



TUGAS AKHIR - TM 090340

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI *CRUDE OIL
BOOSTER PUMP* DI CPA PERTAMINA PETROCHINA
TUBAN, JAWA TIMUR**

TAUFIQUR RAKHMADI
NRP 2111 030 031

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 090340

REDESIGN OF CRUDE OIL BOOSTER PUMP INSTALLATION AT CPA PERTAMINA PETROCHINA TUBAN, EAST JAVA

TAUFIQUR RAKHMADI
NRP 2111 030 031

Counsellor Lecturer
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001

DIPLOMA III MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industry Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014



TUGAS AKHIR - TM 090340

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI *CRUDE OIL*
BOOSTER PUMP DI CPA PERTAMINA PETROCHINA
TUBAN, JAWA TIMUR**

TAUFIQUR RAKHMADI
NRP 2111 030 031

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 090340

**REDESIGN OF CRUDE OIL BOOSTER PUMP
INSTALLATION AT CPA PERTAMINA PETROCHINA
TUBAN, EAST JAVA**

**TAUFIQUR RAKHMADI
NRP 2111 030 031**

**Counsellor Lecturer
Dr. Ir. Heru Mirmanto,MT
NIP 19620216 199512 1 001**

**DIPLOMA III MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industry Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014**

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI *CRUDE OIL*
BOOSTER PUMP DI CPA PERTAMINA - PETROCHINA
TUBAN, JAWA TIMUR**

Nama Mahasiswa : Taufiqur Rakhmadi
NRP : 2111030031
Jurusan : D-III Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstrak

Pada CPA Pertamina - Petrochina Tuban, crude oil booster pump merupakan bagian vital untuk menunjang proses produksi. Crude oil booster pump digunakan untuk mendistribusikan crude oil dari tangki penampungan menuju heat exchanger. Instalasi crude oil booster pump ini disusun secara parallel dengan dua pompa yang beroperasi.

Pada tugas akhir ini bertujuan melakukan perencanaan ulang instalasi dan pemilihan pompa yang sesuai dengan instalasi crude oil booster pump. Selain itu, kecepatan aliran di dalam pipa harus sesuai dengan range kecepatan aliran yang diijinkan berdasarkan fluida kerjanya. Oleh karena itu, perhitungan kapasitas, daya, efisiensi, dan head efektif instalasi dilakukan secara manual dan numerik menggunakan software pipe flow expert.

Pada perhitungan ulang didapat diameter pipa baru sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan beserta nilai kapasitas setiap pompa untuk memenuhi kebutuhan crude oil sebesar 66,15 m³/h dengan H_{eff} sebesar 66,009 m dan $NPSH_A$ sebesar 5,691 m serta didapatkan daya pompa sebesar 15,331 kW. Dengan kebutuhan tersebut, maka dipilih pompa sentrifugal type Ebara 65-250/30.

Kata kunci : booster pump, kapasitas, head, daya.

**REDESIGN OF CRUDE OIL BOOSTER PUMP
INSTALLATION AT CPA PERTAMINA - PETROCHINA
TUBAN, EAST JAVA**

Student Name : Taufiqur Rakhmadi
NRP : 2111030031
Departement : D-III Mechanical Engineering FTI-ITS
Counsellor Lecturer : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

Abstract

At CPA Pertamina – Petrochina Tuban, crude oil booster pump is the most important object to support the production process. Crude oil booster pump is used to distribute crude oil from crude oil storage tank to the heat exchanger. The crude oil booster pump which arranged by parallel installation with two pumps has operated.

The object of this final project, to redesign of installation and select of pump which appropriate for crude oil booster pump installation. Moreover, the inside pipe flow rate's velocity must be suitable with flow rate's velocity is allowed to based on this working fluids. So, the calculation of capacity, power, efficiency, and effective head installation with manual and numeric by pipe flow expert.

On the calculation, capacity of each pump to production process generated by $66.15 \text{ m}^3/\text{h}$ with an effective head installation (H_{eff}) is 66.009 m , NPSH_A is 5.691 m and power of pump is 15.331 kW . So that, the result of these calculation can be choosen as the brand reselected of single stage type pump with Ebara 65-250/30.

Keywords : booster pump, capacity, head, power.

**PERENCANAAN ULANG INSTALASI CRUDE OIL
BOOSTER PUMP DI CPA PERTAMINA -
PETROCHINA TUBAN, JAWA TIMUR**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

TAUFIQUR RAKHMADI

NRP. 2111 030 031

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :



1. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.....(Pembimbing)
NIP. 19620216 199512 1 001

**SURABAYA
JULI 2014**

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, serta tak lupa sholawat dan salam penulis ucapkan kepada Rasulullah Muhammad SAW, serta para sahabatnya. Berkat taufiq dan hidayah-NYA sehingga penulis dapat menyelesaikan seluruh pengerjaan tugas akhir dengan judul **“Perencanaan Ulang Instalasi *Crude Oil Booster Pump* Di CPA Pertamina - Petrochina Tuban, Jawa Timur”**.

Penyelesaian tugas akhir ini merupakan syarat akademis yang harus ditempuh di jurusan D-III Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sehingga terselesaikannya dengan beberapa kekurangan dan kelebihannya. Pada kesempatan kali ini pekenankanlah penyusun menyampaikan ucapan terima kasih kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku dosen pembimbing yang telah dengan sabar memberi bimbingan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat sehingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. selaku Ketua Program Studi D-III Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak memberikan bantuan dalam proses pengajuan ijin dan sebagainya sampai terselesaikannya Tugas Akhir ini.
3. Ibu Liza Rusdiyana, ST. MT. selaku koordinator Tugas Akhir Program Studi D-III Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Denny M.E. Soedjono, MT., Dedy Zulhidayat N, ST. MT. PhD., dan Giri Nugroho, ST. MSc. selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Ir. Hari Subiyanto, MSc. selaku dosen wali selama penulis kuliah di jurusan D-III Teknik Mesin FTI-ITS.

6. Bapak/Ibu dosen dan karyawan Program Studi D-III Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu selama di proses perkuliahan.
7. Ibu, Bapak, Kakak, Adik serta seluruh keluarga penulis yang telah memberi dukungan moril dan materiil serta doa yang tak pernah putus selama ini.
8. Bapak Gunarso selaku supervisor sekaligus pembimbing serta seluruh karyawan Pertamina - Petrochina Tuban atas bantuan dan kepercayaan yang diberikan.
9. *Partner* Tugas Akhir ini Wenny, Diana, Imam, Arzy, Andi, Ardi, Dhimas, Misbah, Daniel dan semua sahabat-sahabat yang telah memberikan bantuan, dukungan, motivasi dan doa kepada penulis selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
10. Teman-teman D3MITS khususnya angkatan 2011 terima kasih atas bantuan segalanya sewaktu kuliah.
11. Serta semua pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.

Tak ada gading yang tak retak, penulis menyadari bahwasannya dalam penulisan Tugas Akhir ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan serta kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2014

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	iv
ABSTRACT.....	v
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL.....	xiv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Permasalahan.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penulisan.....	2
1.5 Manfaat Penulisan.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Pengertian <i>Central Processing Area</i> (CPA).....	5
2.1.1 Komponen Utama <i>Oil Handling</i> Di CPA Pertamina-Petrochina Tuban.....	6
2.2 Tinjauan Umum Pompa.....	8
2.2.1 Klasifikasi Pompa.....	8
2.2.1.1 Pompa <i>Positive Displacement</i>	10
2.2.1.2 Pompa <i>Non Positive Displacement</i>	10
2.2.1.2.1 Pompa Sentrifugal.....	11
2.2.1.2.2 Komponen Pompa Sentrifugal.....	11
2.2.1.2.3 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal.....	12
2.3 Jenis Aliran Fluida.....	14
2.3.1 Aliran <i>Viscous</i>	15
2.3.2 Aliran <i>Laminar</i> dan <i>Turbulen</i>	15
2.3.3 Aliran <i>Internal</i>	16
2.3.4 Aliran <i>Incompressible</i>	17
2.4 Persamaan Kontinuitas.....	18
2.5 Hukum Pertama Termodinamika.....	20
2.6 Tinggi-Tekan (<i>Head</i>).....	21

2.7	Persamaan Bernoulli	23
2.8	Head Effektif Instalasi	26
2.8.1	Head Statis	27
2.8.2	Head Dinamis	29
2.8.2.1	<i>Velocity Head</i>	30
2.8.2.2	<i>Head Loss</i>	30
2.8.2.2.1	<i>Head Loss Mayor</i>	30
2.8.2.2.2	<i>Head Loss Minor</i>	32
2.9	Net Positive Suction Head (NPSH)	33
2.9.1	Net Positive Suction Head Available (NPSH _A)	33
2.9.2	Net Positive Suction Head Required (NPSH _R)	33
2.10	Koreksi <i>Performance</i> untuk Zat Cair Kental	34
2.11	Kurva Karakteristik Pompa	36
2.11.1	Karakteristik Kerja	36
2.11.2	Karakteristik Utama	37
2.11.3	Karakteristik Universal	37
2.11.4	Titik Operasi Pompa	39
2.12	Pertimbangan Pemilihan Pompa	39
2.12.1	Pemilihan Pompa	39
2.12.2	Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller	40
2.13	Daya	41
2.13.1	Daya Pompa/Daya Air (WHP)	41
2.13.2	Daya Poros	41
2.13.3	Daya Nominal Penggerak Mula	42
2.14	Sistem Perpipaan	43
2.14.1	Material Pipa	43
2.14.2	Kode Standar Pipa	45
2.15	Software <i>Pipe Flow Expert</i>	45

BAB III METODOLOGI

3.1	Data-Data Hasil Survey	47
3.1.1	Data <i>Crude Oil Booster Pump</i>	47
3.1.2	Data Fluida	48
3.1.3	Data Pipa	48
3.1.4	Data <i>Suction Pipeline</i> Kondisi di Lapangan	49

3.1.5 Data <i>Discharge Pipeline</i> Kondisi di Lapangan...	50
3.2 Study Literature.....	51
3.3 Pengambilan Data.....	51
3.4 Cek Diameter Terhadap Kecepatan yang Diizinkan..	51
3.5 Perancangan Ulang.....	52
3.6 Perencanaan Gambar.....	53
3.7 Perhitungan.....	53
3.8 Pemilihan Pompa.....	57
3.9 Kesimpulan.....	57
3.10 Urutan Pengerjaan.....	58
3.10.1 Diagram Alir Penulisan Tugas Akhir.....	58
3.10.2 Diagram Alir Perhitungan Manual.....	60
3.10.3 Diagram Alir Perhitungan Numerik.....	63

BAB IV PERHITUNGAN

4.1 Penaksiran Kebutuhan <i>Crude Oil</i>	65
4.2 Perencanaan Sistem Distribusi <i>Crude Oil</i>	65
4.2.1 Perhitungan Manual Sistem Distribusi <i>Crude Oil</i> Kondisi di Lapangan.....	65
4.2.2 Pengecekan Diameter Instalasi Perpipaan.....	65
4.2.2.1 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Suction</i>	66
4.2.2.2 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa <i>Discharge</i>	70
4.2.3 Perhitungan Head Efektif Instalasi.....	74
4.2.3.1 Head Statis Pompa.....	74
4.2.3.2 Head Dinamis Pompa.....	76
4.2.3.3 Perhitungan <i>Head Loss</i> Instalasi.....	77
4.2.3.3.1 <i>Head Loss Mayor</i>	77
4.2.3.3.2 <i>Head Loss Minor</i>	79
4.2.4 Net Positive Suction Head Available (NPSH _A).....	83
4.3 Pemilihan Pompa.....	85
4.3.1 Koreksi <i>Performance</i> untuk Zat Cair Kental....	85
4.3.2 Putaran Spesifik Pompa.....	89
4.3.3 Daya Fluida (<i>WHP</i>).....	90
4.3.4 Daya Poros (<i>P_{shaft}</i>).....	91
4.3.5 Penggerak Mula.....	92

4.3.6 Pemilihan Merk dan Tipe Pompa.....	92
4.3.7 Penentuan Jenis Pompa.....	94
4.4 Perhitungan secara Pemodelan Numerik.....	96
4.4.1 Perbandingan Head Efektif Teoritis (H_{eff}) dengan Head Efektif Numerik ($H_{\text{eff PFE}}$).....	98
4.5 Perawatan Pompa (<i>Booster Pump</i>).....	99
 BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan.....	103
5.2 Saran.....	104
 DAFTAR PUSTAKA.....	
LAMPIRAN.....	107
BIODATA PENULIS.....	127

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Klasifikasi pompa <i>positive displacement</i>	9
Gambar 2.2	Bagian pompa sentrifugal.....	11
Gambar 2.3	Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal.....	13
Gambar 2.4	Klasifikasi jenis fluida.....	14
Gambar 2.5	Profil kecepatan aliran memasuki pipa.....	15
Gambar 2.6	Persamaan kontinuitas dengan volume atur.....	19
Gambar 2.7	Metode mengukur <i>head</i>	22
Gambar 2.8	<i>Control Volume</i> dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati <i>elbow</i> 90 ⁰	23
Gambar 2.9	<i>Head</i> efektif instalasi.....	26
Gambar 2.10	Instalasi <i>suction lift</i>	28
Gambar 2.11	Instalasi <i>suction head</i>	29
Gambar 2.12	Diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas besar.....	35
Gambar 2.13	Karakteristik kerja.....	36
Gambar 2.14	Karakteristik utama.....	37
Gambar 2.15	Karakteristik universal.....	38
Gambar 2.16	Titik operasi pompa.....	39
Gambar 2.17	Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa..	40
Gambar 2.18	Putaran spesifik dan bentuk <i>impeller</i>	41
Gambar 2.19	Efisiensi standar pompa.....	42
Gambar 2.20	Instalasi pada <i>pipe flow expert</i>	46
Gambar 3.1	Skema instalasi <i>crude oil booster pump</i>	47
Gambar 3.2	<i>Suction Pipeline</i>	49
Gambar 3.3	<i>Discharge Pipeline</i>	50
Gambar 3.4	Pemilihan satuan.....	54
Gambar 3.5	Tombol perintah untuk memilih fluida kerja.....	54
Gambar 3.6	Form pengisian data pipa dan aksesoris.....	55
Gambar 3.7	Ikon eksekusi untuk menambahkan pompa pada instalasi.....	55
Gambar 3.8	Jendela <i>pump data</i> untuk memasukkan data pompa.....	56
Gambar 3.9	Tombol eksekusi perhitungan.....	56
Gambar 3.10	Contoh hasil perhitungan.....	56

Gambar 3.11 Diagram alir penulisan tugas akhir	59
Gambar 3.12 Diagram alir perhitungan secara manual	62
Gambar 3.13 Diagram alir pemrograman <i>pipe flow expert</i>	63
Gambar 4.1 Instalasi <i>suction head</i>	74
Gambar 4.2 Iterasi <i>colebrook</i> pada <i>Ms.Excel</i> pada pipa <i>section A-B</i>	78
Gambar 4.3 Instalasi <i>suction head</i>	85
Gambar 4.4 Diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas besar	87
Gambar 4.5 Grafik pemilihan pompa	88
Gambar 4.6 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi ..	90
Gambar 4.7 Grafik pemilihan type pompa merk Ebara	93
Gambar 4.8 Grafik performa kerja pompa dan $NPSH_R$ Pompa Ebara Type 65-250/30	94
Gambar 4.9 Grafik daya dan efisiensi fungsi kapasitas	95
Gambar 4.10 Instalasi <i>crude oil booster pump</i>	96
Gambar 4.11 Instalasi pompa setelah di <i>calculate</i>	97
Gambar 4.12 Hasil setelah di- <i>calculate</i>	98
Gambar 4.13 Crude oil tank (TK-8001B)	99
Gambar 4.14 Instalasi kelistrikan <i>crude oil booster pump</i>	100
Gambar 4.15 <i>Correct alignment</i>	100
Gambar 4.16 <i>Parallel misalignment</i>	101
Gambar 4.17 <i>Angular misalignment</i>	101
Gambar 4.18 <i>Ball valve</i> pada pipa <i>suction</i>	102

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Nilai koefisien (k) berbagai jenis <i>fitting</i>	32
Tabel 2.2	Perbandingan Cadangan.....	43
Tabel 3.1	<i>Typical pump line velocities</i>	52
Tabel 3.2	<i>Fitting</i> dan nilai K pada diameter pipa yang baru ..	53
Tabel 4.1	<i>Typical pump line velocities</i>	66
Tabel 4.2	Data diameter pipa baru, kapasitas, dan kecepatan pada setiap <i>section</i>	74
Tabel 4.3	Interpolasi menghitung ρ_{h2o}	75
Tabel 4.4	Perhitungan <i>head loss mayor</i> tiap <i>section</i>	81
Tabel 4.5	Perhitungan <i>head loss minor section B-C</i>	81
Tabel 4.6	Perhitungan <i>head loss minor section C-D</i>	82
Tabel 4.7	Perhitungan <i>head loss minor section D-E</i>	82
Tabel 4.8	Perhitungan <i>head loss total</i> pada setiap <i>section</i>	82
Tabel 4.9	Faktor Cadangan.....	92
Tabel 4.10	Efisiensi Transmisi	92

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pompa pada suatu industri memiliki peranan yang sangat penting, dimana pompa sebagai peralatan mekanis yang berfungsi memindahkan fluida cair dari suatu tempat ke tempat yang lain. Misalnya pada unit instalasi Joint Operating Body Pertamina – Petrochina East Java (JOB P-PEJ) Tuban, terdapat banyak sekali jenis pompa yang digunakan, salah satunya adalah pompa yang digunakan pada *Central Processing Area (CPA)* yaitu *crude oil booster pump*.

Crude oil booster pump ini digunakan untuk mendistribusikan *crude oil* dari tangki penampungan menuju *heat exchanger* pada CPA. Pompa yang digunakan untuk mengalirkan *crude oil* ini memiliki spesifikasi yang berbeda dengan pompa air. Sehingga diperlukan pemilihan jenis pompa secara spesifik untuk memenuhi kebutuhan suatu industri. Masing-masing jenis pompa memiliki kegunaan tersendiri, oleh karena itu penting melihat kasus yang terjadi di lapangan sehingga dapat memilih pompa yang tepat. Selain itu, dibutuhkan juga sistem perpipaan yang mendukung dalam pendistribusian *crude oil* dari tangki penampungan pada CPA menuju *heat exchanger*. Untuk mengatasi tahanan, ketinggian dan kerugian tekanan di sepanjang instalasi sistem perpipaan, hal-hal yang sering terjadi pada perencanaan instalasi pipa adalah tidak diketahuinya laju aliran dan kerugian-kerugian tekanan yang terjadi di setiap pipa, sehingga mengakibatkan pendistribusian fluida kerja yang tidak merata dan distribusi tekanan yang berbeda di setiap pipa.

Mengingat perhitungan laju aliran dan kerugian-kerugian tekanan yang terjadi di setiap pipa dalam instalasi sistem perpipaan sangat penting sekali, maka penulis tertarik untuk menganalisa sistem perpipaan *crude oil booster pump* di CPA Pertamina Petrochina Tuban. Hasil yang didapat diharapkan dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam perancangan sistem pendistribusian *crude oil* menuju *heat exchanger* untuk pengembangan di Pertamina – Petrochina Tuban.

1.2 Permasalahan

Pada instalasi *crude oil booster pump* di CPA Pertamina - Petrochina Tuban digunakan empat pompa sentrifugal *single stage* yang disusun secara parallel, namun hanya dua pompa saja yang dioperasikan dan sisanya dua pompa lainnya tidak dioperasikan (*stand by*). Pada instalasi perpipaan pompa sentrifugal, kecepatan aliran di dalam pipa harus sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan berdasarkan fluida kerjanya. Kecepatan aliran baik di sisi *suction* maupun *discharge* harus sesuai dengan *range* yang ada, tidak boleh kurang atau lebih. Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini penulis ingin mempelajari perencanaan ulang instalasi *crude oil booster pump* di Pertamina - Petrochina Tuban. Hal ini terkait dengan bagaimana *head efektif* instalasi, kapasitas serta pemilihan pompa yang digunakan.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Pembahasan hanya pada perencanaan ulang sistem perpipaan dan pemilihan *crude oil booster pump* di Pertamina - Petrochina Tuban, Jawa Timur.
2. Fluida kerja dalam proses adalah *crude oil* dengan suhu konstan 130⁰F.
3. Kapasitas yang dihasilkan setiap pompa sebesar 10.000 BPD.
4. Kondisi *steady state*, aliran *incompressible*.
5. Perpindahan panas selama proses pemompaan diabaikan.
6. Pembahasan membandingkan antara perhitungan manual dan perhitungan numerik menggunakan *software Pipe Flow Experts*.

1.4 Tujuan Penulisan

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

- a. Menghitung perencanaan ulang pipa yang di dalamnya menyangkut pemilihan diameter pipa dan jenis pipa sesuai dengan kecepatan aliran yang diijinkan.
- b. Menghitung head efektif instalasi pompa.
- c. Pemilihan pompa beserta daya yang dibutuhkan.

- d. Analisis perhitungan menggunakan perhitungan manual dan numerik dengan menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

1.5 Manfaat Penulisan

Dengan dilakukannya pemilihan pompa *booster* ini diharapkan :

- a. Didapatkan jenis pompa yang sesuai dengan keperluan operasi instalasi *crude oil booster pump* di Pertamina - Petrochina Tuban.
- b. Menambah pengetahuan bagi penulis dan pembaca tuhas akhir ini tentang pompa sentrifugal.
- c. Menambah perbendaharaan tugas akhir mengenai pemilihan pompa sentrifugal.

1.6 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang penulisan, perumusan masalah yang dipilih, batasan permasalahan, tujuan penulisan, manfaat penulisan, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, teori *internal flow*, *head loss*, *head efektif* instalasi, kurva karakteristik pompa, dan pengenalan *Software Pipe Flow Expert*.

BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survey di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum, perhitungan manual serta perhitungan numerik menggunakan *Software Pipe Flow Expert*.

BAB IV PERHITUNGAN

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan sistem perpipaan, *head loss*, *head efektif* instalasi, daya, efisiensi, dan pemilihan pompa.

BAB V PENUTUP

Berisikan penarikan kesimpulan dan pemberian saran. Kesimpulan memuat pernyataan singkat dan tepat dari hasil perhitungan dan pembahasan. Saran memuat masukan-masukan yang bermanfaat dan sebagai tinjauan untuk perancangan atau perhitungan berikutnya.

LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

Pada bab berikut ini dijelaskan teori-teori dasar dari berbagai literatur yang turut mendukung analisis perhitungan dan pembahasan mengenai instalasi perpipaan *crude oil booster pump* pada salah satu unit produksi yang ada di CPA Joint Operating Body Pertamina – Petrochina East Java (JOB P-PEJ) Tuban.

2.1 Pengertian Central Processing Area (CPA)

Central Processing Area merupakan tempat memproses fluida produksi dari lapangan pengeboran Mudi, Sukowati dan Lengowangi, dan kemudian mengalirkan *crude oil* yang sudah di proses ke FSO Cinta Natomas. *Central Processing Area (CPA)* juga mengalirkan *crude oil* dari Geolink (Mobil Cepu Limited) dan Pertamina EP Cepu. Dalam sehari CPA mampu mengalirkan 60 MSTB *crude oil* ke FSO Cinta Natomas.

CPA JOB P-PEJ Tuban menggunakan beberapa peralatan yang dioperasikan semi-otomatis menggunakan sistem *Logic Controller*. Peralatan-peralatan ini dioperasikan dari *control room*. Peralatan tersebut dioperasikan secara semi-otomatis karena masih dilakukan pencatatan secara manual untuk beberapa peralatan setiap 2 jam sekali. Sistem *Logic Controller* digunakan untuk menjaga kondisi unit pada nilai pengesetan yang di ijinakan dimana alarm akan berbunyi apabila terjadi kondisi menyimpang dari unit yang telah diset sebelum akhirnya mematikan unit secara otomatis. Beberapa peralatan produksi yang terdapat di CPA Mudi dapat dibagi dalam lima kelompok besar, yaitu:

- i. Peralatan pemroses fluida produksi
- ii. Peralatan pemroses minyak
- iii. Peralatan pemroses air
- iv. Peralatan pemroses gas
- v. Peralatan penunjang

2.1.1 Komponen Utama *Oil Handling* Di CPA Pertamina - Petrochina Tuban

Proses plant berisi tentang serangkaian proses yang dilaksanakan pada CPA Pertamina - Petrochina Tuban, meliputi *gas handling*, *oil handling* dan *water handling*.

1. *Gas handling* meliputi proses pemisahan gas dari crude oil sampai menjadi sweet gas yang akhirnya digunakan sebagai sumber penggerak gas engine dan ada juga yang diolah menjadi sulfur cake.
2. *Oil handling* meliputi proses pemisahan oil (*crude oil*) dari kandungan air dan gas-nya sampai proses shipping ke kapal tanker.
3. *Water handling* meliputi proses awal pemisahan air dari crude oil sampai akhirnya di injeksikan kembali ke dalam tanah.

Berikut ini adalah komponen utama proses pemisahan minyak mentah (*crude oil*) dari kandungan air dan gas nya sampai proses *shipping* ke kapal tanker diantaranya meliputi, EPS (*Early Production System*), FKWO (*Free Water Knock Out*), *stripper*, *gas boot oil*, *oil tank*, *booster pump*, *heat exchanger*, *shipping pump*, dan *FSO cinta natomas*.

EPS (*Early Production System*)

Proses produksi tahap ini meliputi produksi fluida mulai dari pengangkatan fluida dari dalam sumur sampai ke separator dengan menggunakan pompa benam (*submersible pump*). Pompa ini bekerja dengan menginjeksikan air ke dasar tanah sehingga minyak akan terdorong naik ke permukaan.

FKWO (*Free Water Knock Out*)

Fluida produksi yang menuju separator / FKWO (*Free Water Knock Out*) ini berasal dari manifold dimana alirannya masih campuran tiga fasa. Fluida yang keluar dari separator telah dipisahkan fasa-fasanya yaitu air, minyak dan gas. Crude oil yang keluar dari FKWO masih mengandung beberapa pengotor dan masih memiliki kandungan gas H₂S.

***Stripper* (PV-3300)**

Stripper digunakan untuk mengurangi kandungan H₂S yang masih terlarut dalam crude oil. Pengurangan kandungan

H₂S dilakukan dengan menginjeksikan sweet gas. Sweet gas dimasukkan ke dalam stripper akan meningkatkan H₂S yang terkandung dalam crude oil sehingga minyak yang keluar dari stripper adalah minyak dengan kandungan H₂S rendah

Gas Boot Oil (TK-900)

Alat pemisah gas (*de-gassing boot*) digunakan untuk mengurangi kadar H₂S pada minyak sebelum dialirkan ke storage tank. Fungsinya adalah untuk memisahkan gas dari dalam aliran minyak atau kondensat yang masuk ke dalam tangki terbebas dari gas.

Oil Tank (TK-8001 B)

Dalam proses penampungan minyak mentah umumnya di lapangan menggunakan tangki atmosfer. Bentuk-bentuk tangki atmosfer di lapangan adalah tangki tegak dengan atap kerucut dan tangki tegak dengan atap lengkung (kubah). Umumnya konstruksi tangki ini dibuat dengan pelat baja yang lebih tebal dari tangki produksi karena sifatnya permanen.

Booster Pump (PP-500 A/B/C/D)

Pompa booster ini berfungsi untuk menaikkan tekanan *crude oil* dari tangki. Tekanan yang keluar dari booster antara 65-80 psig, dikarenakan pompa memiliki kemampuan kerja tersendiri. *Oil booster pump* digunakan untuk memompa *crude oil* yang berada di TK-8001B ke Heat Exchanger HE-4000.

Heat Exchanger (HE-4000)

Heat exchanger merupakan fasilitas produksi yang berfungsi memanaskan kembali temperatur *crude oil* dari *booster pump* dengan memanfaatkan panas dari air formasi yang keluar dari separator. *Heat exchanger* yang dipakai merupakan tipe *counter*, dimana arah aliran *crude oil* dan air saling berlawanan. Pemanasan bertujuan agar temperatur *crude oil* naik $\pm 175^{\circ}\text{F}$, karena tipe dari *crude oil* di lapangan ini adalah parafinix (*wax*), yaitu *crude oil* akan membeku apabila temperatur rendah ($\pm 80^{\circ}\text{F}$).

Oil Shipping Pump (PP 8300 A/B/C)

Oil shipping pump merupakan sebuah pompa sentrifugal multistage yang mengalirkan *crude oil* dari *heat exchanger* (HE-4000) menuju ke FSO Cinta Natomas.

FSO Cinta Natomas

Merupakan kapal tangker yang terletak di laut lepas di daerah palang Tuban yang berfungsi sebagai penampungan *crude oil* dari produksi CPA.

2.2 Tinjauan Umum Pompa

Pompa merupakan salah satu pesawat atau peralatan yang digunakan untuk memindahkan fluida atau cairan dari suatu tempat ke tempat yang lainnya yang mempunyai tekanan atau perbedaan posisi tertentu, sehingga tidak memungkinkan cairan tersebut untuk mengalir secara alami. Selain itu pompa juga sebagai penguat laju aliran pada suatu sistem jaringan perpipaan.

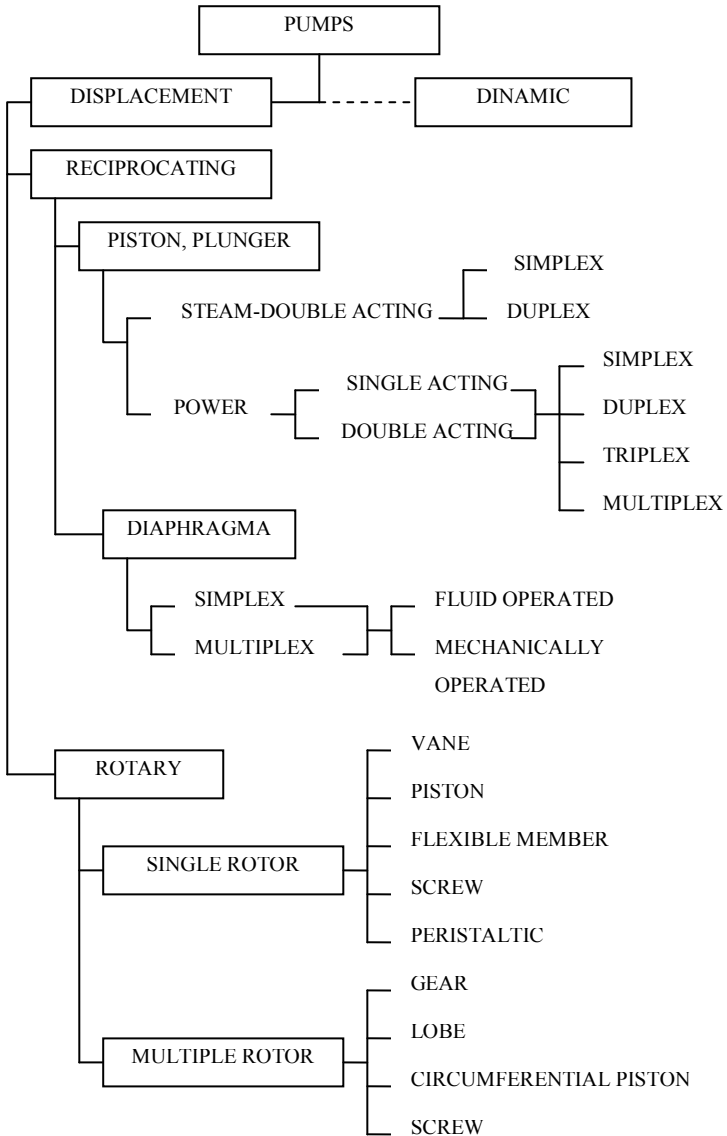
Pada prinsipnya, pompa mengubah energi mekanik motor menjadi energi aliran fluida. Energi yang diterima oleh fluida akan digunakan untuk menaikkan tekanan dan mengatasi tahanan-tahanan yang terdapat pada saluran yang dilalui.

Di dalam dunia industri, pompa merupakan sarana untuk transfer bahan mentah, bahan setengah jadi. Ada juga pompa yang digunakan sebagai sarana sirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif untuk keperluan-keperluan proses produksi.

2.2.1 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan cara pemindahan atau transfer fluidanya, pompa dapat diklasifikasikan menjadi dua kelompok besar yaitu :

1. Pompa *Positive Displacement (Positive Displacement Pump)*
2. Pompa *Dynamic (Non Positive Displacement Pump)*



Gambar 2.1 Klasifikasi pompa positive displacement

2.2.1.1 Pompa *Positive Displacement*

Pompa *Positive Displacement* adalah suatu pompa dimana perpindahan cairan selama proses kerjanya disertai perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan tersebut secara periodik akibatnya adanya satu elemen yang bergerak.

Pada saat elemen bergerak, baik dengan dorongan maupun dengan gerak berputar, maka ruang kerja pompa akan berubah makin kecil disertai dengan kenaikan tekanan yang mendorong cairan ketempat tertentu.

Ciri-ciri pompa *positive displacement* adalah sebagai berikut:

1. *Head* yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada *suction* yang kering sehingga, tidak memerlukan proses *priming* pada awal operasi atau menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa *positive displacement* ini dibedakan menjadi dua macam, yaitu Pompa *Reciprocating (Reciprocating Pump)* dan Pompa Rotari (*Rotary Pump*).

2.2.1.2 Pompa *Non Positive Displacement*

Pada pompa *non positive displacement*, perpindahan zat cair disebabkan oleh gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh adanya gerakan dari sudu-sudu atau *impeller*. Pompa ini mempunyai prinsip kerja merubah energi kinetik yang selanjutnya dirubah menjadi energi potensial.

Ciri-ciri pompa *non positive displacement* adalah sebagai berikut :

- a. *Head* yang dihasilkan relatif rendah dengan debit cairan yang lebih tinggi.
- b. Tidak mampu beroperasi pada *suction* yang kering. Oleh sebab itu pipa *suction* harus berisi air penuh sampai *impeller* pompa.

Yang termasuk dalam jenis pompa *non positive displacement* adalah pompa sentrifugal.

2.2.1.2.1 Pompa Sentrifugal

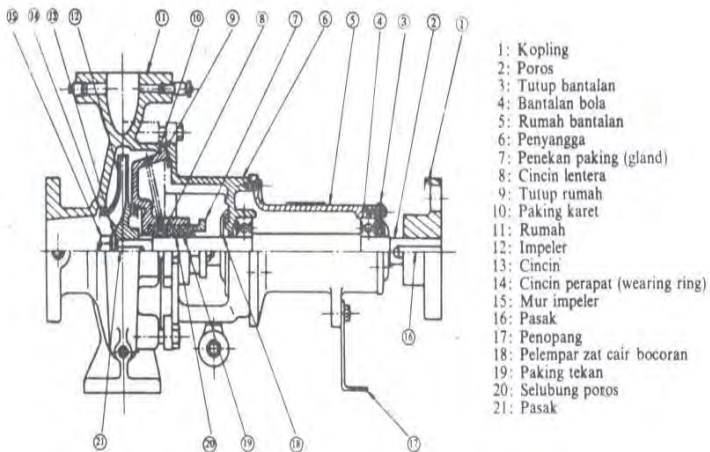
Pompa sentrifugal adalah suatu pompa dengan piringan bersudu yang berputar untuk menaikkan momentum fluidanya. Prinsip kerjanya adalah dengan adanya putaran impeller, partikel-partikel fluida yang berada dalam *impeller* digerakkan dari *inlet suction* ke *discharge*. Gerakan ini menyebabkan tekanan yang ada dalam *inlet* terus menuju *casing* pompa selama fluida mengalir di dalam *impeller*. Partikel dipercepat dengan menaikkan tenaga kinetisnya. Tenaga kinetis ini diubah menjadi tenaga potensial pada casing.

Berdasarkan arah aliran dibedakan menjadi tiga kelompok yaitu :

- a. Pompa aliran aksial (*Axial Flow*)
- b. Pompa aliran campur (*Mixed Flow*)
- c. Pompa aliran radial (*Radial Flow*)

2.2.1.2.2 Komponen Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal pada dasarnya terdiri dari satu *impeller* atau lebih dan dilengkapi dengan sudu-sudu yang dipasang pada poros yang berputar. *Impeller* tersebut diselubungi atau ditutupi dengan sebuah rumah (*casing*).



Gambar 2.2 Bagian pompa sentrifugal

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*)

Pada umumnya, bagian pompa sentrifugal terdiri dari :

- *Impeller* : untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang dipompakan secara kontinu, sehingga cairan pada sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya.
- *Casing*, karena didalamnya terdapat rumah keong (*Volute Chamber*) yang merupakan tempat memberikan arah aliran dari *impeller* dan mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis (*single stage*).

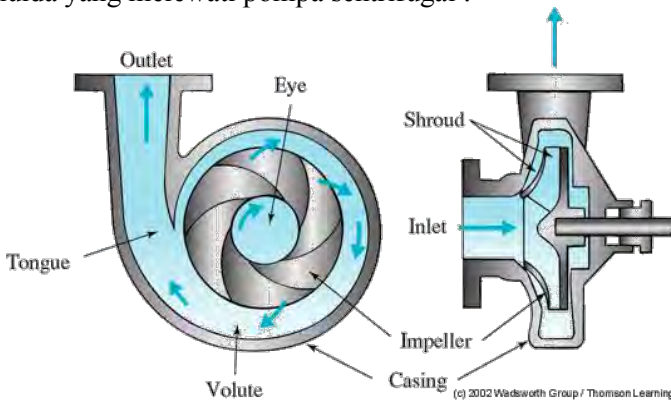
2.2.1.2.3 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pompa digerakkan oleh motor listrik. Daya dari motor diberikan pada poros pompa untuk memutar impeler yang dipasangkan pada poros tersebut. Akibat dari putaran impeler yang menimbulkan gaya sentrifugal, maka zat cair akan mengalir dari tengah impeler keluar lewat saluran di antara sudu-sudu dan meninggalkan impeler dengan kecepatan yang tinggi.

Zat cair yang keluar dari impeler dengan kecepatan tinggi kemudian melalui saluran yang penampangnya semakin membesar yang disebut *volute*, sehingga akan terjadi perubahan dari head kecepatan menjadi head tekanan. Jadi zat cair yang keluar dari *flens* keluar pompa head totalnya bertambah besar. Sedangkan proses pengisapan terjadi karena setelah zat cair terlempar oleh impeller, ruang diantara sudu-sudu menjadi vakum, sehingga zat cair akan terisap masuk.

Selisih energi persatuan berat atau head total dari zat cair pada *flens* keluar dan *flens* masuk disebut sebagai head total pompa. Sehingga dapat dikatakan bahwa pompa sentrifugal berfungsi mengubah energi mekanik motor menjadi energi aliran fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan head kecepatan, head tekanan dan head potensial secara kontinu.

Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan aliran fluida yang melewati pompa sentrifugal :



Gambar 2.3 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal

Ketuntasan pompa sentrifugal dibandingkan pompa reciprocating diantaranya adalah :

1. Karena tidak menggunakan mekanisme katup, pompa ini dapat digunakan untuk memompa fluida yang mengandung pasir atau lumpur.
2. Aliran yang dihasilkan lebih kontinyu (continue) bila dibandingkan dengan pompa reciprocating yang alirannya tersendat-sendat (intermittent).
3. Harga pembelian murah dan mudah perawatannya.
4. Karena tidak terjadi gesekan antara impeller dan casingnya sehingga keausannya lebih kecil.
5. Pengoperasiannya, pada putaran tinggi dapat dihubungkan langsung dengan motor penggerakannya.
6. Karena ukurannya relative kecil, maka bobotnya ringan dan pondasinya kecil.

Kerugian pompa sentrifugal dibandingkan pompa reciprocating adalah sebagai berikut.

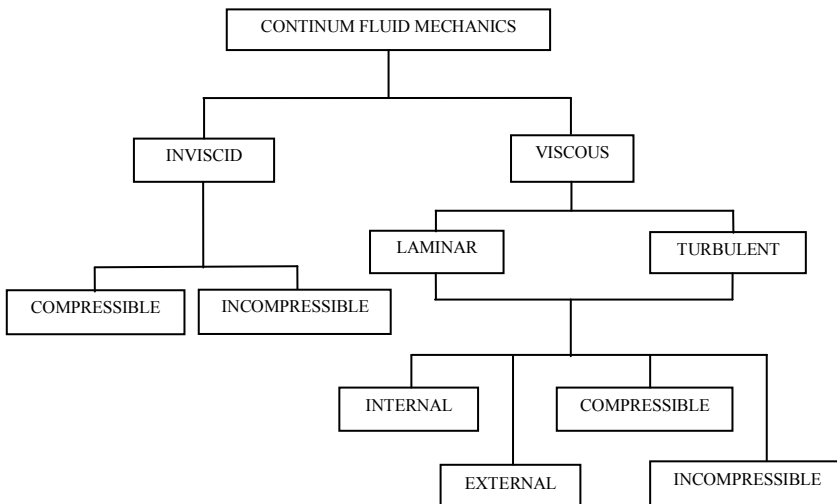
1. Untuk kapasitas kecil dan *head* yang besar, efisiensinya lebih kecil
2. Agar pompa dapat bekerja lebih efisien, maka pompa harus bekerja pada titik kerjanya saja.

3. Untuk pompa dengan *head* yang tinggi dan kapasitas rendah sulit dibuat, terkecuali dibuat dengan tingkat yang lebih banyak (*multistage pump*)
4. Memerlukan proses priming untuk menggerakannya.

2.3 Jenis Aliran Fluida

Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara mikroskopis maka dilakukan pendekatan secara makroskopis dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita harus mengansumsikan *fluida* yang “*continuum*”, sebagai konsekuensinya bahwa seluruh *properties fluida* merupakan suatu fungsi daripada kedudukan dan waktu.

Dengan adanya *properties fluida* ini, maka unjuk kerja pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



Gambar 2.4 Klasifikasi jenis fluida

2.3.1 Aliran *Viscous*

Aliran *viscous* adalah aliran dengan kekentalan, atau sering disebut aliran fluida pekat. Kepekatan fluida ini tergantung pada gesekan antara beberapa partikel penyusun fluida. Di samping itu juga gesekan antara fluida itu sendiri dengan tempat terjadinya aliran tersebut. Untuk aliran air lebih didekatkan pada aliran dengan kekentalan yang rendah, sehingga aliran air dapat berapda pada aliran non viscous.

Selanjutnya agar aliran air dapat dipahami dengan mudah maka aliran yang dimaksud dalam pembahasan nanti lebih ditekankan pada aliran-aliran yang meliputi:

1. Aliran air merupakan aliran yang mantap
2. Aliran air merupakan aliran yang tidak berputar (*irrotational* = tidak berotasi)
3. Aliran air merupakan aliran yang tidak termampatkan, yakni bahwa selama pengaliran berlangsung massa jenisnya tetap
4. Aliran air merupakan merupakan aliran tanpa kekentalan (kekentalannya rendah)

2.3.2 Aliran *Laminar* dan *Turbulen*

Aliran suatu *fluida* dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran *laminar* dan aliran *turbulen*. Aliran dikatakan *laminar* bila partikel-partikel *fluida* yang bergerak secara teratur mengikuti lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan yang besar. Sedangkan aliran disebut *turbulen* bila tiap partikel *fluida* bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa. Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan *fluida* yang kecil.

Kekentalan (*viskositas*) berpengaruh besar sehingga dapat meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi *turbulen*. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan berkurang yang sampai pada batas tertentu akan menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari *Laminar* menjadi *Turbulen*.

Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan *Bilangan Reynold* (Re). Untuk menentukan tipe aliran apakah *laminar* atau *turbulen* dapat digunakan rumus dibawah ini :

$$Re = \frac{\bar{V} \cdot D}{\nu} \quad (2.1)$$

Dimana :

Re = bilangan *Reynold*

\bar{V} = kecepatan aliran *fluida* (m/s)

D = diameter dalam pipa (m)

ν = *viskositas kinematik* zat cair (m^2/s)

Bila : $Re \leq 2300$, aliran bersifat *laminar*

$Re \geq 4000$, aliran bersifat *turbulen*

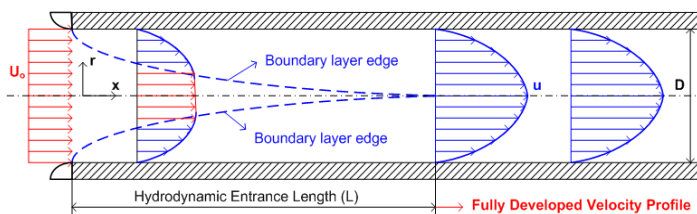
$2300 \leq Re \leq 4000$, aliran bersifat *transisi*

Aliran *transisi* merupakan dimana aliran dapat bersifat *laminar* atau *turbulen* tergantung dari kondisi pipa dan aliran.

2.3.3 Aliran *Internal*

Aliran *internal* adalah aliran dimana *fluida* yang mengalir yang dibatasi oleh suatu batasan atau *boundary* berupa benda *solid*, seperti aliran yang berada di dalam pipa.

Aliran *external* adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang biasanya digunakan adalah hingga *fluida* yang melewati suatu benda *solid* (padat).



Gambar 2.5 Profil kecepatan aliran memasuki pipa
(Sumber : Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran *uniform* dengan kecepatan U_0 . Karena aliran merupakan aliran *viscous*, maka pada

dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*) dimana di dalam *boundary layer* tersebut, pengaruh *viskositas* relatif besar sehingga profil kecepatannya tidak *uniform* lagi seperti pada gambar 2.5.

Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang telah berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*. Jarak dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran rata-rata yang terjadi adalah :

\bar{V} ini tentunya harus bernilai sama dengan U_0 . Jadi nilai $\bar{V} = U_0 = \text{konstan}$. Panjang *entrance length*/L untuk aliran *laminar* merupakan fungsi bilangan *reynold* :

$$\frac{L}{D} \cong 0,06 \frac{\rho \cdot \bar{V} \cdot D}{\mu}$$

Dimana :

$\bar{V} = \frac{Q}{A}$ adalah kecepatan rata-rata. Karena laju aliran (*flow rate*)

$$Q = A \cdot \bar{V} = A \cdot U_0, \text{ dimana } \bar{V} = U_0$$

Untuk aliran *laminar* dalam pipa $Re < 2300$, maka *entrance length*/L didapat:

$$L \cong 0,06 Re \cdot D \leq (0,06)(2300)D = 138D$$

(Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Sedangkan untuk aliran *turbulen*, karena *boundary layer* muncul lebih cepat maka panjang *entrance length* akan menjadi lebih pendek yaitu ± 25 sampai 40 kali diameter pipa.

2.3.4 Aliran *Incompressible*

Aliran *Incompressible* adalah aliran yang melewati suatu benda padat dan apabila terjadi perubahan temperatur yang dapat

berpengaruh pada *density*/massa jenisnya (ρ), hal ini dapat diabaikan karena perubahan *density* tidak secara signifikan ($\rho_1 = \rho_2$). Contohnya adalah fluida cair.

Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau *incompressible* tersebut, dapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan bilangan *Mach* (M) :

$$M = \frac{\bar{V}}{c} \quad (2.2)$$

Dimana :

M = Bilangan *Mach*

\bar{V} = Kecepatan rata-rata aliran

c = kecepatan rambat bunyi lokal

Sehingga untuk *mach number* $< 0,3$ adalah aliran *incompressible*. Sedangkan untuk *mach number* $> 0,3$ adalah aliran *compressible*.

2.4 Persamaan Kontinuitas

Suatu sistem dapat didefinisikan sebagai kumpulan yang massanya tidak berubah, sehingga prinsip kekekalan massa dapat ditulis secara sederhana, sebagai berikut :

$$\left(\frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0$$

Dimana laju perubahan massa terhadap waktu adalah 0. Umumnya massa *sistem* (M_{sys}) dapat dinyatakan sebagai berikut dengan pengintegralan meliputi seluruh volume sistem :

$$M_{sys} = \int_{M(sys)} dm = \int_{\forall(sys)} \rho \cdot d\forall$$

Hubungan persamaan antara sistem dan *control volume* dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dimana,

$$N_{system} = \int_{M(system)} \eta \cdot dm + \int_{\forall(system)} \eta \cdot \forall$$

Untuk sebuah persamaan *control volume* dari konservasi, maka dapat ditulis dengan $N=M$ dan $\eta = 1$. Sehingga bila disubstitusikan akan menjadi persamaan :

$$\left. \frac{\partial M}{\partial t} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Sehingga persamaan kontinuitas atau konservasi massa, dapat ditulis sebagai berikut :

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan asumsi, aliran fluida kerjanya adalah *steady state*

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho \cdot dV + \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Sehingga persamaan di atas menjadi :

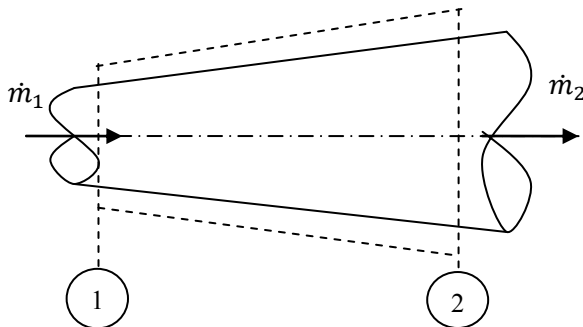
$$0 = \int_{CS} \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Dengan mengintegalkan persamaan di atas, maka didapat persamaan kontinuitas sebagai berikut :

$$0 = -[\rho_1 \cdot \bar{V}_1 \cdot A_1] + [\rho_2 \cdot \bar{V}_2 \cdot A_2]$$

Atau

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.3)$$



Gambar 2.6 persamaan kontinuitas dengan volume atur

Dimana :

$$\rho = \text{density (kg/m}^3\text{)}$$

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

$$A = \text{luas penampang (m}^2\text{)}$$

2.5 Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang kekekalan energi (*conservation of energy*). Persamaannya sebagai berikut :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \left[\frac{dE}{dt} \right]_{\text{system}} \quad (2.4)$$

Dimana energi total :

$$E_{\text{system}} = \int_{M(\text{system})} e \cdot dm = \int_{\forall(\text{system})} e \cdot \rho \cdot d\forall$$

Dengan nilai dari energi dalam adalah :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan \dot{Q} bernilai positif bila panas yang diberikan ke sistem dan sekelilingnya, sedangkan \dot{W} bernilai positif bila kerja diberikan dari sistem ke sekelilingnya. Hubungan antara sistem dan kontrol volume adalah :

$$\left[\frac{dN}{dt} \right]_{\text{system}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} \eta \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.5)$$

Dimana :

$$N_{\text{system}} = \int_{m(\text{system})} \eta \cdot dm + \int_{\forall(\text{system})} \eta \cdot \rho \cdot d\forall$$

Untuk menurunkan perumusan volume dari hukum pertama termodinamika $N = E$ dan $\mathbf{n} = \mathbf{e}$ sehingga diperoleh persamaan :

$$\left[\frac{dN}{dt} \right]_{\text{system}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

Pada saat t_0 sistem berhimpit dengan kontrol volume sehingga,

$$(\dot{Q} - \dot{W})_{CS} = (\dot{Q} - \dot{W})_{CV}$$

Dari persamaan 2.3 dan 2.4 maka didapat :

$$(\dot{Q} - \dot{W}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \quad (2.5)$$

Besarnya kerja pada volume atur dibagi menjadi empat kelompok, yaitu :

$$\dot{W} = \dot{W}_{shaft} + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}$$

Maka hukum pertama termodinamika menjadi :

$$\begin{aligned} (\dot{Q} - \dot{W}_{shaft} + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}) \\ = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} e \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA \end{aligned} \quad (2.6)$$

Dimana:

\dot{W}_{shaft} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan poros

\dot{W}_{normal} = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh tegangan normal

\dot{W}_{shear} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh tegangan geser

\dot{W}_{other} = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh kelistrikan

2.6 Tinggi- Tekan (*Head*)

Head / tinggi tekan adalah energi persatuan berat dimana ketinggian kolom *fluida* yang harus dicapai *fluida* untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot *fluida* yang sama.

Head ini dapat dikelompokkan dalam tiga bentuk, yaitu :

1. *Head* Potensial

Didasarkan pada ketinggian *fluida* di atas bidang datar. Jadi suatu kolom *fluida* setinggi 1 meter mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan *fluida* tersebut memiliki *head* sebesar 2 meter kolom air (*Z*).

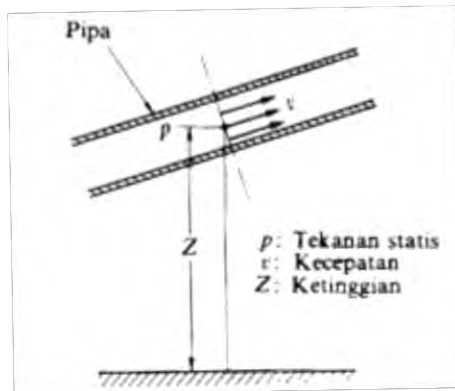
2. *Head* Kecepatan / Kinetik.

Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot *fluida* yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan dengan persamaan $\frac{v^2}{2.g}$.

3. *Head* Tekanan

Energi yang dikandung *fluida* akibat tekanannya yang dinyatakan dengan persamaan $\frac{P}{\gamma}$.

Energi mekanik total adalah energi *fluida* yang memiliki kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (*z*) yang dimiliki aliran diukur dari datum yang sudah ditentukan. Berikut ini adalah gambar yang memperjelas untuk tinggi tekan (*Head*) yang dimiliki aliran :

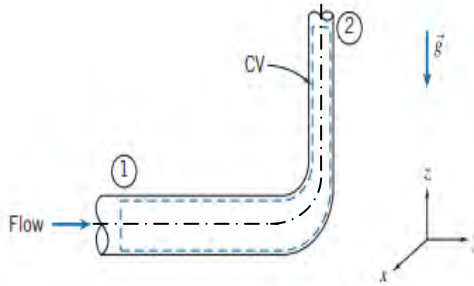


Gambar 2.7 Metode Mengukur *Head*

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

2.7 Persamaan Bernoulli

Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan Hukum Termodinamika I (Persamaan 2.6)



Gambar 2.8 Control Volume dan koordinat untuk analisis aliran energi yang melewati elbow 90⁰

(Sumber : Fox and McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*)

Untuk mengkaji energi yang hilang atau kerugian tinggi tekan yang terjadi pada aliran yang melalui pipa, digunakan persamaan energi, yaitu :

$$\begin{aligned} (\dot{Q} - \dot{W}_{shaft} + \dot{W}_{normal} + \dot{W}_{shear} + \dot{W}_{other}) \\ = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} (e + Pv) \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot dA \end{aligned} \quad (2.7)$$

Dimana :

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2} + g \cdot z$$

Dengan asumsi :

1. $\dot{W}_{normal} = 0$, $\dot{W}_{other} = 0$
2. $\dot{W}_{shear} = 0$ (meskipun terdapat tegangan geser pada dinding-dinding belokan, tetapi kecepatan pada dinding adalah nol)
3. *Steady Flow*
4. *Incompressible*
5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang *uniform*.

Dengan asumsi diatas, maka persamaan 2.7 menjadi :

$$(\dot{Q} - \dot{W}_{shaft} + \cancel{\dot{W}_{normal}^{0(1)}} + \cancel{\dot{W}_{shear}^{0(2)}} + \cancel{\dot{W}_{other}^{0(1)}}) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} (e + Pv) \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

$$\dot{Q} - \dot{W}_{shaft} = \int_{CS} (e) \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA + \int_{CS} P \cdot v \cdot \rho \cdot \bar{V} \cdot dA$$

$$\dot{Q} - \dot{W}_{shaft} = \dot{m}(u_2 - u_1) + \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \int_{A_2} \frac{\bar{V}_2^2}{2} \cdot \rho \cdot \bar{V}_2 \cdot dA_2 - \int_{A_1} \frac{\bar{V}_1^2}{2} \cdot \rho \cdot \bar{V}_1 \cdot dA_1$$

Karena aliran bersifat *vicous*, terlihat pada gambar bahwa kecepatan aliran pada penampang 1 dan 2 tidak *uniform*. Untuk menyelesaikannya, digunakan kecepatan rata-rata ke dalam persamaan energi. Untuk mengeliminasi tanda integral digunakan koefisien energi kinetik (α). Maka persamaan di atas menjadi :

$$\dot{Q} - \dot{W}_{shaft} = \dot{m}(u_2 - u_1) + \dot{m} \left(\frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} \right) + \dot{m} \cdot g \cdot (z_2 - z_1) + \dot{m} \left(\alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} - \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} \right) \quad (2.8)$$

Dimana

$$\frac{\partial Q}{\partial t} = u_2 - u_1 + \frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} + g \cdot z_2 - g \cdot z_1 + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} - \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2}$$

Dan

$$u = h + P \cdot v$$

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} = H_{loss}$$

Maka persamaan 2.8 menjadi :

$$\dot{Q} - \frac{\dot{W}}{m \cdot g} = \left(\frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) = (u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} \quad (2.9)$$

Dimana :

$$(u_2 - u_1) - \frac{\partial Q}{\partial m} = \text{kerugian energi dalam karena energi panas}$$

yang timbul disebabkan oleh gesekan *fluida* cair dengan dinding saluran (H_{loss}).

Bila persamaan 2.9 dikalikan dengan $\frac{1}{g}$ maka persamaan menjadi :

$$\left(\frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 \right) = \text{Head} \quad (2.10)$$

Dengan asumsi aliran *uniform* pada tiap penampang, maka :

$$\alpha_2 = \alpha_1 = 0$$

Sehingga persamaan 2.10 menjadi :

$$\text{Head} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + \left(\frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \cdot g} \right) + (z_2 - z_1) + \sum H_{LT} \quad (2.11)$$

Untuk laluan yang aktual, tinggi - tekan tidak selalu bernilai konstan. Hal ini dikarenakan oleh rugi-rugi *turbulensi* yang dapat ditulis sebagai berikut :

$$\text{Head} = \left(\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_1^2}{2 \cdot g} + z_1 \right) = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \right) + \sum H_{LT} \quad (2.12)$$

Dimana :

P_1 = tekanan pada kondisi awal (*suction*)

P_2 = tekanan pada kondisi akhir (*discharge*)

\bar{V}_1 = kecepatan pada kondisi awal (*suction*)

\bar{V}_2 = kecepatan pada kondisi akhir (*discharge*)

$\sum H_{LT}$ = jumlah *Head loss*

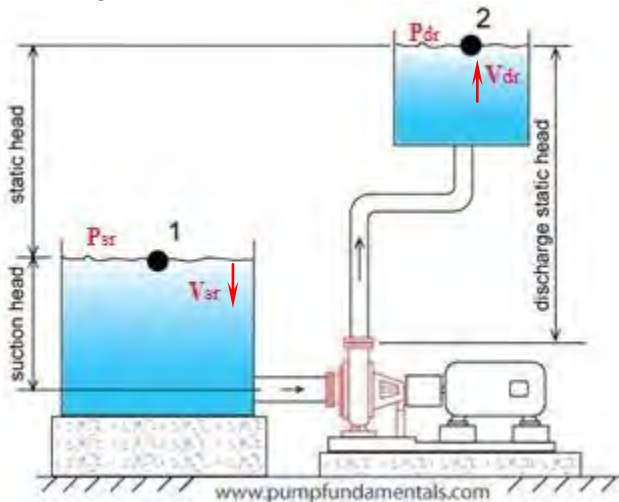
Energi total yang diberi tanda H sama dengan ketinggian tinggi tekan , atau :

$$\left(\frac{P}{\gamma} + \frac{\bar{V}^2}{2.g} + z \right) = H$$

Karena energi tidak dapat muncul atau hilang begitu saja, H adalah konstan (dengan mengabaikan rugi-rugi). Persamaan ini disebut dengan persamaan *Bernoulli*.

2.8 Head Effektif Instalasi

Merupakan besarnya *head* yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada diantaranya adalah karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian dan kerugian-kerugian.



Gambar 2.9 Head efektif instalasi

Persamaan *head* instalasi sebagai berikut :

$$H_{eff} = \Sigma H_{st} + \Sigma H_{din}$$

$$H_{eff} = \left\{ (H_d - H_s) + \left(\frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right) \right\} + \left\{ \left(\frac{\bar{V}_{dr}^2 - \bar{V}_{sr}^2}{2.g} \right) + \Sigma H_{LT} \right\} \quad (2.13)$$

2.8.1 Head Statis

Adalah perbedaan tinggi permukaan cairan pada bagian hisap dengan bagian tekan. *Head statis* tidak dipengaruhi oleh debit, hanya beda tekanan dan ketinggian.

$$\Sigma H_{st} = (H_d - H_s) + \left(\frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \right) \quad (2.14)$$

Dimana :

H_{st} = Head Statis total (m)

P_{sr} = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_{dr} = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis fluida $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

Head statis terdiri dari :

1. Head tekanan (*Pressure Head*)

Merupakan energi yang terdapat di dalam *fluida* akibat perbedaan tekanan antara *discharge reservoir* dan *suction reservoir*.

$$H_p = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} \quad (2.15)$$

Dimana :

H_p = Head statis total (m)

P_{sr} = tekanan pada kondisi *suction* (Pa)

P_{dr} = tekanan pada kondisi *discharge* (Pa)

γ = berat jenis fluida $\left(\frac{N}{m^3} \right)$

2. Head ketinggian (*Elevation Head*)

Merupakan perbedaan ketinggian dari permukaan *fluida* pada sisi *discharge reservoir* dan *suction reservoir* dengan acuan garis sumbu tengah pompa.

$$H_z = H_d - H_s \quad (2.16)$$

Dimana :

H_z = Head elevasi (m)

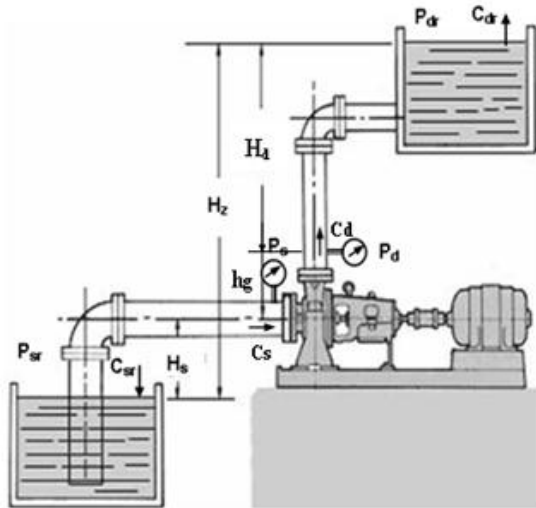
H_d = jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

H_s = jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

Terdapat dua macam instalasi *head* ketinggian , yaitu:

a. Suction Lift

Suction lift adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari permukaan *fluida* yang harus dipompakan terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction Lift* terjadi saat sumber suplai (*suction tank*) berada di bawah garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.10 merupakan contoh instalasi *suction lift*. Nilai $(H_d - H_s)$ bernilai + (positif), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



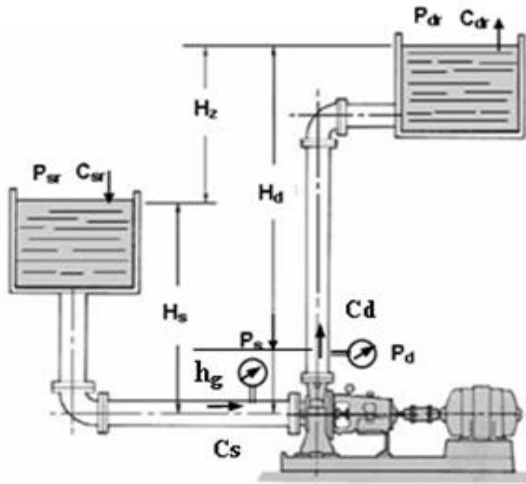
Gambar 2.10 Instalasi *suction lift*

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

b. Suction Head

Suction head adalah jarak vertikal dalam satuan *feet* atau *meter* dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian

fluida yang dipompakan. *Suction head* terjadi saat sumber suplai (*suction tank*) berada di atas garis tengah sumbu pompa. Gambar 2.11 merupakan contoh instalasi *suction head*. Nilai $(H_d - H_s)$ bernilai - (negatif), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.



Gambar 2.11 Instalasi *Suction Head*
 (Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

2.8.2 *Head Dinamis*

Head dinamis adalah *head* yang terdiri dari *velocity head* dan *head loss*. Untuk penjelasannya dapat dilihat pada penjelasan di bawah ini :

$$\Sigma H_{din} = \left(\frac{\bar{V}_{dr}^2 - \bar{V}_{sr}^2}{2.g} \right) + \Sigma H_{LT} \quad (2.17)$$

Dimana :

ΣH_{din} = *Head dinamis* (m)

ΣH_{LT} = kerugian tinggi tekan (m)

\bar{V}_{dr} = kecepatan aliran *discharge* $\left(\frac{m}{s} \right)$

\bar{V}_{sr} = kecepatan aliran *suction* $\left(\frac{m}{s} \right)$

$$g = \text{percepatan gravitasi } \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)$$

2.8.2.1 Velocity Head

Adalah *head* yang disebabkan karena adanya perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir* dan masuk ke dalam *discharge reservoir*. Velocity head ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$H_v = \left(\frac{\bar{V}_{dr}^2 - \bar{V}_{sr}^2}{2.g} \right) \quad (2.18)$$

Dimana :

$$\bar{V}_d = \text{kecepatan aliran discharge } \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$\bar{V}_s = \text{kecepatan aliran suction } \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$g = \text{percepatan gravitasi } \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)$$

2.8.2.2 Head Loss

Head Loss (kerugian tinggi tekan) merupakan suatu kerugian yang dialami aliran *fluida* selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter *fluida* serta aliran itu sendiri. Kerugian tinggi tekan (*Head loss*) dapat dibedakan atas, kerugian dalam pipa (*major losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor losses*).

2.8.2.2.1 Head Loss Mayor

Kerugian aliran *fluida* yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara *fluida* dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran *fluida* (kerugian kecil).

Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan dari rumus berikut :

Persamaan Darcy – Weisbach

$$H_l = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\bar{V}^2}{2.g} \quad (2.19)$$

Dimana :

H_l = kerugian *head* karena gesekan (m)

f = faktor gesekan

D = diameter pipa (m)

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa $\left(\frac{m}{s}\right)$

g = percepatan gravitasi $\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)$

Untuk aliran *laminar*, faktor gesekan dapat dinyatakan dengan rumus :

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.20)$$

Untuk aliran *turbulen*, faktor gesekan dibedakan menjadi :

- a. Untuk pipa halus, hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

Blasius :

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.21)$$

untuk $3000 \leq Re \leq 100000$

- b. Untuk pipa kasar dan halus , hubungan antara bilangan *reynold* dengan faktor gesekan :

Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.22)$$

Untuk menggunakan persamaan ini digunakan dilakukan dengan menggunakan itrasi yang membuat harga f dapat lebih akurat. Adapun cara lain untuk mempermudah mencari harga *friction factor* (f), dapat menggunakan *moody diagram* dengan fungsi *reynold number* (Re) dan ε/D terhadap *friction factor* (f).

Persamaan *Colebrook-White* berlaku untuk seluruh kisaran aliran non *laminar* dalam *diagram moody*.

2.8.2.2.2 Head Loss Minor

Selain kerugian *head loss mayor*, juga terdapat kerugian yang disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besarnya kerugian minor, yaitu :

$$\Sigma H_{lm} = K \cdot \frac{\bar{V}^2}{2 \cdot g} \quad (2.23)$$

Dimana :

\bar{V} = kecepatan aliran dalam pipa ($\frac{m}{s}$)








g = percepatan gravitasi ($9,81 \frac{m}{s^2}$)




K = koefisien kerugian (minor losses) pipa

Dimana harga K dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$K = f \cdot \frac{L_e}{D} \quad (2.24)$$

Tabel 2.1 Nilai koefisien (k) berbagai jenis fitting

No	Jenis Fitting	Simbol / gambar	Nilai Koefisien (k)	Jumlah
1	Entrance		0,5	1
2	Ball valve		0,04 dan 0,05	3
3	Flowmeter		5	1
4	Gate valve		0,11 dan 0,14	3
5	Check valve		2	1
6	Strainer		1	1
7	Concentric reducer		1,84	1

8	Eccentric reducer		0,96	1
9	Concentric defuser		0,22	2
10	Elbow 90° pipe bends		0,16 ; 0,18 ; 0,2	17

2.9. Net Positive Suction Head (NPSH)

Net Positive *Suction Head* (NPSH) merupakan ukuran dari *head suction* terendah yang memungkinkan bagi cairan untuk tidak mengalami kavitasi. NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap terjadinya kavitasi.

2.9.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

NPSH_A merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis :

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \Sigma H_{lS} \quad (2.24)$$

dimana :

$NPSH_A$ = NPSH yang tersedia pada instalasi (m)

$\frac{P_a}{\gamma}$ = tekanan absolut diatas permukaan cairan pada *suction* reservoir (m)

$\frac{P_v}{\gamma}$ = tekanan uap cairan yang dipompa pada temperatur pemompaan (m)

h_s = *Head* hisap statis (m)

ΣH_{lS} = *Head* loss pada pipa hisap (m)

2.9.2 Net Positive Suction Head Required (NPSH_R)

NPSH_R adalah NPSH yang diisyaratkan pompa yang bersangkutan supaya bisa bekerja. NPSH_R ini ditentukan oleh pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari banyak faktor, antara lain: desain *impellernya*, kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Agar pompa dapat bekerja tanpa

mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan sebagai berikut :

$$NPSH_A > NPSH_R \quad (2.25)$$

2.10 Koreksi *Performance* untuk Zat Cair Kental

Jika pompa dipakai untuk memompa zat cair kental yang mempunyai viskositas lebih tinggi daripada air maka performa pompa akan menurun. Jadi, jika spesifikasi pompa telah ditentukan atas dasar zat cair yang akan dipompa, maka dalam pemilihan sebuah pompa perlu dicari spesifikasi yang sesuai untuk mengoperasikan pompa yang sama dengan air bersih. Untuk itu dapat digunakan cara yang ditetapkan oleh *Hydraulic Institute* di Amerika Serikat. Menurut cara ini, kapasitas, head total pompa, dan perbandingan reduksi C_Q , C_H , dan C_η dari efisiensi pompa harus ditentukan lebih dahulu menurut diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas kecil / besar. Kemudian hubungan antara spesifikasi-spesifikasi dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$\left. \begin{aligned} Q_O &= C_Q \times Q_W \\ H_O &= C_H \times H_W \\ \eta_o &= C_\eta \times \eta_W \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

dimana :

Q_O = kapasitas zat cair kental

Q_W = kapasitas air bersih

H_O = head instalasi zat cair kental

H_W = head instalasi air bersih

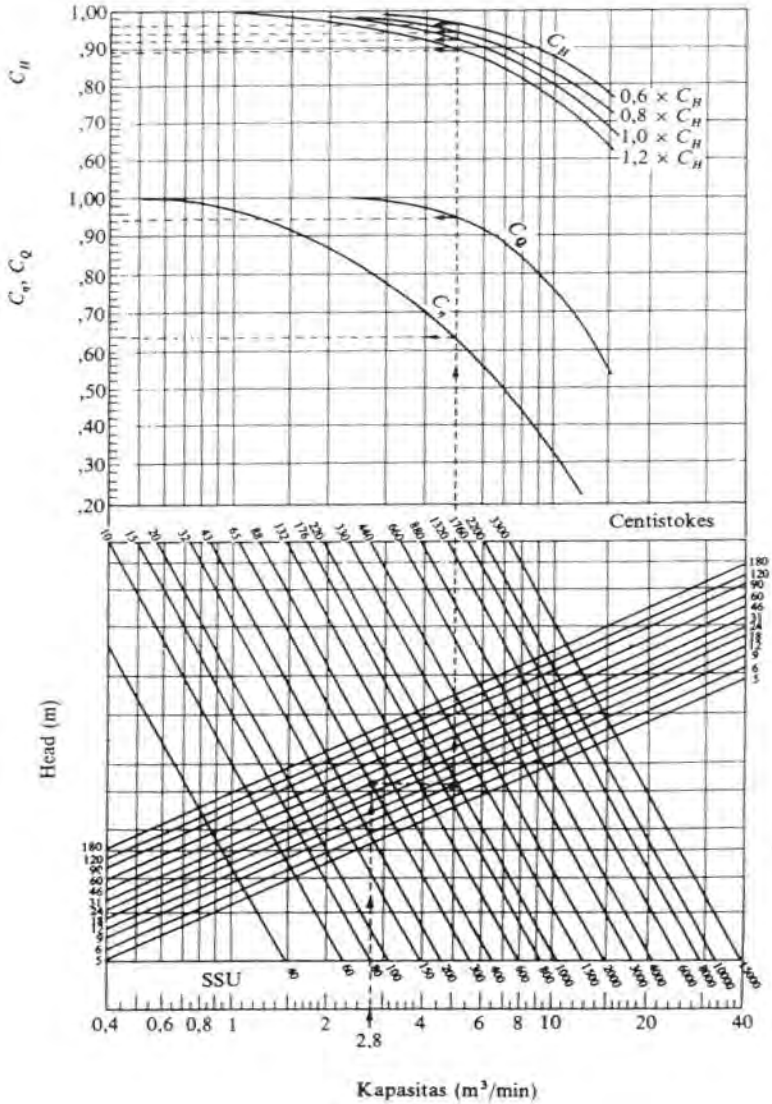
η_o = efisiensi zat cair kental

η_W = efisiensi air bersih

C_Q = perbandingan reduksi/faktor koreksi kapasitas

C_H = perbandingan reduksi/faktor koreksi head instalasi

C_η = perbandingan reduksi/faktor koreksi efisiensi



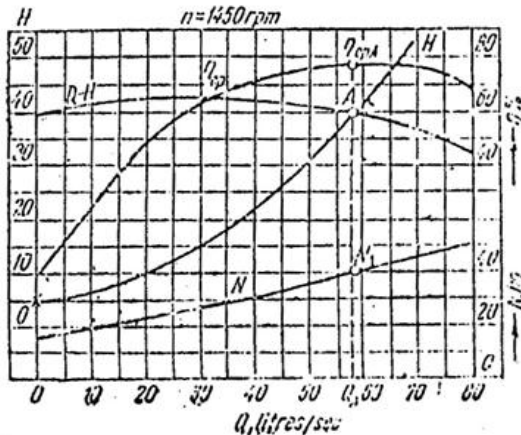
Gambar 2.12 Diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas besar
(Sumber : Sularso Tahara Haruo, Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan, Cetakan pertama)

2.11 Kurva Karakteristik Pompa

Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi. Antara performa *head*, kapasitas, daya dan efisiensi. Secara umum karakteristik pompa sentrifugal terbagi menjadi 3, yaitu :

2.11.1 Karakteristik Kerja

Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan kecepatan impeler (putaran pompa) yang konstan. Kurva ini divariasikan harga kapasitasnya dengan membuka/menutup *valve-valve* yang ada agar bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva kapasitas (Q) fungsi *head*.

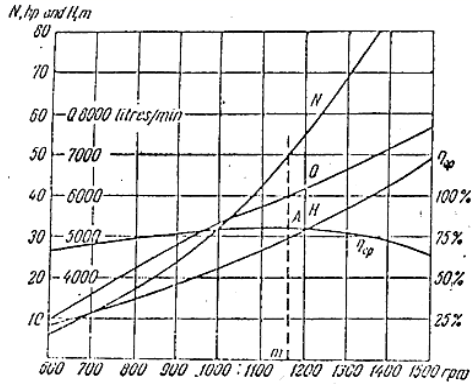


Gambar 2.13 Karakteristik Kerja

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

2.11.2 Karakteristik Utama

Adalah kurva karakteristik yang menunjukkan hubungan *head* dan kapasitas dengan perubahan putaran-putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan kecepatan impeler. Di bawah ini adalah grafik karakteristik utama :

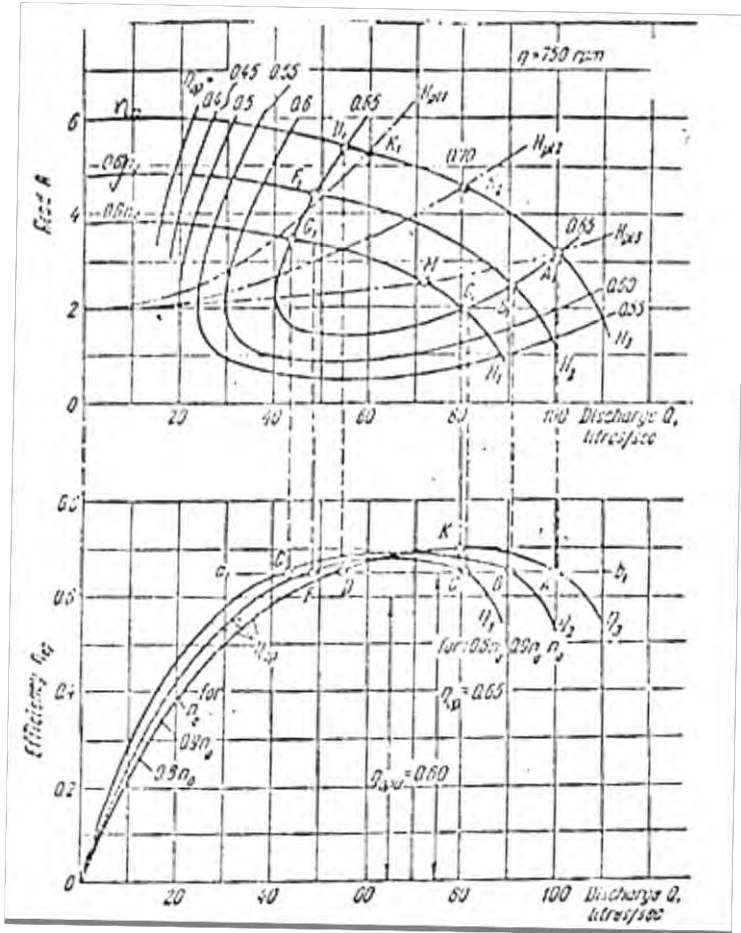


Gambar 2.14 Karakteristik Utama

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

2.11.3 Karakteristik Universal

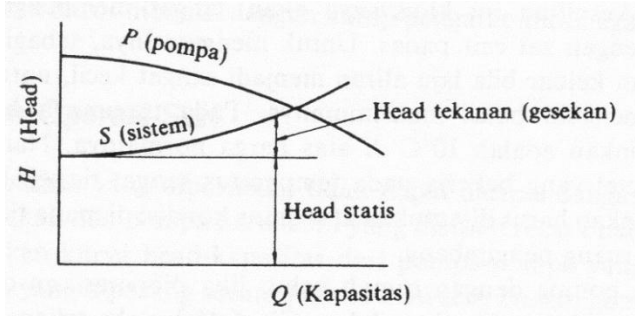
Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter-parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.



Gambar 2.15 Karakteristik Universal
 (Sumber : Sularso Tahara Haruo, Pompa dan Kompresor Pemilihan
 Pemakaian dan Pemeliharaan, Cetakan pertama)

2.11.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa adalah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada *head* tertentu yang bekerja dengan performa yang baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh perpotongan kurva sistem dengan kurva pompa yang ditunjukkan seperti pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.16 Titik Operasi Pompa

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan*, Cetakan pertama)

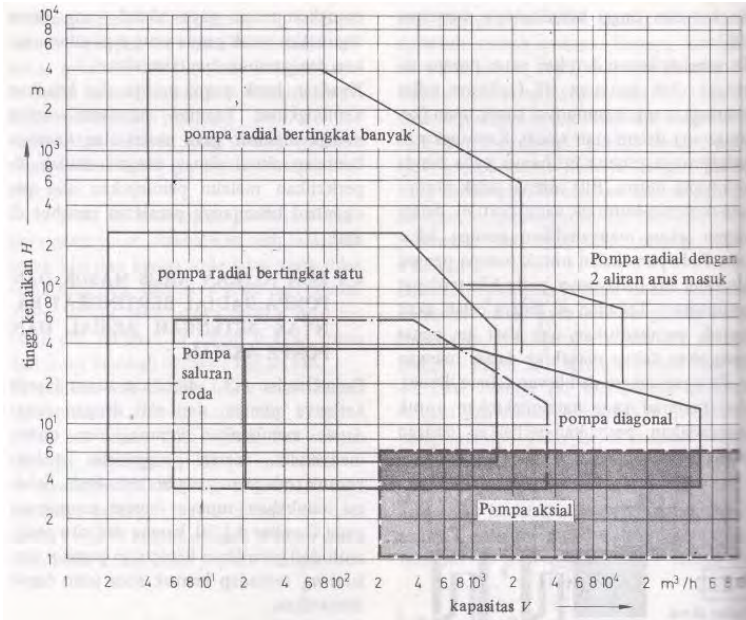
Titik operasional pompa harus sedapat mungkin dijaga agar selalu berada pada area efisiensi pompa tertinggi. Terutama bila pengoperasian pompa digunakan pada sistem yang memerlukan variasi *head* dan besar aliran *fluida* yang akan menggeser kurva sistem.

2.12 Pertimbangan Pemilihan Pompa

Untuk pompa besar dan pompa khusus yang digunakan dalam suatu instalasi tertentu, perlu dilakukan pemilihan sedemikian rupa hingga memenuhi kapasitas dan *head* yang sesuai dengan rancangan. Oleh karena itu, dengan data kapasitas, *head* dan NPSH yang sudah diketahui, maka dapat dilakukan perhitungan untuk putaran pompa dan jenis pompa.

2.12.1 Pemilihan Pompa

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan *head* total pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih. Untuk itu dapat dilihat diagram yang ada di bawah ini :



Gambar 2.17 Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa
(Sumber : Fritz Dietzel, Turbin Pompa dan Kompresor, Alih Bahasa)

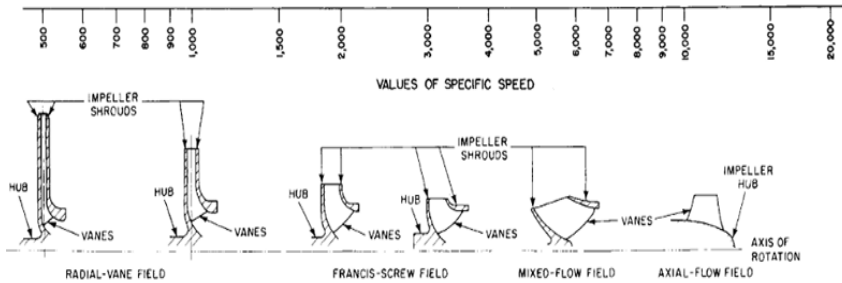
Untuk menentukan pompa sentrifugal yang tepat yang digunakan pada sebuah sistem, maka kurva karakteristik pompa dan kurva karakteristik sistem digabungkan. Titik pertemuan antara kedua kurva tersebut merupakan titik operasional. Titik operasional paling optimal adalah jika titik pertemuan antara kedua kurva tersebut berada pada area *BEP* (*Best Efficiency Point*).

2.12.2 Penentuan Putaran Spesifik dan Bentuk Impeller

Dengan putaran pompa yang sudah diketahui dari penggerak motornya, sehingga dapat ditentukan putaran spesifiknya dengan menggunakan persamaan :

$$n_s = 3,65 \times \frac{n\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}} \quad (2.27)$$

Dengan mengetahui putaran spesifik ini, dapat diketahui jenis pompa dan bentuk impeller seperti pada gambar di bawah ini :



Gambar 2.18 putaran spesifik dan bentuk impeller

2.13 Daya

2.13.1 Daya Pompa / Daya Air (WHP)

Daya air adalah energi yang diterima oleh air dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$WHP = \gamma \times Q \times H_{eff} \quad (2.28)$$

Dimana :

WHP : Daya Fluida (kW)

γ : Berat fluida per satuan volume

Q : Kapasitas yang direncanakan (m^3/s)

H_{eff} : *Head* efektif instalasi (m)

2.13.2 Daya Poros

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p} \quad (2.29)$$

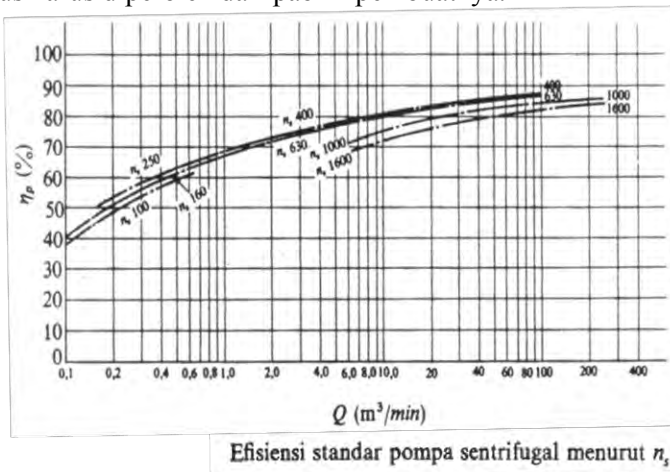
Dimana :

P_{shaft} = Daya Poros (Watt)

WHP = Daya Pompa / Daya Air (Watt)

η_p = Efisiensi Pompa (desimal)

Harga-harga standar efisiensi pompa η_p diberikan dalam gambar dibawah ini. Efisiensi pompa untuk pompa-pompa jenis khusus harus diperoleh dari pabrik pembuatnya.



Gambar 2.19 Efisiensi Standar Pompa

(Sumber : Sularso Tahara Haruo, Pompa dan Kompresor Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan)

2.13.3 Daya Nominal Penggerak Mula

Daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} \quad (2.30)$$

Dimana :

P_m : Daya Nominal Penggerak Mula (kW)

α : Faktor Cadangan (kW)

η_t : Efisiensi Transmisi

Faktor cadangan dan untuk efisiensi transmisi dapat dicari dengan melihat pada table di bawah ini :

Tabel 2.2 Perbandingan Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor induksi	0,1 - 0,2
Motor bakar kecil	0,15 - 0,25
Motor bakar besar	0,1 - 0,2

Apabila titik kerja sebuah pompa bervariasi dalam suatu daerah tertentu, maka daya poros biasanya juga bervariasi. Jadi daya nominal harus ditentukan untuk daya poros maksimum P dalam daerah kerja normal dengan menggunakan persamaan di atas.

Untuk pompa-pompa standar, daya nominal dapat dipilih dengan menggunakan diagram pemilihan yang disediakan dari perusahaan pembuatnya.

2.13 Sistem Perpipaan

Pipa merupakan saluran fluida yang menghubungkan suatu tempat ke tempat yang lain. Pada setiap instalasi pemipaan, pipa mempunyai fungsi dan sistem yang berlainan dan berkaitan langsung dengan sifat-sifat fisik dari fluida yang mengalir seperti tekanan, temperatur dan juga kecepatan aliran. Oleh karena itu, material yang dipakai bermacam-macam sesuai dengan karakteristiknya.

2.13.1 Material Pipa

Material pipa yang digunakan dalam suatu perencanaan sangat menentukan panjang pendeknya umur pemakaian pipa tersebut. Beberapa macam pipa yang dipakai adalah sebagai berikut:

a. **Stainless Steel Pipe**

Jenis pipa stainless steel sangat luas penggunaannya. Hal ini disebabkan material ini mempunyai sifat ketahanan

terhadap korosi yang tinggi. Sifat tahan korosinya diperoleh dari lapisan oksida (terutama chrom) yang sangat stabil yang melekat pada permukaan dan melindungi baja terhadap lingkungan yang korosif. Salah satu penggunaan stainless steel terdapat pada penggunaan pipa yang berfungsi untuk mengalirkan air bersih.

b. Cast Iron Pipe

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air, pipa uap dan pipa gas dengan tekanan dibawah 250 psi dan temperatur tidak melebihi 450° C. Sifat mekanis pipa ini kuat tetapi rapuh pada temperatur rendah dan memiliki ketahanan terhadap korosi.

c. Carbon Steel Pipe

Jenis pipa ini dipakai sebagai pipa air dan mampu bertahan sampai temperatur 850° C. Relatif lebih ringan, kuat dan dapat disambung dengan pengelasan.

d. Alloy Steel Pipe

Jenis pipa ini dipakai dalam industri karena relatif lebih ringan, kuat dan dapat dilas. Akan tetapi kurang tahan terhadap korosi serta biasanya dapat dibuat tanpa sambungan.

e. Polyvinyl Chloride (PVC)

Polyvinyl chloride (PVC) adalah pipa yang terbuat dari plastik dan beberapa kombinasi vinyl lainnya. Memiliki sifat yang tahan lama dan tidak gampang dirusak. Pipa PVC juga tidak berkarat atau membusuk. Oleh karena itu, PVC ini paling sering digunakan dalam sistem irigasi/perairan yang banyak mengandung material yang bersifat korosif.

Dalam analisa dan keadaan di lapangan, system perpipaan pompa *booster* pada *Central Processing Area* JOB P-PEJ Tuban menggunakan bahan *Carbon Steel Pipe schedule 40* karena fluidanya merupakan *crude oil* (minyak mentah) yang mempunyai temperature kerja 130°F.

2.13.2 Kode dan Standar Pipa

Kode dan standar merupakan suatu acuan teknis dalam perencanaan yang diterbitkan oleh suatu instansi / lembaga internasional dan digunakan secara internasional pula.

Untuk sistem perpipaan, kode dan standar yang digunakan antara lain adalah:

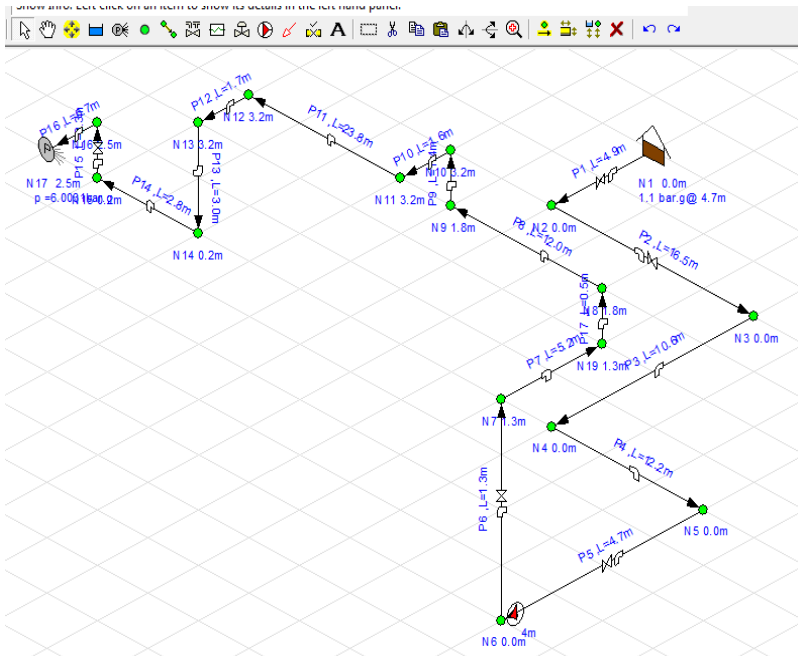
- ANSI (American National Standard Institution)
- API (American Petroleum Institution)
- ASME (American Society of Mechanical Engineering)
- ASTM (American Society for Testing and Material)
- MSS (Manufacturers Standardization Society)
- JIS (Japanese Industrial Standard)

Untuk kode dan standar yang nasional adalah:

- SNI (Standar Nasional Indonesia)

2.14 *Software Pipe Flow Expert*

Pipe Flow Expert merupakan program perangkat lunak yang digunakan untuk desain perpipaan dan pemodelan sistem pipa. *Software* ini dapat digunakan untuk menghitung aliran *fluida* dalam jaringan pipa terbuka maupun tertutup dengan suatu kapasitas *reservoir*, beberapa pompa yang dihubungkan secara seri dan paralel serta beberapa ukuran dan *fitting* suatu pipa. *Pipe flow expert* ini akan menghitung laju aliran di setiap pipa dan akan menghitung penurunan tekanan pipa seluruh sistem. Pada gambar 2.20 menunjukkan penampang salah satu instalasi pada *software pipe flow expert*.

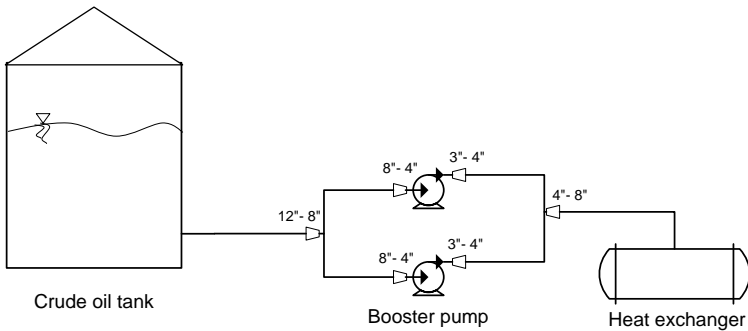


Gambar 2.20 Instalasi pada Pipe flow expert

BAB III METODOLOGI

Adapun data tugas akhir ini dilaksanakan di Joint Operating Body Pertamina – Petrochina East Java (JOB P-PEJ) Tuban pada *Central Processing Area*. Untuk mendapatkan pengetahuan serta pemahaman yang lebih jelas di lapangan tentang instalasi *crude oil booster pump* yang digunakan untuk menyalurkan *crude oil* dari tangki penampungan ke *heat exchanger*, maka dilakukan studi literatur dan pengamatan langsung.

Berikut ini merupakan skema instalasi *crude oil booster pump*.



Gambar 3.1 Skema instalasi *crude oil booster pump*

3.1. Data-Data Hasil Survey

Setelah dilakukan survey lapangan di Pertamina - Petrochina Tuban mengenai instalasi perpipaan *crude oil booster pump*, sehingga diperoleh data-data sebagai berikut:

3.1.1 Data Crude Oil Booster Pump

Jenis pompa	: JOHNSON-PUMP
No. model	: ERPN 65-100
Kapasitas	: 10.000 BPD/each
Tekanan Discharge	: 80 psig
Voltage	: 460 V
Frekuensi	: 60 Hz
Daya motor	: 25 HP

3.1.2. Data Fluida

Fluida kerja	: <i>crude oil</i> (minyak mentah)
Kapasitas	: 20.000 BPD
Temperatur kerja	: 130 ⁰ F (54,4 ⁰ C)
<i>API gravity</i> at 130 ⁰ F	: 40
<i>Specific gravity</i> at 130 ⁰ F	: 0,82
<i>Density</i> (ρ)	: 808,71 kg/m ³
<i>Viscositas dinamik</i> (μ)	: 2 cP (2 x 10 ⁻³ kg/ms)
<i>Viscositas kinematik</i> (ν)	: 2,4 x 10 ⁻⁶ m ² /s
<i>Vapor pressure</i> (P_v)	: 103 kPa

3.1.3. Data Pipa

Diameter pipa pada kondisi di lapangan :

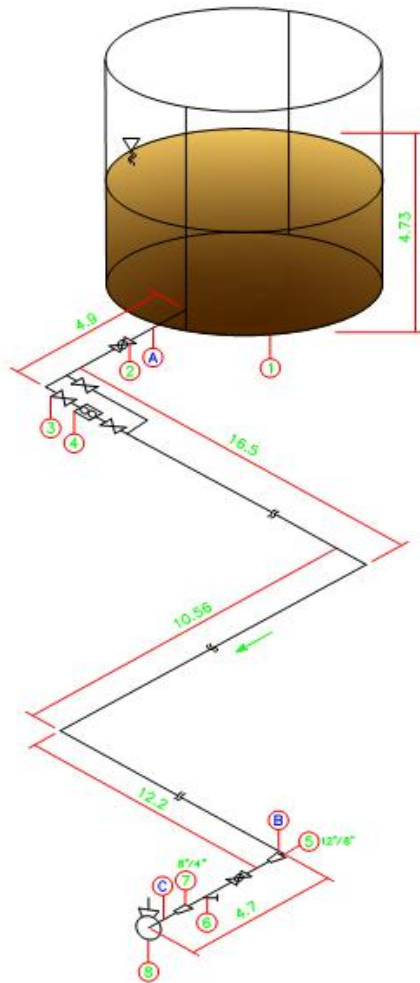
- Diameter pipa *section* A-B : 12 inch
- Diameter pipa *section* B-C : 8 inch
- Diameter pipa *section* C-D : 4 inch
- Diameter pipa *section* D-E : 8 inch

Panjang pipa pada kondisi di lapangan :

- Panjang pipa *section* A-B : 44,16 m
- Panjang pipa *section* B-C : 4,7 m
- Panjang pipa *section* C-D : 7,25 m
- Panjang pipa *section* D-E : 49,05 m

Bahan pipa kondisi di lapangan : *Carbon Steel Pipe schedule 40*

3.1.4. Data *Suction Pipeline* Kondisi Di Lapangan



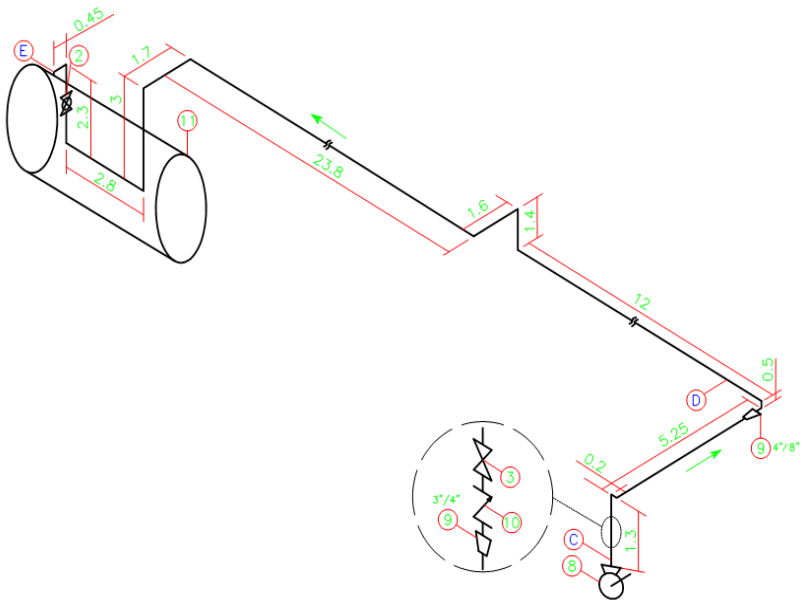
Gambar 3.2 *Suction Pipeline*

Keterangan :

Kapasitas tangki	: 30.000 barrel
Tekanan dalam tangki	: 1,7 psig
Tinggi tangki	: 10,3 m

Diameter tangki	: 24,8 m
Tinggi minimum <i>crude oil</i>	: 4,73 m
Panjang pipa <i>section A-B</i>	: 44,16 m
Diameter pipa <i>section A-B</i>	: 12 inch
Panjang pipa <i>section B-C</i>	: 4,7 m
Diameter pipa <i>section B-C</i>	: 8 inch

3.1.5. Data *Discharge Pipeline* Kondisi Di Lapangan



Gambar 3.3 *Discharge Pipeline*

Keterangan :

Panjang pipa <i>section C-D</i>	: 7,25 m
Diameter pipa <i>section C-D</i>	: 4 inch
Panjang pipa <i>section D-E</i>	: 49,05 m
Diameter pipa <i>section D-E</i>	: 8 inch
Tekanan pada <i>inlet heat exchanger</i>	: 76 psig

Adapun langkah dan prosedur penyusunan tugas akhir ini secara berurutan dapat dijelaskan sebagai berikut :

3.2. Study Literature

- a. Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai “Perencanaan Ulang Instalasi *Crude Oil Booster Pump*” di Joint Operating Body Pertamina – Petrochina East Java, Tuban.
- b. Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada dosen pembimbing Tugas Akhir.
- c. Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan oleh perusahaan.

3.3. Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data-data yang diperlukan dalam analisa perencanaan instalasi. Kegiatan diatas meliputi :

- a. Studi Literatur.
Dalam studi literatur ini dipelajari dari buku-buku yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang ada di perusahaan ataupun literatur dari mata kuliah yang berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.
- b. Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi riil instalasi serta jenis peralatan yang dipergunakan. Dengan didampingi pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah yang dapat memberikan gambaran secara jelas data-data yang kita perlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

3.4. Cek Diameter Terhadap Kecepatan yang Diizinkan

Untuk kecepatan aliran yang diizinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja *crude oil* ditunjukkan pada tabel dibawah ini (Sumber: Francis S, *Oilfield Processing of petroleum : Crude Oil*).

Tabel 3.1 Typical pump line velocities

Pump Type	V suction	V discharge
	(ft/s)	(ft/s)
Reciprocating		
< 250 rpm	2	6
250 - 330 rpm	1,5	4,5
> 330 rpm	1	3
Centrifugal	2 - 3	6 - 9

Perhitungan konversi kecepatan yang diijinkan :

$$\bar{V}_{suction\ min} = 2 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 0,61 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{suction\ max} = 3 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 0,91 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{discharge\ min} = 6 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 1,83 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{discharge\ max} = 9 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 2,74 \frac{m}{s}$$

Dengan menggunakan dasar kecepatan aliran fluida untuk *centrifugal pump discharge* yaitu 2,74 m/s dan *centrifugal pump suction* yaitu 0,91 m/s (Francis S, *Oilfield Processing of petroleum:Crude Oil*), maka perpipaan pada kondisi eksisting tersebut kurang efektif menurut tinjauan biaya, pemilihan daya pompa dan perawatan.

3.5. Perancangan Ulang

Meninjau dari dasar kecepatan aliran fluida tersebut maka dipilih diameter yang baru yaitu :

- Diameter pipa *section* A-B : 10 inch
- Diameter pipa *section* B-C : 6 inch
- Diameter pipa *section* C-D : 4 inch
- Diameter pipa *section* D-E : 6 inch

Adapun *fitting* pada sistem perpipaan pompa booster dan nilai hambatan berdasarkan *pipe flow expert* ditunjukkan pada tabel 3.2 :

Tabel 3.2 *Fitting* dan nilai K pada diameter pipa yang baru

Nama <i>Fitting</i>	NPS (inch)	K	Jumlah
<i>Entrance</i>	10	0,5	1
<i>Ball valve</i>	10	0,04	1
<i>Gate Valve</i>	10	0,11	2
<i>Flowmeter</i>	10	5	1
<i>Elbow 90° pipe bends</i>	10	0,16	4
<i>Reducer</i>	10	1,84	1
<i>Ball valve</i>	6	0,05	2
<i>Strainer</i>	6	1	1
<i>Reducer</i>	6	0,96	1
<i>Elbow 90° pipe bends</i>	6	0,18	10
<i>Defuser</i>	4	0,22	2
<i>Gate Valve</i>	4	0,14	1
<i>Swing Check Valve</i>	4	2	1
<i>Elbow 90° pipe bends</i>	4	0,2	3

3.6. Perencanaan Gambar

Setelah dilakukan pemilihan pompa dan penambahan *fitting*, maka proses selanjutnya adalah membuat rancangan gambar yang baru pada sistem perpipaan pompa *booster* pada CPA JOB P-PEJ Tuban. Untuk lebih jelasnya, gambar perencanaan yang baru pada tugas akhir ini dicantumkan pada lampiran.

3.7. Perhitungan

Melakukan perhitungan kapasitas, kecepatan aliran pada pipa, *head* instalasi pompa serta daya pompa yang dibutuhkan dengan menggunakan data yang telah diperoleh dari perusahaan. Perhitungan tersebut meliputi :

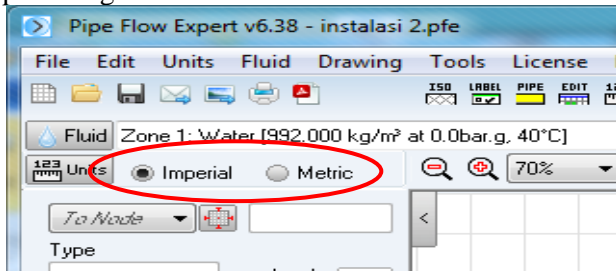
a. Perhitungan Manual

Dalam perhitungan manual ini digunakan persamaan dasar sesuai dengan teori yang ada untuk menghitung berbagai data yang diperlukan. Perhitungan ini dilakukan secara manual dengan bantuan alat bantu hitung.

b. Perhitungan Numerik

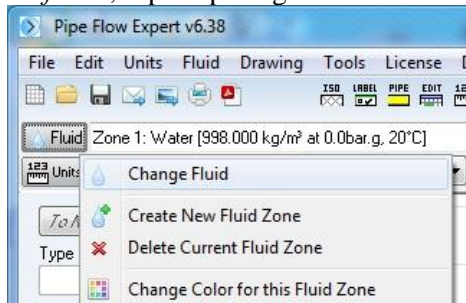
Perhitungan numerik ini digunakan untuk membandingkan antara perhitungan manual yang dilakukan secara manual dengan hasil perhitungan menggunakan *software*. *Software* yang digunakan dalam perhitungan numerik ini adalah *Pipe Flow Expert*. Langkah – langkah dalam menggunakan *software* ini adalah sebagai berikut:

1. Membuka jendela *software Pipe Flow Expert*
2. Memilih satuan yang akan digunakan dalam proses perhitungan



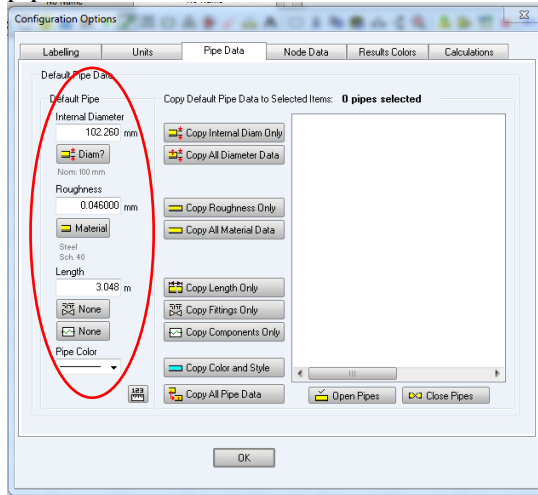
Gambar 3.4 Pemilihan satuan

3. Memilih fluida kerja dan temperatur kerja pada perintah '*fluid*', seperti pada gambar di bawah ini.



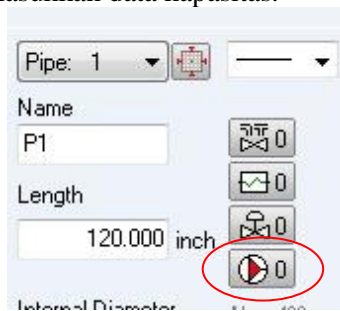
Gambar 3.5 tombol perintah untuk memilih fluida kerja

4. Menggambar instalasi pompa sesuai dengan kondisi lapangan, kemudian mengisi data – data berupa material pipa, diameter pipa, aksesoris dan panjang pipa.

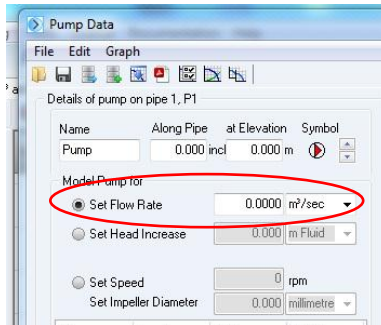


Gambar 3.6 Form pengisian data pipa dan aksesoris

5. Untuk memasukkan data kapasitas pompa, klik pada tombol pompa seperti pada gambar, kemudian akan muncul jendela 'pump data'. Pilih 'set flow rate', kemudian masukkan data kapasitas.

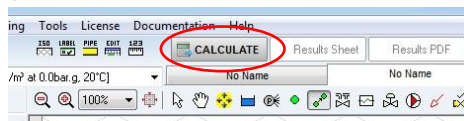


Gambar 3.7 Ikon eksekusi untuk menambahkan pompa pada instalasi

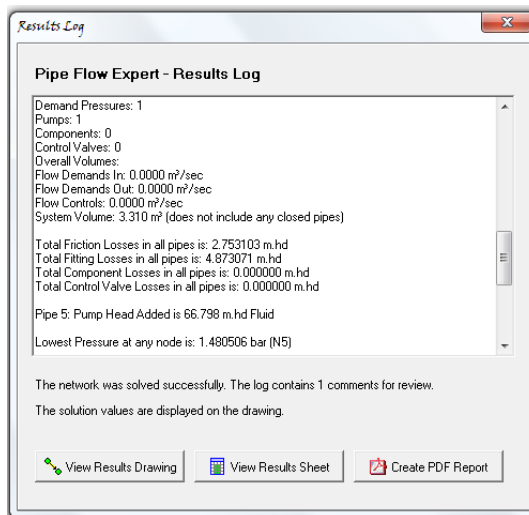


Gambar 3.8 Jendela *pump data*, untuk memasukkan data pompa

6. Apabila semua data telah dimasukkan, maka untuk mendapatkan hasil perhitungan, klik pada tombol **CALCULATE** hingga muncul hasil perhitungan instalasi.



Gambar 3.9 tombol eksekusi perhitungan



Gambar 3.10 Contoh hasil perhitungan

7. Untuk melihat data hasil perhitungan yang lebih lengkap, klik pada 3 pilihan pada gambar 3.10 '*view results drawing*', '*view result sheet*', atau '*create PDF Report*'.

Dengan melakukan perhitungan secara numerik menggunakan *Pipe Flow Expert*, maka secara otomatis kita akan mendapatkan data berupa:

- a. Data fluida kerja berupa tekanan uap jenuh dan viskositas kinematic
- b. Data pipa berupa diameter dalam dan nilai kekasaran permukaan (*Roughness*)
- c. Debit masing – masing pipa
- d. Kecepatan aliran dalam pipa
- e. *Reynold number* (*Re*)
- f. *Friction factor*
- g. *Friction loss*
- h. Tekanan pada masing – masing pipa
- i. *Pump Head*
- j. *Pump NPSH_A*

3.8. Pemilihan Pompa

Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil perhitungan kapasitas, kecepatan aliran, head pompa dan daya pompa.

3.9. Kesimpulan

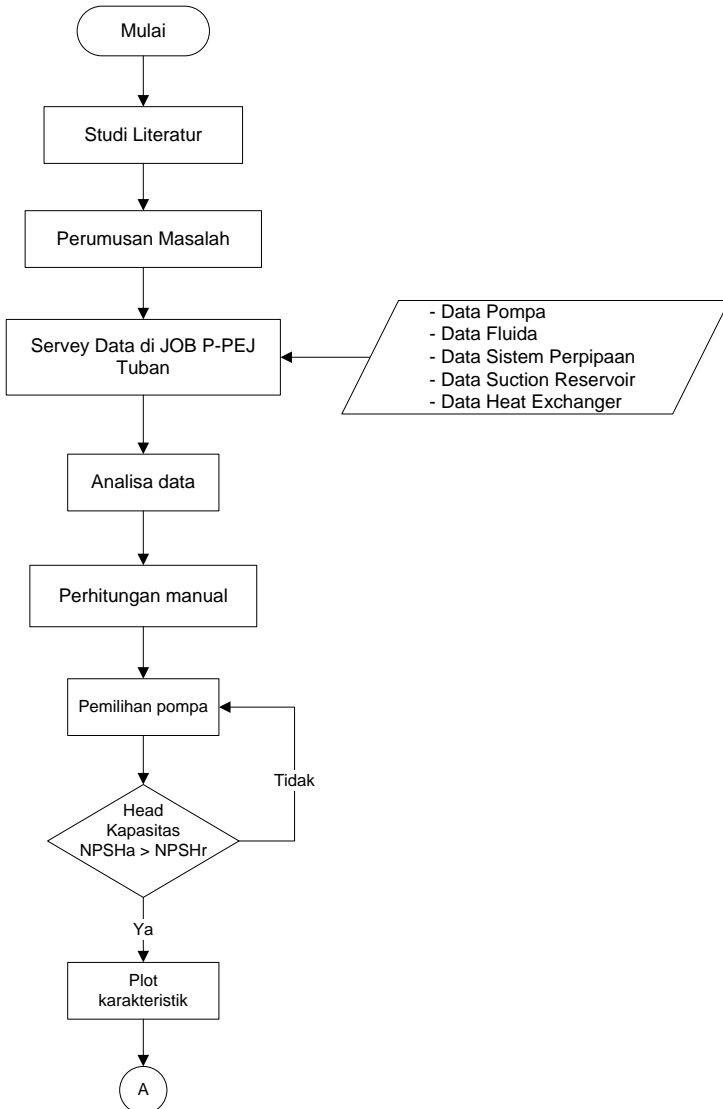
Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dari perhitungan.

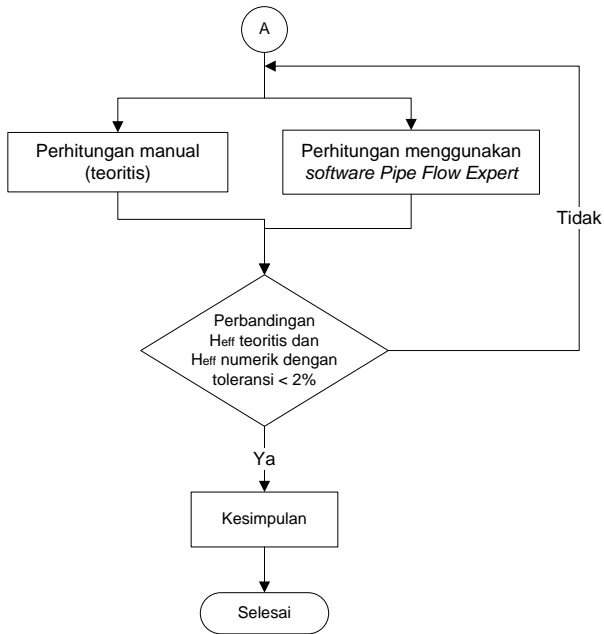
Catatan : data-data lain yang tidak diketahui dan berhubungan dengan analisa perhitungan instalasi pompa dapat dicari pada table, lampiran-lampiran, dan buku referensi yang mendukung. Untuk gambar instalasi dapat dilihat pada lampiran.

3.10. Urutan Pengerjaan

3.10.1. Diagram Alir Penulisan Tugas Akhir

Adapun langkah-langkah penulisan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :

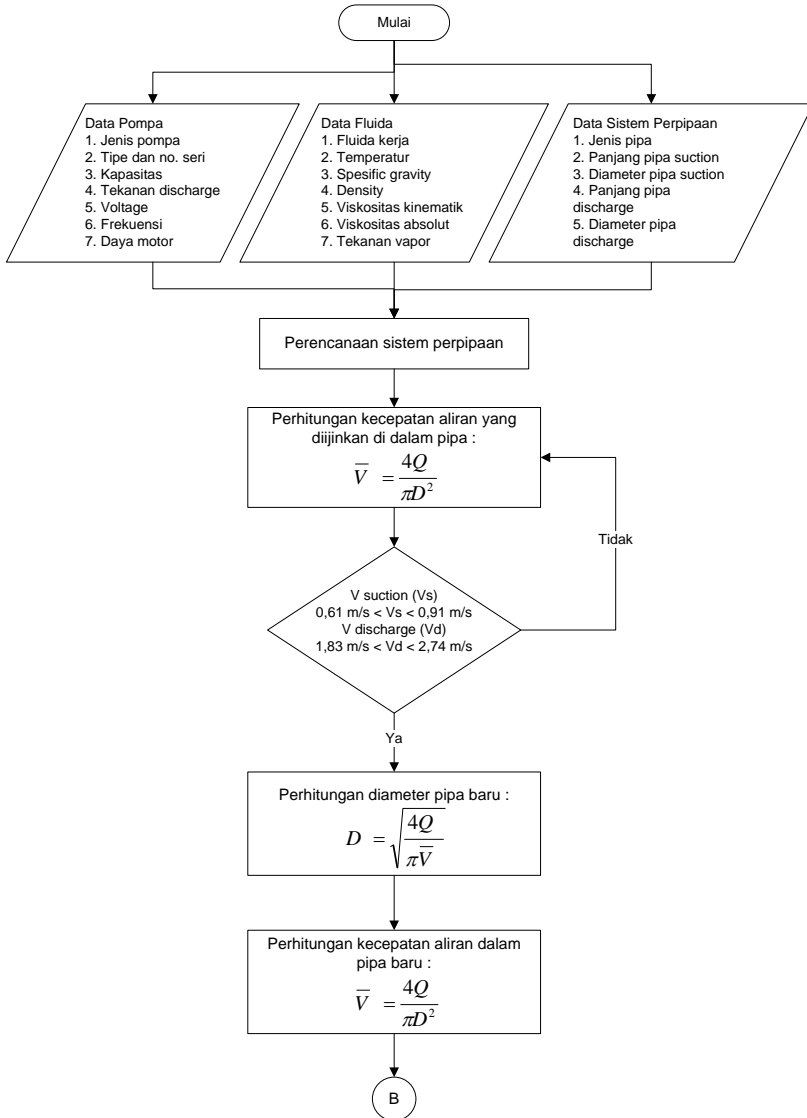


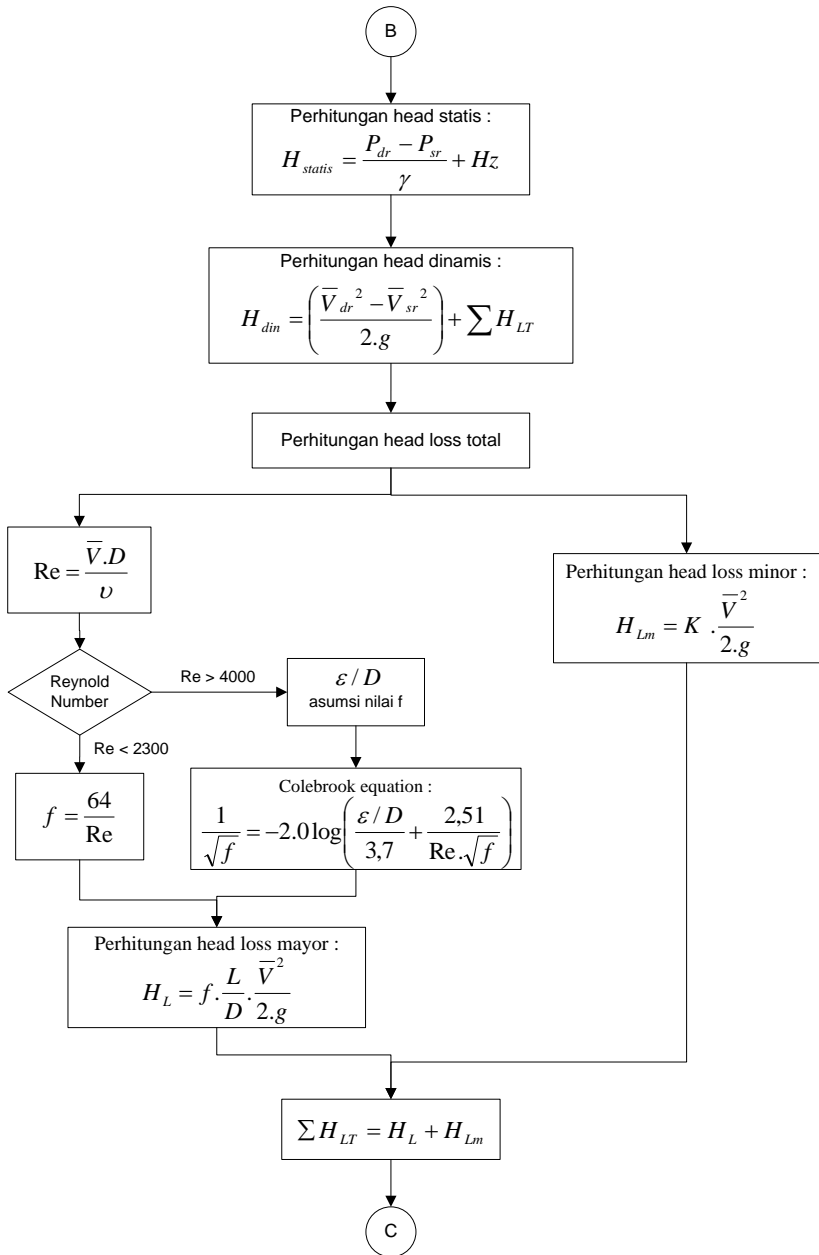


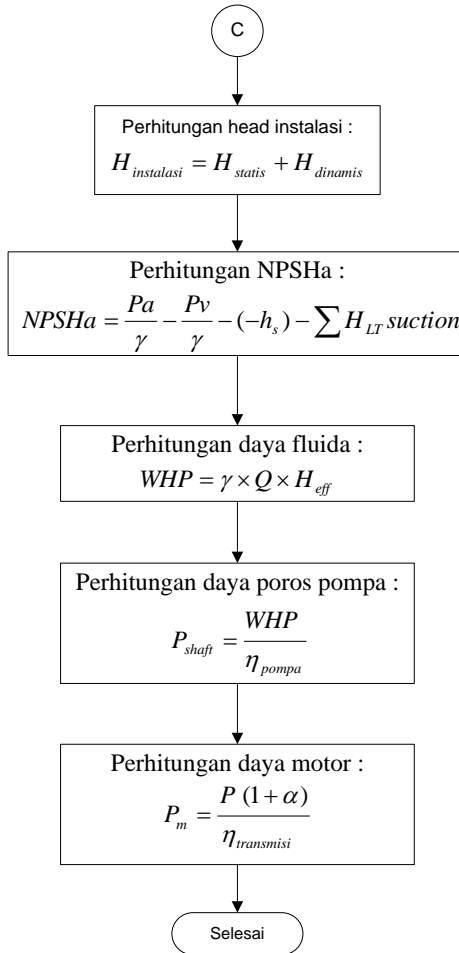
Gambar 3.11 Diagram alir penulisan tugas akhir

3.10.2. Diagram Alir Perhitungan Manual

Adapun langkah-langkah perhitungan secara manual dalam pengerjaan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :



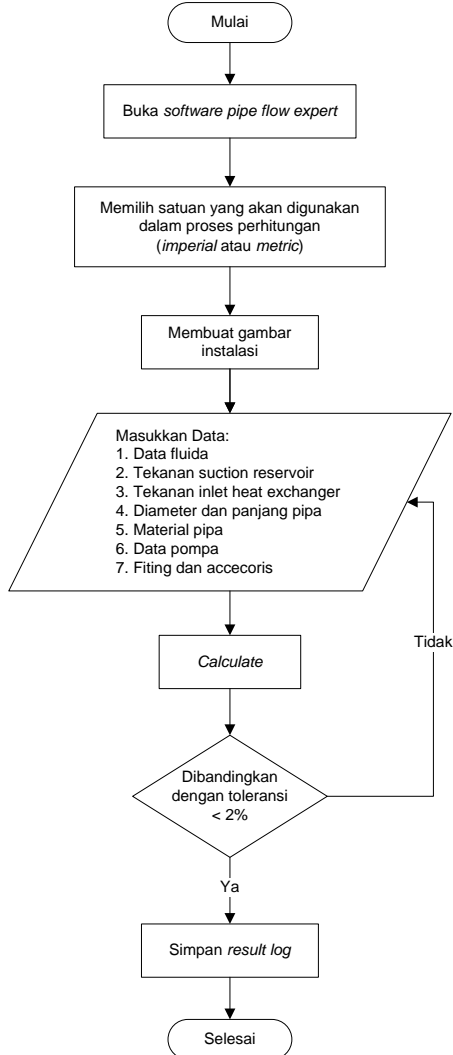




Gambar 3.12 Diagram alir perhitungan secara manual

3.10.3. Diagram Alir Perhitungan Numerik

Adapun langkah-langkah perhitungan numerik dengan *software pipe flow expert* dalam pengerjaan Tugas Akhir ini dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 3.13 Diagram alir pemrograman *pipe flow expert*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PERHITUNGAN

Pada bab berikut ini dijelaskan perhitungan dan perancangan ulang dalam pembahasan mengenai sistem perpipaan *crude oil booster pump* di CPA Pertamina - Petrochina Tuban.

4.1 Penaksiran Kebutuhan *Crude Oil*

Untuk memperkirakan besarnya kebutuhan *crude oil* di CPA Pertamina - Petrochina Tuban, perhitungan kapasitas tiap-tiap pompa ini didasarkan pada kapasitas desain sesuai yang tertulis pada P&ID *crude oil booster pump* yaitu sebesar 10.000 BPD. Sesuai dengan permintaan produksi, terdapat dua *crude oil booster pump* yang dioperasikan. Sehingga perhitungan kapasitas pada instalasi ini didasarkan pada kapasitas desain dari kedua pompa tersebut yang dioperasikan secara parallel yaitu sebesar 20.000 BPD.

4.2 Perencanaan Sistem Distribusi *Crude Oil*

4.2.1 Perhitungan Manual Sistem Distribusi *Crude Oil* Sesuai Kondisi di Lapangan

Perhitungan manual ini dilakukan dengan melakukan menghitung *Head* efektif instalasi kondisi eksisting dimana dari perhitungan tersebut akan dilakukan pemilihan pompa yang sesuai dengan instalasi tersebut.

4.2.2 Pengecekan Diameter Instalasi Perpipaan

Dalam pengecekan diameter pipa, perlu diperhatikan akan kecepatan aliran di dalam pipa. Untuk kecepatan aliran yang diijinkan pada pompa sentrifugal dengan fluida kerja *crude oil* ditunjukkan pada tabel dibawah ini (Sumber: Francis S, *Oilfield Processing of petroleum : Crude Oil*).

Tabel 4.1 *Typical Pump Line Velocities*

Pump Type	V suction	V discharge
	(ft/s)	(ft/s)
Reciprocating		
< 250 rpm	2	6
250 - 330 rpm	1,5	4,5
> 330 rpm	1	3
Centrifugal	2 - 3	6 - 9

Perhitungan konversi kecepatan yang diijinkan :

$$\bar{V}_{suction\ min} = 2 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 0,61 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{suction\ max} = 3 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 0,91 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{discharge\ min} = 6 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 1,83 \frac{m}{s}$$

$$\bar{V}_{discharge\ max} = 9 \frac{ft}{s} \times \frac{0,3048\ m}{ft} = 2,74 \frac{m}{s}$$

Jadi, kecepatan maksimal aliran yang diijinkan untuk *discharge* pompa adalah 2,74 m/s dan untuk *suction* pompa adalah 0,91 m/s.

4.2.2.1 Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa *Suction* Sesuai Kondisi di Lapangan

- kecepatan aliran pada pipa dari *reservoir* (A) hingga percabangan (B)

Diketahui:

Kapasitas dari *section* A hingga B sebesar 20.000 BPD

Diameter 12 inch *Carbon Steel Pipe schedule* 40

$$Q_{A-B} = 20.000 \frac{\text{barrel}}{\text{day}} \times \frac{0,15876\ m^3}{\text{barrel}} \times \frac{1\ \text{day}}{86400\ s} = 0,037 \frac{m^3}{s}$$

$$D_{inside} = 11,938\ \text{inch} = 0,3032\ \text{m}$$

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus :

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

$$\bar{V}_{A-B} = \frac{4 \cdot (0,037) \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot (0,3032m)^2} = 0,512 \frac{m}{s}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran (Sumber: Francis S, *Oilfield Processing of petroleum:Crude Oil*), kecepatan terendah yang diizinkan untuk pipa *suction* yaitu 0,61 m/s, maka pipa *suction* pada kondisi eksisting kurang sesuai. Agar sesuai dengan kecepatan terendah yang diizinkan tersebut, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai dengan memperhatikan kecepatan terendah yang diizinkan yaitu 0,61 m/s. Perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

Dimana : D = Diameter dalam pipa (m)

Q = Kapasitas aliran (m^3/s)

\bar{V} = Kecepatan aliran (m/s)

Diketahui data-data sebagai berikut :

$$Q = 0,037 \frac{m^3}{s}$$

$$\bar{V} = 0,61 \frac{m}{s}$$

Sehingga untuk menghitung diameter pipa menggunakan rumus :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,037 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 0,61 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,277 \text{ m} = 10,91 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Handbook*, maka dipilih pipa dengan jenis *Carbon Steel Pipe schedule 40* diameter nominal (NPS) = 10 inch dan *inside* diameter = 10,020 inch = 0,254 m.

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa dengan diameter yang baru adalah

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

$$\bar{V} = \frac{4(0,037) \frac{m^3}{s}}{\pi(0,254 \text{ m})^2}$$

$$\bar{V} = 0,730 \frac{m}{s}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa baru dengan diameter 10 inch *schedule 40* adalah 0,730 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 0,61 m/s sampai 0,91 m/s.

- **kecepatan aliran pada pipa dari *section* percabangan (B) hingga (C)**

Diketahui :

Kapasitas dari *section* B hingga C sebesar 10.000 BPD

Diameter 8 inch *Carbon Steel Pipe schedule 40*

$$Q_{B-C} = 10.000 \frac{\text{barrel}}{\text{day}} \times \frac{0,15876 \text{ m}^3}{\text{barrel}} \times \frac{1 \text{ day}}{86400 \text{ s}} = 0,018 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_{\text{inside}} = 7,981 \text{ inch} = 0,2027 \text{ m}$$

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus :

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

$$\bar{V}_{B-C} = \frac{4 \cdot (0,018) \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot (0,2027 m)^2} = 0,557 \frac{m}{s}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran (Sumber: Francis S, *Oilfield Processing of petroleum:Crude Oil*), kecepatan terendah yang diizinkan untuk pipa *suction* yaitu 0,61 m/s, maka pipa *suction* pada kondisi eksisting kurang sesuai. Agar sesuai dengan kecepatan terendah yang diizinkan tersebut, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai dengan memperhatikan kecepatan terendah yang diizinkan yaitu 0,61 m/s. Perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

Dimana : D = Diameter dalam pipa (m)

Q = Kapasitas aliran (m³/s)

\bar{V} = Kecepatan aliran (m/s)

Diketahui data-data sebagai berikut :

$$Q = 0,018 \frac{m^3}{s}$$

$$\bar{V} = 0,61 \frac{m}{s}$$

Sehingga untuk menghitung diameter pipa menggunakan rumus :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,018 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 0,61 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,194 m = 7,64 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Handbook*, maka dipilih pipa dengan jenis *Carbon Steel Pipe schedule 40* diameter nominal (NPS) = 6 inch dan *inside* diameter = 6,065 inch = 0,159 m.

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa dengan diameter yang baru adalah

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

$$\bar{V} = \frac{4 \cdot (0,018) \frac{m^3}{s}}{\pi (0,159 \text{ m})^2}$$

$$\bar{V} = 0,906 \frac{m}{s}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa baru dengan diameter 6 inch *schedule 40* adalah 0,906 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 0,61 m/s sampai 0,91 m/s.

4.2.2.2. Perhitungan Kecepatan Aliran pada Pipa *Discharge* Sesuai Kondisi di Lapangan

- Kecepatan aliran pada pipa dari *section (C) hingga percabangan (D)*

Diketahui :

Kapasitas dari *section C* hingga *D* sebesar 10.000 BPD
NPS 4 inch *Carbon Steel Pipe schedule 40*

$$Q_{C-D} = 10.000 \frac{\text{barrel}}{\text{day}} \times \frac{0,15876 \text{ m}^3}{\text{barrel}} \times \frac{1 \text{ day}}{86400 \text{ s}} = 0,018 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_{\text{inside}} = 4,026 \text{ inch} = 0,1022 \text{ m}$$

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus :

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

$$\bar{V}_{B-C} = \frac{4 \cdot (0,018) \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot (0,1022 m)^2} = 2,194 \frac{m}{s}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran (Sumber : Francis S, *Oilfield Processing of petroleum:Crude Oil*) kecepatan terendah yang diizinkan untuk pipa *discharge* yaitu 1,83 m/s, maka pipa *discharge* pada kondisi eksisting kurang sesuai. Agar sesuai dengan kecepatan yang diizinkan tersebut, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai dengan memperhatikan kecepatan terendah yang diizinkan yaitu 1,83 m/s. Perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

Dimana : D = Diameter dalam pipa (m)
 Q = Kapasitas aliran m³/s
 \bar{V} = Kecepatan aliran (m/s)

Diketahui data-data sebagai berikut :

$$Q = 0,018 \frac{m^3}{s}$$

$$\bar{V} = 1,83 \frac{m}{s}$$

Sehingga untuk menghitung diameter pipa menggunakan rumus :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,018 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 1,83 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,112 m = 4,409 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Handbook*, maka dipilih pipa dengan jenis *Carbon Steel Pipe schedule 40* diameter nominal (NPS) = 4 inch dan *inside* diameter = 4,026 inch = 0,1022 m.

Karena kecepatan aliran dalam pipa lama dengan diameter 4 inch *schedule 40* sebesar 2,194 m/s sudah memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,83 m/s sampai 2,74 m/s, maka pipa dari *section* (C) hingga percabangan (D) tidak diganti dengan pipa berdiameter baru.

- **Kecepatan aliran pada pipa dari *section* percabangan (D) hingga (E)**

Diketahui:

Kapasitas dari *section* D hingga E sebesar 20.000 BPD
NPS 8 inch *Carbon Steel Pipe schedule 40*

$$Q_{D-E} = 20.000 \frac{\text{barrel}}{\text{day}} \times \frac{0,15876 \text{ m}^3}{\text{barrel}} \times \frac{1 \text{ day}}{86400 \text{ s}} = 0,037 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$D_{\text{inside}} = 7,981 \text{ inch} = 0,2027 \text{ m}$$

Sehingga, untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa menggunakan rumus :

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

$$\bar{V}_{D-E} = \frac{4 \cdot (0,037) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot (0,2027 \text{ m})^2} = 1,146 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Setelah ditinjau atas dasar kecepatan aliran (Sumber : Francis S, *Oilfield Processing of petroleum:Crude Oil*) kecepatan terendah yang diizinkan untuk pipa *discharge* yaitu 1,83 m/s, maka pipa *discharge* pada kondisi eksisting kurang sesuai. Agar sesuai dengan kecepatan yang diizinkan tersebut, maka dilakukan pemilihan diameter yang sesuai dengan memperhatikan kecepatan terendah yang diizinkan

yaitu 1,83 m/s. Perhitungan dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

Dimana : D = Diameter dalam pipa (m)

Q = Kapasitas aliran m^3/s

\bar{V} = Kecepatan aliran (m/s)

Diketahui data-data sebagai berikut :

$$Q = 0,037 \frac{m^3}{s}$$

$$\bar{V} = 1,83 \frac{m}{s}$$

Sehingga untuk menghitung diameter pipa menggunakan rumus :

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \bar{V}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,037 \frac{m^3}{s}}{\pi \times 1,83 \frac{m}{s}}}$$

$$D = 0,160 \text{ m} = 6,299 \text{ inch}$$

Dengan menyesuaikan *properties* pipa yang ada di pasaran dan sesuai *Piping Handbook*, maka dipilih pipa dengan jenis *Carbon Steel Pipe schedule 40* diameter nominal (NPS) = 6 inch dan *inside* diameter = 6,065 inch = 0,159 m.

Setelah dilakukan pemilihan pipa, maka kecepatan aliran di dalam pipa dengan diameter yang baru adalah

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

$$\bar{V} = \frac{4 \cdot (0,037) \frac{m^3}{s}}{\pi (0,159 \text{ m})^2}$$

$$\bar{V} = 1,863 \text{ m/s}$$

Jadi, kecepatan aliran di dalam pipa baru dengan diameter 6 inch *schedule* 40 adalah 1,863 m/s memenuhi *range* kecepatan yang diijinkan antara 1,83 m/s sampai 2,74 m/s.

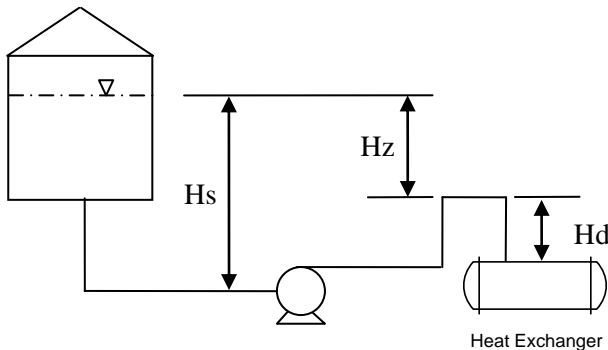
Tabel 4.2 Data diameter pipa baru, kapasitas, dan kecepatan pada setiap *section*

<i>Section</i>	<i>Nominal Pipe Size (NPS) (inch)</i>	Diameter dalam (D_{in}) (m)	Kapasitas (Q) ($\frac{m^3}{s}$)	Kecepatan (\bar{V}) ($\frac{m}{s}$)
A - B	10	0,254	0,037	0,730
B - C	6	0,159	0,018	0,906
C - D	4	0,102	0,018	2,194
D - E	6	0,159	0,037	1,863

4.2.3 Perhitungan *Head* Efektif Instalasi

Adapun *Head* efektif instalasi meliputi *head* statis dan *head* dinamis.

4.2.3.1 Perhitungan *Head* Statis



Gambar 4.1 Instalasi *suction head*

Untuk menghitung *head* statis menggunakan rumus :

$$H_{statis} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z$$

Dimana :

- P_{sr} = Tekanan pada sisi *suction reservoir*
- P_{dr} = Tekanan pada sisi *inlet heat exchanger*
- H_s = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction*
- H_d = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge*
- g = percepatan gravitasi

Diketahui data-data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 P_{sr} &= \left(1,7 \text{ ~~psi~~ } \times \frac{0,068947 \text{ bar}}{\text{psi}} \right) + 1,01325 \text{ bar} \\
 &= 0,1172 \text{ bar} + 1,01325 \text{ bar} \\
 &= 1,1304 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_{dr} &= \left(76 \text{ ~~psi~~ } \times \frac{0,068947 \text{ bar}}{\text{psi}} \right) + 1,01325 \text{ bar} \\
 &= 5,2399 \text{ bar} + 1,01325 \text{ bar} \\
 &= 6,2531 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 H_z &= H_d - H_s \\
 &= 3,2 \text{ m} - 4,73 \text{ m} \\
 &= - 1,53 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

untuk menghitung ρ_{h2o} pada suhu $54,4^\circ\text{C}$ dengan cara interpolasi dari table A8 *Properties of Water* (Sumber: *Robert W Fox, Introduction to Fluid Mechanic*)

Tabel 4.3 Interpolasi menghitung ρ_{h2o}

T ($^\circ\text{C}$)	ρ_{h2o} (kg/m^3)
50	988
54,4	x
55	986

$$\begin{aligned}
 \frac{54,4 - 50}{55 - 50} &= \frac{x - 988}{986 - 988} \\
 \frac{4,4}{5} &= \frac{x - 988}{-2} \\
 -8,8 &= 5x - 4940 \\
 x &= \frac{4940 - 8,8}{5} \\
 x &= 986,24 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

sehingga,

$$\begin{aligned}
 SG_{crude\ oil} &= \frac{\rho_{crude\ oil}}{\rho_{h_2o}} \rightarrow \rho_{crude\ oil} = SG \times \rho_{h_2o} \\
 &= 0,82 \times 986,24 \text{ kg/m}^3 \\
 &= 808,71 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned}
 H_{statis} &= \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z \\
 &= \frac{6,2531 \text{ bar} - 1,1304 \text{ bar}}{\rho \cdot g} + (-1,53 \text{ m}) \\
 &= \frac{6,2531 \text{ bar} - 1,1304 \text{ bar}}{808,71 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + (-1,53 \text{ m}) \\
 &= \frac{5,1227 \text{ bar}}{7933,44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}^2}} + (-1,53 \text{ m}) \\
 &= \frac{5,1227 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}^2} \cdot \frac{1}{\text{m}^2}}{7933,44 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}^2}} + (-1,53 \text{ m}) \\
 &= 64,57 \text{ m} - 1,53 \text{ m}
 \end{aligned}$$

$$H_{statis} = 63,04 \text{ m}$$

4.2.3.2 Perhitungan Head Dinamis

Untuk menghitung head dinamis menggunakan rumus :

$$H_{din} = \left(\frac{\bar{V}_{dr}^2 - \bar{V}_{sr}^2}{2 \cdot g} \right) + \Sigma H_{LT}$$

Dimana :

\bar{V}_{dr} : kecepatan pada *discharge reservoir*

\bar{V}_{sr} : kecepatan pada permukaan *suction reservoir*

ΣH_{LT} : kerugian gesek sepanjang pipa lurus dan adanya aksesoris

4.2.3.3 Perhitungan *Head Loss Instalasi*

Head loss instalasi terdiri dari *Head loss Mayor* dan *Head loss Minor*.

4.2.3.3.1 *Head Loss Mayor pada pipa dari section A hingga B*

Besarnya *Mayor losses* dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

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

Dimana :

- f : koefisien gesek
- L : panjang pipa (m)
- D : diameter pipa (m)
- \bar{V} : kecepatan aliran fluida (m/s)
- g : percepatan gravitasi (m/s²)

Diketahui data sebagai berikut :

$$L_{A-B} = 44,16 \text{ m}$$

$$D_{inside} = 0,254 \text{ m}$$

$$\bar{V}_{A-B} = 0,730 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Harga koefisien gesek ditentukan dari *Reynold Number* (RE).

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

Berdasarkan data yang didapat dari JOB P-PEJ harga *viscositas absolut* pada suhu 130° F (54,4° C) = 2 x 10⁻³ kg/ms maka untuk menghitung harga *viskositas kinematic* adalah:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,002 \frac{\text{kg}}{\text{ms}}}{808,71 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 2,4 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Sehingga,

$$Re = \frac{0,730 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,254 \text{ m}}{2,4 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 77258,33 \text{ (turbulen)}$$

Material pipa dari *Carbon Steel Pipe schedule 40* dengan kekasaran permukaan $\varepsilon = 0,046 \text{ mm}$ (Sumber : *Robert W Fox, Introduction to Fluid Mechanics*)

$$\text{Maka, } \frac{\varepsilon}{D_{\text{internal}}} = \frac{0,046 \text{ mm}}{254 \text{ mm}} = 0,000181$$

Dengan mengetahui harga Re dan $\frac{\varepsilon}{D}$ dari *Colebrook equation* (Sumber: *Robert W Fox, Introduction to Fluid Mechanics*) maka untuk mendapatkan harga f_{A-B} dengan menggunakan persamaan *Colebrook*, sebagai berikut :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

ITERASI FRICTION FACTOR SUCTION A-B							
e/D	Re	asumsi f			1/akar f	selisih	
0.000181	77258.333	0.01977			7.105748866	7.112080527	0.006331662
0.000181	77258.333	0.01978			7.105930107	7.110282504	0.004352397
0.000181	77258.333	0.01979			7.106111249	7.108485844	0.002374595
0.000181	77258.333	0.0198			7.106292291	7.106690545	0.000398254
0.000181	77258.333	0.01981			7.106473235	7.104896606	-0.001576629
0.000181	77258.333	0.01982			7.106654078	7.103104024	-0.003550054
0.000181	77258.333	0.01983			7.106834823	7.101312799	-0.005522024

Gambar 4.2 Iterasi *colebrook* pada *Ms.Excel* pipa section A-B

Dengan melakukan iterasi pada program *Ms.Excel*, maka didapatkan hasil iterasi dengan nilai sebesar $f_{A-B} = 0,0198$. Sehingga, untuk menghitung *head loss mayor* adalah :

$$\begin{aligned} H_{L,A-B} &= f_{A-B} \times \frac{L_{A-B}}{D_{A-B}} \times \frac{\bar{V}_{A-B}^2}{2 \cdot g} \\ &= 0,0198 \times \frac{44,16 \text{ m}}{0,254 \text{ m}} \times \frac{\left(0,730 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} \\ &= 0,0934 \text{ m} \end{aligned}$$

4.2.3.3.2 Head Loss Minor pada pipa dari section A hingga B

Head Loss Minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya asesoris di sepanjang pipa instalasi. Untuk harga K pada masing-masing asesoris diperoleh dari *Table minor losses coefficient pipe flow experts* untuk *Nominal Pipe Size* = 10 inch.

- a. Kerugian *head* pada *entrance* dengan harga $K = 0,5$ sebanyak 1 buah, maka :

$$\begin{aligned} H_{ent} &= f \cdot \frac{L_e \bar{V}^2}{D \cdot 2g} = K \cdot \frac{\bar{V}_{A-B}^2}{2g} \\ &= 0,5 \cdot \frac{\left(0,730 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} \\ &= 0,0135 \text{ m} \end{aligned}$$

- b. Kerugian *head* pada *ball valve* dengan harga $K = 0,04$ sebanyak 1 buah, maka :

$$\begin{aligned} H_{bv} &= K \cdot \frac{\bar{V}_{A-B}^2}{2g} \\ &= 0,04 \cdot \frac{\left(0,730 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} \\ &= 0,00108 \text{ m} \end{aligned}$$

- c. Kerugian *head* pada *gate valve* dengan harga $K = 0,11$ sebanyak 2 buah, maka :

$$\begin{aligned} H_{gv} &= n \cdot \left(K \cdot \frac{\bar{V}_{A-B}^2}{2g} \right) \\ &= 2 \cdot \left(0,11 \cdot \frac{\left(0,730 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} \right) \\ &= 0,0059 \text{ m} \end{aligned}$$

- d. Kerugian *head* pada *flowmeter* dengan harga $K= 5$ sebanyak 1 buah, maka :

$$\begin{aligned} H_{fm} &= K \cdot \frac{\bar{V}_{A-B}^2}{2g} \\ &= 5 \cdot \frac{\left(0,730 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} \\ &= 0,0135 \text{ m} \end{aligned}$$

- e. Kerugian *head* pada *elbow 90° pipe bends* dengan harga $K= 0,16$ sebanyak 4 buah, maka :

$$\begin{aligned} H_{elb\ 90} &= n \cdot \left(K \cdot \frac{\bar{V}_{A-B}^2}{2g} \right) \\ &= 4 \cdot \left(0,16 \cdot \frac{\left(0,730 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} \right) \\ &= 0,0173 \text{ m} \end{aligned}$$

- f. Kerugian *head* pada *reducer* dengan harga $K= 1,84$ sebanyak 1 buah, maka :

$$\begin{aligned} H_{red} &= K \cdot \frac{\bar{V}_{A-B}^2}{2g} \\ &= 1,84 \cdot \frac{\left(0,730 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \cdot \left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)} \\ &= 0,0499 \text{ m} \end{aligned}$$

Head loss minor total dari section A-B

$$\begin{aligned} H_{Lm,A-B} &= H_{ent} + H_{bv} + H_{gv} + H_{fm} + H_{elb\ 90} + H_{red} \\ &= 0,0135 \text{ m} + 0,00108 \text{ m} + 0,0059 \text{ m} + 0,0135 \text{ m} + \\ &\quad 0,0173 \text{ m} + 0,0499 \text{ m} \\ &= 0,1011 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga, *Head Loss* Total dari *section* A-B

$$\begin{aligned} \Sigma H_{LT} &= H_L + H_{Lm} \\ &= 0,0934 \text{ m} + 0,1011 \text{ m} \\ &= 0,1945 \text{ m} \end{aligned}$$

Dengan menerapkan langkah perhitungan *Head Dynamis* yang sama seperti contoh perhitungan di atas, maka perhitungan *Head Dynamis* setiap *section* berikutnya akan ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.4 Perhitungan *head loss mayor* tiap *section*

<i>Section</i>	<i>Head Loss Mayor (m)</i>		
	B - C	C - D	D - E
Diameter (inch)	6	4	6
\bar{V} (m/s)	0,906	2,194	1,863
<i>Re</i>	60022,5	93245	123423,75
ε/D	2,89E-4	4,509E-4	2,893E-4
<i>f</i>	0,02116	0,02031	0,01881
<i>L</i> (m)	4,7	7,25	49,05
<i>Head loss mayor (m)</i>	H_{Lm,B-C} = 0,0261	H_{Lm,C-D} = 0,3541	H_{Lm,D-E} = 1,0264

Tabel 4.5 Perhitungan *head loss minor* section B-C

<i>Fitting pada section B-C</i>	Jumlah fitting	ΣK	\bar{V} ($\frac{m}{s}$)	ΣH_{Lm} (m)
<i>Ball valve</i>	1	0,05	0,906	0,0020
<i>Strainer</i>	1	1		0,0418
<i>Reducer</i>	1	0,96		0,0401
$\Sigma H_{Lm, B-C}$				0,0840

Tabel 4.6 Perhitungan *head loss minor* section C-D

Fitting pada section C-D	Jumlah fitting	ΣK	$\bar{V} \left(\frac{m}{s} \right)$	ΣH_{Lm} (m)
<i>Defuser</i>	2	0,44	2,194	0,1079
<i>Check valve</i>	1	2		0,4906
<i>Gate valve</i>	1	0,14		0,0343
<i>Elbow 90⁰</i>	3	0,6		0,1472
ΣH_{Lm}, C-D				0,7801

Tabel 4.7 Perhitungan *head loss minor* section D-E

Fitting pada section D-E	Jumlah fitting	ΣK	$\bar{V} \left(\frac{m}{s} \right)$	ΣH_{Lm} (m)
<i>Ball valve</i>	1	0,05	1,863	0,0088
<i>Elbow 90⁰</i>	10	1,8		0,3184
ΣH_{Lm}, D-E				0,3272

Tabel 4.8 Perhitungan *head loss total* pada setiap *section*

Section	H_L (m)	H_{Lm} (m)	H_{LT} (m)
A - B	0,0934	0,1011	0,1945
B - C	0,0261	0,0840	0,1101
C - D	0,3541	0,7801	1,1342
D - E	1,0264	0,3272	1,3536
Jumlah	1,5000	1,2924	2,7924
ΣH_{LT}			

Dengan diketahui data hasil perhitungan berupa *head statis* dan *head dinamis* maka :

$$H_{statis} = 63,087 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} H_{dinamis} &= \left(\frac{\bar{V}_{dr}^2 - \bar{V}_{sr}^2}{2 \cdot g} \right) + \Sigma H_{LT} \\ &= \frac{(1,863 \frac{m}{s})^2 - (0 \frac{m}{s})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{m}{s^2})} + 2,7924 \text{ m} \\ &= 0,1768 \text{ m} + 2,7924 \text{ m} \\ &= 2,9692 \text{ m} \end{aligned}$$

Maka *head efektif* instalasi adalah :

$$\begin{aligned} H_{eff} &= \Sigma H_{statis} + \Sigma H_{dinamis} \\ &= 63,04 \text{ m} + 2,9692 \text{ m} \\ &= 66,009 \text{ m} \end{aligned}$$

4.2.4 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)

NPSH_A merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi pompa yang besarnya dapat ditulis :

(Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor)

$$NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \Sigma H_{f,s}$$

dimana :

$$P_a = 1,7 \text{ psig diperoleh dari data reading CPA pada tanggal 28 Februari 2014}$$

perhitungan konversi P_a

$$\begin{aligned} P_a &= \left(1,7 \text{ psig} \times \frac{0,068947 \text{ bar}}{\text{psi}} \right) + 1,01325 \text{ bar} \\ &= 0,117209 \text{ bar} + 1,01325 \text{ bar} \end{aligned}$$

$$= 1,130459 \text{ bar}$$

$$= 113045,9 \text{ Pa}$$

$P_v = 103 \text{ kPa}$, didapat dari tabel *petroleum commodity characteristic for pipelines* (Sumber : Mohender L. Nayyar, *Piping handbook 7th edition*).

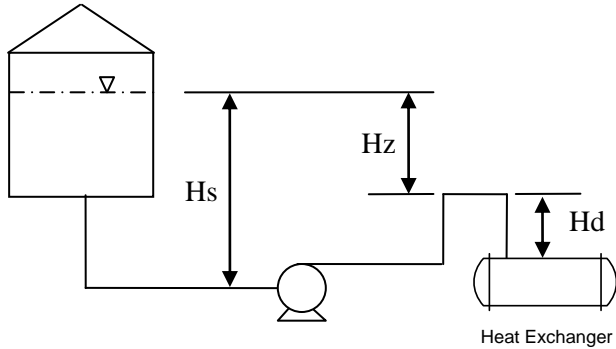
TABLE C5.1 Petroleum Commodity Characteristics for Pipelines

Commodity	Temp range F/(C)	Relative density	API gravity	Viscosities		Pour point F/(C)	Vapor press psi (kPa)
				cSt at F/(C)	cSt at F/(C)		
Residuals:	150 to 250 (65 to 121)	1.02	7.2	50,000 at 130 (54)	330 at 250 (121)	130 (54)	—
	150 to 250 (65 to 121)	0.96	15.9	1,000 at 100 (38)	45.7 at 210 (99)	90 (32)	—
Crudes:							
General	40 to 160 (4 to 70)	0.84	12-40	11 at 68 (11 at 20)	4.1 at 122 (4.1 at 50)	55 (13)	15 (103)

$$\gamma = \rho \cdot g = 808,71 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 7933,44 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

$h_s = 4,73 \text{ m}$ dari instalasi pipa

$$\begin{aligned} \sum H_{LT,suction} &= H_{LT,A-B} + H_{LT,B-C} \\ &= 0,1945 \text{ m} + 0,1101 \text{ m} \\ &= 0,3046 \text{ m} \end{aligned}$$



Gambar 4.3 Instalasi *suction head*

Karena instalasi *suction head* pada permukaan zat cair di dalam tangki lebih tinggi daripada sisi isap pompa, maka H_s bernilai (-).

(Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor).

sehingga,

$$\begin{aligned}
 NPSH_A &= \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (-h_s) - \Sigma H_l S \\
 &= \left(\frac{113045,9Pa - 103000Pa}{7933,44 \frac{N}{m^3}} \right) + 4,73m - 0,3046m \\
 &= 1,266 m + 4,73 m - 0,3046 m \\
 &= 5,691 m
 \end{aligned}$$

4.3 Pemilihan Pompa

Dalam pemilihan pompa parameter yang dibutuhkan untuk memenuhi spesifikasi pompa yang diharapkan adalah sebagai berikut :

4.3.1. Koreksi *Performance* untuk Zat Cair Kental

Jika pompa dipakai untuk memompa zat cair kental yang mempunyai viskositas lebih tinggi daripada air maka performa pompa akan menurun. Jadi, jika spesifikasi pompa telah

ditentukan atas dasar zat cair yang akan dipompa, maka dalam pemilihan sebuah pompa perlu dicari spesifikasi yang sesuai untuk mengoperasikan pompa yang sama dengan air bersih. Untuk itu dapat digunakan cara yang ditetapkan oleh Hydraulic Institute di Amerika Serikat. Menurut cara ini, kapasitas, head total pompa, dan perbandingan reduksi C_Q , C_H , dan C_η dari efisiensi pompa harus ditentukan lebih dahulu menurut diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas kecil / besar. Kemudian hubungan antara spesifikasi-spesifikasi dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$Q_o = C_Q \times Q_w$$

$$H_o = C_H \times H_w$$

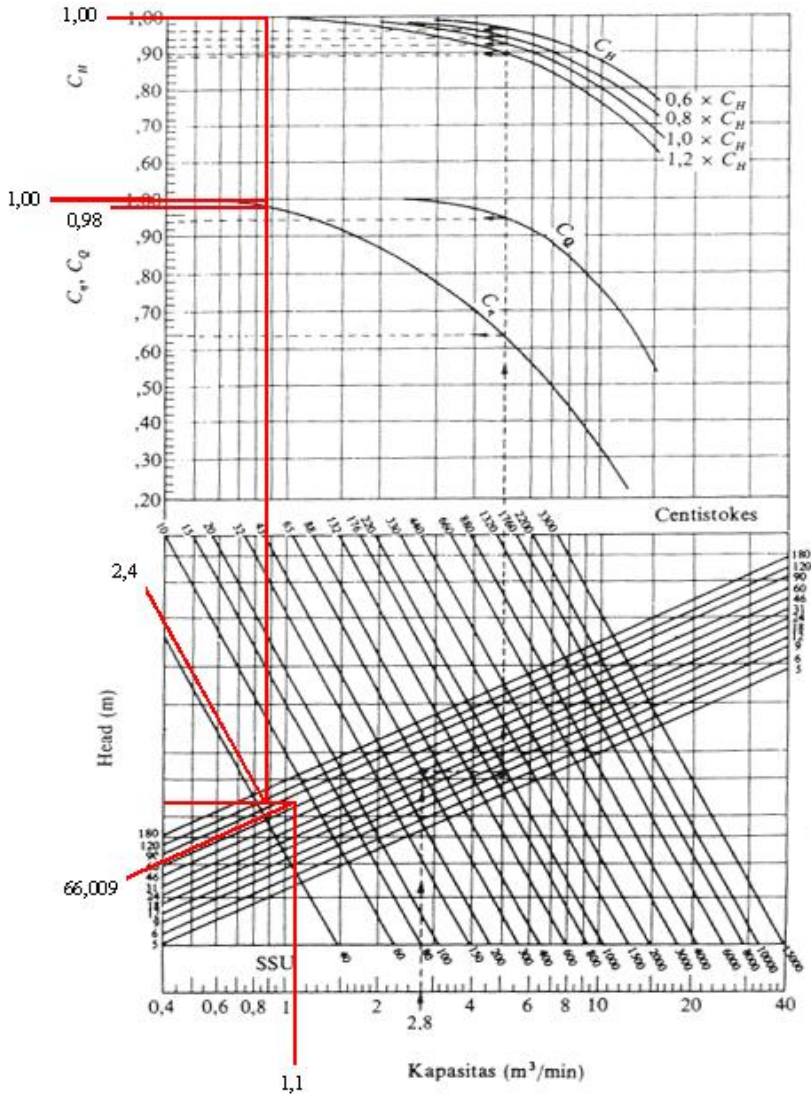
$$\eta_o = C_\eta \times \eta_w$$

Dari data perhitungan sebelumnya diperoleh sebagai berikut :

$$H_o = 66,009 \text{ m}$$

$$\text{kapasitas tiap pompa } Q_o = 10.000 \text{ BPD} = 1,102 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$v = 2,4 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 2,4 \text{ cSt}$$



Gambar 4.4 Diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas besar

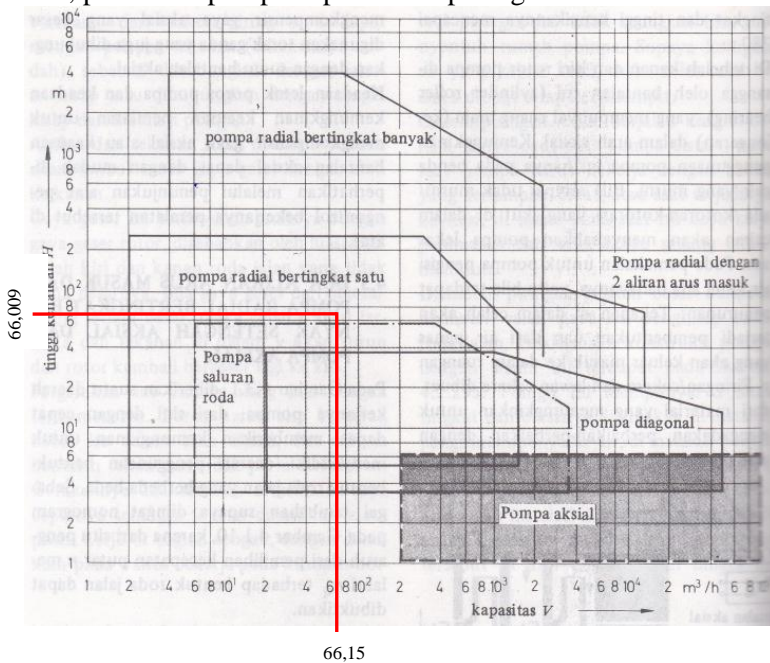
dari diagram tersebut diperoleh nilai sebagai berikut :
 $C_H = 1,00$, $C_Q = 1,00$ dan $C_\eta = 0,98$

sehingga,

$$\begin{aligned} \bullet H_O &= C_H \times H_W \rightarrow H_W = \frac{H_O}{C_H} \\ &= \frac{66,009 \text{ m}}{1,00} \\ &= 66,009 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet Q_O &= C_Q \times Q_W \rightarrow Q_W = \frac{Q_O}{C_Q} \\ &= \frac{1,102 \text{ m}^3/\text{min}}{1,00} \\ &= 1,102 \text{ m}^3/\text{min} \quad (66,15 \text{ m}^3/\text{h}) \end{aligned}$$

Setelah dikalikan faktor koreksi *performance* untuk fluida kental, pemilihan pompa dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 4.5 Grafik pemilihan pompa

Dari gambar diatas untuk kondisi $Q = 66,15 \text{ m}^3/\text{h}$ dan $H_{\text{eff}} = 66,009 \text{ m}$. Maka dapat diplotkan pada diagram dan pompa untuk

instalasi yang ada adalah jenis pompa radial bertingkat satu (*centrifugal pump single stage single suction*).

4.3.2 Putaran Spesifik Pompa (n_s)

Pada Kecepatan Spesifik (n_s) didefinisikan putaran (n), kapasitas aliran (Q) dan *Head* (H) mempunyai harga-harga pada titik efisiensi maksimum pompa. Harga (n_s) dapat digunakan sebagai parameter untuk menyatakan jenis pompa.

Kecepatan spesifik dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut. (*Ref. Sularso, HT. Pompa dan Kompresor*)

$$n_s = 3,65 \times \frac{n\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

Dimana:

$n = 2900$ rpm (menggunakan spesifikasi pompa yang diperoleh dari katalog pompa *Ebara*)

$Q = 1,102$ m³/min

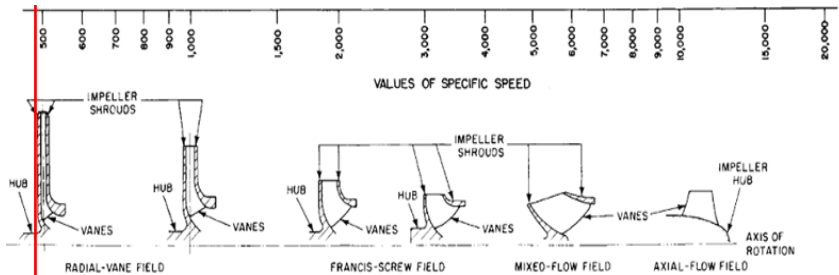
$H_{eff} = 66,009$ m

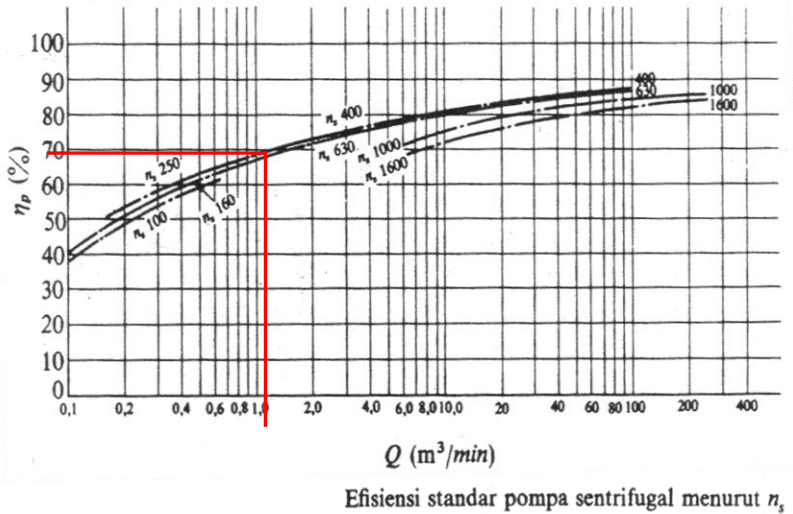
Sehingga, $n_s = 3,65 \times \frac{n\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$

$$= 3,65 \times 2900 \times \frac{\sqrt{\left(1,102 \frac{m^3}{min}\right)}}{(66,009 \text{ m})^{3/4}}$$

$$= 3,65 \times 2900 \times 0,0453$$

$$= 479,5 \text{ rpm}$$





Gambar 4.6 Grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi

Dari gambar 4.6 (*Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor*) efisiensi standar pompa untuk kondisi $n_s = 479,5$ rpm dan $Q = 1,102 \text{ m}^3/\text{min}$, maka efisiensi standar pompa (η_p) diambil 69%.

4.3.3 Daya Fluida / Water Horse Power (WHP)

Energi yang secara efektif diterima oleh fluida dari pompa persatuan waktu disebut juga daya fluida (WHP) (*Ref.Sularso,HT. Pompa dan Kompresor*)

$$WHP = \gamma \times Q \times H_{eff}$$

Dimana :

- WHP : Daya Fluida (kW)
- γ : Berat fluida per satuan volume
- Q : Kapasitas yang direncanakan (m^3/s)
- H_{eff} : Head efektif instalasi (m)

Dari data perhitungan sebelumnya diperoleh sebagai berikut :

$$Q = 66,15 \frac{m^3}{jam} \times \frac{1 jam}{3600 s} = 0,018 \frac{m^3}{s}$$

$$\gamma = 7933,44 \frac{N}{m^3} = 7,933 \frac{kN}{m^3}$$

$$H_{eff} = 66,009 \text{ m}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} WHP &= \gamma \times Q \times H_{eff} \\ &= 7,933 \frac{kN}{m^3} \times 0,018 \frac{m^3}{s} \times 66,009 \text{ m} \\ &= 9,425 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.3.4 Daya Poros

Daya poros dibutuhkan untuk menggerakkan sebuah pompa adalah sama dengan fluida ditambah kerugian daya didalam pompa. Daya ini dapat dinyatakan sebagai berikut. (Ref.Sularso,HT.Pompa dan Kompresor)

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

Dimana :

P_{shaft} : daya poros pompa (kW)

WHP : daya fluida (kW)

η_p : efisiensi pompa

Dari data perhitungan sebelumnya diperoleh sebagai berikut :

$$WHP = 9,425 \text{ kW}$$

$$\eta_p = 69\% = 0,69$$

Sehingga:

$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p} = \frac{9,425 \text{ kW}}{0,69} = 13,659 \text{ kW}$$

4.3.5 Penggerak Mula

Walaupun daya poros sudah diketahui, daya nominal dari penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa yang harus ditetapkan dari persamaan berikut:

(Ref.Sularso,HT. *Pompa dan Kompresor*)

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t}$$

dimana :

P_m : daya nominal penggerak mula (kW)

α : faktor cadangan (kW)

η_t : efisiensi transmisi

Daya nominal harus ditentukan untuk daya poros pompa maksimum (P_{shaft}) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari sebuah pompa ialah bervariasi.

(Ref.Sularso,HT. *Pompa dan Kompresor*)

Tabel 4.9 Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	α
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

Tabel 4.10 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,92 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96
	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

Dari data perhitungan sebelumnya diperoleh sebagai berikut :

$$P_{\text{shaft}} = 13,659 \text{ kW}$$

$$\alpha = 0,1$$

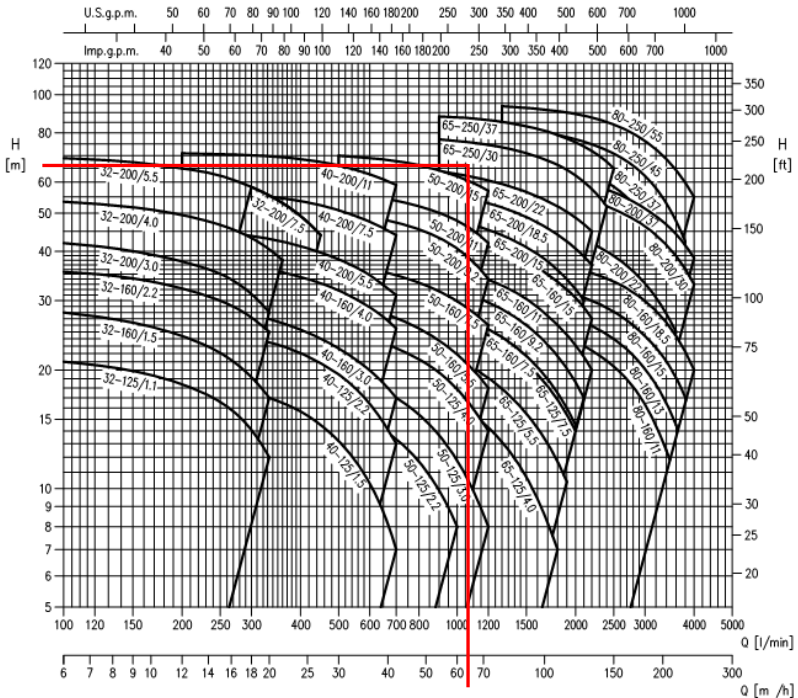
$$\eta_t = 0,98$$

Sehingga :

$$P_m = \frac{P(1 + \alpha)}{\eta_t} = \frac{13,659 \text{ kW}(1 + 0,1)}{0,98} = 15,331 \text{ kW}$$

4.3.6 Pemilihan Merk dan Tipe Pompa

Pemilihan pompa dapat dilihat pada gambar dibawah ini dengan *Head* efektif = 66,009 m dan kapasitas pompa = 66,15 m³/h.

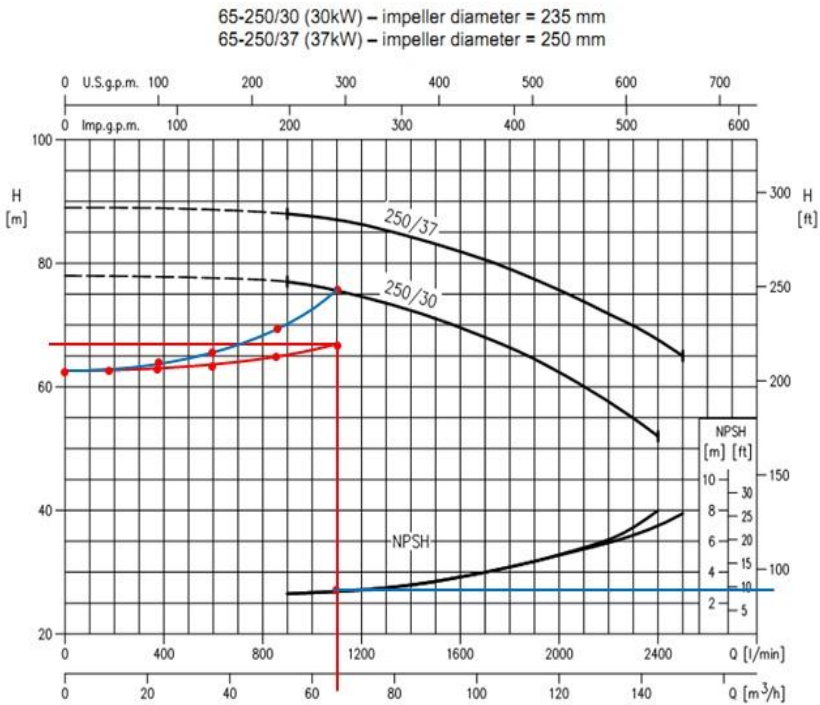


Gambar 4.7 Grafik Pemilihan Type Pompa Merk Ebara

Dari gambar diatas untuk kondisi $Q = 66,15 \text{ m}^3/\text{h}$ dan head efektif = $66,009 \text{ m}$ maka dapat diplotkan pada diagram pemilihan type pompa merk *Ebara* adalah *Type Ebara 65-250/30*.

4.3.7 Penentuan Jenis Pompa

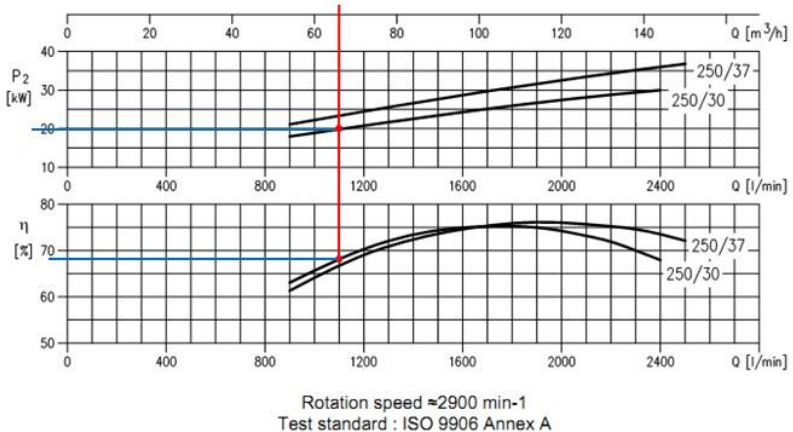
Berdasarkan katalog merk *Ebara* dengan *type 65-250/30* dapat diketahui *head pipe line* untuk kapasitas sebesar $66,15 \text{ m}^3/\text{h}$ dengan *head* sebesar $66,009 \text{ m}$ masih berada di bawah dari performa kerja pompa (garis merah). Sehingga agar pompa bekerja pada kondisi yang optimal, perlu dilakukan pengaturan *valve* agar didapat *head pipe line* dan kapasitas kerja yang tepat pada kurva performa kerja pompa *type 65-250/30* (garis biru).



Gambar 4.8 Grafik performa kerja pompa dan $NPSH_R$ Pompa Ebara Type 65-250/30

Dari grafik di atas dengan mem-plot kapasitas terhadap kurva $NPSH_R$ pompa, maka didapat $NPSH_R = 3$ m. Karena $NPSH_R < NPSH_A$, maka pemilihan pompa ini telah sesuai untuk instalasi agar tidak terjadi kavitasi.

Sedangkan untuk mendapatkan besar daya motor dan efisiensi pompa yang digunakan dapat dilihat pada gambar 4.9 di bawah ini.



Gambar 4.9 Grafik daya dan efisiensi fungsi kapasitas

Dengan cara *plotting* yang sama dengan di atas, maka di dapat $P_{motor} = 20$ kW dan $\eta = 68$ %.

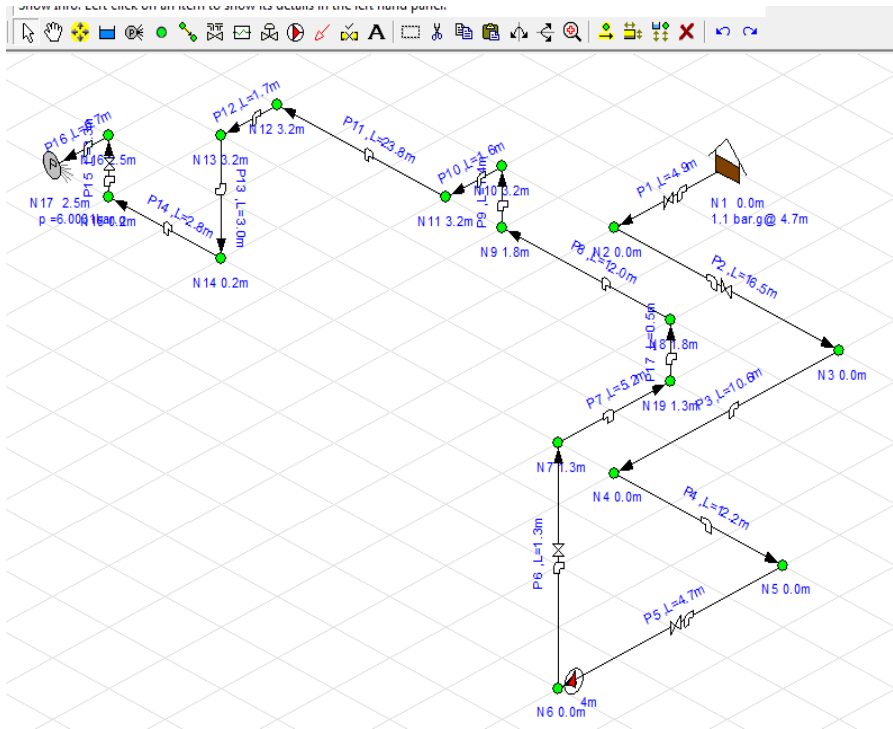
Berdasarkan hasil plotting kurva karakteristik pompa universal berdasarkan *head* dan kapasitas serta mempertimbangkan daya penggerak, daya poros dan putaran pompa maka, dapat dipilih pompa jenis :

- Jenis pompa : *Centrifugal Pump*
- Putaran : 2900 rpm
- Tipe / Merk : Ebara 65-250/30
- Kapasitas : $66,15 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Head : 66,009 m
- Maximum Pressure* : 1 MPa (10 bar)
- Daya Penggerak : 30 kW (22,38 HP)
- $NPSH_A$: 5,691 m
- $NPSH_R$: 3 m

4.4 Perhitungan Secara Pemodelan Numerik

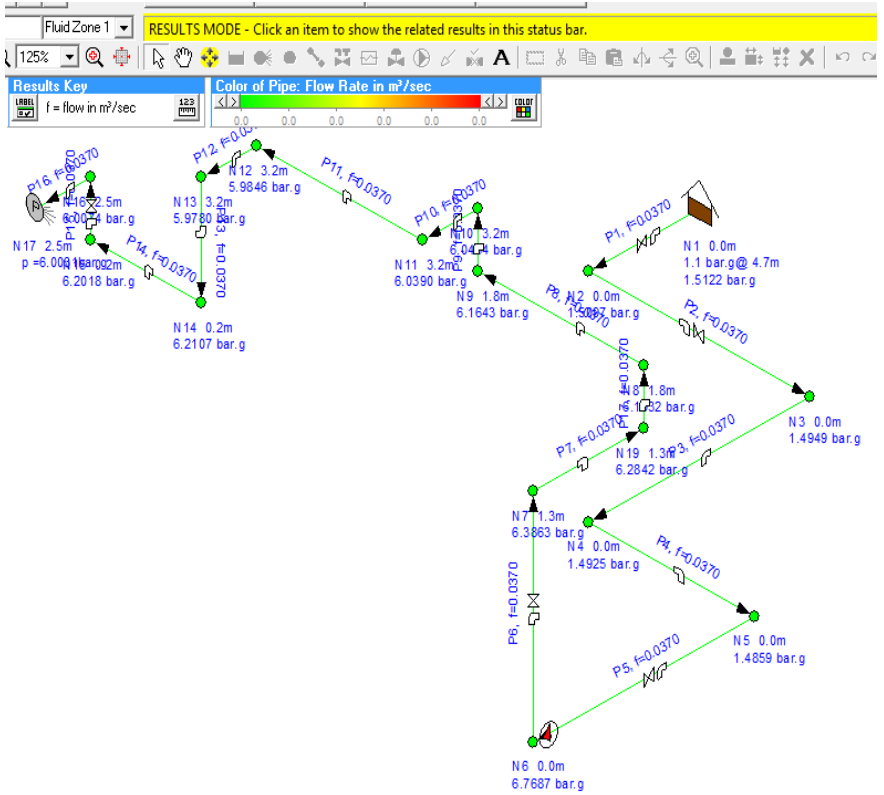
Dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert*, maka selain perhitungan secara manual perhitungan secara pemodelan numerik pun dapat dilakukan.

Dengan langkah- langkah memulai program seperti pada Bab III *Flowchart Pipe Flow Expert*, maka akan didapatkan gambar instalasi seperti pada gambar 4.10.

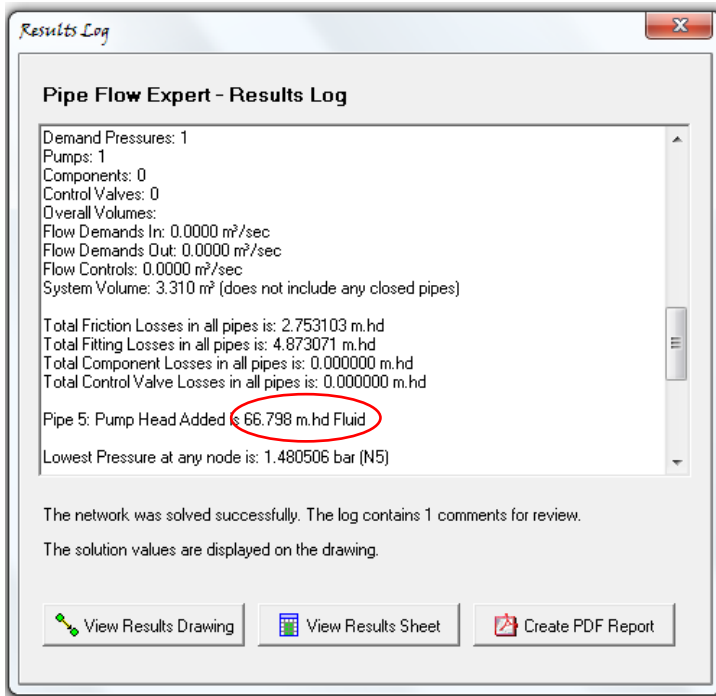


Gambar 4.10 Instalasi crude oil booster pump

Lalu untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, khususnya head efektif instalasi pompa, maka dengan meng-klik *calculate*, akan muncul seperti pada gambar 4.11.



Gambar 4.11 Instalasi pompa setelah di *calculate*



Gambar 4.12 Hasil setelah di-calculate

Dengan melihat gambar 4.12, didapatkan harga *Head* efektif pompa = 66,798 m *hd fluid*.

4.4.1 Perbandingan Head Efektif Teoritis (H_{eff}) dengan Head Efektif Numerik ($H_{eff\ PFE}$)

Dengan berdasar pada kedua perhitungan head efektif instalasi di atas dapat diketahui tingkat kesalahan perhitungan adalah

$$\text{tingkat kesalahan} = \frac{H_{eff\ PFE} - H_{eff}}{H_{eff\ PFE}} \times 100\%$$

$$\text{tingkat kesalahan} = \frac{66,798\text{ m} - 66,009\text{ m}}{66,798\text{ m}} \times 100\%$$

$$\text{tingkat kesalahan} = 1,18\%$$

4.5 Perawatan Pompa (*Booster Pump*)

Pada instalasi pompa, sering ditemui berbagai kerusakan peralatan, misalnya katup (*valve*), pipa-pipa, sambungan-sambungan dan pompa itu sendiri. Untuk mencegah kerusakan pada pompa ada beberapa jenis perawatan yang dilakukan adalah sebagai berikut :

- a. Melakukan pembersihan *suction reservoir* yang terletak pada *crude oil tank* dan *suction pipe*.

Bila terdapat benda asing, kotoran atau sampah yang masuk ke dalam pipa *suction* atau *suction reservoir*, maka pompa akan mengalami gangguan yang cukup serius. Oleh karena itu, pompa harus diperiksa terlebih dahulu sebelum digunakan dan dibersihkan bila ada benda-benda yang menyangkut.



Gambar 4.13 Crude oil tank (TK-8001B)

- b. Pemeriksaan sistem listrik
Ukuran serta sambungan kabel harus dipastikan dalam kondisi baik.

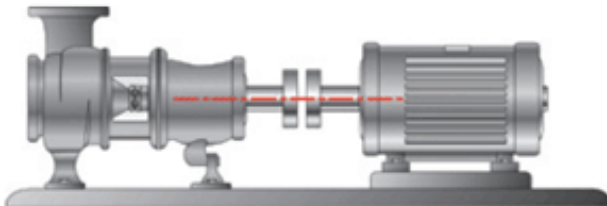


Gambar 4.14 Instalasi kelistrikan *crude oil booster pump*

c. Pemeriksaan *alignment*

Alignment adalah suatu pekerjaan yang meluruskan / mensejajarkan dua sumbu poros lurus antara poros penggerak dengan sumbu poros yang digerakkan. Tetapi dalam kenyataan, pengertian lurus tidak bisa didapatkan 100%. Untuk itu harus diberikan toleransi kurang dari 0,05 mm.

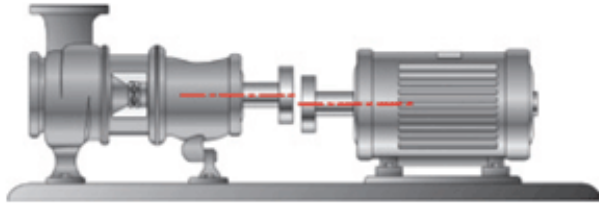
Setelah pompa terpasang dan hendak dioperasikan, pemeriksaan kesejajaran perlu dilakukan secara periodik, kelurusan dapat berubah oleh perubahan bentuk (*distorsi*). Hal ini dalam jangka waktu yang panjang dapat menimbulkan keausan pada bantalan serta getaran pada mesin.



Gambar 4.15 *Correct alignment*

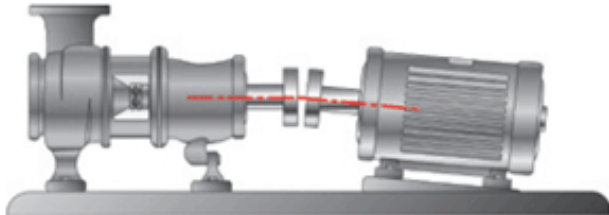
Beberapa *misalignment* yang sering terjadi antara lain adalah sebagai berikut:

- ❖ *Parallel Misalignment* adalah posisi dari kedua poros dalam keadaan tidak sejajar dengan ketinggian yang berbeda.



Gambar 4.16 *Parallel misalignment*

- ❖ *Angular Misalignment* adalah ketidaklurusan kedua poros yang posisinya saling menyudut, sedangkan kedua ujungnya (pada kopling) mempunyai ketinggian yang sama.



Gambar 4.17 *Angular misalignment*

- d. Pemeriksaan dengan memutar poros (*shaft*)
Poros harus dapat berputar dengan halus bila diputar.
- e. Pemeriksaan ketika *priming*
Suction pipe pada pompa harus dipastikan terisi penuh oleh cairan. Pada pompa booster, dilengkapi dengan *ball valve* pada sisi *suction*. Pastikan *ball valve* tersebut selalu terbuka agar *suction pipe* terisi penuh oleh cairan dan pompa selalu siap apabila dioperasikan sewaktu-waktu.



Gambar 4.18 *Ball valve* pada pipa *suction*

- f. Pembacaan manometer dan amperemeter.
- ❖ Tekanan keluar (*discharge pressure*) dan tekanan isap (*suction pressure*) harus sesuai atau mendekati nilai yang ditentukan sebelumnya serta tidak boleh berfluktuasi secara tidak normal. Bila ada benda asing yang terisap atau ada udara yang terisap, maka akan terjadi *fluktuasi* tekanan yang tidak normal.
 - ❖ Penunjukkan arus listrik harus lebih rendah dari pada yang dinyatakan pada label motor. Bila arus listrik ini *berfluktuasi* tidak normal, maka terdapat benda asing seperti pasir yang terselip pada celah-celah sempit seperti *impeller* dan rumah pompa.
- g. Pemeriksaan getaran dan bunyi
- ❖ Tidak boleh ada bunyi yang keras karena kavitasi, surging maupun bunyi bantalan
 - ❖ Bila tangan diletakkan diatas permukaan rumah pompa tidak terasa adanya getaran yang berlebihan. Dapat digunakan alat vibrometer dengan mengukur amplitudo getaran pada rumah bantalan dan motor. Nilai amplitudo yang diukur harus $< 30 \mu m \left(\frac{30}{1000} mm \right)$ pada 3000 rpm dan $< 50 \mu m$ pada 1500 rpm.

BAB V PENUTUP

Pada bab berikut ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan perancangan ulang dalam pembahasan mengenai sistem perpipaan *crude oil booster pump* di CPA Pertamina - Petrochina Tuban.

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan perancangan ulang dapat disimpulkan sebagai berikut:

- a. Kapasitas *crude oil* yang diproduksi di JOB P-PEJ Tuban sebesar 20.000 BPD = 132,3 m³/jam.
- b. Hasil perhitungan berdasarkan kecepatan yang diijinkan, diameter yang sesuai tiap *section* adalah :
 - Diameter pipa *section* A-B : 10 inch
 - Diameter pipa *section* B-C : 6 inch
 - Diameter pipa *section* C-D : 4 inch
 - Diameter pipa *section* D-E : 6 inchdengan jenis pipa *Carbon Steel Pipe schedule 40*.
- c. Hasil perhitungan *head* efektif instalasi (H_{eff}) dari perhitungan *manual* didapat 66,009 m sedangkan dari perhitungan menggunakan software *pipe flow expert* didapat 66,798 m dengan selisih tingkat kesalahan sebesar 1,18%.
- d. Hasil perhitungan daya penggerak pompa didapatkan daya sebesar 30 kW.
- e. Hasil perhitungan efisiensi pompa didapatkan sebesar 68%.
- f. Pompa yang dipilih adalah jenis pompa sentrifugal merk Ebara *type 65-250/30*.

5.2. Saran

Adapun saran untuk Pertamina - Petrochina Tuban yaitu :

- a. Agar kecepatan fluida yang mengalir dalam pipa sesuai dengan *range* kecepatan yang diijinkan, maka penulis menyarankan pemakaian diameter pipa berdasarkan perhitungan pada buku laporan tugas akhir ini.
- b. Untuk melakukan penghematan daya dan biaya instalasi agar lebih efisien, penulis menyarankan pemakaian instalasi dan pemilihan pompa berdasarkan perhitungan pada buku laporan tugas akhir ini.

BIODATA PENULIS



Penulis tugas akhir ini bernama Taufiqur Rakhmadi. Tugas Akhir ini diselesaikan sebagai persyaratan untuk kelulusan D-III di Teknik Mesin ITS. Penulis dilahirkan di Gresik, 19 Januari 1992, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Muslimat Bungah, SDN Sukowati Bungah, SMP Negeri 1 Bungah, dan SMA Negeri 1 Sidayu. Pada tahun 2011 Penulis diterima di Jurusan D-III Teknik Mesin FTI-ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2111 030 031. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Menjadi Staf Departemen Ketaqwaan Terhadap Tuhan Yang Maha Esa (KTTYME) HMDM FTI-ITS 2012-2013 dan Staf Ahli Departemen KTTYME HMDM FTI-ITS 2013-2014. PT PETROKIMIA GRESIK merupakan tempat kerja praktek penulis selama satu bulan pada 01 s/d 31 Agustus 2013 di Departemen Pemeliharaan I bagian mekanik.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : LKMM Pra-TD FTI-ITS (2011), LKMM TD HMDM FTI-ITS (2012), Pelatihan karya tulis ilmiah HMDM FTI-ITS (2012), dan Pelatihan peningkatan aqidah dan dasar ilmu islam HMDM FTI-ITS (2012).

DAFTAR PUSTAKA

- Dietzel, Fritz. *Turbin Pompa dan Kompresor, Alih Bahasa*.
- Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T. 2010. *Introduction To Fluid Mechanics, 7th edition*. New York : Jhon Wiley and Sons,inch.
- Francis S, Maming and Richard E. *Oilfield Processing of Petroleum : Crude Oil*.
- Karassik, Igor J. 1960. *Centrifugal Pumps: Selection, Operation, and Maintenance*. McGraw-Hill, Inc
- Khetagurov, M. *Marine Auxiliary Machinery and Systems*. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.
- Mohinder L. Nayyar. *Piping Handbook, 7th ed*. 1994. McGraw-Hills.
- Moran, Michael J and Shapiro, Howard N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Jhon Wiley and Sons, 1996
- Pipe Flow Expert User Guide. 2010. United Kingdom : Daxesoft. Ltd.
- Sularso ; Tahara,Haruo. 2006. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta : PT Pradnya Paramita.
- www.Pipeflow.Co.Uk. *Pipe Flow Expert*. Software. 2010.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN 1 : Tabel konversi

TABLE E1.2 Mass Equivalents

To obtain →, multiply ↓, by ↘	Pound (avdp)	Ounce (avdp)	Gram	Kilogram	Slug	Ton (short)*
Pound (avdp)	1	16	453.6	0.4536	0.0310	0.0005
Ounce (avdp)	0.0625	1	28.3495		0.0019	
Gram	0.0022	0.0353	1	0.001	68.5 E-5	
Kilogram	2.2046	35.274	1000	1	0.0685	0.0011
Slug	32.174	514.784	1.459 E+4	14.5939	1	
Ton (short)*	2000			907.185		1

* 1 short ton = 0.8926 long tons.
1 short ton = 0.9072 metric tons.

TABLE E1.3 Length Equivalents

To obtain →, multiply ↓, by ↘	Inch	Foot	Miles (statute)	Millimeter	Centimeter	Meter	Kilometer
Inch	1	0.08333		25.4	2.54	0.0254	
Foot	12	1		304.8	30.48	0.3048	
Mile (statute)	63360	5280	1			1609.344	1.609344
Millimeter	0.03937	0.003281		1	0.1	0.001	
Centimeter	0.3937	0.032808		10	1	0.01	
Meter	39.3701	3.28084		1000	100	1	0.001
Kilometer	39,370	3280.8	0.62137		100,000	1000	1

TABLE E1.4 Area Equivalents

To obtain →, multiply ↓, by ↘	Square inch	Square foot	Acre	Square millimeter	Square centimeter	Square meter
Square inch	1	0.006944		645.16	6.4516	0.00064516
Square foot	144	1	2.2956 E-5	92903.04	929.0304	0.09290
Acre		43560	1			4046.8564
Square millimeter	0.00155			1	0.01	1 E-6
Square centimeter	0.1550	0.001076	2.5 E-8	100	1	0.0001
Square meter	1550.0031	10.76391	0.000247	1 E+6	10,000	1

LAMPIRAN 2 : Lanjutan

TABLE E1.5 Volume Equivalents

To obtain →, multiply ↓, by ↘	U.S. gallon	Imperial gallon	Cubic inch	Cubic foot	Liter	Cubic meter	Barrel (oil)
U.S. gallon	1	0.83267	231	0.13368	3.7853	0.00378	0.02381
Imperial gallon	1.2009	1	277.42	0.16054	4.5459	0.00455	0.02859
Cubic inch	0.004329	0.003604	1	0.000579	0.0164	0.000016	0.00010
Cubic foot	7.4805	6.2288	1728	1	28.316	0.02832	0.17813
Liter	0.26418	0.21997	61.025	0.0353	1	0.001	0.00629
Cubic meter	264.17	219.97	61023.74	35.3147	1000	1	6.2899
Barrel (oil)*	42	34.977	9702.00	5.614	158.983	0.15876	1

* The capacity of a barrel varies with industries as follows:

- 1 barrel of beer = 31 U.S. gallons
- 1 barrel of wine = 31.5 U.S. gallons
- 1 barrel of oil = 42 U.S. gallons
- 1 barrel of whiskey = 45 U.S. gallons

TABLE E1.6 Volumetric Flow Rate Equivalents

To obtain →, multiply ↓, by ↘	U.S. gallons per minute	Imperial gallons per minute	U.S. million gallons per day	Cubic feet per second	Cubic meter per hour	Liter per second	Barrel (42 gallons) per minute	Barrel (42 gallons) per day
U.S. gallons per minute	1	0.8327	0.00144	0.00223	0.2271	0.0631	0.0238	34.286
Imperial gallons per minute	1.201	1	0.00173	0.002676	0.2727	0.0758	0.02859	41.176
U.S. million gallons per day	694.4	578.25	1	1.347	157.7	43.8	16.53	23810
Cubic feet per second	448.83	373.7	0.646	1	101.9	28.32	10.686	15388
Cubic meters per second	15850	13199	22.83	35.315	3600	1000	377.4	54347
Cubic meters per minute	264.2	220	0.3804	0.5886	60.0	16.667	6.290	9058
Cubic meters per hour	4.403	3.67	0.00634	0.00982	1	0.2778	0.1048	151
Liter per seconds	15.85	13.20	0.0228	0.0353	3.60	1	0.3773	543.3
Liter per minute	0.2642	0.220	0.000380	0.000589	0.060	0.0167	0.00629	9.055
Barrel (42 gallons) per minute	42	34.97	0.0605	0.09357	9.5256	2.65	1	1440
Barrel (42 gallons) per day	0.0292	0.0243	0.000042	0.000065	0.00662	0.00184	0.00069	1

LAMPIRAN 3 : Lanjutan

TABLE E1.7 Density Equivalents

To obtain →, multiply ↓, by ↘	Grams per cubic centimeter	Pounds per cubic inch	Pounds per cubic foot	Slugs per cubic foot	Kilograms per cubic meter
Grams per cubic centi- meter	1	0.03613	62.42806	1.9403	1000
Pounds per cubic inch	27.67991	1	1728	53.708	27679.905
Pounds per cubic foot	0.01602	0.0005787	1	0.31081	16.01846
Slugs per cubic foot	0.51538	0.0186	32.17	1	515.379
Kilograms per cubic meter	0.001	3.6128E-5	0.06243	0.00194	1

TABLE E1.8 Pressure Equivalents

To obtain →, multiply ↓, by ↘	Pounds per square foot	Pounds per square inch	Kilograms per square centimeter	Kilograms per square meter	Inches water (68°F)	Foot water (68°F)	Inches mercury (32°F)	Millimeters mercury (32°F)	Mega- Pascal (MPa)
Pounds per square inch	144	1	0.070307	703.070	27.7276	2.310636	2.03602	51.71497	0.068947
Pounds per square foot	0.0069444	1	0.000488	4.88242	0.1926	0.01605	0.014139	0.35913	0.000479
Atmosphere	14.696	2116.22	1.03323	10332.27	407.484	33.9570	29.9213	760	1.01325
Kilograms per square cen- timeter	14.2233	2048.155	1	10000.	394.38	32.8650	28.959	735.559	0.98067
Kilograms per square meter	0.001422	0.204768	0.0001	1	0.03944	0.003287	0.002896	0.073556	0.000098
Inches water (68°F)	0.036065	5.1972	0.002454	25.375	1	0.08333	0.073430	1.8651	0.002466
Foot water (68°F)	0.452781	62.3205	0.029449	304.275	12	1	0.88115	22.3813	0.029839
Inches mer- cury (32°F)	0.491154	70.7262	0.033421	345.316	13.6185	1.1349	1	25.4	0.033864
Millimeters mercury (32°F)	0.0193368	2.78450	0.0013595	13.59509	0.53616	0.044680	0.03937	1	0.001333
Bar	14.5038	2088.55	1.01972	10197.2	402.156	33.5130	29.5500	750.062	1
MPa	145.038	20885.5	10.1972	101972.0	4021.56	335.130	295.500	7500.62	10.0

LAMPIRAN 4 : Lanjutan

TABLE E1.9 Energy Equivalents

To obtain →, multiply ↓, by ↘	Btu*	Calorie (gram)†	Foot pound	Horsepower hour	Joule	Kilowatt hour	Kilogram meter
Btu	1	251.8	778.169	0.000393	1055.06	0.000293	107.586
Calorie (gram)†	0.00397	1	3.08596	1.56 E-6	4.184	1.16 E-6	0.426649
Foot pound	0.00129	0.32405	1	5.05 E-7	1.35582	3.77 E-7	0.13825
Horsepower hour	2544.5	641616	1.98 E+6	1	2.68 E+6	0.7457	273745
Joule	0.00095	0.2390	0.73756	3.72 E-7	1	2.77 E-7	0.102
Kilowatt hour	3412.97	860421	2.65 E+6	1.34102	3.6 E+6	1	367098
Kilogram meter	0.00929	2.344	7.233	3.65 E-6	9.807	2.72 E-6	1

* Based on 1 Btu = 778.169 ft·lb.

† Based on 1 Cal = 4.1840 joules.

TABLE E1.10 Power Equivalents*

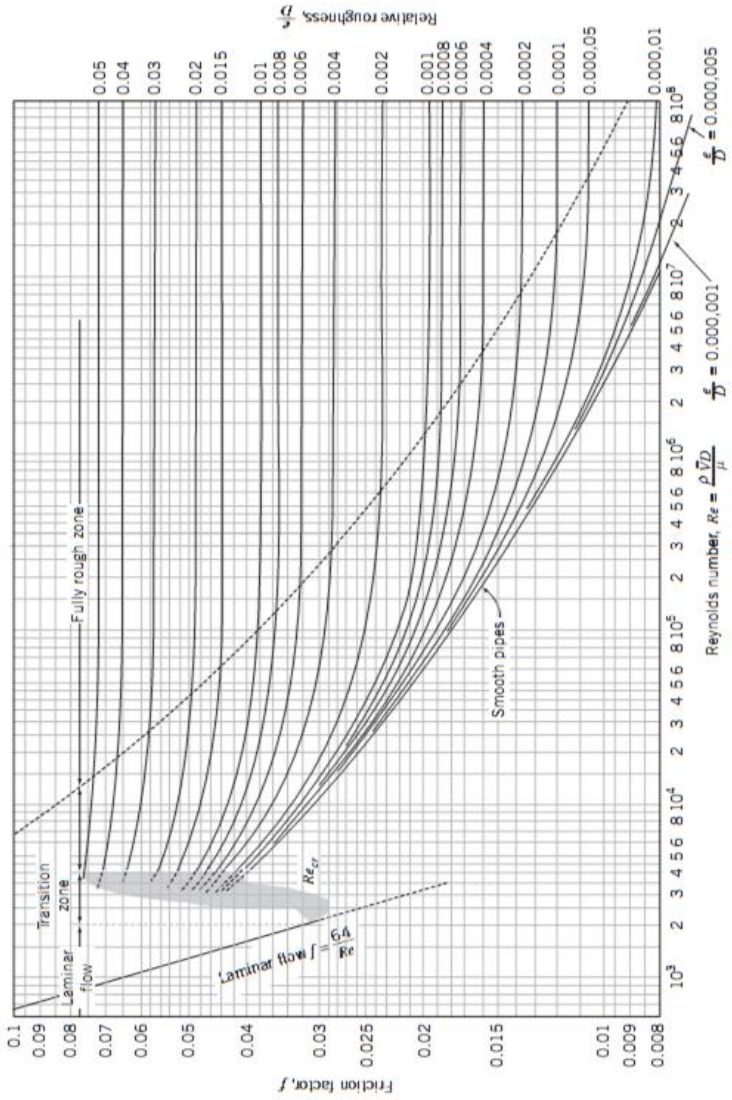
To obtain →, multiply ↓, by ↘	Horsepower	Foot pound per second	Watt	Btu per hour
Horsepower	1	550	745.7	2544
Foot pound per second	0.00182	1	1.3558	4.626
Watt	0.00134	0.7376	1	3.412
Btu per hour	0.00039	0.2161	0.2931	1

* Based on 1 Btu = 778.169 ft·lb.

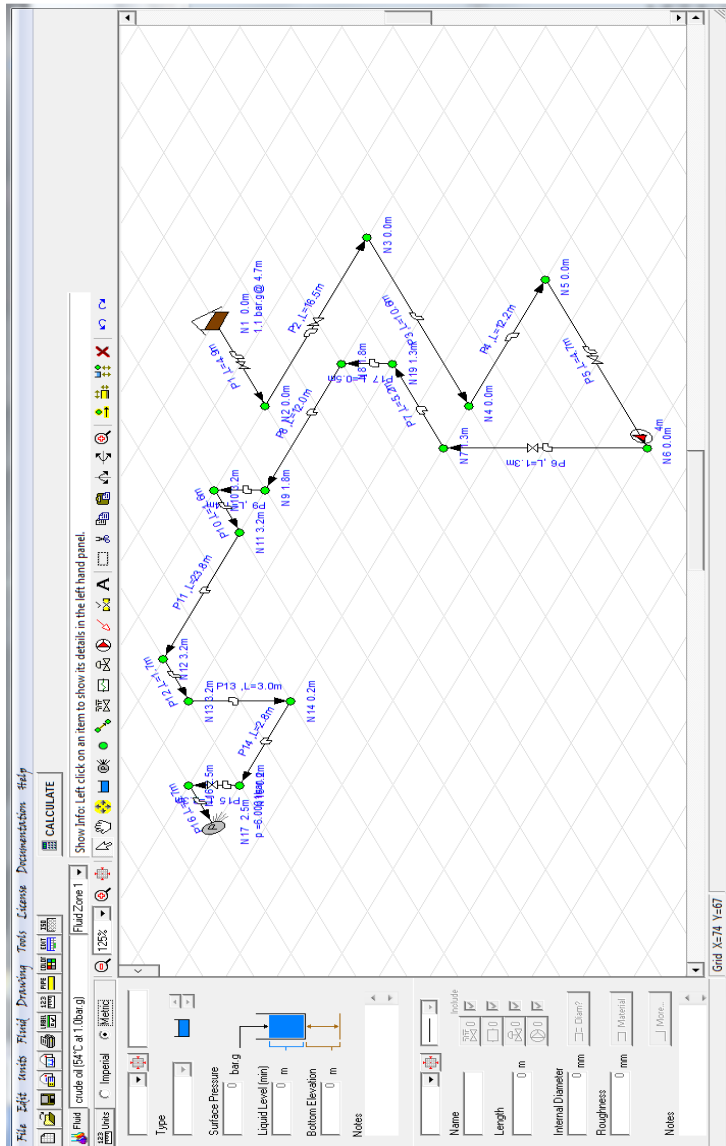
LAMPIRAN 5 : *Properties of Water (SI Units)*

Temperature, T (°C)	Density, ρ (kg/m ³)	Dynamic Viscosity, μ (N · s/m ²)	Kinematic Viscosity, ν (m ² /s)	Surface Tension, σ (N/m)	Vapor Pressure, p_v (kPa)	Bulk Modulus, E_v (GPa)
0	1000	1.76E-03	1.76E-06	0.0757	0.661	2.01
5	1000	1.51E-03	1.51E-06	0.0749	0.872	
10	1000	1.30E-03	1.30E-06	0.0742	1.23	
15	999	1.14E-03	1.14E-06	0.0735	1.71	
20	998	1.01E-03	1.01E-06	0.0727	2.34	2.21
25	997	8.93E-04	8.96E-07	0.0720	3.17	
30	996	8.00E-04	8.03E-07	0.0712	4.25	
35	994	7.21E-04	7.25E-07	0.0704	5.63	
40	992	6.53E-04	6.59E-07	0.0696	7.38	
45	990	5.95E-04	6.02E-07	0.0688	9.59	
50	988	5.46E-04	5.52E-07	0.0679	12.4	2.29
55	986	5.02E-04	5.09E-07	0.0671	15.8	
60	983	4.64E-04	4.72E-07	0.0662	19.9	
65	980	4.31E-04	4.40E-07	0.0654	25.0	
70	978	4.01E-04	4.10E-07	0.0645	31.2	
75	975	3.75E-04	3.85E-07	0.0636	38.6	
80	972	3.52E-04	3.62E-07	0.0627	47.4	
85	969	3.31E-04	3.41E-07	0.0618	57.8	
90	965	3.12E-04	3.23E-07	0.0608	70.1	2.12
95	962	2.95E-04	3.06E-07	0.0599	84.6	
100	958	2.79E-04	2.92E-07	0.0589	101	

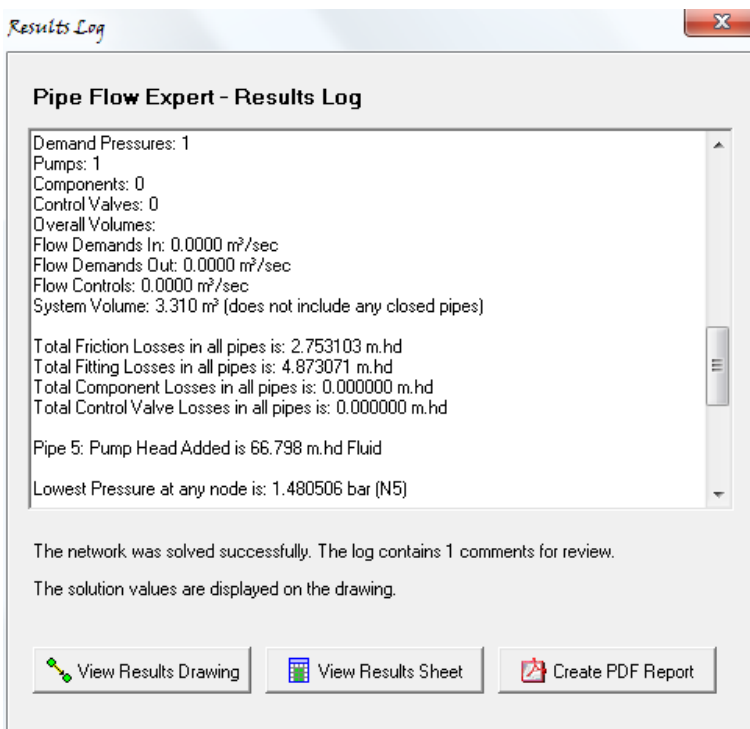
LAMPIRAN 6 : Moody Diagram



LAMPIRAN 7 : Gambar Perencanaan Menggunakan *Pipe Flow Expert*



LAMPIRAN 8 : *Result Log* Perhitungan Menggunakan *Pipe Flow Expert*



Pipe Flow Expert - Results Log

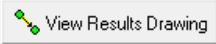
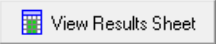

Demand Pressures: 1
Pumps: 1
Components: 0
Control Valves: 0
Overall Volumes:
Flow Demands In: 0.0000 m³/sec
Flow Demands Out: 0.0000 m³/sec
Flow Controls: 0.0000 m³/sec
System Volume: 3.310 m³ (does not include any closed pipes)

Total Friction Losses in all pipes is: 2.753103 m.hd
Total Fitting Losses in all pipes is: 4.873071 m.hd
Total Component Losses in all pipes is: 0.000000 m.hd
Total Control Valve Losses in all pipes is: 0.000000 m.hd

Pipe 5: Pump Head Added is 66.798 m.hd Fluid

Lowest Pressure at any node is: 1.480506 bar (N5)

The network was solved successfully. The log contains 1 comments for review.
The solution values are displayed on the drawing.

 View Results Drawing  View Results Sheet  Create PDF Report

LAMPIRAN 9 : Nilai Koefisien Fitting Pipa 10 inch *Pipe Flow Experts*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P1, Steel (ANSI), 10", 254.508 mm (Pipe Id: 1)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	EriSharp	250 mm	10"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000	1
	BallFB	250 mm	10"	Ball Valve Full Bore	0.0400	1
	PB	250 mm	10"	Pipe bend	0.1600	1

Total K = 0.70

Save Clear Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BallFB	250 mm	10"	Ball Valve Full Bore	0.0400
	LitCh	250 mm	10"	Lift Check Valve	8.4000
	AngCh	250 mm	10"	Lift Check Angled	0.7700
	ChSw	250 mm	10"	Check Swing Valve	1.5500
	TiltCh	250 mm	10"	Tilting Disk Check	1.7000
	ChWaf	250 mm	10"	Wafer Check Valve	1.3300
	Foot	250 mm	10"	Foot Valve with Strainer	5.9000
	Hinged	250 mm	10"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.1000
	St	250 mm	10"	Strainer	1.0000
	TT	250 mm	10"	Through Tee	0.2800
	BT	250 mm	10"	Branch Tee	0.8400
	ExitCon	250 mm	10"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	250 mm	10"	Open pipe Exit	1.0000
	EriProj	250 mm	10"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EriSharp	250 mm	10"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000
	FM	250 mm	10"	Flowmeter	5.0000
	SB	300 mm	12"	Standard Bend	0.3900

Add selection to pipe
 Move to fitting size: 25 mm | 1"
 Calculate K value:
 entrance rounded
 gradual enlargement
 gradual contraction
 sudden enlargement
 sudden contraction
 long pipe bend
 Create new fitting
 Remove entry

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P2, Steel (ANSI), 10", 254.508 mm (Pipe Id: 2)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	PB	250 mm	10"	Pipe bend	0.1600	1
	Gate	250 mm	10"	Gate Valve	0.1100	2
	FM	250 mm	10"	Flowmeter	5.0000	1

Total K = 5.38

Save Clear Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BallFB	250 mm	10"	Ball Valve Full Bore	0.0400
	LitCh	250 mm	10"	Lift Check Valve	8.4000
	AngCh	250 mm	10"	Lift Check Angled	0.7700
	ChSw	250 mm	10"	Check Swing Valve	1.5500
	TiltCh	250 mm	10"	Tilting Disk Check	1.7000
	ChWaf	250 mm	10"	Wafer Check Valve	1.3300
	Foot	250 mm	10"	Foot Valve with Strainer	5.9000
	Hinged	250 mm	10"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.1000
	St	250 mm	10"	Strainer	1.0000
	TT	250 mm	10"	Through Tee	0.2800
	BT	250 mm	10"	Branch Tee	0.8400
	ExitCon	250 mm	10"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	250 mm	10"	Open pipe Exit	1.0000
	EriProj	250 mm	10"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EriSharp	250 mm	10"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000
	FM	250 mm	10"	Flowmeter	5.0000
	SB	300 mm	12"	Standard Bend	0.3900

Add selection to pipe
 Move to fitting size: 25 mm | 1"
 Calculate K value:
 entrance rounded
 gradual enlargement
 gradual contraction
 sudden enlargement
 sudden contraction
 long pipe bend
 Create new fitting
 Remove entry

LAMPIRAN 10 : Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P3, Steel (ANSI), 10" 254 508 mm (Pipe Id: 3)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	PB	250 mm	10"	Pipe bend	0.1600	1

Total K = 0.16

Save
Clear
Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	Globe	150 mm	6"	Globe Valve	5.1000
	Angle	150 mm	6"	Globe Valve Angled	2.2500
	Plug	150 mm	6"	Plug Valve Straightway	0.2700
	Butly	150 mm	6"	Butterfly Valve	0.6800
	BallFB	150 mm	6"	Ball Valve Full Bore	0.0500
	BallRB	150 mm	6"	Ball Valve Reduced Bore	0.8500
	LiftCh	150 mm	6"	Lift Check Valve	9.0000
	AngCh	150 mm	6"	Lift Check Angled	0.8300
	ChSw	150 mm	6"	Check Swing Valve	1.8500
	TiltCh	150 mm	6"	Tilting Disk Check	1.8000
	ChWal	150 mm	6"	Wafer Check Valve	2.3300
	Foot	150 mm	6"	Foot Valve with Strainer	6.3000
	Hinged	150 mm	6"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.1000
	St	150 mm	6"	Strainer	1.0000
	TT	150 mm	6"	Through Tee	0.3000
	BT	150 mm	6"	Branch Tee	0.9000
	ExitCon	150 mm	6"	Pipe Exit to Container	1.0000

Move to fitting size: 25 mm | 1"

Calculate K value

- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

Create new fitting
Remove entry

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P4, Steel (ANSI), 10" 254 508 mm (Pipe Id: 4)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	PB	250 mm	10"	Pipe bend	0.1600	1
	GrCon	N/A	N/A	Gradual contraction	1.8400	1

Total K = 2.00

Save
Clear
Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BallFB	250 mm	10"	Ball Valve Full Bore	0.0400
	LiftCh	250 mm	10"	Lift Check Valve	8.4000
	AngCh	250 mm	10"	Lift Check Angled	0.7700
	ChSw	250 mm	10"	Check Swing Valve	1.5500
	TiltCh	250 mm	10"	Tilting Disk Check	1.7000
	ChWal	250 mm	10"	Wafer Check Valve	1.3300
	Foot	250 mm	10"	Foot Valve with Strainer	5.9000
	Hinged	250 mm	10"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.1000
	St	250 mm	10"	Strainer	1.0000
	TT	250 mm	10"	Through Tee	0.2800
	BT	250 mm	10"	Branch Tee	0.8400
	ExitCon	250 mm	10"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	250 mm	10"	Open pipe Exit	1.0000
	EntProj	250 mm	10"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EntSharp	250 mm	10"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000
	FM	250 mm	10"	Flowmeter	5.0000
	SB	300 mm	12"	Standard Bend	0.3900

Move to fitting size: 25 mm | 1"

Calculate K value

- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

Create new fitting
Remove entry

LAMPIRAN 11 : Nilai Koefisien Fitting Pipa 6 inch *Pipe Flow Experts*

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P5, Steel (ANSI), 6" 154.051 mm (Pipe Id: 5)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	St	150 mm	6"	Strainer	1.0000	1
	BallVB	150 mm	6"	Ball Valve Full Bore	0.0500	1
	GrCon	N/A	N/A	Gradual contraction	0.9600	1

Total K = 2.01

Save Clear Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	St	150 mm	6"	Strainer	1.0000
	TT	150 mm	6"	Through Tee	0.3000
	BT	150 mm	6"	Branch Tee	0.9000
	ExitCon	150 mm	6"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	150 mm	6"	Open pipe Exit	1.0000
	EntProj	150 mm	6"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EntSharp	150 mm	6"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000
	SB	200 mm	8"	Standard Bend	0.4200
	LB	200 mm	8"	Long bend	0.2200
	PB	200 mm	8"	Pipe bend	0.1700
	E45	200 mm	8"	Elbow 45 °	0.2200
	RB	200 mm	8"	Return bend	0.7000
	MB45	200 mm	8"	Mitre bend 45°	0.2100
	MB90	200 mm	8"	Mitre bend 90°	0.8400
	Gate	200 mm	8"	Gate Valve	0.1100
	Globe	200 mm	8"	Globe Valve	4.8000
	Angle	200 mm	8"	Globe Valve Angled	2.1000

Add selection to pipe

Move to fitting size: 25 mm 1"

Calculate K value

- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

Create new fitting Remove entry

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P8, Steel (ANSI), 6" 154.051 mm (Pipe Id: 8)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	PB	150 mm	6"	Pipe bend	0.1800	9

Total K = 1.62

Save Clear Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BT	10 mm	0.25"	Branch Tee	1.8800
	ExitCon	10 mm	0.25"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	10 mm	0.25"	Open pipe Exit	1.0000
	EntProj	10 mm	0.25"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EntSharp	10 mm	0.25"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000
	SB	12 mm	0.38"	Standard Bend	0.8700
	LB	12 mm	0.38"	Long bend	0.4600
	PB	12 mm	0.38"	Pipe bend	0.3400
	E45	12 mm	0.38"	Elbow 45 °	0.4600
	RB	12 mm	0.38"	Return bend	1.4500
	MB45	12 mm	0.38"	Mitre bend 45°	0.4400
	MB90	12 mm	0.38"	Mitre bend 90°	1.7500
	Gate	12 mm	0.38"	Gate Valve	0.2400
	Globe	12 mm	0.38"	Globe Valve	9.9000
	Angle	12 mm	0.38"	Globe Valve Angled	4.4000
	Plug	12 mm	0.38"	Plug Valve Straightway	0.5300
	Bfly	12 mm	0.38"	Butterfly Valve	1.5000

Add selection to pipe

Move to fitting size: 25 mm 1"

Calculate K value

- entrance rounded
- gradual enlargement
- gradual contraction
- sudden enlargement
- sudden contraction
- long pipe bend

Create new fitting Remove entry

LAMPIRAN 12 : Lanjutan

Pipe fitting friction coefficients

Fittings on: P15, Steel (ANSI), 6" 154.051 mm (Pipe Id: 15)

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	BallVB	150 mm	6"	Ball Valve Full Bore	0.0500	1
	PB	150 mm	6"	Pipe bend	0.1800	1

Total K = 0.23

Save
Clear
Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	BT	10 mm	0.25"	Branch Tee	1.8800
	ExitCon	10 mm	0.25"	Pipe Exit to Container	1.0000
	Open	10 mm	0.25"	Open pipe Exit	1.0000
	EntProj	10 mm	0.25"	Pipe Entry Projecting	0.7800
	EntSharp	10 mm	0.25"	Pipe Entry Sharp Edged	0.5000
	SB	12 mm	0.38"	Standard Bend	0.8700
	LB	12 mm	0.38"	Long bend	0.4600
	PB	12 mm	0.38"	Pipe bend	0.3400
	E45	12 mm	0.38"	Elbow 45 °	0.4600
	RB	12 mm	0.38"	Return bend	1.4500
	MB45	12 mm	0.38"	Mitre bend 45°	0.4400
	MB90	12 mm	0.38"	Mitre bend 90°	1.7500
	Gate	12 mm	0.38"	Gate Valve	0.2400
	Globe	12 mm	0.38"	Globe Valve	9.9000
	Angle	12 mm	0.38"	Globe Valve Angled	4.4000
	Plug	12 mm	0.38"	Plug Valve Straightway	0.5300
	Bfly	12 mm	0.38"	Butterfly Valve	1.5000

Add selection to pipe
 Move to fitting size: 25 mm | 1"
 Calculate K value
 entrance rounded
 gradual enlargement
 gradual contraction
 sudden enlargement
 sudden contraction
 long pipe bend
 Create new fitting
 Remove entry

LAMPIRAN 13 : Nilai Koefisien Fitting Pipa 4 inch *Pipe Flow Experts*

Pipe fitting friction coefficients (Pipe Id: 6)

Fittings on: P6, Steel (ANSI), 4" 102.260 mm

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	PB	100 mm	4"	Pipe bend	0.2000	2
	Gate	100 mm	4"	Gate Valve	0.1400	1
	ChSw	100 mm	4"	Check Swing Valve	2.0000	1
	GrEn	N/A	N/A	Gradual enlargement	0.1300	1

Total K = 2.67

Save | Clear | Cancel

Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	Globe	150 mm	6"	Globe Valve	5.1000
	Angle	150 mm	6"	Globe Valve Angled	2.2500
	Plug	150 mm	6"	Plug Valve Straightway	0.2700
	Butly	150 mm	6"	Butterfly Valve	0.6800
	BallFB	150 mm	6"	Ball Valve Full Bore	0.0500
	BallRB	150 mm	6"	Ball Valve Reduced Bore	0.8500
	LiftCh	150 mm	6"	Lift Check Valve	9.0000
	AngCh	150 mm	6"	Lift Check Angled	0.8300
	ChSw	150 mm	6"	Check Swing Valve	1.8500
	TiltCh	150 mm	6"	Tilting Disk Check	1.8000
	ChWaf	150 mm	6"	Wafer Check Valve	2.3300
	Foot	150 mm	6"	Foot Valve with Strainer	6.3000
	Hinged	150 mm	6"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.1000
	St	150 mm	6"	Strainer	1.0000
	TT	150 mm	6"	Through Tee	0.3000
	BT	150 mm	6"	Branch Tee	0.9000
	ExitCon	150 mm	6"	Pipe Exit to Container	1.0000

Pipe fitting friction coefficients (Pipe Id: 7)

Fittings on: P7, Steel (ANSI), 4" 102.260 mm

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K value	Qty
	PB	100 mm	4"	Pipe bend	0.2000	1

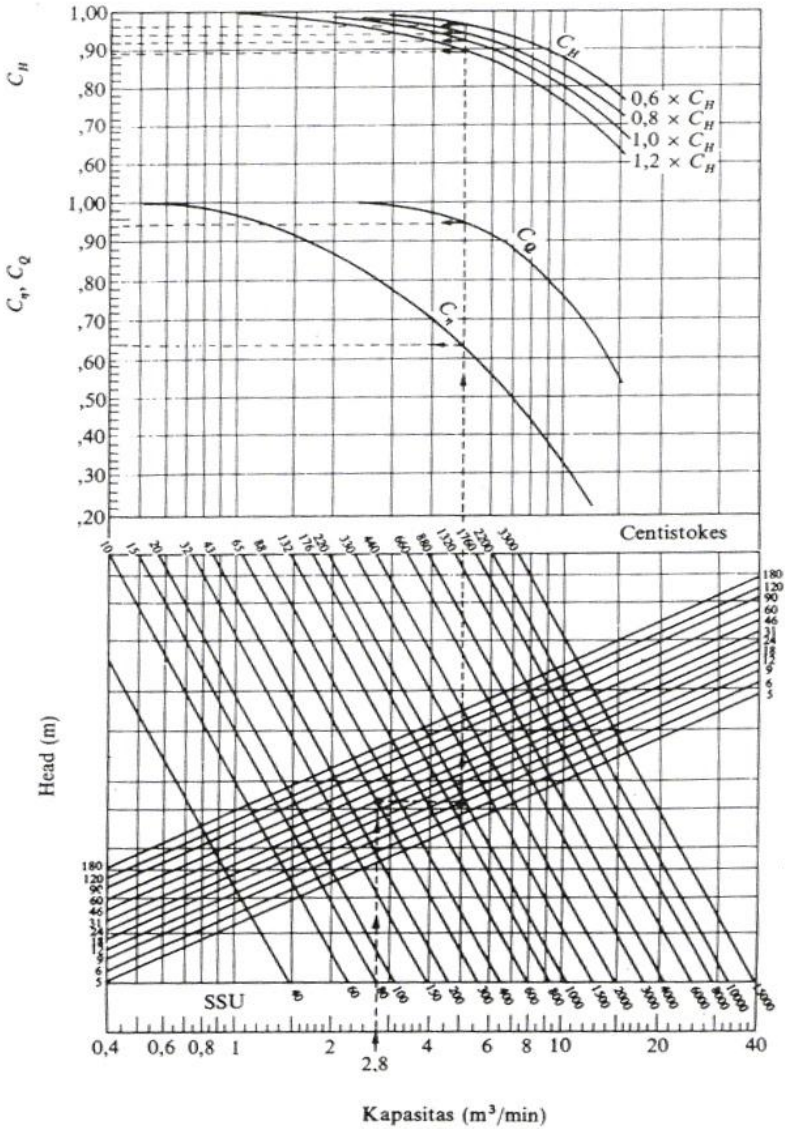
Total K = 0.20

Save | Clear | Cancel

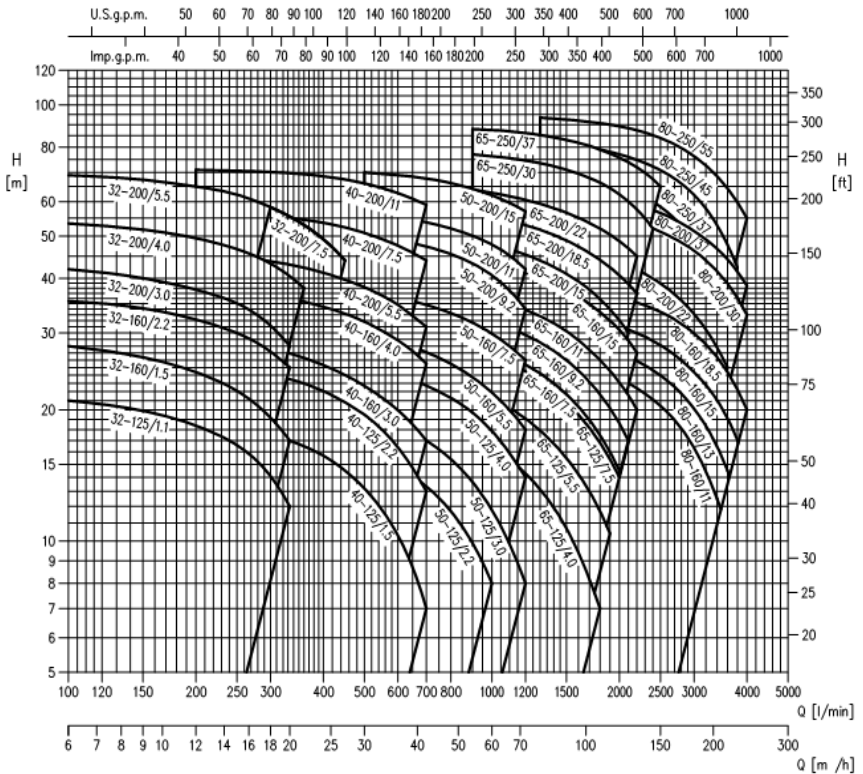
Fitting Database: Double click on a fitting below to add the item to the pipe fittings.

Symbol	Type	Metric	Imperial	Description	K
	Globe	150 mm	6"	Globe Valve	5.1000
	Angle	150 mm	6"	Globe Valve Angled	2.2500
	Plug	150 mm	6"	Plug Valve Straightway	0.2700
	Butly	150 mm	6"	Butterfly Valve	0.6800
	BallFB	150 mm	6"	Ball Valve Full Bore	0.0500
	BallRB	150 mm	6"	Ball Valve Reduced Bore	0.8500
	LiftCh	150 mm	6"	Lift Check Valve	9.0000
	AngCh	150 mm	6"	Lift Check Angled	0.8300
	ChSw	150 mm	6"	Check Swing Valve	1.8500
	TiltCh	150 mm	6"	Tilting Disk Check	1.8000
	ChWaf	150 mm	6"	Wafer Check Valve	2.3300
	Foot	150 mm	6"	Foot Valve with Strainer	6.3000
	Hinged	150 mm	6"	Hinged Foot Valve with Strainer	1.1000
	St	150 mm	6"	Strainer	1.0000
	TT	150 mm	6"	Through Tee	0.3000
	BT	150 mm	6"	Branch Tee	0.9000
	ExitCon	150 mm	6"	Pipe Exit to Container	1.0000

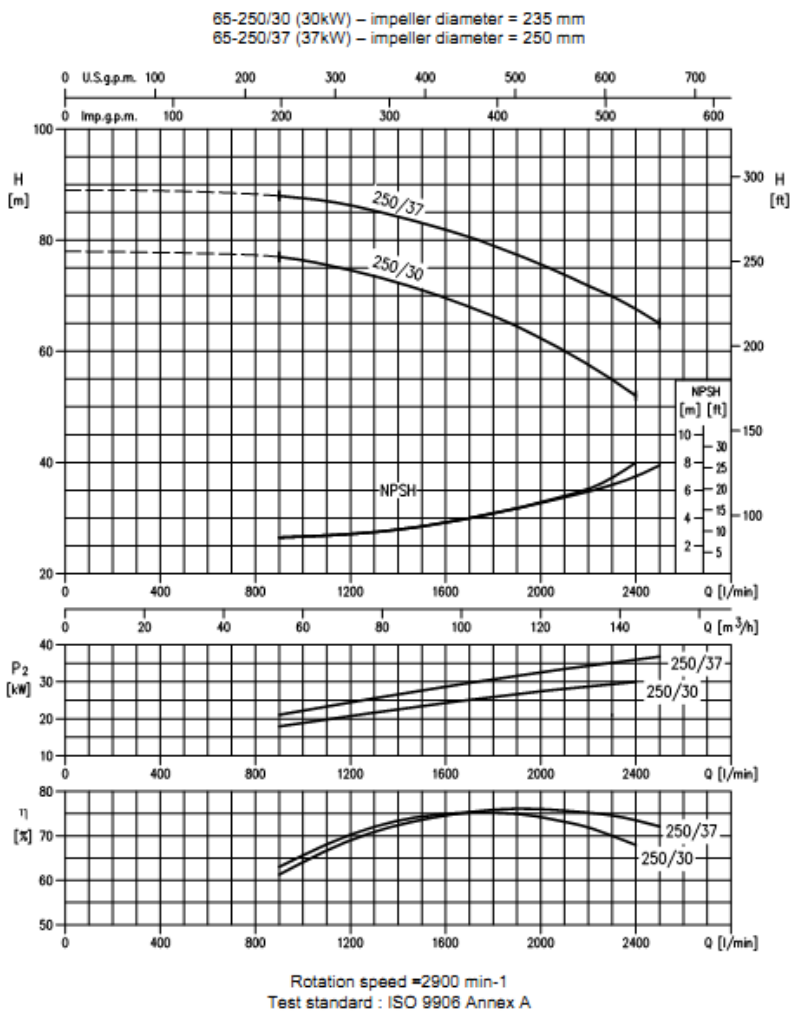
LAMPIRAN 14 : Grafik koreksi untuk pompa minyak berkapasitas besar



LAMPIRAN 15 : Grafik pemilihan tipe pompa merk ebara



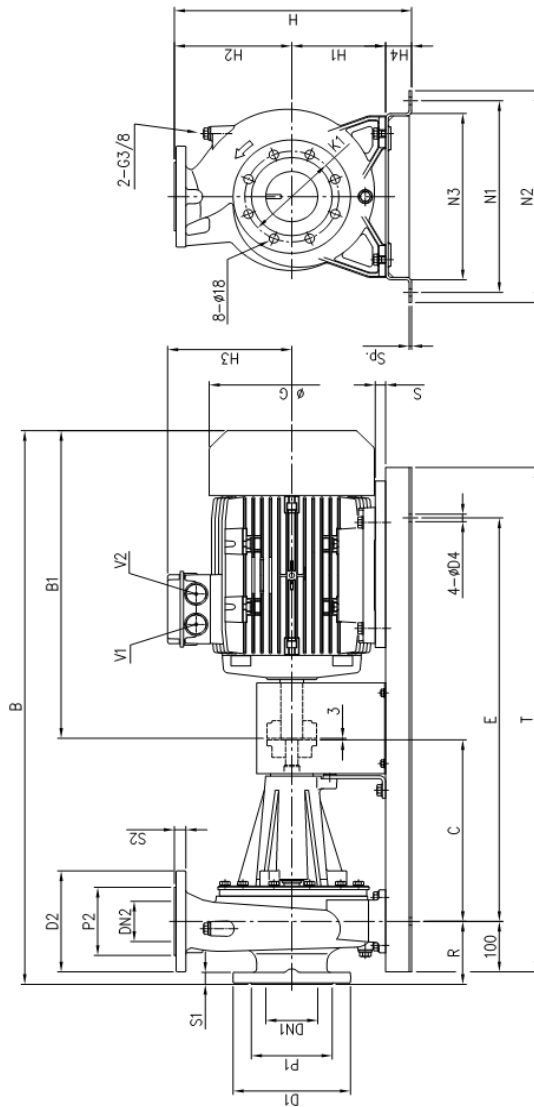
LAMPIRAN 16 : Grafik performansi pompa merk ebara 2 poles type 65-250/30



LAMPIRAN 17 : Tabel Performansi pompa merk Ebara 2 poles
type 65-250/30

Pump type	kW	HP	l/min		700		900		1300		1500		1700		1900		2100		2200		2300		2400		2500		3000		3400		3600		3800		4000	
			0	36	42	54	78	90	102	114	126	132	138	144	150	180	204	216	228	240																
65-125/4.0	4	5.5	22.2	19.8	19	17.3	13.3	11	8.6	6.3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-125/5.5	5.5	7.5	27	-	24	22.2	18	15.7	13.3	10.8	8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-125/7.5	7.5	10	32	-	29.5	27.8	23.5	21.1	18.7	16.1	13.4	12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-160/7.5	7.5	10	32	-	30	28.6	24.8	22.5	19.9	17.1	14.2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-160/9.2	9.2	12.5	36.5	-	34.5	32.8	28.8	26.5	23.9	21.1	18.3	16.8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-160/11	11	15	40.5	-	38.5	37.1	33.1	30.9	28.4	25.8	23	21.5	20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-160/15	15	20	48	-	45.5	44	40	37.8	35.3	32.6	29.6	28	26.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-200/15	15	20	53.5	-	51	49	44	41.5	38.4	35.3	31.8	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-200/18.5	18.5	25	60.5	-	58.5	56.5	51.5	49	46	43	39.7	38	36.3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-200/22	22	30	67	-	65.5	64	59.5	57	54	51	48	46.5	45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-250/30	30	40	78	-	77	73.5	71	68	64.5	60	57.5	55	52	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
65-250/37	37	50	89	-	88	85.5	83	80.5	77.5	74	72	70	67.5	65	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-160/11	11	15	29	-	-	27.3	26.4	25.4	24.2	23	22.4	21.8	21.1	20.4	16.4	12.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-160/13	13	17.5	32	-	-	30.5	29.7	28.8	27.7	26.5	25.9	25.3	24.6	24	20.1	16.5	14.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-160/15R	15	20	35	-	-	34	33.3	32.5	31.5	30.5	30	29.4	28.8	28.1	24.4	21	19.1	17	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-160/18.5	18.5	25	40	-	-	39	38.4	37.6	36.7	35.7	35.2	34.7	34.1	33.5	30	26.4	24.4	22.3	20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-200/22	22	30	50	-	-	48	47	45.5	44.5	43	42	41	40	39	33.2	27.8	25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-200/30	30	40	60	-	-	58.5	58	57	56	54.5	54	53	52	51	46.5	41.5	39	36.1	33	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-200/37	37	50	66	-	-	64	63	62	61	59.5	59	58	57.5	56.5	51.5	47	44.5	41.5	38.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-250/37	37	50	73	-	-	71.5	70.5	68.5	66.5	64	63	61.5	60	58.5	48.5	38	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-250/45	45	60	84	-	-	82.5	81.5	80	78	76	75	73.5	72.5	71	62	53	48	42.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
80-250/55	55	75	95	-	-	93.5	92.5	91.5	90	88.5	87.5	86.5	85.5	84	76.5	68.5	64.5	60	55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

LAMPIRAN 18 : Dimensi tipe pompa merk Ebara 2 poles
type 65-250/30



LAMPIRAN 19 : Lanjutan

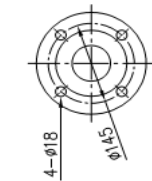


Fig. 1

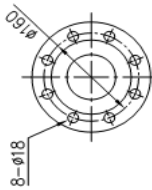


Fig. 2

Pump type	Dimensions [mm]																Weight [kgf]														
	DN1	P1	k1	D1	S1	DN2	P2	D2	S2	H	H1	H2	H3	H4	R	N1		N2	N3	B	B1	C	G	E	T	S	D4	Sp.	V1	V2	
65-250/30	80	135	160	200	22	65	Fig. 1	120	185	20	510	200	250	310	60	100	630	590	460	1343	770	470	396	1000	1200	-	19	8	M50x1.5	M50x1.5	354
65-250/37	80	135	160	200	22	65	Fig. 1	120	185	20	510	200	250	310	60	100	630	590	460	1343	770	470	396	1000	1200	-	19	8	M50x1.5	M50x1.5	373
80-160/11	100	155	180	225	24	80	Fig. 2	135	200	22	455	180	225	238	50	125	380	420	330	1098	610	360	317	800	1000	20	15	5	M40x1.5	M40x1.5	164
80-160/15R	100	155	180	225	24	80	Fig. 2	135	200	22	455	180	225	238	50	125	380	420	330	1098	610	360	317	800	1000	20	15	5	M40x1.5	M40x1.5	176
80-160/15	100	155	180	225	24	80	Fig. 2	135	200	22	455	180	225	238	50	125	380	420	330	1098	610	360	317	800	1000	20	15	5	M40x1.5	M40x1.5	176
80-160/18.5	100	155	180	225	24	80	Fig. 2	135	200	22	455	180	225	238	50	125	380	420	330	1142	654	360	317	800	1000	20	15	5	M40x1.5	M40x1.5	185
80-200/22	100	155	180	225	24	80	Fig. 2	135	200	22	490	180	250	245	60	125	530	590	460	1288	690	470	320	1000	1200	-	19	8	M40x1.5	M40x1.5	252
80-250/37	100	155	180	225	24	80	Fig. 2	135	200	22	540	200	280	310	60	125	530	590	460	1368	770	470	396	1000	1200	-	19	8	M50x1.5	M50x1.5	377

(Halaman ini sengaja dikosongkan)