

**PENGARUH JUMLAH *MULTY CONE DIFFUSER* TERHADAP
EFISIENSI *JET PUMP***

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

DARMAWAN ABDULLAH
NIM. 0710623026-62

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2012**

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH JUMLAH *MULTY CONE DIFFUSER* TERHADAP
EFISIENSI *JET PUMP***

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

DARMAWAN ABDULLAH
NIM. 0710623026-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Ir. Agustinus Ariseno, MT.
NIP. 19510822 198701 1 001

Ir. Erwin Sulisty, MT.
NIP. 19661213 199802 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH JUMLAH *MULTY CONE DIFFUSER* TERHADAP
EFISIENSI *JET PUMP***

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

**DARMAWAN ABDULLAH
NIM. 0710623026-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 31 Januari 2012

Penguji Skripsi 1

**Ir Handono Sasmito, M.Eng.Sc.
NIP. 19480216 198003 1 001**

Penguji Skripsi 2

**Ir Djoko Sutikno, M.Eng.
NIP. 19541009 198303 1 002**

Penguji Komprehensif

**Dr.Ir. Wahyono Suprpto, MT.,MET.
NIP. 19551117 198601 1 001**

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

**Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001**

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala limpahan nikmat, rahmat, hidayah dan karunia yang telah diberikan, juga tidak lupa sholawat serta salam penulis tujukan kepada Nabi Besar Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul **“Pengaruh Jumlah *Multy Cone Diffuser Terhadap Efisiensi Jet pump*”**

Penyusunan dalam penyelesaian skripsi ini tidak lepas dari keterlibatan dan bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, dalam kesempatan kali ini penulis menyampaikan ucapan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan dan Bapak Dr. Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng., selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.
2. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT., selaku Dosen Wali yang telah memberikan bimbingan selama masa kuliah.
3. Bapak Ir. Agustinus Ariseno, MT., selaku Dosen Pembimbing I dan Bapak Ir. Erwin Sulistyono, MT., selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak memberikan arahan, masukan dan berdiskusi bersama serta meluangkan waktunya untuk membimbing penulis dalam menyelesaikan skripsi ini.
4. Bapak Dr. Eng. Denny Widhiyanuriyawan, ST., MT., selaku Ketua Kelompok Pengajar Konsentrasi Konversi Energi Jurusan Teknik Mesin
5. Seluruh Dosen pengajar Jurusan Teknik Mesin, seluruh Staf Administrasi Jurusan Teknik Mesin serta Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.
6. Semua laboran dan karyawan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya
7. Bapak, Ibu dan kakak yang telah memberikan bantuan, dukungan moral dan nasehat yang sangat berarti dalam penyelesaian skripsi ini.
8. Teman seperjuangan selama penelitian, Moh. Hasyim, yang banyak sekali membantu dalam penyusunan skripsi ini.
9. Teman-teman asisten Laboratorium Penomena Dasar Mesin, teman-teman M'07, dan semua pihak yang telah banyak membantu penulis selama ini, yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

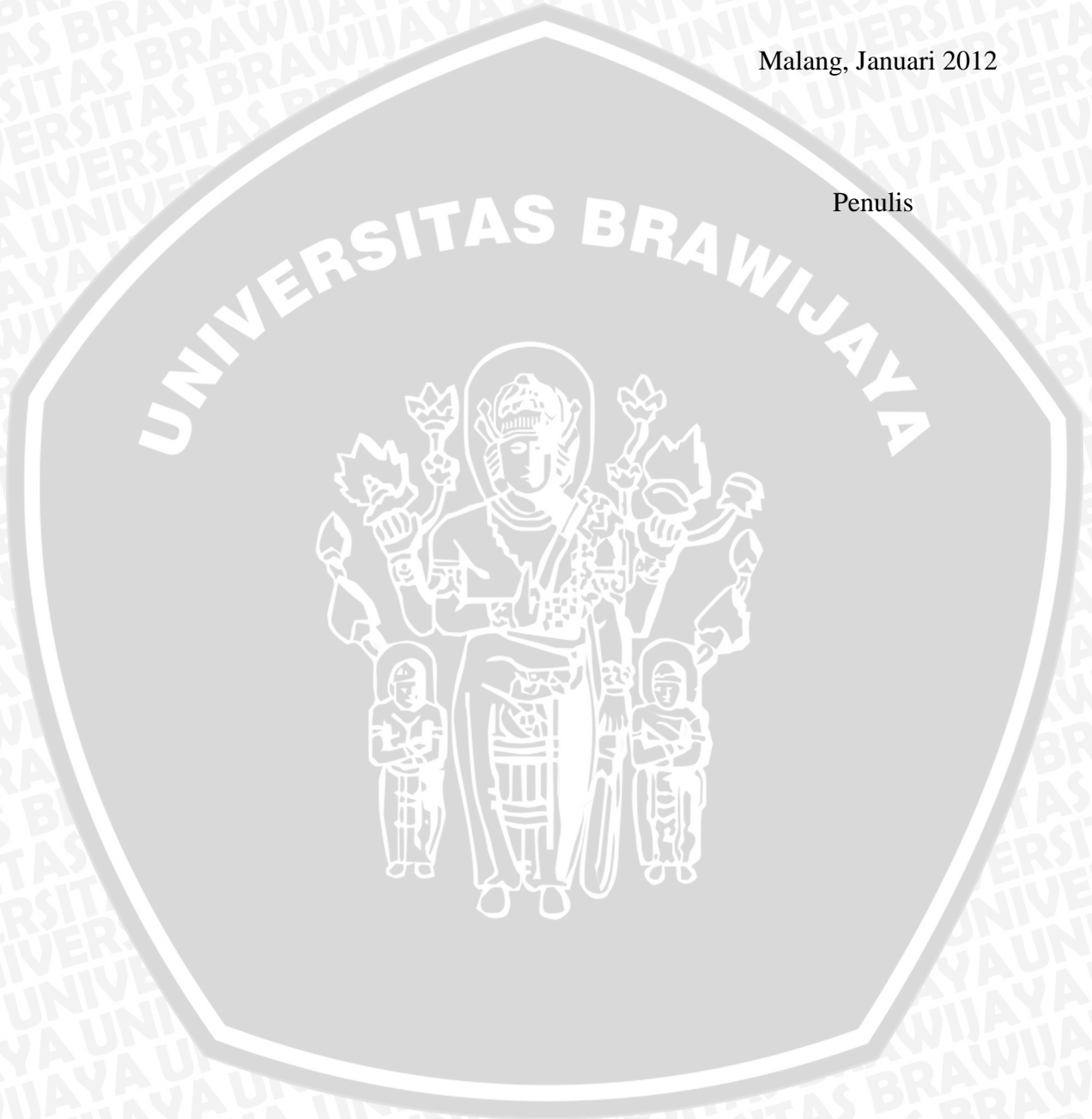
Penulis menyadari walaupun telah berusaha dengan sebaik-baiknya dalam penyusunan skripsi ini tetapi masih jauh dari kesempurnaan dikarenakan keterbatasan

pengetahuan dan kemampuan penulis. Maka dengan ini penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun guna menuju kesempurnaan penulisan skripsi ini.

Akhirnya, semoga skripsi ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca dan berbagai pihak yang akan mengembangkan skripsi ini

Malang, Januari 2012

Penulis



DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR TABEL	vi
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR LAMPIRAN	ix
RINGKASAN	x
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Sebelumnya	4
2.2 Definisi Fluida	5
2.2.1 Fluida Mampu Mampat dan Fluida Tidak Mampu Mampat	5
2.3 Tipe-Tipe Aliran	5
2.3.1 Aliran Laminer	5
2.3.2 Aliran Transisi	6
2.3.3 Aliran Turbulen	6
2.4 Pompa	6
2.4.1 Pompa Tekanan Statis	6
2.4.2 Pompa Tekanan Dinamis	7
2.5 <i>Jet pump</i>	9
2.5.1 <i>Nozzle</i>	11
2.5.2 <i>Diffuser</i>	13
2.5.3 <i>Mixing Throat</i>	16
2.5.4 <i>Suction Chamber</i>	16
2.6 Proses-proses Yang Terjadi Pada Komponen <i>Jet pump</i>	16

2.7	Persamaan-Persamaan Dasar Pada <i>Jet pump</i>	17
2.7.1	Persamaan Kontinuitas.....	17
2.7.2	Persamaan Bernoulli	18
2.7.3	<i>Head Losses</i>	19
2.8	<i>Vortex</i>	20
2.9	<i>Flow Conditioner</i>	21
2.9.1	<i>Multy Cone Diffuser</i>	21
2.10	Karakteristik <i>Jet pump</i>	22
2.11	Hipotesa.....	23

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1	Metode Penelitian	24
3.2	Tempat dan Waktu Pelaksanaan.....	24
3.3	Variabel Penelitian.....	24
3.4	Prosedur Penelitian	25
3.5	Peralatan Penelitian.....	25
3.6	Instalasi Penelitian.....	29
3.7	Metode Pengambilan Data.....	30
3.8	Diagram Alir Penelitian.....	31

BAB IV PENGOLAHAN DATA DAN PEMBAHASAN

4.1	Analisis Data.....	32
4.1.1	Data Hasil Pengujian.....	32
4.1.2	Perhitungan Data.....	33
4.2	Analisa Grafik dan Pembahasan.....	35
4.2.1	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan debit aliran sekunder.....	35
4.2.2	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan keluar <i>Jet pump</i>	36
4.2.3	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan aliran sekunder	37
4.2.4	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan <i>head</i>	38
4.2.5	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan efisiensi..	39

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan.....41
5.2 Saran41

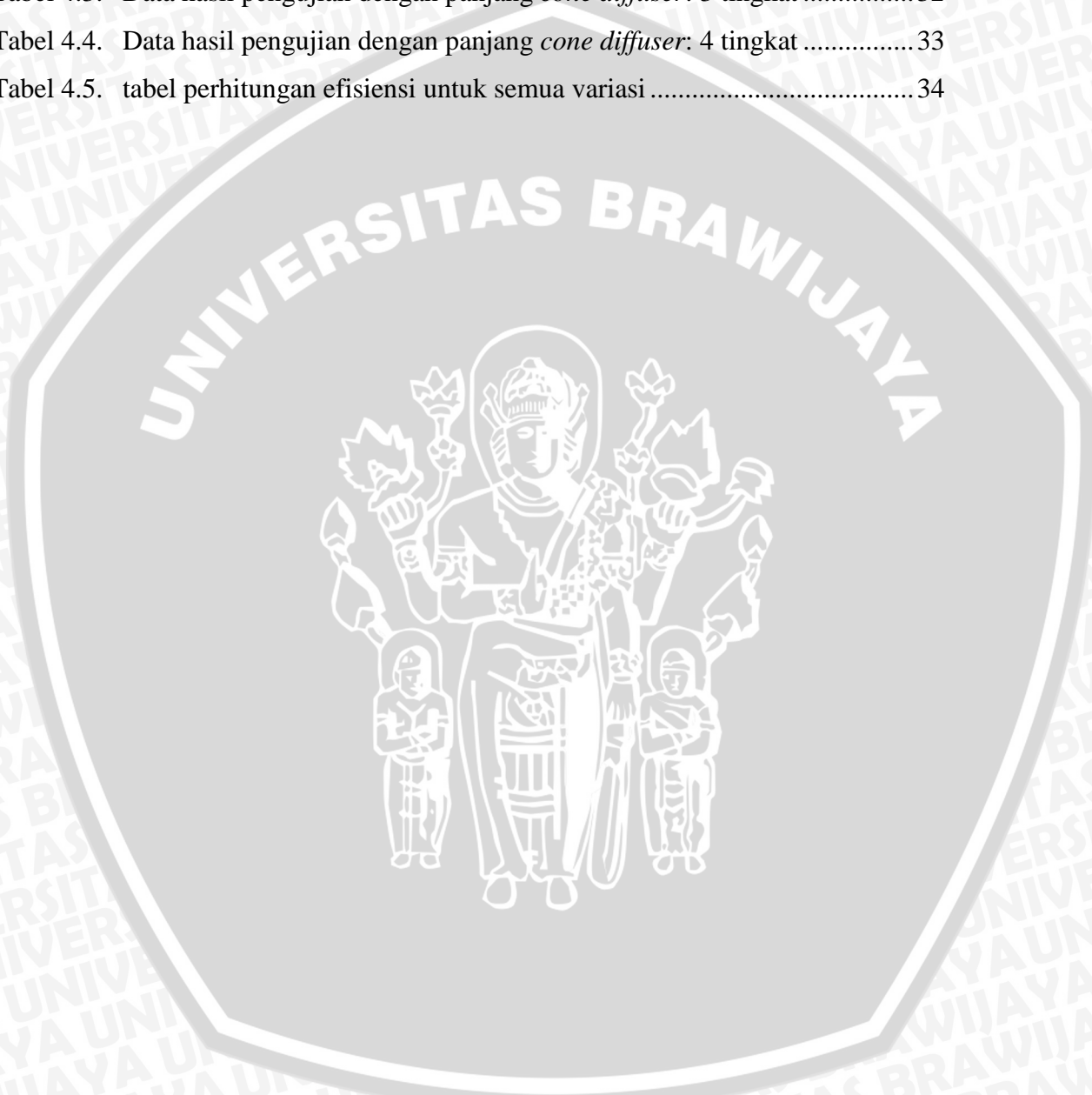
DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 4.1.	Data hasil pengujian tanpa menggunakan <i>cone diffuser</i>	32
Tabel 4.2.	Data hasil pengujian dengan panjang <i>cone diffuser</i> : 2 tingkat	32
Tabel 4.3.	Data hasil pengujian dengan panjang <i>cone diffuser</i> : 3 tingkat	32
Tabel 4.4.	Data hasil pengujian dengan panjang <i>cone diffuser</i> : 4 tingkat	33
Tabel 4.5.	tabel perhitungan efisiensi untuk semua variasi	34



DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1.	Pompa roda gigi dan pompa ulir.....	7
Gambar 2.2.	Pompa torak.....	7
Gambar 2.3.	Bagian aliran fluida didalam pompa sentripgal.....	8
Gambar 2.4.	Skema <i>Jet pump</i>	9
Gambar 2.5.	<i>Jet pump</i>	11
Gambar 2.6.	Bentuk <i>nozzel convergent</i>	12
Gambar 2.7	Bentuk <i>nozzel divergent</i>	12
Gambar 2.8.	Bentuk <i>nozzel convergent divergent</i>	12
Gambar 2.9.	Macam <i>diffuser</i>	13
Gambar 2.10.	<i>Losses</i> pada <i>diffuser</i>	14
Gambar 2.11.	Kerugian aliran dalam <i>diffuser</i>	15
Gambar 2.12.	Laju aliran massa.....	17
Gambar 2.13.	Bentuk-bentuk lokal saluran.....	20
Gambar 2.14.	<i>Multy cone diffuser</i>	21
Gambar 3.1.	Pipa pvc dan sambungan pipa.....	25
Gambar 3.2.	<i>Jet pump</i>	26
Gambar 3.3.	<i>Multy cone diffuser</i>	26
Gambar 3.4.	Bak penampung.....	26
Gambar 3.5.	<i>Flowmeter</i>	27
Gambar 3.6.	Pompa sentrifugal.....	27
Gambar 3.7.	<i>Ball Valve</i>	28
Gambar 3.8.	Manometer raksa.....	28
Gambar 3.9.	Instalasi alat penelitian.....	29
Gambar 4.1.	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan Debit aliran sekunder.....	35
Gambar 4.2.	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan Tekanan keluar <i>Jet pump</i>	36
Gambar 4.3.	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan Tekanan aliran sekunder.....	37
Gambar 4.4.	Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan <i>head</i>	38

Gambar 4.5. Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan

Efisiensi 39



DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran A	Data Hasil Pengujian



repository.ub.ac.id

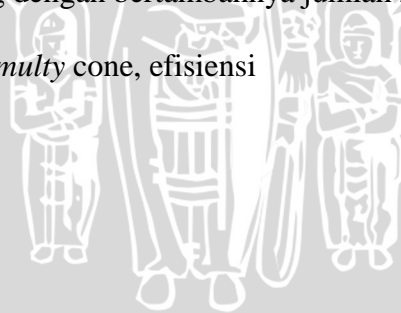
DARMAWAN ABDULLAH, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Januari 2012, *Pengaruh Jumlah Multy Cone Diffuser Terhadap Efisiensi Jet pump*, Dosen Pembimbing: Agustinus Ariseno Dan Erwin Sulistyono

Masalah yang sering muncul bagi daerah yang sumurnya dalam adalah cara mengangkat air dari sumur. Pada sisi lain kinerja pompa dibatasi oleh tinggi tekan (*head*) untuk daya tertentu. Dari permasalahan ini akhirnya dikembangkan pompa *jet* atau sering dikenal "*Jet pump*". Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik *Jet pump* dengan melakukan variasi terhadap jumlah *multy cone diffuser* untuk memperoleh nilai jumlah *multy cone diffuser* yang optimal dari kinerja *Jet pump*.

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh jumlah *multy cone diffuser* terhadap efisiensi *Jet pump*. Penelitian dilakukan dengan menggunakan sistem instalasi perpipaan yang dihubungkan dengan *Jet pump* yang dirancang sesuai dengan cara kerja *Jet pump*, untuk fluida kerja yang digunakan adalah air. Variabel bebas pada penelitian ini adalah debit aliran fluida yaitu 600, 700, 800, 900, 1000 liter/jam dan jumlah *multy cone diffuser* yaitu 2 tingkat, 3 tingkat, 4 tingkat, variabel terkontrolnya yaitu *diffuser* dengan sudut cone 6° . Sedangkan variabel terikatnya adalah efisiensi dari *Jet pump*. Data yang didapat merupakan hasil dari pengukuran debit aliran keluar *Jet pump* (Q_d), tekanan pada aliran primer masuk *Jet pump* (P_i), tekanan sekunder (P_s), dan tekanan keluar *Jet pump* (P_d), dan kemudian digunakan untuk menghitung kinerja dari *Jet pump*.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa jumlah *multy cone diffuser* yang menghasilkan efisiensi yang optimal adalah *diffuser* yang tanpa menggunakan *cone* dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 9,30570902% sedangkan Untuk yang 2 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 6,93494028%, Untuk yang 3 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 5,89222763% dan Untuk yang 3 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar Untuk yang 4 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 4,72342342%. sedangkan penurunan efisiensi terjadi seiring dengan bertambahnya jumlah *multy cone diffuser*

Kata Kunci : *Jet pump*, jumlah *multy cone*, efisiensi



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Saat ini, kebutuhan masyarakat akan tersedianya air bersih merupakan salah satu kebutuhan pokok lainnya. Salah satu cara untuk mendapatkan air bersih tersebut adalah dengan mengambil air dari sumber air tanah. Dengan kedalaman tersebut sangat susah untuk memperoleh air bersih dengan cara konvensional sehingga diperlukan adanya alat untuk memindahkan air, yaitu pompa.

Pompa adalah jenis mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida melalui pipa dari satu tempat ke tempat lain dan juga sebagai penguat laju aliran pada suatu sistem jaringan perpipaan. Pada umumnya pompa digunakan untuk mengangkat air dari suatu sumber air dengan kedalaman tertentu. Adapun tingkat kritis tinggi angkat dari pengisapan pompa adalah sekitar 10 m. Padahal kebanyakan sumber air mempunyai kedalaman lebih dari 10 m, terutama untuk daerah di dataran tinggi. Dari berbagai jenis pompa, yang sesuai untuk kondisi yang demikian adalah *centrifugal-jet pump*. Pompa ini merupakan kombinasi pompa sentrifugal dan *jet pump* atau eduktor. *Jet pump* mempunyai prinsip kerja dimana sebagian debit pompa yang keluar dikembalikan ke saluran isap yang berguna untuk mendorong fluida keatas melalui saluran isap.

Jet pump terdapat empat bagian utama yaitu *nozzle*, *suction chamber*, *mixing throat* dan *diffuser*. *Jet pump* dapat digunakan untuk memindahkan suatu fluida dengan memanfaatkan kevakuman, kevakuman tersebut dapat dicapai karena kecepatan arus yang meninggalkan mulut *nozzle* bertambah besar sehingga tekanan dalam arus akan turun, demikian pula didalam ruang isap. Pada *diffuser* kecepatan berkurang sehingga tekanan naik kira-kira mendekati tekanan atmosfer. Akibat kejadian tersebut maka tekanan dalam ruang isap juga menurun dibawah tekanan atmosfer yang menyebabkan zat cair tersedot naik kedalam ruang isap.

Pada bagian *diffuser* terkadang kurang diperhatikan jenis aliran yang akan meninggalkan *diffuser*, dalam hal ini aliran yang terjadi bisa saja terbentuk aliran turbulen yang nantinya dapat menimbulkan *vortex* di keluaran *diffuser*, yang pastinya juga berpengaruh terhadap efisiensi *jet pump* itu sendiri. Hal inilah yang menyebabkan perlunya di adakan penelitian mengenai pengaruh variasi jumlah *multy cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*.

1.2 Rumusan masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka rumusan masalah pada penelitian ini adalah:

Bagaimana pengaruh variasi jumlah *multy cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*.

1.3 Batasan masalah

Untuk mendapatkan penyelesaian rumusan masalah di atas dan untuk menghindari luasnya pembahasan terhadap permasalahan yang ada maka diberikan batasan terhadap permasalahan yang akan diteliti. Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Fluida yang digunakan adalah air (fluida *incompressible*).
2. Menggunakan instalasi *centrifugal-jet pump*.
3. Debit aliran primer yang digunakan 600 L/jam, 700 L/jam, 800 L/jam, 900 L/jam 1000 L/jam.
4. Suhu fluida dan suhu ruangan dianggap konstan.
5. Pengamatan hanya dilakukan pada instalasi *jet pump*.
6. Variasi jumlah *multy cone diffuser* adalah 2 tingkat, 3 tingkat dan 4 tingkat
7. Dianggap tidak terjadi kavitasi.

1.4 Tujuan penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui bagaimana pengaruh variasi jumlah *multy cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*.

1.5 Manfaat penelitian

Adapun manfaat yang diharapkan dari penelitian ini adalah:

1. Memberikan ilmu pengetahuan bagi mahasiswa mengenai pengaruh variasi jumlah *multy cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*.
2. Sebagai dasar menentukan jumlah *multy cone diffuser* pada pompa *jet pump* untuk meningkatkan efisiensi.
3. Sebagai literatur untuk penelitian dan pengembangan selanjutnya yang berkaitan dengan *jet pump*.
4. Dapat menambah wawasan dan pengetahuan tentang *jet pump* bagi pembaca.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Winoto, S.H. (2000) melakukan penelitian bagaimana pengaruh bentuk penampang *nozzle* serta rasio luas penampang *nozzle* dan *throat* (R) terhadap efisiensi *jet pump*. Dengan variasi penampang yaitu segitiga, segiempat dan lingkaran. Dari penelitian tersebut diperoleh efisiensi *jet pump* yang maksimum adalah $R = 0.3$ untuk bentuk penampang lingkaran.

Irsyad (2002) yang meneliti penggunaan *nozzle* bersudut 150 dan 300. Ejektor yang digunakan memiliki saluran pengarah dengan rasio (L/d_n) 0, 1.67, 2.33 dan rasio spasi *nozzle* (S/d_n) masing – masing 0.83, 1.67, 2.5, 3.33 dan 4.17. Hasil penelitian menunjukkan bahwa kinerja ejektor terbaik pada rasio panjang saluran pengarah 1.67, sedangkan rasio spasi *nozzle* akan optimal pada rasio 0.83 ~ 1.67.

Kurniawan (2004) percobaan dilakukan menggunakan debit pompa 16,8 L/min dengan menitikberatkan pada variasi *bypass motive fluid* sebesar 30%, 50% dan 60% dan menggunakan variasi diameter *nozzle* yang berbeda pula, dengan adanya *nozzle* didapatkan peningkatan tekanan isap jika dibandingkan tanpa menggunakan *nozzle*. Dari eksperimen yang dilakukan diperoleh banyak variasi tekanan *suction* dimana tekanan *suction* maksimal sebesar 102605, 45 Pa didapat dengan menggunakan diameter ujung *nozzle* 0,008 m pada *bypass motive fluid* sebesar 30%.

Bahtiar, T.G. (*numerical* untuk menentukan kondisi optimum panjang *mixing throat* yang dapat menghasilkan efisiensi yang baik pada *jet pump*. 2008) melakukan penelitian dengan metode ekperimental nyata (*True experimental research*), yaitu dengan melakukan pengamatan untuk mengetahui pengaruh jarak peletakan antara ujung *nozzle* dan sisi masuk *mixing throat* terhadap efisiensi *jet pump*. Dengan variasi jarak peletakan 13 mm, 14 mm, 15 mm, 17 mm, dan 18 mm. Dari penelitian tersebut diperoleh efisiensi *jet pump* yang maksimum adalah pada spasi *nozzle mixing throat* 16 mm. Dari penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa ukuran dan geometri dari *jet pump* sangat mempengaruhi efisiensi dari *jet pump*. Maka dari itu diperlukan penelitian-penelitian selanjutnya untuk mendapatkan optimasi desain sehingga didapat desain *jet pump* yang mempunyai efisiensi yang baik.

2.2 Definisi Fluida

Fluida adalah zat yang dapat mengalami perubahan bentuk secara kontinyu bila terkena tegangan geser walaupun relatif kecil. Gaya geser adalah komponen gaya yang menyinggung permukaan dan jika dibagi dengan luas permukaan tersebut menjadi tegangan geser rata-rata pada permukaan itu.

2.2.1 Fluida Mampu Mampat dan Fluida Tidak Mampu Mampat

Menurut Daugherty, Robert L. (1986 : 4) fluida dibagi menjadi 2 yaitu fluida mampu mampat (*compressible*) dan fluida takmampu mampat (*incompressible*). Fluida takmampu mampat (*incompressible*) adalah fluida yang mempunyai massa jenis [ρ] konstan, tidak terpengaruh oleh perubahan tekanan

$\frac{d\rho}{dp} = 0$. Sedangkan untuk fluida mampu mampat (*compressible*) massa jenisnya [ρ]

berubah-ubah terhadap tekanan $\frac{d\rho}{dp} > 0$. Contoh fluida takmampu mampat adalah fluida cair dan fluida gas yang memiliki Bilangan Mach atau Mach Number [M] $< 0,3$ sedangkan untuk fluida gas yang memiliki Mach Number [M] $> 0,3$ dianggap fluida mampu mampat dan sifat-sifat kompresibilitas harus diperhitungkan.

2.3 Tipe – Tipe Aliran

Berdasarkan karakteristik struktur internal aliran, aliran fluida dapat dibedakan menjadi aliran laminar dan turbulen.

2.3.1 Aliran Laminar

Aliran laminar merupakan aliran fluida yang memiliki *stream line* teratur dan tidak saling berpotongan antara satu dengan yang lainnya, yang bergerak mengikuti arah kontur dari saluran. Pada aliran laminar lapisan-lapisan atau lamina-lamina fluida bergerak secara lancar dan teratur, dengan tidak ada pencampuran partikel fluida dalam skala yang besar antara lapisan-lapisan fluida. Fluida memiliki aliran laminar ketika fluida bergerak dengan kecepatan rendah dan memiliki viskositas yang tinggi. Aliran laminar memiliki angka reynold lebih kecil dari 2300.

2.3.2. Aliran Transisi

Aliran transisi merupakan aliran peralihan dari aliran laminar ke aliran turbulen. Keadaan peralihan ini tergantung pada viskositas fluida, kecepatan dan lain-lain yang menyangkut geometri aliran dimana nilai bilangan Reynoldnya antara 2300 sampai dengan 4000.

2.3.3 Aliran Turbulen

Aliran turbulen merupakan aliran dimana *stream line* bergerak secara acak kesegala arah dan saling berpotongan antara satu dan yang lain. Hal ini dikarenakan pada aliran turbulen memiliki partikel-partikel fluida yang bergerak secara acak dengan saling tukar momentum dan partikel antara lapisan fluida yang berdekatan dalam skala yang besar. Karena pada aliran turbulen terjadi pertukaran partikel dalam skala besar, maka fluida bergerak ke segala arah, sehingga terjadi pembauran antar fluida. Aliran turbulen memiliki angka Reynold lebih dari 4000.

2.4 Pompa

Pompa adalah jenis mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida melalui pipa dari satu tempat ke tempat lain dan juga sebagai penguat laju aliran pada suatu sistem jaringan perpipaan. Dalam menjalankan fungsinya tersebut, pompa mengubah energi gerak poros untuk menggerakkan sudut – sudut menjadi energi gerak pada fluida.

Secara umum pompa dapat diklasifikasikan dalam dua jenis kelompok besar yaitu :

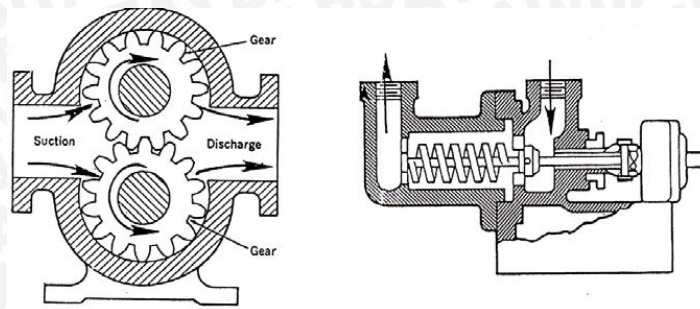
1. Pompa Tekanan Statis
2. Pompa Tekanan Dinamis

2.4.1 Pompa Tekanan Statis

Pompa jenis ini bekerja dengan prinsip memberikan tekanan secara periodik pada fluida yang terkurung dalam rumah pompa. Pompa ini dibagi menjadi dua jenis.

a. Pompa Putar (*Rotary Pump*)

Pada pompa putar, fluida masuk melalui sisi isap, kemudian dikurung diantara ruangan rotor dan rumah pompa, selanjutnya didorong ke ruang tengah dengan gerak putar dari rotor, sehingga tekanan statisnya naik dan fluida akan dikeluarkan melalui sisi tekan. Contoh tipe pompa ini adalah : *screw pump*, *gear pump* dan *vane pump*.

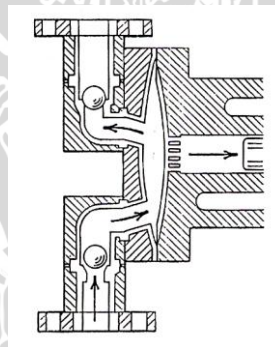


Gambar 2.1: Pompa roda gigi dan pompa ulir

Sumber: www.Google.Pengertian dan Jenis Pompa

b. Pompa Torak (*Reciprocating Pump*)

Pompa torak mempunyai bagian utama berupa torak yang bergerak bolak-balik dalam silinder. Fluida masuk melalui katup isap (*suction valve*) ke dalam silinder dan kemudian ditekan oleh torak sehingga tekanan statis fluida naik dan sanggup mengalirkan fluida keluar melalui katup tekan (*discharge valve*). Contoh tipe pompa ini adalah: pompa diafragma dan pompa *plunyer*



Gambar 2.2: Pompa torak

Sumber: www.Google.Pengertian dan Jenis Pompa

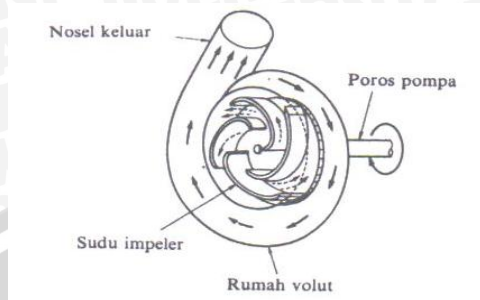
2.4.2. Pompa Tekanan Dinamis

Pompa tekanan dinamis disebut juga *rotodynamic pump*, *turbo pump* atau *impeller pump*. Pompa yang termasuk dalam kategori ini adalah: pompa *jet* dan pompa sentrifugal.

Ciri-ciri utama dari pompa ini adalah:

- ❖ Mempunyai bagian utama yang berotasi berupa roda dengan sudu-sudu sekelilingnya, yang sering disebut dengan *impeller*.
- ❖ Melalui sudu-sudu, fluida mengalir terus-menerus, dimana fluida berada diantara sudu-sudu tersebut.

Pompa sentrifugal, seperti diperlihatkan dalam gambar 2.3, mempunyai sebuah *impeller* (baling-baling) untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi.



Gambar 2.3: Bagan aliran fluida didalam pompa sentrifugal

Sumber: Sularso, 1983 : 4

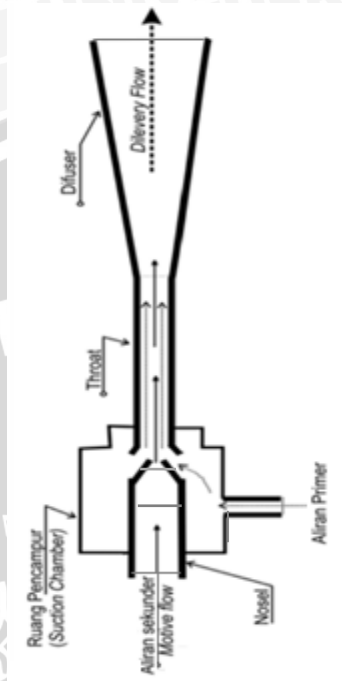
Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar *impeller* didalam zat cair. Maka zat cair yang ada didalam *impeller*, oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair mengalir dari tengah *impeller* ke luar melalui saluran di antara sudu-sudu. Disini *head* 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*) di keliling *impeller* dan disalurkan ke luar pompa melalui *nozzle*. Di dalam *nozzle* ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan.

Dari uraian diatas jelas bahwa pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik pada poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan penambahan *head* tekanan, *head* kecepatan, dan *head* potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu.

2.5 *Jet pump*

Pada dasarnya prinsip kerja dari *jet pump* adalah fluida dialirkan melalui *nozzle* dimana arus mengecil karena perubahan penampang *nozzle*, *diffuser* yang membesar secara perlahan ditempatkan didekat mulut *nozzle* dalam ruang isap, karena kecepatan arus yang meninggalkan mulut *nozzle* bertambah besar maka tekanan dalam arus akan turun, demikian pula didalam ruang isap. Pada *diffuser* kecepatan berkurang sehingga tekanan naik kira-kira mendekati tekanan atmosfer (apabila fluida dibuang ke atmosfer). Akibat

kejadian tersebut maka tekanan dalam ruang isap juga menurun dibawah tekanan atmosfer, istilahnya terbentuk kevakuman yang menyebabkan zat cair dari bejana bawah tersedot naik kedalam ruang isap dan terjebak oleh arus fluida yang menyembrot dari mulut.



Gambar 2.4: Skema *jet pump*

Karena tekanan statis di pipa hisap dengan tekanan statis di ujung *nozzle*, maka analisa teoritis dari persamaan Bernoulli dalam menentukan aliran fluida yang keluar dari tabung pancar dalam bentuk persamaan:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad (2.1)$$

Dengan P_s tekanan statis pada pipa hisap.

Di depan *nozzle*, secara teoritis dapat dimisalkan bahwa semua energi kecepatan berasal dari energi potensial yang semua energi dianggap *head statis* dengan mengabaikan kecepatan masuk tabung pancar ($v_m = 0$), maka persamaan menjadi:

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + h_1 - h_2 \quad (2.2)$$

Pada bagian *diffuser*, berlaku juga persamaan Bernoulli yang lain, yang sejenis, yaitu:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad (2.3)$$

Karena tekanan statis di pipa hisap sama dengan tekanan statis *throat*, maka persamaan di atas menjadi

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{P_d - P_s}{\gamma} h_1 - h_2 \quad (2.4)$$

Dengan : P_1 = tekanan statis dari air penyembur

P_2 = tekanan statis pada ujung keluar

P_N = tekanan statis di ujung *nozzle*

P_T = tekanan statis di *throat*

V_1 = kecepatan air penyembur

V_2 = kecepatan air di ujung *diffuser*

V_N = kecepatan air di ujung *nozzle*

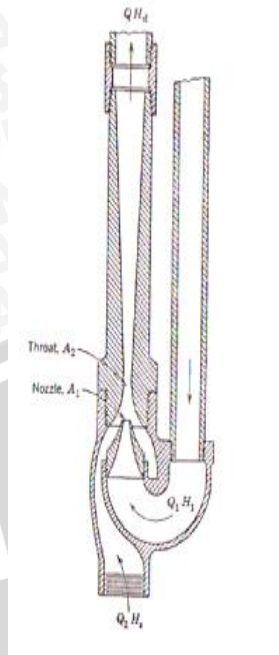
V_T = kecepatan air *throat*

γ = berat jenis air

Bagian-bagian dari *jet pump* terdiri dari empat komponen utama yaitu *nozzle*, *suction chamber*, *mixing throat* dan *diffuser*. Adapun nama lain dan definisi dari *jet pump* adalah sebagai berikut :

1. *Ejector* : Nama umum yang digunakan untuk mendeskripsikan *jet pump*.
2. *Eductor* : Aliran primer dan aliran sekunder menggunakan fluida cair.
3. *Injector* : Aliran primer menggunakan fluida gas dan aliran sekunder menggunakan fluida cair.
4. *Air Shypon* : Aliran primer menggunakan fluida cair dan sekunder menggunakan fluida gas.

Namun dalam pengoperasian, *jet pump* tidak dapat berjalan sendiri. Biasanya *jet pump* dipakai untuk instalasi *centrifugal-jet pump*. Yang mana *jet pump* berfungsi untuk membantu kerja dari pompa sentrifugal.



Gambar 2.5: *Jet pump*

Sumber: Stepanoff, 1984 : 404

Keterangan:

- Q_1 : Debit aliran primer
- Q_2 : Debit aliran sekunder
- H_1 : Tekanan aliran primer
- H_s : Tekanan aliran sekunder
- H_d : Tekanan aliran keluar *jet pump*

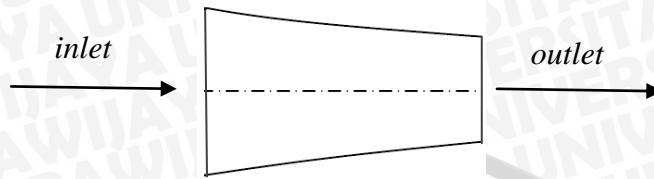
2.5.1 *Nozzle*

Nozzle merupakan alat yang berbentuk pipa atau tabung dengan diameter masuk dan diameter keluar yang berbeda. Pada *nozzle* terjadi proses konversi energi dari energi tekanan pada fluida primer menjadi energi kinetik. Umumnya *nozzle* digunakan untuk mengontrol laju aliran, arah aliran dan mengubah tekanan menjadi kecepatan.

Nozzle ada 3 macam yaitu:

1. *Nozzle Convergent*

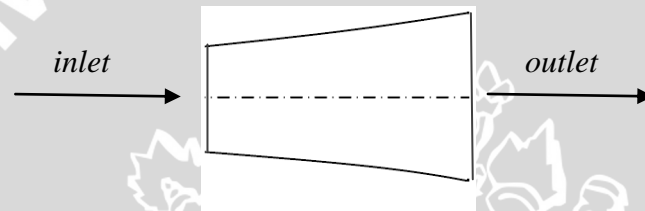
Nozzle convergent adalah *nozzle* dengan diameter *inlet* lebih besar dari pada diameter *outlet*.



Gambar 2.6: Bentuk *nozzle convergent*

2. *Nozzle Divergent*

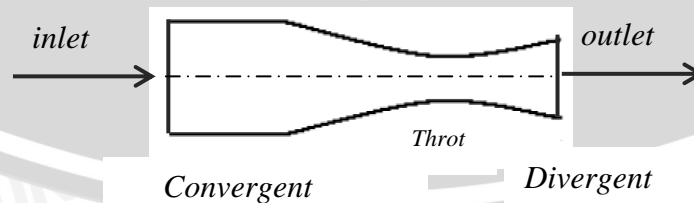
Nozzle divergent adalah *nozzle* dengan diameter *inlet* lebih kecil dari pada diameter *outlet*.



Gambar 2.7: Bentuk *nozzle divergent*

3. *Nozzle Convergent Divergent*

Nozzle convergent divergent adalah *nozzle* yang merupakan gabungan antara *nozzle convergent* dan *nozzle divergent*, selain itu *nozzle* ini memiliki *throat*. *Nozzle* ini biasa disebut dengan *delaval nozzle*. *Nozzle* ini sering dipakai pada penggunaan fluida yang memiliki bilangan *mach* kurang dari satu dan diharapkan setelah melewati *throat* memiliki bilangan *mach* lebih dari satu.

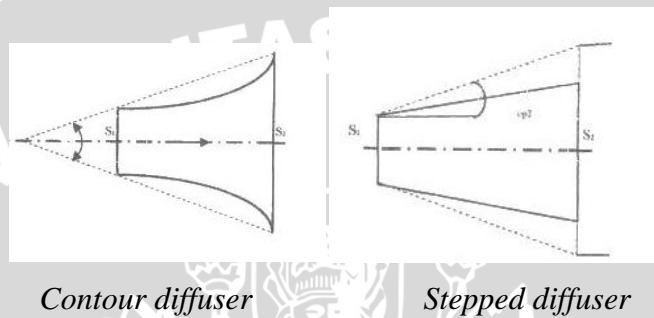


Gambar 2.8: Bentuk *nozzle convergent divergent*

Pada instalasi *jet pump*, *nozzle* memiliki fungsi yang sangat penting karena semakin tinggi kecepatan aliran yang dihasilkan maka tekanan yang timbul akan semakin kecil sehingga kemampuan *jet pump* untuk melakukan hisapan pada aliran sekunder juga akan semakin besar.

2.5.2 Diffuser

Diffuser merupakan suatu alat yang mengubah tekanan suatu fluida menjadi lebih besar dengan cara memperkecil kecepatan fluida tersebut. *Diffuser* memiliki diameter akhir yang lebih besar dibanding dengan diameter awalnya, yang memungkinkan terjadinya perubahan kecepatan aliran pada saat fluida melalui *diffuser*. Menurut hukum Bernoulli perubahan kecepatan ini akan sangat mempengaruhi tekanan fluida pada sisi keluar *diffuser*. Berdasarkan bentuknya, *diffuser* dapat dibedakan menjadi dua jenis, yaitu *contour diffuser* dan *stepped diffuser*. Bentuk dari *contour diffuser* dipengaruhi oleh besarnya sudut dan radius dari kelengkungan *diffuser*.



Gambar 2.9: Macam *diffuser*

Sumber: Nekrasov, 1967: 111

Semakin besar perubahan luas permukaan gesek, maka semakin besar perubahan arah aliran fluida yang mengalir didalam *diffuser*. Perubahan arah aliran yang besar akan menyebabkan terjadinya tumbukan antar partikel dalam jumlah yang besar, maka dari itu akan terjadi turbulensi aliran yang menyebabkan terjadinya *losses*. *Losses* yang terjadi pada *diffuser* terdiri dari *losses* akibat gesekan antar fluida dengan dinding *diffuser* dan *losses* akibat terjadinya turbulensi aliran fluida.



a. Eddy formation in a diffuser

b. Diffuser dimension

Gambar 2.10: *Losses* pada *diffuser*

Sumber: Nekrasov, 1967: 108

Pada Gambar 2.10 (a) S_1 , V_1 dan S_2 , V_2 merupakan luas penampang *diffuser* dan kecepatan aliran fluida pada titik 1 dan 2. Kemudian $\alpha/2$ merupakan sudut kemiringan *diffuser*. Sedangkan pada Gambar 2.10 (b) r_1 , r_2 merupakan radius *diffuser* pada titik 1 dan 2. Maka kerugian akibat gesekan dan kerugian akibat turbulensi aliran yang terjadi pada *diffuser* dapat dinyatakan dengan rumus, sebagai berikut:

$$h_f = \frac{\lambda_t}{8 \sin^2 \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{v_1^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1967:109}) \quad (2.5)$$

dan

$$h_{exp} = k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1967:109}) \quad (2.6)$$

Dengan:

λ_t = Faktor gesekan

n = Perbandingan luas permukaan penampang *diffuser* = (S_2 / S_1)

v_1 = Kecepatan fluida pada sisi masuk

g = Percepatan gravitasi

k = *Shock reduction factor* ($k = \sin \alpha$)

Maka kerugian total yang terjadi pada *diffuser* dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$h_{dif} = h_f + h_{exp}$$

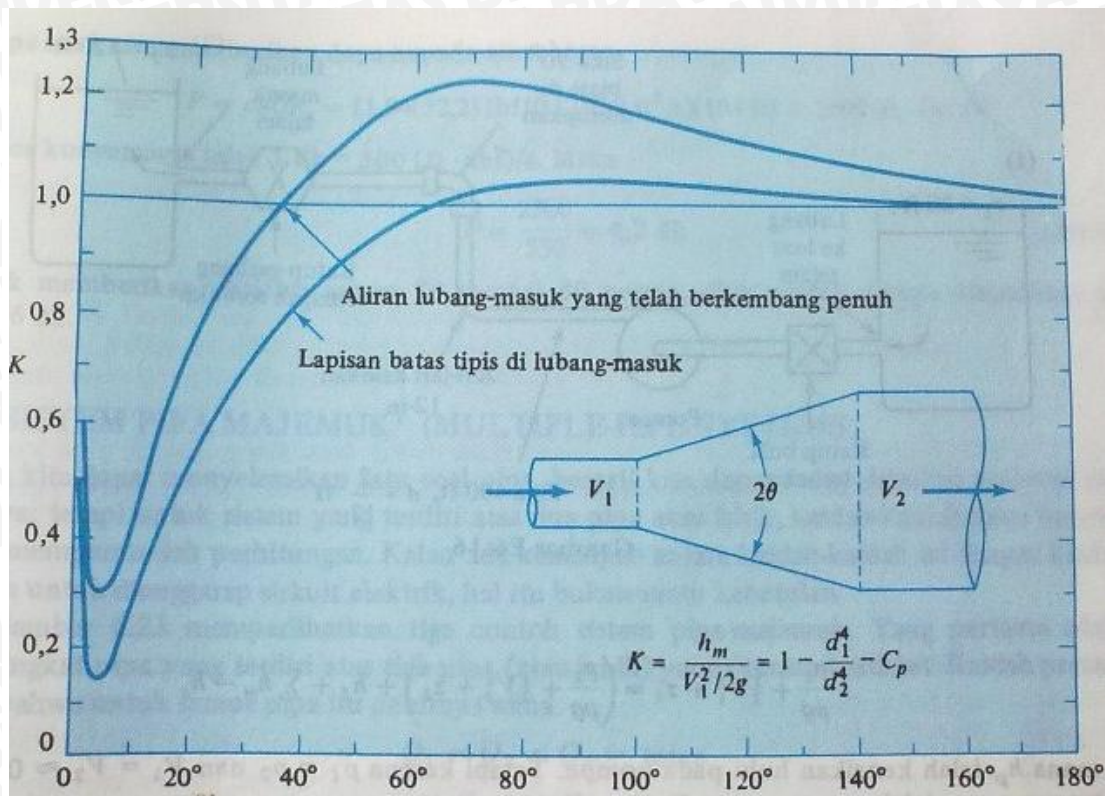
$$h_{dif} = \left[\frac{\lambda_t}{8 \sin^2 \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + k \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1967:110}) \quad (2.7)$$

Selain menggunakan rumus diatas kehilangan energi pada *diffuser* juga dapat dicari menggunakan persamaan 2.9 dibawah ini. Kehilangan energi di *diffuser* juga tergantung pada ukuran sudut puncak *diffuser* dan perubahan tekanan pada *diffuser*. Yaitu antara tekanan masuk dan tekanan keluar. C_p , bisa didefinisikan sebagai perbandingan kenaikan tekanan statis dibanding tekanan *inlet* dinamis,

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (\text{White, 1986:338}) \quad (2.8)$$

Kemudian koefisien kehilangan energi pada *diffuser* adalah

$$K = \frac{h_m}{v^2 / 2g} = 1 - \frac{d_1^4}{d_2^2} - C_p \quad (\text{White, 1986:338}) \quad (2.9)$$



Gambar 2.11: Kerugian aliran dalam *diffuser*

Sumber: White, 1986: 339

Untuk sudut tertentu, makin besar kenaikan tekanan maka makin kecil kerugian pada *diffuser* yang berarti semakin kecil juga koefisien kehilangan energi pada *diffuser*. Dari gambar dapat dilihat kerugian minimum terjadi untuk kerucut dengan sudut puncak 2θ kira-kira sebesar 5° . Sudut yang lebih kecil dari nilai ini memberikan kerugian tipe *moody* yang besar, sebab panjangnya menjadi berlebihan. Untuk kerucut dengan sudut puncak lebih besar dari 40° sampai 60° kerugiannya demikian besar, sehingga akan lebih baik jika memakai *sudden enlargement*.

2.5.3 *Mixing throat*

Mixing throat merupakan bagian dari *jet pump* yang berfungsi sebagai tempat pencampuran fluida sekunder yang berkecepatan rendah dengan fluida primer yang berkecepatan tinggi. Dengan proses pencampuran ini diharapkan fluida yang tercampur menjadi homogen.

Mixing throat sendiri harus memiliki panjang yang cukup sehingga proses *mixing* benar-benar sempurna, tetapi panjang *mixing throat* harus sependek mungkin agar kerugian akibat gesekan dapat diminimalisir.

Mixing throat sendiri berupa pipa lurus berpenampang lingkaran yang menghubungkan *nozzle* dengan *diffuser*.

2.5.4 Suction Chamber

Suction chamber merupakan bagian *jet pump* yang berfungsi melewatkan aliran sekunder yang nantinya akan dicampur dengan aliran primer pada *mixing throat*.

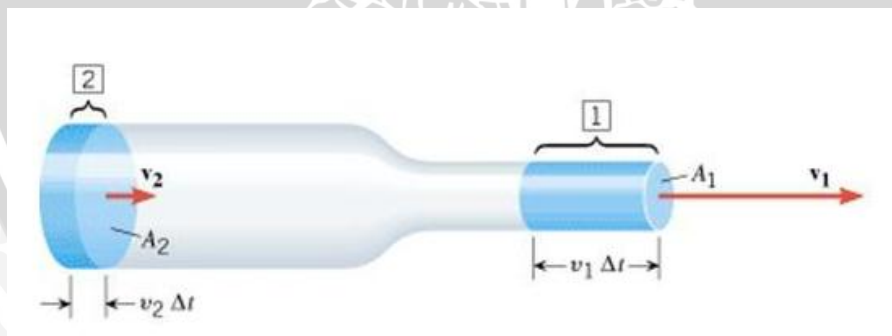
2.6 Proses-proses yang terjadi pada komponen *jet pump*.

1. Konversi energi dari energi tekan pada fluida primer menjadi energi kinetik pada *nozzle*.
2. Pemasukan dan pencampuran fluida sekunder yang berkecepatan tinggi pada *mixing throat* oleh gesekan viskos dan pengisapan yang disebabkan oleh penurunan tekanan pada keluaran *nozzle*.
3. Konversi energi kinetik menjadi energi tekanan pada fluida yang telah dicampur pada *diffuser*.

2.7 Persamaan-Persamaan Dasar pada *Jet pump*

2.7.1 Persamaan Kontinuitas

Fluida mengalir diasumsikan dalam keadaan *steady* sehingga jumlah massa aliran fluida di berbagai posisi pada waktu yang sama adalah tetap yaitu $\dot{m} = \text{konstan}$.



Gambar 2.12: Laju Aliran Massa

Sumber: www.google.persamaan.kontinuitas.com

$$\text{aliran di posisi 2} = \frac{\Delta m_2}{\Delta t} = \rho_2 A_2 v_2$$

$$\text{aliran di posisi 1} = \frac{\Delta m_1}{\Delta t} = \rho_1 A_1 v_1$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{White, 2001: 130}) \quad (2-10)$$

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad (\text{White, 2001: 133}) \quad (2-11)$$

Dengan : ρ = Massa Jenis [kg/m³]

A= Luas penampang saluran [m²]

v = Kecepatan [m/s]

Persamaan (2-11) diatas adalah persamaan kontinuitas apabila aliran fluida yang mengalir adalah *compressible*. Jika fluida yang mengalir adalah *incompressible* maka $\rho_1 = \rho_2$ sehingga persamaan kontinuitas dapat dirumuskan dengan:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (\text{White, 2001: 133}) \quad (2-12)$$

$$Q_1 = Q_2 \quad (\text{White, 2001: 133}) \quad (2-13)$$

Dengan : Q = Debit [m³/s]

2.7.2 Persamaan Bernoulli

Prinsip Bernoulli adalah sebuah istilah di dalam mekanika fluida yang menyatakan bahwa pada suatu aliran fluida, peningkatan pada kecepatan fluida akan menimbulkan penurunan tekanan pada aliran tersebut. Sebaliknya jika kecepatan aliran fluida rendah maka tekanan yang ditimbulkan menjadi lebih tinggi. Prinsip ini sebenarnya merupakan penyederhanaan dari Persamaan Bernoulli yang menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran yang sama. Prinsip ini diambil dari nama ilmuwan Belanda/Swiss yang bernama Daniel Bernoulli. Persamaan bernoulli dapat berlaku jika asumsi-asumsi dibawah ini diterapkan: aliran dalam keadaan *steady state*, tidak terjadi gesekan, tidak terdapat perpindahan panas antara fluida dengan saluran dan fluida yang mengalir bersifat *incompressible*.

$$W = m \cdot g \cdot h + m \cdot \frac{P}{\rho} + m \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{Dietzel, 1988: 4}) \quad (2-14)$$

dengan : m = Massa [kg]

g = Percepatan gravitasi [m/s²]

h = Ketinggian [m]

P = Tekanan absolut [N/m²]

Bila pada aliran tersebut diambil suatu jumlah fluida untuk tiap 1 kg karena dibagi massa [m] maka didapatkan persamaan energi spesifik yaitu:

$$w = g \cdot h + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (\text{Dietzel, 1988: 4}) \quad (2-15)$$

Apabila persamaan tersebut dibagi lagi dengan percepatan gravitasi (g), maka akan didapat salah satu ruas dari persamaan Bernoulli yang mempunyai arti *head* (energy spesifik fluida). Persamaannya menjadi:

$$H = h + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Dietzel, 1988: 4}) \quad (2-16)$$

Perubahan bentuk energi akan terjadi bila terjadi perubahan pada luas penampang. Apabila penampang 2 diperkecil ukurannya maka kecepatan fluida naik menjadi V_2 dan tekanan pada posisi 2 akan berkurang, hal ini akan terlihat dengan jelas letak pipa tersebut dibuat mendatar $h_1 = h_2$.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad (\text{Dietzel, 1988 : 5}) \quad (2-17)$$

dengan : $\frac{P_1}{\gamma} = \text{head tekanan}$

$\frac{v_1^2}{2g} = \text{head kecepatan}$

$\Delta h = \text{elevasi}$

2.7.3 Head Losses

Head losses adalah energi yang hilang pada fluida ketika fluida mengalir. Besarnya *head losses* tergantung pada bentuk, ukuran dan kekasaran saluran, kecepatan dan viskositas fluida tidak tergantung pada tekanan absolut. *Head losses* dibedakan menjadi dua macam, *major losses* dan *minor losses*.

1. Major losses

Major losses adalah energi yang hilang sepanjang pipa lurus yang seragam dan sebanding dengan panjang pipa. *Losses* ini disebabkan karena gesekan internal fluida dan juga gesekan antara fluida dan dinding saluran, maka di semua pipa baik pipa halus atau pipa kasar muncul *major losses*.

Rumusan untuk *major losses* menurut Darcy.

$$h = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Nekrasov, 1960: 60}) \quad (2-18)$$

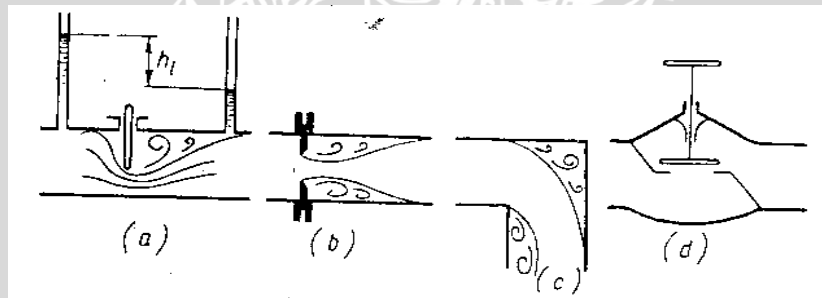
- Keterangan:
- h = *major losses* [m]
 - λ = faktor gesek
 - l = panjang pipa [m]
 - d = diameter pipa [m]
 - V = kecepatan fluida [m/s]
 - g = percepatan gravitasi [m/s²]

2. *Minor losses*

Minor losses adalah energi yang hilang dari fluida disebabkan oleh perubahan bentuk lokal dari saluran, seperti ditunjukkan pada gambar (2.13) :

- (a). Perubahan luas panampang
- (b). *Orifice*
- (b). Belokan
- (c). Katup

Minor losses terjadi karena aliran yang mengalir melewati bentuk lokal dari saluran mengalami perubahan kecepatan, arah atau besarnya, maupun keduanya



Gambar 2.13: Bentuk-bentuk lokal saluran

Sumber: Nekrasov, 1960 : 61

Minor losses dapat dirumuskan:

$$h = \xi \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \text{(Nekrasov, 1960: 61)} \quad \text{(2-19)}$$

Keterangan : ξ = Koefisien kerugian *head minor losses*

V= Kecepatan Fluida [m/s]

g = Percepatan gravitasi [m/s²]



2.8 Vortex

Aliran yang juga dikenal sebagai aliran pusaran yang dapat terjadi pada suatu fluida yang mengalir didalam pipa yang mengalami perubahan penampang. Menurut proses pembentukannya *vortex* dibagi menjadi 2 macam, yaitu *vortex* bebas dan *vortex* paksa. *Vortex* bebas terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* tidak melibatkan energi dari luar. Contohnya pusaran air disungai dan pusaran perbedaan luas penampang pada pipa. Sedangkan *vortex* paksa terjadi jika mekanisme pembentukan *vortex* melibatkan energi dari luar misalnya fluida yang diberi torsi dan putaran dari luar.

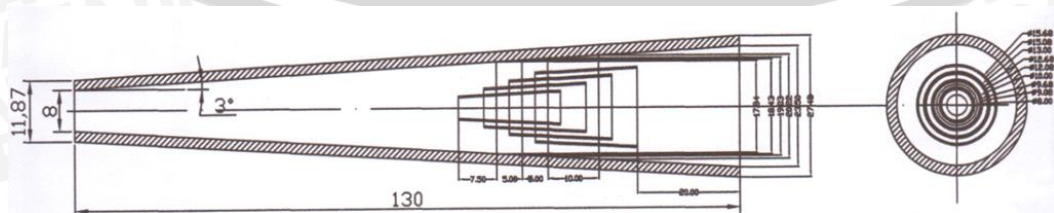
2.9 Flow Conditioner

Flow conditioner adalah suatu alat yang dapat mengurangi gangguan-gangguan yang terjadi pada aliran instalasi perpipaan yang dapat mengurangi turbulensi. *Flow conditioner* mempunyai kemampuan untuk mengisolasi gangguan-gangguan aliran yang disebabkan oleh belokan, katup, perubahan luas penampang dan *orifice*, dengan cara menghilangkan separasi dan *vortex*.

Flow conditioner juga berfungsi untuk mengkondisikan aliran menjadi lebih stabil. Namun perlu diingat bahwa pemasangan *flow conditioner* pada instalasi perpipaan juga dapat menyebabkan *head losse* . Oleh karena itu pemasangan *flow conditioner* akan lebih efektif bila *head losses* yang dihasilkan oleh *flow conditioner* lebih kecil dari pada *head losses* yang dapat dikurangi dari pemasangan *flow conditioner* itu sendiri. Adapun *flow conditioner* yang digunakan dalam penelitian adalah *multy cone diffuser*

2.9.1 Multy cone Diffuser

multy cone diffuser adalah salah satu *flow conditioner* yang khusus diletakkan pada *diffuser* agar aliran yang keluar dari *diffuser* lebih terarah. Terkadang aliran yang keluar dari *diffuser* menjadi tidak beraturan atau turbulen yang disebabkan dari perbedaan luas penampang pada *inlet diffuser* yang lebih kecil dari luas penampang *outlet*.



Gambar 2.14: *multy cone diffuser*

Aliran yang terdapat pada *jet pump* di bagian *diffuser* adalah aliran turbulen hal ini sangat berpengaruh terhadap performa dari *jet pump*. Ketika *multy cone diffuser* dipasang pada *jet pump* diharapkan aliran yang terbentuk jadi lebih terarah sehingga akan meningkatkan efisiensi dari *jet pump*.

2.10 Karakteristik *Jet pump*

Menurut Gosline dan O'Brien karakteristik dari *jet pump* dibagi menjadi tiga rasio, yaitu:

1. Rasio luas penampang *nozzle* dan *mixing throat*

Rasio luas penampang *nozzle* dan *mixing throat* merupakan perbandingan antara luas penampang *nozzle* A_{no} [m²] dengan luas penampang *mixing throat* A_{th} [m²].

$$R = \frac{A_{no}}{A_{th}} \quad (\text{Stepanoff, 1957: 404}) \quad (2-20)$$

2. Rasio debit

Rasio debit merupakan perbandingan debit pada aliran sekunder Q_2 [m³/s] dengan debit pada aliran primer Q_1 [m³/s].

$$M = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (\text{Stepanoff, 1957: 404}) \quad (2-21)$$

3. Rasio tekanan

$$N = \frac{(P_d - P_s)}{(P_i - P_d)} \quad (\text{Stepanoff, 1957: 404}) \quad (2-22)$$

Efisiensi *jet pump* merupakan perbandingan antara daya yang dikeluarkan yang digunakan untuk memompakan aliran utama yaitu $Q_2 (P_d - P_s)$ dan daya yang disuplai memompa aliran primer yaitu $Q_1 (P_i - P_d)$

$$\eta = \frac{Q_2(P_d - P_s)}{Q_1(P_i - P_d)} \quad (\text{Stepanoff, 1957: 405}) \quad (2-23)$$

Keterangan :

P_i = Tekanan aliran primer [kPa]

P_s = Tekanan aliran sekunder [kPa]

P_d = Tekanan aliran keluar *jet pump* [kPa]

Q_1 = Debit aliran primer [m^3/s]

Q_2 = Debit aliran sekunder [m^3/s]

2.11 Hipotesa

Dengan ditambahkan *multy cone diffuser* pada *jet pump* akan membuat aliran fluida yang meninggalkan *diffuser* menjadi lebih terarah sehingga mengurangi terjadinya aliran fluida yang *vortex* dan debit yang menuju *jet pump* akan semakin bertambah. Akibatnya berdampak pada efisiensi *jet pump* yang semakin meningkat.



BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode eksperimental nyata (*true experimental research*) yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung untuk memperoleh data sebab akibat melalui eksperimen guna mendapatkan data empiris yang secara langsung digunakan ke obyek yang akan diteliti. Obyek tersebut akan diambil datanya pada tahapan-tahapan tertentu yang akan menghasilkan beberapa data yang bisa dibandingkan dan akan menunjukkan suatu pola perbandingan tertentu yang bisa sehingga dapat mengetahui pengaruh variasi jumlah *multy cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump*.

3.2 Tempat dan Waktu Pelaksanaan

Penelitian ini dilakukan di Laboratorium Penomomena Dasar Mesin, Jurusan Mesin Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya. Peneletian dilaksanakan pada tanggal 18 november 2011

3.3 Variabel Peneltian

Variabel yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Variabel bebas

Variabel bebas adalah variabel yang ditentukan nilainya sebelum melakukan penelitian. Besar variabel bebas ini diubah-ubah agar didapatkan hubungan antara variabel bebas dengan variabel terikat sehingga tujuan penelitian dapat tercapai. Dalam penelitian ini variabel bebas yang digunakan adalah: 600 liter/Jam, 700 liter/Jam, 800 liter/Jam, 900 liter/Jam, 1000 liter/Jam. Kemudian jumlah *multy cone diffuser* yaitu 2 tingkat, 3 tingkat, 4 tingkat

2. Variable terikat

Variable terikat yaitu variabel variabel hasil yang besarnya tidak dapat di tentukan oleh peneliti, nilai variabel ini tergantung pada nilai dari variabel bebasnya. Variabel terikat dalam penelitian ini adalah meningkatkan efisiensi pada *jet pump*.

3. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol yaitu variabel yang nilainya dijaga konstan selama pengujian.

Variabel terkontrol dalam penelitian ini adalah besar sudut *cone* yaitu 6° .

3.4 Prosedur Penelitian

Adapun langkah-langkah yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mempelajari hal-hal yang berhubungan dengan penelitian yang akan dilakukan sehingga dapat menguatkan dalam pengambilan hipotesa serta memperjelas hasil penelitian.

2. Observasi Lapangan

Observasi lapangan dilakukan untuk studi terhadap kelengkapan peralatan-peralatan yang diperlukan dalam penelitian.

3. Pembuatan Alat

Pembuatan alat dimulai dengan mempersiapkan pipa untuk instalasi, *jet pump* yang akan diteliti dan pembuatan *cone*.

4. Perancangan Instalasi

Perancangan instalasi dimulai dengan merancang jaringan pipa, penempatan *jet pump* pada pipa uji, penempatan alat ukur dan pemasangan *cone* pada *diffuser*

3.5 Peralatan Penelitian

1. Pipa PVC

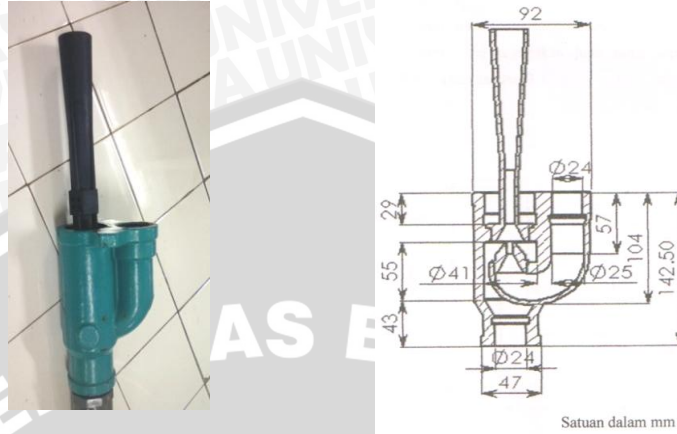
Alat ini digunakan sebagai instalasi yang dialiri fluida baik pipa lurus maupun belokan pipa.



Gambar 3.1 : Pipa PVC dan sambungan pipa

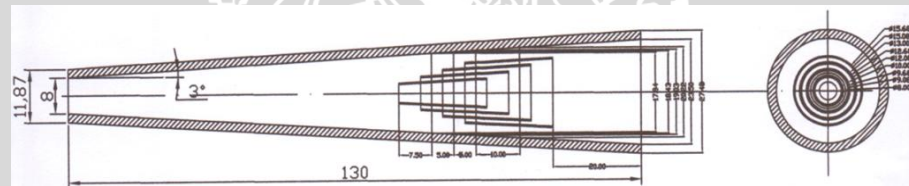
2. Jet pump

Jet pump terdiri dari nozzle, suction chamber, mixing throat, diffuser dan casing. Adapun jet pump yang digunakan seperti gambar di bawah ini.



Gambar 3.2: Jet pump

Untuk penelitian kali ini yang divariasikan jumlah *cone diffuser* Adapun variasi yang ditunjukkan adalah variasi dengan 4 tingkat



Gambar 3.3: multy cone diffuser

3. Bak Penampung

Digunakan sebagai media penampung air yang dialirkan oleh pompa dan pembuangan dari jaringan pipa.



Gambar 3.4: bak penampung

4. Glass Tube Flowmeter

Digunakan untuk mengukur debit aliran air yang melalui instalasi pipa.



Gambar 3.5: Glass Tube Flowmeter

5. Pompa Sentrifugal

Digunakan sebagai media untuk mengalirkan fluida ke seluruh instalasi pipa uji dan dikembalikan lagi ke bak penampung.

Spesifikasi dari alat ini adalah sebagai berikut :

- Laju aliran = 1,35 liter/ detik
- Head pompa = 15 m
- Putaran = 5000 rpm
- Keluaran motor penggerak = 0,35 kW



Gambar 3.6 : pompa sentrifugal

6. *Ball Valve*

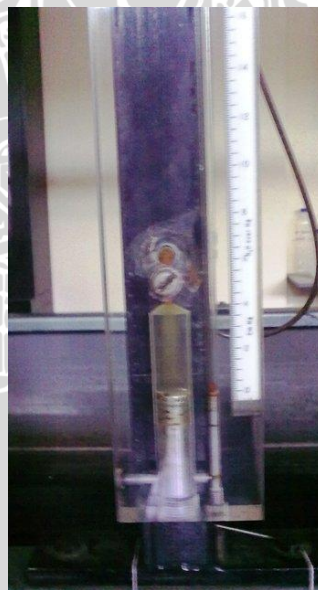
Valve ini digunakan untuk mengatur kecepatan aliran fluida pada pipa pengujian.



Gambar 3.7: *Ball Valve*

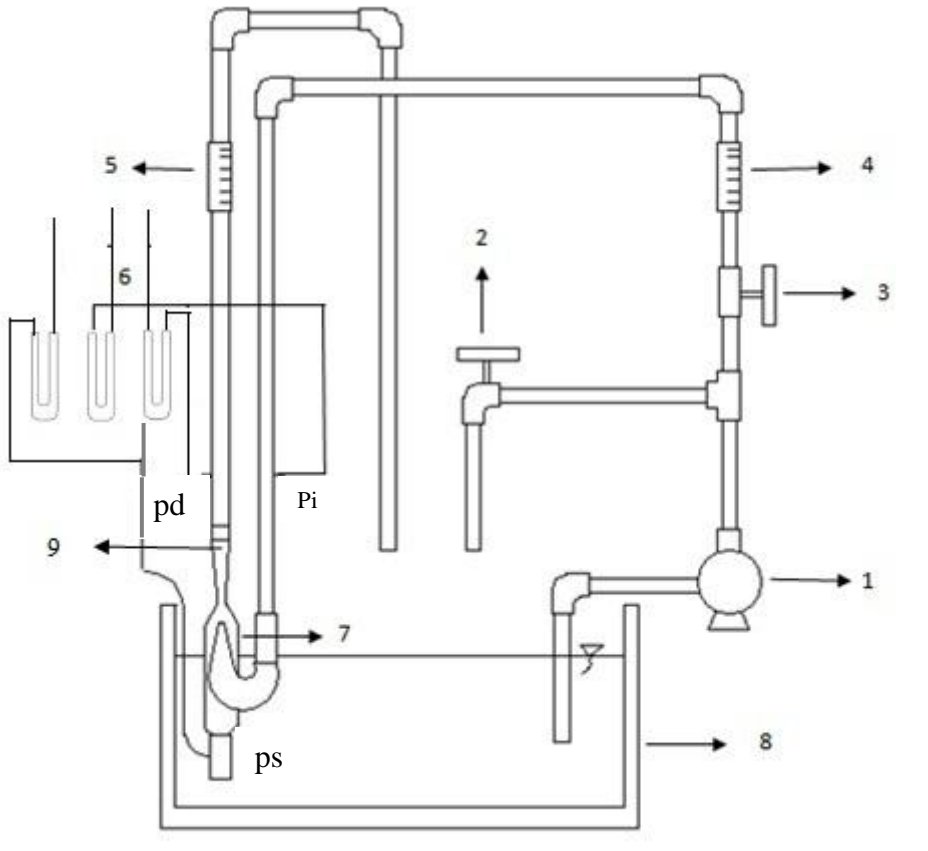
7. Manometer Raksa

Manometer ini berfungsi untuk mengukur tekanan fluida pada aliran primer, aliran sekunder, dan aliran keluar *jet pump*.



Gambar 3.8: manometer raksa

3.4 Instalasi Alat Penelitian



Gambar 3.9 : instalasi alat penelitian

Keterangan gambar :

1. Pompa sentrifugal
2. Katup pengaman (*safety valve*)
3. *Ball Valve*
4. *Flowmeter*
5. *Flowmeter*
6. Manometer raksa
7. *Jet pump*
8. Bak penampung
9. *Multy Cone diffuser*

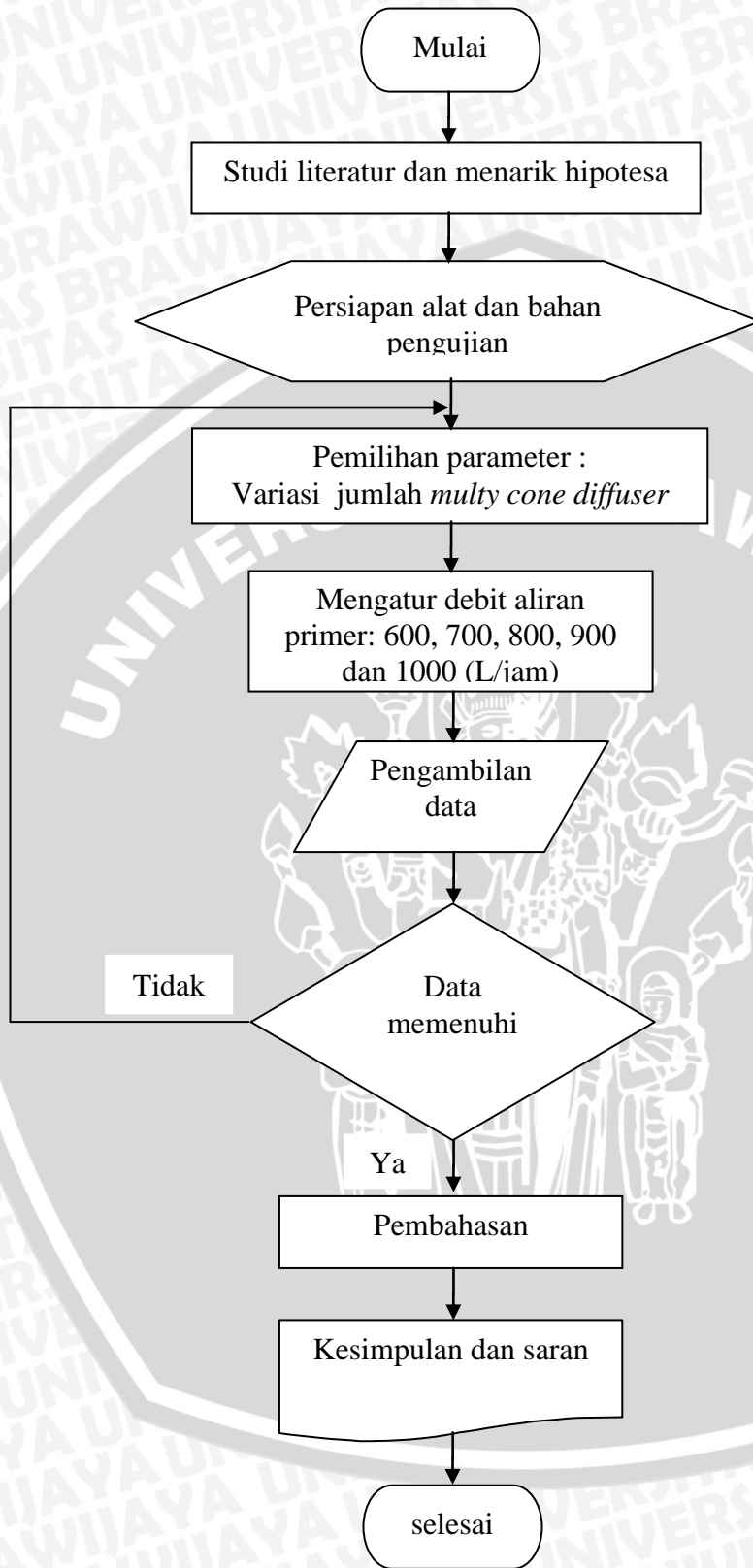
3.7 Metode pengambilan data

Adapun urutan proses pengambilan data pada saat penelitian adalah sebagai berikut :

1. Siapkan dan susun alat-alat yang akan digunakan pada penelitian (gambar 3.9)
2. Memasang *jet pump* dengan jumlah *cone diffuser* yang di tentukan
3. Menghidupkan pompa pada kondisinya
4. Mengatur debit aliran primer pertama 600 L/jam
5. Mengambil data tekanan pada setiap debit aliran primer
6. Mengulangi langkah 4 dan 5 hingga mencapai debit aliran primer 1000 L/Jam
7. Mengulangi langkah 2 sampai 6 sampai semua variasi jumlah *cone diffuser*
8. Data diolah menggunakan rumus perhitungan untuk mendapatkan efisiensi pada *jet pump*
9. Hasil pengolahan data ditampilkan dalam grafik dan dijelaskan fenomena yang terjadi
10. Menarik kesimpulan dari penelitian yang dilakukan.



3.8 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.13 : Diagram alir penelitian



BAB IV PENGOLAHAN DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Anlisa Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Pada pengujian pengaruh jumlah *multy cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump* data yang diambil adalah data dari instalasi *jet pump* dengan variasi panjang *cone diffuser* yaitu 25 mm dengan jumlah *multy cone diffuser* sebanyak 2 tingkat, 3 tingkat, dan 4 tingkat. Untuk setiap perlakuan juga dilakukan variasi debit aliran primer 600 L/jam, 700 L/jam, 800 L/jam, 900 L/jam, 1000 L/jam.

Data hasil pengujian jumlah *multy cone diffuser* terhadap efisiensi *jet pump* dapat dilihat pada tabel 4.1 - tabel 4.4.

Tabel 4.1 Data hasil pengujian tanpa menggunakan *cone diffuser*

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd [mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	150,00	250,00	43,00	-2,50	750,00
700,00	200,00	280,00	53,00	-3,00	900,00
800,00	280,00	355,00	63,00	-3,50	1080,00
900,00	330,00	440,00	78,00	-4,00	1230,00
1000,00	380,00	520,00	88,00	-6,00	1380,00

Tabel 4.2 Data hasil pengujian dengan jumlah *cone diffuser*: 2 tingkat

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	120,00	250,00	39,00	-2,50	720,00
700,00	170,00	280,00	49,00	-2,50	870,00
800,00	250,00	360,00	58,00	-3,00	1050,00
900,00	330,00	450,00	72,00	-4,00	1230,00
1000,00	350,00	530,00	83,00	-5,00	1350,00

Tabel 4.3 Data hasil pengujian dengan jumlah *cone diffuser*: 3 tingkat

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	90,00	250,00	38,00	-2,00	690,00
700,00	140,00	290,00	42,00	-2,00	840,00
800,00	250,00	400,00	55,00	-2,50	1050,00
900,00	300,00	480,00	67,00	-3,00	1200,00
1000,00	350,00	560,00	77,00	-4,00	1350,00

Tabel 4.4 Data hasil pengujian dengan jumlah *cone diffuser*: 4 tingkat

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	60,00	250,00	32,00	-1,50	660,00
700,00	140,00	300,00	39,00	-1,50	840,00
800,00	195,00	410,00	48,00	-2,00	995,00
900,00	270,00	490,00	59,00	-2,50	1170,00
1000,00	320,00	570,00	70,00	-3,50	1320,00

4.1.2 Perhitungan Data

Contoh perhitungan diambil dari data ke 1 hasil pengamatan *jet pump* dengan menggunakan *cone diffuser* 4 tingkat

- Tekanan keluar *jet pump* pada alat ukur, Pd = 32 mmHg
 = $435,2 \times 10^{-3}$ mH2O
 = $\rho \cdot g \cdot h$
 = $1000 \times 9,81 \times 435,2 \times 10^{-3}$
 = 4269.312 N/m^2
- Tekanan aliran primer pada alat ukur, Pi = 250 mmHg
 = 3400×10^{-3} mH2O
 = $\rho \cdot g \cdot h$
 = $1000 \times 9,81 \times 3400 \times 10^{-3}$
 = 33354 N/m^2
- Tekanan aliran sekunder pada alat ukur, Ps = -1,5 mmHg
 = $-20,4 \times 10^{-3}$ mH2O
 = $\rho \cdot g \cdot h$
 = $1000 \times 9,81 \times -20,4 \times 10^{-3}$
 = -200.124 N/m^2
- Debit aliran primer, Q₁ = 600 liter/jam
 = 600 x 1/60 liter/menit
 = 10 liter/menit
 = $10 \times (1 \cdot 10^{-3}/60) \text{ m}^3/\text{s}$
 = $0.000167 \text{ m}^3/\text{s}$
- Debit aliran keluar *jet pump*, Q_d = 11 liter/menit
 = $11 \times (1 \cdot 10^{-3}/60) \text{ m}^3/\text{s}$
 = $0,000183333 \text{ m}^3/\text{s}$
- Debit aliran sekunder, Q₂ = Q_d - Q₁
 = $0,000183333 - 0.000167$
 = $0,0000163333 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\begin{aligned}
 7. \text{ Rasio tekanan, N} &= \frac{(P_d - P_s)}{(P_i - P_d)} \\
 &= \frac{(4269.312 - (-200.124))}{(33354 - 4269.312)} \\
 &= 0,1536697 \\
 8. \text{ Rasio debit, M} &= \frac{Q_2}{Q_1} \\
 &= \frac{0,0000163333}{0.000167} \\
 &= 0,0978 \\
 9. \text{ Efisiensi jet pump, \%} &= \frac{Q_2(P_d - P_s)}{Q_1(P_i - P_d)} \times 100\% \\
 &= (M \times N) \times 100\% \\
 &= (0,0978 \times 0,1536697) \times 100\% \\
 &= 1,5028629\%
 \end{aligned}$$

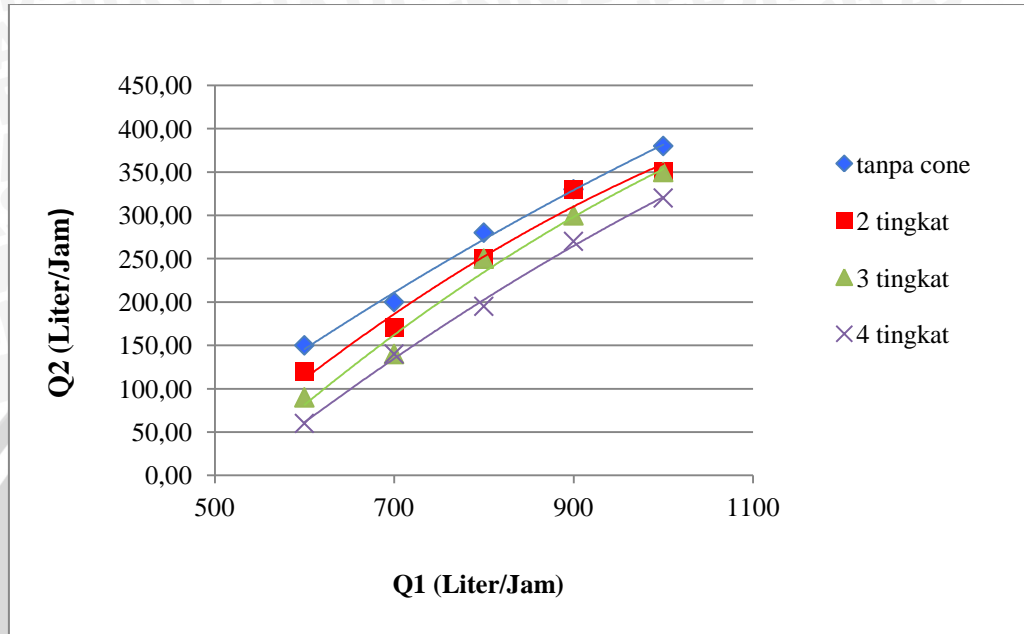
Tabel 4.5 Data hasil perhitungan efisiensi untuk semua variasi

Debit	variasi jumlah <i>multy cone diffuser</i>			
	tanpa <i>cone</i>	2 tingkat	3 tingkat	4 tingkat
600	5,49516908	4,91706161	2,83018868	1,50286296
700	7,06659312	5,20487107	3,57884536	3,13008732
800	7,97857855	6,46629049	5,18102372	3,36250957
900	8,30570902	7,37213404	5,64971751	4,28074246
1000	9,28053444	6,93494028	5,89222763	4,72342342

4.2 Analisis Grafik dan Pembahasan

4.2.1 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan debit aliran sekunder

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan debit aliran sekunder dapat dilihat pada gambar 4.1 berikut

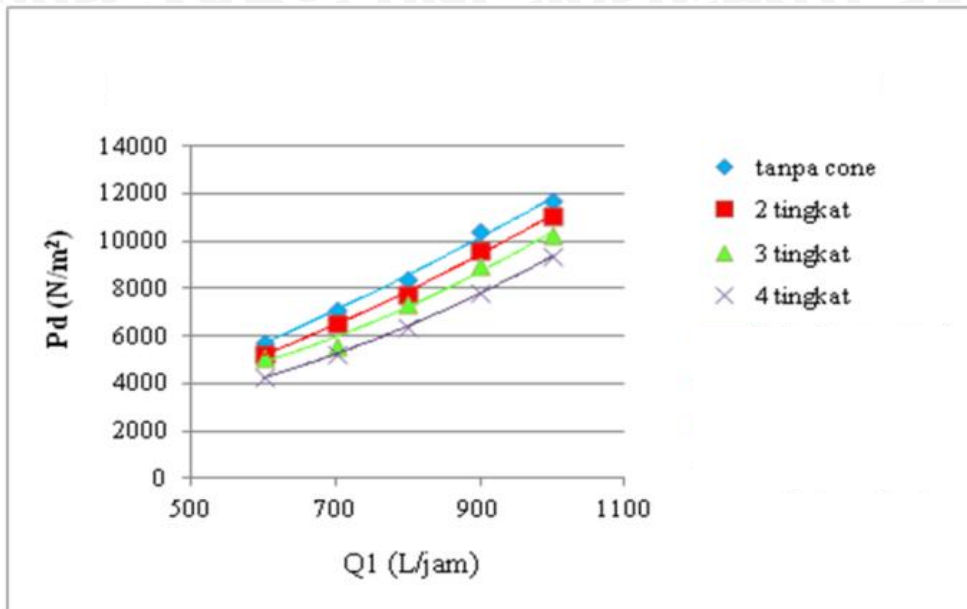


Gambar 4.1 : Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan debit aliran sekunder

Pada gambar 4.1 dapat dilihat bahwa *diffuser* yang tanpa menggunakan *cone* terjadi peningkatan yang lebih besar dibandingkan dengan *diffuser* yang menggunakan *cone* 2 tingkat, 3 tingkat dan 4 tingkat. Dimana debit aliran sekunder semakin meningkat seiring meningkatnya debit aliran primer. Hal ini dikarenakan semakin besar debit aliran primer maka air yang masuk akan semakin besar sehingga kecepatan air keluar *nozzle* akan semakin tinggi. Dengan semakin cepatnya aliran yang keluar dari *nozzle* maka tekanan pada *suction chamber* akan menurun hal ini mengakibatkan kemampuan dari *jet pump* untuk menghisap air akan semakin besar.

4.2.2 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan keluar *jet pump*

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan keluar *jet pump* dapat dilihat pada gambar 4.2 berikut

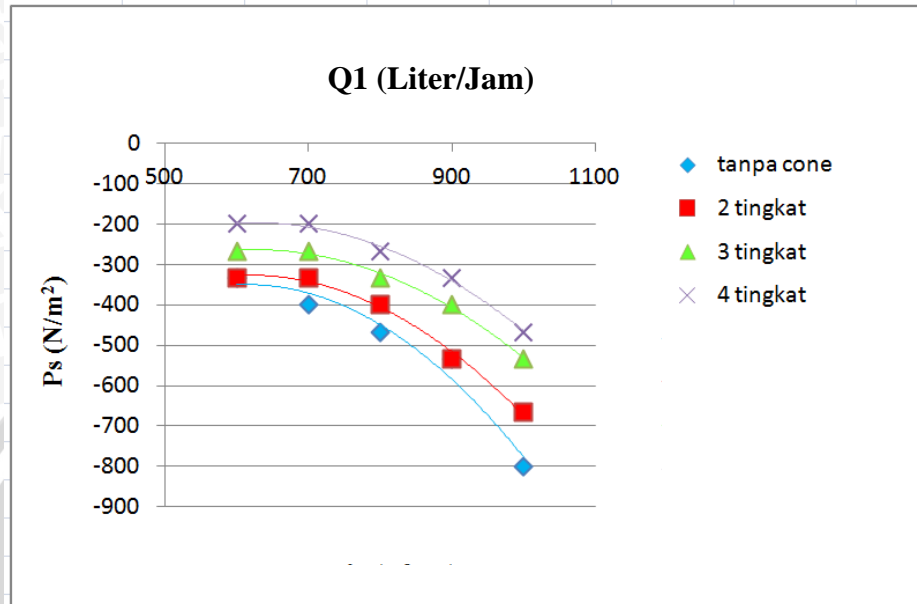


Gambar 4.2 : Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan keluar *jet pump*

Pada gambar 4.2 menunjukkan bahwa *diffuser* yang tanpa menggunakan *cone* mengalami peningkatan pada debit aliran primer yang menyebabkan tekanan keluar *jet pump* semakai besar tapi jika dibandingkan dengan *cone* yang menggunakan *cone* 2 tingkat, 3 tingkat, dan 4 tingkat walaupun meningkat tetapi tidak sebesar *diffuser* yang tanpa menggunakan *cone*. Hal ini disebabkan karena debit yang masuk kedalam *jet pump* semakin besar maka tekanan primer menjadi meningkat. Selain itu, dengan terjadinya proses pencampuran fluida sekunder yang berkecepatan rendah dengan fluida primer yang berkecepatan tinggi di *mixing throat* maka dengan proses pencampuran ini air yang tercampur menjadi homogen dan stabil. Dengan aliran di *mixing throat* yang homogen dan stabil ini maka aliran setelah keluar *diffuser* akan tercampur sempurna dan ketika keluar dari *diffuser* kecepatan air akan menurun di karenakan perubahan luas penampang pada *diffuser* yang mengakibatkan tekanan meningkat.

4.2.3 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan aliran sekunder

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan aliran sekunder dapat dilihat pada gambar 4.3 berikut

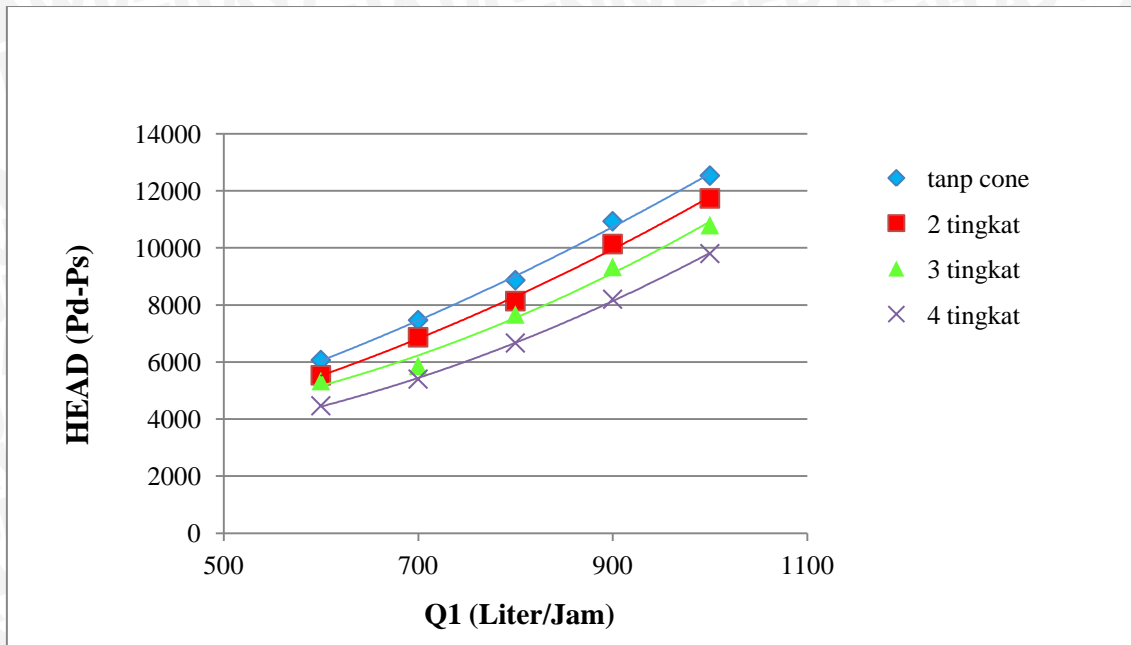


Gambar 4.3 : Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan tekanan aliran sekunder

Pada gambar 4.3 dapat dilihat bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran primer maka tekanan pada aliran sekunder akan menurun. Dapat dilihat bahwa *diffuser* yang tanpa menggunakan *cone* terjadi penurunan tekanan yang lebih besar dibandingkan dengan *diffuser* yang menggunakan *cone* 2 tingkat, 3 tingkat, dan 4 tingkat. Selain itu, dengan bertambahnya jumlah *cone* penurunan tekanan akan semakin berkurang. Hal ini disebabkan pada saat debit meninggalkan mulut *nozzle* maka kecepatannya semakin meningkat sehingga mengakibatkan penurunan tekanan pada daerah *suction chamber*. Dikarenakan terjadi penurunan pada daerah *section chamber* maka tekanan hisap di aliran sekunder akan semakin turun.

4.2.4 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan head

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan head dapat dilihat pada gambar 4.4 berikut

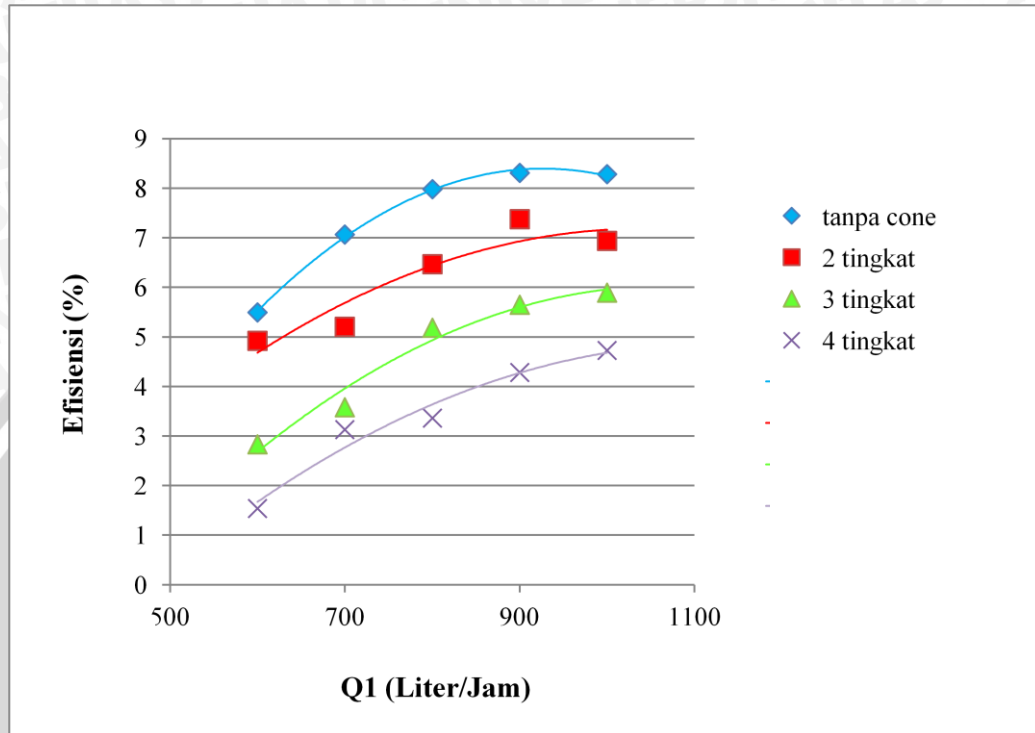


Gambar 4.4 : Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan head

Pada gambar 4.4 dapat dilihat bahwa seiring dengan bertambahnya debit aliran primer maka head yang dihasilkan akan semakin meningkat. Dimana *diffuser* yang tanpa menggunakan *cone* mengalami peningkatan head paling tinggi di bandingkan dengan *diffuser* yang menggunakan *cone* baik 2 tingkat, 3 tingkat dan 4 tingkat. Hal ini disebabkan karena seiring dengan bertambahnya debit aliran primer maka tekanan pada aliran sekunder akan semakin menurun dan tekanan pada keluar *jet pump* akan semakin tinggi. Sehingga dengan perbedaan nilai tekanan keluar *jet pump* dan tekanan aliran sekunder semakin besar menyebabkan head yang dihasilkan *jet pump* akan semakin tinggi.

4.2.5 Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan efisiensi

Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan efisiensi dapat dilihat pada gambar 4.5 berikut



Gambar 4.5: Grafik hubungan antara debit aliran primer dengan efisiensi

Pada gambar 4.5 dapat dilihat bahwa efisiensi akan meningkat seiring dengan bertambahnya debit aliran primer pada *jet pump*. Dapat dilihat juga bahwa efisiensi tertinggi terjadi pada *diffuser* yang tanpa menggunakan *cone* sedangkan *diffuser* yang menggunakan *cone* mengalami peningkatan juga akan tetapi tidak setinggi *diffuser* yang tanpa menggunakan *cone* dan seiring dengan bertambahnya jumlah variasi *cone* maka efisiensinya akan semakin berkurang.

Pada debit aliran primer 1000 liter/jam memiliki efisiensi tertinggi untuk semua variasi jumlah *multy cone* dan tanpa *cone*. Hal tersebut diakibatkan pada debit tersebut pasokan air yang masuk ke *jet pump* mempunyai nilai terbesar sehingga kecepatan aliran air yang masuk ke *jet pump* juga meningkat. Kecepatan aliran ini tentunya akan bertambah lagi setelah melewati *nozzle*, akibatnya tekanan di ujung *nozzle* akan mempunyai nilai terendah. Dengan tekanan yang sangat rendah ini maka tekanan hisap aliran sekunder akan mencapai nilai terendah pula sehingga kemampuan *jet pump* untuk menghisap air (debit) juga akan memiliki nilai terbesar. Hal tersebut akan mempengaruhi nilai rasio debit yang

juga akan mencapai nilai terbesar. Selain itu, dengan tekanan hisap pada aliran sekunder terendah, maka akan mempengaruhi nilai rasio *head* yang mencapai nilai terbesar. Sehingga secara keseluruhan, dengan nilai rasio debit dan rasio *head* terbesar akan berdampak pada efisiensi *jet pump* tertinggi.

Dari gambar 4.5 menunjukkan bahwa *jet pump* dengan tanpa *cone* memiliki efisiensi lebih tinggi dibandingkan dengan *cone* 2 tingkat, 3 tingkat, 4 tingkat. Efisiensi tertinggi pada *diffuser* tanpa *cone* dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 9,30570902%. Untuk yang 2 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 6,93494028%, sedangkan untuk yang 3 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 5,89222763% dan untuk yang 4 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 4,72342342%. Hal ini disebabkan luas dimensi *diffuser* yang digunakan sudah memenuhi standar untuk mencapai efisiensi maksimum pada *jet pump* yaitu dengan sudut 6° sehingga ketika diberi tambahan alat flow conditioner malah menurunkan efisiensi *jet pump*. Penurunan ini diakibatkan karena tekanan keluar *jet pump* yang semakin menurun sehingga itu mempengaruhi aliran air keluar *nozzle* dari aliran primer akan menurunkan kecepatan jadi tekanan daerah *suction chamber* mengalami penurunan yang kurang maksimal. Dengan penurunan tekanan di daerah *suction chamber* yang kurang maksimal akibatnya tekanan yang dihasilkan setelah keluar *diffuser* mempunyai tekanan yang kurang optimum. Dari kedua hal tersebut menyebabkan rasio *head* dan rasio debit tidak mencapai nilai maksimum sehingga efisiensi yang dihasilkan berkurang.



BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

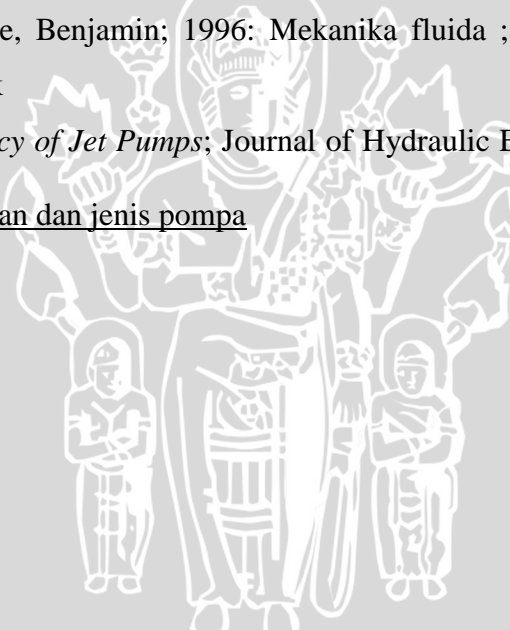
- 1.a. Debit aliran sekunder mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya debit aliran primer. Hal ini disebabkan karena semakin besar debit aliran primer maka pasokan air yang masuk akan semakin besar sehingga kecepatan air keluar *nozzle* akan semakin tinggi. Dengan kecepatan semakin tinggi maka tekanan di daerah *suction chamber* akan semakin rendah sehingga kemampuan *jet pump* untuk menghisap air akan semakin besar
- b. *Jet pump* dengan tanpa *cone* memiliki efisiensi lebih tinggi dibandingkan dengan *cone* 2 tingkat, 3 tingkat, 4 tingkat. Efisiensi tertinggi pada *diffuser* tanpa *cone* dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 9,30570902%. Untuk yang 2 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 6,93494028%, Untuk yang 3 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 5,89222763% dan untuk yang 4 tingkat efisiensi tertinggi dengan debit 1000 liter/jam yaitu sebesar 4,72342342%.
- c. Pada hasil penelitian efisiensi *jet pump* menurun seiring dengan bertambahnya *cone* yang di pasang pada *diffuser*. Hal ini dikarenakan *diffuser* yang kami gunakan sudah memiliki sudut yang sesuai standart untuk meminimalisir kerugian, sehingga dengan ditambahkan *multy cone* efisiensi yang dihasilkan *jet pump* tidak sebanding dengan kerugian yang ditimbulkan *cone* tersebut.

5.2 Saran

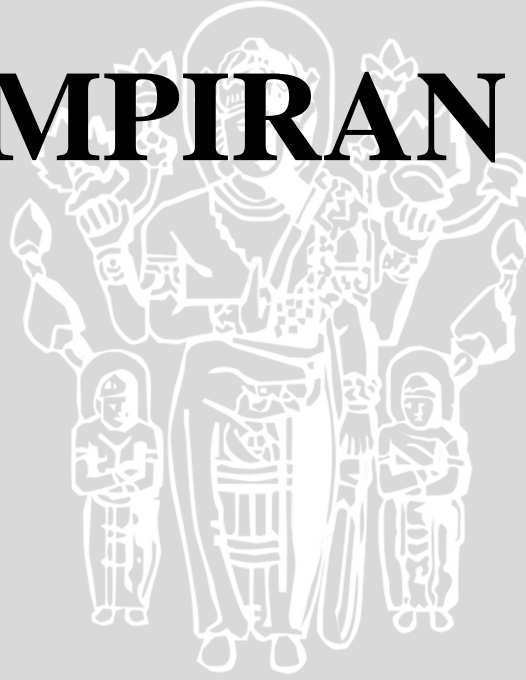
1. Untuk penelitian selanjutnya bisa menggunakan alat ukur yang lebih akurat agar hasil penelitian lebih akurat
2. Menggunakan daya pompa yang lebih besar agar kinerja dari *jet pump* bisa maksimal
3. Untuk penelitian lebih lanjut dapat diteliti pengaruh peletakan *cone* pada *diffuser* untuk meningkatkan efisiensi *jet pump* dengan sudut *diffuser* yang lebih besar

DAFTAR PUSTAKA

- Dietzel, Fritz; 1990: *Turbin, Pompa dan Kompresor*; Erlangga; Jakarta.
- Nekrasorv, B.; 1967: *Hydraulics for Aeronautical Engineering*; Peace Publishers; Moscow.
- Karassik, Igor J.; 1986: *Pump Handbook*; Thrid Edition; Mc Graw Hill, New York.
- Stepanoff, A.J.; 1957: *Centrifugal and Axial Flow Pumps*; Jhon Wiley & Sonc Inc.; New York.
- Sularso; 1983: *Pompa dan Kompresor*; Pradnya paramitha; Jakarta.
- Takayama, Sinichi; 2002: *Numerical Prediction on the Optimum Mixing Throat Length for Drive Nozzle Position of the Central Jet Pump*; Tokai University; Japan.
- White, Frank; 2001: *Fluid Mechanics*; Mc Graww Hill Book Company ; New York
- Nouwen, Ing A.; 1981: *Pompa I*; Edisi Kedua; Bharatara; Jakarta.
- Streeter, Victor. L and wylie, Benjamin; 1996: *Mekanika fluida* ; Mc Graw Hill Book Company , New York
- Winoto, S.H.; 2000: *Efficiency of Jet Pumps*; Journal of Hydraulic Engineering; Vol. 126, hal 150-156.
- [www. Image google pengertian dan jenis pompa](#)



LAMPIRAN A



DAFTAR LAMPIRAN

DATA HASIL PENGUJIAN

Tabel 4.1 Data hasil pengujian tanpa menggunakan *cone diffuser*

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd [mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	150,00	250,00	43,00	-2,50	750,00
700,00	200,00	280,00	53,00	-3,00	900,00
800,00	280,00	355,00	63,00	-3,50	1080,00
900,00	330,00	440,00	78,00	-4,00	1230,00
1000,00	380,00	520,00	88,00	-6,00	1380,00

Tabel 4.2 Data hasil pengujian dengan jumlah *cone diffuser*: 2 tingkat

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	120,00	250,00	39,00	-2,50	720,00
700,00	170,00	280,00	49,00	-2,50	870,00
800,00	250,00	360,00	58,00	-3,00	1050,00
900,00	330,00	450,00	72,00	-4,00	1230,00
1000,00	350,00	530,00	83,00	-5,00	1350,00

Tabel 4.3 Data hasil pengujian dengan jumlah *cone diffuser*: 3 tingkat

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	90,00	250,00	38,00	-2,00	690,00
700,00	140,00	290,00	42,00	-2,00	840,00
800,00	250,00	400,00	55,00	-2,50	1050,00
900,00	300,00	480,00	67,00	-3,00	1200,00
1000,00	350,00	560,00	77,00	-4,00	1350,00

Tabel 4.4 Data hasil pengujian dengan jumlah *cone diffuser*: 4 tingkat

Q1 [L/Jam]	Q2 [L/Jam]	P1 [mmHg]	Pd[mmHg]	Ps [mmHg]	Qd [L/Jam]
600,00	60,00	250,00	32,00	-1,50	660,00
700,00	140,00	300,00	39,00	-1,50	840,00
800,00	195,00	410,00	48,00	-2,00	995,00
900,00	270,00	490,00	59,00	-2,50	1170,00
1000,00	320,00	570,00	70,00	-3,50	1320,00

Tabel 4.5 Data hasil perhitungan efisiensi untuk semua variasi

Debit	variasi jumlah <i>multy cone diffuser</i>			
	tanpa <i>cone</i>	2 tingkat	3 tingkat	4 tingkat
600	5,49516908	4,91706161	2,83018868	1,50286296
700	7,06659312	5,20487107	3,57884536	3,13008732
800	7,97857855	6,46629049	5,18102372	3,36250957
900	8,30570902	7,37213404	5,64971751	4,28074246
1000	9,28053444	6,93494028	5,89222763	4,72342342

