

TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI
ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA
SENTRIFUGAL DENGAN VARIASI PANJANG SUDU
IMPELLER

*Diajukan Sebagai Syarat Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik (S.T)
Pada Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusun Oleh :

SURYA AGUS PRATAMA

1307230253



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2017

LEMBAR PENGESAHAN - I
TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI

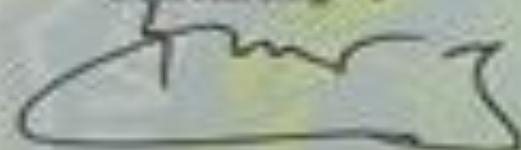
ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA
SENTRIFUGAL DENGAN VARIASI PANJANG SUDU
IMPELLER

Dibuat Oleh :

SURYA AGUS PRATAMA
13072130253

Diperiksa dan Disetujui Oleh :

Pembimbing - I



(Munawar Alfanasy Srg, S.T., M.T)

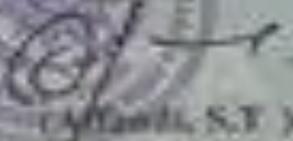
Pembimbing - II



(H. Maharnif M. S.T., M.Sc)

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin


(Alfanif, S.T.)

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2017

LEMBAR PENGESAHAN - II

TUGAS SARJANA

KONVERSI ENERGI

ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA
SENTRIFUGAL DENGAN VARIASI PANJANG SUDU
IMPELLER

Disuatu Oleh :

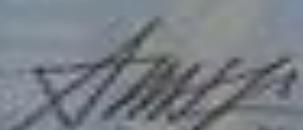
SURYA AGUS PRATAMA

13072390253

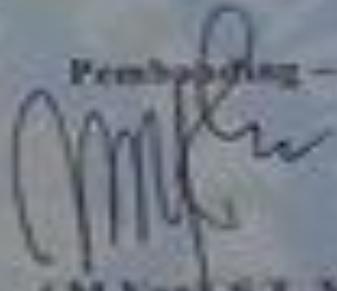
Telah diperiksa dan diperbaiki
Pada seminar tanggal 10 Oktober 2017

Disetujui Oleh :

Pembanding - I


(Ir. H. Amiryam Sit, M.T.)

Pembanding - II


(M. Yusuf, S.T., M.T.)

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin


(A. Jundi, ST)

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2017



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Telp. (061) 6611233 – 6624567 –
6622400 – 6610450 – 6619058 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

Bila merujuk surat ini agar disebutkan nomor dan tanggalnya

DAFTAR SPESIFIKASI
TUGAS SARJANA

Nama : SURYA AGUS PRATAMA
NPM : 1307230253
Semester : IX (Sembilan)
SPESIFIKASI :

**“ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA SENTRIFUGAL DENGAN
VARIASI PANJANG SUDU IMPELLER”**

Diberikan Tanggal : 25 Juli 2017
Selesai Tanggal : 2 Oktober 2017
Asistensi : ± Seminggu, 1 kali
Tempat Asistensi : Di Kampus dan di rumah Bapak Munawar A. Siregar, S.T., M.T

Diketahui oleh :
Ka. Program Studi Teknik Mesin

Medan, 25 Juli 2017
Dosen Pembimbing – I



(Munawar Alfansuri Srg, S.T., M.T)



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No. 3 Telp. (061) 6611233 - 6624567 -
6622400 - 6610450 - 6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

DAFTAR HADIR ASISTENSI
TUGAS SARJANA

NAMA : Surya Agus Pratama
NPM : 1307230253

PEMBIMBING - I : Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T.
PEMBIMBING - II : H. Mubarnif M, S.T., M.Sc

NO	Hari / Tanggal	Uraian	Paraf
1.	Selasa 25/7-17	Tuliskan BAB I dan II dan III	A
2.	Rabu 2/8-17	Perbaiki hubungan antara dasar belah ketupat, Turun dgn judul	A
3.	Selasa 8/8-17	Perbaiki Babasan masalah	A
4.	Kamis 10/8-17	Lampirkan ke pembimbing II	A
5.	Senin 28/8-17	Perbaiki Penempatan tabel data hasil Pengujian.	A
6.	Senin 4/9-17	Perbaiki Perhitungan	A
7.	Senin 18/9-17	Perbaiki Perhitungan Efisiensi Dan Daya Pompa.	A
8.	2/10-2017	Acc Seminar	A

SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS SARJANA

Saya yang bertandatangan dibawah ini:

Nama : SURYA AGUS PRATAMA
Tempat/Tgl Lahir : Medan, 28 Agustus 1995
Npm : 1307230253
Bidang Keahlian : Konversi Energi
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara
(UMSU)

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Sarjana saya ini yang berjudul:

“ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA SENTRIFUGAL DENGAN VARIASI PANJANG SUDU IMPELLER”

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material maupun non material, ataupun segala kemungkinan yang lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Sarjana saya secara orisinil dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidak sesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 25 Juli 2017

Saya yang menyatakan,



Surya Agus Pratama

**DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK – UMSU
TAHUN AKADEMIK 2017 – 2018**

Peserta Seminar

Nama : Surya Agus Pratama
 NPM : 1307230253
 Judul Tugas Akhir : Analisa Kinerja Aliran Fluida Pada Pompa Sentrifugal Dengan Variasi Panjang Sudu Impeller.

DAFTAR HADIR			TANDA TANGAN
Pembimbing – I	:	Munawar A Siregar.S.T.M.T	:
Pembimbing – II	:	H.Muharnif.S.T.M.Sc	:
Pemandiang – I	:	Ir.H.Amirsyam Nst.M.T	:
Pemandiang – II	:	M.Yani.S.T.M.T	:

No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1307230307	AHMAD FADLI	
2	1307230679	CHOIRI RIZAMADAN	
3	1307230220	IBNU Hakim Lubis	
4	1307236225	REZA LEVI SANDI	
5	1307230019	Dicky Fajrin	
6	1307230094	FEBRI AMTIYU	
7	1307230233	Nauri. A. Siameang	
8	1307230131	ALPIN LAZARUDI	
9	1307230244	ISMAIL	
10	1307230264	BAYU MANDALA PUTRA	

Medan, 20 Muharram 1439 H
10 Oktober 2017 M

Ketua Prodi. T Mesin



**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

NAMA : Surya Agus Pratama
NPM : 1307210253
Judul T.Akhir : Analisa Kinerja Aliran Fluida Pada Pompa Sentrifugal Dengan Variasi Panjang Sudu Impeller.

Dosen Pembimbing – I : Munawar A Siregar.S.T.M.T
Dosen Pembimbing – II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pembanding - I : Ir.H.Amirsyam Nst.M.T
Dosen Pembanding - II : M.Yani.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

Tulisan dan Grafik

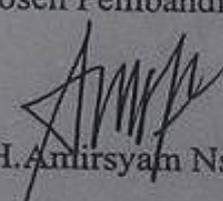
.....
.....
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :
-
.....
.....

Medan 19 Muharram 1439H
09 Oktober 2017 M



Dosen Pembanding- I



Ir.H.Amirsyam Nst.M.T

DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

NAMA : Surya Agus Pratama
NPM : 1307210253
Judul T.Akhir : Analisa Kinerja Aliran Fluida Pada Pompa Sentrifugal
Dengan Variasi Panjang Sudu Impeller.

Dosen Pembimbing – I : Munawar A Siregar.S.T.M.T
Dosen Pembimbing – II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pembanding - I : Ir.H.Amirsyam Nst.M.T
Dosen Pembanding - II : M.Yani.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

dan perbaikan draft skripsi

3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

Medan 19 Muharram 1439H
09 Oktober 2017 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T. Mesin



Dosen Pembanding- II

M. Yani
M. Yani.S.T.M.T

ABSTRAK

Impeller merupakan bagian terpenting dari sebuah pompa sentrifugal, yang mempunyai bagian yaitu sudu-sudu, yang berfungsi untuk melantingkan fluida dari sisi masuk (suction) ke sisi keluar (discharge). Sudu-sudu pada impeller merupakan bagian yang sangat penting pada penggunaan pompa sentrifugal karena berkaitan dengan kinerja aliran fluida, Dari hal tersebut peneliti ingin mengetahui pengaruh panjang sudu impeller terhadap kinerja aliran fluida pada pompa sentrifugal. Metode yang digunakan pada penelitian ini adalah eksperimen. Penelitian ini menggunakan pompa sentrifugal dengan putaran 2850 rpm dan tiga variasi panjang sudu impeller, yang pertama 110 mm, 120 mm dan 130 mm, Panjang sudu impeller ini berpengaruh kepada sudut sudu outlet impeller, dimana pada panjang sudu 110 mm maka sudut sudunya adalah 30°, pada panjang sudu 120 mm maka sudut sudunya 25° dan pada panjang sudu 130 mm maka sudut sudunya 22°. Untuk mengukur tekanan pipa pada sisi suction dan discharge digunakan manometer U air raksa, untuk mengukur debit aliran digunakan flowmeter sensor sedangkan untuk mendesain impeller menggunakan proses pengecoran dengan bahan aluminium. Dari hasil analisa yang didapat, jika sudu impeller semakin panjang maka debit aliran semakin menurun, ini disebabkan karena sudu yang bertambah panjang (melengkung) membuat impeller yang berputar semakin lama untuk melantingkan fluida keluar dari rumah impeller, dan membuat debit aliran menurun. Begitu pula sebaiknya dengan sudu yang lebih pendek.

Kata Kunci: Kinerja Aliran Fluida, Pompa Sentrifugal, Variasi Panjang Sudu Impeller

KATA PENGANTAR



Assalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Puji dan syukur Alhamdulillah penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Sarjana ini dengan baik. Tugas Sarjana ini merupakan tugas akhir bagi mahasiswa Fakultas Teknik Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara dalam menyelesaikan studinya, untuk memenuhi syarat tersebut penulis dengan bimbingan dari para Dosen Pembimbing merencanakan sebuah “Analisa Kinerja Aliran Fluida Pada Pompa Sentrifugal Dengan Variasi Panjang Sudu Impeller”.

Shalawat serta salam penulis sampaikan kepada Nabi Muhammad SAW yang telah membawa umat muslim dari alam kegelapan menuju alam yang terang menderang. Semoga kita mendapat syafa'atnya di yaumul akhir kelak amin yarabbal alamin.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan dan masih banyak kekurangan baik dalam kemampuan pengetahuan dan penggunaan bahasa. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari pembaca.

Dalam penulisan Tugas Sarjana ini, penulis banyak mendapat bimbingan, masukan, pengarahan dari Dosen Pembimbing serta bantuan moril maupun material dari berbagai pihak sehingga pada akhirnya penulis dapat menyelesaikan tugas sarjana ini.

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua tercinta, Ayahanda M.Yamin dan Ibunda Rosmiati yang telah banyak memberikan kasih sayang, nasehatnya, doanya, serta pengorbanan yang tidak dapat ternilai dengan apapun itu kepada penulis selaku anak yang di cintai dalam melakukan penulisan Tugas Sarjana ini.
2. Bapak Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T selaku Dosen Pembimbing I Tugas Sarjana ini dan selaku wakil Dekan I Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
3. Bapak H. Muharnif M, S.T., M.Sc selaku Dosen Pembimbing II Tugas Sarjana ini.
4. Bapak Ir. H. Amirsyam Nst, M.T., M.Sc selaku Dosen Pembimbing I Tugas Sarjana ini.
5. Bapak M. Yani, S.T., M.T selaku Dosen Pembimbing II Tugas Sarjana ini.

6. Bapak Khairul Umurani, S.T., M.T selaku Wakil Dekan III Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
7. Bapak Affandi, S.T selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
8. Bapak Chandra A Srg, S.T selaku Sekretaris Prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
9. Seluruh Dosen dan Staff Pengajar di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan masukan dan dorongan dalam menyelesaikan Tugas Sarjana ini.
10. Seluruh rekan-rekan seperjuangan mahasiswa Program Studi Teknik Mesin khususnya kelas A2 Siangdan B2 Siang yang telah banyak membantu dan memberikan semangat kepada penulis dengan memberikan masukan-masukan yang bermanfaat selama proses perkuliahan maupun dalam penulisan Tugas Sarjana ini.

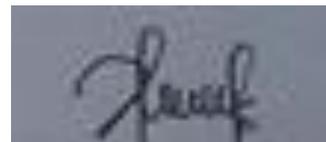
Penulis menyadari bahwa Tugas Sarjana ini masih jauh dari kata sempurna dan tidak luput dari kekurangan, karena itu dengan senang hati dan penuh lapang dada penulis menerima segala bentuk kritik dan saran dari pembaca yang sifatnya membangun demi kesempurnaan penulisan Tugas Sarjana ini.

Akhir kata penulis mengharapkan semoga Tugas Sarjana ini dapat bermanfaat bagi kita semua dan semoga Allah SWT selalu merendahkan hati atas segala pengetahuan yang kita miliki. Amin ya rabbal alamin.

Wassalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Medan, 10 Oktober 2017

Penulis



SURYA AGUS PRATAMA

1307230253

DAFTAR ISI

Halaman

LEMBAR PENGESAHAN I	
LEMBAR PENGESAHAN II	
LEMBAR SPESIFIKASI TUGAS SARJANA	
LEMBAR ASISTENSI TUGAS SARJANA	
ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR.....	ii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR TABEL	viii
DAFTAR SIMBOL.....	ix
BAB 1.PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Tujuan Penelitian	3
1.5. Manfaat Penelitian	3
1.6. Sistematika Penulisan	3
BAB 2. LANDASAN TEORI	5
2.1. Pengertian Fluida	5
2.2. Macam-Macam Aliran Fluida Dalam Pipa	7
2.2.1. Aliran Laminar	7
2.2.2. Aliran Turbulen	8
2.3. Kinerja Aliran Fluida	9
2.4. Tekanan Hidrostatik	10
2.5. Sejarah Pompa Sentrifugal	11
2.6. Kinerja Pompa Sentrifugal	13
2.7. Klasifikasi Pompa Sentrifugal	14
2.8. Segitiga Kecepatan.....	17
2.9. Putaran Spesifik	19
2.10. Perhitungan Head	20
2.10.1. Head Total Pompa.....	20
2.10.2. Head Statis Total	22
2.10.3. Head Kerugian Gesek Untuk Zat Cair Didalam Pipa	22
2.10.4. Kerugian Gesek Pada Pipa Lurus.....	23
2.10.5. Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada pipa	24
2.10.6. Kerugian Head Pada Katub Isap Dengan Saringan.....	24

2.11. Perhitungan Daya.....	25
2.11.1. Daya Hidrolis	25
2.11.2. Daya Pompa	25
2.12. Efisiensi Pompa	26
2.13. NPSH (Net Positive Suction Head)	27
2.14. Pelukisan Sudu Impeller	27
BAB 3. METODE PENELITIAN	30
3.1. Tempat dan Waktu Penelitian	30
3.1.1. Tempat.....	30
3.1.2. Waktu	30
3.2. Spesifikasi Pompa	30
3.3. Spesifikasi Impeller	31
3.4. Desain Alat.....	32
3.5. Alat dan Bahan.....	33
3.6. Skema Rangkaian Flowmeter Sensor Dengan Arduino UNO	40
3.7. Pengujian Dan Teknik Pengambilan Data	40
3.8. Jadwal Kegiatan	42
BAB 4. ANALASIA DAN PEMBAHASAN.....	43
4.1. Data Hasil Pengujian.....	43
4.2. Melukis Bentuk sudu Impeller Dengan Panjang 110 mm	43
4.2.1. Perhitungan Pada Panjang Sudu 110 mm	45
4.3. Melukis Bentuk Sudu Impeller Dengan Panjang 120 mm.....	62
4.3.1. Perhitungan Pada Panjang Sudu 120 mm	63
4.4. Melukis Bentuk Sudu Impeller Dengan Panjang 130 mm	79
4.4.1. Perhitungan Pada Panjang Sudu 130 mm	80
4.5. Pembahasan Grafik.....	95
4.6. Pembahasan Segitiga Kecepatan Pada Impeller	102
BAB 5. PENUTUP.....	105
5.1. Kesimpulan	105
5.2. Saran	106

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR RIWAYAT HIDUP

DAFTAR GAMBAR

Keterangan Gambar	Halaman
Gambar 2.1. Cara Mengukur Head Tekanan	7
Gambar 2.2. Aliran Laminar	8
Gambar 2.3. Aliran Turbulen	8
Gambar 2.4. Pompa Sentrifugal Saat Pertama Kali Dibuat	12
Gambar 2.5. Bagian aliran fluida didalam pompa sentrifugal	13
Gambar 2.6. Jenis-jenis Impeller	15
Gambar 2.7. Penampang Melalui Sudu-Sudu Roda Jalan Suatu Pompa	18
Gambar 2.8. Pemilihan dari bentuk impeller	19
Gambar 2.9. Head pompa	21
Gambar 2.10. Pelukisan sudu impeller	29
Gambar 3.1. Spesifikasi Pompa	31
Gambar 3.2. Spesifikasi Impeller	31
Gambar 3.3. Desain alat	32
Gambar 3.4. Pompa Sentrifugal	33
Gambar 3.5. Pipa	34
Gambar 3.6. Elbow	34
Gambar 3.7. Flowmeter Sensor	35
Gambar 3.8. Manometer U	35
Gambar 3.9. Tiga Impeller dengan panjang sudu 110 mm, 120 mm dan 130 mm	36
Gambar 3.10. Stopwatch	36
Gambar 3.11. Arduino Uno	37
Gambar 3.12. Software Arduino	37
Gambar 3.13. Leptop	38
Gambar 3.14. Gelas Ukur	38
Gambar 3.15. Kunci-Kunci untuk membuka impeller dan rumah impeller	39
Gambar 3.16. Meteran	39
Gambar 3.17. Skema rangkaian Flow meter sensor	40
Gambar 4.1. Pelukisan panjang sudu 110 mm	45
Gambar 4.2. Data hasil pengujian pada sisi isap panjang sudu 110 mm	46
Gambar 4.3. Data hasil pengujian pada sisi tekan panjang sudu 110 mm	46
Gambar 4.4. Head Pompa panjang sudu 110 mm	49
Gambar 4.5. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap	52
Gambar 4.6. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan	56
Gambar 4.7. Pelukisan panjang sudu 120 mm	63
Gambar 4.8. Data hasil pengujian pada sisi isap panjang sudu 120 mm	63
Gambar 4.9. Data hasil pengujian pada sisi tekan panjang sudu 120 mm	64
Gambar 4.10. Head Pompa panjang sudu 120 mm	67
Gambar 4.11. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap	69
Gambar 4.12. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan	73
Gambar 4.13. Pelukisan panjang sudu 130 mm	80
Gambar 4.14. Data hasil pengujian pada sisi isap panjang sudu 130 mm	80
Gambar 4.15. Data hasil pengujian pada sisi tekan panjang sudu 130 mm	81
Gambar 4.16. Head Pompa panjang sudu 130 mm	84

Gambar 4.17. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap	86
Gambar 4.18. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan	90
Gambar 4.19. Grafik Pengaruh Panjang Sudu Terhadap Debit Aliran	95
Gambar 4.20. Grafik Pengaruh Panjang Sudu Terhadap Head Pompa	96
Gambar 4.21. Grafik Pengaruh Panjang Sudu Terhadap Efisiensi Pompa	97
Gambar 4.22. Grafik Pengaruh Panjang Sudu Terhadap Daya Pompa	97
Gambar 4.23. Grafik Perbandingan Bilangan Reynold Terhadap Debit Aliran	98
Gambar 4.24. Grafik Perbandingan Bilangan reynold terhadap Head Pompa	98
Gambar 4.25. Grafik Perbandingan Debit Aliran terhadap Daya Pompa	99
Gambar 4.26. Grafik Perbandingan Head Pompa Terhadap Daya pompa	99
Gambar 4.27. Grafik Perbandingan Debit Aliran Terhadap Head Pompa	100
Gambar 4.28. Grafik Perbandingan Debit Aliran Terhadap Daya, Efisiensi dan head pompa	100
Gambar 4.29. Grafik Perbandingan NPSH Terhadap Head Total Pompa	101
Gambar 4.30. Grafik Perbandingan Antara Debit Aliran Terhadap NPSH	101
Gambar 4.31. Segitiga Kecepatan Impeller Panjang Sudu 110 mm	102
Gambar 4.32. Segitiga Kecepatan Impeller Panjang Sudu 120 mm	103
Gambar 4.33. Segitiga Kecepatan Impeller Panjang Sudu 130 mm	104

DAFTAR TABEL

Keterangan Tabel	Halaman
Tabel 2.1. Contoh perhitungan harga ρ untuk pelukisan sudu impeller	28
Tabel 3.1. Jadwal Kegiatan	42
Tabel 4.1. Data hasil pengujian	43
Tabel 4.2. Perhitungan melukis panjang sudu impeller 110 mm	44
Tabel 4.3. Perhitungan melukis panjang sudu impeller 120 mm	62
Tabel 4.4. Perhitungan melukis panjang sudu impeller 130 mm	79

DAFTAR SIMBOL

Keterangan	Simbol	Satuan
Bilangan Reynold	Re	
Berbagai kerugian head dipipa, katub, belokan dll	hl	m
Diameter Poros	D	mm
Diameter Sisi Isap Impeller	D ₁	mm
Diameter Sisi Luar Impeller	D ₂	mm
Diameter Pipa	d	inchi
Debit aliran	Q	m ³ /s
Debit aliran sisi isap	Q _i	m ³ /s
Debit aliran sisi tekan	Q _t	m ³ /s
Daya Hidrolis	N _h	kW
Daya Yang dibutuhkan pompa	N _p	kW
Daya Motor	N _m	kW
Efisiensi pompa	η	%
Faktor gesekan	f	
Faktor akibat adanya katub isap dengan saringan	k	
Head statis pada sisi tekan	Z _t	m
Head statis pada sisi isap	Z _i	m
Head gerugian gesek dalam pipa	h _f	m
Head total	H	m
Head statis total	H _s	m
Jari-jari busur bentuk sudu impeller	ρ	
Jari-jari lingkaran konsentrasi awal	R _a	
Jari-jari lingkaran konsentrasi berikutnya	R _b	
Jumlah Sambungan	n	
Jumlah Sudu	z	
Kerugian keseluruhan pada pipa Tekan	hl _t	m
Kerugian keseluruhan pada pipa isap	hl _i	m
Kerugian head pada sambungan	hl ₁	
Kerugian head pada katub isap dengan saringan	hl ₂	
Ketinggian Fluida manometer U	h	m
Ketinggian fluida manometer U sisi isap	h _i	m
Ketinggian fluida manometer U sisi tekan	h _t	m
Kecepatan aliran	V	m/s
Kecepatan Aliran Pada Sisi Tekan	V _t	m/s
Kecepatan Aliran Pada Sisi Isap	V _i	m/s
Kecepatan mutlak aliran fluida masuk sudu impeller	c ₁	m/det
Kecepatan mutlak aliran fluida keluar sudu impeller	c ₂	m/det
Kecepatan relative aliran fluida pada sisi masuk impeller	w ₁	
Kecepatan relative aliran fluida pada sisi keluar impeller	w ₂	
Luas Penampang	A	m ²
Massa jenis fluida	γ	kg/m ³
Massa jenis air raksa	φ	kg/m ³

Nilai kekasaran pada pipa (PVC)	ϵ	
NPSH	h_{sv}	m
Panjang	L	mm
Putaran	n	rpm
Putaran Spesifik	n_s	rpm
Percepatan gravitasi	g	m/s^2
Perbedaan Head Tekanan	Δh_p	m
Sudut Masuk Impeller	β_1	°
Sudut Keluar Impeller	β_2	°
Sudut kemiringan sudu pada R_a	β_a	°
Sudut kemiringan sudu pada R_b	β_b	°
Segitiga Kecepatan	u_1	
Tebal Sudu	s	mm
Tinggi	T	mm
Tekanan hidrostatik	P	N/m^2
Tekanan hidrostatik pada pipa isap	P_i	N/m^2
Tekanan hidrostatik pada pipa tekan	P_t	N/m^2
Volume	\mathcal{V}	m^3
Viskositas kinetik zat cair	ν	m^2/s
Waktu	t	s

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pompa sentrifugal adalah alat untuk memindahkan fluida dari tempat yang rendah ketempat yang lebih tinggi melalui pipa, dengan cara menambah energi pada fluida. Energi pada fluida dihasilkan dari impeller yang merubah energi mekanik yaitu putaran menjadi energi fluida (aliran). Jadi fluida yang masuk ke pompa akan mengalami penambahan energi, penambahan energi pada fluida akan mengakibatkan penambahan Debit Aliran, Daya, Head dan Efisiensi Pompa.

Pertambahan energi pada pompa sentrifugal dapat juga disebabkan oleh desain impeller, faktor yang mempengaruhi terhadap desain impeller seperti sudut masuk dan sudut keluar (panjang sudu), jumlah sudu dan diameter impeller. Dari ketiga desain impeller tersebut, akan mempengaruhi aliran fluida pada sisi isap (*suction*) dan sisi tekan (*discharge*), yang dapat disebut sebagai kinerja dari pada pompa yang akan mengalirkan fluida dengan bantuan putaran dari impeller. Aliran fluida dapat di klasifikasikan (digolongkan) dalam berbagai jeni seperti: turbulen, laminar, nyata, ideal, mampu balik, tak mampu balik, seragam, tak seragam, rotasional, dan tak rotasional. Namun aliran fluida melalui instalasi pipa hanya ada dua jenis yaitu: aliran laminar dan aliran turbulen.

Impeller sebagai elemen yang sangat penting di dalam sebuah pompa untuk mengalirkan fluida, dengan bantuan sudu-sudu impeller yang mengalirkan fluida melalui punggung sudu jalan yang melengkung. Fluida yang keluar dari impeller

dengan kecepatan tinggi kemudian melalui saluran yang penampangnya makin membesar, sehingga terjadi perubahan head kecepatan dan head tekanan. Maka dapat disimpulkan bahwa fluida yang mengalir melalui punggung sudu akan berubah debit aliran, head, daya pompa, dan efisiensi pompanya, karena adanya perbedaan panjang sudu pada impeller, sehingga lama atau cepatnya fluida yang dilantingkan oleh sudu akan berpengaruh dengan panjangnya sudu. Panjang sudu impeller berpengaruh dengan sudut outlet (sudut keluar) pada sudu impeller. Sudut outlet yang berpengaruh terhadap panjang sudu dapat diketahui jika sudut outletnya tinggi maka akan semakin pendek sudu impeller yang ada, dan sebaliknya jika sudut outletnya rendah maka akan semakin panjang pula sudu impellernya.

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas maka dapat di rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh panjang sudu impeller terhadap debit aliran?
2. Bagaimana pengaruh panjang sudu impeller terhadap head?
3. Bagaimana pengaruh panjang sudu impeller terhadap efisiensi pompa?
4. Bagaimana pengaruh panjang sudu impeller terhadap daya pompa?
5. Bagaimana pengaruh panjang sudu impeller terhadap tekanan fluida di dalam pipa.

1.3. Batasan Masalah

Dalam penelitian tugas akhir ini batasan masalah meliputi sebagai berikut:

1. Analisa perhitungan terhadap head, debit aliran, daya dan efisiensi pompa.
2. Penelitian dilakukan menggunakan 3 buah impeller dengan variasi panjang sudu.
3. Tidak membahas proses manufaktur dalam pembuatan sudu impeller.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari dilakukannya penelitian ini yaitu:

1. Untuk menghitung pengaruh variasi panjang sudu impeller terhadap debit aliran, daya, head dan efisiensi pompa.
2. Untuk menghitung panjang sudu impeller yang lebih bagus (efektif) untuk pompa.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari dilakukannya penelitian ini yaitu :

1. Dapat mengetahui kinerja terbaik setelah dilakukan variasi panjang sudu impeller pada pompa sentrifugal.
2. Dapat mengetahui perhitungan, debit aliran, head dan efisiensi pompa setelah dilakukan pengujian panjang sudu impeller.

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini yaitu sebagai berikut:

BAB 1 Pendahuluan

Bab ini berisikan tentang latar belakang masalah, manfaat dan tujuan penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, dan sistematika penulisan

BAB 2 Landasan Teori

Bab ini menjelaskan tentang landasan teori tentang aliran fluida dan pompa baik pengertian, dan klasifikasi pompa. Berdasarkan dari teori-teori inilah penulis akan melakukan pengujian impeller yang telah di bentuk.

BAB 3 Metode Penelitian

Bab ini berisikan tentang bagaimana penulis untuk mencapai tujuan dalam penelitian ini. Bagian ini berisikan tentang mulai dari langkah-langkah skema penelitian, penyiapan bahan-bahan yang diperlukan dan prosedur penelitian.

BAB 4 Analisa Data

Bab ini berisi mengenai pengolahan data pengujian dan data yang diperoleh dari hasil penelitian dan juga grafik hasil dari perhitungan data.

BAB 5 Penutup

Bab ini berisi kesimpulan dari hasil pengujian dan analisa yang telah di lakukan serta saran-saran yang diajukan oleh penulis.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB 2

LANDASAN TEORI

2.1. Pengertian Fluida

Fluida adalah zat yang tidak dapat menahan perubahan bentuk secara permanen. Perilaku zat cair yang mengalir sangat bergantung pada kenyataan apakah fluida itu berada dibawah pengaruh bidang batas padat atau tidak. Aliran dalam pipa telah banyak di jumpai dalam kehidupan sehari-hari maupun dalam proses-proses industri. Dalam kehidupan sehari-hari hal tersebut dapat dilihat pada aliran di saluran pembuangan, aliran semen dan pasir di pipa dan lain-lain. Cara memindahkan zat-zat tersebut dalam industri banyak macamnya. Pada aliran air dan udara yang mengalir dalam pipa, kecepatan dan kapasitasnya dapat berubah-ubah.

Fluida yang mengalir pada pipa-pipa saluran tertutup (*closed conduit flow*) memiliki. Masalah utama yang muncul antara lain: Terjadinya gesekan pada dinding pipa, Terjadinya turbulensi karena gerakan relatif dalam molekul fluida yang dipengaruhi oleh viskositas fluida itu sendiri dan bentuk pipa, Terjadinya kapasitas aliran yang semakin kecil pada daerah yang jauh dari sumber karena hambatan gesek pada aliran yang semakin membesar.

Energi fluida untuk melakukan kerja yang dinyatakan dalam feet atau kaki tinggi tekanan (*head*) fluida yang mengalir. Jadi, head atau tinggi tekan merupakan ketinggian pada mana kolom fluida harus naik untuk memperoleh jumlah energi yang mana sama dengan yang dikandung satu satuan bobot fluida

pada kondisi yang sama. Head ada dalam tiga bentuk yang dapat saling di perlukan antara lain:

1. Head Potensial/Head Aktual

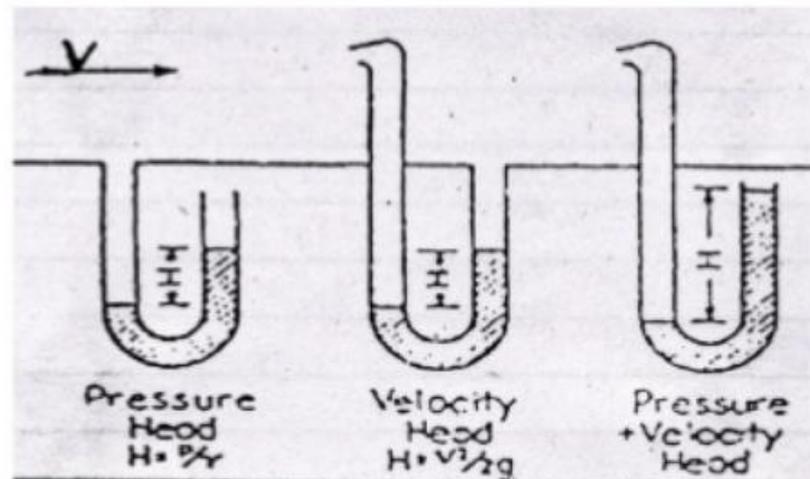
Didasarkan pada ketinggian fluida diatas bidang datar. Jadi, suatu kolam air setinggi 2 kaki atau feet mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan fluida tersebut mempunyai head sebesar 2 feet kolam air.

2. Head Kinetik/Head Kecepatan

Head kinetik/Head Kecepatan adalah suatu ukuran energi kinetik yang di kandung satu satuan bobot fluida yang disebabkan oleh kecepatan dan di nyatakan oleh persamaan yang biasa dipakai untuk energi kinetik ($V^2/2g$), energi ini dapat dihitng dengan tabung pitot yang diletakan dalam aliran seperti gambar 2.1. di bawah kaki kedua dari manometer dihubungkan dengan pipa aliran secara tegak lurus dari manometer dihubungkan dengan pipa aliran untuk menyatakan tekanan yang ada pada pipa aliran titik ini.

3. Head Tekanan

Head tekanan adalah energi yang di kandung oleh fluida tekanannya dalam persamaannya adalah ρ/γ . Jika sebuah manometer terbuka di hubungkan dengan sudut tegak lurus aliran, maka fluida di dalam tabung akan naik sampai ke inggian yang sama dengan ρ/γ . (Autin H. Church. Zulkifli Harahap.1990)



Gambar 2.1. Cara Mengukur Head Tekanan

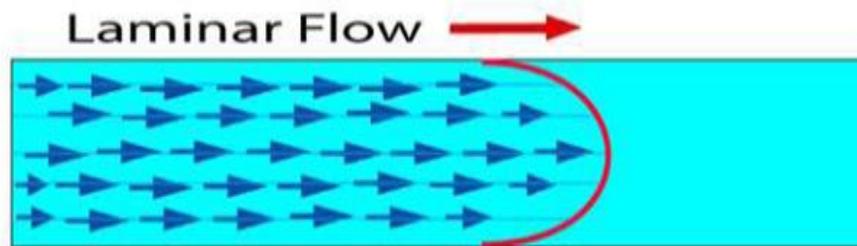
2.2. Macam-Macam Aliran Dalam Pipa

2.2.1. Aliran Laminar

Adalah aliran fluida yang ditunjukkan dengan gerak partikel-partikel fluidanya sejajar dan garis-garis arusnya halus. Dalam aliran laminar, partikel-partikel fluida seolah-olah bergerak sepanjang lintasan-lintasan yang halus dan lancar, dengan satu lapisan meluncur secara mulus pada lapisan yang bersebelahan. Sifat kekentalan zat cair berperan penting dalam pembentukan aliran laminar. Aliran laminar bersifat steady maksudnya alirannya tetap. “Tetap” menunjukkan bahwa di seluruh aliran air, debit alirannya tetap atau kecepatan aliran tidak berubah menurut waktu.

Aliran fluida pada pipa, diawali dengan aliran laminar kemudian pada fase berikutnya aliran berubah menjadi aliran turbulen. Fase antara laminar menjadi turbulen disebut aliran transisi. Aliran laminar mengikuti hukum Newton tentang viskositas yang menghubungkan tegangan geser dengan laju perubahan bentuk sudut. Tetapi pada viskositas yang rendah dan kecepatan yang tinggi aliran

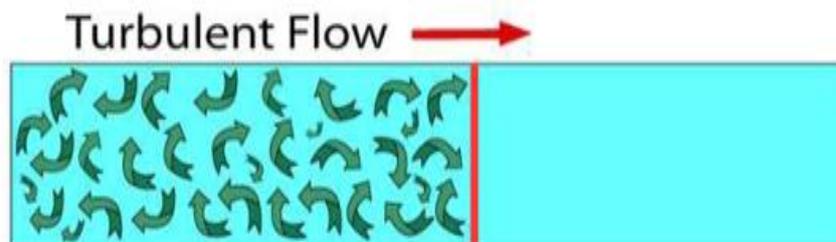
laminar tidak stabil dan berubah menjadi aliran turbulen. Bisa diambil kesimpulan mengenai ciri- ciri aliran laminar yaitu: fluida bergerak mengikuti garis lurus, kecepatan fluidanya rendah, viskositasnya tinggi dan lintasan gerak fluida teratur antara satu dengan yang lain.



Gambar 2.2. Aliran Laminar

2.2.2. Aliran Turbulen

Kecepatan aliran yang relatif besar akan menghasilkan aliran yang tidak laminar melainkan kompleks, lintasan gerak partikel saling tidak teratur antara satu dengan yang lain. Sehingga didapatkan Ciri dari aliran turbulen: tidak adanya keteraturan dalam lintasan fluidanya, aliran banyak bercampur, kecepatan fluida tinggi, panjang skala aliran besar dan viskositasnya rendah. Karakteristik aliran turbulen ditunjukkan oleh terbentuknya pusaran-pusaran dalam aliran, yang menghasilkan pencampuran terus menerus antara partikel partikel cairan di seluruh penampang aliran.



Gambar 2.3. Aliran Turbulen

2.3. Kinerja Aliran Fluida

Faktor yang mempengaruhi terhadap kinerja aliran fluida di dalam pipa dapat meliputi, debit aliran, dan kecepatan aliran. Dari kedua faktor kinerja aliran tersebut didapat persamaan sebagai berikut :

1. Debit Aliran

Debit / kapasitas merupakan volume fluida yang dapat dialirkan persatuan waktu. Pengukuran dari kapasitas dilakukan dengan menggunakan venturi meter, orifice, pitot tube dan lain-lain. Satuan dari kapasitas (Q) adalah m³/s, liter/s, atau ft³/s.

Perhitungan debit aliran dapat dinyatakan pada persamaan 2.1 berikut:

$$Q = \frac{v}{t} \quad (2.1)$$

Dimana:

$$Q = \text{Debit aliran (m}^3/\text{s)}$$

$$v = \text{Volume Fluida (m}^3\text{)}$$

$$t = \text{Waktu (s)}$$

2. Kecepatan Aliran

Kecepatan aliran sebagai kinerja aliran fluida dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$V = \frac{Q}{A} \quad (2.2)$$

Dimana :

$$V = \text{Kecepatan Aliran (m/s)}$$

$$Q = \text{Debit aliran (m}^3/\text{s)}$$

$$A = \text{Luas penampang pipa bagian dalam (m}^2\text{)}$$

luas penampang pipa dapat dirumuskan dengan:

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (2.3)$$

Dimana :

A = Luas penampang sebuah pipa (m^2)

d = Diameter sebuah pipa (inchi)

2.4. Tekanan Hidrostatik

Pada prinsip tekanan terdiri dari tekanan atmosfer, tekanan terukur dan tekanan absolute. Tekanan atmosfer disebabkan oleh berat gravitasi udara diatas permukaan bumi dan tekanan ini sulit dihitung. Pengukuran tekanan biasanya diukur dengan manometer U yang menggunakan pipa berdiameter berbentuk U dan di isi dengan cairan yang lebih besar massa jenisnya dari pada air contohnya air raksa.

$$P = \rho \cdot g \cdot h \quad (2.4)$$

Dimana:

P = Tekanan hidrostatik (N/m^2),

ρ = Massa jenis air raksa (kg/m^3),

g = Percepatan gravitasi (m/s^2), dan

h = Kedalaman titik dari permukaan fluida (m).

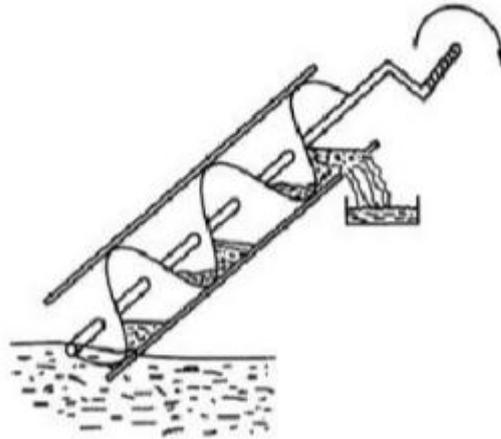
Persamaan (2.4) menyatakan bahwa tekanan P berbanding terbalik dengan luas permukaan bidang tempat gaya bekerja. Jadi, untuk besar gaya yang sama, luas bidang yang kecil akan mendapatkan tekanan yang lebih besar dari pada luas bidang yang besar.

Tekanan disebabkan oleh fluida tak bergerak. Tekanan yang dialami oleh suatu titik di dalam fluida diakibatkan oleh gaya berat fluida yang berada di atas titik tersebut.

2.5. Sejarah Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal merupakan suatu pompa yang memindahkan cairan dengan memanfaatkan gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh putaran impeller. Pompa sentrifugal mengubah energi kecepatan menjadi energi tekanan. Ada juga yang menyebutnya sebagai mesin kecepatan karena semakin cepat putarannya maka akan semakin tinggi tekanan (*head*) yang dihasilkan.

Pompa sentrifugal merupakan pilihan utama para insinyur dalam aplikasi pompa. Hal ini dikarenakan pompa sentrifugal sangat sederhana dan berguna. Pompa sentrifugal di perkenalkan oleh denis papin tahun 1689 di eropa dan dikembangkan di amerika serikat pada awal tahun 1800-an. Pada awalnya pompa ini dikenal sebagai pompa baling-baling *Archimedean*. Pada saat itu di produksi untuk aplikasi head rendah yang mana fluida bercampur sampah dan benda padat lainnya. Dan awalnya mayoritas aplikasi poma menggunakan pompa *positive displacement*. Gambar 2.4 pompa sentrifugal yang pertama dibuat. Tingkat kepopuleran pompa sentrifugal dimulai sejak adanya pengembangan motor listrik kecepatan tinggi (*high speed electric motors*), turbin uap, dan mesin pembakaran ruang (*internal combustion engines*). Pompa sentrifugal merupakan mesin berkecepatan tinggi dan dengan adanya pengembangan penggerak kecepatan tinggi telah memungkinkan pengembangan pompa menjadi lebih efisien.

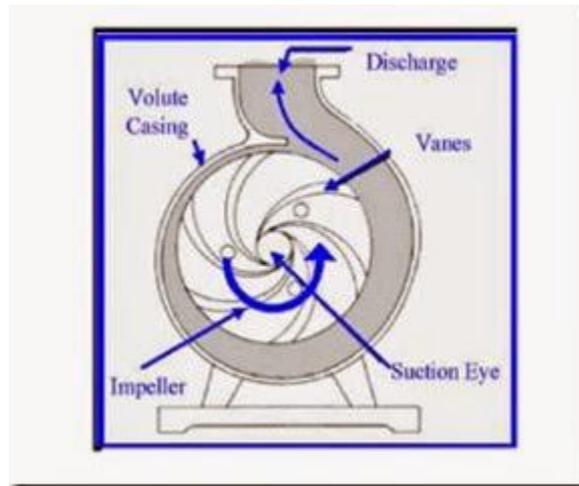


Gambar 2.4. Pompa Sentrifugal Saat Pertama Kali Dibuat

Sejak tahun 1940-an, pompa sentrifugal menjadi pompa pilihan untuk berbagai aplikasi. Riset dan pengembangan menghasilkan peningkatan kemampuan dan dengan ditemukannya materi konstruksi yang baru membuat pompa memiliki cakupan bidang yang sangat luas dalam penggunaannya. Sehingga tidak mengherankan jika hari ini ditemukan efisiensi 93% lebih untuk pompa besar dan 50% lebih untuk pompa kecil. Pompa sentrifugal modern mampu mengirimkan sehingga 1,000,000 galon/menit dengan head hingga 300 feet yang biasanya dipakai pada industri tenaga nuklir. Dan boiler feed pump telah dikembangkan sehingga dapat mengirim 300 (gl/min) dengan head lebih dari 1800 feet. Dan fase selanjutnya pompa sentrifugal ini paling banyak digunakan di pabrik kimia. Pompa sentrifugal biasa digunakan untuk memindahkan berbagai macam fluida, mulai dari air, asam sampai slurry atau campuran cairan dengan katalis padat (*solid*). Dengan desain yang cukup sederhana, pompa sentrifugal bisa dibuat sebagai pompa yang paling populer di industri kimia. (Autin H. Church. Zulkifli Harahap.1990)

2.6. Kinerja Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal, seperti dilihat pada gambar 2.5, mempunyai sebuah impeller (baling-baling) untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi.



Gambar 2.5. Bagian aliran fluida didalam pompa sentrifugal

Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeller didalam zat cair. Dan zat cair yang ada didalam impeller akan keluar dengan dorongan sudu-sudu impeller. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair dari tengah impeller ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu. Disini head tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian pula head kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran berbentuk volut (spiral) dikeliling impeller dan disalurkan keluar pompa melalui nosel. Didalam nosel ini sebagian head kecepatan aliran diubah menjadi head tekanan.

Jadi impeller pompa berfungsi memberikan kerja kepada zar cair sehingga energi yang dikandung menjadi bertambah besar. Selisih energi persatuan berat

atau head total zat cair antara flans isap dan flans keluar pompa disebut head total pompa.

Dari uraian diatas jelas bahwa pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan penambahan head tekan, head kecepatan, dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu. (*Fritz dietzel, Dakso sriyono.1993*)

2.7. Klasifikasi Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal dapat diklasifikasikan, berdasarkan :

1. Kapasitas:

- Kapasitas rendah $< 20 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Kapasitas rendah $20 - 60 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Kapasitas rendah $> 60 \text{ m}^3/\text{jam}$

2. Tekanan Discharge :

- Kapasitas rendah $< 5 \text{ Kg/m}^2$
- Kapasitas rendah $5 - 50 \text{ Kg/m}^2$
- Kapasitas rendah $> 50 \text{ Kg/m}^2$

3. Jenis-jenis impeller :

a. Closed Impeller

Sudu-sudu ditutup oleh dua buah dinding yang merupakan satu kesatuan, digunakan untuk pemompaan zat cair yang bersih atau sedikit mengandung kotoran.

b. Semi-closed Impeller

Impeller jenis ini terbuka di sebelah sisi masuk (depan) dan tertutup di sebelah belakangnya. Sesuai untuk memompa zat cair yang sedikit mengandung kotoran misalnya : air yang mengandung pasir, zat cair yang mengauskan, *slurry*, dll.

c. Open Impeller

Impeller jenis ini tidak ada dindingnya di depan maupun di belakang. Bagian belakang ada sedikit dinding yang di sisakan untuk memperkuat sudu. Jenis ini banyak digunakan untuk pemompaan zat cair yang banyak mengandung kotoran



Gambar 2.6. Jenis-jenis Impeller

4. Jumlah/Susunan Impeller dan Tingkat

- *Single stage* : Terdiri dari satu impeller dan satu casing.
- *Multi stage* : Terdiri dari beberapa impeller yang tersusun seri - dalam seri dalam satu casing.
- *Multi Impeller* : Terdiri dari beberapa impeller yang tersusun -

paralel dalam satu casing.

- *Multi Impeller & Multi Stage* : Kombinasi multi impeller dan multi – stage.

5. Posisi Poros

- a. Poros tegak (Vertikal)
- b. Poros Mendatar (Herizontal)

6. Jumlah Suction

- a. Single Suction
- b. Double Suction

7. Arah Aliran Keluar Impeller

a. Pompa aliran radial

Arah aliran dalam sudu gerak pada pompa aliran radial pada bidang yang tegak lurus terhadap poros dan head yang timbul akibat dari gaya sentrifugal itu sendiri. Pompa aliran radial mempunyai head yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan pompa jenis yang lain.

b. Pompa aliran aksial

Arah aliran dalam sudu gerak pada pompa aliran aksial terletak pada bidang yang sejajar dengan sumbu poros dan head yang timbul akibat dari besarnya gaya angkat dari sudu-sudu geraknya. Pompa aliran aksial head yang lebih rendah tetapi kapasitasnya lebih besar

c. *Pompa aliran campuran*

Pada pompa ini fluida yang masuk sejajar dengan sumbu poros dan keluar sudu dengan arah miring (merupakan perpaduan dari pompa aliran radial dan aliran aksial). Pompa ini mempunyai head yang lebih rendah namun mempunyai kapasitas lebih besar.

2.8. Segitiga Kecepatan

Segitiga kecepatan adalah dasar kinematika dari aliran fluida yang menumbuk sudu. Dengan pemahaman segitiga kecepatan akan sangat membantu dalam pemahaman proses konversi pada sudu-sudu impeller atau pada jenis yang lain. Adapun persamaan dari segitiga kecepatan adalah sebagai berikut

Pada titik 1 bisa diperoleh segitiga kecepatan masuk, yaitu dengan jalan pada titik 1 di gambar c_1 yang arahnya tegak lurus μ_1 didapat dari :

$$u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n / 60 \quad (2.5)$$

Di mana :

n = kecepatan putaran impeller dalam rpm

D_1 = diameter masuk sudu pompa (m)

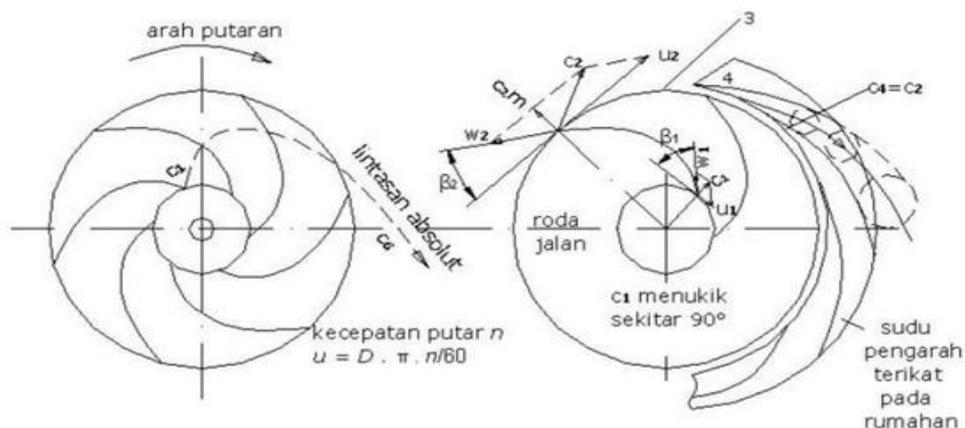
Terjadi dari sudut awal sudu β_1 , dan β_2 sudah diketahui besarnya karena sudah menjadi syarat pembuatan sudu.

Dari sini fluida yang mengalir ke bagian punggung dari sudu jalan yang melengkung, supaya mendapatkan penghantaran dan pengaliran yang maka jumlahnya sudu jalan harus tertentu, karena adanya gaya sentrifugal fluida yang ada pada saluran sudu jalan tersebut menjadi bergerak maju dan didorong keluar dari saluran sudu jalan. Jadi dari akibat berputarnya roda jalan dengan kecepatan

u dan bentuknya sudu jalan yang sedemikian rupa didapat kecepatan relatif aliran fluida di bagian masuk saluran sudu w_1 dan kecepatan relatif di bagian keluar w_2 . Besarnya kecepatan w didapat dari persamaan kontinuitas. Diameter roda jalan di bagian keluar D_2 lebih besar dari pada di bagian masuk D_1 dan lebar sudu b_2 hanya sedikit lebih dari pada b_1 , sehingga pada umumnya w_2 lebih kecil dari pada w_1 .

Kondisi luar dari roda jalan yaitu titik 2, fluida mempunyai kecepatan keluar mutlak c_2 , yang didapat dengan melalui segitiga kecepatan keluar dari w_2 , u_2 - sudut keluar sudu β_2 yang besarnya bisa dipilih dengan bebas.

Setelah keluar dari roda jalan fluida melalui ruang tanpa sudu 3 dan sampai didalam sudu pengarah dengan kecepatan c_1 , tetapi bila konstruksi pompa harus dibuat sederhana dimana fluida yang keluar dari roda jalan langsung masuk ke dalam rumah pompa, maka c_2 harus diarahkan sedemikian rupa sehingga perpindahan fluida dari roda jalan ke rumah pompa sedapat mungkin bisa bebas.



Gambar 2.7. Penampang Melalui Sudu-Sudu Roda Jalan Suatu Pompa

2.9. Putaran Spesifik

Komponen utama pada pompa antara lain adalah impeller dan rumah pompa. Dimana pada impeller, zat cair mendapatkan percepatan sedemikian rupa sehingga dapat mengalir keluar. Bentuk dari impeller pompa dapat ditentukan dengan menggunakan besaran yang disebut putaran spesifik (n_s). Dengan kata lain harga n_s dipakai sebagai parameter untuk menentukan jenis impeller pompa, jadi apabila harga putaran spesifik pompa sudah ditentukan maka bentuk impeller dapat ditentukan pula.

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.6)$$

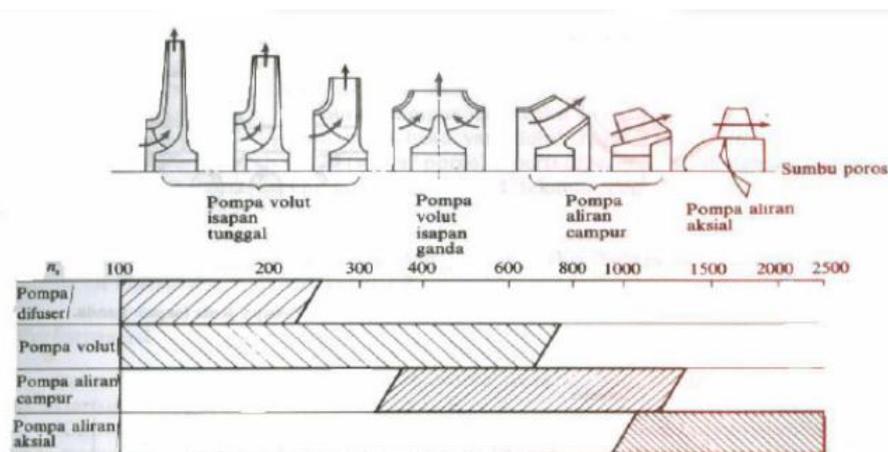
Dimana :

n_s = Putaran spesifik

Q = Debit aliran (m^3/s)

H = Head pompa (m)

n = Putaran pompa (rpm)



Gambar 2.8. Pemilihan dari bentuk impeller

Kecepatan spesifik yang didefinisikan dalam persamaan diatas adalah sama untuk pompa-pompa yang sebangun atau sama bentuk impellernya, meskipun ukuran dan putarannya berbeda, ada empat jenis impeller berdasarkan putaran spesifik adalah sebagai berikut :

$$n_s = (100 - 2500) = \text{Impeller jenis radial}$$

$$n_s = (100 - 780) = \text{impeller jenis francis}$$

$$n_s = (320 - 1400) = \text{Impeller jenis aliran campuran}$$

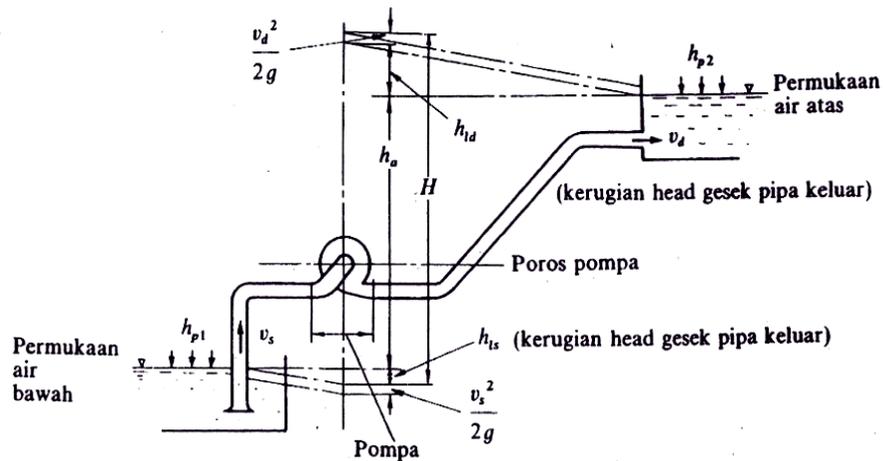
$$n_s = (890 - 2500) = \text{Impeller jenis aksial}$$

(Fritz dietzel, Dakso sriyono.1993).

2.10. Perhitungan Head

2.10.1. Head Total Pompa

Dalam memilih suatu pompa untuk maksud tertentu, terlebih dahulu harus diketahui aliran serta head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang akan dipompa. Head pompa adalah energi persatuan berat yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan sesuai kondisi instalasi pompa atau tekanan untuk mengalirkan sejumlah zat cair, yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang. Head dapat bervariasi pada penampang yang berbeda, tetapi pada kenyataannya selalu ada rugi energi. Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah air seperti direncanakan, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa.



Gambar 2.9. Head pompa

Dari gambar 2.10. kita dapat menentukan head total pompa dengan persamaan dibawah ini:

$$H = H_s + \Delta h_p + h_l + \frac{V_t^2}{2g} \quad (2.7)$$

Dimana :

H = Head total Pompa (m)

H_s = Head statis total (m)

Δh_p = Perbedaan head tekanan yang berada pada permukaan air (m), Δh_p :

$$h_{p_t} - h_{p_i}$$

h_l = Berbagai kerugian head di pipa, katup, belokan, sambungan, dll (m) h_l

$$: h_{l_t} + h_{l_i}$$

$\frac{V_t^2}{2g}$ = Head kecepatan keluar (m/s)

g = Percepatan gravitasi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

Head total pompa salah satunya dipengaruhi oleh berbagai kerugian pada sistem perpipaan yaitu gesekan dalam pipa, katup, belokan, sambungan, reduser

dll. Untuk menentukan head total yang harus disediakan pompa, perlu menghitung terlebih dahulu kerugian-kerugian pada instalasi. Dimana kerugian-kerugian tersebut akan dijumlahkan untuk mengetahui kerugian head yang terjadi dalam instalasi. (Sularso, Haruo Tahara.2000).

2.10.2. Head Statis Total

Head potensial / elevasi adalah perbedaan ketinggian antara fluida pada sisi tekan dengan ketinggian fluida pada sisi isap. Head elevasi dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$H_s = Z_t - Z_i \quad (2.8)$$

Dimana :

H_s : Head statis total (m)

Z_t : Head statis pada sisi tekan (m)

Z_i : Head statis pada sisi isap (m)

2.10.3. Head Kerugian Gesek untuk Zat Cair Di Dalam Pipa

Untuk aliran yang laminar dan turbulen, terdapat rumus yang berbeda. Sebagai patokan apakah suatu aliran itu laminar atau turbulen, di pakai bilangan reynold yang bersangkutan.

Bilangan Reynold

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (2.9)$$

Dimana :

ν = Viskositas kinetik zat cair ($1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$). (sumber: sularso,2000.

Tabel kerapatan dan kekentalan air 1 atm)

d = Diameter Pipa (m)

V = kecepatan aliran fluida (m/s)

Pada $Re < 2300$, aliran laminar dan $Re > 4000$, aliran bersifat turbulen dan jika $Re = 2300-4000$ terdapat aliran transisi.

Perhitungan pola aliran di dalam pipa dipengaruhi oleh pola aliran, untuk aliran laminar dan turbulen akan menghasilkan nilai faktor gesekan yang berbeda. Hal ini di karenakan karakteristik dari aliran tersebut nilai faktor gesekan pipa dapat di cari dengan diagram moody.

2.10.4. Kerugian Gesek Pada Pipa Lurus

Untuk menghitung faktor gesekan antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut:

$$h_f = f \frac{L \cdot V^2}{d \cdot 2g} \quad (2.10)$$

Dimana:

h_f = Head kerugian gesek dalam pipa (m)

f = Faktor gesekan (*diagram moody*)

L = Panjang pipa (m)

d = Diameter dalam pipa (m)

V = Kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

2.10.5. Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada pipa

Kerugian minor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan yang terjadi pada katup-katup, sambungan T, sambungan belokan dan pada luas penampang yang tidak konstan. Pada aliran yang melewati belokan dan katup head loss minor yang terjadi dapat dihitung dengan rumusan sebagai berikut:

$$hl_1 = n k_1 \frac{V^2}{2g} \quad (2.11)$$

Dimana :

n = Jumlah sambungan 90°

k_1 = Factor kelengkungan pipa lekuk 90° = 1,129 (*sumber; Sularso, pompa dan kompresor. Tabel kerugian belokan pipa*)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

V = Kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

2.10.6. Kerugian head pada katub isap dengan saringan.

Kerugian ini dapat dilihat dengan persamaan sebagai berikut:

$$hl_2 = k \frac{V^2}{2g} \quad (2.12)$$

Dimana :

k = Faktor akibat adanya katub isap dengan saringan = 1,97 (*Lampiran 6, tabel kerugian dari berbagai katub isap dengan saringan*)

V = Kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

2.11. Perhitungan Daya

Dari instalasi pengujian pompa ini dapat diketahui besarnya daya hidrolis yang dibangkitkan dan daya motor penggerak yang diperlukan untuk menggerakkannya, sehingga besarnya efisiensi dari pompa dan efisiensi sistem instalasi pengujian pompa dapat diketahui. Besarnya daya dan besarnya efisiensi tersebut dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

2.11.1. Daya Hidrolis

Daya hidrolis (daya pompa teoritis) adalah daya yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah zat cair. Daya hidrolis dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$N_h = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q}{102} \quad (2.13)$$

Dimana :

N_h = Daya Hidrolis (kW)

γ = Massa jenis fluida (kg/m³)

Q = Debit aliran (m³/s)

H = Head total (m)

2.11.2. Daya Pompa

Berdasarkan energi atau daya dibutuhkan untuk memutar poros pompa dipengaruhi oleh kapasitas pompa, tinggi tekan total pompa, berat jenis fluida yang dipompakan, serta efisiensi total pompa tersebut. Daya yang dibutuhkan untuk memutar poros pompa di sebut juga dengan daya pompa dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$N_p = \frac{\gamma Q H}{\eta \times 102} \quad (2.14)$$

Dimana :

N_p = Daya pompa (kW)

Q = Debit aliran (m^3/s)

H = Head total pompa (m)

γ = Massa jenis fluida (kg/m^3)

η = Efisiensi pompa

2.12. Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor listrik kepada pompa. Berubahnya kapasitas akan mempengaruhi efisiensi pompa dan daya pompa.

Sehingga untuk efisiensi pompa (η) dapat dicari dengan menggunakan persamaan 2.17.

$$\eta = \frac{N_h}{N_m} \times 100\% \quad (2.15)$$

Dimana :

η = Efisiensi pompa (%)

N_h = Daya hidrolis (kW)

N_m = Daya Motor (kW)

2.13. NPSH (Net Positive Suction Head)

NPSH adalah head yang dimiliki zat cair pada sisi isap pompa dikurangi dengan tekanan uap jenuh zat cair ditempat tersebut. NPSH yang tersedia tergantung kepada tekanan atmosfer atau tekanan absolut pada permukaan zat

cair dan kondisi instalasinya. Besarnya dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - hl_i \quad (2.16)$$

Dimana :

h_{sv} = NPSH yang tersedia (m)

P_a = Tekanan mutlak zat cair dalam tangki (kgf/m^2)

P_v = Tekanan uap jenuh air bersih (kgf/m^2)

γ = Berat zat cair persatuan volume (kgf/m^2)

Z_i = Head isap statis (m)

hl_i = Head kerugian pada sisi isap (m)

2.14. Pelukisan Sudu Impeller

Perencanaan impeller ini dalam melukis bentuk sudu dapat dilakukan dengan metode arkus tangen pada metode ini impeller dibagi menjadi lingkaran-lingkaran konsentris, tidak perlu jaraknya sama antara R_1 dan R_2 . Jari-jari busur ρ yang menggambarkan bentuk sudu antara sembarang jari-jari R_a dan R_b diberikan oleh rumus :

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2 \cdot (R_b \cdot \cos\beta_b - R_a \cdot \cos\beta_a)} \quad (2.17)$$

Dimana :

ρ = Jari-jari busur bentuk sudu impeller

R_a = Jari-jari lingkaran konsentrasi awal

R_b = Jari-jari lingkaran konsentrasi berikutnya

β_a = Sudut kemiringan sudu pada R_a

$\beta_b =$ Sudut kemiringan sudu pada R_b

Dengan rumus diatas harga ρ kelengkungan (panjang) sudu dapat dihitung dalam bentuk tabel dibawah ini:

Tabel 2.1. Contoh perhitungan harga ρ untuk pelukisan sudu impeller

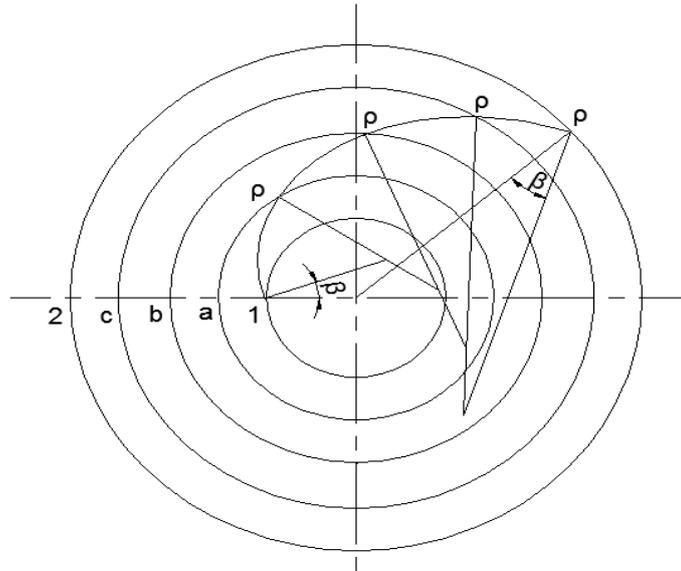
Ring	R	R ²	β	cos β	R. cos β	$R_b \cos\beta_b - R_a \cos\beta_a$	$R_b^2 - R_a^2$	ρ
1								
a								
b								
c								
2								

Harga-harga ρ pada kolom terakhir menunjukkan jari jari busur lingkaran yang berada di antara lingkaran-lingkaran konsentris. Busur-busur lingkaran ini adalah merupakan garis singgung terhadap masing-masing lingkaran, pusat lingkaran busur-busur yang bersebelahan adalah letak garis dengan masing-masing titik sesungguhnya.

Untuk memulai pelukisan, lukis lingkaran dengan jari-jari R_1 dan R_2 lalu lingkaran R_a, R_b, R_c , dengan harga-harga yang terdapat di tabel. Lukis sebuah garis yang di tarik dari titik R_1 , yang membuat sudut β_1 , dengan panjang garis yang diambil dari nilai ρ , lalu membuat garis dengan jangka dari Jari-jari titik R_1 sehingga memotong jari-jari A.

Dari jari-jari titik A ditarik garis dengan nilai ρ sehingga menyentuh garis sudut β_1 . Lalu membuat garis dengan jangka dari jari-jari titik A sehingga memotong jari-jari B.

Proses ini di ulang hingga dicapai lingkaran yang paling luar (R_2), Sehingga mendapat sudut β_2 . (Autin H. Church. Zulkifli Harahap (1990))



Gambar 2.10. Pelukisan sudu impeller

BAB 3

METODE PENELITIAN

Penelitian ini menggunakan metode ekperimental, yaitu dengan melakukan serangkaian pengujian variasi panjang sudu impeller pompa yang meliputi debit air, daya, head dan efisiensi pompa. Penelitian ini menggunakan 3 buah impeller pompa. Dengan panjang sudu impeller 110 mm, 120 mm, 130 mm. Dan pengukuran debit aliran menggunakan Flowmeter sensor.

3.1. Tempat dan Waktu Penelitian

3.1.1. Tempat

Penelitian dilakukan di laboratorium Teknik Mesin UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATRA UTARA, Jl. Kapten Mukhtar Basri, Ba No. 3 Medan - 20238 Telp. 061-6622400 Ext. 12.

3.1.2. Waktu

Waktu pelaksanaan analisa ini dimulai dari persetujuan yang diberikan oleh pembimbing, pengecoran impeller, perancangan instalasi, pengujian dan pengambilan data, hingga pembuatan laporan skripsi.

3.2. Spesifikasi Pompa

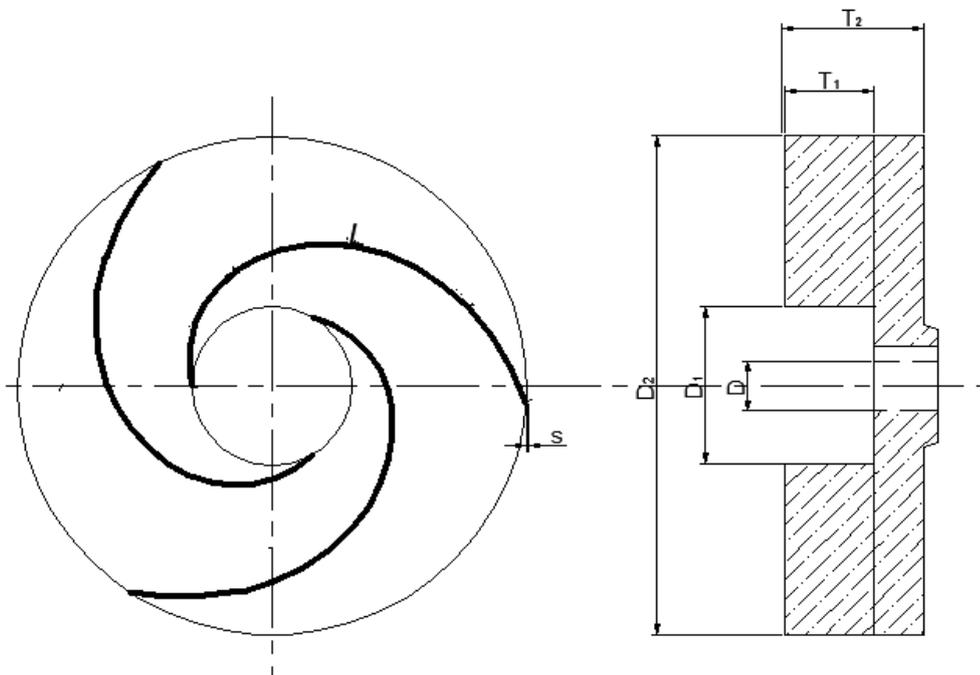
Pompa yang digunakan untuk penelitian tugas akhir ini adalah pompa sentrifugal yang bermerek SAN-EI dengan code-401 dan spesifikasi sebagai berikut :



Spesifikasi Pompa :	
Code	: San-ei SE-401A
Daya	: 0,40 kW / 0,50 HP/ 400 Watt
Ukuran Pipa	: 1 1/2" x 1 1/2"
Tinggi Isap	: 8 m
Tinggi Dorong	: 9 m
Kapasitas	: 340 L/min
Volt	: 220 V
Putaran	: 2850 rpm

Gambar 3.1. Spesifikasi Pompa

3.3. Spesifikasi Impeller



Gambar 3.2. Spesifikasi Impeller

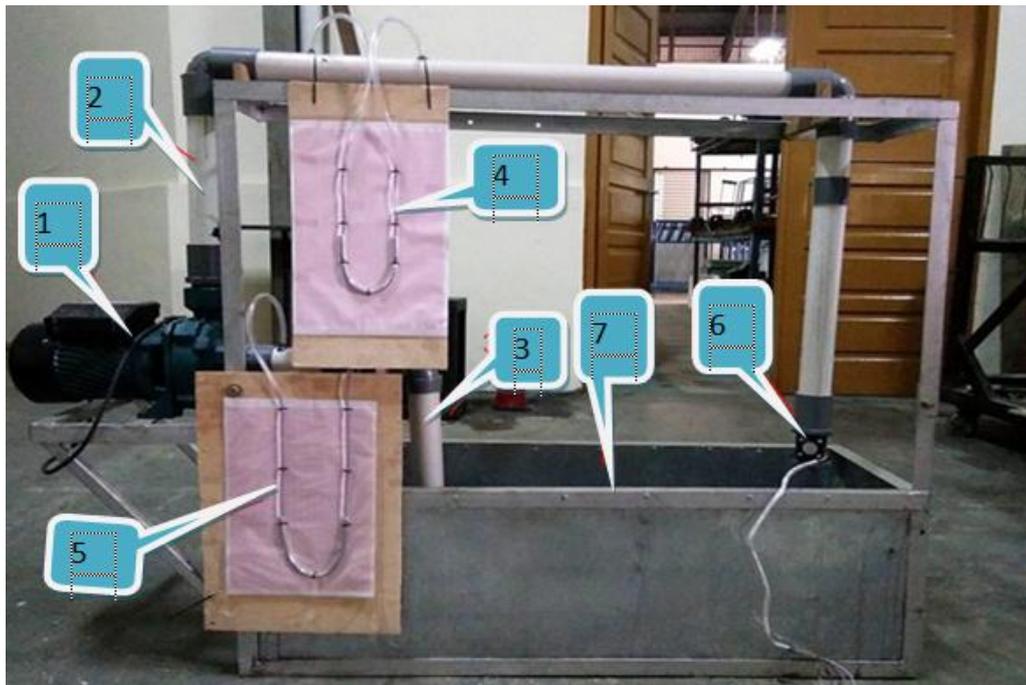
Spesifikasi

1. Diameter Dalam Impeller (D_1) : 38 mm
2. Diameter Luar Impeller (D_2) : 120 mm
3. Diameter Lubang Poros (D) : 12 mm
4. Tinggi Impeller (T_2) : 20 mm

- 5. Tinggi Sudu (T_1) : 12 mm
- 6. Tebal sudu (s) : 2,9 mm
- 7. Jumlah Sudu (z) : 3
- 8. Panjang Sudu (L) : 120 mm

3.4. Desain Alat

Desain alat yang digunakan pada penelitian variasi panjang sudu ini adalah desain alat yang sederhana. Alat yang dibuat untuk mengalirkan fluida dari pipa isap dan mengalir ke pipa tekan, setelah adanya perubahan panjang sudu. Desain alat dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.3.



Gambar 3.3. Desain alat

Keterangan :

1. Motor Listrik
2. Pipa Tekan
3. Pipa Isap
4. Manometer U sisi tekan
5. Manometer U sisi isap
6. Flow meter sensor
7. Bak air.

3.5. Alat dan Bahan

Alat dan bahan yang digunakan yaitu:

1. Pompa sentrifugal

Pompa sentrifugal berfungsi sebagai alat uji impeller yang telah di variasikan dan untuk memompakan air dari sisi hisap ke sisi tekan.



Gambar 3.4. Pompa Sentrifugal

2. Pipa 1 ½ inchi

Pipa 1 ½ inchi berfungsi sebagai instalasi pipa untuk mengalirkan air dari pipa isap dan mengalir menuju pipa tekan.



Gambar 3.5. Pipa

3. Elbow

Elbow berfungsi untuk menyambung pipa yang melengkung, dengan kelengkungan 90°.



Gambar 3.6. Elbow

4. Flowmeter Sensor

Flow Meter Sensor berfungsi sebagai alat ukur untuk mengetahui debit aliran dan volume air dengan spesifikasi : Model YF-DN40. Working Range 5-150- L/min dan Water Pressure : $\leq 1,75$ Mpa.



Gambar 3.7. Flow Meter Sensor

5. Manometer U

Manometer U berfungsi sebagai alat ukur untuk mengukur tekanan pada sisi tekan dan sisi isap pada rangkaian instalasi



Gambar 3.8. Manometer U

6. Tiga buah impeller dengan panjang 110 mm, 120 mm, dan 130 mm.

Impeller berfungsi sebagai spesimen yang akan di uji pada pompa dengan panjang sudu impeller yang berbeda.



Gambar 3.9. Tiga Impeller dengan panjang sudu 110 mm, 120 mm dan 130 mm

7. Stopwatch

Berfungsi untuk mengukur waktu pada saat menampung air untuk mengetahui debit aliran.



Gambar 3.10. Stopwatch

8. Arduino UNO

Arduino Uno berfungsi sebagai memuat semua yang dibutuhkan untuk mendukung microcontroller, dengan cara dihubungkan dengan komputer menggunakan kabel USB.



Gambar 3.11. Arduino Uno

9. Software Arduino

Berfungsi untuk memprogram arduino flow meter sensor dan mengetahui debit air dan volume yang keluar.



Gambar .3.12. Software Arduino

10. Laptop

Berfungsi untuk membuka Software Arduino Uno



Gambar 3.13. Leptop

11. Gelas Ukur

Berfungsi untuk mengukur banyak air yang keluar dari ujung pipa.



Gambar 3.14. Gelas Ukur

12. Kunci T, Kunci Pas dan kunci Ring

Berfungsi untuk membuka rumah impeller dan membuka mur untuk melepas impeller



Gambar 3.15. Kunci-Kunci untuk membuka impeller dan rumah impeller

13. Meteran

Berfungsi untuk mengukur panjang pipa, mengukur jarak antara pipa isap dengan permukaan air dan mengukur jarak antara pipa tekan dengan permukaan air.



Gambar 3.16. Meteran

3.6. Skema rangkaian flowmeter sensor dengan arduino uno

Rangkaian pada flowmeter sensor terhadap arduino digunakan rangkaian receiver, dimana bagian receiver terdiri dari receiver modul yang akan menerima data kemudian diolah di mikrokontroller arduino uno kedua yang akan didisplay pada leptop.

Untuk skema rangkaian receiver seperti pada gambar di bawah:



Gambar 3.17. Skema rangkaian Flow meter sensor

Bagian transmiter dimulai dari sensor flowmeter yang mempunyai 3 pin. Pertama pin merah sensor yaitu VCC dihubungkan dengan 5V pada arduino, kedua pin hitam yaitu ground dihubungkan dengan ground pada arduino, dan yang terakhir pin kuning yaitu output dihubungkan dengan pin digital I/O (2) pada arduino.

3.7. Pengujian dan teknik pengambilan data

Adapun pengujian dan cara pengambilan data sebagai berikut :

1. Mempersiapkan instalasi dan peralatan.
2. Menguji impeller standart pompa dengan panjang sudu 120 mm, lalu hidupkan mesin.

3. Pengambilan data debit aliran secara manual, dengan cara menampung air sebanyak 5 liter sekaligus mengukur waktu menggunakan stopwatc. Untuk panjang sudu 120 mm.
4. Pengambilan data arduino flowmeter sensor dan pengambilan data tekanan pada manometer U untuk impeller dengan panjang sudu 120 mm.
5. Membuka rumah impeller dengan kunci 14 T dan 14 pas lalu membuka impeller dengan kunci 17 ring.
6. Mengganti impeller panjang sudu 120 mm, dengan panjang sudu 110 mm, lalu hidupkan pompa.
7. Pengujian dan pengambilan data debit aliran secara manual, dengan cara menampung air sebanyak 5 liter sekaligus mengukur waktu menggunakan stopwatc. Untuk panjang sudu 110 mm.
8. Pengambilan data arduino flowmeter sensor dan pengambilan data tekanan pada manometer U untuk impeller dengan panjang sudu 110 mm.
9. Membuka rumah impeller dengan kunci 14 T dan 14 ring lalu membuka impeller dengan kunci 17 ring.
10. Mengganti impeller panjang sudu 110 mm, dengan panjang sudu 130 mm, lalu hidupkan pompa.
11. Pengujian dan pengambilan data debit aliran secara manual, dengan cara menampung air sebanyak 5 liter sekaligus mengukur waktu menggunakan stopwatc. Untuk panjang sudu 130 mm.
12. Pengambilan data arduino flowmeter sensor dan pengambilan data tekanan pada manometer U untuk impeller dengan panjang sudu 130 mm.
13. Selesai.

3.8. Jadwal Kegiatan

Jadwal kegiatan ini menceritakan awal kegiatan sampai akhir dalam penyusunan tugas akhir ini.

Tabel 3.1. Jadwal Kegiatan

No	KEGIATAN	BULAN (2017)							
		3	4	5	6	7	8	9	10
1	Repreksi Judul	■	■						
2	ACC Judul		■						
3	Pembuatan Prposal			■	■				
4	Pengecoran Impeller				■	■			
5	Pembuatan instalasi					■			
6	Pengujian Impeller						■		
7	Pembuatan Laporan						■	■	
8	Seminar								■
9	Sidang								

BAB 4

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Data Hasil Pengujian

Data hasil pengujian panjang sudu impeller di ambil secara manual dengan menggunakan alat ukur manometer U untuk mengukur tekanan, untuk menentukan debit aliran secara manual di ambil volume 5 liter dengan gelas ukur lalu diukur waktunya dengan stopwatch. debit aliran bisa juga di ambil dengan menggunakan arduino flowmeter sensor.

Tabel 4.1. Data hasil pengujian

Panjang Sudu (mm)	h_i Tekanan Sisi Isap (mm)	h_t Tekanan Sisi Tekan (mm)	Voltmeter volt (V)	Waktu (detik) t	Volume (liter)	Debit Sisi Tekan (l/min)	Debit Sisi Isap (l/min)
110 mm	12	14	220	2.9	5	117,8	89,9
120 mm	10	12	220	3.3	5	103,2	69,9
130 mm	8	9	220	3.9	5	85,6	58,5

4.2. Melukis bentuk sudu impeller dengan panjang 110 mm

Dalam perancangan panjang (kelengkungan) sudu impeller berhubungan dengan sudut inlet β_1 dan sudut outlet β_2 . Sudut inlet yang diijinkan dalam perancangan sudu impeller ialah 15° s/d 30°, sedangkan untuk sudut outlet 15° s/d 40°.

Sudut inlet harus lebih kecil dari pada sudut outlet, jadi untuk mendapatkan panjang sudu 110 mm maka di pakai sudut inlet 15° dan sudut outlet 30° maka akan didapat panjang sudu 110 mm.

$$\text{Diketahui : } D_1 = 120 \text{ mm} \qquad \beta_1 = 15^\circ$$

$$D_2 = 38 \text{ mm} \qquad \beta_2 = 30^\circ$$

$$D_1/2 \longrightarrow 120/2 = 60 \text{ mm}$$

$$D_2/2 \longrightarrow 38/2 = 19 \text{ mm}$$

Tabel 4.2. Perhitungan melukis panjang sudu impeller 110 mm

Ring	R	R ²	β	Cosβ	R.cosβ	Rb.cosβb - Ra.cosβa	R ² b-R ² a	ρ
1	19	361	15	0,96	18,33	-	-	-
a	29,25	855,56	18,75	0,94	27,67	9,33	494,56	26,48
b	39,5	1560,25	22,5	0,92	36,45	8,78	704,69	40,09
c	49,75	2475,06	26,25	0,89	44,57	8,11	914,81	56,34
2	60	3600	30	0,86	51,96	7,38	1124,94	76,17

Harga ρ pada kolom terakhir menunjukkan kelengkungan dan panjang sudu impeller, dapat di hitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2 \cdot (R_b \cdot \cos\beta_b - R_a \cdot \cos\beta_a)}$$

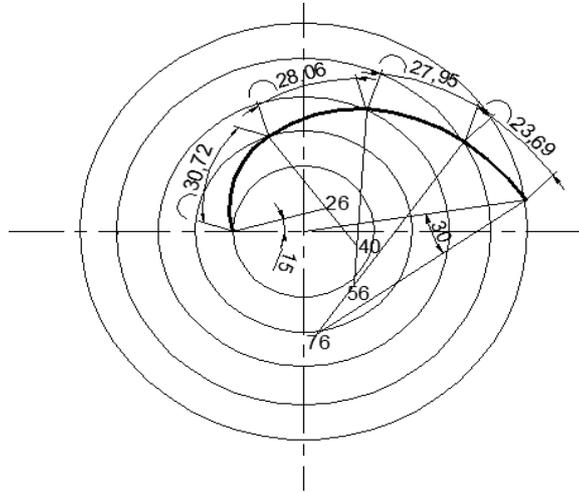
$$\rho = \frac{494,56}{2 \cdot (9,33)} = 26,48$$

$$\rho = \frac{704,69}{2 \cdot (8,78)} = 40,06$$

$$\rho = \frac{914,81}{2 \cdot (8,11)} = 56,34$$

$$\rho = \frac{1124,94}{2 \cdot (7,38)} = 76,17$$

Dari perhitungan kelengkungan (panjang) sudu impeller diatas maka dapat dilukiskan sudu impeller seperti pada gambar 4.1.



Gambar 4.1. Pelukisan panjang sudu 110 mm

$$30,72 + 28,06 + 27,95 + 23,69 = 110,42 \longrightarrow = 110 \text{ mm.}$$

4.2.1. Perhitungan Pada Panjang sudu 110 mm

Data survei yang diketahui:

Diameter pipa $d = 1^{1/2}$ inchi = 38 mm = 0,038 m

Massa jenis fluida $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$

Viskositas kinetic zat cair $\nu = 1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

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

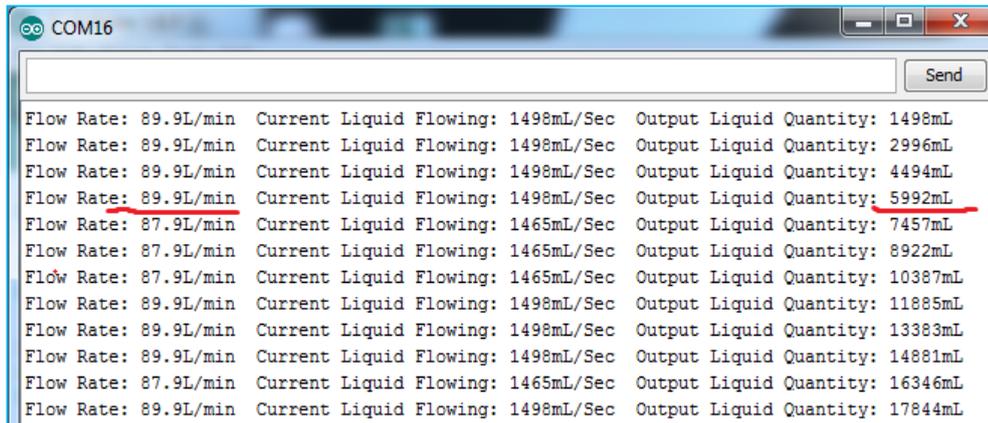
Pipa yang digunakan pada instalasi adalah pipa plastik halus (PVC) dengan

nilai kekasaran $\epsilon = 0,012 \text{ mm.}$

1. Debit Aliran (Q)

Debit aliran dari hasil pengujian diambil dari aplikasi Arduino flowmeter sensor dengan nilai yang diambil dari gambar 4.2 dan 4.3.

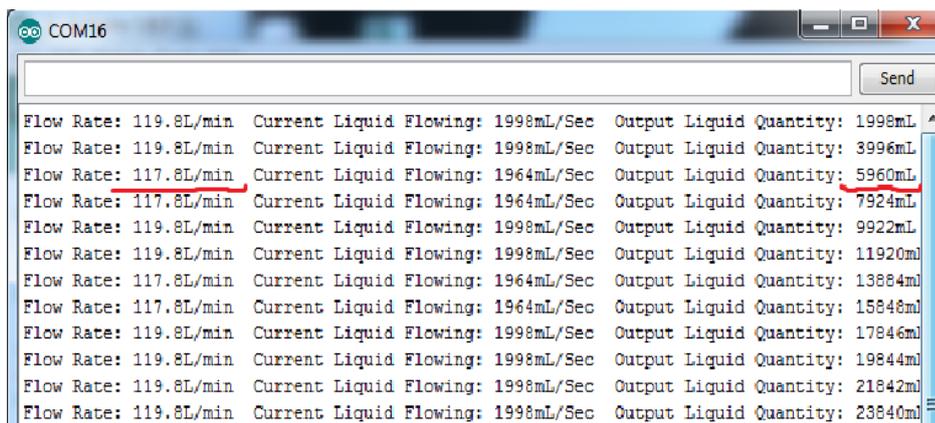
- a. Debit aliran pada sisi isap $Q_i = 89,9 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00149 \text{ m}^3/\text{s}$.



Gambar 4.2. Data hasil pengujian pada sisi isap panjang sudu 110 mm

Dan data yang diambil dari flowmeter sensor untuk debit aliran pada sisi tekan adalah:

- b. Debit aliran pada sisi tekan $Q_t = 117,8 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00196 \text{ m}^3/\text{s}$.



Gambar 4.3. Data hasil pengujian pada sisi tekan panjang sudu 110 mm

2. Luas Penampang

Sebelum menghitung kecepatan aliran, terutama harus mengetahui luas penampang pipa dengan persamaan :

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

Dimana :

d = Diameter pipa (0,038 m. Data survei)

Maka:

$$\begin{aligned} A &= \frac{3,14}{4} (0,038 \text{ m})^2 \\ &= 0,0011 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

3. Kecepatan aliran pipa isap

Setelah menghitung luas penampang maka kecepatan pada pipa isap dapat diketahui dengan persamaan :

$$V_i = \frac{Q_i}{A}$$

Dimana:

Q_i = Debit Aliran Pada Sisi Isap (0,00149 m³/s)

A = Luas penampang (0,0011 m²)

Maka:

$$\begin{aligned} V_i &= \frac{0,00149 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0011 \text{ m}^2} \\ &= 1,35 \text{ m/s} \end{aligned}$$

4. Kecepatan aliran pada pipa tekan

Kecepatan pada pipa tekan didapat dari debit aliran pada sisi tekan dibagi dengan luas penampang.

$$V_t = \frac{Q_t}{A}$$

Dimana:

$$Q_t = \text{Debit aliran pada Sisi Tekan (0,00196 m}^3/\text{s)}$$

$$A = \text{Luas penampang (0,0011 m}^2\text{)}$$

Maka :

$$V_t = \frac{0,00196 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0011 \text{ m}^2}$$

$$= 1,78 \text{ m/s}$$

5. Tekanan hidrostatik pada pipa isap

Dari hasil pengujian variasi panjang sudu impeller di dapat tekanan dalam pipa yang diukur dengan manometer U, tekanan pada sisi isap yang terukur adalah $h_i = 12 \text{ mm} = 0,012 \text{ m}$. (*Tabel data hasil pengujian*)

$$P_i = \varphi \cdot g \cdot h_i$$

Dimana :

$$\varphi = \text{Massa Jenis air raksa (Lampiran 10 tabel massa jenis air raksa)}$$

$$g = \text{Percepatan gravitasi}$$

$$h_i = \text{Perbedaan ketinggian air raksa pada manometer U sisi isap}$$

Maka :

$$P_i = 13600 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,012 \text{ m}$$

$$= 1600 \text{ N/m}^2$$

6. Tekanan hidrostatik pada pipa tekan

Pada sisi tekan tekanan yang terukur dengan manometer U adalah $h_t = 14$ mm = 0,014 m. (Tabel data hasil pengujian).

$$P_t = \varphi \cdot g \cdot h_t$$

Dimana :

φ = Massa Jenis air raksa (Lampiran 10, tabel massa jenis air raksa)

g = Percepatan gravitasi

h_i = Perbedaan ketinggian air raksa pada manometer U sisi tekan.

Maka:

$$\begin{aligned} P_t &= 13600 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,014 \text{ m} \\ &= 1867 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

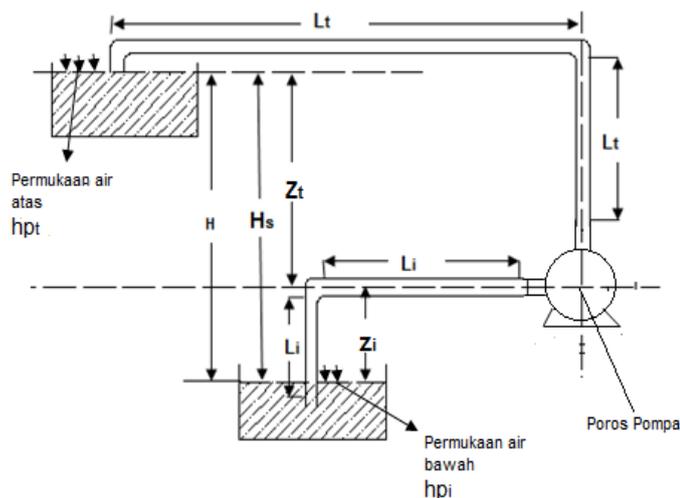
7. Nilai kekasaran relatif

Nilai kekasaran relatif dapat diketahui dengan kekasaran pipa yang digunakan, yaitu pipa plastik halus (PVC) yang di ambil 0,002 (Lampiran 4, tabel nilai kekasaran pada pipa PVC). dibagi dengan diameter pipa d : 0,038.

Maka:

$$\varepsilon/d = 0,002 / 0,038 = 0,05$$

8. Perhitungan Head



Gambar 4.4. Head Pompa panjang sudu 110 mm

Keterangan :

Z_t = ketinggian fluida dari poros pompa ke permukaan air atas = (57 cm)

Z_i = Ketinggian fluida dari poros ke permukaan air bawah (40 cm).

L_t = Panjang pipa, Bagian pipa tekan = (122 cm)

L_i = Panjang pipa, Bagian pipa isap = (80 cm)

a. Head Statis total

Head statis total adalah perbedaan ketinggian antara fluida pada sisi tekan dengan ketinggian fluida pada sisi isap. Dimana diketahui ketinggian sisi tekan dengan ketinggian pada sisi isap pada instalasi diukur dengan meteran yaitu Ketinggian fluida pada sisi tekan $Z_t = 0,57$ m. Dan $Z_i = 0,4$ m. Untuk mendapatkan head statis total, satuan cm menjadi m.

$$H_s = Z_t - Z_i$$

Maka :

$$\begin{aligned} H_s &= 0,57 - 0,4 \\ &= 0,17 \text{ m} \end{aligned}$$

b. Head kerugian gesek dalam pipa isap dengan bilangan reynold

Dalam mencari koefisien gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_i): V_i = didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi isap. d = diameter pipa. ν = didapat dari (*Lampiran tabel viskositas kinetik zat cair*)

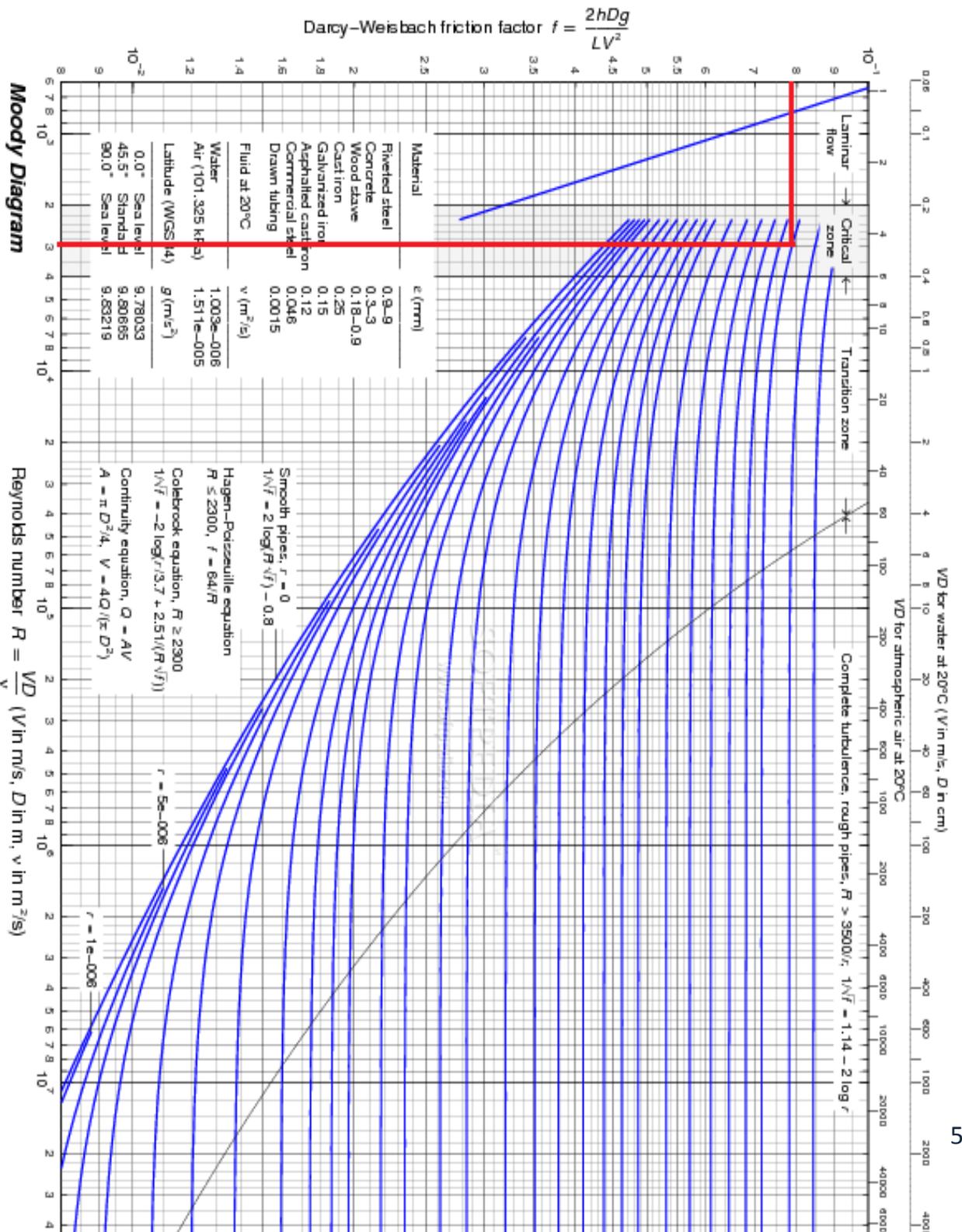
$$Re_i = \frac{V_i \cdot d}{\nu}$$

$$\begin{aligned} Re_i &= \frac{1,35 \text{ m/s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= \frac{0,0513}{1,307 \cdot 10^6} \\ &= 39250,19 \end{aligned}$$

Pada $Re_i > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka faktor gesek dalam pipa dapat ditentukan dengan diagram moody.

Untuk menentukan faktor gesekan pada pipa isap menggunakan diagram moody harus diketahui ε/d , telah diketahui ε/d kekasaran relatif pada pipa yaitu : 0,05.

Dari diagram moody didapat faktor gesekan pada pipa isap yaitu $f : 0,079$



c Gambar 4.5. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy, dimana f adalah faktor gesek pada pipa isap, L_i : 80 cm panjang pipa pada sisi tekan, (*diukur dengan meteran*), V_i : didapat dari perhitungan Kecepatan aliran pada sisi isap dan d : diameter pipa.

$$hf_1 = f \frac{L_i \cdot V_i^2}{d \cdot 2g}$$

$$hf_1 = 0,079 \frac{0,8 \text{ m} \cdot (1,35 \text{ m/s})^2}{0,038 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$= 0,079 \frac{2,62}{0,745}$$

$$= 0,27$$

d. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pipa isap

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi, pipa isap hanya ada 1 sambungan elbow dengan nilai 1,129 didapat dari (*Lampiran 5, tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_i di dapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi isap:

$$hl_1 = n k_1 \frac{V_i^2}{2g}$$

$$hl_1 = 1 \cdot 1,129 \frac{(1,35 \text{ m/s})^2}{2,9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$= 1,129 \frac{1,82}{19,62}$$

$$= 0,10$$

e. Kerugian head pada katub isap dan saringan

Kerugian head pada katub dan saringan $k : 1,97$ didapat dari (*Lampiran 6, tabel faktor kerugian dari berbagai katub*) dan V_i didapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap:

$$hl_2 = k \frac{V_i^2}{2g}$$

$$hl_2 = 1,97 \frac{(1,35 \text{ m/s})^2}{2,9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$= 1,97 \cdot 0,092$$

$$= 0,18$$

Jadi kerugian head pada sisi isap seluruhnya didapat dari kerugian head pada pipa isap lurus ditambah kerugian head terhadap sambungan ditambah kerugian head terhadap katub dan saringan:

$$hl_i = hf_1 + hl_1 + hl_2$$

$$hl_i = 0,27 + 0,10 + 0,18$$

$$= 0,55$$

f. Haed kerugian gesek pada pipa tekan dengan bilangan reynold

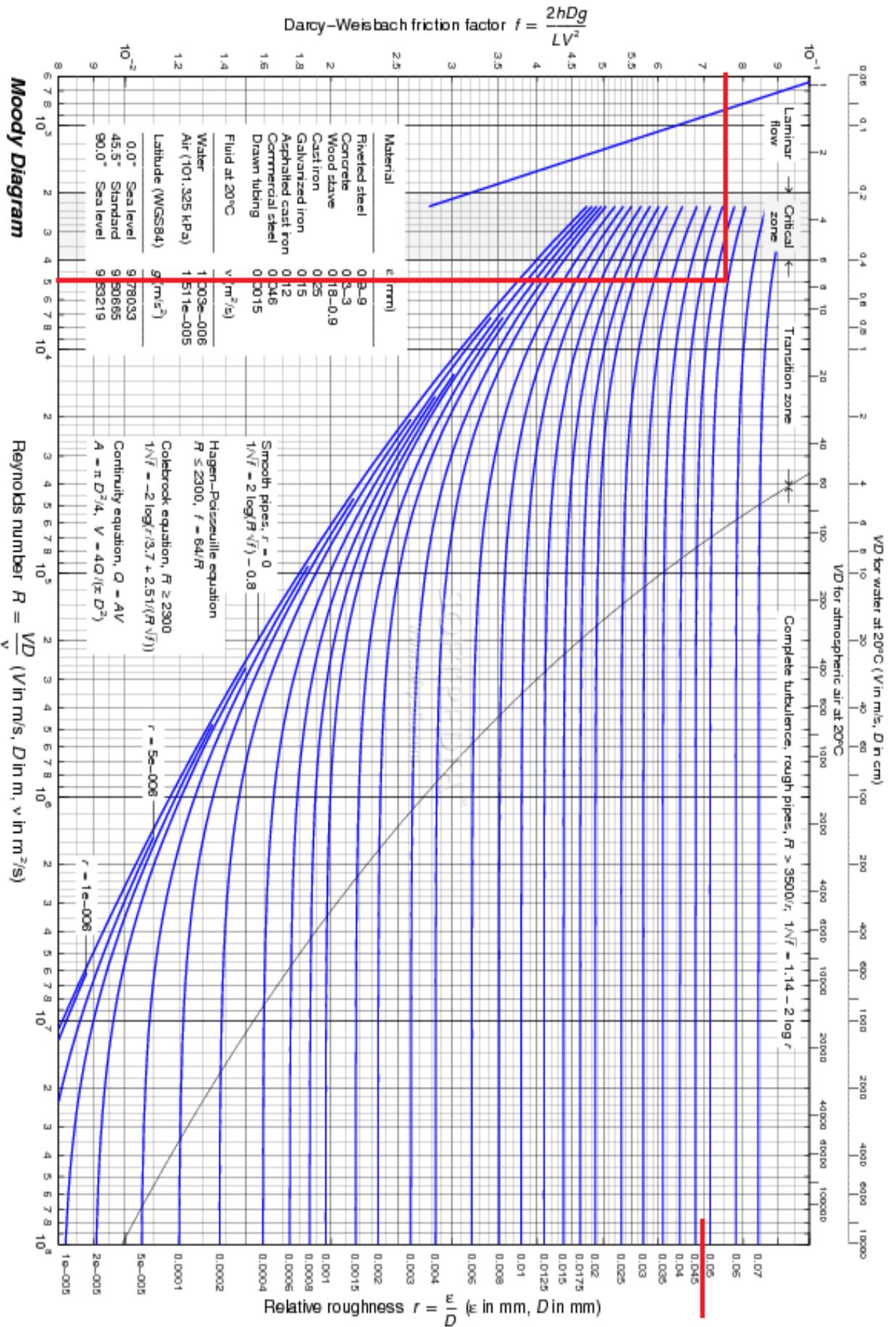
Dalam mencari koefisien gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_t): $V_i =$ didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi tekan. $d =$ diameter pipa. $\nu =$ didapat dari (*Lampiran 7, tabel viskositas kinetik zat cair*)

$$\begin{aligned} Re_t &= \frac{V_t \cdot d}{\nu} \\ Re_t &= \frac{1,78 \text{ m/s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= \frac{0,067}{1,307 \cdot 10^6} \\ &= 51262,43 \end{aligned}$$

Pada $Re_i > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka faktor gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody.

Untuk menentukan faktor gesekan pada pipa tekan menggunakan diagram moody harus diketahui ε/d , telah diketahui ε/d kekasaran relatif pada pipa yaitu : 0,05.

Dari diagram moody di dapat faktor gesekan pada pipa tekan yaitu $f : 0,075$.



Gambar 4.6. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan

g. Head kerugian gesek pada pipa lurus tekan

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy sebagai berikut, dimana f adalah faktor gesek pada pipa tekan, L_t : 1,22 m panjang pipa pada sisi tekan (*Di ukur dengan meteran*), V_t : didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi tekan. dan d : diameter pipa.

$$\begin{aligned} hf_2 &= f \frac{L_t \cdot V_t^2}{d \cdot 2g} \\ hf_2 &= 0,075 \frac{1,22 \text{ m} \cdot (1,78 \text{ m/s})^2}{0,038 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,075 \frac{3,85}{0,745} \\ &= 0,38 \end{aligned}$$

h. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi pipa tekan ada n : 2 sambungan elbow dengan nilai $k_2 = 1,129$ didapat dari (*Lampiran 5, tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_t : didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi tekan:

$$\begin{aligned} hl_2 &= n k_2 \frac{V_t^2}{2g} \\ hl_2 &= 2 \cdot 1,129 \frac{(1,78 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 2,25 \frac{3,16}{19,62} \\ &= 0,36 \end{aligned}$$

Jadi kerugian head keseluruhan pada pipa tekan adalah: hf_2 head kerugian gesek pada pipa lurus tekan di tambah hl_2 head kerugian akibat sambungan 90°.

$$hl_t = hf_2 + hl_2$$

$$hl_t = 0,38 + 0,36$$

$$= 0,74$$

i. Head kerugian keseluruhan dari pipa isap dan pipa tekan (hl)

Jadi kerugian Berbagai kerugian head di pipa, katub, belokan dll. (hl) adalah kerugian keseluruhan pada pipa tekan (hl_t) di tambah kerugian keseluruhan pada pipa isap (hl_i).

$$hl = hl_t + hl_i$$

$$hl = 0,74 + 0,55$$

$$= 1,29$$

j. Head Total pompa

Sebelum mencari head total pompa harus menentukan head kecepatan Keluar, dimana V_t = kecepatan pada sisi keluar dan d = diameter pipa.

$$\frac{V_t^2}{2g} = \frac{(1,78 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$= \frac{3,16}{19,62}$$

$$= 0,16 \text{ m/s}$$

Nilai Δhp adalah tekanan pada permukaan air sisi atas dan tekanan permukaan air pada sisi bawah, dimana dari instalasi yang di rancang tidak memiliki tekanan pada permukaan air, jadi $\Delta hp = 0$. Maka head total pompa dapat diketahui sebagai berikut:

$$H = H_s + \Delta h_p + h_l + \frac{V_t^2}{2g}$$

$$\begin{aligned} H &= 0,17 + 0 + 1,29 + 0,16 \\ &= 1,62 \text{ m} \end{aligned}$$

9. Daya Hidrolis

Nilai γ massa jenis air, yaitu: 1000 kg/m^3 di dapat dari (*lampiran 7, tabel massa jenis fluida*), dan $Q_t = 0,00196 \text{ m}^3/\text{s}$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan. $H = 1,62 \text{ m}$ adalah head total pompa.

$$N_h = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q_t}{102}$$

$$N_h = \frac{1000 \cdot 1,62 \cdot 0,00196}{102}$$

$$= 0,031 \text{ kW}$$

10. Efisiensi pompa

Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor listrik kepada pompa. Dimana $N_h = 0,031 \text{ kW}$ diambil daya hidrolis, dan $N_m = 0,4 \text{ kW}$ diambil dari (*Spesifikasi sebagai daya output pompa*), Maka:

$$\eta = \frac{N_h}{N_m} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{0,031}{0,40} \times 100\%$$

$$= 7,7 \%$$

11. Daya Pompa

Dari volume air yang diambil secara manual dengan gelas ukur di dapat, volume 5 liter dan waktu 2,9 detik.

Jadi daya yang di perlukan pompa untuk memompakan air sebanyak 5 liter dengan waktu 2,9 detik dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} N_p &= \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{\eta \cdot 102} \\ N_p &= \frac{1000 \cdot 0,00196 \cdot 1,62}{7,75 \cdot 102} \\ &= \frac{3,17}{790,5} \\ &= 0,0040 \text{ kW} \end{aligned}$$

12. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

Besarnya NPSH dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h_{l_i}$$

Dimana :

h_{sv} = NPSH yang tersedia (m)

P_a = Tekanan mutlak zat cair dalam tangki : 0 (kgf/m²) disebabkan karena tangki berada pada ruangan terbuka, tidak memiliki tekanan.

P_v = Tekanan Uap jenuh air Bersih Pada suhu 20°, Maka tekanan = (0,0237 kgf/cm²) = (237 kgf/m²) (*Lampiran 8, Tabel tekanan uap jenuh air dalam satuan absolut*)

γ = Berat zat cair persatuan volume : (0,9982 kgf/cm²) = (9,98 kgf/m²) (*Lampiran 9, tabel Berat jenis zat cair satuan volume*).

Z_i = Head isap statis (40 cm) (0,4 m). (*Keterangan halaman 49*)

h_{li} = Head Kerugian Pada sisi isap (0,55 m) (*Dari perhitungan pada hal 54*).

Maka :

$$h_{sv} = \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,4 - 0,55$$

$$h_{sv} = 0 + 23,74 - 0,4 - 0,55$$

$$h_{sv} = 22,79 \text{ m}$$

4.3. Melukis bentuk sudu impeller dengan panjang 120 mm

Dalam perancangan panjang (kelengkungan) sudu impeller berhubungan dengan sudut inlet β_1 dan sudut outlet β_2 . Sudut inlet yang diijinkan dalam perancangan sudu impeller ialah 15° s/d 30°, sedangkan untuk sudut outlet 15° s/d 40°.

Sudut inlet harus lebih kecil dari pada sudut outlet, jadi untuk mendapatkan panjang sudu 120 mm maka di pakai sudut inlet 15° dan sudut outlet 25° maka akan didapat panjang sudu 120 mm.

$$\text{Diketahui : } D_1 = 120 \text{ mm} \qquad \beta_1 = 15^\circ$$

$$D_2 = 38 \text{ mm} \qquad \beta_2 = 25^\circ$$

$$D_1/2 \longrightarrow 120/2 = 60 \text{ mm}$$

$$D_2/2 \longrightarrow 38/2 = 19 \text{ mm}$$

Tabel 4.3. Perhitungan melukis panjang sudu impeller 120 mm

Ring	R	R ²	β	cos β	R.cos β	Rb.cos β_b - Ra.cos β_a	R ² b-R ² a	ρ
1	19	361	15	0,96	18,33	-	-	-
A	29,25	855,56	17,5	0,95	27,78	9,54	494,56	25,89
B	39,5	1560,25	20	0,93	36,73	8,94	704,69	39,37
C	49,75	2475,06	22,5	0,92	45,77	8,03	914,81	50,62
2	60	3600	25	0,90	54	7,23	1124,94	68,34

Harga ρ pada kolom terakhir menunjukkan kelengkungan dan panjang sudu

impeller, dapat di hitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2 \cdot (R_b \cdot \cos \beta_b - R_a \cdot \cos \beta_a)}$$

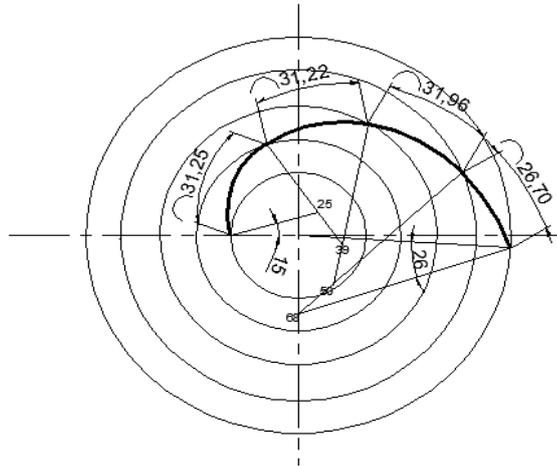
$$\rho = \frac{494,56}{2 \cdot (9,54)} = 25,89$$

$$\rho = \frac{704,69}{2 \cdot (8,94)} = 39,37$$

$$\rho = \frac{914,81}{2 \cdot (8,03)} = 50,62$$

$$\rho = \frac{1124,94}{2 \cdot (7,23)} = 68,34$$

Dari perhitungan kelengkungan (panjang) sudu impeller diatas maka dapat dilukiskan sudu impeller seperti pada gambar 4.7.



Gambar 4.7. Pelukisan panjang sudu 120 mm

$$31,25+31,22+31,96+26,70 = 120,12 \longrightarrow 120 \text{ mm.}$$

4.3.1. Perhitungan Pada Panjang sudu 120 mm

1. Debit Aliran (Q)

Debit aliran dari hasil pengujian diambil dari aplikasi arduino flowmeter sensor, dengan nilai dapat dilihat pada gambar 4.8 dan 4.9.

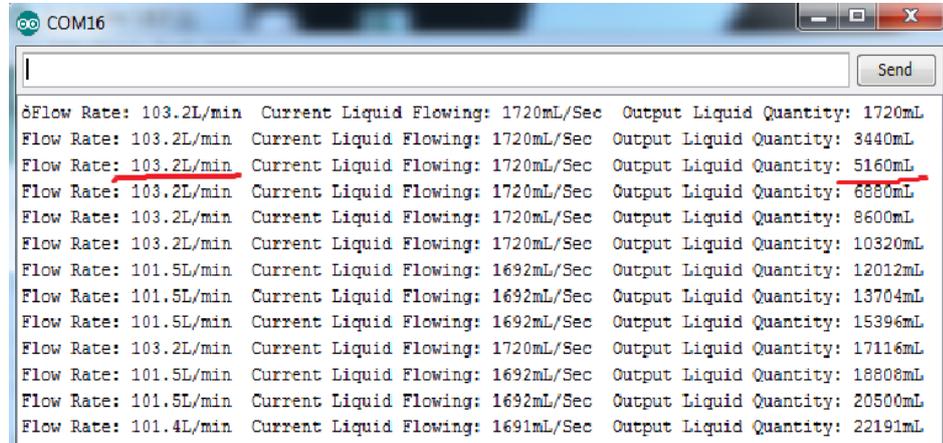
a. Debit aliran pada sisi isap $Q_i = 69,9 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00116 \text{ m}^3/\text{s}$.

Flow Rate	Current Liquid Flowing	Output Liquid Quantity
71.5L/min	1193mL/Sec	1193mL
69.9L/min	1165mL/Sec	2358mL
69.9L/min	1165mL/Sec	3523mL
69.9L/min	1165mL/Sec	4688mL
69.9L/min	1165mL/Sec	5853mL
69.9L/min	1165mL/Sec	7018mL
69.9L/min	1165mL/Sec	8183mL
71.5L/min	1193mL/Sec	9376mL
71.5L/min	1193mL/Sec	10569mL
69.9L/min	1165mL/Sec	11734mL
69.9L/min	1165mL/Sec	12899mL
69.9L/min	1165mL/Sec	14064mL

Gambar 4.8. Data hasil pengujian pada sisi isap panjang sudu 120 mm

Dan data yang diambil dari flowmeter sensor untuk debit aliran pada sisi tekan adalah:

- b. Debit aliran pada sisi tekan $Q_t = 103,8 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00172 \text{ m}^3/\text{s}$.



Gambar 4.9. Data hasil pengujian pada sisi tekan panjang sudu 120 mm

2. Luas Penampang

Sebelum menghitung kecepatan aliran, terutama harus mengetahui luas penampang pipa dengan persamaan :

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

Dimana :

d = Diameter pipa (0,038 m. Data survei)

Maka:

$$\begin{aligned} A &= \frac{3,14}{4} (0,038 \text{ m})^2 \\ &= 0,0011 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

3. Kecepatan aliran pipa isap

Setelah menghitung luas penampang maka kecepatan pada pipa isap dapat diketahui dengan persamaan :

$$V_i = \frac{Q_i}{A}$$

Dimana:

Q_i = Debit aliran Pada Sisi Isap (0,00116 m³/s)

A = Luas penampang (0,0011 m²)

Maka:

$$\begin{aligned} V_i &= \frac{0,00116 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0011 \text{ m}^2} \\ &= 1,05 \text{ m/s} \end{aligned}$$

4. Kecepatan aliran pada pipa tekan

Kecepatan pada pipa tekan didapat dari debit aliran pada sisi tekan dibagi dengan luas penampang.

$$V_t = \frac{Q_t}{A}$$

Dimana:

Q_t = Debit aliran Pada Sisi Tekan (0,00172 m³/s)

A = Luas penampang (0,0011 m²)

Maka :

$$\begin{aligned} V_t &= \frac{0,00172 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0011 \text{ m}^2} \\ &= 1,78 \text{ m/s} \end{aligned}$$

5. Tekanan hidrostatik pada pipa isap

Dari hasil pengujian variasi panjang sudu impeller di dapat tekanan di dalam pipa yang diukur dengan manometer U, tekanan pada sisi isap yang terukur adalah $h_i = 10 \text{ mm} = 0,01 \text{ m}$. (*Tabel data hasil pengujian*)

$$P_i = \varphi \cdot g \cdot h_i$$

Dimana :

φ = Massa Jenis air raksa (*Lampiran 10, tabel massa jenis air raksa*)

g = Percepatan gravitasi

h_i = Perbedaan ketinggian air raksa pada manometer U sisi isap

Maka :

$$\begin{aligned} P_i &= 13600 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,01 \text{ m} \\ &= 1334 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

6. Tekanan hidrostatik pada pipa tekan

Pada sisi tekan tekanan yang terukur dengan manometer U adalah $h_t = 12$ mm = 0,012 m. (*Tabel data hasil pengujian*).

$$P_t = \varphi \cdot g \cdot h_t$$

Dimana :

φ = Massa Jenis air raksa (*Lampiran 10, tabel massa jenis air raksa*)

g = Percepatan gravitasi

h_t = Perbedaan ketinggian air raksa pada manometer U sisi tekan.

Maka:

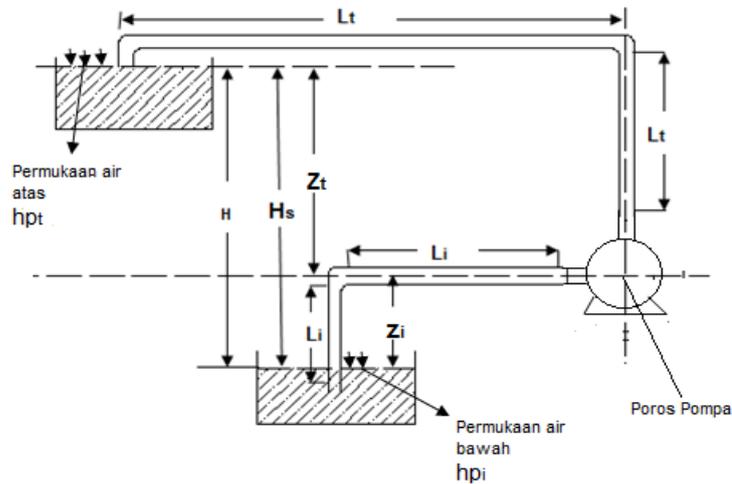
$$\begin{aligned} P_t &= 13600 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,012 \text{ m} \\ &= 1600 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

7. Nilai kekasaran relatif

Nilai kekasaran relatif dapat diketahui dengan kekasaran pipa yang digunakan, yaitu pipa plastik halus (PVC) yang di ambil 0,002 mm (*Lampiran 4, tabel nilai kekasaran pada pipa PVC*). dibagi dengan diameter pipa. Maka:

$$\varepsilon/d = 0,002 / 0,038 = 0,05$$

8. Perhitungan Head



Gambar 4.10. Head Pompa panjang sudu 120 mm

Keterangan :

Z_t = ketinggian fluida dari poros pompa ke permukaan air atas = (57 cm)

Z_i = Ketinggian fluida dari poros ke permukaan air bawah = (40 cm).

L_t = Panjang pipa, Bagian pipa tekan = (122 cm)

L_i = Panjang pipa, Bagian pipa isap = (80 cm)

a. Head Statis total

Head statis total adalah perbedaan ketinggian antara fluida pada sisi tekan dengan ketinggian fluida pada sisi isap. Dimana diketahui ketinggian sisi tekan dengan ketinggian pada sisi isap pada instalasi di ukur dengan meteran yaitu Ketinggian fluida pada sisi tekan $Z_t = 0,57$ m. Dan $Z_i = 0,4$ m. Untuk mendapatkan head statis total, satuan cm menjadi m.

$$H_s = Z_t - Z_i$$

Maka :

$$H_s = 0,57 - 0,4$$

$$= 0,17 \text{ m}$$

b. Head kerugian gesek dalam pipa isap dengan bilangan reynold

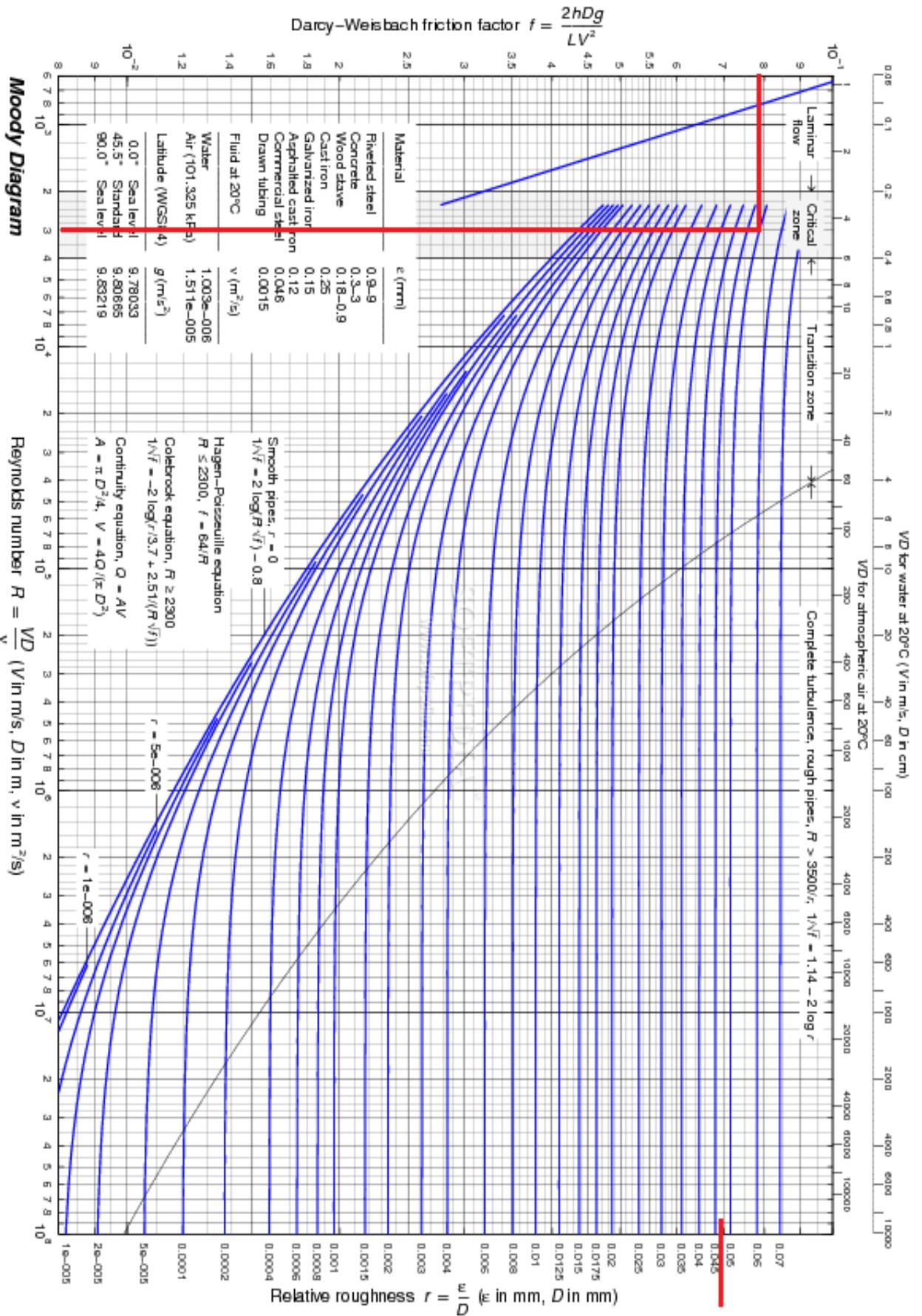
Dalam mencari koefisien gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_i): V_i = didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi isap. d = diameter pipa. ν = didapat dari (*Lampiran 7, tabel viskositas kinetik zat cair*)

$$\begin{aligned} Re_i &= \frac{V_i \cdot d}{\nu} \\ Re_i &= \frac{1,05 \text{ m/s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= \frac{0,0399}{1,307 \cdot 10^6} \\ &= 30527,29 \end{aligned}$$

Pada $Re_i > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka faktor gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody.

Untuk menentukan faktor gesekan pada pipa isap menggunakan diagram moody harus diketahui ε/d , telah diketahui ε/d kekasaran relatif pada pipa yaitu : 0,05.

Dari diagram moody didapat faktor gesekan pada pipa isap yaitu $f : 0,079$.



Gambar 4.11. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap

c. Head kerugian gesek pada pipa lurus isap

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang didalam pipa dapat dipakai rumus Darcy sebagai berikut, dimana f adalah faktor gesek pada pipa isap, L_i : 80 cm panjang pipa pada sisi tekan, (*diukur dengan meteran*), V_i : di dapat dari perhitungan Kecepatan pada sisi isap dan d : diameter pipa.

$$hf_1 = f \frac{L_i \cdot V_i^2}{d \cdot 2g}$$
$$hf_1 = 0,079 \frac{0,8 \text{ m} \cdot (1,05 \text{ m/s})^2}{0,038 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$
$$= 0,079 \frac{0,84}{0,745}$$
$$= 0,08$$

d. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pipa isap

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi, pipa isap hanya ada 1 sambungan elbow dengan nilai 1,129 didapat dari (*Lampiran 5, tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_i di dapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap:

$$hl_1 = n k_1 \frac{V_i^2}{2g}$$
$$hl_1 = 1 \cdot 1,129 \frac{(1,05 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$
$$= 1,129 \frac{1,10}{19,62}$$
$$= 0,06$$

e. Kerugian head pada katub isap dan saringan

Kerugian head pada katub dan saringan $k : 1,97$ didapat dari (*Lampiran 6, tabel faktor kerugian dari berbagai katub*) dan V_i didapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap:

$$hl_2 = k \frac{V_i^2}{2g}$$

$$hl_2 = 1,97 \frac{(1,05 \text{ m/s})^2}{2,9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$= 1,97 \cdot 0,092$$

$$= 0,11$$

Jadi kerugian head pada sisi isap seluruhnya didapat dari kerugian head pada pipa isap lurus ditambah kerugian head terhadap sambungan ditambah kerugian head terhadap katub dan saringan:

$$hl_i = hf_1 + hl_1 + hl_2$$

$$hl_i = 0,08 + 0,06 + 0,11$$

$$= 0,25$$

f. Haed kerugian gesek pada pipa tekan dengan bilangan reynold

Dalam mencari koefisien gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_t): $V_i =$ didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi tekan. $d =$ diameter pipa. $\nu =$ didapat dari (*Lampiran 7, tabel viskositas kinetik zat cair*)

$$Re_t = \frac{V_t \cdot d}{\nu}$$

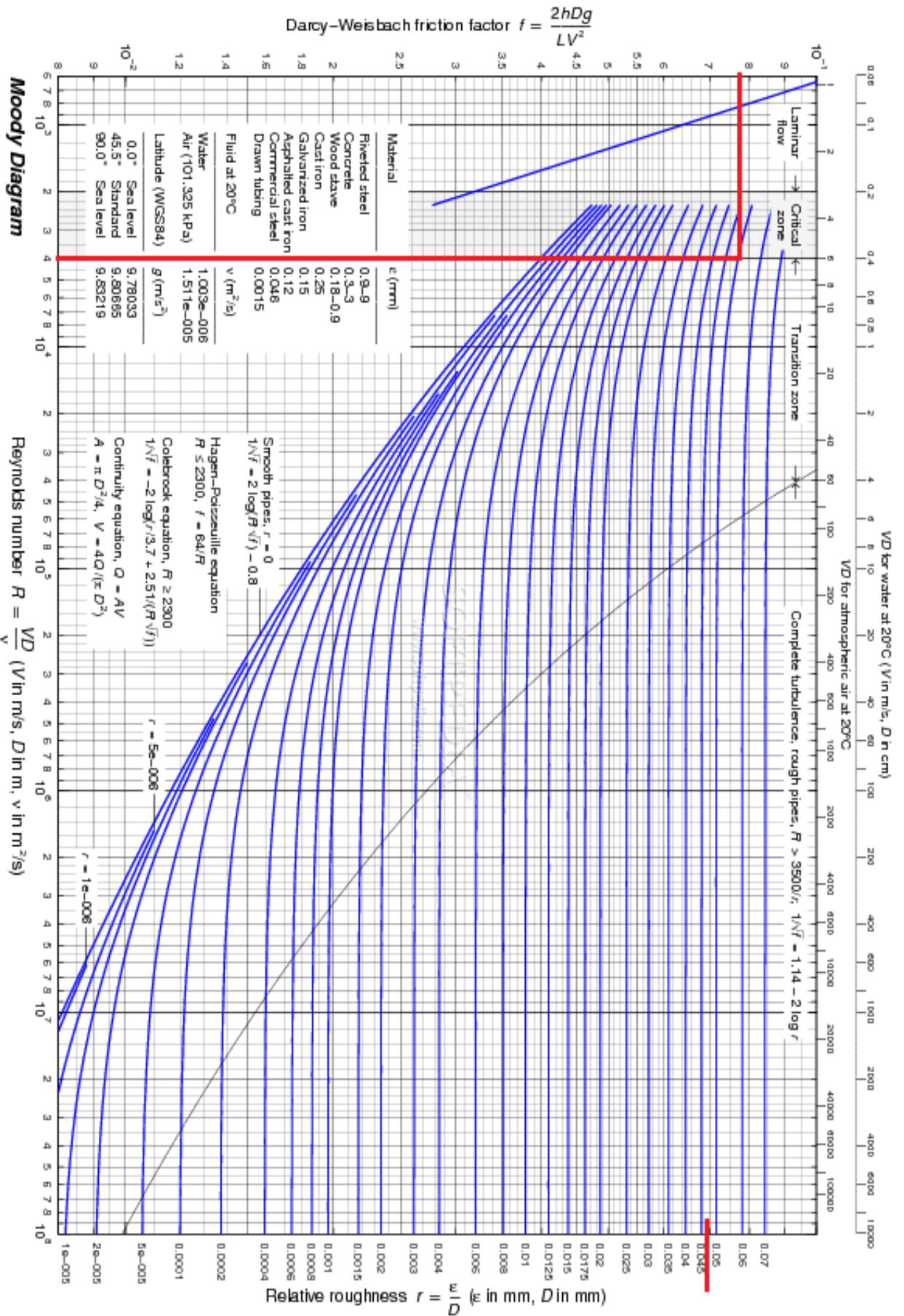
$$Re_t = \frac{1,56 \text{ m/s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= \frac{0,059}{1,307 \cdot 10^6}$$
$$= 45141,54$$

Pada $Re_i > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka faktor gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody.

Untuk menentukan faktor gesekan pada pipa tekan menggunakan diagram moody harus diketahui ε/d , telah diketahui ε/d kekasaran relatif pada pipa yaitu : 0,05.

Dimana dari diagram moody di dapat faktor gesekan pada pipa tekan yaitu f : 0,078.



Gambar 4.12. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan

g. Head kerugian gesek pada pipa lurus tekan

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang didalam pipa dapat dipakai rumus Darcy sebagai berikut, dimana f adalah faktor gesek pada pipa tekan, L_t : 1,22 m panjang pipa pada sisi tekan (*Di ukur dengan meteran*), V_t : didapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan. dan d : diameter pipa.

$$hf_2 = f \frac{L_t \cdot V_t^2}{d \cdot 2g}$$

$$\begin{aligned} hf_2 &= 0,078 \frac{1,22 \text{ m} \cdot (1,56 \text{ m/s})^2}{0,038 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,078 \frac{2,96}{0,745} \\ &= 0,30 \end{aligned}$$

h. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi pipa tekan ada n : 2 sambungan elbow dengan nilai $k_2 = 1,129$ didapat dari (*Lampiran 5, tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_t : didapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan:

$$hl_2 = n k_2 \frac{V_t^2}{2g}$$

$$\begin{aligned} hl_2 &= 2 \cdot 1,129 \frac{(1,56 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 2,25 \frac{3,43}{19,62} \\ &= 0,27 \end{aligned}$$

Jadi kerugian head keseluruhan pada pipa tekan adalah: hf_2 head kerugian gesek pada pipa lurus tekan ditambah hl_2 head kerugian akibat sambungan 90°

$$hl_t = hf_2 + hl_2$$

$$\begin{aligned}hl_t &= 0,30 + 0,27 \\ &= 0,57 \text{ m}\end{aligned}$$

i. Head kerugian keseluruhan dari pipa tekan dan pipa isap (hl)

Jadi kerugian Berbagai kerugian head di pipa, katub, belokan dll. (hl) adalah kerugian keseluruhan pada pipa tekan (hl_t) ditambah kerugian keseluruhan pada pipa isap (hl_i).

$$hl = hl_t + hl_i$$

$$\begin{aligned}hl &= 0,57 + 0,25 \\ &= 0,82\end{aligned}$$

j. Head Total pompa

Sebelum mencari head total pompa harus menentukan head kecepatan Keluar, dimana V_t = kecepatan pada sisi keluar dan d = diameter pipa.

$$\begin{aligned}\frac{V_t^2}{2g} &= \frac{(1,56 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= \frac{2,43}{19,62} \\ &= 0,12 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Nilai Δh_p adalah tekanan pada permukaan air sisi atas dan tekanan permukaan air pada sisi bawah, dimana dari instalasi yang di rancang tidak

memiliki tekanan pada permukaan air, jadi $\Delta h_p = 0$. Maka head total pompa dapat diketahui sebagai berikut:

$$H = H_s + \Delta h_p + h_l + \frac{V_t^2}{2g}$$

$$\begin{aligned} H &= 0,17 + 0 + 0,82 + 0,12 \\ &= 1,11 \text{ m} \end{aligned}$$

9. Daya Hidrolis

Nilai γ masaa jenis air, yaitu: 1000 kg/m^3 diambil dari (*lampiran 7, tabel massa jenis fluida*), dan $Q_t = 0,00172 \text{ m}^3/\text{s}$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan. $H = 1,11 \text{ m}$ adalah head total pompa.

$$N_h = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q_t}{102}$$

$$\begin{aligned} N_h &= \frac{1000 \cdot 1,11 \cdot 0,00172}{102} \\ &= 0,018 \text{ kW} \end{aligned}$$

10. Efisiensi pompa

Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor listrik kepada pompa. Dimana $N_h = 0,018 \text{ kW}$ diambil daya hidrolis, dan $N_m = 0,4 \text{ kW}$ diambil dari (*Spesifikasi sebagai daya output pompa*), Maka:

$$\eta = \frac{N_h}{N_m} \times 100\%$$

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{0,018}{0,40} \times 100\% \\ &= 4,5 \text{ \%} \end{aligned}$$

11. Daya Pompa

Dari volume air yang diambil secara manual dengan gelas ukur di dapat, volume 5 liter dan waktu 3,3 detik.

Jadi daya yang di perlukan pompa untuk memompakan air sebanyak 5 liter dengan waktu 3,3 detik dapat diketahui dengan persamaan yaitu:

$$N_p = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{\eta \cdot 102}$$

$$N_p = \frac{1000 \cdot 0,00172 \cdot 1,11}{4,5 \cdot 102}$$

$$= \frac{1,90}{459}$$

$$= 0,0041 \text{ kW}$$

12. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

Besarnya NPSH dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h_l$$

Dimana :

h_{sv} = NPSH yang tersedia (m)

P_a = Tekanan mutlak zat cair dalam tangki : 0 (kgf/m²) disebabkan karena tangki berada pada ruangan terbuka, tidak memiliki tekanan.

P_v = Tekanan Uap jenuh air Bersih Pada suhu 20°, Maka tekanan = (0,0237 kgf/cm²) = (237 kgf/m²) (*Lampiran 8, Tabel tekanan uap jenuh air dalam satuan absolut*)

γ = Berat zat cair persatuan volume : (0,9982 kgf/cm²) = (9,98 kgf/m²) (*Lampiran 9, tabel Berat jenis zat cair satuan volume*).

Z_i = Head isap statis (40 cm) (0,4 m). (*Keterangan halaman 65*)

h_{l_i} = Head Kerugian Pada sisi isap (0,25 m) (*Dari perhitungan pada hal
71*).

Maka :

$$h_{sv} = \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,4 - 0,25$$

$$h_{sv} = 0 + 23,74 - 0,4 - 0,25$$

$$h_{sv} = 23,09 \text{ m}$$

4.4. Melukis bentuk sudu impeller dengan panjang 130 mm

Dalam perancangan panjang (kelengkungan) sudu impeller berhubungan dengan sudut inlet β_1 dan sudut outlet β_2 . Sudut inlet yang diijinkan dalam perancangan sudu impeller ialah 15° s/d 30° , sedangkan untuk sudut outlet 15° s/d 40° .

Sudut inlet harus lebih kecil dari pada sudut outlet, jadi untuk mendapatkan panjang sudu 130 mm maka di pakai sudut inlet 15° dan sudut outlet 22° maka akan didapat panjang sudu 130 mm.

$$\text{Diketahui : } D_1 = 120 \text{ mm} \qquad \beta_1 = 15^\circ$$

$$D_2 = 38 \text{ mm} \qquad \beta_2 = 22^\circ$$

$$D_1/2 \longrightarrow 120/2 = 60 \text{ mm}$$

$$D_2/2 \longrightarrow 38/2 = 19 \text{ mm}$$

Tabel 4.4. Perhitungan melukis panjang sudu impeller 130 mm

Ring	R	R ²	β	cos β	R.cos β	Rb.cos β_b - Ra.cos β_a	R ² b-R ² a	ρ
1	19	361	15	0,96	18,3	-	-	-
a	29,25	855,56	16,75	0,95	27,99	9,65	494,56	25,60
b	39,5	1560,25	18,5	0,94	37,44	9,45	704,69	37,27
c	49,75	2475,06	20,25	0,93	46,66	9,21	914,81	49,61
2	60	3600	22	0,92	55,62	8,95	1124,94	62,81

Harga ρ pada kolom terakhir menunjukkan kelengkungan dan panjang

sudu impeller, dapat di hitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2 \cdot (R_b \cdot \cos\beta_b - R_a \cdot \cos\beta_a)}$$

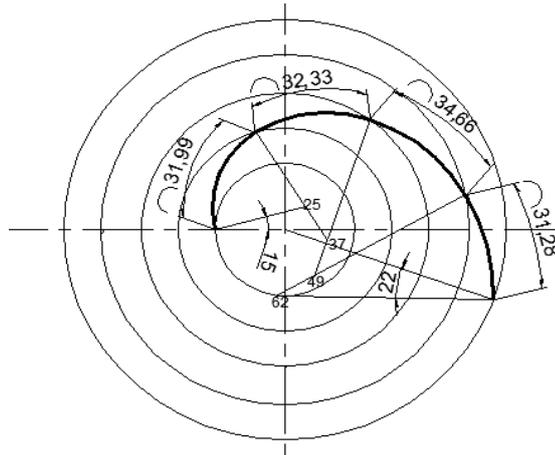
$$\rho = \frac{494,56}{2 \cdot (9,65)} = 25,60$$

$$\rho = \frac{704,69}{2 \cdot (9,45)} = 37,27$$

$$\rho = \frac{914,81}{2 \cdot (0,21)} = 49,61$$

$$\rho = \frac{1124,94}{2 \cdot (8,95)} = 62,81$$

Dari perhitungan kelengkungan (panjang) sudu impeller diatas maka dapat dilukiskan sudu impeller seperti pada gambar 4.3.



Gambar 4.13. Pelukisan panjang sudu 130 mm

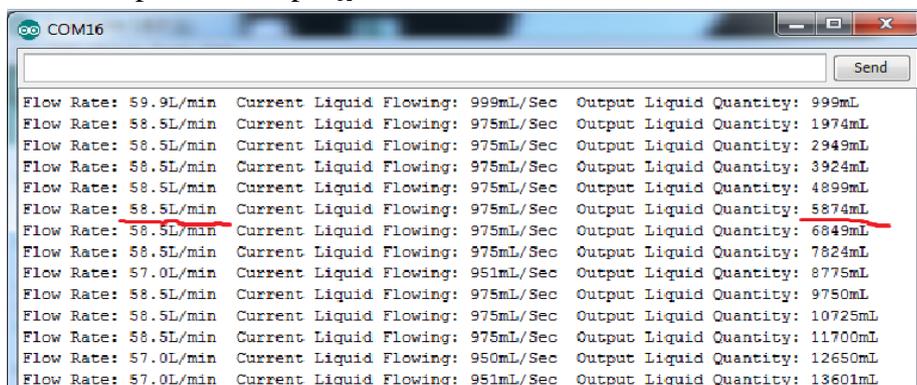
$$31,99 + 32,33 + 34,66 + 31,28 = 130,26 \longrightarrow 130 \text{ mm}$$

4.4.1. Perhitungan Pada Panjang sudu 130 mm

1. Debit Aliran (Q)

Debit aliran dari hasil pengujian diambil dari aplikasi arduino flowmeter sensor dengan nilai yang dapat dilihat dari gambar 4.14 dan 4.15.

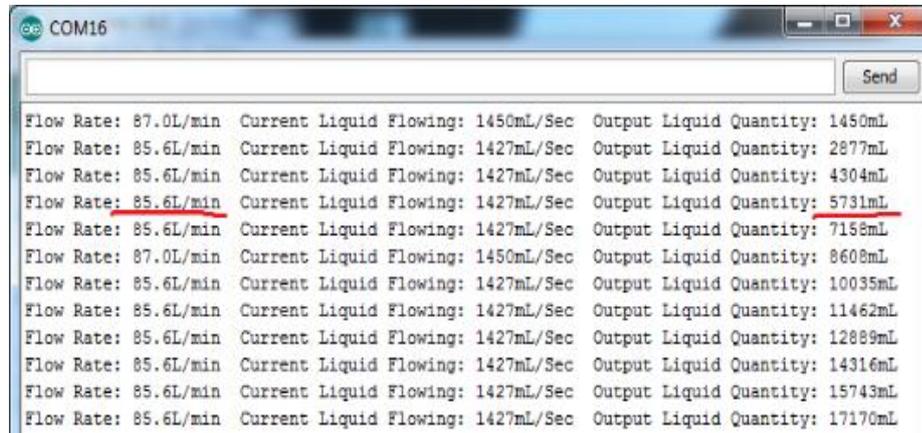
a. Debit alirna pada sisi isap $Q_i = 58,5 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,000975 \text{ m}^3/\text{s}$.



Gambar 4.14. Data hasil pengujian pada sisi isap panjang sudu 130 mm

Dan data yang diambil dari flowmeter sensor untuk debit aliran pada sisi tekan adalah:

b. Debit aliran pada sisi tekan $Q_t = 85,6 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00142 \text{ m}^3/\text{s}$.



Gambar 4.15. Data hasil pengujian pada sisi tekan panjang sudu 130 mm

2. Luas Penampang

Sebelum menghitung kecepatan aliran, terutama harus mengetahui luas penampang pipa dengan persamaan :

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

Dimana :

d = Diameter pipa (0,038 m. Data survei)

Maka:

$$\begin{aligned} A &= \frac{3,14}{4} (0,038 \text{ m})^2 \\ &= 0,0011 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

3. Kecepatan aliran pipa isap

Setelah menghitung luas penampang maka kecepatan pada pipa isap dapat diketahui dengan persamaan :

$$V_i = \frac{Q_i}{A}$$

Dimana:

Q_i = Debit aliran pada sisi isap (0,000975 m³/s)

A = Luas penampang (0,0011 m²)

Maka:

$$\begin{aligned} V_i &= \frac{0,000975 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0011 \text{ m}^2} \\ &= 0,88 \text{ m/s} \end{aligned}$$

4. Kecepatan aliran pada pipa tekan

Kecepatan pada pipa tekan didapat dari debit aliran pada sisi tekan dibagi dengan luas penampang.

$$V_t = \frac{Q_t}{A}$$

Dimana:

Q_t = Debit aliran pada sisi tekan (0,00142 m³/s)

A = Luas penampang (0,0011 m²)

Maka :

$$\begin{aligned} V_t &= \frac{0,00172 \text{ m}^3/\text{s}}{0,0011 \text{ m}^2} \\ &= 1,29 \text{ m/s} \end{aligned}$$

5. Tekanan hidrostatik pada pipa isap

Dari hasil variasi panjang sudu impeller didapat tekanan di dalam pipa yang diukur dengan manometer U, tekanan pada sisi isap yang terukur adalah $h_i = 8$ mm = 0,008 m. (*Tabel Data hasil pengujian*)

$$P_i = \varphi \cdot g \cdot h_i$$

Dimana :

φ = Massa Jenis air raksa (*Lampiran 10, tabel massa jenis air raksa*)

g = Percepatan gravitasi

h_i = Perbedaan ketinggian air raksa pada manometer U sisi isap

Maka :

$$\begin{aligned} P_i &= 13600 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,008 \text{ m} \\ &= 1067 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

6. Tekanan hidrostatik pada pipa tekan

Pada sisi tekan tekanan yang terukur dengan manometer U adalah $h_t = 9 \text{ mm} = 0,009 \text{ m}$. (*Tabel Data hasil pengujian*).

$$P_t = \varphi \cdot g \cdot h_t$$

Dimana :

φ = Massa Jenis air raksa (*Lampiran 10, tabel massa jenis air raksa*)

g = Percepatan gravitasi

h_t = Perbedaan ketinggian air raksa pada manometer U sisi tekan.

Maka:

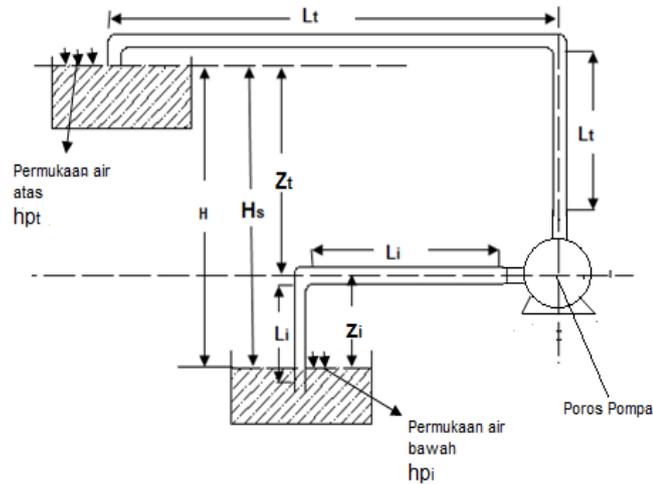
$$\begin{aligned} P_t &= 13600 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,009 \text{ m} \\ &= 1200 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

7. Nilai kekasaran relatif

Nilai kekasaran relatif dapat diketahui dengan kekasaran pipa yang digunakan, yaitu pipa plastik halus (PVC) yang di ambil 0,002 mm (*Lampiran 4, tabel nilai kekasaran pada pipa PVC*). dibagi dengan diameter pipa, Maka:

$$\varepsilon/d = 0,002 / 0,038 = 0,05$$

8. Perhitungan Head



Gambar 4.16. Head Pompa panjang sudu 130 mm

Keterangan :

Z_t = ketinggian fluida dari poros pompa ke permukaan air atas = (57 cm)

Z_i = Ketinggian fluida dari poros ke permukaan air bawah (40 cm).

L_t = Panjang pipa, Bagian pipa tekan = (122 cm)

L_i = Panjang pipa, Bagian pipa isap = (80 cm)

a. Head Statis total

Head statis total adalah perbedaan ketinggian antara fluida pada sisi tekan dengan ketinggian fluida pada sisi isap. Dimana diketahui ketinggian sisi tekan dengan ketinggian pada sisi isap pada instalasi diukur dengan meteran yaitu Ketinggian fluida pada sisi tekan $Z_t = 0,57$ m. Dan $Z_i = 0,4$ m. Untuk mendapatkan head statis total, satuan cm menjadi m.

$$H_s = Z_t - Z_i$$

Maka :

$$H_s = 0,57 - 0,4$$

$$= 0,17 \text{ m}$$

b. Head kerugian gesek dalam pipa isap dengan bilangan reynold

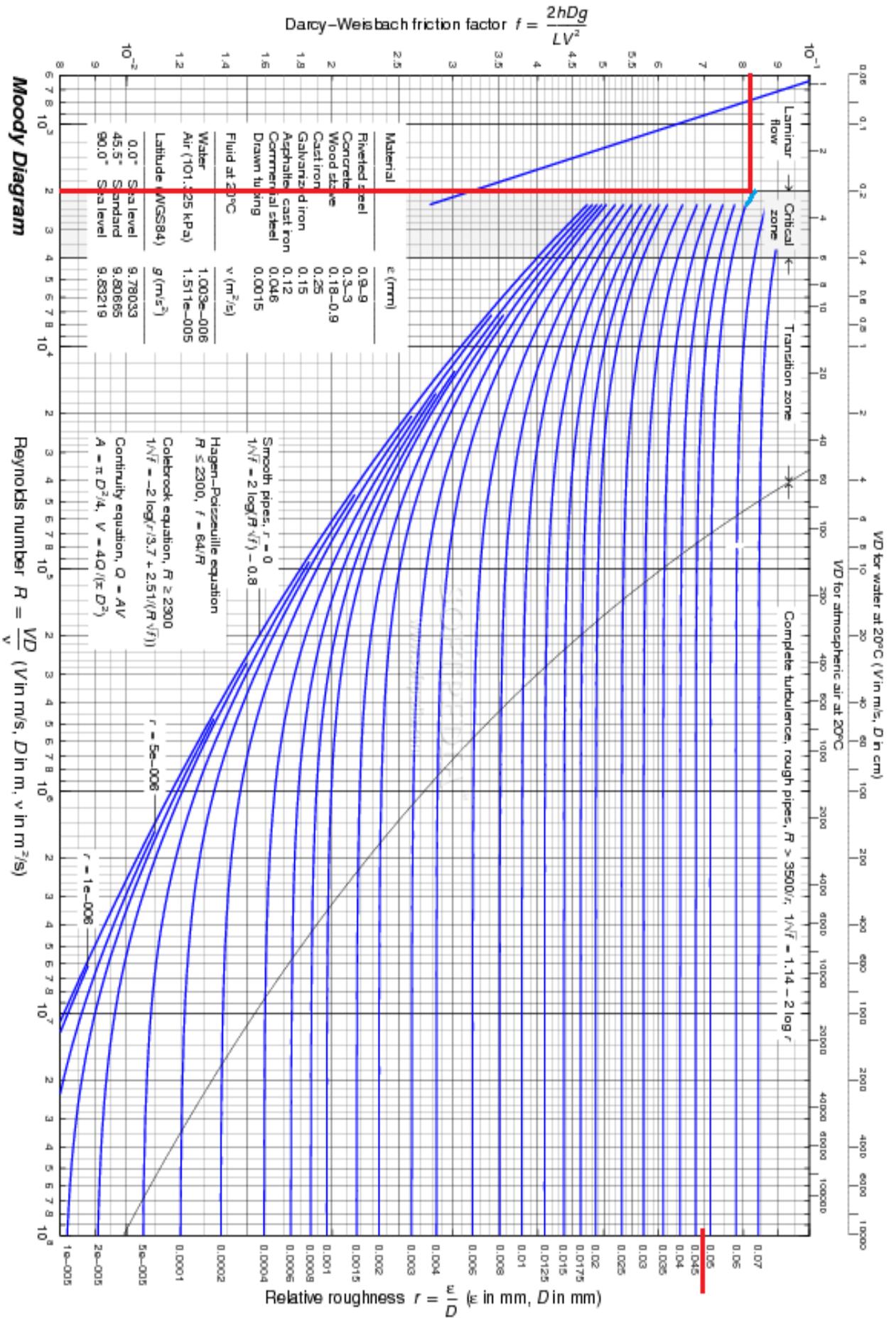
Dalam mencari koefisien gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_i): $V_i =$ di dapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi isap. $d =$ diameter pipa. $\nu =$ di dapat dari (*Lampiran 7, tabel viskositas kinetik zat cair*)

$$\begin{aligned} Re_i &= \frac{V_i \cdot d}{\nu} \\ Re_i &= \frac{0,88 \text{ m/s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\ &= \frac{0,033}{1,307 \cdot 10^6} \\ &= 25248,66 \end{aligned}$$

Pada $Re_i > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka faktor gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody.

Untuk menentukan faktor gesekan pada pipa isap menggunakan diagram moody harus diketahui ε/d , telah diketahui ε/d kekasaran relatif pada pipa yaitu : 0,05.

Dari diagram moody didapat faktor gesekan pada pipa isap yaitu $f : 0,081$.



Gambar 4.17. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap

c. Head kerugian gesek pada pipa lurus isap

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang didalam pipa dapat dipakai rumus Darcy sebagai berikut, dimana f adalah faktor gesek pada pipa isap, L_i : 80 cm panjang pipa pada sisi tekan, (*diukur dengan meteran*), V_i : didapat dari perhitungan Kecepatan pada sisi isap dan d : diameter pipa.

$$\begin{aligned} hf_1 &= f \frac{L_i \cdot V_i^2}{d \cdot 2g} \\ hf_1 &= 0,081 \frac{0,8 \text{ m} \cdot (0,88 \text{ m/s})^2}{0,038 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,081 \frac{0,61}{0,745} \\ &= 0,06 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pipa isap

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi, pipa isap hanya ada 1 sambungan elbow dengan nilai 1,129 didapat dari (*Lampiran 5, tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_i didapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap:

$$\begin{aligned} hl_1 &= n k_1 \frac{V_i^2}{2g} \\ hl_1 &= 1 \cdot 1,129 \frac{(0,88 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 1,129 \frac{0,77}{19,62} \\ &= 0,04 \end{aligned}$$

e. Kerugian head pada katub isap dan saringan

Kerugian head pada katub dan saringan $k : 1,97$ didapat dari (*Lampiran 6, tabel faktor kerugian dari berbagai katub*) dan V_i didapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap:

$$hl_2 = k \frac{V_i^2}{2g}$$

$$\begin{aligned} hl_2 &= 1,97 \frac{(0,88 \text{ m/s})^2}{2,9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 1,97 \cdot 0,044 \\ &= 0,08 \text{ m} \end{aligned}$$

Jadi kerugian head pada sisi isap seluruhnya didapat dari kerugian pada pipa isap lurus ditambah kerugian head terhadap sambungan ditambah kerugian head terhadap katub dan saringan:

$$\begin{aligned} hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\ hl_i &= 0,06 + 0,04 + 0,08 \\ &= 0,18 \text{ m} \end{aligned}$$

f. Haed kerugian gesek pada pipa tekan dengan bilangan reynold

Dalam mencari koefisien gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_t): $V_i =$ didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi tekan. $d =$ diameter pipa. $v =$ didapat dari (*Lampiran 7, tabel viskositas kinetik zat cair*)

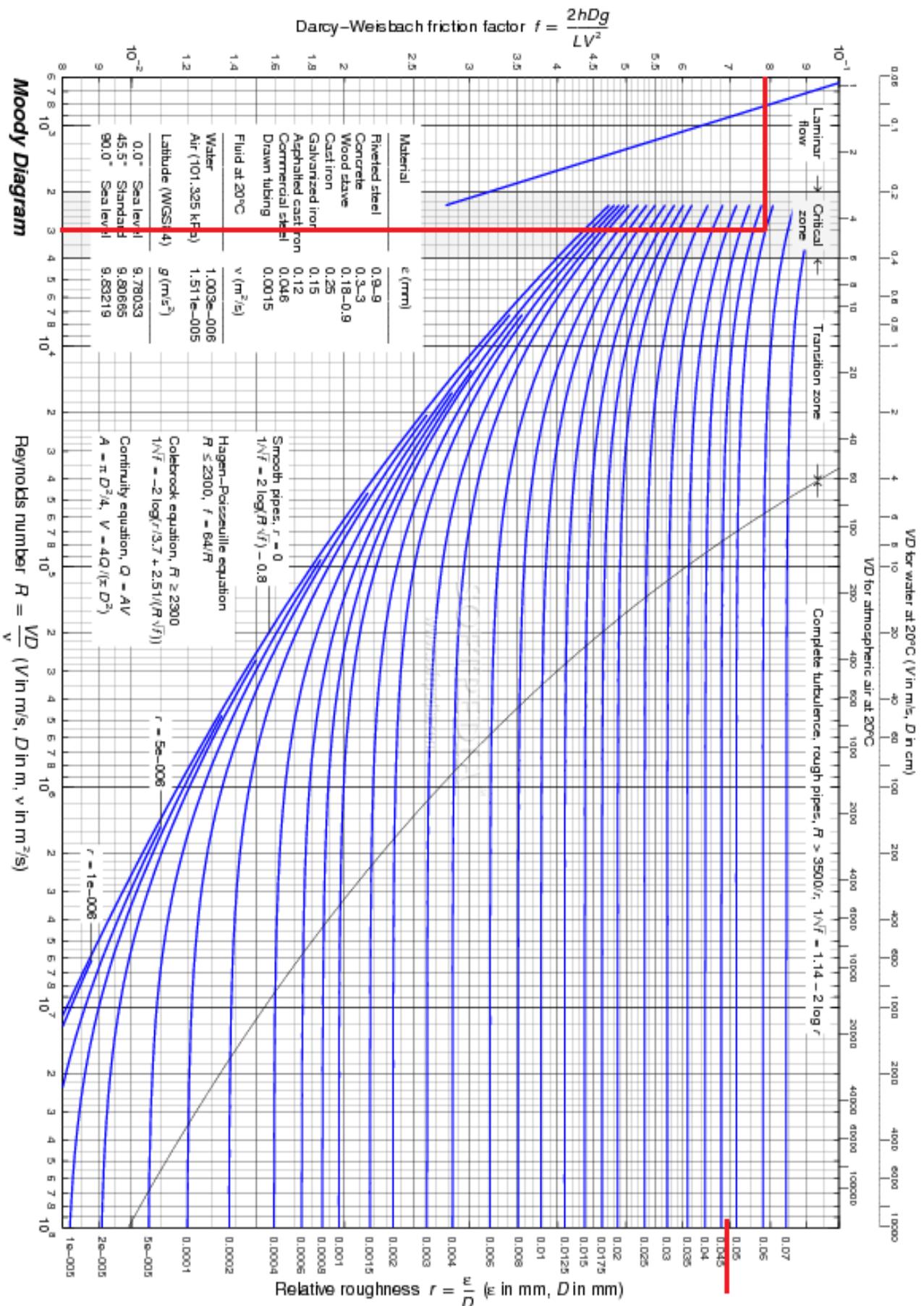
$$Re_t = \frac{V_t \cdot d}{\nu}$$

$$\begin{aligned}
 Re_t &= \frac{1,29 \text{ m/s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= \frac{0,049}{1,307 \cdot 10^6} \\
 &= 37490,43
 \end{aligned}$$

Pada $Re_i > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka faktor gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody.

Untuk menentukan faktor gesekan pada pipa tekan menggunakan diagram moody harus diketahui ε/d , telah diketahui ε/d kekasaran relatif pada pipa yaitu : 0,05.

Dimana dari diagram moody didapat faktor gesekan pada pipa tekan yaitu $f : 0,079$.



Gambar 4.18. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan

g. Head kerugian gesek pada pipa lurus tekan

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy sebagai berikut, dimana f adalah faktor gesek pada pipa tekan, L_t : 1,22 m panjang pipa pada sisi tekan (*Di ukur dengan meteran*), V_t : didapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan. dan d : diameter pipa.

$$\begin{aligned} hf_2 &= f \frac{L_t \cdot V_t^2}{d \cdot 2g} \\ hf_2 &= 0,079 \frac{1,22 \text{ m} \cdot (1,26 \text{ m/s})^2}{0,038 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,079 \frac{1,92}{0,745} \\ &= 0,20 \end{aligned}$$

h. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi pipa tekan ada n : 2 sambungan elbow dengan nilai $k_2 = 1,129$ didapat dari (*Lampiran 5, tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_t : didapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan:

$$\begin{aligned} hl_2 &= n k_2 \frac{V_t^2}{2g} \\ hl_2 &= 2 \cdot 1,129 \frac{(1,29 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 2,25 \frac{1,66}{19,62} \\ &= 0,18 \end{aligned}$$

Jadi kerugian head keseluruhan pada pipa tekan adalah: hf_2 head kerugian gesek pada pipa lurus tekan ditambah hl_2 head kerugian akibat sambungan 90°

$$hl_t = hf_2 + hl_2$$

$$\begin{aligned}hl_t &= 0,20 + 0,18 \\ &= 0,38\end{aligned}$$

i. Head kerugian keseluruhan dari pipa tekan dan pipa isap (hl)

Jadi kerugian Berbagai kerugian head di pipa, katub, belokan dll. (hl) adalah kerugian keseluruhan pada pipa tekan (hl_t) ditambah kerugian keseluruhan pada pipa isap (hl_i).

$$hl = hl_t + hl_i$$

$$\begin{aligned}hl &= 0,38 + 0,18 \\ &= 0,56 \text{ m}\end{aligned}$$

j. Head Total pompa

Sebelum mencari head total pompa harus menentukan head kecepatan Keluar, dimana V_t = kecepatan pada sisi keluar dan d = diameter pipa.

$$\begin{aligned}\frac{V_t^2}{2g} &= \frac{(1,29 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= \frac{1,66}{19,62} \\ &= 0,084 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Nilai Δhp adalah tekanan pada permukaan air sisi atas dan tekanan permukaan air pada sisi bawah, dimana dari instalasi yang di rancang tidak

memiliki tekanan pada permukaan air, jadi $\Delta h_p = 0$. Maka head total pompa dapat diketahui sebagai berikut:

$$H = H_s + \Delta h_p + h_l + \frac{V_t^2}{2g}$$

$$\begin{aligned} H &= 0,17 + 0 + 0,56 + 0,084 \\ &= 0,81 \text{ m} \end{aligned}$$

9. Daya Hidrolis

Nilai γ masaa jenis air, yaitu: 1000 kg/m^3 (*lampiran 7, tabel massa jenis fluida*), dan $Q_t = 0,00142 \text{ m}^3/\text{s}$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan. $H = 0,81$ m adalah head total pompa.

$$N_h = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q_t}{102}$$

$$\begin{aligned} N_h &= \frac{1000 \cdot 0,81 \cdot 0,00142}{102} \\ &= 0,011 \text{ kW} \end{aligned}$$

10. Efisiensi pompa

Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor listrik kepada pompa. Dimana $N_h = 0,011 \text{ kW}$ diambil daya hidrolis, dan $N_m = 0,4 \text{ kW}$ diambil dari (*Spesifikasi sebagai daya output pompa*), Maka:

$$\eta = \frac{N_h}{N_m} \times 100\%$$

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{0,011}{0,40} \times 100\% \\ &= 2,7 \text{ \%} \end{aligned}$$

11. Daya Pompa

Dari volume air yang di ambil secara manual dengan gelas ukur didapat, volume 5 liter dan waktu 3,3 detik.

Jadi daya yang di perlukan pompa untuk memompakan air sebanyak 5 liter dengan waktu 3,3 detik dapat diketahui dengan persamaan yaitu:

$$N_p = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{\eta \cdot 102}$$

$$N_p = \frac{1000 \cdot 0,00142 \cdot 0,81}{2,7 \cdot 102}$$

$$= \frac{1,15}{275,4}$$

$$= 0,0041 \text{ kW}$$

12. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

Besarnya NPSH dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h_{l_i}$$

Dimana :

h_{sv} = NPSH yang tersedia (m)

P_a = Tekanan mutlak zat cair dalam tangki : 0 (kgf/m²) disebabkan karena tangki berada pada ruangan terbuka, tidak memiliki tekanan.

P_v = Tekanan Uap jenuh air Bersih Pada suhu 20°, Maka tekanan = (0,0237 kgf/cm²) = (237 kgf/m²) (*Lampiran 8, Tabel tekanan uap jenuh air dalam satuan absolut*)

γ = Berat zat cair persatuan volume : (0,9982 kgf/cm²) = (9,98 kgf/m²) (*Lampiran 9, tabel Berat jenis zat cair satuan volume*).

Z_i = Head isap statis (40 cm) (0,4 m). (*Keterangan halaman 81*)

h_{l_i} = Head Kerugian Pada sisi isap (0,18 m) (Dari perhitungan pada hal 88).

Maka :

$$h_{sv} = \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,4 - 0,18$$

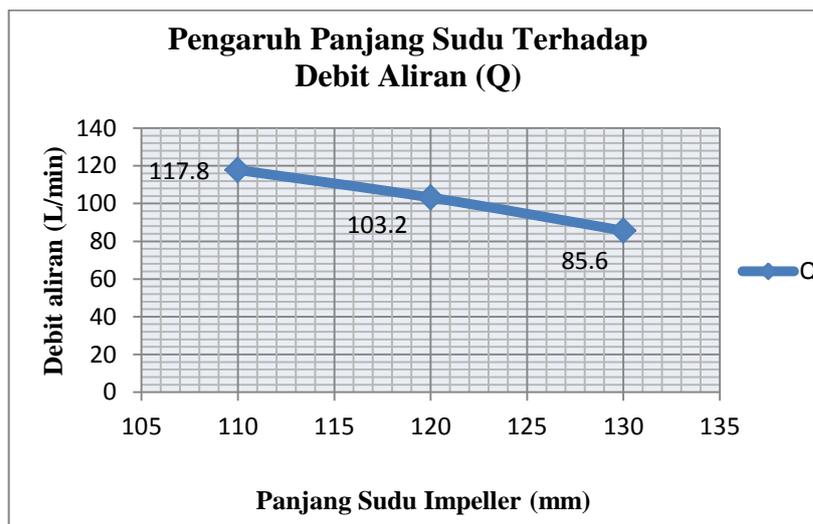
$$h_{sv} = 0 + 23,74 - 0,4 - 0,18$$

$$h_{sv} = 23,16 \text{ m}$$

4.5. Pembahasan Grafik

1. Grafik Pengaruh Panjang Sudu Impeller Terhadap Debit aliran

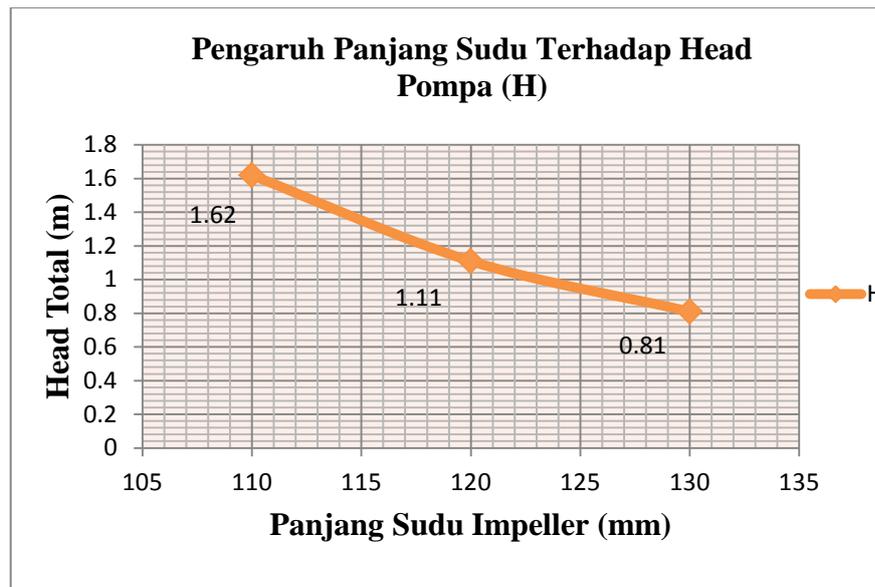
Dari hasil eksperimen diperoleh jika sudu semakin panjang maka debit aliran semakin menurun, ini disebabkan karena panjangnya sudu membuat impeller semakin jauh untuk melantingkan fluida keluar dari rumah impeller. Seperti yang terlihat pada gambar 4.19, pada sudu panjang 110 debit yang dihasilkan 117,8 l/min, sedangkan pada sudu yang panjangnya 130 debitnya 85,6 l/min.



Gambar 4.19. Grafik Pengaruh Panjang Sudu Terhadap Debit Aliran

2. Grafik Pengaruh Panjang Impeller Sudu Terhadap Head Pompa

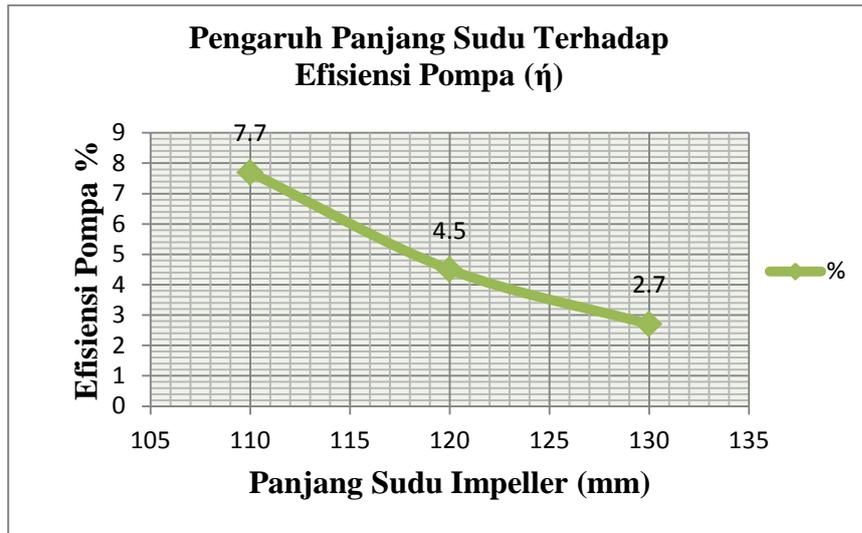
Head pompa di pengaruhi oleh tekanan pada *suction* dan *discharge*. Dari grafik 4.20 dapat dilihat bahwa semakin panjang sudu impeller maka akan semakin rendah pula head total pompa, ini disebabkan karena debit aliran yang semakin menurun membuat tekanan pada sisi *discharge* pompa semakin rendah.



Gambar 4.20. Grafik Pengaruh Panjang Sudu Terhadap Head Pompa

3. Grafik Pengaruh Panjang Sudu Impeller Terhadap Efisiensi Pompa

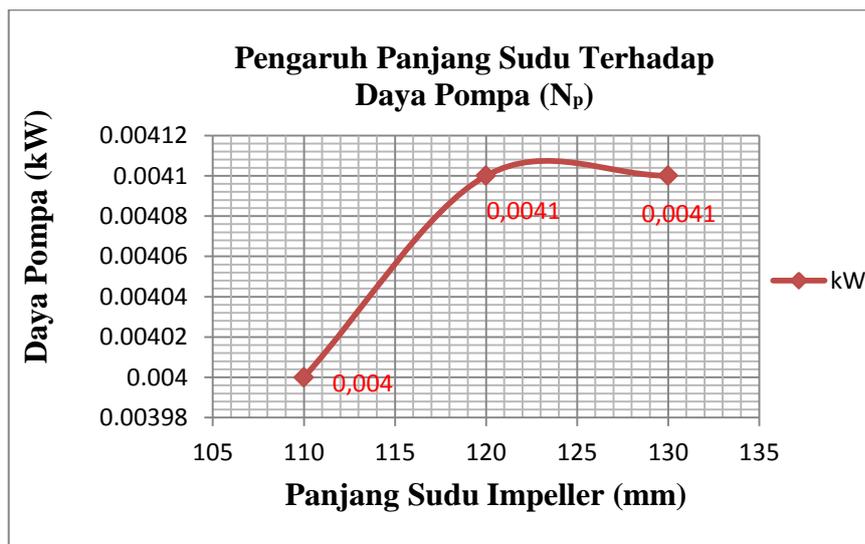
Efisiensi pompa dipengaruhi karena daya motor dengan daya hidrolis, apabila daya hidrolis semakin tinggi maka efisiensi juga akan semakin meningkat. Dapat dilihat pada Gambar 4.21. ini disebabkan karena daya hidrolis semakin meningkat dimana peningkatan daya hidrolis disebabkan karena debit aliran yang meningkat dan head yang bertambah.



Gambar 4.21. Grafik Panjang Sudu Terhadap Efisiensi Pompa

4. Grafik Pengaruh Panjang Sudu Impeller Terhadap Daya Pompa

Daya pompa dapat dilihat pada gambar 4.22, dimana pada panjang sudu 130 mm dan 120 mm meningkat, sedangkan pada panjang sudu 110 mm daya menurun. Ini disebabkan, jika sudu semakin panjang debit aliran menurun dan menyebabkan putaran poros semakin ringan untuk berputar sehingga membuat penambahan daya pompa.



Gambar 4.22. Grafik Panjang Sudu Terhadap Daya Pompa

5. Grafik Perbandingan Bilangan Reynold Terhadap Debit Aliran

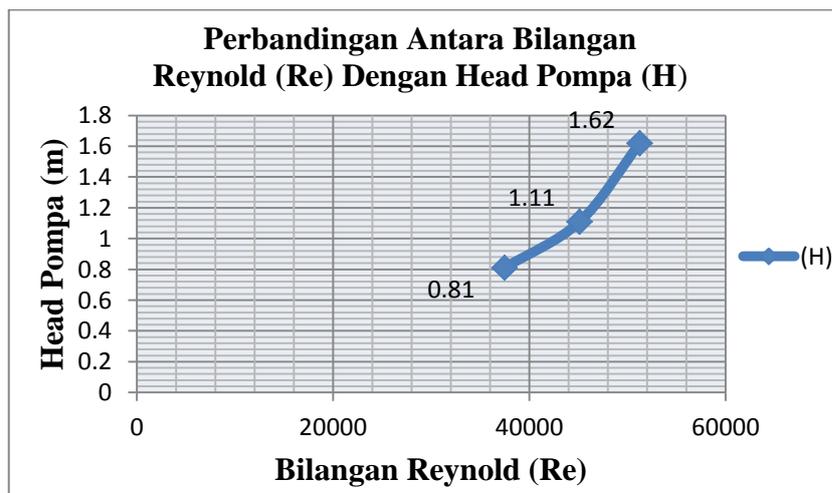
Dari eksperimen variasi panjang sudu impeller didapat, grafik 4.23. perbandingan antara bilangan reynold dengan debit aliran, dimana bilangan reynold yang semakin tinggi maka debit aliran semakin tinggi.



Gambar 4.23. Grafik Perbandingan Bilangan Reynold Terhadap Debit Aliran

6. Grafik Perbandingan Bilangan Reynold Terhadap Head Pompa.

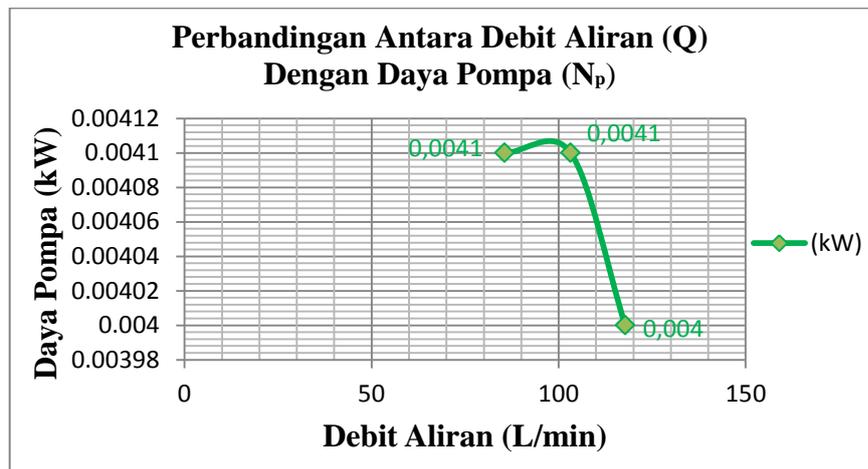
Pada gambar 4.24 dapat dilihat perbandingan antara bilangan reynold dengan head total pompa. Dimana apabila bilangan reynold semakin tinggi maka head total pompa akan semakin meningkat.



Gambar 4.24. Grafik Perbandingan Bilangan reynold terhadap Head Pompa

7. Grafik Perbandingan Debit Aliran Terhadap Daya Pompa

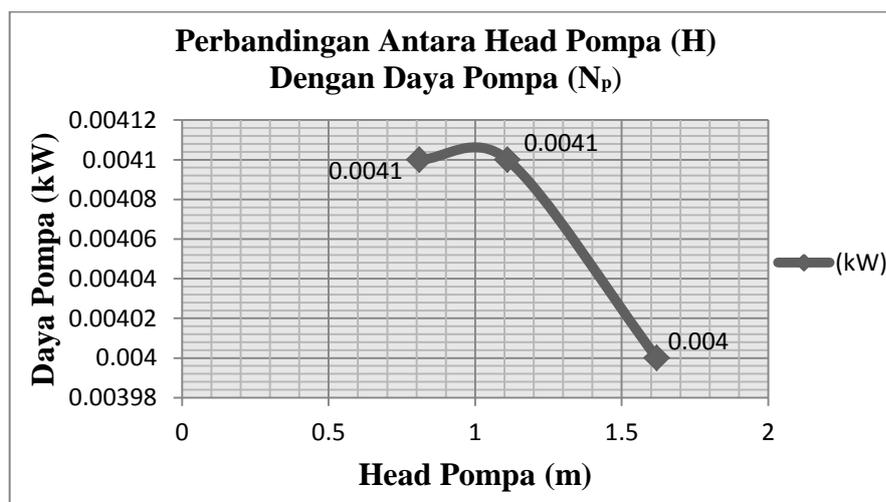
Dari gambar 4.25 dapat dilihat grafik perbandingan antara debit aliran terhadap daya pompa, dimana pada grafik dibawah dapat dilihat bila debit aliran semakin tinggi maka daya pompa akan semakin kecil.



Gambar 4.25. Grafik Perbandingan Debit Aliran terhadap Daya Pompa

6. Grafik Perbandingan Head Pompa dengan Daya Pompa

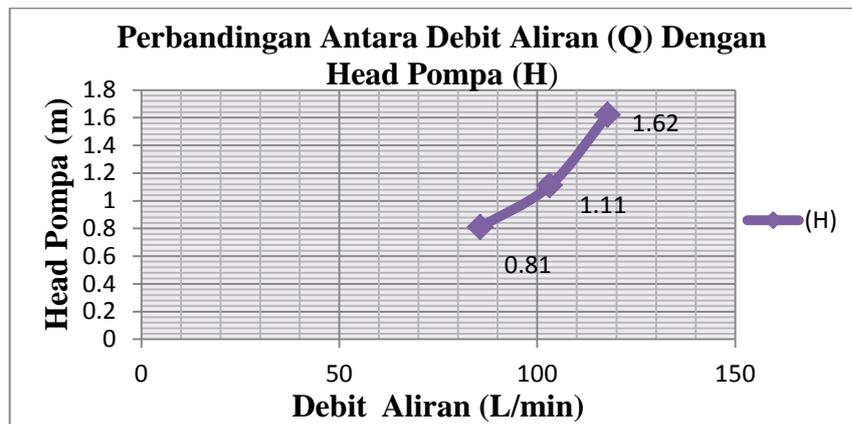
Pada gambar 4.26, dapat dilihat grafik perbandingan antara head dengan daya pompa, yang dimana jika head pompa semakin tinggi maka daya pompa akan semakin menurun,



Gambar 4.26. Grafik Perbandingan Head Pompa Terhadap Daya pompa

7. Grafik Perbandingan Debit Aliran Terhadap Head Pompa

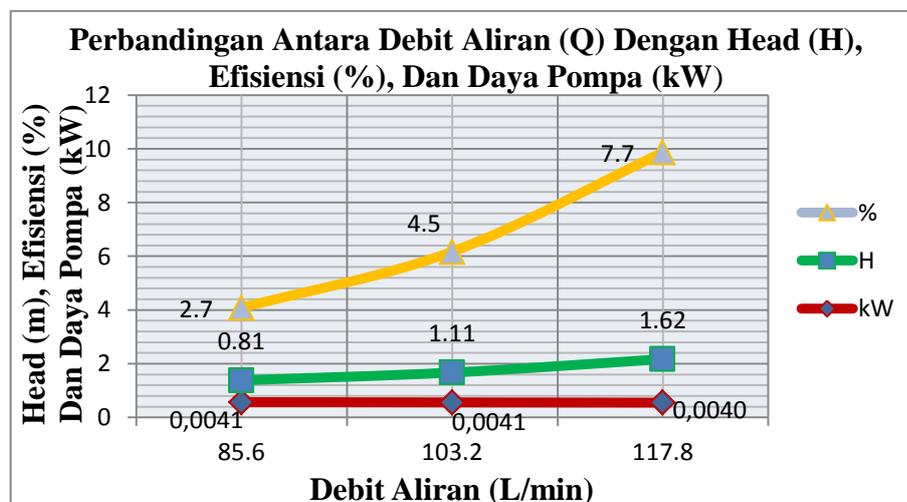
Dari gambar 4.27. dapat dilihat grafik perbandingan antara debit aliran terhadap head pompa, maka dari grafik dibawah dapat dijelaskan jika semakin tinggi debit air maka akan semakin tinggi head yang dihasilkan pompa.



Gambar 4.27. Grafik Perbandingan Debit Aliran Terhadap Head Pompa

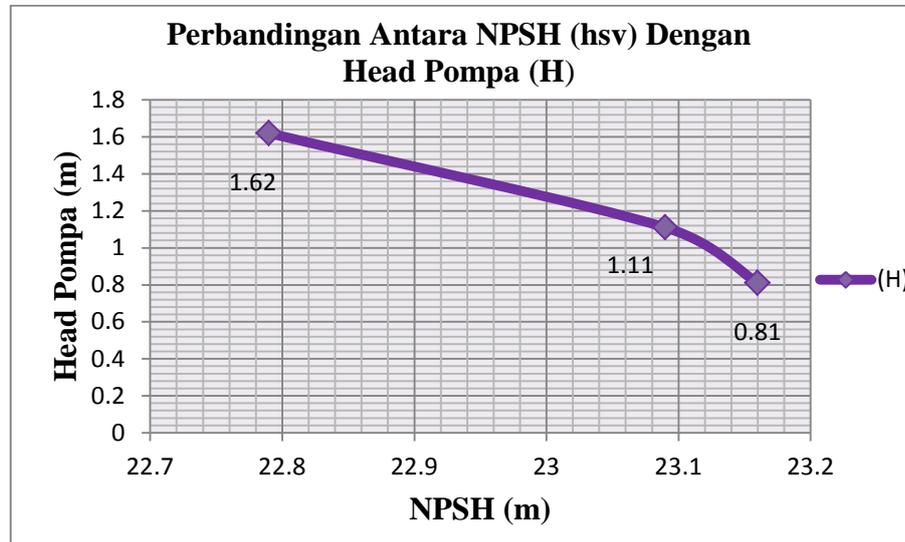
8. Grafik Perbandingan Debit Aliran Terhadap Daya, Head, dan Efisiensi

Dari Gambar 4.28. dapat dilihat grafik perbandingan antara debit aliran terhadap daya, head dan efisiensi pompa. Dapat dijelaskan jika debit aliran semakin tinggi maka daya pompa akan semakin rendah, jika debit aliran semakin tinggi efisiensi pompa dan head pompa akan semakin tinggi.



Gambar 4.28. Grafik Perbandingan Debit Terhadap Daya, Efisiensi dan head.

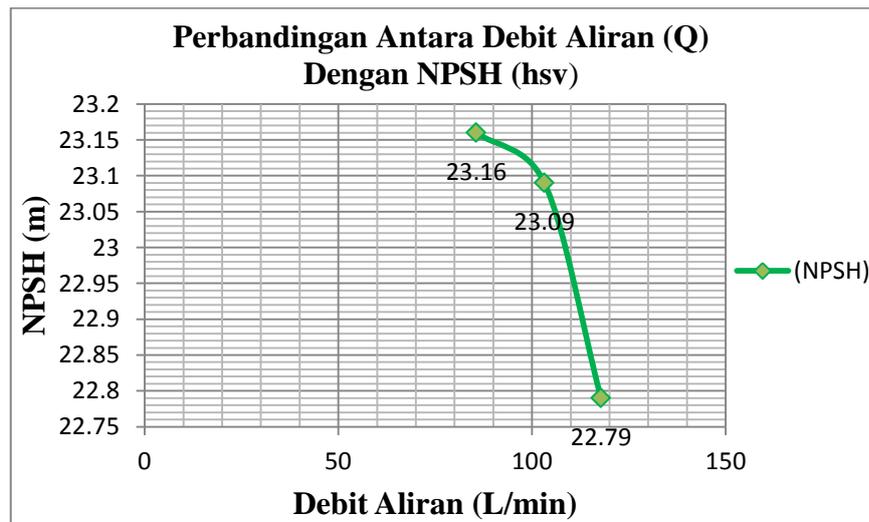
Dari Gambar 4.29. dapat dilihat grafik perbandingan antara NPSH terhadap head total pompa. Dari grafik dibawah dapat dijelaskan bahwa jika NPSH semakin tinggi maka head pompa akan semakin rendah begitu pula sebaliknya.



Gambar 4.29. Grafik Perbandingan NPSH Terhadap Head Total Pompa

10. Grafik Perbandingan Debit Aliran Terhadap NPSH

Dari gambar 4.30. dapat dijelaskan jika debit aliran semakin tinggi maka NPSH akan semakin menurun, begitu pula sebaliknya.



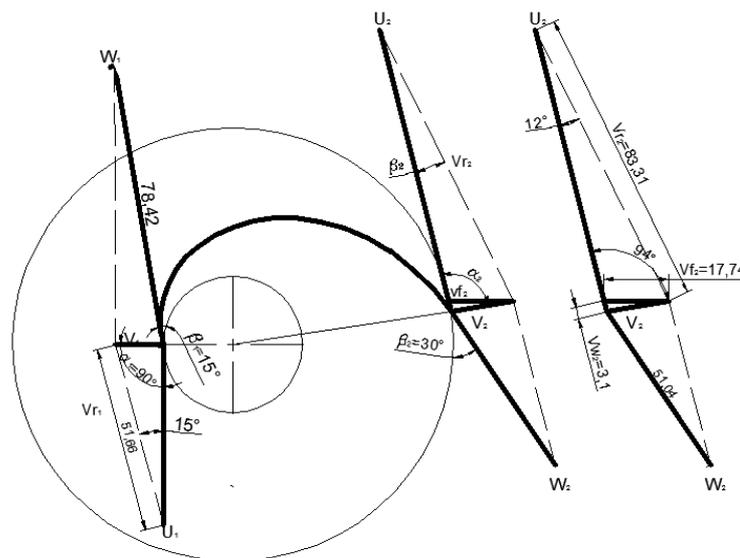
Gambar 4.30. Grafik Perbandingan Antara Debit Aliran Terhadap NPSH

4.6. Pembahasan Segitiga Kecepatan Pada Impeller

1. Segitiga Kecepatan Panjang Sudu 110 mm

<p>Diketahui sisi Inlet :</p> $U_1 = \frac{D_1 \pi \cdot n}{60} = \frac{0,038 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 5,6 \text{ m/s.}$ $V_1 = 1,3 \text{ m/s.}$ $\beta_1 = 15^\circ$ $W_1 = 78,4$ $V_{r1} = 51,6$	<p>Sisi Outlet :</p> $U_2 = \frac{D_2 \pi \cdot n}{60} = \frac{0,12 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 17,8 \text{ m/s.}$ $V_2 = 1,7 \text{ m/s.} \quad \alpha_2 = 94^\circ$ $W_2 = 51,04 \quad V_{f2} = 17,7$ $V_{w2} = 3,1 \quad \beta_2 = 30^\circ$ $V_{r2} = 83,3$
---	--

V_{f1} dan V_{w1} tidak didapat, karena α_1 diambil 90° .



Gambar 4.31. Segitiga Kecepatan Impeller Panjang Sudu 110 mm

Dari gambar 4.31. diatas pada sisi masuk fluida diambil sudut $\alpha = 90^\circ$, dan sudut kelengkungan sisi masuk yaitu $\beta=15^\circ$, kecepatan pada w_1 yaitu 78,4 m/s . pada sisi outlet sudut α_2 didapat 94° dan sudut kelengkungan diambil $\beta = 30^\circ$, lalu didapat kecepatan pada w_2 yaitu 51,04 m/s.

2. Segitiga Kecepatan Panjang Sudu 120 mm

Diketahui sisi Inlet :

$$U_1 = \frac{D_1 \pi \cdot n}{60} = \frac{0,038 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 5,6 \text{ m/s}$$

$$V_1 = 1,05 \text{ m/s.}$$

$$\beta_1 = 15^\circ$$

$$W_1 = 57,32$$

$$V_{r1} = 51$$

Sisi Outlet :

$$U_2 = \frac{D_2 \pi \cdot n}{60} = \frac{0,12 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 17,8 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 1,56 \text{ m/s.}$$

$$\alpha_2 = 95^\circ$$

$$W_2 = 61,9$$

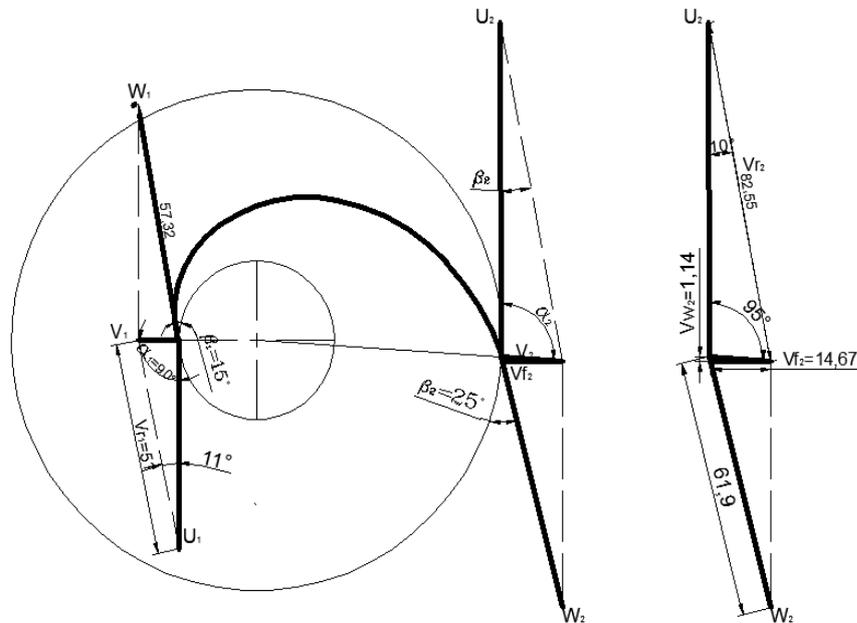
$$V_{f2} = 14,6$$

$$V_{w2} = 1,14$$

$$\beta_2 = 25^\circ$$

$$V_{r2} = 82,55$$

V_{f1} dan V_{w1} tidak didapat, karena α_1 diambil 90° .



Gambar 4.32. Segitiga Kecepatan Impeller Panjang Sudu 120 mm

Dari gambar 4.32. diatas pada sisi inlet fluida diambil sudut $\alpha_1 = 90^\circ$, dan sudut kelengkungan sisi masuk yaitu $\beta_1=15^\circ$, kecepatan pada w_1 yaitu 57,32 m/s. Pada sisi outlet sudut α_2 didapat 95° dan sudut kelengkungan diambil $\beta_2 = 25^\circ$, lalu didapat kecepatan pada w_2 yaitu 61,9 m/s.

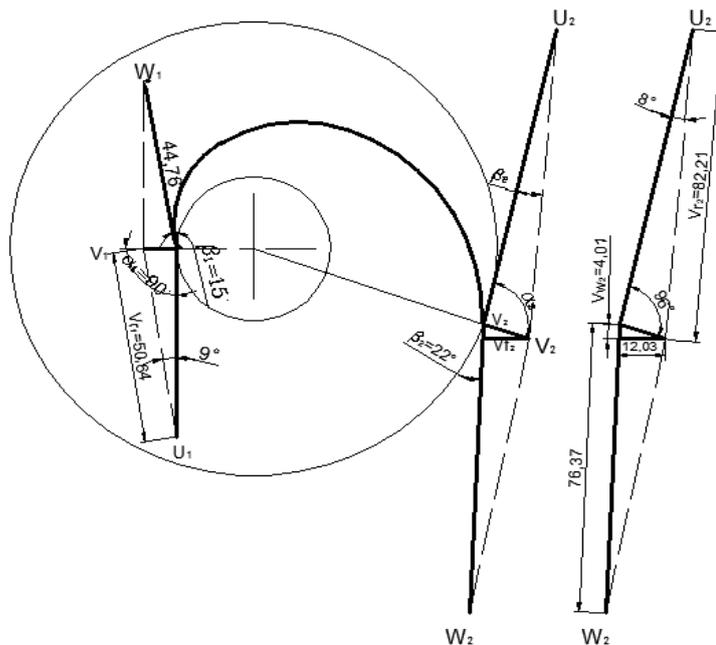
3. Segitiga Kecepatan Panjang Sudu 130 mm

Diketahui sisi Inlet :

Sisi Outlet :

$U_1 = \frac{D_1 \pi \cdot n}{60} = \frac{0,038 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 5,6 \text{ m/s}$	$U_2 = \frac{D_2 \pi \cdot n}{60} = \frac{0,12 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 17,8 \text{ m/s}$
$V_1 = 0,88 \text{ m/s.}$	$V_2 = 1,29 \text{ m/s.} \quad \alpha_2 = 96^\circ$
$\beta_1 = 15^\circ$	$W_2 = 76,37 \quad V_{f2} = 12,03$
$W_1 = 44,76$	$V_{w2} = 4,01 \quad \beta_2 = 22^\circ$
$V_{r1} = 50,64$	$V_{r2} = 82,21$

V_{f1} dan V_{w1} tidak didapat, karena α_1 diambil 90° .



Gambar 4.33. Segitiga Kecepatan Impeller Panjang Sudu 130 mm

Dari gambar 4.33. diatas pada sisi inlet fluida diambil sudut $\alpha_1 = 90^\circ$, dan sudut kelengkungan sisi masuk yaitu $\beta_1 = 15^\circ$, kecepatan pada w_1 yaitu 44,7 m/s. Pada sisi outlet sudut α_2 didapat 96° dan sudut kelengkungan diambil $\beta_2 = 22^\circ$, lalu didapat kecepatan pada w_2 yaitu 76,3 m/s.

BAB 5

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat di ambil dari hasil penelitian ini adalah :

- a. Pada impeller panjang sudu 130 mm debit aliran akan menurun maka sebaliknya pada impeller yang panjang sudunya 110 mm debit aliran akan meningkat. Ini disebabkan karena panjangnya sudu membuat impeller semakin jauh untuk melantingkan fluida keluar dari rumah impeller.
- b. Pada impeller dengan panjang sudu 130 mm maka head total pompa akan semakin menurun, dan pada impeller dengan panjang sudu 110 mm, head total pompa akan semakin meningkat. Disebabkan karena debit aliran yang semakin meningkat membuat head semakin tinggi begitu pula sebaliknya debit aliran menurun head pompa akan menurun.
- c. Pada impeller dengan panjang sudu 130 mm, efisiensi pompa akan semakin menurun, dan pada impeller dengan panjang sudu 110 mm, efisiensi pompa akan semakin meningkat. Disebabkan karena daya hidrolis yang semakin meningkat membuat efisiensi meningkat.
- d. Pada impeller dengan panjang sudu 130 mm, maka daya pompa sentrifugal akan semakin Tinggi, dan pada impeller dengan panjang sudu 110 mm, daya pompa sentrifugal akan menurun. Ini di sebabkan, jika pada panjang sudu 130 mm, debit aliran menurun, membuat beban poros untuk memutar impeller semakin ringan sehingga bertambah daya pompa.

- e. Jadi didapat impeller dengan panjang sudu yang lebih efektif atau lebih bagus untuk debit aliran, head dan efisiensi yaitu impeller dengan panjang sudu 110 mm, hasil dari eksperimen dan penelitian.

5.2. Saran

Adapun saran untuk penelitian ini yaitu:

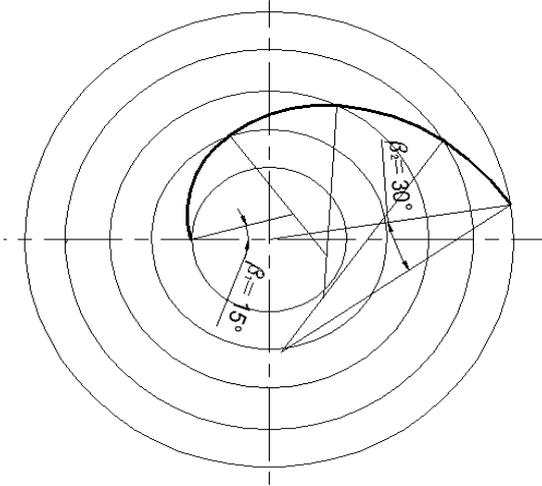
1. Agar melengkapi alat-alat ukur yang ada pada instalasi pengujian variasi panjang sudu. Sehingga mendapat data yang lebih akurat. Seperti pengukur tekanan yang awalnya menggunakan manometer U diganti dengan sensor pengukur tekanan.

DAFTAR PUSTAKA

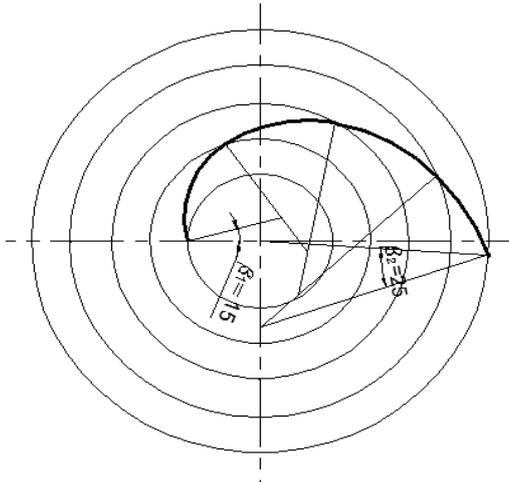
- Autin H. Church. Zulkifli Harahap (1990). "Pompa Dan Blower Sentrifugal", Cetakan Pertama dan Kedua, Jakarta. Erlangga.
- Fritz dietzel, Dakso sriyono, (1993). "Turbin Pompa Dan Kompresor", Jakarta. Erlangga.
- <http://aya-snura.blogspot.co.id/2012/01/aliran-fluida-dalam-pipa.html>. (diakses 03-08-2017).
- http://digilib.mercubuana.ac.id/manager/n!@file_skripsi/Isi2589150105451.pdf (diakses 10-08-2017)
- https://id.wikibooks.org/wiki/Rumus-Rumus_Fisika_Lengkap/Mekanika_fluida (diakses 10-08-2017)
- <https://www.slideshare.net/rizkiramadhan58910/chapter-ii-52325810>. (diakses 15-07-2017)
- http://www.gunadarma.ac.id/library/articles/graduate/industrial-technology/2007/Artikel_20400341.pdf (diakses 10-08-2017)
- Ir. Astu pudjanarsa MT, prof.ir.Djati Nursuhud MSME, (2006), "Mesin Konversi Energi", Yogyakarta. Andi offset.
- Sularso, Haruo Tahara,(2000). "Pompa & Kompresor, pemilihan, pemakaian dan pemeliharaan", cetakan ketujuh, jakarta. Pradnya Paramita
- Tri Yanto.(2016), "Perancangan Impeller Pompa Sentrifugal Dengan Kapasitas 58 Liter/Menit Head 70 m Dengan Putaran 2950 rpm Penggerak Motor Listrik", Tugas Akhir, Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Surakarta.
- Uji Winarno.(2007), "Perancangan Impeller Dan Casing Volute Pompa Sentrifugal Aliran Radial Untuk Kebutuhan Rumah Tangga", Tugas Akhir, Teknik Mesin, Universitas Marcu Buana, Jakarta.

LAMPIRAN

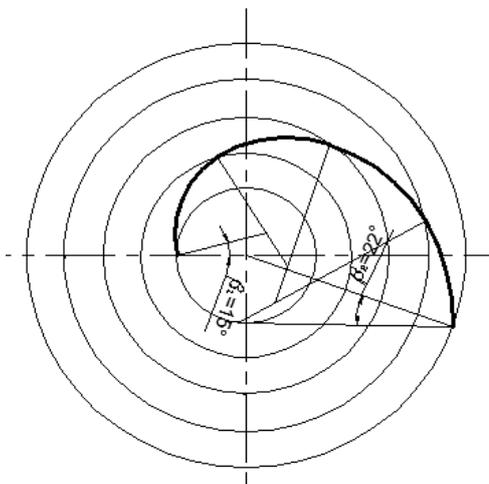
Lampiran 1 Gambar impeller dengan panjang sudu 110 mm



Lampiran 2 Gambar impeller dengan panjang sudu 120 mm.



Lampiran 3 Gambar impeller dengan panjang sudu 130 mm.



Lampiran 7 Tabel massa jenis fluida

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$\mu, (\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}^2$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	$T, ^\circ\text{F}$	$\rho, \text{slug/ft}^3$	$\mu, (\text{lb}\cdot\text{s})/\text{ft}^2$	$\nu, \text{ft}^2/\text{s}$
0	1000	1.788 E-3	1.788 E-6	32	1.940	3.73 E-5	1.925 E-5
10	<u>1000</u>	1.307 E-3	<u>1.307 E-6</u>	50	1.940	2.73 E-5	1.407 E-5
20	998	1.003 E-3	1.005 E-6	68	1.937	2.09 E-5	1.082 E-5
30	996	0.799 E-3	0.802 E-6	86	1.932	1.67 E-5	0.864 E-5
40	992	0.657 E-3	0.662 E-6	104	1.925	1.37 E-5	0.713 E-5
50	988	0.548 E-3	0.555 E-6	122	1.917	1.14 E-5	0.597 E-5
60	983	0.467 E-3	0.475 E-6	140	1.908	0.975 E-5	0.511 E-5
70	978	0.405 E-3	0.414 E-6	158	1.897	0.846 E-5	0.446 E-5
80	972	0.355 E-3	0.365 E-6	176	1.886	0.741 E-5	0.393 E-5
90	965	0.316 E-3	0.327 E-6	194	1.873	0.660 E-5	0.352 E-5
100	958	0.283 E-3	0.295 E-6	212	1.859	0.591 E-5	0.318 E-5

Lampiran 8 Tabel Tekanan Uap jenuh Air

Temperatur	Tekanan uap jenuh	
	kgf / cm ²	N / m ²
0	0,632 x 10 ⁻²	623
10	1,246 x 10 ⁻²	1,230
20	2,373 x 10 ⁻²	2,340
40	7,490 x 10 ⁻²	7,400
60	20,300 x 10 ⁻²	20,000
80	48,300 x 10 ⁻²	47,400
100	1,03 x 10 ⁻²	101,500

Mekanika Fluida - TEP 201

Lampiran 9 tabel Berat jenis zat cair satuan volume

DAFTAR BERAT JENIS AIR

Temperatur (t°C)	Berat Jenis	Temperatur (t°C)	Berat Jenis
<u>20</u>	<u>0,9982</u>	30	0,9957
21	0,9980	31	0,9954
22	0,9978	32	0,9951
23	0,9976	33	0,9947
24	0,9973	34	0,9944
25	0,9971	35	0,9941
26	0,9968	36	0,9937
27	0,9965	37	0,9934
27,5	0,9964	38	0,9930
28	0,9963	39	0,9926
29	0,9960	40	0,9922

Lampiran 10 Tabel Massa jenis air raksa

Nama Zat	ρ dalam kg/m^3	ρ dalam gr/cm^3
Air (4°C)	1.000 kg/m^3	1 gr/cm^3
Alkohol	800 kg/m^3	0,8 gr/cm^3
Air Raksa	13.600 kg/m^3	13,6 gr/cm^3
Aluminium	2.700 kg/m^3	2,7 gr/cm^3
Besi	7.900 kg/m^3	7,9 gr/cm^3
Emas	19.300 kg/m^3	19,3 gr/cm^3
Kuningan	8.400 kg/m^3	8,4 gr/cm^3
Perak	10.500 kg/m^3	10,5 gr/cm^3
Platina	21.450 kg/m^3	21,45 gr/cm^3
Seng	7.140 kg/m^3	7,14 gr/cm^3
Udara (27°C)	1,2 kg/m^3	0,0012 gr/cm^3
Es	920 kg/m^3	0,92 gr/cm^3

DAFTAR RIWAYAT HIDUP



DATA PRIBADI

Nama : Surya Agus Pratama
NPM : 1307230253
Tempat/ Tanggal Lahir : Medan, 28 Agustus 1995
Jenis Kelamin : Laki-laki
Agama : Islam
Status : Belum Menikah
Alamat : Dusun B Tanah Merah, Kec. Perbaungan,
Kab. Serdang Berdagai
Nomor HP : 082276688607
Email : Suryaaguspratama08@yahoo.com
Nama Orang Tua
Ayah : M.Yamin
Ibu : Rosmiati

PENDIDIKAN FORMAL

2000-2007 : SD NEGERI NO. 104265 TANAH MERAH
2007-2010 : SMP NEGERI 3 PERBAUNGAN
2010-2013 : SMA NEGERI 1 PERBAUNGAN
2013-2017 : Mengikuti Pendidikan S1 Program Studi Teknik Mesin Fakultas
Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara