gambar 4.3 menunjukkan *trendline* berupa parabolik yang cenderung menurun. Nilai  $f$  akan menurun seiring dengan bertambahnya bilangan *Reynolds*. Eksperimen dimulai dengan pengaturan debit 10 *L/min* didapatkan  $Re = 1,2 \times 10^4$  nilai *friction factor* yang didapatkan adalah 0,1. Kemudian turun secara signifikan saat debit 16 *L/min*  $Re = 7,6 \times 10^4$  nilai *friction factor* yang didapatkan adalah 0,05. Kemudian nilai  $f$  mendekati konstan pada saat maksimal debit 60 *L/min*  $Re = 7,6 \times 10^4$  nilai *friction factor* yang didapatkan adalah 0,058.

Berdasarkan teori menggunakan persamaan nilai  $f$  didapatkan dari persamaan *Head loss* Mayor yang berasal dari persamaan energi yang menggunakan konsep Bernoulli dimana  $h_L = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g}$ . Nilai  $f$  diperoleh dari persamaan

sebelumnya dimana  $2 \frac{D}{L} \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ . Dari persamaan diatas diketahui bahwa nilai  $2 \frac{D}{L}$  adalah konstan berdasarkan data awal yang sudah didapatkan, dan hanya perbedaan ketinggian yang menghasilkan nilai  $\Delta P$  yang didapatkan dengan memvariasikan debit yang diatur oleh *Rotameter*. Sesuai dengan persamaan  $Q = V A$  diketahui bahwa nilai kecepatan (V) berbanding lurus dengan nilai debit. Semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka bilangan Reynolds akan semakin besar pula sesuai dengan persamaan bilangan Reynolds dimana  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ . Dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran yang diatur oleh *Rotameter*, maka nilai Reynolds yang dimiliki oleh aliran dalam pipa akan semakin besar. Sesuai dengan persamaan untuk mencari nilai  $f$  dimana nilai V berbanding terbalik dengan nilai  $f$  atau memiliki arti yang sama juga bahwa nilai Re berbalik dengan nilai  $f$  dimana semakin tinggi nilai Re maka nilai  $f$  akan semakin kecil.

Penurunan secara kontinyu ini disebabkan karena semakin besar variasi debit yang digunakan maka nilai bilangan Reynolds akan tinggi. Berdasarkan teori diatas bahwa nilai Re berbalik dengan nilai  $f$  dimana semakin tinggi nilai Re maka nilai  $f$  akan semakin kecil. Dari data yang diperoleh, dapat dilihat pada grafik nilai  $f$  menurun perlahan hingga tidak berubah secara asimtotik hingga debit 64 L/min bilangan Reynolds  $7,6 \times 10^4$  hal ini disebabkan karena nilai  $\Delta P$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran, hal tersebut yang menyebabkan nilai  $f$  cenderung konstan.

### 4.3 Analisa *Head loss* Minor Pada Sitem Perpipaan

Analisa *head loss* minor dilakukan pada *Line II* yaitu *orifice*, *Line III* terhadap *ball valve* dengan 3 merk berbeda serta *fitting-fitting* perpipaan yang ada di *Line IV* meliputi *sudden enlargement*, *sudden contraction*, *elbow 90*, *long radius elbow 90*, *elbow 45* dan *venturi*. Analisa dilakukan untuk mendapatkan grafik hubungan *loss coefficient* dengan bilangan *Reynolds* (*Re*), dimana *loss coefficient* didapatkan dari eksperimen. Analisa dilakukan dengan variasi debit mulai dari 10 L/min hingga debit maksimal berbeda-beda di setiap *fitting* perpipaan, dengan kenaikan debit setiap 2 L/min.

#### 4.3.1 Contoh Perhitungan

Berikut merupakan contoh perhitungan *head loss minor* dari *fitting* perpipaan *elbow 45°*. Untuk mendapatkan *loss coefficient* ( $K_L$ ) ada beberapa parameter yang harus diketahui. Dari data awal berupa debit  $Q = 20$  L/min dipadatkan nilai *loss coefficient* sebagai berikut :

- Kecepatan fluida pada *Line IV*

Berdasarkan persamaan 2.1 dimana  $Q = V \cdot A$ , maka

$$\text{nilai } V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$V$

$$= \frac{4(20 \text{ L/min})}{\pi \left(\frac{3}{4} \text{ in}\right)} \left| \frac{10^{-3}}{1 \text{ L}} \right| \left| \frac{1 \text{ in}^2}{(0,0254)^2 \text{ m}^2} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right|$$

$$V = 1,16 \text{ m/det}$$

- Selisih Ketinggian ( $\Delta h$ ) pada manometer raksa

Selisih ketinggian menunjukkan head antara *inlet* dan *outlet* pipa, yang didapatkan dengan melihat perbedaan ketinggian berdasarkan pengamatan pada manometer raksa pada debit yang telah ditentukan. Nilai  $\Delta h$  dapat dihitung :

$$h_{\text{inlet}} = 9,7$$

$$h_{outlet} = 10$$

$$\Delta h = (h_2 - h_1)$$

$$\Delta h = (10 - 9,7)$$

$$\Delta h = 0,15$$

- *Pressure drop* ( $\Delta P$ ) pada *Line IV*

Nilai dari *Pressure drop* dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\Delta p = (SG_{HG})\rho(H2_o)g\Delta h$$

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,05 m$$

$$\Delta p = 199,53 N/m^2$$

- *Loss coefficient* ( $K_L$ ) pada *Elbow 45°*

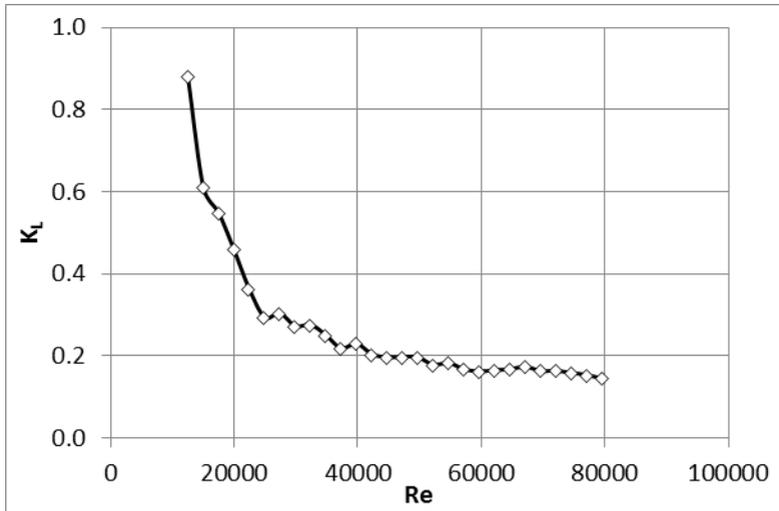
Berdasarkan persamaan 3.6, didapatkan bahwa nilai  $K_L$  pada *elbow 45°* adalah sebagai berikut:

$$K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho V^2} = 2 \frac{66.512 N/m^2}{997 kg/m^3} \left(1,16 \frac{m}{dst}\right)$$

$$K_L = 0,29$$

#### 4.3.2 Head loss Minor pada Elbow 45°

Analisis *Head loss* minor pada *elbow 45°* didapatkan dari grafik hubungan nilai *losses coefficient* ( $K_L$ ) dengan biangan *Reynolds* yang diperoleh melalui eksperimen dan dihitung dengan menggunakan teori yang sudah ada. Dengan variasi kenaikan debit 2 L/min dimulai dari 10 L/min hingga mencapai debit maksimal. Dari analisis ini dapat diketahui performa pipa serta karakteristik aliran dalam pipa yang melewati *elbow 45°*. Gambar 4.4 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) pada *elbow 45°* dengan bilangan *Reynolds* (Re)



**Gambar 4.4.** Grafik hubungan *loss coefficient* ( $K_L$ ) dengan bilangan *Reynolds* (Re) *Elbow*  $45^\circ$

Gambar 4.4 menunjukkan *trendline* parabolik menurun, dimana nilai *loss coefficient* menurun seiring dengan bertambahnya bilangan *Reynolds* hingga membentuk garis lurus hingga debit maksimal. Data hasil eksperimen untuk nilai debit 10 L/min memiliki bilangan *Reynolds* sebesar  $1.2 \times 10^4$  dan nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) sebesar 0.877. Selanjutnya nilai  $K_L$  menurun tajam pada debit 12 L/min dan pada debit 20 L/min meningkat dan kembali menurun hingga debit maksimal pada *Reynolds*  $7.9 \times 10^4$  mempunyai  $K_L$  0.14. Namun pada debit 28 L/min nilai  $K_L$  mengalami penurunan yang sangat perlahan dan cenderung konstan hingga debit maksimal. Ini diakibatkan oleh besar nilai  $\Delta p$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran ( $V$ ).

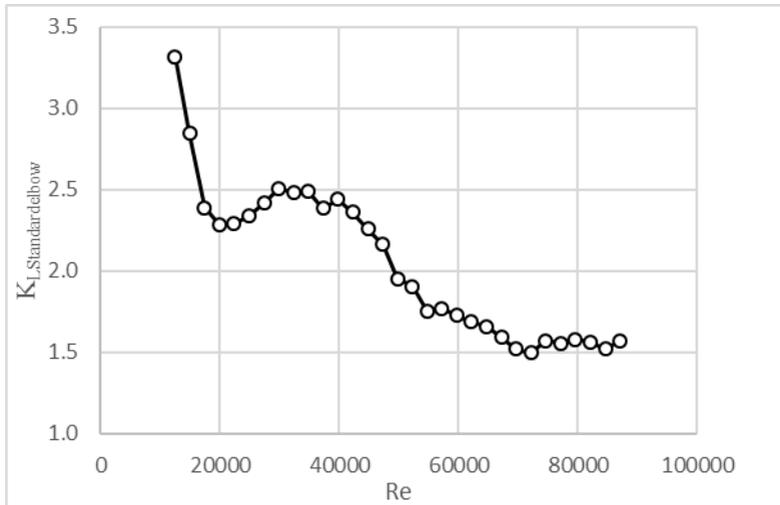
Nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) didapatkan dari persamaan *Head loss* Minor yang berasal dari persamaan Bernoulli dimana  $h_{lm} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = K_L \cdot \frac{\Delta p}{\rho g}$  sehingga  $\Delta p = \rho K_L \frac{v^2}{2}$ . Nilai  $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ . Nilai  $K_L$  dipengaruhi oleh perubahan nilai  $\Delta p$  yang didapatkan dari eksperimen menggunakan manometer raksa didapatkan nilai perbedaan ketinggian pada saat pembacaan *Rotameter* sebagai pengatur debit serta nilai kuadrat dari kecepatan ( $V$ ) yang dipengaruhi oleh perubahan debit ( $Q$ ). Berdasarkan persamaan  $Q = V A$ , diketahui nilai kecepatan ( $V$ ) berbanding lurus dengan nilai debit ( $Q$ ), semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula, dimana persamaan *Reynolds* adalah  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ , dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran ( $Q$ ) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Selanjutnya untuk mencari nilai  $K_L$  telah diketahui bahwa nilai  $V$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$  atau memiliki arti jika  $Re$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$ , dimana semakin besar nilai  $Re$  maka nilai  $K_L$  akan menurun.

Penurunan secara kontinyu ini disebabkan karena semakin besar variasi debit yang digunakan maka nilai bilangan *Reynolds* akan tinggi. Berdasarkan teori di atas bahwa nilai  $Re$  berbalik dengan nilai  $K_L$  dimana semakin tinggi nilai  $Re$  maka nilai  $K_L$  akan semakin kecil. Dari data yang diperoleh, dapat dilihat pada grafik nilai  $K_L$  menurun perlahan hingga tidak berubah secara asimtotik hingga debit 64 L/min bilangan *Reynolds*  $7,9 \times 10^4$  hal ini disebabkan karena nilai  $\Delta P$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran, hal tersebut yang menyebabkan nilai  $K_L$  cenderung konstan. Nilai  $K_L$  *Elbow*  $45^\circ$  dapat

ditentukan pada bilangan *Reynolds* yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dengan meratakan nilai  $K_L$  Elbow  $45^\circ$  pada debit 28 L/min sampai 64 L/min pada  $Re=3.7 \times 10^4$  dan  $7.9 \times 10^4$  maka nilai  $K_L$  elbow  $45^\circ$  adalah 0,18.

#### 4.3.3 Head loss Minor pada Elbow $90^\circ$

Analisis *Head loss* minor pada elbow  $90^\circ$  didapatkan dari grafik hubungan nilai *losses coefficient* ( $K_{L\text{standardelbow}}$ ) dengan bilangan *Reynolds* yang diperoleh melalui eksperimen dan dihitung dengan menggunakan teori yang sudah ada. Dengan variasi kenaikan debit 2 L/min dimulai dari 10 L/min hingga mencapai debit maksimal. Dari analisis ini dapat diketahui performa pipa serta karakteristik aliran dalam pipa yang melewati elbow  $90^\circ$ . Gambar 4.5 grafik hubungan nilai *loss coefficient* ( $K_{L\text{standardelbow}}$ ) pada elbow  $90^\circ$  dengan bilangan *Reynolds*.



**Gambar 4.5.** Grafik hubungan loss coefficient ( $K_L$ ) dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ) pada Elbow  $90$

Gambar 4.5 menunjukkan *trendline* parabolik menurun, dimana nilai *loss coefficient* menurun seiring dengan bertambahnya bilangan *Reynolds* hingga membentuk garis lurus hingga debit maksimal. Data hasil eksperimen untuk nilai debit 10 L/min memiliki *Reynolds*  $1,2 \times 10^4$  dan nilai *loss coefficient* ( $K_{L\text{standardelbow}}$ ) adalah 3,1. Selanjutnya nilai ( $K_{L\text{standardelbow}}$ ) menurun tajam pada debit 12 L/min dan pada debit 16 L/min meningkat dan kembali menurun hingga debit maksimal pada *Reynolds*  $7.9 \times 10^4$  mempunyai  $K_L=1,5$ . Namun pada debit 28 L/min nilai  $K_L$  mengalami penurunan yang sangat perlahan dan cenderung konstan hingga debit maksimal. Ini diakibatkan oleh besar nilai  $\Delta p$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran ( $V$ ).

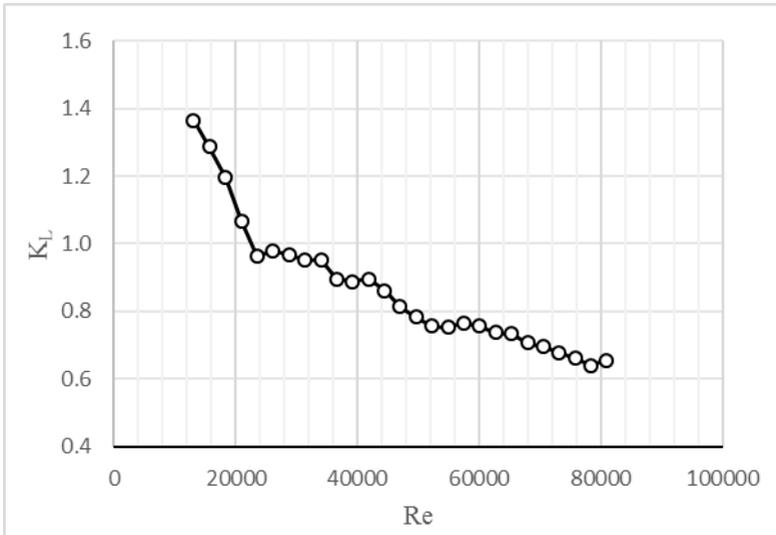
Nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) didapatkan dari persamaan *Head loss* Minor yang berasal dari persamaan Bernoulli dimana  $h_{lm} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = K_L \cdot \frac{\Delta p}{\rho g}$  sehingga  $\Delta p = \rho K_L \frac{v^2}{2}$ . Nilai  $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ . Nilai  $K_L$  dipengaruhi oleh perubahan nilai  $\Delta p$  yang didapatkan dari eksperimen menggunakan manometer raksa didapatkan nilai perbedaan ketinggian pada saat pembacaan *Rotameter* sebagai pengatur debit serta nilai kuadrat dari kecepatan ( $V$ ) yang dipengaruhi oleh perubahan debit ( $Q$ ). Berdasarkan persamaan  $Q = V A$ , diketahui nilai kecepatan ( $V$ ) berbanding lurus dengan nilai debit ( $Q$ ), semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula, dimana persamaan *Reynolds* adalah  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ , dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran ( $Q$ ) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Selanjutnya untuk

mencari nilai  $K_L$  telah diketahui bahwa nilai  $V$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$  atau memiliki arti jika  $Re$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$ , dimana semakin besar nilai  $Re$  maka nilai  $K_L$  akan menurun.

Penurunan secara kontinyu ini disebabkan karena semakin besar variasi debit yang digunakan maka nilai bilangan Reynolds akan tinggi. Berdasarkan teori di atas bahwa nilai  $Re$  berbalik dengan nilai  $K_L$  dimana semakin tinggi nilai  $Re$  maka nilai  $K_L$  akan semakin kecil. Dari data yang diperoleh, dapat dilihat pada grafik nilai  $K_L$  menurun perlahan hingga tidak berubah secara asimtotik hingga debit 64 L/min bilangan Reynolds  $7,9 \times 10^4$  hal ini disebabkan karena nilai  $\Delta P$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran, hal tersebut yang menyebabkan nilai  $K_L$  cenderung konstan. Nilai  $K_L$  dapat ditentukan pada bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  Elbow  $90^\circ$  pada debit 28 L/min sampai 64 L/min pada  $Re=3.7 \times 10^4$  dan  $7.9 \times 10^4$  maka nilai  $K_L$  elbow  $90^\circ$  adalah 1,3

#### **4.3.4 Head loss Minor pada Long radius Elbow $90^\circ$**

Analisis *Head loss* minor pada *long radius elbow*  $90^\circ$  didapatkan dari grafik hubungan nilai *losses coefficient* ( $K_L$ ) dengan bilangan Reynolds yang diperoleh melalui eksperimen dan dihitung dengan menggunakan teori yang sudah ada. Dengan variasi kenaikan debit 2 L/min dimulai dari 10 L/min hingga mencapai debit maksimal. Dari analisis ini dapat diketahui performa pipa serta karakteristik aliran dalam pipa yang melewati *long radius elbow*  $90^\circ$ . Gambar 4.6 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) pada *long radius elbow*  $90^\circ$  dengan bilangan Reynolds ( $Re$ )



**Gambar 4.6.** Grafik hubungan *loss coefficient* ( $K_L$ ) dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ) pada *Long radius Elbow*  $90^\circ$ .

Gambar 4.6 menunjukkan *trendline* parabola menurun, dimana nilai *loss coefficient* menurun seiring dengan bertambahnya bilangan *Reynolds* hingga membentuk garis lurus hingga debit maksimal. Data hasil eksperimen untuk nilai debit 10 L/min memiliki *Reynolds*  $1.3 \times 10^4$  dan nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) adalah 52.3 . Selanjutnya nilai  $K_L$  menurun tajam pada debit 12 L/ min selanjutnya nilai  $K_L$  turun hingga pada debit 44 L/min pada  $Re$   $5.7 \times 10^4$  nilai  $K_L$  mengalami penurunan yang sangat perlahan dan cenderung konstan hingga debit maksimal. Ini diakibatkan oleh besar nilai  $\Delta p$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran ( $V$ ).

Nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) didapatkan dari persamaan *Head loss* Minor yang berasal dari persamaan ernoulli

dimana  $h_{lm} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = K_L \cdot \frac{\Delta p}{\rho g}$  sehingga  $\Delta p = \rho K_L \frac{v^2}{2}$ .

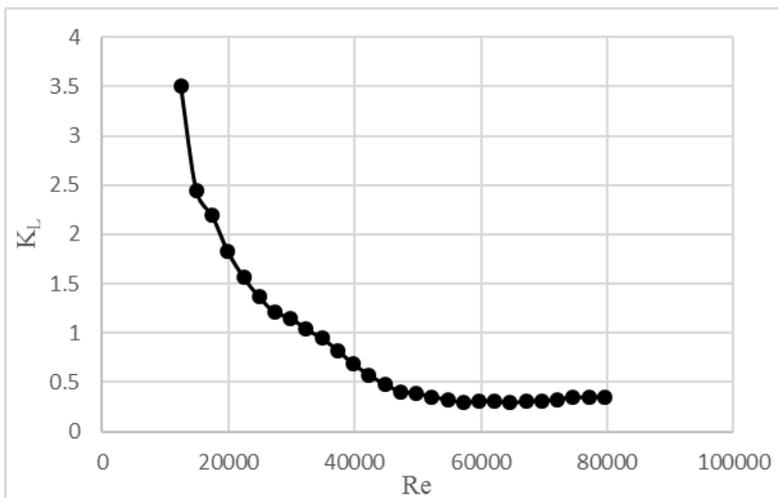
Nilai  $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ . Nilai  $K_L$  dipengaruhi oleh perubahan nilai  $\Delta p$  yang didapatkan dari eksperimen menggunakan manometer raksa didapatkan nilai perbedaan ketinggian pada saat pembacaan *Rotameter* sebagai pengatur debit serta nilai kuadrat dari kecepatan (V) yang dipengaruhi oleh perubahan debit (Q). Berdasarkan persamaan  $Q = V A$ , diketahui nilai kecepatan (V) berbanding lurus dengan nilai debit (Q), semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula, dimana persamaan *Reynolds* adalah  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ , dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran (Q) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Selanjutnya untuk mencari nilai  $K_L$  telah diketahui bahwa nilai V berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$  atau memiliki arti jika *Re* berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$ , dimana semakin besar nilai *Re* maka nilai  $K_L$  akan menurun.

Penurunan secara kontinyu ini disebabkan karena semakin besar variasi debit yang digunakan maka nilai bilangan *Reynolds* akan tinggi. Berdasarkan teori diatas bahwa nilai *Re* berbalik dengan nilai  $K_L$  dimana semakin tinggi nilai *Re* maka nilai  $K_L$  akan semakin kecil. Dari data yang diperoleh, dapat dilihat pada grafik nilai  $K_L$  menurun perlahan hingga tidak berubah secara asimtotik hingga debit 62 L/min bilangan *Reynolds*  $8 \times 10^4$  hal ini disebabkan karena nilai  $\Delta P$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran, hal tersebut yang menyebabkan nilai  $K_L$  cenderung konstan. Nilai  $K_L$  dapat ditentukan pada bilangan *Reynolds* yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  Long

*Radius Elbow* 90° pada debit 44 L/min sampai 62 L/min pada  $Re=5,7 \times 10^4$  dan  $8 \times 10^4$  maka nilai  $K_L$  long radius elbow 90° adalah 0,33.

#### 4.3.5 Head loss Minor pada Sudden contraction

Analisis *Head loss* minor pada *sudden contraction* didapatkan dari grafik hubungan nilai *losses coefficient* ( $K_L$ ) dengan biangan *Reynolds* yang diperoleh melalui eksperimen dan dihitung dengan menggunakan teori yang sudah ada. Dengan variasi kenaikan debit 2 L/min dimulai dari 10 L/min hingga mencapai debit maksimal. Dari analisis ini dapat diketahui performa pipa serta karakteristik aliran dalam pipa yang melewati *sudden enlargement*. Gambar 4.7 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) pada *sudden contraction* dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ).



**Gambar 4.7.** Grafik hubungan *loss coefficient* ( $K_L$ ) *sudden contraction* dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ )

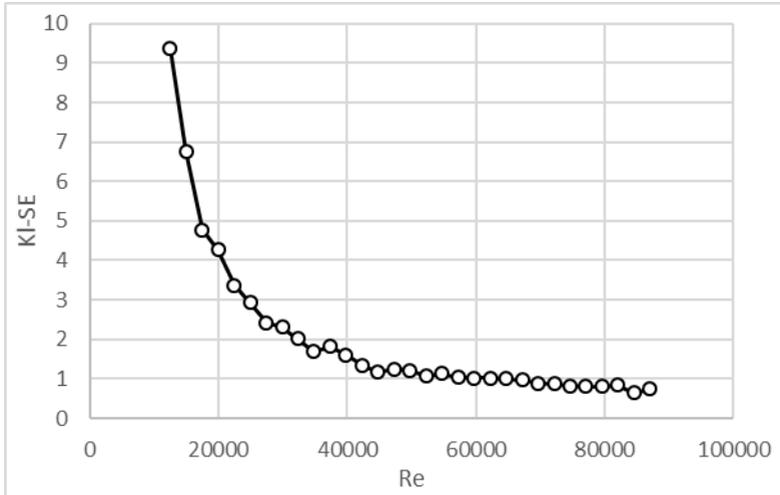
Gambar 4.7 menunjukkan *trendline* parabolik menurun, dimana nilai *loss coefficient* menurun seiring dengan bertambahnya bilangan *Reynolds* hingga membentuk garis lurus hingga debit maksimal. Data hasil eksperimen untuk nilai debit 10 L/min memiliki *Reynolds*  $1.2 \times 10^4$  dan nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) adalah 3,5. Selanjutnya nilai  $K_L$  menurun tajam pada debit 12 L/min dan nilai  $K_L$  terhenti dan cenderung konstan pada debit 36 dengan  $Re$   $4.4 \times 10^4$  nilai  $K_L$  mengalami penurunan yang sangat perlahan yaitu  $K_L = 0.48$  dan cenderung konstan hingga debit maksimal 64 L/min nilai  $K_L = 0.35$ .

Nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) didapatkan dari persamaan *Head loss* Minor yang berasal dari persamaan bernoulli dimana  $h_{lm} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = K_L \cdot \frac{\Delta p}{\rho g}$  sehingga  $\Delta p = \rho K_L \frac{v^2}{2}$ . nilai  $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ . Nilai  $K_L$  dipengaruhi oleh perubahan nilai  $\Delta p$  yang didapatkan dari eksperimen menggunakan manometer raksa didapatkan nilai perbedaan ketinggian pada saat pembacaan *Rotameter* sebagai pengatur debit serta nilai kuadrat dari kecepatan ( $V$ ) yang dipengaruhi oleh perubahan debit ( $Q$ ). Berdasarkan persamaan  $Q = V A$ , diketahui nilai kecepatan ( $V$ ) berbanding lurus dengan nilai debit ( $Q$ ), semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula, dimana persamaan *Reynolds* adalah  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ , dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran ( $Q$ ) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Selanjutnya untuk mencari nilai  $K_L$  telah diketahui bahwa nilai  $V$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$  atau memiliki arti jika  $Re$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$ , dimana semakin besar nilai  $Re$  maka nilai  $K_L$  akan menurun.

Penurunan secara kontinyu ini disebabkan karena semakin besar variasi debit yang digunakan maka nilai bilangan Reynolds akan tinggi. Berdasarkan teori diatas bahwa nilai  $Re$  berbalik dengan nilai  $K_L$  dimana semakin tinggi nilai  $Re$  maka nilai  $K_L$  akan semakin kecil. Dari data yang diperoleh, dapat dilihat pada grafik nilai  $K_L$  menurun perlahan hingga tidak berubah secara asimtotik hingga debit 64 L/min bilangan Reynolds  $7,9 \times 10^4$  hal ini disebabkan karena nilai  $\Delta P$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran, hal tersebut yang menyebabkan nilai  $K_L$  cenderung konstan. Nilai  $K_L$  *Sudden contraction* dapat ditentukan pada bilangan *Reynolds* yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  *Sudden contraction* pada debit 36 L/min sampai 64 L/min pada  $Re = 4.4 \times 10^4$  dan  $7.9 \times 10^4$  maka nilai  $K_L$  *Sudden contraction* adalah 0,34.

#### **4.3.6 Head loss Minor pada Sudden enlargement**

Analisis *Head loss* minor pada *sudden enlargement* didapatkan dari grafik hubungan nilai *losses coefficient* ( $K_L$ ) dengan biangan *Reynolds* yang diperoleh melalui eksperimen dan dihitung dengan menggunakan teori yang sudah ada. Dengan variasi kenaikan debit 2 L/min dimulai dari 10 L/min hingga mencapai debit maksimal. Dari analisis ini dapat diketahui performa pipa serta karakteristik aliran dalam pipa yang melewati *sudden enlargement*. Gambar 4.8 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) pada *sudden enlargement* dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ )



**Gambar 4.8.** Grafik hubungan *sudden enlargement loss coefficient* ( $K_L$ ) dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ).

Gambar 4.8 menunjukkan *trendline* parabola menurun, dimana nilai *loss coefficient* menurun seiring dengan bertambahnya bilangan *Reynolds* hingga membentuk garis lurus hingga debit maksimal. Data hasil eksperimen untuk nilai debit 10 L/min memiliki *Reynolds*  $1.2 \times 10^4$  dan nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) adalah 10. Selanjutnya nilai  $K_L$  menurun tajam hingga debit 28 L/min dan nilai  $K_L$  terhenti dan cenderung konstan pada debit 32 dengan  $Re$   $3.9 \times 10^4$  nilai  $K_L$  mengalami penurunan yang sangat perlahan yaitu  $K_L = 1,5$  dan cenderung konstan hingga debit maksimal 70 L/min nilai  $K_L = 0,5$ .

Nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) didapatkan dari persamaan *Head loss Minor* yang berasal dari persamaan Bernoulli dimana 
$$h_{lm} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = K_L \cdot \frac{\Delta p}{\rho g}$$
 sehingga  $\Delta p = \rho K_L \frac{\bar{v}^2}{2}$ . nilai  $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho \bar{v}^2}$ . Nilai  $K_L$  dipengaruhi oleh perubahan nilai  $\Delta p$  yang didapatkan dari eksperimen menggunakan manometer raksa didapatkan nilai perbedaan ketinggian pada saat pembacaan *Rotameter* sebagai pengatur debit serta nilai kuadrat dari kecepatan ( $V$ ) yang

dipengaruhi oleh perubahan debit ( $Q$ ). Berdasarkan persamaan  $Q = VA$ , diketahui nilai kecepatan ( $V$ ) berbanding lurus dengan nilai debit ( $Q$ ), semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula, dimana persamaan *Reynolds* adalah  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ , dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran ( $Q$ ) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Selanjutnya untuk mencari nilai  $K_L$  telah diketahui bahwa nilai  $V$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$  atau memiliki arti jika  $Re$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$ , dimana semakin besar nilai  $Re$  maka nilai  $K_L$  akan menurun.

Penurunan secara kontinyu ini disebabkan karena semakin besar variasi debit yang digunakan maka nilai bilangan *Reynolds* akan tinggi. Berdasarkan teori diatas bahwa nilai  $Re$  berbalik dengan nilai  $K_L$  dimana semakin tinggi nilai  $Re$  maka nilai  $K_L$  akan semakin kecil. Dari data yang diperoleh, dapat dilihat pada grafik nilai  $K_L$  menurun perlahan hingga tidak berubah secara asimtotik hingga debit 70 L/min bilangan *Reynolds*  $8,7 \times 10^4$  hal ini disebabkan karena nilai  $\Delta P$  disepanjang pipa lebih besar dari nilai kuadrat kecepatan aliran, hal tersebut yang menyebabkan nilai  $K_L$  cenderung konstan. Nilai  $K_L$  *Sudden contraction* dapat ditentukan pada bilangan *Reynolds* yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Nilai  $K_L$  *Sudden enlargement* dapat ditentukan pada bilangan *Reynolds* yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dengan merata-ratakan nilai  $K_L$  *Sudden enlargement* pada debit 38 L/min sampai 70 L/min pada  $Re = 4,7 \times 10^4$  dan  $8,7 \times 10^4$  maka nilai  $K_L$  *Sudden enlargement* adalah 0,96.

#### 4.3.7 Analisis *Discharge coefficient* pada *Venturi*

Analisa dilakukan untuk mendapatkan grafik hubungan nilai *discharge coefficient* terhadap *Reynolds*. *Discharge coefficient* adalah suatu perbandingan antara nilai *actual flow* dengan *theoretical flow*. Berikut merupakan contoh untuk mendapatkan perhitungan analisis pada venturi dengan nilai debit

32 L/min dan  $Reynolds = 3 \times 10^4$ . Untuk dapat menentukan nilai dari *coefficient of discharge* ( $C_d$ ) dari venturimeter, digunakan persamaan sebagai berikut.

Perhitungan *Coefficient of discharge*

Berdasarkan persamaan Bernoulli :

$$\frac{\rho_1}{\gamma} + \alpha_1 \cdot \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{\rho_2}{\gamma} + \alpha_2 \cdot \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2$$

Dengan asumsi  $z_1 = z_2$  dan asumsi  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ , maka

$$\frac{\rho_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2 \cdot g} = \frac{\rho_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho \cdot g} = \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = \bar{V}_2 - \bar{V}_1$$

Berdasarkan hukum kontinuitas diketahui bahwa  $Q = \bar{V}_1 \cdot A_1 = \bar{V}_2 \cdot A_2$ , dapat dituliskan bahwa  $\bar{V}_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot \bar{V}_1$  sehingga :

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \left(\frac{A_1}{A_2}\right) \cdot \bar{V}_1^2 - \bar{V}_1^2 = \bar{V}_1^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]$$

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = \bar{V}_1^2 A_1^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]$$

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = Q^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]$$

$$Q = A_1 \frac{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]}}$$

Karena adanya pengaruh viskositas dan perubahan luasan penampang pada venturimeter, maka digunakan koefisien sebagai

faktor perkalian. Koefisien ini disebut sebagai coefficient of discharge ( $C_d$ ). Persamaan di atas kemudian dapat dituliskan :

$$Q = C_d \cdot A_1 \frac{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]}}$$

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Jika  $\frac{D_2}{D_1} = \beta$ , maka :

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{1}{\beta}\right) - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Berdasarkan pengambilan data pada nilai debit  $Q = 20$  L/min selisih ketinggian menunjukkan head antara *inlet* dan *outlet* venturi, yang didapatkan dengan melihat perbedaan ketinggian berdasarkan pengamatan pada manometer raksa pada debit yang telah ditentukan. Nilai  $\Delta h$  dapat dihitung :

$$h_{inlet} = 7,5$$

$$h_{outlet} = 11,85$$

$$\Delta h = (h_2 - h_1)$$

$$\Delta h = (11,5 - 7,5)$$

$$\Delta h = 4,35 \text{ m}$$

Nilai dari *Pressure drop* dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\Delta p = (SG_{HG})\rho(H2_o)g\Delta h$$

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \cdot 4,35 \text{ m}$$

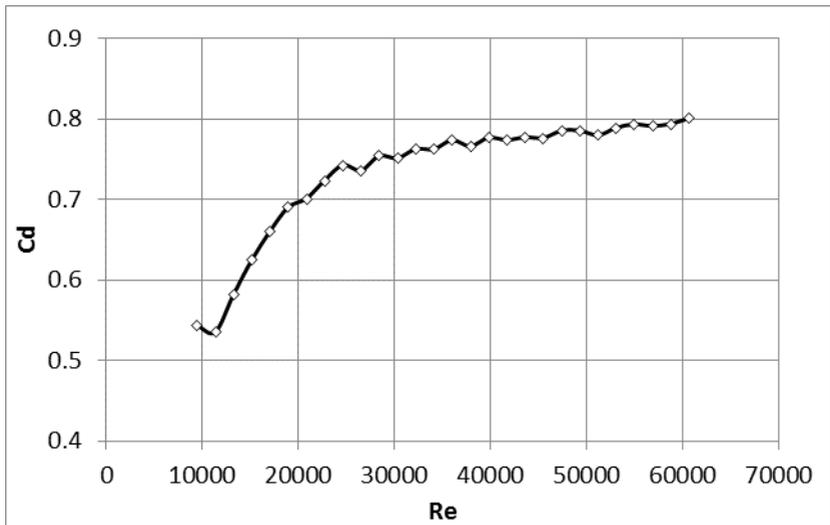
$$\Delta p = 5786,59 \text{ N/m}^2$$

Dengan menggunakan persamaan 4.1 maka nilai  $C_d$  Venturi adalah sebagai berikut :

$$C_d = \frac{0,00016 \text{ m}^3/\text{det} \sqrt{\left[\left(\frac{1}{0,5}\right) - 1\right]}}{\frac{1}{4} \pi (0,0125)^2 \sqrt{\frac{(5786,59 \text{ N/m}^2)}{997 \text{ kg/m}^3}}}$$

$$C_d = 0,68$$

Berikut merupakan grafik hubungan grafik hubungan  $C_d - Re$  ditunjukkan pada gambar 4.9 sebagai berikut :



**Gambar 4.9.** Grafik hubungan  $C_d - Re$  pada Venturi

Dapat di lihat gambar 4.9 menunjukkan *trendline* yang meningkat, dengan bertambahnya bilangan *Reynolds* hingga membentuk garis lurus hingga debit maksimal. Data hasil eksperimen untuk nilai debit 10 L/min memiliki

*Reynolds*  $9,4 \times 10^4$  dan nilai *discharge coefficient* ( $C_d$ ) adalah 0,5. Selanjutnya nilai  $C_d$  meningkat secara perlahan seiring dengan seperti membentuk garis lurus sampai mencapai debit maksimal 64 L/min dengan menghasilkan *discharge coefficient* 0,8.

Untuk mendapatkan nilai *discharge coefficient* ( $C_d$ ) didapatkan dari persamaan yang berasal dari persamaan bernoulli dan kontinuitas dimana

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Dari persamaan tersebut diketahui nilai  $C_d$  dipengaruhi oleh perubahan nilai  $\Delta p$  yang didapatkan dari eksperimen menggunakan manometer raksa didapatkan nilai perbedaan ketinggian pada saat pembacaan *Rotameter* sebagai pengatur debit serta nilai kuadrat dari kecepatan ( $V$ ) yang dipengaruhi oleh perubahan debit ( $Q$ ). Berdasarkan persamaan  $Q = V A$ , diketahui nilai kecepatan ( $V$ ) berbanding lurus dengan nilai debit ( $Q$ ), semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula, dimana persamaan *Reynolds* adalah  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ , dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran ( $Q$ ) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Selanjutnya untuk mencari nilai  $C_d$  telah diketahui bahwa nilai  $V$  berbanding lurus dengan nilai  $C_d$  dimana semakin besar nilai  $Re$  berbanding lurus dengan nilai  $C_d$ . Selanjutnya untuk mencari nilai  $C_d$  telah diketahui bahwa nilai  $V$  berbanding lurus dengan nilai  $C_d$  dimana semakin besar nilai  $Re$  berbanding lurus dengan nilai  $C_d$ . Dapat terlihat pada grafik yang menyatakan hubungan  $C_d$  dengan  $Re$  memiliki *trendline* yang meningkat. Dimana pada debit awal 10 L/min *Reynolds*  $Re$   $9,4 \times 10^3$  menghasilkan *coefficient of discharge* 0,54. Kenaikan ini

dikarenakan Reynolds berfungsi sebagai pembagi pada fungsi penjumlahan fungsi nilai  $C_d$  artinya semakin besar Reynolds maka nilai  $C_d$  juga akan semakin tinggi. Lalu menurun pada debit 12 L/min Reynolds  $Re$   $1,3 \times 10^4$  penurunan ini disebabkan karena pada saat pembacaan alat ukur manometer raksa, kepekaan dari alat ukur dirasa kurang baik untuk mendeteksi tekanan yang rendah. Kemudian *trendline* cenderung naik sesuai dengan teori dimana semakin besar nilai bilangan Reynolds maka nilai dari *coefficient of discharge venturi* akan semakin naik pula. Namun pada saat debit 20 L/min didapatkan peningkatan nilai  $C_d$  sangat perlahan sampai mencapai debit maksimal 36 L/min hal ini disebabkan dikarenakan besar nilai  $\Delta P$  disepanjang pipa lebih besar, sehingga  $Re$  semakin besar, nilai  $C_d$  orifice cenderung konstan.

Secara eksperimen telah didapatkan trend grafik  $C_d$  Venturi dengan  $Re$  sudah sesuai teori yang ada. Dimana hasil grafik yang didapatkan dimana Nilai  $C_d$  venturi naik seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds. Ini sesuai dengan dapat ditentukan pada bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dengan merata- ratakan nilai  $C_d$  Venturi pada debit 32 L/min sampai 64 L/min pada  $Re = 3 \times 10^4$  dan  $6 \times 10^4$  maka nilai  $C_d$  Venturi adalah 0,78

#### 4.3.8 Analisa coefficient of discharge pada Orifice

Analisa *coefficient of discharge* pada orifice dilakukan pada Line II dengan variasi debit 10 L/ min hingga 36 L/min. *Coefficient of discharge* adalah suatu fungsi dari pada bilangan Reynolds adalah fungsi laju aliran (V) yang dihitung menggunakan  $C_d$ . Analisa secara kuantitatif lewat nilai *discharge of coefficient* dari orifice yang didapatkan lewat eksperimen secara kuantitatif berupa grafik hubungan *discharge of coefficient*

dengan bilangan *Reynolds*. Analisa nilai  $C_d$  didapatkan dari persamaan 3.6 :

Berdasarkan persamaan Bernoulli :

$$\frac{\rho_1}{\gamma} + \alpha_1 \cdot \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{\rho_2}{\gamma} + \alpha_2 \cdot \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2$$

Dengan asumsi  $z_1 = z_2$  dan asumsi  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ , maka

$$\frac{\rho_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} = \frac{\rho_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{\rho_1 - \rho_2}{\rho \cdot g} = \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \cdot g}$$

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2$$

Berdasarkan hukum kontinuitas diketahui bahwa  $Q = \bar{V}_1 \cdot A_1 = \bar{V}_2 \cdot A_2$ , dapat dituliskan bahwa  $\bar{V}_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot \bar{V}_1$  sehingga :

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \left(\frac{A_1}{A_2}\right) \cdot \bar{V}_1^2 - \bar{V}_1^2 = \bar{V}_1^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]$$

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = \bar{V}_1^2 A_1^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]$$

$$A_1^2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = Q^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]$$

$$Q = A_1 \frac{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]}}$$

Karena adanya pengaruh viskositas dan perubahan luasan penampang pada venturimeter, maka digunakan koefisien sebagai faktor perkalian. Koefisien ini disebut sebagai coefficient of discharge ( $C_d$ ). Persamaan di atas kemudian dapat dituliskan :

$$Q = C_d \cdot A_1 \frac{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]}}$$

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Jika  $\frac{D_2}{D_1} = \beta$ , maka :

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{1}{\beta}\right) - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Berdasarkan pengambilan data pada nilai debit  $Q = 10$  L/min selisih ketinggian menunjukkan *head* antara *inlet* dan *outlet orifice*, yang didapatkan dengan melihat perbedaan ketinggian berdasarkan pengamatan pada manometer raksa pada debit yang telah ditentukan . Nilai  $\Delta h$  dapat dihitung :

$$h_{inlet} = 9$$

$$h_{outlet} = 13,5$$

$$\Delta h = (h_2 - h_1)$$

$$\Delta h = (13,5 - 9)$$

$$\Delta h = 4,5 \text{ m}$$

Nilai dari *Pressure drop* dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$\Delta p = (SG_{HG})\rho(H2_o)g\Delta h$$

$$\Delta p = 13,6 \cdot 997 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \cdot 4,5 \text{ m}$$

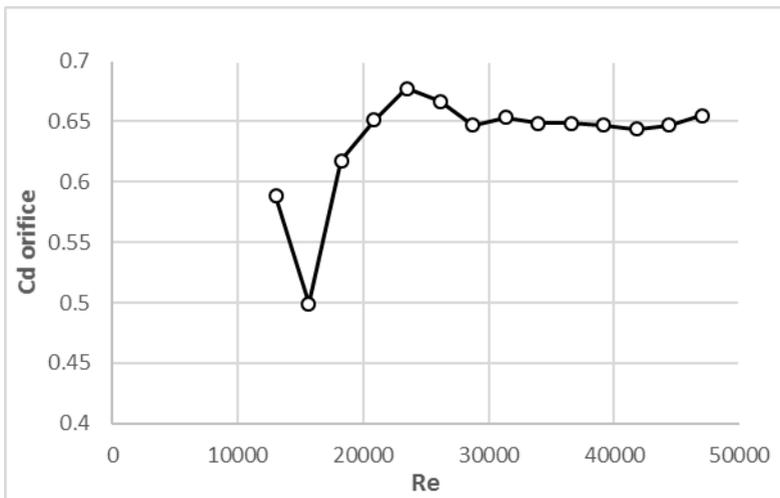
$$\Delta p = 5985,75 \text{ N/m}^2$$

Dengan menggunakan persamaan berikut maka nilai  $C_d$  adalah sebagai berikut :

$$C_d = \frac{0,00016 \text{ m}^3/\text{det} \sqrt{\left[\left(\frac{1}{0,5}\right) - 1\right]}}{\frac{1}{4} \pi (0,0190) \sqrt{\frac{(5985,59 \text{ N/m}^2)}{997 \text{ kg/m}^3}}}$$

$$C_d = 0,033$$

Grafik hubungan  $C_d$  orifice dan Re ditunjukkan pada gambar 4.10 sebagai berikut :



**Gambar 4.10** Grafik hubungan  $C_d - Re$  pada Orifice

Gambar 4.10 menunjukkan grafik hubungan nilai discharge coefficient ( $C_d$ ) pada orifice dengan bilangan Reynolds (Re). Dari data hasil eksperimen pada debit 10 L/min didapatkan nilai Re  $1,3 \times 10^4$  nilai *coefficient of discharge* 0,58. Kemudian turun saat debit 12 L/min pada nilai bilangan Reynolds Re  $1,5 \times$

$10^4$  menghasilkan *coefficient of discharge* 0,49. Kemudian pada debit 12 L/min Re  $1,8 \times 10^4$   $C_d$  yang didapatkan adalah 0,61 lalu naik secara perlahan membentuk garis lurus sampai mencapai debit maksimal 36 L/min Re  $4,7 \times 10^4$  nilai *coefficient of discharge* 0,65.

Untuk mendapatkan nilai *discharge coefficient* ( $C_d$ ) didapatkan dari persamaan yang berasal dari persamaan Bernoulli dan kontinuitas dimana

$$C_d = \frac{Q \sqrt{\left[\left(\frac{A_1}{A_2}\right) - 1\right]}}{A_1 \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$$

Dari persamaan tersebut diketahui nilai  $C_d$  dipengaruhi oleh perubahan nilai  $\Delta p$  yang didapatkan dari eksperimen menggunakan manometer raksa didapatkan nilai perbedaan ketinggian pada saat pembacaan *Rotameter* sebagai pengatur debit dari kecepatan (V) yang dipengaruhi oleh perubahan debit (Q). Berdasarkan persamaan  $Q = V A$ , diketahui nilai kecepatan (V) berbanding lurus dengan nilai debit (Q). Semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula, dimana persamaan *Reynolds* adalah  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ , dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran (Q) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Selanjutnya untuk mencari nilai  $C_d$  telah diketahui bahwa nilai V berbanding lurus dengan nilai  $C_d$  dimana semakin besar nilai Re berbanding lurus dengan nilai  $C_d$ . Dapat terlihat pada grafik yang menyatakan hubungan  $C_d$  dengan Re memiliki *trendline* yang meningkat. Dimana pada debit awal 10 L/min Reynolds Re  $1,3 \times 10^4$  menghasilkan *coefficient of discharge* 0,58. Kenaikan ini dikarenakan Reynolds berfungsi sebagai pembagi pada fungsi penjumlahan fungsi nilai  $C_d$  artinya semakin besar Reynolds maka nilai  $C_d$  juga akan semakin tinggi. Lalu menurun pada debit

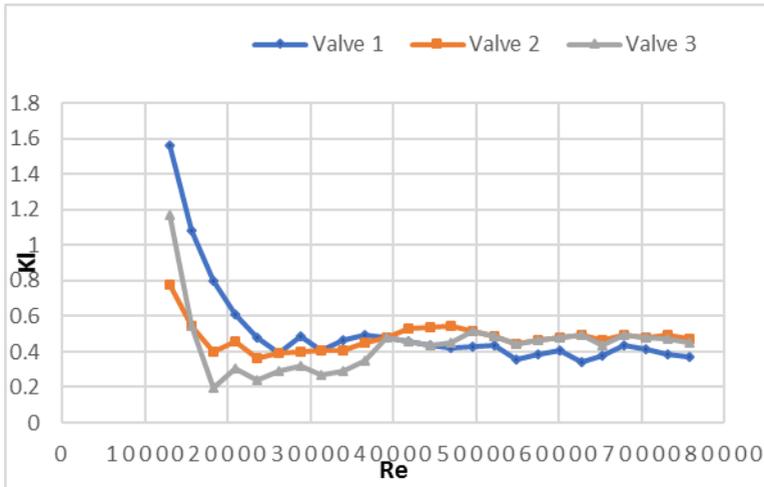
12 L/min Reynolds  $Re$   $1,5 \times 10^4$  penurunan ini disebabkan karena pada saat pembacaan alat ukur manometer raksa, kepekaan dari alat ukur dirasa kurang baik untuk mendeteksi tekanan yang rendah. Kemudian *trendline* cenderung naik sesuai dengan teori dimana semakin besar nilai bilangan Reynolds maka nilai dari *coefficient of discharge orifice* akan semakin naik pula. Namun pada saat debit 20 L/min didapatkan peningkatan nilai  $C_d$  sangat perlahan sampai mencapai debit maksimal 36 L/min hal ini disebabkan dikarenakan besar nilai  $\Delta P$  disepanjang pipa lebih besar, sehingga  $Re$  semakin besar, nilai  $C_d$  orifice cenderung konstan.

Secara eksperimen telah didapatkan trend grafik  $C_d$  Orifice dengan  $Re$  sudah sesuai teori yang ada. Dimana hasil grafik yang didapatkan dimana Nilai  $C_d$  Orifice naik seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds. Ini sesuai dengan dapat ditentukan pada bilangan Reynolds yang tinggi dimana profil aliran sudah berkembang penuh. Dengan merata- ratakan nilai  $C_d$  Orifice pada debit 24 L/min sampai 36 L/min pada  $Re = 3,1 \times 10^4$  dan  $4,7 \times 10^4$  maka nilai  $C_d$  Orifice adalah 0,64

#### 4.3.9 Analisis Loss coefficient Pada Valve

Analisis *Head loss* minor pada didapatkan dari grafik hubungan nilai *losses coefficient* ( $K_L$ ) dengan biangan Reynolds yang diperoleh melalui eksperimen dan dihitung dengan menggunakan teori yang sudah ada. Dengan variasi kenaikan debit 2 L/min dimulai dari 20 L/min hingga mencapai debit maksimal. Pada eksperimen ini dilakukan pengujian terhadap tiga *ball valve* yang berbeda merk pada *Line III*. Dari analisis ini dapat diketahui performa pipa serta karakteristik aliran dalam pipa yang melewati *ball valve*. Gambar 4.11 menunjukkan grafik hubungan nilai *loss*

*coefficient* ( $K_L$ ) pada 3 *ball valve merk* berbeda dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ )



**Gambar 4.11.** Grafik hubungan *loss coefficient* ( $K_L$ ) 3 *ball valve merk* berbeda dengan bilangan *Reynolds* ( $Re$ )

Gambar 4.11 diatas menunjukkan grafik hubungan nilai *loss coefficient* pada 3 *ball valve* dengan merk berbeda. *Trendline* terlihat cenderung menurun hingga hingga seperti membentuk garis lurus atau konstan. Pada *valve* 1 saat debit debit 10 L/min  $Re$   $1,3 \times 10^4$  nilai  $K_L = 1,5$  kemudian turun drastis hingga pada debit 22 L/min  $Re$   $2,8 \times 10^4$  nilai  $K_L = 0,4$  nilai  $K_L$  menurun hingga mencapai debit maksimal yaitu 58 L/min  $Re$   $7,5 \times 10^4$  nilai  $K_L = 0,37$ . Pada *valve* II, pada saat debit 10 L/min  $Re$   $1,3 \times 10^4$  nilai  $K_L = 0,7$  kemudian mengalami penurunan drastis pada debit 14 L/min  $Re$   $1,8 \times 10^4$  nilai  $K_L = 0,37$  *trendline* berbentuk parabolik menurun hingga membentuk garis mendekati konstan pada debit maksimal 58 L/min  $Re$   $7,5 \times 10^4$   $K_L = 0,47$  Untuk *valve* ke III pada saat debit awal 10 L/min  $Re$   $1,3 \times 10^4$  nilai  $K_L =$

1,17 kemudian turun drastis hingga debit 14 L/min Re  $1,8 \times 10^4$  nilai  $K_L = 0,19$  kemudian baik terus hingga debit 38 L/min Re  $4,9 \times 10^4$  nilai  $K_L = 0,51$  lalu perlahan turun dan mendekati konstan pada Re  $7,5 \times 10^4$  nilai  $K_L = 0$ ,

Nilai *loss coefficient* ( $K_L$ ) didapatkan dari persamaan *Head loss* Minor yang berasal dari persamaan Bernoulli dimana  $h_{lm} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = K_L \cdot \frac{\Delta p}{\rho g}$  sehingga  $\Delta p = \rho K_L \frac{v^2}{2}$ . nilai  $K_L = 2 \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ . Nilai  $K_L$  dipengaruhi oleh perubahan nilai  $\Delta p$  yang didapatkan dari eksperimen menggunakan manometer raksa didapatkan nilai perbedaan ketinggian pada saat pembacaan *Rotameter* sebagai pengatur debit serta nilai kuadrat dari kecepatan ( $V$ ) yang dipengaruhi oleh perubahan debit ( $Q$ ). Berdasarkan persamaan  $Q = V A$ , diketahui nilai kecepatan ( $V$ ) berbanding lurus dengan nilai debit ( $Q$ ), semakin besar kecepatan aliran dalam pipa maka nilai bilangan *Reynolds* akan semakin besar pula, dimana persamaan *Reynolds* adalah  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$ , dapat disimpulkan bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran ( $Q$ ) maka semakin besar pula nilai *Reynolds*. Selanjutnya untuk mencari nilai  $K_L$  telah diketahui bahwa nilai  $V$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$  atau memiliki arti jika  $Re$  berbanding terbalik dengan nilai  $K_L$ , dimana semakin besar nilai  $Re$  maka nilai  $K_L$  akan menurun.

Dari eksperimen yang telah dilakukan pada 3 ball valve merk berbeda untuk mengetahui *loss coefficient* terlihat grafik cenderung menurun sudah sesuai dengan teori. Dimana nilai  $K_L$  tergantung dari nilai kecepatan aliran ( $V$ ). Pada eksperimen ini nilai  $K_L$  menurun karena variasi debit yang di atur dengan *Rotameter* meningkat sehingga kecepatan aliran semakin naik. Jika nilai kecepatan aliran naik, maka nilai  $K_L$  akan semakin kecil

dikarenakan nilai kecepatan aliran ( $V$ ) sebagai fungsi pembagi semakin besar. Pada *valve* I memiliki grafik hubungan *loss coefficient* yang paling rendah dibandingkan dengan *valve* II dan III. Ini dapat disebabkan karena permukaan *valve* dalam yang dilewati fluida memiliki kekasaran yang berbeda. Dari pengamatan kekasaran permukaan dalam *valve* dapat dilihat bahwa *valve* I memiliki permukaan yang lebih halus dibandingkan dengan *valve* II dan III. Kekasaran permukaan ini disebabkan karena berbagai faktor salah satunya dalam proses pembuatan *valve* itu sendiri. Biasanya dalam dunia pasar, *valve* dengan permukaan yang halus harganya lebih mahal dibandingkan dengan yang memiliki permukaan kasar. Namun secara keseluruhan nilai *loss coefficient* dari tiga *ball valve* ini memiliki nilai yang cenderung tidak berbeda jauh. Karena *ball valve* yang digunakan pada eksperimen ini memiliki material yang sama yaitu terbuat dari kuningan. Untuk kedepannya dapat dilakukan eksperimen dengan menggunakan *valve* dengan material yang berbeda agar dapat dilihat perbedaan yang lebih signifikan.

#### 4.4. Perhitungan Pompa

##### 4.4.1 Perhitungan Head Pompa

Dalam contoh ini, perhitungan dilakukan pada nilai debit  $Q = 20 \text{ L/min}$  dengan impeller terpotong 0% dari diameter asli. Persamaan 3.7 digunakan untuk dapat menentukan nilai head dari pompa. Ada beberapa parameter yang diperlukan untuk memperoleh nilai *head* dari pompa, yaitu :

- Kecepatan fluida pada pipa discharge dan suction,  $\overline{V}_D$  dan  $\overline{V}_s$   
 Berdasarkan persamaan  $Q = VA$ , maka nilai  $V$  dapat dihitung sebagai berikut :  $V = \frac{4Q}{\pi D^2}$  dimana  $D_{dis} = 1 \text{ in}$  dan  $D_{suc} = 1 \text{ in}$ , Sehingga  $\Delta V = 0$
- Perhitungan *Head* Pompa ( $H_p$ )

$H_p$  dapat dihitung dengan data awal pada nilai  $Q = 20$  L/min, diketahui

$$P_{\text{dis}} = 1.79 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \left| \frac{1000000 \text{cm}^2}{\text{m}^2} \right| \left| \frac{9,80665 \text{ N}}{\text{Kg}} \right| = 175539.0 \text{ N/m}^2$$

$$P_{\text{suc}} = 0 \quad h_g = 0.2$$

Maka

$$H_p = \frac{(175539.0) \text{ N/m}^2}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} + 0.2 \text{ m}$$

$$H_p = 18.04 \text{ m}$$

Data hasil perhitungan dengan variasi debit minimum hingga maksimal tertera pada tabel pada lampiran.

#### 4.4.2 Perhitungan Daya Pompa

Perhitungan terhadap daya pompa berkaitan dengan efisiensi pompa melibatkan daya hidrolik ( $WHP$ ) dan daya input ( $P_{\text{in}}$ ). Perhitungan terhadap daya pompa meliputi :

- o Daya Hidrolik ( $WHP$ )

$$WHP = 997 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 20 \frac{\text{L}}{\text{min}} \left| \frac{10^{-3} \text{m}^3}{1\text{L}} \right| \left| \frac{1 \text{ min}}{60\text{s}} \right| 18.04 \text{ m} = 58.51 \text{ watt}$$

- o Daya Input ( $P_{\text{in}}$ )

Berdasarkan persamaan 2.14,  $P_{\text{in}}$  dapat dihitung dengan data awal pada nilai  $Q = 20$  Liter / Menit, diketahui

$$V = 97 \text{ Volt}$$

$$I = 1,97 \text{ Ampere}$$

maka

$$P_{\text{in}} = (97 \text{ Volt} \cdot 1,97 \text{ Ampere})$$

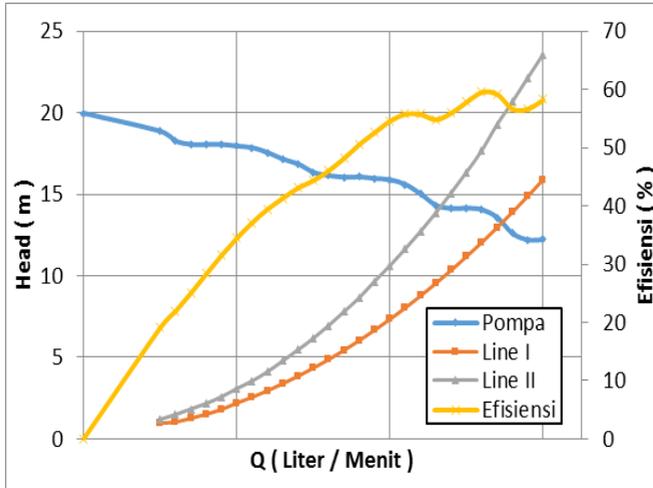
$$P_{\text{in}} = 169.6 \text{ watt}$$

- o Efisiensi Pompa ( $\eta_p$ )

Berdasarkan nilai  $WHP$  dan  $P_{\text{in}}$  diatas, efisiensi pompa adalah:

$$\eta_p = \frac{WHP}{P_{\text{in}}} = \frac{58,51}{169,6} \times 100\% = 34,49\%$$

Data hasil perhitungan, menampilkan perhitungan daya pompa beserta efisiensi dengan variasi debit minimal hingga maksimal tertera pada tabel pada lampiran.



**Gambar 4.12.** kurva karakteristik kerja pompa

Gambar 4.12 diatas menunjukkan performa kerja dari pompa yang digunakan pada eksperimen ini. Gambar 4.12 menampilkan empat buah kurva, dimana kelima kurva tersebut terdiri dari kurva *head pipeline I*, kurva *head pipeline II*, kurva  $Q - H$  pompa dan kurva efisiensi pompa. Dari graif diatas terlihat kurva  $Q - H$  menurun seiring dengan bertambahnya debit air yang dialirkan dengan mengatur *Rotameter*. Pada saat nilai debit minimal yaitu 0 L/min  $H_p$  yang dihasilkan sebesar 19,95 m dan terus menurun hingga debit maksimal pompa 62 L/min  $H_p$  yang dihasilkan adalah sebesar 15,8 m . Kemudian untuk kurva efisiensi didapatkan trendline yang meningkat seiring dengan debit yang bertambah. Pompa memiliki efisiensi

tertinggi yaitu sebesar 59,55% . Dan untuk kurva  $H_{pi}$  Line I dan II memiliki trendline meningkat dan parabolik terbuka keatas seiring dengan bertambahnya debit. Kurva *head pipeline* didapatkan dari operasi penjumlahan head loss total yang terjadi pada masing masing pipeline yang digunakan. *Head Loss* tersebut meliputi *head loss* mayor dan *head loss* minor yang terjadi di sepanjang aliran pipa. *Head loss* mayor didapatkan lewat hasil eksperimen. Dari eksperimen didapatkan perubahan tekanan pada titik *inlet* dan *outlet* pipa.

## BAB V KESIMPULAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil eksperimen yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa:

1. Analisa 2 buah pipeline yang dimiliki oleh sistem perpipaan *CUSSONS Friction Loss in pipe*, hasil mendapatkan ilai  $f$  akan semakin turun seiring dengan peningkatan nilai Reynolds. Pada debit tinggi penurunan ini semakin lama akan semakin kecil hingga mencapai sebuah nilai konstan.
2. Nilai *losses coefficient* pada *fitting* akan semakin turun seiring peningkatan nilai Reynolds. Pada debit yang tinggi penurunan nilai ini akan mencapai sebuah nilai konstan.
3. Analisa terhadap *venturimeter* diperoleh nilai  $C_d$  : 0,78
4. Analisa terhadap *orifice* diperoleh nilai  $C_d$  : 0,65
5. Analisa pada 3 buah *ball valve* yang berbeda merk didapatkan hasil, grafik yang memiliki *trendline* yang hampir sama yaitu menurun. Valve II memiliki nilai *losses coefficient* yang paling rendah dibandingkan Valve I dan III.
6. Pada saat nilai debit minimal yaitu 0 L/min  $H_p$  yang dihasilkan sebesar 19,95 m dan terus menurun hingga debit maksimal pompa 62 L/min  $H_p$  yang dihasilkan adalah sebesar 15,8 m . Kemudian untuk kurva efisiensi didapatkan *trendline* yang meningkat seiring dengan debit yang bertambah. Pompa memiliki efisiensi tertinggi yaitu sebesar 59,55%

## 5.2 Saran

Untuk meningkatkan kembali performa dari sistem perpipaan perlu dilakukan perbaikan – perbaikan . Saran – saran tersebut sebagai berikut :

1. Perlu dilakukan perbaikan di setiap fitting perpipaan karena masih terjadi kebocoran.
2. Alat ukur, khususnya manometer perlu diganti karena kemampuan pembacaan dari manometer sendiri kurang baik.
3. Sambungan pada pipa perlu di perbaiki karena masih sering terjadi kebocoran.

**DAFTAR PUSTAKA**

- Fox, J Pritchard Philip., and Alan T., McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*, Seventh Edition, John Willey & Sons Inc, 2010.
- Karrasik, Igor J.2001 *Pump Handbook 3rd* ed Mc Graw Hill.
- Khetagurov. M., 1966. *Marine Auxilary Machine and System*, Peace Publisher, Moscow.
- Larock. B.E., Jeppson, R.W., and Watters, G.Z 1984. *Hydraulics of Pipeline System*. CRC Press, Boca Raton, Florida.
- Napitupulu, Fernando.2015. “**Analisa Pengujian Karakteristik Aliran Pada Friction Loss in Pipe Apparatus & Single Stage Centrifugal Pump Modifikasi Line pipa dengan penambahan Globe Valve, Gate Valve, dan Ball Valve**”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- Sihombing, Kenan. 2014. “**Analisis dan Pengujian Karakteristik Performa Cussons Friction Loss In Pipe Apparatus dan Single Stage Centrifugal Pump**”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- Westway, C.R., and A.W Loomis, editors, *Cameron Hydraulic Data*, 16<sup>th</sup> Ed., Ingersoll- Rand Co.,1984

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## LAMPIRAN

### A.1 Friction Factor dengan variasi debit (Q) pada Line I

Debit ( Q ) (Liter/Me nit)	V (Meter/De tik)	RATA RATA			$\Delta P$	Re	f
		H1 ( cm )	H2 ( cm )	$\Delta H$ (cm)			
10	0,5847482	9,85	9,9	0,05	66,512 55	24873 ,5	0,0049 56
12	0,7016979	9,85	9,9	0,05	66,512 55	29848 ,2	0,0034 41
14	0,8186475	9,85	9,9	0,05	66,512 55	34823	0,0025 28
16	0,9355972	9,825	9,875	0,05	66,512 55	39797 ,7	0,0019 36
18	1,0525468	9,775	9,825	0,05	66,512 55	44772 ,4	0,0015 3
20	1,1694964	9,737 5	9,8	0,0625	83,140 68	49747 ,1	0,0015 49
22	1,2864461	9,7	9,75	0,05	66,512 55	54721 ,8	0,0010 24
24	1,4033957	9,625	9,675	0,05	66,512 55	59696 ,5	0,0008 6
26	1,5203454	9,5	9,6	0,1	133,02 51	64671 ,2	0,0014 66
28	1,637295	9,475	9,575	0,1	133,02 51	69645 ,9	0,0012 64
30	1,7542447	9,35	9,45	0,1	133,02 51	74620 ,6	0,0011 01
32	1,8711943	9,275	9,375	0,1	133,02 51	79595 ,3	0,0009 68
34	1,9881439	9,2	9,3	0,1	133,02 51	84570	0,0008 57

36	2,1050936	9,125	9,225	0,1	133,02 51	89544 ,7	0,0007 65
38	2,2220432	8,975	9,1	0,125	166,28 14	94519 ,4	0,0008 58
40	2,3389929	8,925	9,05	0,125	166,28 14	99494 ,2	0,0007 74
42	2,4559425	8,837 5	8,9625	0,125	166,28 14	10446 9	0,0007 02
44	2,5728922	8,625	8,775	0,15	199,53 76	10944 4	0,0007 68
46	2,6898418	8,55	8,7	0,15	199,53 76	11441 8	0,0007 03
48	2,8067915	8,437 5	8,6	0,1625	216,16 58	11939 3	0,0006 99
50	2,9237411	8,275	8,45	0,175	232,79 39	12436 8	0,0006 94
52	3,0406907	8,125	8,3	0,175	232,79 39	12934 2	0,0006 41
54	3,1576404	8	8,2	0,2	266,05 02	13431 7	0,0006 8
56	3,27459	7,85	8,0625	0,2125	282,67 83	13929 2	0,0006 72
58	3,3915397	7,75	8	0,25	332,56 27	14426 7	0,0007 37
60	3,5084893	7,525	7,8	0,275	365,81 9	14924 1	0,0007 57
62	3,625439	7,4	7,7	0,3	399,07 53	15421 6	0,0007 74
64	3,7423886	7,275	7,575	0,3	399,07 53	15919 1	0,0007 26

$D = 0,0381 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

**A.2 Friction Factor** dengan variasi debit (Q) pada *Line II*

Debit (Q) (Liter/ Menit)	V (Meter/Detik)	Pengambilan			$\Delta P$	Re	f
		H1	H2	$\Delta H$ (m)			
10	0,58474822	9	11	2	2660,501 822	12730,55 153	0,1014 55
12	0,701697864	8,9	11,5	2,6	3458,652 369	15276,66 183	0,0915 91
14	0,818647508	8,5	11,9	3,4	4522,853 098	17822,77 214	0,0879 97
16	0,935597151	8,2 5	11,1	2,85	3791,215 097	20368,88 244	0,0564 74
18	1,052546795	8	11,4	3,4	4522,853 098	22914,99 275	0,0532 33
20	1,169496439	7,5	11,8	4,3	5720,078 918	25461,10 305	0,0545 32
22	1,286446083	7,5	12,4	4,9	6518,229 465	28007,21 336	0,0513 56
24	1,403395727	7,1	12,8	5,7	7582,430 194	30553,32 366	0,0501 99
26	1,520345371	6,5 5	13,1	6,55	8713,143 468	33099,43 397	0,0491 52
28	1,637295015	5,8	13,7	7,9	10508,98 22	35645,54 427	0,0511 16
30	1,754244659	5	14	9	11972,25 82	38191,65 458	0,0507 28
32	1,871194303	4,5	14,9	10,4	13834,60 948	40737,76 488	0,0515 2
34	1,988143947	3,6	15,6	12	15963,01 093	43283,87 519	0,0526 58

36	2,105093591	2,7	16,2	13,5	17958,38 73	45829,98 549	0,0528 41
38	2,222043235	1,5	17,1	15,6	20751,91 421	48376,09 58	0,0548 03
40	2,338992879	0,8	17,9	17,1	22747,29 058	50922,20 61	0,0542 15
42	2,455942523	0	18,8	18,8	25008,71 713	53468,31 641	0,0540 63
44	2,572892167	-1,1	20	21,1	28068,29 423	56014,42 671	0,0552 87
46	2,68984181	-3,6	21,4	25	33256,27 278	58560,53 702	0,0599 33
48	2,806791454	-4,8	23	27,8	36980,97 533	61106,64 732	0,0612 08
50	2,923741098	-5,7	24,3	30	39907,52 734	63652,75 763	0,0608 73
52	3,040690742	-6,7	25,2	31,9	42435,00 407	66198,86 794	0,0598 45
54	3,157640386	-7,7	26,4	34,1	45361,55 607	68744,97 824	0,0593 21
56	3,27459003	-8	27,7	35,7	47489,95 753	71291,08 855	0,0577 48
58	3,391539674	-9,5	30,1	39,6	52677,93 608	73837,19 885	0,0597 15
60	3,508489318	- 10,7	31,1	41,8	55604,48 809	76383,30 916	0,0589

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

**A.3 Loss Coefficient** dengan variasi debit (Q) pada *Elbow 45°*

Debit ( Q ) (Liter/M enit)	v (Meter/D etik)	RATA RATA			$\Delta P$	Re	Kf
		H1 ( cm )	H2 ( cm )	$\Delta H$ (cm)			
10	0,584748 22	10,05	9,825	0,112 5	149,653 228	12436,7 6957	0,87797 6938
12	0,701697 864	10,05	9,825	0,112 5	149,653 228	14924,1 2348	0,60970 6207
14	0,818647 508	10,07 5	9,8	0,137 5	182,909 5	17411,4 7739	0,54749 1288
16	0,935597 151	10,05	9,75	0,15	199,537 637	19898,8 3131	0,45727 9655
18	1,052546 795	10,05	9,75	0,15	199,537 637	22386,1 8522	0,36130 7382
20	1,169496 439	10	9,7	0,15	199,537 637	24873,5 3914	0,29265 8979
22	1,286446 083	10	9,625	0,187 5	249,422 046	27360,8 9305	0,30233 3656
24	1,403395 727	10	9,6	0,2	266,050 182	29848,2 4696	0,27098 0536
26	1,520345 371	9,975	9,5	0,237 5	315,934 591	32335,6 0088	0,27418 7407
28	1,637295 015	9,95	9,45	0,25	332,562 728	34822,9 5479	0,24885 9676
30	1,754244 659	9,95	9,45	0,25	332,562 728	37310,3 087	0,21678 4429
32	1,871194 303	9,9	9,3	0,3	399,075 273	39797,6 6262	0,22863 9828
34	1,988143 947	9,9	9,3	0,3	399,075 273	42285,0 1653	0,20253 2166
36	2,105093 591	9,825	9,175	0,325	432,331 546	44772,3 7044	0,19570 8165

38	2,222043 235	9,825	9,1	0,362 5	482,215 955	47259,7 2436	0,19591 6676
40	2,338992 879	9,75	8,95	0,4	532,100 364	49747,0 7827	0,19510 5986
42	2,455942 523	9,7	8,9	0,4	532,100 364	52234,4 3218	0,17696 6881
44	2,572892 167	9,625	8,725	0,45	598,612 91	54721,7 861	0,18140 0194
46	2,689841 81	9,55	8,65	0,45	598,612 91	57209,1 4001	0,16596 9175
48	2,806791 454	9,5	8,55	0,475	631,869 183	59696,4 9393	0,16089 4694
50	2,923741 098	9,45	8,4	0,525	698,381 728	62183,8 4784	0,16388 9028
52	3,040690 742	9,45	8,3	0,575	764,894 274	64671,2 0175	0,16595 5536
54	3,157640 386	9,437 5	8,15	0,643 75	856,349 024	67158,5 5567	0,17229 0094
56	3,274590 03	9,3	8	0,65	864,663 092	69645,9 0958	0,16175 879
58	3,391539 674	9,25	7,85	0,7	931,175 638	72133,2 6349	0,16239 4995
60	3,508489 318	9,2	7,75	0,725	964,431 911	74620,6 1741	0,15716 8711
62	3,625438 962	9,1	7,6	0,75	997,688 183	77107,9 7132	0,15226 7939
64	3,742388 606	9	7,5	0,75	997,688 183	79595,3 2523	0,14289 9892

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

**A.4 Loss Coefficient** dengan variasi debit (Q) pada *Elbow 90°*

Debit ( Q ) (Liter/M enit)	V (Meter/D etik)	Pengambilan 3			$\Delta P$	Re	Kl
		H1 ( cm )	H2 ( cm )	$\Delta H$ ( cm )			
10	0,584748 22	9,4	9,6	0,2	27,11 84	266,05010 822	0,159096 668
12	0,701697 864	9,45	9,7	4,975	674,5 702	6617,998 283	2,748284 45
14	0,818647 508	9,5	9,7	4,95	671,1 804	6584,742 01	2,009001 288
16	0,935597 151	9,5	9,7	4,95	671,1 804	6584,742 01	1,538141 611
18	1,052546 795	9,5	9,7	4,95	671,1 804	6584,742 01	1,215321 767
20	1,169496 439	9,4	9,55	4,85	657,6 212	6451,716 919	0,964523 548
22	1,286446 083	9,5	9,5	4,75	644,0 62	6318,691 828	0,780691 293
24	1,403395 727	9,55	9,2	4,425	599,9 946	5886,360 282	0,611113 502
26	1,520345 371	9,7	9	4,15	562,7 068	5520,541 281	0,488351 458
28	1,637295 015	9,8	9	4,1	555,9 272	5454,028 736	0,416005 317
30	1,754244 659	9,8	8,8	3,9	528,8 088	5187,978 554	0,344709 447
32	1,871194 303	9,85	8,6	3,675	498,3 006	4888,672 099	0,285488 405
34	1,988143 947	9,9	8,5	3,55	481,3 516	4722,390 735	0,244287 703
36	2,105093 591	9,95	8,3	3,325	450,8 434	4423,084 28	0,204088 125

38	2,222043 235	9,95	8,1	3,125	423,7 25	4157,034 098	0,172152 731
40	2,338992 879	10	8	3	406,7 76	3990,752 734	0,149153 126
42	2,455942 523	10,1	7,8	2,75	372,8 78	3658,190 006	0,124012 425
44	2,572892 167	10,1	7,6	2,55	345,7 596	3392,139 824	0,104776 989
46	2,689841 81	10,1	7,3	2,25	305,0 82	2993,064 55	0,084585 894
48	2,806791 454	10,1	7,1	2,05	277,9 636	2727,014 368	0,070778 682
50	2,923741 098	10,2	6,9	1,8	244,0 656	2394,451 64	0,057274 8
52	3,040690 742	10,3	6,6	1,45	196,6 084	1928,863 821	0,042657 206
54	3,157640 386	10,3	6,3	1,15	155,9 308	1529,788 548	0,031371 942
56	3,274590 03	10,3	6,2	1,05	142,3 716	1396,763 457	0,026634 487
58	3,391539 674	10,4	6,1	0,9	122,0 328	1197,225 82	0,021282 253
60	3,508489 318	10,5	5,5	0,25	33,89 8	332,5627 278	0,005524 19
62	3,625438 962	10,5	5,4	0,15	20,33 88	199,5376 367	0,003104 123

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

**A.5 Loss Coefficient** dengan variasi debit (Q) pada *Long Elbow*  $90^\circ$

Debit ( Q )	V (Meter/D	Pengambilan 3			$\Delta P$	Re	Kl
		H1 (	H2 (	$\Delta H$			

(Liter/M enit)	etik	cm)	cm )	(cm)			
10	0,584748	9,8	9,1	0,175	232,793 9095	13056,9 7592	1,36574 1904
12	0,701698	9,95	9	0,237 5	315,912 411	15668,3 7111	1,28706 7182
14	0,818648	10,1	8,9	0,3	399,047 256	18279,7 6629	1,19444 2584
16	0,935597	10,2	8,8	0,35	465,555 132	20891,1 6148	1,06691 0954
18	1,052547	10,3	8,7	0,4	532,063 008	23502,5 5666	0,96341 871
20	1,169496	10,5	8,5	0,5	665,078 76	26113,9 5185	0,97546 1444
22	1,286446	10,6	8,2	0,6	798,094 512	28725,3 4703	0,96739 9779
24	1,403396	10,8	8	0,7	931,110 264	31336,7 4222	0,94836 5292
26	1,520345	10,9	7,6	0,825	1097,37 9954	33948,1 374	0,95237 3599
28	1,637295	11	7,4	0,9	1197,14 1768	36559,5 3259	0,89583 1938
30	1,754245	11,2	7,1	1,025	1363,41 1458	39170,9 2777	0,88875 376
32	1,871194	11,4	6,7	1,175	1562,93 5086	41782,3 2296	0,89544 3122
34	1,988144	11,5	6,4	1,275	1695,95 0838	44393,7 1814	0,86070 1274
36	2,105094	11,7	6,3	1,35	1795,71 2652	47005,1 1333	0,81288 4536
38	2,222043	11,9	6,1	1,45	1928,72 8404	49616,5 0851	0,78361 1686

40	2,338993	12	5,8	1,55	2061,74 4156	52227,9 037	0,75598 2619
42	2,455943	12,2	5,4	1,7	2261,26 7784	54839,2 9888	0,75205 6442
44	2,572892	12,4	4,8	1,9	2527,29 9288	57450,6 9407	0,76585 8158
46	2,689842	12,6	4,4	2,05	2726,82 2916	60062,0 8925	0,75602 8718
48	2,806791	12,8	4,1	2,175	2893,09 2606	62673,4 8444	0,73667 6611
50	2,923741	13	3,6	2,35	3125,87 0172	65284,8 7962	0,73354 7006
52	3,040691	13,1	3,3	2,45	3258,88 5924	67896,2 7481	0,70706 5248
54	3,15764	13,3	2,9	2,6	3458,40 9552	70507,6 6999	0,69580 2401
56	3,27459	13,5	2,6	2,725	3624,67 9242	73119,0 6518	0,67809 5009
58	3,39154	13,6	2,2	2,85	3790,94 8932	75730,4 6036	0,66113 3202
60	3,508489	13,9	2,1	2,95	3923,96 4684	78341,8 5554	0,63946 9169
62	3,625439	14,1	1,2	3,225	4289,75 8002	80953,2 5073	0,65470 6172

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

**A.6 Loss Coefficient** dengan variasi debit (Q) pada *Sudden Contraction*

Debit (Q) (Liter/Menit)	V (Meter/Detik)	Pengambilan 3			$\Delta P$	Re	Kf
		H1 (cm)	H2 (cm)	$\Delta H$ (cm)			

10	0,584748	9,85	9,4	0,45	598,61 29	12436, 77	3,5119 08
12	0,701698	9,85	9,4	0,45	598,61 29	14924, 12	2,4388 25
14	0,818648	9,9	9,35	0,55	731,63 8	17411, 48	2,1899 65
16	0,935597	9,9	9,3	0,6	798,15 05	19898, 83	1,8291 19
18	1,052547	9,9	9,25	0,65	864,66 31	22386, 19	1,5656 65
20	1,169496	9,9	9,2	0,7	931,17 56	24873, 54	1,3657 42
22	1,286446	9,9	9,15	0,75	997,68 82	27360, 89	1,2093 35
24	1,403396	9,95	9,1	0,85	1130,7 13	29848, 25	1,1516 67
26	1,520345	9,95	9,05	0,9	1197,2 26	32335, 6	1,0390 26
28	1,637295	9,95	9	0,95	1263,7 38	34822, 95	0,9456 67
30	1,754245	9,9	8,95	0,95	1263,7 38	37310, 31	0,8237 81
32	1,871194	9,8	8,9	0,9	1197,2 26	39797, 66	0,6859 19
34	1,988144	9,75	8,9	0,85	1130,7 13	42285, 02	0,5738 41
36	2,105094	9,7	8,9	0,8	1064,2 01	44772, 37	0,4817 43
38	2,222043	9,65	8,9	0,75	997,68 82	47259, 72	0,4053 45
40	2,338993	9,65	8,85	0,8	1064,2 01	49747, 08	0,3902 12

42	2,455943	9,5	8,7	0,8	1064,2 01	52234, 43	0,3539 34
44	2,572892	9,5	8,7	0,8	1064,2 01	54721, 79	0,3224 89
46	2,689842	9,5	8,7	0,8	1064,2 01	57209, 14	0,2950 56
48	2,806791	9,4	8,5	0,9	1197,2 26	59696, 49	0,3048 53
50	2,923741	9,4	8,4	1	1330,2 51	62183, 85	0,3121 7
52	3,040691	9,35	8,35	1	1330,2 51	64671, 2	0,2886 18
54	3,15764	9,35	8,2	1,15	1529,7 89	67158, 56	0,3077 8
56	3,27459	9,35	8,1	1,25	1662,8 14	69645, 91	0,3110 75
58	3,39154	9,4	8	1,4	1862,3 51	72133, 26	0,3247 9
60	3,508489	9,4	7,8	1,6	2128,4 01	74620, 62	0,3468 55
62	3,625439	9,4	7,7	1,7	2261,4 27	77107, 97	0,3451 41
64	3,742389	9,4	7,55	1,85	2460,9 64	79595, 33	0,3524 86

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

**A.7 Loss Coefficient** dengan variasi debit (Q) pada *Sudden Enlargement*

Debit ( Q ) (Liter/Me nit)	v (Meter/D etik)	Pengambilan 1			$\Delta P$	Re	Kl
		H1 ( cm )	H2 ( cm )	$\Delta H$ ( cm )			

10	0,58475	14,2	15,5	1,3	1729,326 185	12436,76 957	10,14551 129
12	0,7017	14,2	15,5	1,3	1729,326 185	14924,12 348	7,045493 948
14	0,81865	14,2	15,5	1,3	1729,326 185	17411,47 739	5,176281 268
16	0,9356	14,1	15,5	1,4	1862,351 276	19898,83 131	4,267943 449
18	1,05255	14,1	15,5	1,4	1862,351 276	22386,18 522	3,372202 232
20	1,1695	14	15,5	1,5	1995,376 367	24873,53 914	2,926589 794
22	1,28645	14	15,5	1,5	1995,376 367	27360,89 305	2,418669 251
24	1,4034	13,9	15,6	1,7	2261,426 549	29848,24 696	2,303334 56
26	1,52035	13,9	15,6	1,7	2261,426 549	32335,60 088	1,962604 595
28	1,6373	13,8	15,6	1,8	2394,451 64	34822,95 479	1,791789 67
30	1,75424	13,7	15,7	2	2660,501 822	37310,30 87	1,734275 433
32	1,87119	13,7	15,7	2	2660,501 822	39797,66 262	1,524265 518
34	1,98814	13,7	15,7	2	2660,501 822	42285,01 653	1,350214 438
36	2,10509	13,6	15,8	2,2	2926,552 005	44772,37 044	1,324793 734
38	2,22204	13,5	15,8	2,3	3059,577 096	47259,72 436	1,243057 53
40	2,33899	13,3	15,9	2,6	3458,652 369	49747,07 827	1,268188 911
42	2,45594	13,3	16	2,7	3591,677 46	52234,43 218	1,194526 446
44	2,57289	13,2	16	2,8	3724,702 551	54721,78 61	1,128712 317



10	0,1666 67	0,33953 1	10,3 5	8,6	1,75	2327,9 39095	9476,8 18411	0,5438 34987
12	0,2	0,40743 7	11	8,4	2,6	3458,6 52369	11372, 18209	0,5354 02926
14	0,2333 33	0,47534 3	11,2	8,2	3	3990,7 52734	13267, 54577	0,5815 05165
16	0,2666 67	0,54324 9	11,4	8	3,4	4522,8 53098	15162, 90946	0,6242 61703
18	0,3	0,61115 5	11,6	7,75	3,85	5121,4 66008	17058, 27314	0,6599 76253
20	0,3333 33	0,67906 1	11,8 5	7,5	4,35	5786,5 91464	18953, 63682	0,6898 76793
22	0,3666 67	0,74696 7	12,2	7,1	5,1	6784,2 79647	20849, 0005	0,7008 47876
24	0,4	0,81487 3	12,4	6,7	5,7	7582,4 30194	22744, 36419	0,7232 02606
26	0,4333 33	0,88277 9	12,7	6,35	6,35	8447,0 93286	24639, 72787	0,7422 88366
28	0,4666 67	0,95068 6	13,3	5,8	7,5	9976,8 81834	26535, 09155	0,7355 52318
30	0,5	1,01859 2	13,6	5,4	8,2	10908, 05747	28430, 45523	0,7537 03439
32	0,5333 33	1,08649 8	14,2	4,8	9,4	12504, 35857	30325, 81891	0,7508 8291
34	0,5666 67	1,15440 4	14,6	4,3	10,3	13701, 58439	32221, 1826	0,7621 60563
36	0,6	1,22231	15,2	3,65	11,5 5	15364, 39802	34116, 54628	0,7620 74934
38	0,6333 33	1,29021 6	15,6	3,1	12,5	16628, 13639	36011, 90996	0,7732 40795
40	0,6666 67	1,35812 2	16,3 75	2,25	14,1 25	18789, 79412	37907, 27364	0,7656 8816

42	0,7	1,42602 8	17,2	2,05	15,1 5	20153, 3013	39802, 63732	0,7762 99207
44	0,7333 33	1,49393 4	17,7 5	1	16,7 5	22281, 70276	41698, 00101	0,7734 48567
46	0,7666 67	1,56184 1	18,1 5	0	18,1 5	24144, 05404	43593, 36469	0,7767 93684
48	0,8	1,62974 7	19	-0,8	19,8	26338, 96804	45488, 72837	0,7760 59127
50	0,8333 33	1,69765 3	19,6	-1,4	21	27935, 26914	47384, 09205	0,7849 58191
52	0,8666 67	1,76555 9	20,4	-2,3	22,7	30196, 69568	49279, 45574	0,7851 93297
54	0,9	1,83346 5	21,6	-3,25	24,8 5	33056, 73514	51174, 81942	0,7793 21633
56	0,9333 33	1,90137 1	22	-4,1	26,1	34719, 54878	53070, 1831	0,7885 9486
58	0,9666 67	1,96927 7	22,7	-5	27,7	36847, 95024	54965, 54678	0,7928 19416
60	1	2,03718 3	23,8	-6	29,8	39641, 47715	56860, 91046	0,7907 3195
62	1,0333 33	2,10508 9	24,6	-7	31,6	42035, 92879	58756, 27415	0,7934 76953
64	1,0666 67	2,17299 5	25,5 5	-7,33	32,8 8	44009, 13431	60651, 63783	0,8005 00324

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

#### A.9 Discharge Coefficient dengan variasi debit (Q) pada Orifice

Debit (Q) (Liter/Me nit)	V (Meter/De tik)	Pengambilan 3			$\Delta P$	Re	Cd
		H1 (cm)	H2 (cm)	$\Delta H$ (cm)			
10	0,584748	9	13,5	4,5	5985,7 09	13056, 98	0,5882 73

12	0,701698	3	12	9	11971,42	15668,37	0,499166
14	0,818648	5	13	8	10641,26	18279,77	0,617686
16	0,935597	5	14,4	9,4	12503,48	20891,16	0,65124
18	1,052547	4	15	11	14631,73	23502,56	0,677269
20	1,169496	2	16	14	18622,21	26113,95	0,667038
22	1,286446	0	18	18	23942,84	28725,35	0,6471
24	1,403396	-1,5	19,5	21	27933,31	31336,74	0,653562
26	1,520345	-3,5	21,5	25	33253,94	33948,14	0,648916
28	1,637295	-5,5	23,5	29	38574,57	36559,53	0,648849
30	1,754245	-8	25,5	33,5	44560,28	39170,93	0,64682
32	1,871194	-11	27,5	38,5	51211,06	41782,32	0,643583
34	1,988144	-13	30	43	57196,77	44393,72	0,647038
36	2,105094	-15	32	47	62517,4	47005,11	0,655297

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

**A.10 Losses Coefficient** dengan variasi debit (Q) pada Valve I

Debit ( Q ) (Liter/Me nit)	V (Meter/D etik)	Pengambilan 3			$\Delta P$	Re	Kl
		H1 ( cm )	H2 ( cm )	$\Delta H$ ( cm )			

10	0,584748	9,2	9,4	0,2	266,03 15	13056,97 592	1,5607 38
12	0,701698	9,4	9,6	0,2	266,03 15	15668,37 111	1,0838 46
14	0,818648	9,5	9,6	0,1	133,01 58	18279,76 629	0,3981 48
16	0,935597	9,4	9,6	0,2	266,03 15	20891,16 148	0,6096 63
18	1,052547	9,4	9,5	0,1	133,01 58	23502,55 666	0,2408 55
20	1,169496	9,3	9,5	0,2	266,03 15	26113,95 185	0,3901 85
22	1,286446	9,2	9,5	0,3	399,04 73	28725,34 703	0,4837
24	1,403396	9,1	9,4	0,3	399,04 73	31336,74 222	0,4064 42
26	1,520345	9	9,4	0,4	532,06 3	33948,13 74	0,4617 57
28	1,637295	8,9	9,4	0,5	665,07 88	36559,53 259	0,4976 84
30	1,754245	8,9	9,3	0,4	532,06 3	39170,92 777	0,3468 31
32	1,871194	8,65	9,2	0,55	731,58 66	41782,32 296	0,4191 44
34	1,988144	8,5	9,1	0,6	798,09 45	44393,71 814	0,4050 36
36	2,105094	8,5	9	0,5	665,07 88	47005,11 333	0,3010 68
38	2,222043	8,3	8,9	0,6	798,09 45	49616,50 851	0,3242 53
40	2,338993	8,1	8,8	0,7	931,11 03	52227,90 37	0,3414 12

42	2,455943	8	8,8	0,8	1064,1 26	54839,29 888	0,3539 09
44	2,572892	7,9	8,8	0,9	1197,1 42	57450,69 407	0,3627 75
46	2,689842	7,8	8,7	0,9	1197,1 42	60062,08 925	0,3319 15
48	2,806791	7,5	8,5	1	1330,1 58	62673,48 444	0,3387 02
50	2,923741	7,3	8,5	1,2	1596,1 89	65284,87 962	0,3745 77
52	3,040691	7	8,5	1,5	1995,2 36	67896,27 481	0,4328 97
54	3,15764	6,95	8,3	1,35	1795,7 13	70507,66 999	0,3612 82
56	3,27459	6,65	8,2	1,55	2061,7 44	73119,06 518	0,3857 05
58	3,39154	6,5	8,1	1,6	2128,2 52	75730,46 036	0,3711 62

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

#### A.11 Losses Coefficient dengan variasi debit (Q) pada Valve II

Debit ( Q ) (Liter/M enit)	V (Meter/D etik)	Pengambilan 3			$\Delta P$	Re	KI
		H1 ( cm )	H2 ( cm )	$\Delta H$ ( cm )			
10	0,584748 22	9,5	9,6	0,1	133,015 752	13056,9 7592	0,78036 9155
12	0,701697 864	9,5	9,6	0,1	133,015 752	15668,3 7111	0,54192 3024
14	0,818647 508	9,45	9,55	0,1	133,015 752	18279,7 6629	0,39814 7528
16	0,935597	9,4	9,55	0,15	199,523	20891,1	0,45724

	151				628	6148	7552
18	1,052546 795	9,5	9,65	0,15	199,523 628	23502,5 5666	0,36128 2016
20	1,169496 439	9,35	9,55	0,2	266,031 504	26113,9 5185	0,39018 4577
22	1,286446 083	9,3	9,55	0,25	332,539 38	28725,3 4703	0,40308 3241
24	1,403395 727	9,2	9,5	0,3	399,047 256	31336,7 4222	0,40644 2268
26	1,520345 371	9,1	9,45	0,35	465,555 132	33948,1 374	0,40403 7284
28	1,637295 015	9	9,45	0,45	598,570 884	36559,5 3259	0,44791 5969
30	1,754244 659	8,95	9,5	0,55	731,586 636	39170,9 2777	0,47689 2261
32	1,871194 303	8,6	9,3	0,7	931,110 264	41782,3 2296	0,53345 5477
34	1,988143 947	8,5	9,3	0,8	1064,12 6016	44393,7 1814	0,54004 7858
36	2,105093 591	8,35	9,25	0,9	1197,14 1768	47005,1 1333	0,54192 3024
38	2,222043 235	8,25	9,2	0,95	1263,64 9644	49616,5 0851	0,51340 076
40	2,338992 879	8,2	9,2	1	1330,15 752	52227,9 037	0,48773 0722
42	2,455942 523	8,1	9,1	1	1330,15 752	54839,2 9888	0,44238 6142
44	2,572892 167	7,85	9	1,15	1529,68 1148	57450,6 9407	0,46354 5727
46	2,689841 81	7,6	8,9	1,3	1729,20 4776	60062,0 8925	0,47943 2846
48	2,806791	7,45	8,9	1,45	1928,72	62673,4	0,49111

	454				8404	8444	7741
50	2,923741 098	7,35	8,85	1,5	1995,23 628	65284,8 7962	0,46822 1493
52	3,040690 742	7,1	8,8	1,7	2261,26 7784	67896,2 7481	0,49061 6702
54	3,157640 386	6,9	8,7	1,8	2394,28 3536	70507,6 6999	0,48170 9355
56	3,274590 03	6,65	8,65	2	2660,31 504	73119,0 6518	0,49768 441
58	3,391539 674	6,5	8,55	2,05	2726,82 2916	75730,4 6036	0,47555 1952

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

#### A.12 Losses Coefficient dengan variasi debit (Q) pada Valve III

Debit ( Q ) (Liter/M enit)	v (Meter/D etik)	Pengambilan 3			$\Delta P$	Re	Kl
		H1 ( cm )	H2 ( cm )	$\Delta H$ ( cm )			
10	0,584748	9,5	9,75	0,25	332,539 38	13056,9 7592	1,95092 2887
12	0,701698	9,5	9,6	0,1	133,015 752	15668,3 7111	0,54192 3024
14	0,818648	9,45	9,5	0,05	66,5078 76	18279,7 6629	0,19907 3764
16	0,935597	9,4	9,5	0,1	133,015 752	20891,1 6148	0,30483 1701
18	1,052547	9,55	9,6	0,05	66,5078 76	23502,5 5666	0,12042 7339
20	1,169496	9,35	9,45	0,1	133,015 752	26113,9 5185	0,19509 2289
22	1,286446	9,3	9,5	0,2	266,031 504	28725,3 4703	0,32246 6593

24	1,403396	9,2	9,4	0,2	266,031 504	31336,7 4222	0,27096 1512
26	1,520345	9,2	9,45	0,25	332,539 38	33948,1 374	0,28859 806
28	1,637295	9	9,35	0,35	465,555 132	36559,5 3259	0,34837 9087
30	1,754245	8,95	9,5	0,55	731,586 636	39170,9 2777	0,47689 2261
32	1,871194	8,6	9,2	0,6	798,094 512	41782,3 2296	0,45724 7552
34	1,988144	8,35	9	0,65	864,602 388	44393,7 1814	0,43878 8885
36	2,105094	8,35	9,1	0,75	997,618 14	47005,1 1333	0,45160 252
38	2,222043	8,25	9,2	0,95	1263,64 9644	49616,5 0851	0,51340 076
40	2,338993	8,2	9,2	1	1330,15 752	52227,9 037	0,48773 0722
42	2,455943	8,1	9,1	1	1330,15 752	54839,2 9888	0,44238 6142
44	2,572892	7,85	9	1,15	1529,68 1148	57450,6 9407	0,46354 5727
46	2,689842	7,6	8,9	1,3	1729,20 4776	60062,0 8925	0,47943 2846
48	2,806791	7,45	8,9	1,45	1928,72 8404	62673,4 8444	0,49111 7741
50	2,923741	7,25	8,5	1,25	1662,69 69	65284,8 7962	0,39018 4577
52	3,040691	6,95	8,65	1,7	2261,26 7784	67896,2 7481	0,49061 6702
54	3,15764	6,9	8,7	1,8	2394,28 3536	70507,6 6999	0,48170 9355

56	3,27459	6,65	8,55	1,9	2527,29 9288	73119,0 6518	0,47280 0189
58	3,39154	6,55	8,5	1,95	2593,80 7164	75730,4 6036	0,45235 4296

$D = 0,0195 \text{ m}$ ,  $T = 25^\circ \text{ C}$ ,  $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$ , dan  $\mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Nganjuk pada 20 Juni 1993. Merupakan anak ke 4 dari 5 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Khodijah VII Nganjuk, SDN Balonggenang I, SMPN I Gondang, SMAN I Gondang. Pada tahun 2011, penulis melanjutkan pendidikan tingkat sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) melalui jalur SNMPTN Tulis (Seleksi Nasional Masuk Perguruan Tinggi Negeri) pada pilihan pertama. Penulis

terdaftar dengan NRP 2112 100 135.

Selama masa perkuliahan, penulis tercatat mengambil bidang studi Konversi Energi sebagai bahasan Tugas Akhir. Di jurusan Teknik Mesin ITS, penulis aktif dalam bidang kemahasiswaan yaitu sebagai pengurus Himpunan Mahasiswa Mesin. Pada periode 2012/2013 menjabat sebagai Staff Divisi Departemen Hubungan Luar, periode 2013/2014 menjabat sebagai Sekertaris Departemen Hubungan Luar. Penulis juga tercatat sebagai asisten praktikum Mekanika Fluida Dasar di laboratorium mekanika fluida. Penulis dapat dihubungi melalui email [kumaroellisya@gmail.com](mailto:kumaroellisya@gmail.com)