

**STUDI EKSPERIMENTAL SUDUT NOSEL  
DAN SUDUT SUDU TERHADAP KINERJA TURBIN *CROSS-FLOW*  
SEBAGAI PLTMH DI DESA BUMI NABUNG TIMUR**

**Tesis**

**Oleh**

**MAFRUDDIN**



**PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS LAMPUNG  
BANDAR LAMPUNG  
2016**

## **ABSTRAK**

### **EFFECT OF THE ANGLE OF ATTACK AND BLADE NOZZLE DIMENSIONS ON THE PERFORMANCE OF A *CROSS-FLOW* TURBINE**

**By**

**MAFRUDDIN**

Energy has an important role in achieving the goals of social, economic and environmental. In Indonesia, it is still dominated by the energy based on fossil fuels, which are nonrenewable energy sources. Microhydro power is one of the solutions to the energy crisis that is still around today. The most commonly used turbine type in the microhydro power is a *Cross-flow* turbine. The aim of this study is to determine the effect of the angle of attack and blade nozzle dimensions on the performance of the *Cross-flow* turbine performance.

This study was performed experimentally by varying the nozzle angle (15°, 30° and 45°) and blade angle (14°, 16°, and 18°). The *Cross-flow* turbine has the outer diameter of 0.2885 m , the number of blades pieces of 18 and the nozzle thick of 0,025 m respectively. Discharge of water used for testing is at 0.02487 m<sup>3</sup>/ s.

The results showed that the nozzle angle and blade angle greatly affect the performance of the *Cross-flow* turbine. The highest turbine efficiency of 77% was obtained for the nozzle angle of 15° and blade angle of 16°. It is based on the

regression analysis of empirical equation for the turbine efficiency of  $1.00 - (0.00539$   
 $* \alpha - 0.0112 * \phi)$ .

**Keywords:** Microhydro power, Nozzle angle, Blade angle, *Cross-flow* turbine

## **ABSTRAK**

### **STUDI EKSPERIMENTAL SUDUT NOSEL DAN SUDUT SUDU TERHADAP KINERJA TURBIN *CROSS-FLOW* SEBAGAI PLTMH DI DESA BUMI NABUNG TIMUR**

**Oleh**

**MAFRUDDIN**

Energi mempunyai peranan penting dalam pencapaian tujuan sosial, ekonomi dan lingkungan. Energi di Indonesia saat ini masih didominasi oleh energi yang berbasis bahan bakar fosil, yang merupakan sumber energi tak terbarukan. PLTMH merupakan salah satu solusi krisis energi yang terjadi saat ini. Jenis turbin yang umum digunakan dalam PLTMH adalah Turbin *Cross-flow*. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh sudut nosel dan sudut sudu terhadap kinerja turbin *Cross-flow*.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimen dengan memvariasikan sudut nosel (15°, 30° dan 45°) dan sudut sudu (14°, 16°, dan 18°). Turbin yang diuji memiliki spesifikasi diameter luar 0,2885 m, jumlah sudu 18 buah dan tebal nosel 0,025 m. Debit air yang digunakan untuk pengujian sebesar 0,02487 m<sup>3</sup>/s.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa sudut nosel dan sudut sudu sangat berpengaruh terhadap kinerja turbin. Efisiensi turbin tertinggi sebesar 77% diperoleh

dengan sudut nosel  $15^\circ$  dan sudut sudu  $16^\circ$ . Berdasarkan analisis regresi diperoleh persamaan empirik untuk efisiensi turbin yaitu  $= 1,00 - (0,00539*\alpha - 0,0112*\phi)$ .

**Kata Kunci:** PLTMH, Sudut Nosel, Sudut Sudu, Turbin *Cross-flow*

**STUDI EKSPERIMENTAL SUDUT NOSEL  
DAN SUDUT SUDU TERHADAP KINERJA TURBIN *CROSS-FLOW*  
SEBAGAI PLTMH DI DESA BUMI NABUNG TIMUR**

**Oleh**

**MAFRUDDIN**

**Tesis**

**Sebagai Salah Satu Syarat Untuk Mencapai Gelar  
MAGISTER TEKNIK**

**Pada**

**Program Pascasarjana Magister Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Lampung**



**PROGRAM PASCASARJANA TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS LAMPUNG  
BANDAR LAMPUNG  
2016**

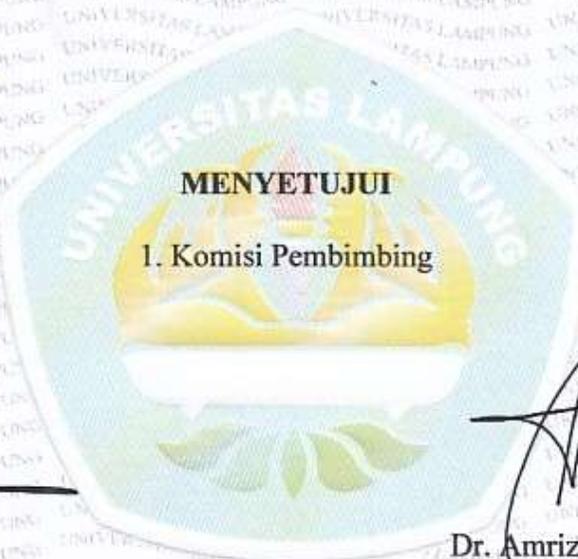
**Judul Tesis** : **STUDI EKSPERIMENTAL SUDUT NOSEL  
DAN SUDUT SUDU TERHADAP KINERJA  
TURBIN *CROSS-FLOW* SEBAGAI PLTMH DI  
DESA BUMI NABUNG TIMUR**

**Nama Mahasiswa** : **Mafruddin**

**Nomor Pokok Mahasiswa** : **1425021007**

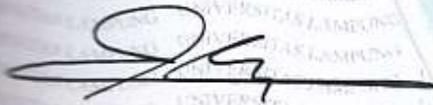
**Program Studi** : **Magister Teknik Mesin**

**Fakultas** : **Teknik**



**MENYETUJUI**

**1. Komisi Pembimbing**

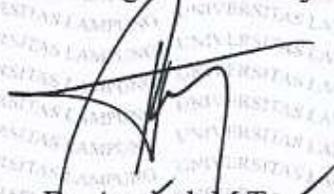


**Dr. Amrul, M.T.**  
**NIP. 197103311999031003**



**Dr. Amrizal, M.T.**  
**NIP. 197002021998031004**

**2. Ketua Program Pascasarjana**

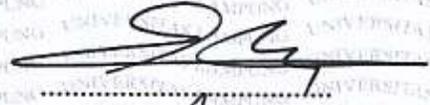


**Dr. Amrizal, M.T.**  
**NIP. 197002021998031004**

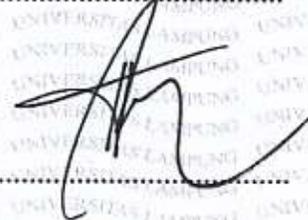
**MENGESAHKAN**

**1. Tim penguji**

**Ketua : Dr. Amrul, M.T.**

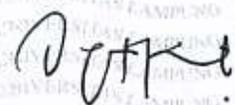


**Sekretaris : Dr. Amrizal, M.T.**



**Penguji**

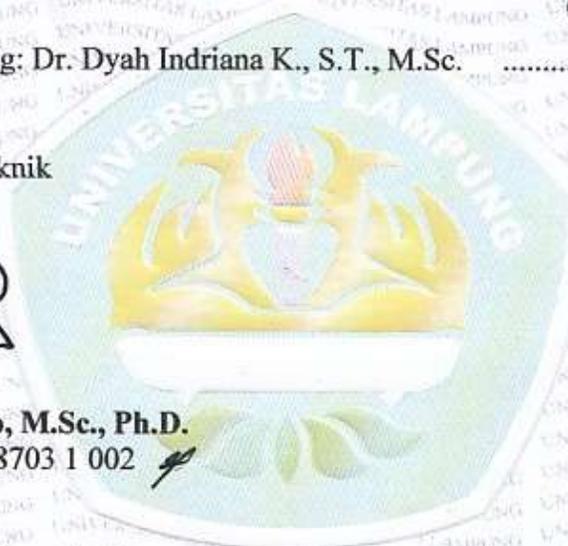
**Bukan Pembimbing: Dr. Dyah Indriana K., S.T., M.Sc.**



**2. Dekan Fakultas Teknik**



**Prof. Dr. Suharno, M.Sc., Ph.D.**  
**NIP. 19620717 198703 1 002**



**3. Direktur Program Pasca Sarjana  
Universitas Lampung**



**Prof. Dr. Sudjarwo, M.S.**  
**NIP. 19530528 198103 1 002**

**Tanggal Lulus Ujian Tesis: (21 Oktober 2016)**

## PERNYATAAN PENULIS

TESIS INI DIBUAT SENDIRI OLEH PENULIS DAN BUKAN HASIL PLAGIAT  
SEBAGAIMANA DIATUR DALAM PASAL 27 PERATURAN AKADEMIK  
UNIVERSITAS LAMPUNG DENGAN SURAT KEPUTUSAN REKTOR No.  
3187/H26/DT/2010

YANG MEMBUAT PERNYATAAN



MAFRUDDIN  
NPM. 1425021007

## **RIWAYAT HIDUP**



Penulis dilahirkan di Bumi Nabung Timur, kecamatan Bumi Nabung, kabupaten Lampung Tengah pada tanggal 15 Januari 1990, anak kedua dari 4 bersaudara, dari pasangan bapak Agus Suparman dan Ibu Suparni.

Pendidikan dasar penulis ditempuh di Madrasah Ibtidaiyah Nurul Ihsan Bumi Nabung Timur dan selesai pada tahun 2002, kemudian melanjutkan pendidikan tingkat pertama (SLTP) di Madrasah Tsanawiyah Muhammadiyah Bumi Nabung Timur kecamatan Bumi Nabung dan selesai pada tahun 2005 dan Sekolah Menengah Atas (SMA) di SMA Negeri 1 Rumbia Lampung Tengah dan selesai pada tahun 2008.

Pada tahun 2010 penulis melanjutkan pendidikan di tingkat pendidikan tinggi di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Metro Lampung dan selesai pada tahun 2014. Pada tahun 2014 penulis terdaftar sebagai mahasiswa Teknik Mesin program Magister Teknik Mesin Universitas Lampung.

Pada tanggal 21 Oktober 2016 penulis telah menyelesaikan tugas akhirnya dan telah melaksanakan sidang tesis.

## **PERSEMBAHAN**

Dengan kerendahan hati dan rasa syukur kepada Allah SWT. Penulis persembahkan tesis ini kepada:

1. Kedua orang tua ku (Agus Suparman dan Suparni) yang selalu mendoakan dan memberikan semangat serta nasehat demi keberhasilan studiku
2. Yang tersayang kakak (Yeti Ekasari) dan adik-adikku (Rahmawati dan Nurma Hamida) yang selalu memberikan semangat demi keberhasilanku
3. Neli Susanti yang selalu memberikan semangat dan doa demi keberhasilan ku.
4. Sahabat-sahabat terbaikku yang telah memberikan dorongan dan semangat
5. Teman-teman program pascasarjana Teknik Mesin Universitas Lampung angkatan 2014
6. Almamater tercinta Teknik Mesin Universitas Lampung
7. Dan semua pihak yang telah membantu penulis.

## MOTTO

*Sesuatu tidak disukai karena sesuatu itu tidak dikenali,  
Orang cerdas adalah orang yang dapat memanfaatkan sesuatu yang tidak disukai  
karena tidak dikenali menjadi sesuatu yang berguna  
dan disukai karena manfaatnya*

*(Penulis)*

*Kebohongan merupakan setitik noda  
Satu noda dalam sehelai benang akan mengotori selembar kain  
dan kebohongan dalam selembar kertas putih adalah noda dalam sebuah buku  
yang tidak akan dapat dihapus meskipun membuka halaman baru.*

*(Penulis)*

## SANWACANA

*Assalamu'alaikum, wr.wb.*

Alhamdulillah segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadiran Allah SWT. karena berkat Rahmat dan Hidayah-Nya tesis ini dapat diselesaikan.

Tesis yang berjudul “Studi Eksperimental Sudut Nosel Dan Sudut Sudu Terhadap Kinerja Turbin *Cross-Flow* Sebagai PLTMH Di Desa Bumi Nabung Timur” adalah salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik pada program pascasarjana di Universitas Lampung.

Dalam kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Prof. Dr. Suharno, M.Sc., Ph.D selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Lampung
2. Bapak Dr. Amrizal, S.T.,M.T. selaku Ketua Jurusan Magister Teknik Mesin dan selaku Pembimbing II yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan kepada penulis dalam menyelesaikan tesis ini
3. Bapak Dr. Amrul, S.T.,M.T. selaku Pembimbing I yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan kepada penulis dalam menyelesaikan tesis ini
4. Bapak dan Ibu dosen beserta staf tata usaha dan karyawan Fakultas Teknik Universitas Lampung
5. Keluarga Besar Mahasiswa Fakultas Teknik Universitas Lampung

6. Teman-teman Fakultas Teknik khususnya Magister Teknik Mesin angkatan 2014 yang telah memberikan dukungan dan semangat kepada penulis
7. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam penulisan tesis ini.

*Wassalamu'alaikum, wr.wb.*

Bandar Lampung, Oktober 2016

*Mafruddin*

## DAFTAR ISI

	Halaman
<b>ABSTRAK</b> .....	iii
<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	v
<b>HALAMAN PERSETUJUAN</b> .....	vi
<b>HALAMAN PENGESAHAN</b> .....	vii
<b>PERNYATAAN PENULIS</b> .....	viii
<b>RIWAYAT HIDUP</b> .....	ix
<b>PERSEMBAHAN</b> .....	x
<b>MOTTO</b> .....	xi
<b>SANWACANA</b> .....	xii
<b>DAFTAR ISI</b> .....	xv
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xix
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xx
<b>I. PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Tujuan.....	6
1.3 Batasan Masalah.....	7
1.4 Sistematikan Penulisan Laporan .....	8
<b>II. TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	9
2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA) .....	9

2.1.1 Potensi PLTA di Indonesia .....	10
2.1.2 Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH) .....	11
2.1.3 Pertimbangan Desain Pembangkit Listrik Mikro hidro .....	14
2.2 Turbin Air .....	19
2.2.1 Pengertian Turbin Air .....	19
2.2.2 Prinsip Kerja Turbin Air .....	19
2.3 Klasifikasi Turbin Air .....	20
2.3.1 Turbin Implus .....	21
2.3.2 Turbin Reaksi .....	24
2.3.3 Perbandingan Karakteristik Turbin .....	27
2.4 Penelitian Terdahulu Turbin <i>Cross-flow</i> .....	28
2.5 Turbin <i>Cross-flow</i> .....	34
2.6 Jenis-Jenis Turbin Air <i>Cross-flow</i> .....	38
2.7 Perencanaan Turbin <i>Cross-flow</i> .....	39
2.7.1 Perencanaan Pipa Pesat ( <i>Penstocks</i> ) .....	39
2.7.2 Dasar Teori turbin <i>Cross-flow</i> .....	40
2.7.3 Daya air yang digunakan ( $P_{air}$ ) .....	44
2.7.4 Efisiensi Turbin Secara Teoritis .....	49
2.7.5 Perencanaan <i>Runner</i> Turbin <i>Cross-flow</i> .....	56
2.8 Daya Yang Dihasilkan Turbin ( $P_t$ ) .....	69
2.9 Efisiensi Mekanik Turbin ( $\eta_t$ ) .....	71
2.10 Daya Yang Dihasilkan Generator ( $P_g$ ) .....	72
2.11 Efisiensi Sistem Pembangkit .....	72

<b>III. METODE PENELITIAN .....</b>	<b>74</b>
3.1 Waktu Dan Tempat .....	74
3.2 Alat Dan Bahan .....	74
3.2.1 Alat .....	74
3.2.2 Bahan .....	76
3.3 Metode Penelitian.....	77
3.3.1 Studi pustaka.....	78
3.3.2 Pengamatan secara langsung (Observasi).....	78
3.3.3 Pengolahan data lapangan dan desain turbin .....	78
3.3.4 Perhitungan efisiensi turbin secara teoritis .....	79
3.3.5 Analisis hasil perhitungan teoritis dan eksperimen .....	79
3.4 Prosedur Pembuatan Turbin <i>Cross-flow</i> .....	80
3.4.1 Tahap Perencanaan (Desain turbin).....	80
3.4.2 Tahap Pelaksanaan.....	86
3.5 Tahap Perhitungan Efisiensi Turbin Secara Teoritis.....	87
3.5.1 Efisiensi turbin berdasarkan sudut nosel .....	87
3.5.2 Efisiensi turbin berdasarkan sudut sudu .....	88
3.6 Skema Variasi Sudut nosel.....	93
3.7 Skema Variasi Sudut Sudu .....	94
3.8 Tahap Pengujian turbin .....	97
3.9 Prosedur Pengujian.....	98
3.10 Analisis Hasil Perhitungan Teoritis dan Hasil Pengujian .....	99
3.11 Diagram Alir Penelitian.....	103

3.12 Skema Instalasi Penelitian (Skema PLTMH).....	104
<b>IV. HASIL DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>105</b>
4.1 Hasil.....	105
4.1.1 Hasil Pengujian Putaran Turbin.....	105
4.1.2 Hasil Pengujian Daya Turbin.....	106
4.1.3 Daya Listrik .....	117
4.1.4 Efisiensi Sistem Pembangkit .....	118
4.2 Pembahasan .....	118
4.2.1 Analisis hasil perhitungan secara teoritis dan pengujian (eksperimen)....	118
4.2.2 Putaran Turbin .....	121
4.2.3 Efisiensi Turbin .....	125
4.2.4 Analisis Karakter Turbin .....	129
4.2.5 Daya Listrik .....	133
4.2.6 Efisiensi Sistem Pembangkit .....	133
<b>V. SIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>134</b>
5.1 Simpulan.....	134
5.2 Saran .....	134
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>136</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>139</b>

## DAFTAR TABEL

Tabel	Halaman
2.1 Potensi Energi Terbarukan (Tenaga Air) Di Indonesia.....	10
2.2 Kapasitas Terpasang Pembangkit Tenaga Listrik Nasional.....	14
2.3 Aplikasi Turbin Mikro hidro Dengan Klasifikasi <i>Head</i> .....	21
2.4 Efisiensi Maksimal Turbin <i>Cross-Flow</i> .....	33
3.1 Hasil Rancangan Turbin <i>Cross-Flow</i> .....	86
3.2 Geometri Sudut $\beta_1$ Turbin <i>Cross-Flow</i> .....	97
3.3 Hasil Pengujian Putaran Turbin <i>Cross-Flow</i> .....	100
3.4 Hasil Pengujian Daya Turbin <i>Cross-Flow</i> .....	101
4.1 Hasil Pengujian Putaran Turbin <i>Cross-Flow</i> Tanpa Beban .....	75
4. 2 Daya turbin dengan sudut nosel $15^\circ$ dan sudut sudu $14^\circ$ .....	108
4. 3 Daya turbin dengan sudut nosel $15^\circ$ dan sudut sudu $16^\circ$ .....	109
4. 4 Daya turbin dengan sudut nosel $15^\circ$ dan sudut sudu $18^\circ$ .....	110
4. 5 Daya turbin dengan sudut nosel $30^\circ$ dan sudut sudu $14^\circ$ .....	111
4. 6 Daya turbin dengan sudut nosel $30^\circ$ dan sudut sudu $16^\circ$ .....	112
4. 7 Daya turbin dengan sudut nosel $30^\circ$ dan sudut sudu $18^\circ$ .....	113
4. 8 Daya turbin dengan sudut nosel $45^\circ$ dan sudut sudu $14^\circ$ .....	114
4. 9 Daya turbin dengan sudut nosel $45^\circ$ dan sudut sudu $16^\circ$ .....	115
4. 10 Daya turbin dengan sudut nosel $45^\circ$ dan sudut sudu $18^\circ$ .....	116
4.11 Daya listrik yang dihasilkan generator.....	117
4.12 Perbandingan Efisiensi turbin <i>Cross-flow</i> .....	118

## DAFTAR GAMBAR

Gambar	Halaman
2.1 Skema Diagram PLTMH .....	13
2.2 Klasifikasi Turbin Mikro hidro .....	20
2.3 Turbin Pelton.....	22
2.4 Turbin <i>Cross-flow</i> .....	23
2.5 Turbin <i>Turgo</i> .....	24
2.6 turbin francis .....	25
2.7 Turbin <i>Kaplan</i> .....	26
2.8 Grafik Perbandingan Karakteristik Turbin.....	27
2.9 Konstruksi Turbin <i>Cross-flow</i> .....	36
2.10 Aliran Masuk Turbin <i>Cross-flow</i> .....	37
2.11 <i>Runner</i> Turbin <i>Cross-Flow</i> .....	37
2.12 Turbin <i>Cross-flow</i> Kecepatan Rendah .....	38
2.13 Turbin <i>Cross-flow</i> Kecepatan Tinggi.....	38
2.14 Air melalui sudu <i>runner</i> dan diagram kecepatan .....	42
2.15 Segitiga kecepatan.....	43
2.16 Definisi sketsa untuk sistem koordinat silinder .....	52
2.17 Turbin <i>Cross-flow</i> Vertical .....	60
2.18 Turbin <i>Cross-flow</i> Horizontal .....	61
2.19 Turbin <i>Cross-flow</i> posisi miring .....	61
2.20 Diagram kecepatan.....	62
2.21 Diagram kecepatan gabungan .....	64
2.22 Diagram kecepatan sisi keluar dan masuk .....	64
2.23 Jarak ( <i>spasi</i> ) sudu.....	65
2.24 Jari-jari kelengkungan sudu .....	67
2.25 <i>Rope brake</i> .....	70
3.1 efisiensi turbin secara teoritis dengan variasi sudut nosel .....	88
3.2 Efisiensi turbin dengan sudut nosel 15° .....	90
3.3 Efisiensi turbin dengan sudut nosel 30° .....	91
3.4 Efisiensi turbin dengan sudut nosel 45° .....	91
3.5 Efisiensi turbin dengan variasi sudut nosel dan sudut sudu.....	92
3.6 Turbin <i>Cross-flow</i> Dengan Sudut nosel 15° .....	93
3.7 Turbin <i>Cross-flow</i> Dengan Sudut nosel 30° .....	93
3.8 Turbin <i>Cross-flow</i> Dengan Sudut nosel 45° .....	93
3.9 <i>Runner</i> Turbin <i>Cross-flow</i> Dengan Sudut sudu 14°.....	94
3.10 Geometri sudu dengan sudut 14° .....	94
3.11 <i>Runner</i> Turbin <i>Cross-flow</i> Dengan Sudut sudu 16° .....	95

3.12 Geometri sudu dengan sudut 16°.....	95
3.13 Runner Turbin <i>Cross-flow</i> Dengan Sudut sudu 18° .....	96
3.14 Geometri sudu dengan sudut 18°.....	96
3.15 <i>Runner</i> Turbin <i>Cross-flow</i> tampak atas.....	97
3.16 Bagan alir penelitian .....	103
3.17 Skema Rancangan PLTMH.....	104
4.1 Grafik hasil pengujian putaran turbin tanpa beban .....	106
4.2 Grafik torsi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel 15° dan sudut sudu 14°	108
4.3 Grafik torsi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel 15° dan sudut sudu 16°	109
4.4 Grafik torsi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel 15° dan sudut sudu 18°	110
4.5 Grafik torsi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel 30° dan sudut sudu 14°	111
4.6 Grafik torsi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel 30° dan sudut sudu 16°	112
4.7 Grafik torsi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel 30° dan sudut sudu 18° .	113
4.8 Grafik torsi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel 45° dan sudut sudu 14°	114
4.9 Grafik daya yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel 45° dan sudut sudu 16°	115
4.10 Grafik torsi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel 45° dan sudut sudu 18° .....	116
4.11 Perbandingan Efisiensi turbin <i>Cross-flow</i> .....	119
4.12 Hasil analisis pengaruh variasi sudut nosel dan sudut sudu terhadap putaran turbin tanpa beban.....	121
4.13 <i>Residual plot</i> untuk putaran turbin.....	122
4.14 <i>Main effects plot</i> untuk putaran turbin .....	123
4.15 <i>Interaction plot</i> untuk putaran turbin .....	123
4.16 <i>Contour plot</i> untuk putaran turbin .....	124
4.17 Analisis nilai <i>regresi</i> untuk putaran turbin <i>Cross-flow</i> tanpa beban.....	124
4.18 Hasil analisis pengaruh variasi sudut nosel dan sudut sudu terhadap efisiensi turbin.....	125
4.19 <i>Residual plot</i> untuk efisiensi turbin.....	126
4.20 <i>Main effects plot</i> untuk efisiensi turbin.....	127
4.21 <i>Interaction plot</i> untuk efisiensi turbin.....	127
4.22 <i>Contour plot</i> untuk efisiensi turbin .....	128
4.23 Analisis nilai <i>regresi</i> untuk efisiensi turbin <i>Cross-flow</i> .....	128
4.24 Grafik perbandingan daya yang dihasilkan turbin dengan variasi sudut nosel dan sudu sudu .....	130

## **I. PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Energi mempunyai peranan penting dalam pencapaian tujuan sosial, ekonomi dan lingkungan untuk pembangunan berkelanjutan serta merupakan aspek pendukung bagi kegiatan ekonomi nasional. Penggunaan energi di Indonesia meningkat pesat seiring dengan pertumbuhan ekonomi dan penambahan jumlah penduduk. Sedangkan akses menuju energi yang andal dan terjangkau merupakan pra-syarat utama untuk meningkatkan standar hidup masyarakat.

Kebutuhan energi di Indonesia saat ini masih didominasi oleh energi yang berbasis bahan bakar fosil, seperti minyak bumi, batu bara dan gas. Kerugian dari bahan bakar tersebut adalah sifatnya yang tidak ramah lingkungan, karena hasil pembakaran bahan bakar fosil adalah CO<sub>2</sub> yang merupakan gas rumah kaca. Selain itu bahan bakar fosil merupakan energi yang tak terbarukan, sehingga jika dieksploitasi terus menerus, maka cadangan bahan bakar fosil akan habis. Atas dasar pertimbangan tersebut maka pemerintah melalui peraturan Presiden No. 5 Tahun 2006 telah menetapkan target energi baru terbarukan dalam bauran energi nasional minimal 17%. Berdasarkan Kebijakan Energi Nasional yang baru, pangsa energi primer yang berasal dari sumber energi baru terbarukan sebesar 25%

ditetapkan menjadi target. Dengan target tersebut maka mengharuskan penggunaan energi baru terbarukan secara maksimal.

Salah satu sumber energi terbarukan yaitu energi air (*hidro*). Dimana pemanfaatan energi air (*hidro*) ditargetkan mencapai 4 % dari penggunaan energi nasional pada tahun 2025. Untuk memenuhi target tersebut maka perlu ditingkatkan dalam pemanfaatan sumber daya air (*hidro*) yang tersebar di seluruh wilayah di Indonesia sebagai sumber energi terbarukan. Salah satu kategori pemanfaatan sumber daya air sebagai energi terbarukan (energi listrik) yang sangat menjanjikan adalah pembangkit listrik tenaga mikro hidro (PLTMH).

Pembangkit Listrik Tenaga Mikro hidro (PLTMH) merupakan salah satu solusi yang dapat digunakan untuk mengatasi masalah krisis energi khususnya energi listrik. PLTMH memiliki banyak keunggulan selain merupakan sumber energi yang terbarukan, teknologi pada PLTMH ini cukup sederhana sehingga dapat dikelola dan dioperasikan oleh masyarakat setempat serta biaya pembangkitan energi listrik yang mampu bersaing dengan pembangkit listrik lainnya. PLTMH adalah istilah yang digunakan untuk instalasi pembangkit listrik yang menggunakan energi air dengan kapasitas daya yang dihasilkan di bawah 100 kW. Prinsipnya memanfaatkan beda ketinggian dan debit air yang ada pada aliran saluran irigasi, sungai atau air terjun. Aliran air ini akan memutar poros turbin (turbin air) sehingga menghasilkan energi mekanik. Energi mekanik ini selanjutnya digunakan untuk menggerakkan generator dan menghasilkan listrik.

Turbin air adalah mesin konversi energi yang berfungsi untuk mengkonversi energi potensial (*head*) yang dimiliki oleh air ke dalam bentuk energi mekanik pada poros turbin. Sebelum dikonversi menjadi energi mekanik pada turbin maka energi potensial perlu dikonversi menjadi energi kinetik terlebih dahulu. Pemilihan jenis turbin air dalam PLTMH disesuaikan dengan debit air, dan ketinggian (*head*) serta daya yang akan dihasilkan oleh turbin. Adapun jenis turbin air yang dapat digunakan dalam PLTHM salah satunya yaitu turbin air *Cross-flow*.

Turbin air *Cross-flow* adalah salah satu turbin air dari jenis turbin aksi (*impulse turbine*). Turbin *Cross-flow* memiliki efisiensi yang lebih besar dari pada efisiensi kincir air, sehingga pemakaian turbin ini lebih menguntungkan dibanding dengan penggunaan kincir air maupun jenis turbin mikro hidro lainnya. Efisiensi yang tinggi dari Turbin *Cross-flow* diperoleh dari pemanfaatan energi air yang dilakukan dalam dua tahap, yang pertama energi tumbukan air pada sudu pada saat air mulai masuk, dan yang kedua adalah daya dorong air pada sudu saat air akan meninggalkan *runner*. Adanya kerja air yang bertingkat ini ternyata memberikan keuntungan dalam hal efektifitasnya yang tinggi dan kesederhanaan pada sistim pengeluaran air dari *runner*.

Salah satu lokasi yang dapat diaplikasikan turbin air *Cross-flow* untuk PLTMH yaitu pada air pembuangan perusahaan pembuatan tepung tapioka yang berada di RT/RW 02/01 desa Bumi Nabung Timur atau lebih dikenal dengan desa Tulung Sluang. Air pembuangan tersebut merupakan air limbah yang sudah dilakukan proses pengendapan dengan sistem kolam dan sudah dilakukan proses pemupukan serta

proses pemeriksaan (*audit*) sehingga dapat dipastikan air limbah atau air pembuangan tersebut tidak berbahaya dan aman baik bagi tumbuhan maupun hewan. Setelah melalui beberapa proses tersebut, kemudian air limbah (air pembuangan) dialirkan ke sungai secara kontinyu (terus menerus), meskipun saat kemarau air limbah tersebut tetap mengalir. Adapun debit air pembuangan tersebut rata-rata 24,87 liter/s atau sekitar 0,02487 m<sup>3</sup>/s dan ketika musim penghujan debit air pembuangan tersebut dapat meningkat. Letak kolam air pembuangan berada pada ketinggian (*head*) lebih dari 2,5 m di atas permukaan air sungai.

Dengan debit yang cukup besar dan ketinggian (*head*) lebih dari 2,5 m maka air pembuangan tersebut memiliki energi yang cukup besar jika dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin air yang kemudian digunakan untuk memutar generator dan menghasilkan listrik, namun selama ini air pembuangan tersebut hanya terbuang sia-sia dan belum dimanfaatkan sama sekali.

Atas dasar pertimbangan tersebut maka perlu dilakukan pemanfaatan sumber daya air sebagai PLTMH, dan untuk memanfaatkan sumber daya air tersebut maka diperlukan turbin yang sesuai dengan sumber daya air tersedia. Turbin air yang tersedia di pasaran cukup banyak, namun untuk pengadaan turbin akan memerlukan biaya yang lebih besar dibandingkan dengan merancang dan membuat turbin sendiri. Turbin *Cross-flow* yang umum dibuat yaitu tipe vertikal dan horizontal, namun untuk sumber daya air yang ada maka posisi miring akan lebih sesuai dan lebih mudah dalam mendesain turbin dan pipa pesat (*penstok*). Maka dari itu perlu dilakukan

perencanaan desain dan pembuatan turbin *Cross-flow* yang sesuai dengan kebutuhan sendiri dan sesuai dengan kondisi sumber daya air yang ada.

Untuk memperoleh turbin dengan efisiensi yang tinggi ada beberapa faktor yang perlu dipertimbangkan. Salah satu faktor yang berpengaruh terhadap putaran dan efisiensi yang dihasilkan oleh turbin air *Cross-flow* adalah sudut nosel ( $\alpha$ ). Nosel pada turbin air *Cross-flow* berfungsi sebagai alat pengarah aliran air yang masuk ke dalam turbin yang berbentuk persegi panjang dengan lebar sesuai dengan lebar *runner*.

Dimana dalam penelitian yang dilakukan oleh Desai and Aziz, 1994, menunjukkan bahwa sudut nosel, jumlah sudu, perbandingan diameter dalam dan luar berpengaruh terhadap efisiensi turbin. Hasil dari percobaan ini ditetapkan bahwa untuk sudut serangan nosel  $24^\circ$  dengan rasio diameter dalam dan diameter luar 0,68 memiliki efisiensi tertinggi, sedangkan untuk sudut yang lebih tinggi dari serangan (nosel) efisiensi maksimum berkurang dengan peningkatan diameter rasio 0,60-0,75.

Selain sudut nosel, sudut sudu ( $\phi$ ) juga dapat mempengaruhi kinerja yang dihasilkan turbin. Sudu (*blade*) merupakan bagian dari *runner* turbin *Cross-flow* yang berfungsi menerima energi tekan dan kecepatan fluida kerja yang masuk. Dimana sudu tersebut disusun pada kedudukan sudu (*impeller*) sehingga membentuk sudut dengan kemiringan tertentu. Dengan sudut sudu yang tepat diharapkan dapat meningkatkan daya mekanik dan efisiensi yang dihasilkan turbin.

Choi, et al. 2008, melakukan penelitian secara numerik (CFD) untuk mengetahui efek dari konfigurasi struktural turbin pada kinerja dan karakteristik aliran internal pada jenis turbin *Cross-flow* dengan memvariasikan bentuk dari nosel, sudut *inlet runner* (sudut nosel), sudut sudu *runner* dan jumlah sudu. Hasil penelitian menunjukkan bahwa bentuk nosel, sudut sudu *runner* dan jumlah sudu sangat berpengaruh terhadap kinerja dan bentuk aliran fluida di dalam turbin.

Berdasarkan beberapa penelitian sebelumnya dapat diketahui bahwa sudut nosel dan sudut sudu dapat berpengaruh terhadap putaran dan efisiensi yang dihasilkan turbin air *Cross-flow*. Atas dasar pertimbangan tersebut maka dalam penelitian ini akan dilakukan perencanaan desain turbin *Cross-flow* dengan variasi sudut nosel dan sudut sudu yang diaplikasikan pada air pembuangan perusahaan tapioka yang berada di desa Bumi Nabung Timur. Dengan variasi desain tersebut diharapkan dapat memperoleh efisiensi turbin air *Cross-flow* tertinggi.

## **1.2 Tujuan**

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh sudut nosel dan sudut sudu terhadap kinerja turbin *Cross-flow* yaitu putaran tanpa beban dan efisiensi turbin. Setelah dilakukan penelitian diharapkan dapat diperoleh parameter geometri turbin yang dapat menghasilkan efisiensi tertinggi, sehingga dapat meningkatkan kinerja dari turbin *Cross-flow*. Selain itu, dengan penelitian ini diharapkan dapat diperoleh persamaan empirik (*regresi*) untuk kinerja turbin berdasarkan variasi sudut nosel dan sudut sudu serta persamaan empirik berdasarkan karakter turbin dengan efisiensi

tertinggi. Sehingga untuk mengetahui karakter kinerja yang di hasilkan turbin dapat digunakan persamaan empirik tersebut.

### 1.3 Batasan Masalah

Untuk mendapatkan pembahasan yang maksimal dan keterbatasan penulis, maka untuk itu penulis membatasi dan menekankan pada:

1. Perencanaan, pembuatan dan pengujian hanya pada turbin air *Cross-flow* dengan perencanaan dimensi turbin menggunakan acuan perhitungan *Mockmore, C.A. and Merryfield, F. 1949* dan *Rajab Yassen, 2014*.
2. Variasi sudut nosel ( $\alpha$ ) yaitu  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$
3. Variasi sudut sudu ( $\phi$ ) yaitu  $14^\circ$  atau  $\beta_1=29$ ,  $16^\circ$  atau  $\beta_1=25$ , dan  $18^\circ$  atau  $\beta_1=21$
4. Perencanaan tidak termasuk pemilihan bahan, dan pelumasan serta analisa biaya
5. Ketelitian proses pembuatan turbin dan kualitas hasil turbin yang dibuat serta debit air yang digunakan pada saat pengujian diasumsikan sama
6. Pengujian daya *out-put* dari turbin dilakukan secara manual yaitu dengan metode gaya pengereman (*Rope brake*)
7. Diamumsikan bahwa tabel konversi ketinggian permukaan air dan debit pada pintu keluaran air adalah benar.

## **1.4 Sistematikan Penulisan Laporan**

Laporan penelitian ini disusun menjadi lima bab, adapun sistematika penulisannya yaitu sebagai berikut:

### **BAB I: PENDAHULUAN**

Berisikan tentang latar belakang masalah yang diambil, tujuan, batasan masalah, dan sistematika penulisan laporan.

### **BAB II: TINJAUAN PUSTAKA**

Berisikan tentang teori – teori yang berhubungan dengan perihal yang akan diangkat pada laporan ini.

### **BAB III: METODE PENELITIAN**

Berisikan tentang alat dan bahan, serta prosedur yang digunakan dalam penulisan laporan ini.

### **BAB IV: HASIL DAN PEMBAHASAN**

Berisikan tentang hasil dan pembahasan dari penelitian yang telah dilakukan.

### **BAB V: PENUTUP**

Berisikan simpulan dari data yang diperoleh dan pembahasan, serta saran yang dapat diberikan.

## II. TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA)

PLTA merupakan salah satu sumber yang pertama dari energi mekanik dan sumber daya energi terbarukan tertua di dunia. Referensi yang dikenal paling awal adalah ditemukan dalam sebuah tulisan Yunani dari 85 SM dan ada referensi dalam teks Romawi terdahulu. Roda sederhana yang digunakan untuk menggerakkan pabrik dan menggiling gandum dikenal di Cina selama abad ke-1, dan pada awal milenium kedua teknologi secara luas dikenal di seluruh Asia dan Eropa [*Breeze, 2014*].

Pembangkit listrik tenaga air adalah bentuk sumber daya energi terbarukan, yang berasal dari air yang mengalir. Untuk menghasilkan listrik, maka sumber air yang digunakan sebagai sumber energi harus bergerak (air terjun atau air mengalir). Ketika air yang jatuh dari ketinggian tertentu akibat gaya gravitasi, maka di dalam air tersebut memiliki energi potensial yang dapat digunakan sebagai sumber energi listrik. Sebelum dikonversi menjadi energi mekanik oleh turbin, energi potensial yang digunakan dikonversi terlebih dahulu menjadi energi kinetik. Energi kinetik dari air kemudian memberikan daya dorong (tekanan) terhadap sudu atau baling-baling turbin, sehingga bentuk energi kinetik dari air dikonversi menjadi energi mekanik. Turbin tersebut digunakan untuk menggerakkan rotor generator yang kemudian mengkonversi energi mekanik menjadi energi listrik dan sistem ini disebut pembangkit listrik tenaga air. Sistem listrik tenaga air pertama dikembangkan pada

tahun 1880. Menurut lembaga energi internasional (IEA), pasokan pembangkit listrik tenaga air skala besar saat ini mencapai 16% dari kebutuhan listrik dunia [Abdul Nasir, 2014].

### 2.1.1 Potensi PLTA di Indonesia

Indonesia adalah negara yang kaya akan sumber daya alam, salah satunya potensi energi terbarukan (air). Energi air merupakan sumber energi terbarukan yang sangat potensial di Indonesia. Apabila pemanfaatan energi tersebut dilakukan secara meluas di seluruh wilayah Indonesia maka peluang untuk keluar dari krisis energi akan semakin besar. Menurut Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (ESDM) Pembangkit Listrik Tenaga Mini/makro Hidro (PLTM/PLTMH) sebesar 770 MW dan Potensi Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA) Indonesia diperkirakan sebesar 75.000 Megawatt (MW). Dari potensi tersebut baru sekitar 6 persen yang telah dikembangkan.

Tabel 2.1 Potensi Energi Terbarukan (Tenaga Air) Di Indonesia

No	Pulau	Potensi (MW)
1	Sumatera	15.600
2	Jawa	4.200
3	Kalimantan	21.600
4	Sulawesi	10.200
5	Bali-NTT-NTB	620
6	Maluku	430
7	Papua	22.350
Jumlah		75.000

Sumber: (Kementerian Energi Dan Sumber Daya Mineral: 2014)

### 2.1.2 Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH)

Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH) adalah salah satu alternatif sumber pembangkit energi. Umumnya PLTMH adalah pembangkit listrik tenaga air jenis " *run-of-river*" dimana *head* diperoleh tidak dengan cara membangun bendungan besar, tetapi dengan mengalihkan sebagian aliran air sungai melalui pipa atau saluran untuk turbin ke salah satu sisi sungai dan menjatuhkannya lagi ke sungai yang sama. Jumlah aliran air yang dialihkan disesuaikan dengan kebutuhan yang diperlukan. PLTMH merupakan tipe terkecil dari pembangkit listrik tenaga air dan merupakan suatu instalasi pembangkit listrik tenaga air dengan kapasitas rendah. Dimana daya listrik yang dihasilkan antara 5 sampai 100 kW. Dalam memanfaatkan pembangkit listrik tenaga mikro hidro (PLTMH) sebagai sumber energi listrik maka perlu dilakukan identifikasi dengan tepat mengenai potensi dari suatu wilayah atau tempat dan merancang sistem pembangkit listrik yang sesuai dengan kondisi lingkungan tersebut. Dengan identifikasi dan rancangan yang baik maka pembangkit listrik tenaga mikro hidro (PLTMH) tidak akan menyebabkan gangguan pada aliran sungai ataupun dampak yang diakibatkan oleh pembangkit listrik tenaga mikro hidro dapat diminimalkan sehingga dapat hidup berdampingan dengan ekologi pada lokasi PLTMH [Abdul Nasir, 2014].

Keuntungan penggunaan turbin air (PLTMH) sebagai pembangkit listrik, antara lain:

- a. Biaya operasional relatif murah karena berasal dari energi terbarukan sehingga penggunaan turbin sangat menguntungkan untuk penggunaan dalam waktu yang lama

- b. Turbin–turbin pada PLTMH dapat dioperasikan atau dihentikan pengoperasiannya setiap saat
- c. Dengan perawatan yang baik, turbin dapat beroperasi dalam waktu yang cukup lama
- d. Sumber energi yang digunakan adalah energi air sehingga tidak mengakibatkan pencemaran udara dan air

Kekurangan dari penggunaan turbin air (PLTMH) adalah, antara lain:

- a. Masa persiapan suatu proyek PLTMH pada umumnya memakan waktu yang cukup lama sehingga untuk pembuatan memerlukan biaya yang cukup besar
- b. Sumber energi yang digunakan (air) sangat dipengaruhi oleh iklim atau curah hujan.

Pada umumnya dalam sebuah PLTMH terdapat beberapa komponen-komponen besar di antaranya yaitu:

1) Dam/bendungan pengalihan dan *intake*

Dam pengalih berfungsi untuk mengalihkan air melalui sebuah pembuka di bagian sisi sungai ke dalam sebuah bak pengendap

2) Bak pengendapan

Bak pengendap digunakan untuk memindahkan partikel-partikel pasir dari air. Fungsi dari bak pengendap adalah sangat penting untuk melindungi komponen-komponen berikutnya dari dampak pasir

3) Saluran pembawa

Saluran pembawa mengikuti kontur dari sisi bukit untuk menjaga elevasi dari air yang disalurkan

4) Pipa pesat (*penstock*)

*Penstock* dihubungkan pada sebuah elevasi yang lebih rendah ke sebuah roda air, dikenal sebagai sebuah turbin

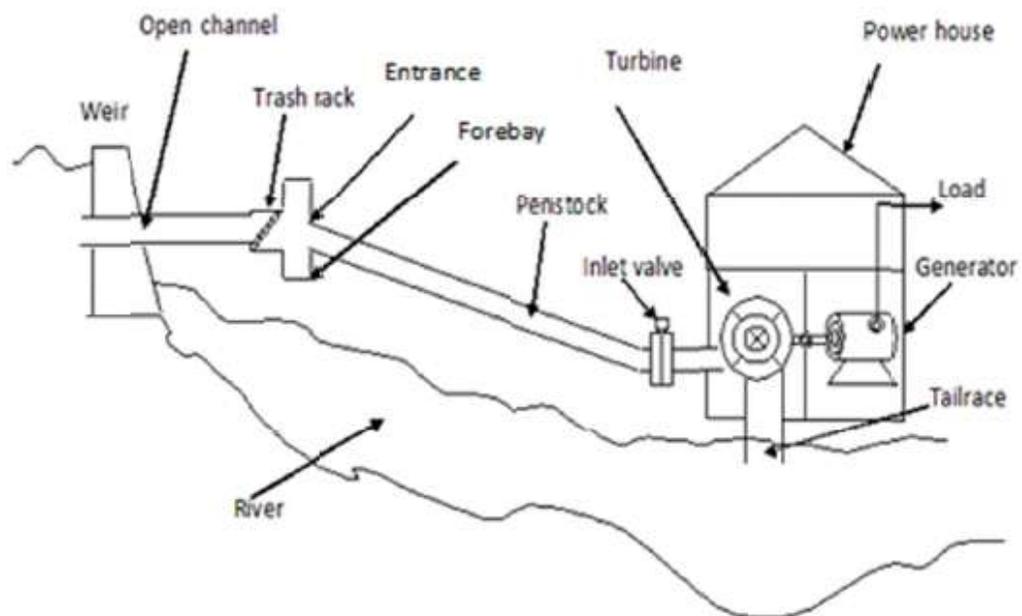
## 5) Turbin

Turbin berfungsi mengkonversi energi potensial dan energi kinetik dari air menjadi energi mekanik

## 6) Generator

Generator berfungsi mengkonversi energi mekanik menjadi energi listrik. Dimana pemilihan generator disesuaikan dengan daya yang dihasilkan turbin atau sumber daya air yang digunakan.

Secara umum skema PLTMH yang umum digunakan yaitu sebagai berikut.



Gambar 2.1 Skema Diagram PLTMH

Sumber: (Abdul Nasir, 2014)

Indonesia merupakan negara yang memiliki potensi pembangkit listrik tenaga mikro hidro (PLTMH) yang cukup tinggi namun dalam penamfaatannya belum maksimal, sehingga kebutuhan energi masih didominasi oleh energi dengan bahan bakar minyak. Tabel berikut menjelaskan perbandingan kapasitas terpasang pembangkit listrik tenaga mikro hidro (PLTMH) dengan kapasitas terpasang pembangkit tenaga listrik nasional.

Tabel 2.2 Kapasitas Terpasang Pembangkit Tenaga Listrik Nasional

NO.	Tahun	PLTMH Terpasang (MW)	Jumlah Total Pembangkit Yang Terpasang (MW)
01	2008	0,69	31.462,54
02	2009	0,69	31.958,93
03	2010	0,69	33.983,30
04	2011	5,93	39.898,97
05	2012	6,71	45.253,47
06	2013	29,69	50.898,51

Sumber: (Kementerian Energi Dan Sumber Daya Mineral: 2014)

### 2.1.3 Pertimbangan Desain Pembangkit Listrik Mikro hidro

Dalam prosedur desain atau merancang suatu pembangkit listrik tenaga mikro hidro (PLTMH), ada banyak pertimbangan yang harus dipersiapkan dan diperhitungkan. Adapun pertimbangan yang harus dilakukan yaitu sebagai berikut [Abdul Nasir, 2014]:

#### a. Kurva durasi aliran atau *Flow duration curve* (FDC)

Pemilihan jenis turbin, ukuran dan kecepatan didasarkan pada *head* bersih dan laju aliran air maksimum, yang harus ditentukan berdasarkan potensi sungai atau aliran

mana turbin akan dipasang. Karena pembangkit listrik mikro hidro biasanya dibangun sebagai “*run of river*”, kapasitas aliran air rata-rata maksimum kurva durasi aliran untuk sungai atau aliran harus ditentukan oleh turbin. Aliran rata-rata tahunan memberikan gambaran tentang potensi energi yang dimiliki oleh aliran tersebut.

#### **b. Pengukuran tingkat aliran (*Flow rate measurement*)**

Untuk mengukur laju aliran air (*dischage*) ada beberapa metode yang tersedia. Salah satu metode yang umum digunakan yaitu metode “*velocity-area*” yang merupakan metode konvensional untuk mengukur laju aliran pada sungai menengah sampai sungai besar, yang melibatkan pengukuran luas keseluruhan penampang sungai dan kecepatan rata-rata aliran air sungai. Metode ini merupakan pendekatan yang berguna untuk mengukur laju aliran sungai dengan usaha minimal. Dalam melakukan pengukuran luas sungai maka sungai harus memiliki lebar yang seragam sehingga luas sungai dapat didefinisikan dengan baik. Kecepatan dapat diukur dengan benda terapung, yang terletak di pusat aliran sungai. Waktu ( $t$ ) dalam detik merupakan waktu yang diperlukan untuk melintasi panjang dari sungai tertentu ( $L$ ) dalam meter, dengan pengukuran tersebut maka dapat diketahui kecepatan aliran air (m/s). Pengukuran kecepatan harus dilakukan pada beberapa titik untuk memperoleh kecepatan yang sebenarnya karena aliran sungai merupakan aliran tidak konstan. Selain itu untuk memperkirakan kecepatan aliran rata-rata, nilai kecepatan yang diperoleh harus dikalikan dengan faktor koreksi antara 0,6 sampai 0.85, tergantung pada kedalaman aliran air dan kekasaran permukaan pada sisi dan bawah sungai.

### **c. Bendungan dan saluran pembuka**

Hal yang perlu diperhatikan dalam disain saluran pembuka yaitu dalam membuat kemiringan saluran. Karena kemiringan yang tidak tepat dapat menyebabkan erosi pada permukaan saluran. Dalam permasalahan sungai dengan debit rendah (kurang dari  $4 \text{ m}^3/\text{s}$ ), dimungkinkan untuk membangun sebuah bendungan. Dalam proses perencanaan bendungan pada aliran sungai disesuaikan dengan lokasi dimana air akan didistribusikan. Selain bendungan saluran pembuka juga merupakan hal penting dalam disain PLTMH.

### **d. Desain tempat (penyaring) sampah (*Trash rack design*)**

Untuk mencegah sampah masuk ke pintu masuk saluran air, penghalang (penyaring) pada jarak tertentu (rak/tempat sampah) ditempatkan dalam posisi miring (pada sudut  $60^\circ$  sampai  $80^\circ$  dengan horizontal). Sebuah penghalang (penyaring) selalu ditempatkan pada pintu masuk dari kedua pipa tekanan dan *intake* untuk menghindari pintu masuk dari puing-puing sampah yang mengambang. Sebagian besar jarak maksimum antara penghalang (penyaring) umumnya secara spesifik ditentukan oleh produsen turbin. Nilai spesifik dari penghalang (penyaring) untuk masing-masing turbin yaitu (20-30 mm) untuk turbin *Pelton*, (40-50 mm) untuk turbin *Francis* dan (80- 100 mm) untuk turbin *Kaplan*.

#### **e. Desain *penstock***

Diameter dalam *penstock* dapat diperkirakan dari besarnya laju aliran, panjang pipa dan *head* kotor seperti ketebalan dinding *penstock* tergantung pada bahan pipa, kekuatan tarik, diameter pipa dan tekanan pada saat operasi. *Penstocks* (pipa) yang digunakan untuk mengalirkan air dari *intake* ke turbin dapat dipasang di atas atau di bawah tanah, tergantung pada faktor-faktor seperti sifat tanah itu sendiri, bahan *penstock*, suhu lingkungan dan persyaratan lingkungan.

#### **f. Pengukuran *head***

*Head* kotor adalah jarak vertikal antara tingkat permukaan air pada *intake* dan pada *Tailrace* untuk turbin reaksi (seperti *Francis* dan *Kaplan*) dan tingkat nosel untuk turbin impuls (seperti *Pelton*, *Turgo* dan *Cross-flow*). Setelah *head* kotor diketahui, *head* bersih dapat dihitung dengan hanya mengurangi kerugian sepanjang jalurnya, seperti kerugian pada saluran pembuka, kerugian akibat tempat (penghalang/penyaring) sampah, kerugian untuk *inlet penstock* dan kerugian gesekan pada *penstock*.

#### **g. Daya turbin**

Semua generasi dari pembangkit listrik tenaga air tergantung pada air yang jatuh atau aliran air sungai. Aliran sungai adalah bahan bakar pembangkit listrik tenaga air dan tanpa air maka turbin tidak dapat beroperasi. Terlepas dari jalan air melalui saluran atau *penstock*, daya yang dihasilkan dalam turbin (hilangnya energi potensial dari air)

diberikan sebagai efisiensi turbin yang didefinisikan sebagai rasio daya yang disediakan oleh turbin (tenaga mesin yang ditransmisikan oleh poros turbin) untuk daya yang diserap (tenaga hidrolis setara dengan debit yang diukur di bawah *head* bersih). Perlu dicatat bahwa untuk turbin impuls, *head* diukur pada titik dari jet, yang selalu di atas permukaan air hilir. Perbedaannya adalah tidak diabaikan untuk skema *head* rendah, ketika membandingkan kinerja turbin impuls dengan turbin reaksi yang menggunakan seluruh dari *head* yang tersedia. Untuk memperkirakan efisiensi keseluruhan pembangkit listrik mikro hidro, efisiensi turbin harus dikalikan dengan efisiensi dari kenaikan (penurunan) kecepatan (jika ada) dan alternator.

#### **h. Kecepatan turbin**

Untuk memastikan kontrol kecepatan turbin yaitu dengan mengatur laju aliran air, untuk menghindari variasi kecepatan dapat diantisipasi dengan *flywheel* pada poros turbin atau generator yang ketika beban terputus, kekuatan berlebih akan mempercepat *flywheel*, kemudian ketika beban terhubung kembali, kecepatan dari *flywheel* akan memperlambat variasi kecepatan pada turbin maupun generator.

#### **i. Pemilihan turbin**

Setelah daya turbin, kecepatan spesifik dan *head* bersih diketahui, jenis turbin ditentukan berdasarkan ketinggian atau *head*. Secara umum, turbin *Pelton* menempati daerah *head* tinggi (50 m) untuk mikro hidro. Jenis turbin *Francis* mencakup rentang terbesar dari *head* di bawah daerah turbin *Pelton* dengan beberapa *over-lapping* dan

*head* turun (10 m) untuk mikro hidro. Untuk *head* rendah dan *head* hingga 50 m, turbin impuls (*Cross-flow*) dapat digunakan.

## **2.2 Turbin Air**

### **2.2.1 Pengertian Turbin Air**

Turbin air dapat diartikan sebagai suatu mesin penggerak mula dimana fluida kerjanya adalah air. Turbin secara umum dapat diartikan sebagai mesin penggerak mula dimana energi fluida kerja yang digunakan langsung memutar roda turbin, fluida kerjanya yaitu berupa air, uap air dan gas [Arismunandar, 2004]. Berbeda yang terjadi pada mesin torak (motor bakar), pada turbin tidak terdapat bagian mesin yang bergerak translasi. Bagian turbin yang berputar dinamai rotor (*runner* pada turbin *cross-flow*) atau roda turbin, sedangkan bagian yang tidak berputar dinamai stator atau rumah turbin. Roda turbin terletak di dalam rumah turbin dan roda turbin memutar poros daya yang menggerakkan atau memutar bebannya (generator).

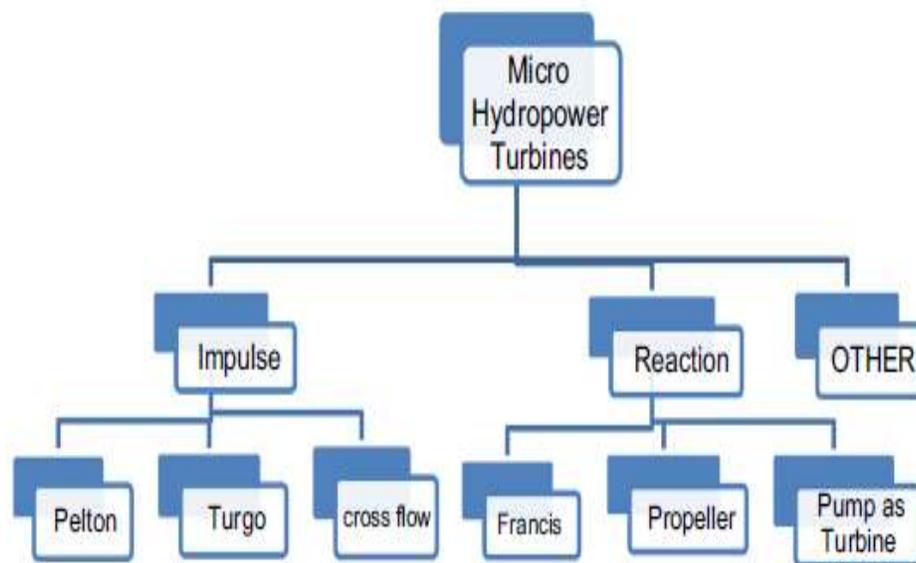
### **2.2.2 Prinsip Kerja Turbin Air**

Pada roda turbin (*runner* pada turbin *Cross-flow*) terdapat sudu yaitu suatu konstruksi lempengan dengan bentuk dan penampang tertentu, air sebagai fluida kerja mengalir melalui ruang di antara sudu turbin tersebut, dengan demikian roda turbin akan dapat berputar dan pada sudu akan ada suatu gaya yang bekerja. Gaya tersebut akan terjadi karena ada perubahan momentum dari fluida kerja air yang mengalir di antara sudu. Sudu hendaknya dibentuk sedemikian rupa sehingga dapat terjadi perubahan momentum pada fluida kerja air tersebut [Arismunandar, 2004].

### 2.3 Klasifikasi Turbin Air

Turbin air mengubah atau mengkonversi energi kinetik air menjadi energi mekanis. Energi mekanis dikonversi dengan generator listrik menjadi tenaga listrik. Berdasarkan prinsip kerja turbin dalam mengubah energi kinetik air menjadi energi mekanis (momentum fluida kerjanya), turbin air dibedakan menjadi dua kelompok yaitu turbin implus dan turbin reaksi masing-masing dapat diaplikasikan untuk air yang mengalir pada *head* tertentu [Elbatran, et al. 2015].

Gambar di bawah ini merupakan klasifikasi berbagai jenis turbin air yang digunakan dalam pembangkit listrik tenaga air (PLTMH).



Gambar 2.2 Klasifikasi Turbin Mikro hidro  
Sumber: (Elbatran, et al. 2015)

Sedangkan untuk aplikasi atau pemilihan dari berbagai jenis turbin air sebagai pembangkit listrik dapat menggunakan klasifikasi *head* seperti tabel berikut ini.

Tabel 2.3 Aplikasi Turbin Mikro hidro Dengan Klasifikasi Head

Tipe Turbin	Klasifikasi <i>Head</i>		
	<i>Higt</i> > 50 m	<i>Medium</i> 10-15 m	<i>Low</i> < 10 m
Implus	<i>Pelton</i>	<i>Cross-flow</i>	<i>Cross-flow</i>
	<i>Turgo</i>	<i>Turgo</i>	
	<i>Multi-jet Pelton</i>	<i>Multi-jet Pelton</i>	
Reaksi		<i>Francis (Spiral Case)</i>	<i>Francis</i>
			<i>Propeler</i>
			<i>Kaplan</i>

Sumber: (Elbatran, et al. 2015)

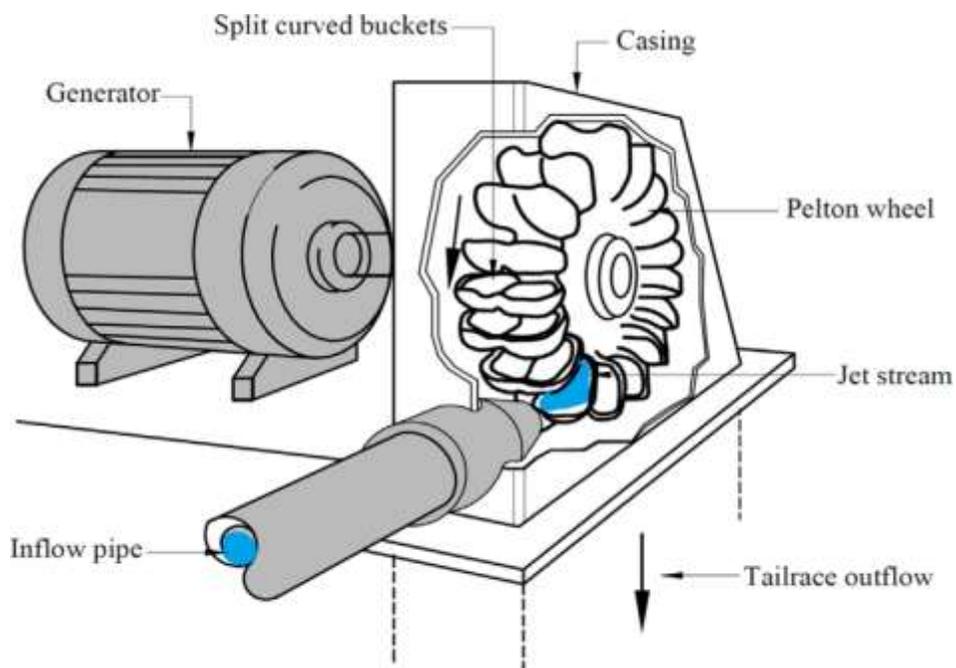
### 2.3.1 Turbin Implus

Turbin impuls adalah turbin tekanan sama karena aliran air yang keluar dari nosel tekanannya adalah sama dengan tekanan atmosfer sekitarnya. Energi potensial yang dimiliki air dikonversi menjadi energi kinetik dan masuk melalui nosel. Air yang keluar dari nosel yang mempunyai kecepatan tinggi membentur sudu turbin. Setelah membentur sudu arah kecepatan aliran berubah sehingga terjadi perubahan momentum (*impulse*). Sehingga roda turbin akan berputar. Adapun jenis – jenis turbin impuls adalah sebagai berikut:

#### 2.3.1.1 Turbin *Pelton*

Turbin *Pelton* terdiri dari satu set sudu jalan yang diputar oleh semburan air yang disemprotkan dari satu atau beberapa nosel. Turbin *Pelton* adalah salah satu dari jenis turbin air yang paling efisien dibandingkan dengan turbin implus lainnya.

Bentuk sudu turbin terdiri dari dua bagian yang simetris. Sudu dibentuk sedemikian sehingga semburan air akan mengenai titik tengah sudu dan pancaran air tersebut akan berbelok ke kedua arah sehingga bisa membalikkan semburan air dengan baik dan membebaskan sudu dari gaya-gaya samping. Untuk turbin dengan daya yang besar, sistem penyemprotan airnya dibagi melalui beberapa nosel. Dengan demikian diameter semburan air bisa diperkecil dan sudu lebih kecil. Turbin *Pelton* untuk pembangkit skala besar membutuhkan *head* lebih kurang 150 meter tetapi untuk skala mikro *head* 20 meter sudah mencukupi.

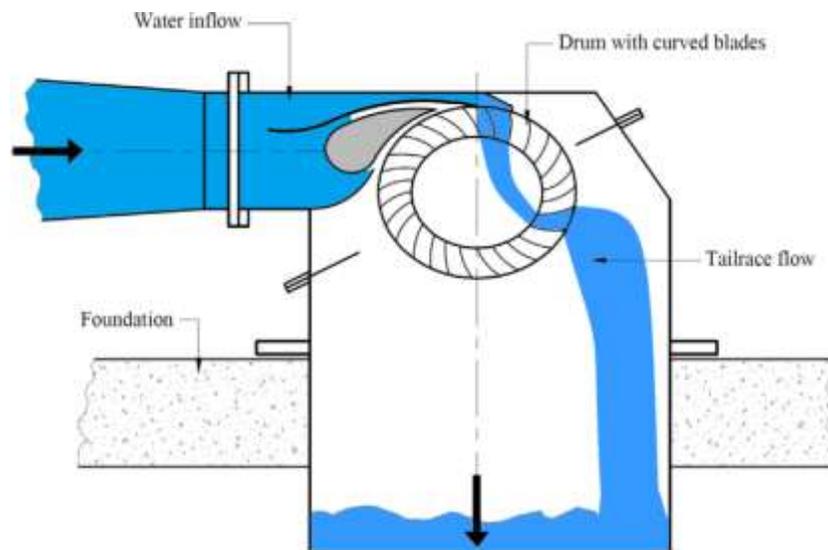


Gambar 2.3 Turbin Pelton  
Sumber: (Loots, et al. 2015)

### 2.3.1.2 Turbin *Cross-flow*

Turbin *Cross-flow* mempunyai alat pengarah air sehingga dengan demikian celah bebas dengan sudu-sudu di sekeliling roda hanya sedikit. Turbin ini baik sekali digunakan untuk pembangkit listrik tenaga air yang kecil dengan daya kurang lebih 750 kW. *Head* yang dapat digunakan ialah di atas 1 m sampai dengan 200 m dan kapasitasnya antara 0,02 m<sup>3</sup>/dt sampai dengan 7 m<sup>3</sup>/dt. Dan kecepatan putarannya antara 60 rpm sampai 200 rpm tergantung kepada diameter roda.

Prinsip kerja dari turbin *Cross-flow* adalah air yang keluar dari nosel masuk ke *runner* menumbuk sudu-sudu tahap pertama dan kemudian air tersebut keluar dari celah sudu-sudu tahap pertama lalu melewati ruang kosong dalam *runner* yang selanjutnya menumbuk sudu-sudu tahap kedua dan akhirnya air itu keluar dari celah sudu-sudu tingkat kedua menuju kolam bawah.

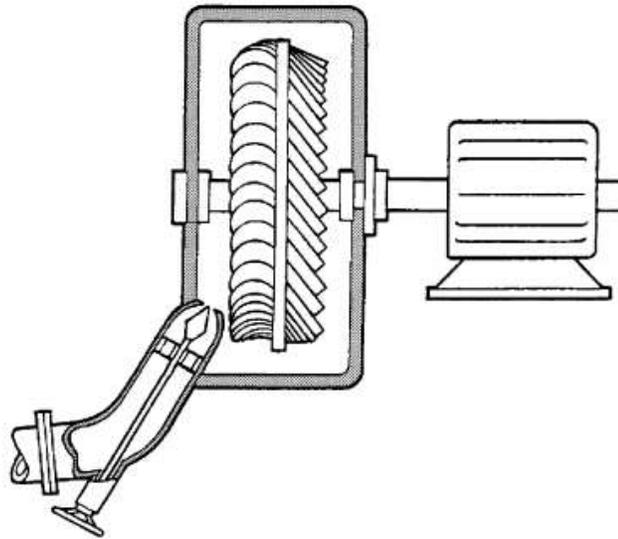


Gambar 2.4 Turbin *Cross-flow*

Sumber: (Loots, et al. 2015)

### 2.3.1.3 Turbin Turgo

Seperti turbin *Pelton*, turbin *Turgo* termasuk jenis turbin impuls, tetapi sudunya berbeda. Turbin *Turgo* dapat beroperasi pada *head* 3 s/d 150 m. Pancaran air dari nosel membentur sudu pada sudut  $20^\circ$ . Kecepatan putar turbin *Turgo* lebih besar dari turbin *Pelton*. Akibatnya dimungkinkan transmisi langsung dari turbin ke generator sehingga menaikkan efisiensi total sekaligus menurunkan biaya perawatan.



Gambar 2.5 Turbin *Turgo*  
Sumber: (Paish, 2002)

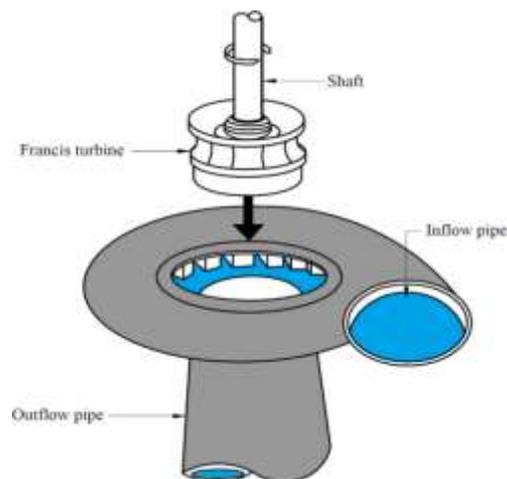
### 2.3.2 Turbin Reaksi

Sudu pada turbin reaksi mempunyai profil khusus yang menyebabkan terjadinya penurunan tekanan air selama melalui sudu. Perbedaan tekanan ini memberikan gaya pada sudu sehingga *runner* (bagian turbin yang berputar) dapat berputar. Turbin yang bekerja berdasarkan prinsip ini dikelompokkan sebagai turbin reaksi. Proses ekspansi fluida kerja pada turbin reaksi terjadi pada sudu tetap dan sudu geraknya. Air

mengalir memasuki roda turbin melalui sudu - sudu pengarah dengan tekanan yang tinggi. Pada saat air yang bertekanan tersebut mengalir ke sekeliling sudu-sudu, roda turbin akan berputar penuh. Energi yang ada pada air akan berkurang ketika meninggalkan sudu. Energi yang hilang tersebut telah diubah menjadi energi mekanis oleh roda turbin. Dilihat dari konstruksinya, turbin reaksi ada dua jenis yaitu:

### 2.3.2.1 Turbin *Francis*

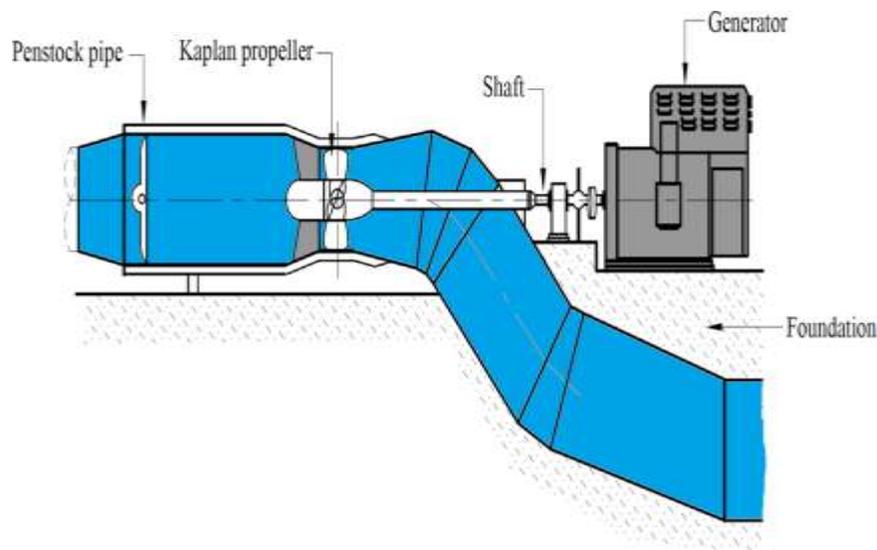
Turbin *Francis* merupakan salah satu jenis turbin reaksi. Turbin *Francis* menggunakan sudu pengarah. Sudu pengarah berfungsi untuk mengarahkan air masuk secara tangensial. Sudu pengarah pada turbin *Francis* dapat merupakan suatu sudu pengarah yang tetap ataupun sudu pengarah yang dapat diatur sudut atau kemiringannya. Turbin *Francis* diaplikasikan diantara sumber air tekanan tinggi di bagian masuk dan air bertekanan rendah di bagian keluar. Untuk penggunaan pada berbagai kondisi aliran air penggunaan sudu pengarah yang dapat diatur merupakan pilihan yang tepat.



Gambar 2.6 Turbin *Francis*  
Sumber: (Loots, et al. 2015)

### 2.3.2.2 Turbin Kaplan

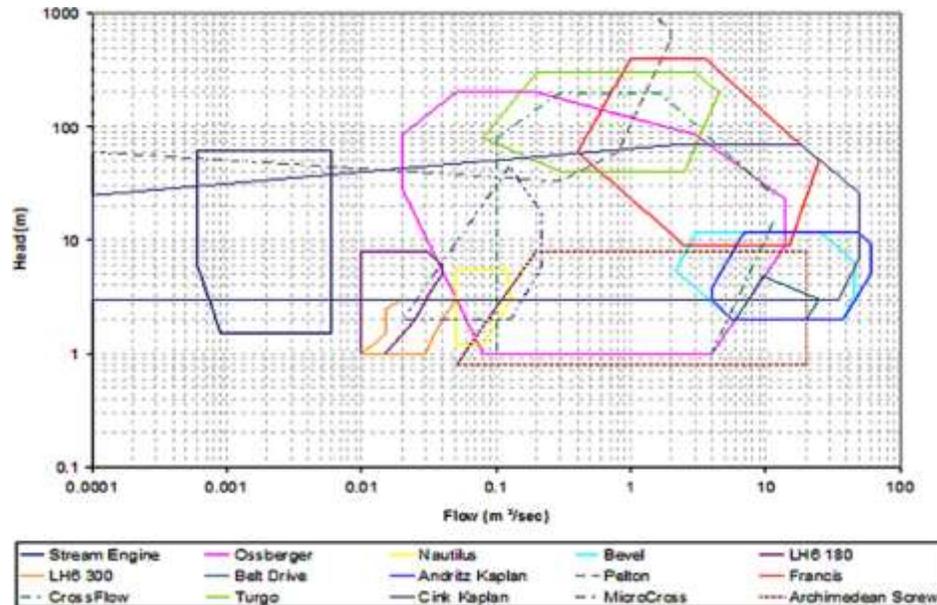
Turbin *Kaplan* prinsip kerjanya menggunakan prinsip reaksi. Turbin *Kaplan* dapat beroperasi pada kecepatan tinggi sehingga ukuran roda turbin lebih kecil dan dapat dihubungkan langsung dengan generator. Dalam kondisi pada beban tidak penuh turbin kaplan mempunyai efisiensi paling tinggi, hal ini dikarenakan sudu-sudu turbin *Kaplan* dapat diatur menyesuaikan dengan beban yang ada. Turbin *Kaplan* banyak dipakai pada instalasi pembangkit listrik tenaga air sungai, karena turbin ini mempunyai kelebihan dapat menyesuaikan *head* yang berubah-ubah sepanjang tahun. Turbin ini mempunyai roda jalan yang mirip dengan baling-baling pesawat terbang. Bila baling-baling pesawat terbang berfungsi untuk menghasilkan gaya dorong, roda jalan pada turbin *Kaplan* berfungsi untuk mendapatkan gaya yaitu gaya putar yang dapat menghasilkan torsi pada poros turbin. Berbeda dengan roda jalan pada *Francis*, sudu-sudu pada roda jalan turbin *Kaplan* dapat diputar posisinya untuk menyesuaikan kondisi beban turbin.



Gambar 2.7 Turbin Kaplan  
Sumber: (Loots, et al. 2015)

### 2.3.3 Perbandingan Karakteristik Turbin

Perbandingan karakteristik turbin dapat kita lihat pada grafik *head* (m) dan *flow* ( $m^3/s$ ) di bawah ini.



Gambar 2.8 Grafik Perbandingan Karakteristik Turbin

Sumber: (Zidonis, and George, 2015)

Dapat dilihat pada Gambar 2.8 turbin *Francis* mempunyai karakteristik yang berbeda dengan yang lainnya yaitu turbin *Francis* dapat beroperasi pada *head* yang rendah atau beroperasi pada *head* yang tinggi. Turbin *Pelton* adalah turbin yang beroperasi pada *head* tinggi dengan debit yang rendah. Sedangkan untuk turbin *Cross-flow* dapat beroperasi pada *head* rendah dengan kapasitas aliran yang rendah pula.

Secara umum pemilihan turbin didasarkan pada *head* air yang didapatkan dan kurang lebih pada rata-rata debitnya. Umumnya, turbin impuls digunakan untuk tempat dengan *head* tinggi, dan turbin reaksi digunakan untuk tempat dengan *head* rendah.

## 2.4 Penelitian Terdahulu Turbin *Cross-flow*

Pada tahun 1949 di Amerika, Mockmore dan Merryfield memperkenalkan turbin *Cross-flow*, setelah melakukan studi mengenai turbin *Cross-flow (Banki)* dengan mengadakan eksperimen. Mereka menggunakan model turbin yang memiliki ukuran *runner* berdiameter 13,1 inchi, lebar 12 inchi, dan perbandingan antara diameter luar dan diameter dalam 0,66. Jumlah sudu yang digunakan adalah 20 buah. Efisiensi turbin yang diperoleh sebesar 68% pada putaran poros turbin 270 rpm.

Khosrowpanah, et al. 1988, melakukan penyelidikan eksperimental pada kinerja turbin *Cross-flow* dengan memvariasikan diameter *runner*, jumlah sudu *runner* dan busur lengkung semburan nosel serta variasi *head*. Sebuah model dirancang, dibangun dan diuji di University Colorado Amerika. Diameter luar adalah 6 in (15,24 cm) dan 12 in (30,48 cm). Sudut masuk sudu adalah  $30^\circ$  sedangkan sudut keluar sudu adalah  $90^\circ$ . Lebar sudu *runner* adalah 15,24 cm dan jumlah sudu *runner* berkisar dari 10, 15 dan 20 sudu. Tiga *nozzel* vertikal divariasikan yang kemudian diuji. *Nozzel* tersebut memiliki lebar yang sama seperti sudu tapi bervariasi busur masuknya (semburan nosel) yaitu  $58^\circ$ ,  $78^\circ$  dan  $90^\circ$ . Model yang dibuat tanpa *draft tube* dan terbuka di bagian atas. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa kenaikan satuan debit dengan meningkatkan rasio diameter luar dengan lebar *runner*, meningkatkan nosel masuk busur dari  $58^\circ$  ke  $90^\circ$  atau mengurangi jumlah sudu *runner*. Dengan peningkatan masuknya busur nosel dari  $58^\circ$  ke  $90^\circ$  efisiensi maksimum meningkat. Efisiensi maksimum untuk *runner* diuji pada kecepatan yang sama satuan rotasi untuk rasio lebar nosel konstan, terlepas dari variasi diameter *runner*, busur lengkung

semburan nosel, jumlah sudu *runner* atau aliran/*head*. Efisiensi menurun sekitar 20% dengan mengurangi rasio diameter luar dengan lebar *runner* 2,0-1,0 dan efisiensi maksimum terjadi pada sekitar 0,53-0,54 dari kecepatan keliling *runner* untuk kecepatan mutlak aliran pada tahap pertama. Jumlah sudu *runner* sangat mempengaruhi efisiensi dan jumlah optimum adalah sekitar 15 untuk diameter *runner* 30,48 cm dengan rasio diameter luar dengan lebar *runner* 2.0. Tekanan total menurun, untuk setiap busur lengkung semburan nosel (*entri arc*) nosel, dengan penurunan jumlah sudu untuk tingkat aliran konstan. Nilai optimum dari rasio jarak radial dari luar ke tepi antar sudu untuk jarak sudu adalah 1,03 untuk busur lengkung semburan nosel (*entri arc*) nosel dari 90° dan rasio diameter dalam dan luar 0,68.

Desai and Aziz, 1994, melakukan penelitian eksperimental yang bertujuan untuk mengetahui pengaruh beberapa parameter geometris terhadap efisiensi turbin *Cross-flow*. Model turbin dibuat dengan jumlah sudu yang berbeda yaitu 15, 20 dan 25. Selain jumlah sudu sudut serang air yang masuk kedalam *runner* (sudut nosel) dan rasio diameter dalam dan diameter luar *runner* juga dilakukan variasi. Variasi sudut serang air yang masuk kedalam *runner* yaitu 24°, 28° dan 32°, sedangkan untuk variasi rasio diameter dalam dan diameter luar *runner* yaitu 0,60, 0,68 dan 0,75. Hasil percobaan menunjukkan bahwa efisiensi meningkat dengan meningkatnya jumlah sudu yaitu efisiensi tertinggi dengan jumlah sudu 25. Selain itu, ditetapkan bahwa peningkatan sudut serang air yang masuk *runner* atau sudut serangan luar (nosel) 24° tidak meningkatkan efisiensi maksimum turbin. Hasil dari percobaan ini ditetapkan bahwa untuk sudut serangan 24° dengan rasio diameter dalam dan diameter luar 0,68

memiliki efisiensi tertinggi, sedangkan untuk sudut yang lebih tinggi dari serangan (nosel) efisiensi maksimum berkurang dengan peningkatan diameter rasio 0,60-0,75.

Olgun, 1998, melakukan penyelidikan eksperimental untuk mempelajari efek dari beberapa parameter geometrik seperti *runner* dan nosel pada efisiensi turbin *Cross-flow*. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan rasio diameter dalam dan diameter luar *runner* dan bukaan *gate* pada dua nosel turbin yang berbeda serta pada *head* yang berbeda. Variasi rasio diameter dalam dan luar ( $D_2/D_1$ ) yaitu 0,54, 0,58, 0,67 dan 0,75 dengan jumlah sudu 28. Variasi bukaan *gate* pada nosel 2/7, 3/7, 4/7, 5/7, 6/7 dan bukaan penuh. Variasi *head* yang digunakan yaitu 8, 15, 20, 25, dan 30 m. Sedangkan jenis nosel yang digunakan termasuk ke dalam jenis nosel horisontal dengan dua variasi yaitu nosel dengan pengarah (*guide vane*) dan nosel tanpa pengarah (*guide vane*). Dia menyimpulkan bahwa turbin *Cross-flow* dapat dioperasikan secara efisien dalam jangkauan yang lebih luas pada bukaan *gate*. Rasio diameter dalam dan diameter luar ( $D_2/D_1$ ) 0,67 memiliki efisiensi terbaik. Sedangkan untuk bentuk nosel dengan pengarah (*guide vane*) memiliki efisiensi lebih baik dibandingkan nosel tanpa pengarah. Dalam penelitian ini sudut sudu atau sudut air yang masuk ke dalam *runner* yaitu sebesar 30°, efisiensi terbaik yang diperoleh yaitu sebesar 0,72 dan belum divariasikan.

Choi, et al. 2008, melakukan penelitian (CFD) untuk mengetahui pengaruh dari konfigurasi struktural turbin pada kinerja dan karakteristik aliran internal pada jenis turbin *Cross-flow* dengan memvariasikan bentuk dari nosel, sudut sudu *runner*, sudut *inlet runner* (sudut serang) yaitu 25°, 30° dan 35°, dan jumlah sudu yaitu 15, 26 dan

30. Dalam penelitian ini jenis nosel yang digunakan termasuk ke dalam jenis nosel horisontal tanpa pengarah (*guide vane*). Hasil penelitian menunjukkan bahwa bentuk nosel, sudut sudu *runner* dan jumlah sudu sangat berpengaruh terhadap kinerja dan bentuk aliran fluida didalam turbin.

Choi and Son, 2012, melakukan analisis numerik (CFD) untuk menginvestigasi pengaruh dari bentuk nosel terhadap kinerja dari turbin *Cross-flow*. Tujuan dari penelitian yang dilakukan yaitu untuk mengetahui pengaruh bentuk *inlet* nosel terhadap kinerja dan bentuk aliran internal turbin *Cross-flow* yang digunakan sebagai pembangkit listrik mikrohidro. Bentuk nosel yang digunakan dalam penelitian ini termasuk dalam bentuk nosel horisontal dengan pengarah (*guide vane*). Hasil penelitian menunjukkan bahwa bentuk yang relatif sempit dan memusat dari *inlet* nosel memberikan efek yang lebih baik pada kinerja turbin.

Rajab Yassen, 2014 melakukan penelitian (CFD) untuk mengoptimalkan kinerja turbin *Cross-flow* dengan memvariasikan jumlah sudu, sudut nosel, rasio diameter dalam dan diameter luar, profil nosel, profil sudu, lebar busur semburan nosel. Hasil penelitian menunjukkan sifat aliran yang sangat kompleks dan memberikan wawasan yang sangat baik untuk parameter optimasi struktur aliran dan kinerja turbin.

Acharya, et al. 2015, melakukan penelitian secara numerik, tujuan utama dari penelitian ini adalah untuk menganalisis secara numerik karakteristik dan aliran fluida di dalam turbin air *Cross-flow*. Selain itu, penelitian ini juga bertujuan untuk mengoptimalkan kinerja turbin *Cross-flow* dengan memodifikasi beberapa parameter

geometris pada bagian nosel dan *runner* turbin *Cross-flow*. Selama proses tersebut, model dasar dipilih yaitu bentuk nosel horizontal dengan pengarah (*guide vane*). Penelitian dilakukan dengan memodifikasi desain secara bersamaan yaitu memvariasikan bentuk nosel, mengubah sudut pengarah (*guide vane*), memvariasikan jumlah sudu dan simulasi dilakukan secara individual. Pada bagian nosel yang divariasikan yaitu radius pada bagian tepi dari ujung nosel dengan variasi bentuk dasar, radius 50 mm, radius 75 mm, radius 100, 125 mm, radius 150 mm, radius 175 mm dan radius 190 mm. Untuk variasi jumlah sudu yaitu 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32 dan 34. Sedangkan pada bagian sudut pengarah (*guide vane*) yang divariasikan yaitu sudut bukaan pengarah (*guide vane*) dengan variasi bukaan 0°, 1°, 2°, 3°, 4°, 5°, 6, 7°, 8°, 9°, 10°, 11°, 12°, 13°, dan 15°. Dari hasil penelitian menunjukkan bahwa modifikasi geometris bentuk nosel dan sudut pengarah (*guide vane*) meningkatkan kinerja turbin dan diperoleh efisiensi maksimal sebesar 76,60% (meningkat 12,93%). Penelitian hanya memvariasikan bentuk nosel, mengubah sudut pengarah (*guide vane*), dan memvariasikan jumlah sudu namun tidak memvariasikan sudut nosel ataupun sudut sudu.

Soenoko, 2016, melakukan penelitian tentang turbin *Cross-flow*. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh variasi sudut nosel dan variasi laju aliran air terhadap kinerja turbin *Cross-flow* pada tingkat pertama. Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dan disiapkan dalam skala laboratorium. Turbin yang diuji memiliki spesifikasi dengan jumlah sudu 20 buah, luas penampang nosel yaitu  $(5 \times 5) \text{ cm}^2$ , diameter luar *runner* turbin yaitu 36 cm dan diameter dalam 24 cm.

Variasi sudut nosel yang digunakan adalah dalam kisaran  $30^\circ$  sampai  $75^\circ$  dan variasi laju aliran air dengan menyesuaikan katup membuka di kisaran 25% sampai 100%, turbin akan bekerja pada rotasi lebih stabil. Dari pengamatan ditemukan bahwa besar sudut jet entri nosel turbin pada tingkat pertama adalah  $45^\circ$  dan pembukaan katup 100% akan mempengaruhi kinerja turbin *Cross-flow*. Efisiensi optimal yaitu dengan sudut nosel  $30^\circ$ .

Menurut beberapa penelitian yang telah dilakukan dapat diketahui bahwa efisiensi maksimal turbin *Cross-flow* yaitu sebagai berikut.

Tabel 2.4 Efisiensi Maksimal Turbin *Cross-Flow*

Peneliti	Efisiensi maksimal (%)
Mockmore & Merryfield	68
Nakase et al.	82
Johnson et al.	80
Durgin and Fay	66
Khosrowpanah	80
Hothersall	75
Ott and Chappel	79
Desai & Aziz	88
Olgun	72
Andrate et al.	78

Sumber: (Acharya, et al. 2015)

## 2.5 Turbin *Cross-flow*

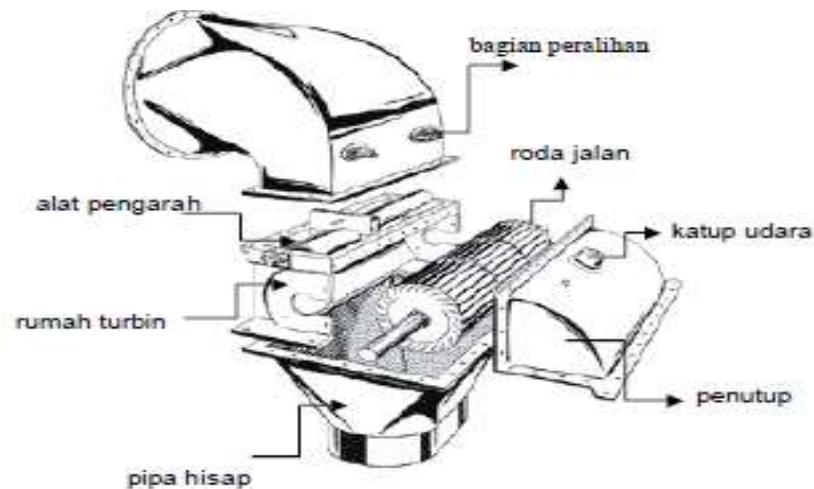
Turbin tipe ini dibuat pertama kali di Eropa. Nama *Cross-flow* diambil dari kenyataan bahwa air melintasi kedua sudu gerak atau *runner* dalam menghasilkan putaran (rotasi). Seorang insinyur Australia yang bernama A.G.M. Michell pada tahun 1903 menemukan prinsip kerja turbin *Cross-flow* namun belum dipatenkan. Kemudian turbin ini dikembangkan dan dipatenkan di Jerman Barat oleh Prof. Donat Banki sehingga turbin ini diberi nama Turbin *Banki*. Prof. Donat Banki adalah nama ahli teknik yang mengembangkan prinsip – prinsip turbin tersebut yaitu turbin ini dilengkapi dengan pipa hisap, dan sebagai akibatnya daya yang dihasilkan turbin, proses kerja dan randemen turbin menjadi lebih baik. Turbin *Cross-flow* ini mempunyai arah aliran tegak lurus dengan sumbu turbin (radial). Turbin ini mempunyai alat pengarah yang disebut nosel sehingga dengan demikian celah bebas dengan sudu-sudu di sekeliling roda hanya sedikit. Karena itu pada keadaan beban penuh perputaran roda terjadi sedikit kemacetan-kemacetan, yang menimbulkan sedikit tekanan lebih. Turbin *cross-flow* terdiri dari tiga bagian utama yaitu roda jalan (*runner*), alat pengarah (nosel) dan rumah turbin. Dalam aplikasinya turbin *Cross-flow* baik sekali digunakan untuk pusat tenaga air yang kecil dengan daya kurang lebih 750 kW. Tinggi air jatuh yang bisa digunakan di atas 1 m sampai 200 m dan kapasitas antara 0,02 m<sup>3</sup>/s sampai 7 m<sup>3</sup>/s [Dietzel, 1993].

Penemuan turbin ini sangat didasarkan pada usaha untuk mencari jenis turbin baru yang lebih kecil, sederhana dan lebih murah dibandingkan dengan jenis turbin yang lainnya. Sebagai hasilnya, turbin air *Cross-flow* yang hanya memerlukan proses

pembuatan yang sederhana, sepertinya dapat memenuhi kita, meskipun belum ada pembangkit daya yang besar yang pernah dibangun dengan menggunakan turbin jenis ini. Turbin air *Cross-flow* sangat terkenal untuk pembangkit daya ukuran kecil hingga sedang. Untuk jangkauan daya yang dapat dihasilkan, turbin air *Cross-flow* telah dapat menggantikan tempat mesin konversi daya air yang lain, seperti kincir air yang sederhana sampai turbin impuls dan reaksi yang rumit pembuatannya.

Turbin air *Cross-flow* yang selama ini dibuat termasuk jenis turbin air impuls radial. Aliran air masuk ke turbin melalui sebuah pipa pancar (nosel) dengan penampang segi empat. Aliran melewati sudu gerak turbin sebanyak dua kali dengan arah relatif tegak lurus poros turbin. Dalam hal ini tidak ada aliran arah aksial, sehingga tidak terdapat gaya – gaya yang bekerja dalam arah poros turbin. Air masuk roda gerak turbin ke sudu gerak tingkat pertama dari arah luar roda menuju ke arah tegak lurus poros, kemudian aliran air melalui bagian tengah roda gerak yang kosong dan airnya akan mengenai sudu gerak untuk kedua kalinya dan kemudian keluar turbin. Di antara tingkat pertama dan tingkat kedua aliran membentuk jet pada daerah terbuka dengan tekanan yang sama dengan tekanan atmosfer. Aliran yang terjadi secara fisik harus memenuhi prinsip kekekalan massa. Pada turbin impuls *Pelton* beroperasi pada *head* relatif tinggi, sehingga pada *head* yang rendah operasinya kurang efektif atau efisiensinya rendah. Karena alasan tersebut, turbin *Pelton* jarang dipakai secara luas untuk pembangkit listrik skala kecil. Sebagai alternatif turbin jenis impuls yang dapat beroperasi pada *head* rendah adalah turbin *Cross-flow*.

Komponen – komponen pada konstruksi turbin *Cross-flow* adalah sebagai berikut :

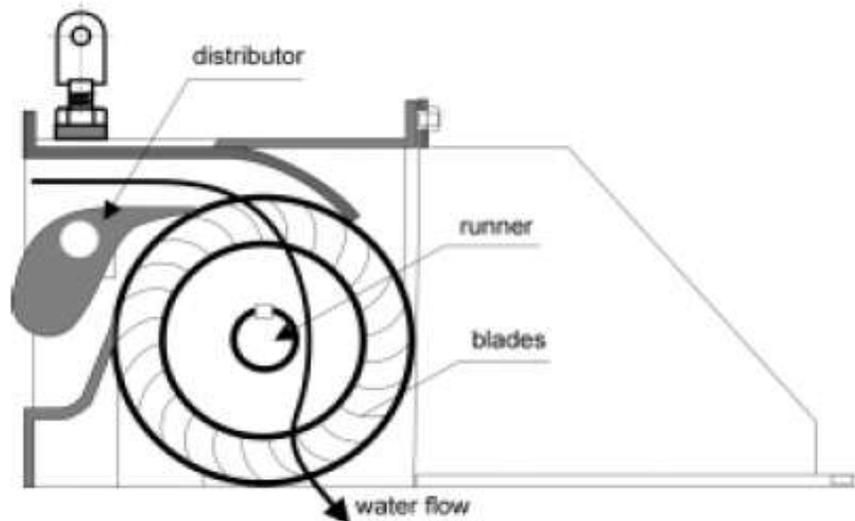


Gambar 2.9 Konstruksi Turbin *Cross-flow*  
 Sumber: (Dietzel, 1993)

Air yang masuk sudu diarahkan oleh alat pengarah yang sekaligus berfungsi sebagai nosel seperti pada turbin *Pelton*. Prinsip perubahan energi adalah sama dengan turbin impuls *Pelton* yaitu energi kinetik dari pengarah dikenakan pada sudu-sudu pada tekanan yang sama. Turbin *Cross-flow* menggunakan nosel persegi panjang yang lebarnya sesuai dengan lebar *runner*. *Runner* turbin dibuat dari beberapa sudu yang dipasang pada sepasang piringan paralel. Pancaran air masuk turbin dan mengenai sudu sehingga terjadi konversi energi kinetik menjadi energi mekanis (putaran). Air mengalir keluar membentur sudu dan memberikan energinya (lebih rendah dibanding saat masuk) kemudian meninggalkan turbin

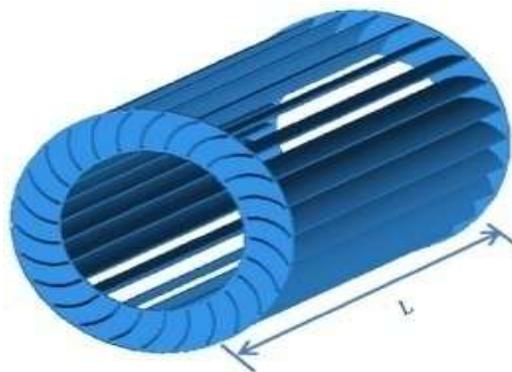
Turbin *Cross-flow* yang direncanakan dengan menggunakan rumah turbin yang sedemikian rupa dalam bentuk yang sederhana sehingga mudah diangkut dan

dipasang. Pada turbin ini digunakan sebuah katup (*valve*) yang berbentuk khusus yang berfungsi untuk mengatur kapasitas dan arah aliran air.



Gambar 2.10 Aliran Masuk Turbin *Cross-flow*  
 Sumber: (Poernomo sari, dan Fasha, 2012).

Turbin *Cross-flow* merupakan turbin pancaran ke dalam. Dan karena pada dasarnya alirannya adalah radial, diameter *runner* tidak tergantung pada besarnya tumbukan air tetapi dipengaruhi oleh *head* dan debit air yang digunakan, sedangkan panjang atau lebar *runner* dapat ditentukan berdasarkan lebar nosel dan tanpa tergantung sejumlah air.

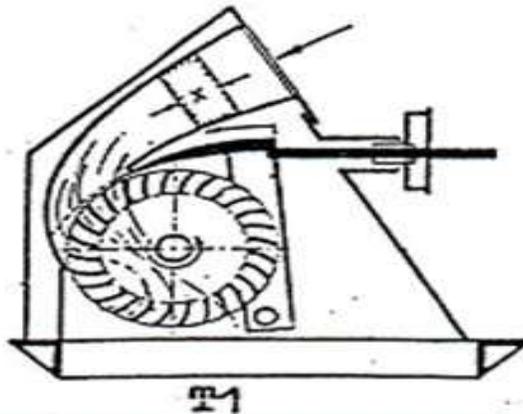


Gambar 2.11 *Runner* Turbin *Cross-Flow*  
 Sumber: (Elbatran, et al. 2015)

## 2.6 Jenis-Jenis Turbin Air *Cross-flow*

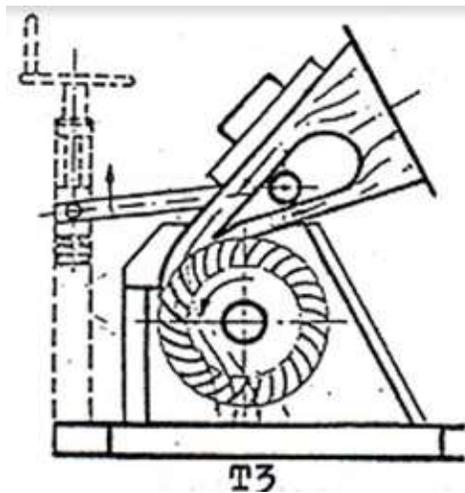
Turbin *Cross-flow* secara umum dapat dibagi dalam dua tipe. Kedua tipe turbin tersebut dapat dilihat seperti pada gambar berikut ini :

a. Tipe T1, yaitu Turbin *Cross-Flow* kecepatan rendah



Gambar 2.12 Turbin *Cross-flow* Kecepatan Rendah  
 Sumber: (Hatib, dan Ade Larasakti, 2013)

b. Tipe T3, yaitu Turbin *Cross-flow* kecepatan tinggi



Gambar 2.13 Turbin *Cross-flow* Kecepatan Tinggi  
 Sumber: (Hatib, dan Ade Larasakti, 2013)

## 2.7 Perencanaan Turbin *Cross-flow*

### 2.7.1 Perencanaan Pipa Pesat (*Penstocks*)

Pipa saluran mempunyai fungsi untuk mengalirkan air dari penampungan air atau bak penenang menuju ke turbin atau disebut pipa pesat (*Penstocks*). Sebelum menentukan dimensi pipa pesat (*Penstocks*) hendaklah mencari data-data yang diperlukan dalam perencanaan pipa pesat (*Penstocks*). Adapun data yang menunjang dalam perencanaan pipa pesat yaitu luas penampang air yang keluar dari sebuah bak penenang sebelum masuk pada pipa pesat (*Penstocks*). Dimana luas penampang keluaran air tersebut diperoleh dari survei dan hasil pengukuran di lokasi akan dilakukannya penelitian. Selain menyesuaikan pipa pesat dengan luas pancaran keluaran air pada bak penenang, luas pipa pesat juga disesuaikan dengan standar pipa yang tersedia di pasaran. Dengan pengukuran secara langsung dan menyesuaikan pipa dengan pipa standar di pasaran diharapkan dapat memperoleh dimensi pipa pesat (*Penstocks*) yang sesuai dengan sumber daya air yang akan digunakan. Dan untuk menentukan diameter pipa digunakan persamaan berikut [Arismunandar, 2004].

$$A = \pi/4 \cdot d^2 \quad \dots\dots\dots[1]$$

Maka diameter pipa yaitu:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad \dots\dots\dots[2]$$

Dimana:

$d$  = Diameter pipa (m)

$A$  = Luas penampang saluran (m<sup>2</sup>)

### 2.7.2 Dasar Teori turbin *Cross-flow*

Transfer energi berlangsung dari air ke *runner* sebagai akibat dari perubahan momentum yang terjadi ketika air mengalir melalui sudu dari *runner* turbin, sehingga turbin merupakan komponen atau peralatan paling penting pada pembangkit listrik tenaga air (PLTMH).

Energi yang dimiliki air yang mengalir diekstraksi dan dikonversi menjadi energi mekanik dalam turbin hidrolis menggunakan salah satu dari dua mekanisme dasar. Mekanisme yang pertama adalah prinsip impuls, yang mengekstraksi energi kinetik air dalam bentuk jet yang menyerang sudu *runner* dan mengubahnya menjadi kerja mekanik. Ekstraksi energi (perubahan momentum) terjadi karena perubahan arah dari air dimana tidak ada perubahan dalam tekanan pada bagian sudu dan tidak ada perubahan dalam besarnya vektor kecepatan relatif. Mekanisme yang kedua adalah prinsip reaksi, yang ekstrak energi potensial dan energi kinetik air dalam bentuk penurunan tekanan di dalam turbin dan mengkonversinya menjadi kerja mekanik. Semua mesin turbo atau turbin hubungan desain dasar berasal menggunakan hukum momentum. Hukum kedua Newton menyatakan bahwa jumlah gaya eksternal yang bekerja pada sistem bergerak adalah sama dengan tingkat waktu perubahan momentum dari sistem [Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014].

$$\Sigma \vec{F} = \frac{d}{dt} (m\vec{V}) \dots\dots\dots[3]$$

dimana:

$$\dot{m} = \text{Laju aliran massa (kg/s)}$$

$$\vec{V} = \text{Vektor kecepatan aliran (m/s)}$$

Sehingga sistem hukum Newton dalam formulasi kontrol volume menjadi,

$$\Sigma \vec{F} = \Sigma_{out} \dot{m} \vec{V} - \Sigma_{in} \dot{m} \vec{V} \quad \dots\dots\dots[4]$$

$$F = \frac{\gamma}{g} Q V_{out} - \frac{\gamma}{g} Q V_{in} \quad \dots\dots\dots[5]$$

$$F = \frac{\gamma}{g} Q \{(V_2 \cos \alpha_2) - (-V_1 \cos \alpha_1)\} \quad \dots\dots\dots[6]$$

$$F = \frac{\gamma}{g} Q (V_2 \cos \alpha_2 + V_1 \cos \alpha_1) \quad \dots\dots\dots[7]$$

dimana:

$$F = \text{Gaya yang terjadi pada } runner \text{ turbin (N)}$$

$$\gamma = \text{Berat jenis air (N/m}^3\text{)}$$

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

$$V_{out} = \text{Kecepatan absolut air keluar (m/s)}$$

$$V_{in} = \text{Kecepatan absolut air masuk (m/s)}$$

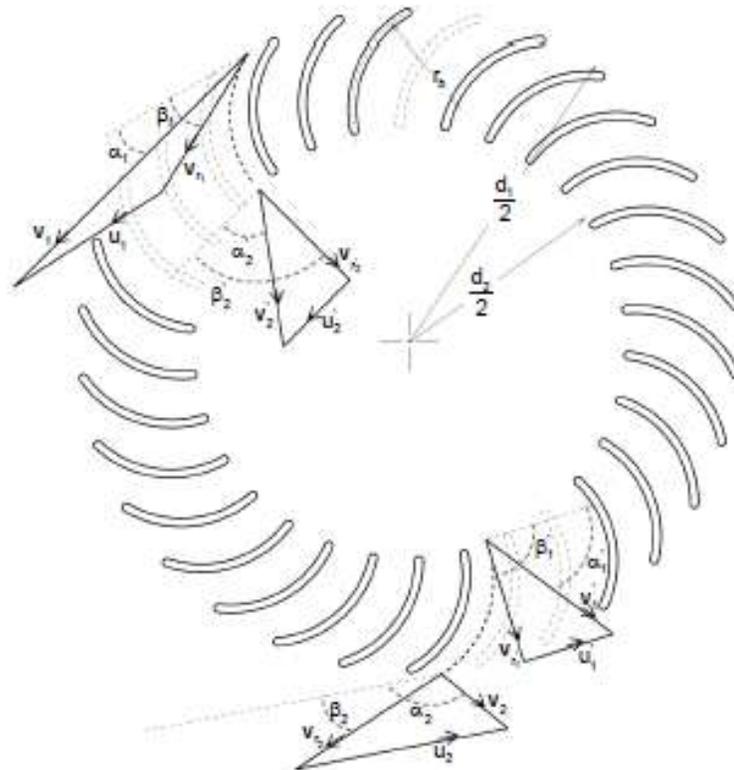
$$V_1 = \text{Kecepatan air masuk tahap pertama (m/s)}$$

$$V_2 = \text{Kecepatan air keluar tahap kedua (m/s)}$$

$$\alpha_1 = \text{Sudut kecepatan absolut masuk (rad)}$$

$$\alpha_2 = \text{Sudut kecepatan absolut keluar (rad)}$$

Aliran air yang melalui sudu *runner* pada tahap pertama dan tahap kedua serta diagram kecepatan yaitu sebagai berikut.



Gambar 2.14 Air melalui sudu *runner* dan diagram kecepatan  
 Sumber: ( Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014).

Daya yang dihasilkan *runner* turbin secara teoritis dapat diketahui dengan besarnya gaya dan kecepatan keliling *runner*.

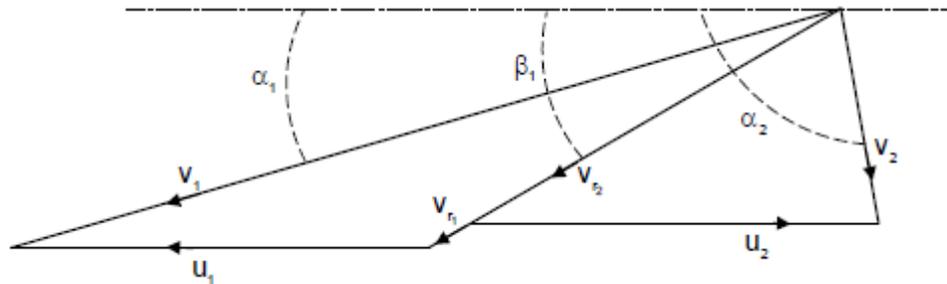
$$P_o = \frac{\gamma}{g} Q (V_2 \cos \alpha_2 + V_1 \cos \alpha_1) u_1 \dots\dots\dots[8]$$

dimana:

$P_o$  = Daya yang dihasilkan *runner* (watt)

$u_1$  = Kecepatan keliling (m/s)

Dari Gambar 2.14 diperoleh diagram segitiga kecepatan untuk turbin *Cross-flow* yaitu sebagai berikut.



Gambar 2.15 Segitiga kecepatan  
 Sumber: (Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014).

Dari diagram segitiga kecepatan maka diperoleh persamaan sebagai berikut.

$$u_2 = Vr_2 \cos \beta_2 - V_2 \cos \alpha_2 \dots\dots\dots[9]$$

karena  $u_1 = u_2$

$$V_2 \cos \alpha_2 = Vr_2 \cos \beta_2 - u_1 \dots\dots\dots[10]$$

dimana:

$$\beta_2 = \text{Sudut kecepatan relatif (rad)}$$

Dengan mengabaikan peningkatan kecepatan air karena perbedaan ketinggian antara titik 1 dan 2 ( Gambar 2.14 ) maka,

$$Vr_2 = \psi Vr_1 \dots\dots\dots[11]$$

Dimana  $\psi$  adalah koefisien empiris/ Koefisien kekasaran sudu (sekitar 0.98 ).

Dari diagram kecepatan Gambar 2.15 diperoleh persamaan berikut.

$$V_1 \cos \alpha_1 = u_1 + V_{r1} \cos \beta_1 \dots\dots\dots[12]$$

$$V_{r1} \cos \beta_1 = V_1 \cos \alpha_1 - u_1 \dots\dots\dots[13]$$

$$V_{r1} = \frac{(V_1 \cos \alpha_1 - u_1)}{\cos \beta_1} \dots\dots\dots[14]$$

Substitusi persamaan [10], [11], [14] ke dalam persamaan [8] maka diperoleh persamaan

$$P_o = \frac{\gamma}{g} Q (V_{r2} \cos \beta_2 - u_1 + V_1 \cos \alpha_1) u_1 \dots\dots\dots[15]$$

$$P_o = \frac{\gamma}{g} Q \{ \psi V_{r1} \cos \beta_2 - u_1 + V_1 \cos \alpha_1 \} u_1 \dots\dots\dots[16]$$

$$P_o = \frac{\gamma}{g} Q \left\{ \psi \left( \frac{V_1 \cos \alpha_1 - u_1}{\cos \beta_1} \right) \cos \beta_2 - u_1 + V_1 \cos \alpha_1 \right\} u_1 \dots\dots\dots[17]$$

$$P_o = \frac{\gamma}{g} Q (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \left( 1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) u_1 \dots\dots\dots[18]$$

### 2.7.3 Daya air yang digunakan ( $P_{air}$ )

Daya air yang digunakan merupakan salah faktor yang sangat penting dalam perencanaan turbin *Cross-flow*. Dimana daya air yang digunakan berdasarkan survei di lokasi dimana turbin akan diaplikasikan dan berdasarkan perhitungan beberapa kerugian yang diakibatkan oleh faktor gesekan maupun adanya nosel pada turbin.

Adapun langkah pengukuran daya air yang digunakan dapat diketahui dengan menggunakan persamaan- persamaan berikut.

#### a. Kecepatan aliran air

Untuk mengetahui besarnya kecepatan aliran air dapat digunakan persamaan berikut [Munson et al. 2013].

$$v = \frac{Q}{A} \dots\dots\dots[19]$$

Dimana:

- $v$  = Kecepatan aliran air (m/s)
- $Q$  = Debit air yang digunakan ( $m^3/s$ )
- $A$  = Luas penampang pipa pesat (*Penstocks*) ( $m^2$ )

#### b. Karakteristik aliran

Untuk mengetahui karakteristik aliran air dalam pipa atau bilangan *Reynold* dapat digunakan persamaan berikut [Munson et al. 2013].

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \dots\dots\dots[20]$$

Dimana:

- $Re$  = Bilangan *Reynold*
- $\rho$  = Massa jenis air ( $kg/m^3$ )
- $v$  = Kecepatan aliran air (m/s)

$d$  = Diameter dalam pipa (m)

$\mu$  = Viskositas dinamik (N.s/m<sup>2</sup>)

### c. *Mayor losses*

*Mayor losses* merupakan kerugian yang disebabkan oleh faktor gesekan antara fluida air dengan dinding pipa. Dan untuk mengetahui besarnya kerugian akibat gesekan atau *head mayor* dapat digunakan persamaan berikut [Munson et al. 2013].

$$H_{L(mayor)} = f \cdot \frac{l \cdot v^2}{d \cdot 2 \cdot g} \dots\dots\dots[21]$$

Dimana:

$H_{L(mayor)}$  = Kerugian *head* karena gesekan (m)

$d$  = Diameter dalam pipa (m)

$l$  = Panjang pipa (m)

$v$  = Kecepatan aliran fluida (m/s)

$g$  = Percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

$f$  = Koefisien gesekan

Nilai  $f$  (koefisien gesekan) merupakan fungsi dari  $(R_e, \frac{\epsilon}{D})$ , dimana  $\epsilon$  merupakan nilai untuk kekasaran pipa (tergantung bahan pipa). Untuk aliran laminar yang telah berkembang penuh nilai  $f$  hanya  $\frac{64}{R_e}$ , sedangkan untuk aliran turbulen nilai  $f$  dipengaruhi oleh faktor independen yaitu gesekan dan diameter dari pipa,  $f = (R_e, \frac{\epsilon}{D})$ .

#### d. *Minor losses*

Merupakan kerugian *head* yang diakibatkan oleh belokan pipa, pengecilan pipa dan adanya nosel. Dengan adanya belokan, pengecilan dan nosel maka akan berpengaruh terhadap daya air yang digunakan. Untuk mengetahui besarnya kerugian *minor losses* dapat digunakan persamaan berikut [Munson et al. 2013].

$$H_{L(\text{minor})} = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \dots\dots\dots[22]$$

Dimana:

- $H_{L(\text{minor})}$  = Kerugian *head* (m)
- $v$  = Kecepatan aliran fluida (m/s)
- $g$  = Percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)
- $k$  = koefisien kerugian (*loss*)

Besarnya nilai aktual sangat tergantung pada geometri komponen dan juga tergantung pada sifat fluida,  $k = \Phi$  (Geometri, Re).

#### e. *Head efektif*

Merupakan *head* bersih, dimana faktor gesekan dan belokan pada pipa atau nosel sudah dipertimbangkan dengan perhitungan. Dengan persamaan berikut besarnya *head efektif* dapat diketahui [Abdul Nasir, 2014].

$$H_e = H - H_{L(\text{mayor})} - H_{L(\text{minor})} \dots\dots\dots[23]$$

Dimana:

$$H_e = \text{head efektif (m)}$$

$$H = \text{Ketinggian/head (m)}$$

$$H_{L(\text{mayor})} = \text{Kerugian head karena gesekan (m)}$$

$$H_{L(\text{minor})} = \text{kerugian head akibat belokan pipa atau nosel (m)}$$

Berdasarkan perhitungan kerugian-kerugian yang terjadi, maka dapat ditentukan besarnya daya air yang digunakan dalam PLTMH. Adapun perhitungan besarnya daya air yang digunakan yaitu dengan persamaan berikut [Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014].

$$P_{\text{air}} = \rho \cdot g \cdot H_e \cdot Q \quad \dots\dots\dots[24]$$

$$P_{\text{air}} = \gamma \cdot H_e \cdot Q \quad \dots\dots\dots[25]$$

Dimana:

$$P_{\text{air}} = \text{Daya air (W)}$$

$$\rho = \text{Massa jenis air (kg/m}^3\text{)}$$

$$g = \text{Gaya grafitasi (m/s}^2\text{)}$$

$$H_e = \text{Head efektif atau ketinggian (m)}$$

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

$$\gamma = \text{Berat jenis air (N/m}^3\text{)}$$

Sedangkan secara teoritis kecepatan air yang jatuh dari ketinggian tertentu dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut [Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014].

$$V_1 = C\sqrt{2 g H_e} \dots\dots\dots[26]$$

sehingga

$$H_e = \frac{V_1^2}{C^2 2 g} \dots\dots\dots[27]$$

dimana:

$C$  = Koefisien nosel (hilangnya energi kinetik yang melalui nosel)

$$C = (0,98)$$

Sehingga daya air berdasarkan teoritis yaitu sebagai berikut.

$$P_{air} = \frac{\gamma Q V_1^2}{C^2 2 g} \dots\dots\dots[28]$$

#### 2.7.4 Efisiensi Turbin Secara Teoritis

Efisiensi turbin merupakan perbandingan dari daya output dan daya input. Dimana daya output yaitu daya turbin dan daya input yaitu daya air.

$$\eta = \frac{P_o}{P_{air}} \dots\dots\dots[29]$$

$$\eta = \frac{\frac{\gamma}{g} Q (V_1 \cos \alpha_1 - u_1) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) u_1}{\frac{\gamma Q V_1^2}{C^2 2 g}} \dots\dots\dots[30]$$

$$\eta = 2 C^2 \frac{u_1}{V_1} \left( 1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \left( \cos \alpha_1 - \frac{u_1}{V_1} \right) \dots\dots\dots[31]$$

Dimana  $\beta_1 = \beta_2$  ( $\beta_1$  dan  $\beta_2$  sesuai untuk sudut sudu *runner* turbin yang sama)

$$\eta = 2 C^2 \frac{u_1}{V_1} (1 + \psi) \left( \cos \alpha_1 - \frac{u_1}{V_1} \right) \dots\dots\dots[32]$$

Koefisien kecepatan pada daya maksimum turbin secara teoritis yaitu

$$u_1 = \frac{V_1 \cos \alpha_1}{2} \dots\dots\dots[33]$$

$$\frac{u_1}{V_1} = \frac{1}{2} \cos \alpha_1 \dots\dots\dots[34]$$

Sehingga efisiensi maksimal turbin secara teoritis yaitu

$$\eta = 2 C^2 (1 + \psi) \frac{1}{2} \cos \alpha_1 \left( \cos \alpha_1 - \frac{1}{2} \cos \alpha_1 \right) \dots\dots\dots[35]$$

$$\eta = 2 C^2 (1 + \psi) \frac{1}{2} \cos \alpha_1 \left( \frac{1}{2} \cos \alpha_1 \right) \dots\dots\dots[36]$$

$$\eta = 2 C^2 (1 + \psi) \frac{1}{4} \cos^2 \alpha_1 \dots\dots\dots[37]$$

Maka secara teoritis efisiensi maksimal turbin *Cross-flow* dapat diketahui berdasarkan sudut nosel.

$$\eta = \frac{1}{2} \cdot C^2 \cdot (1 + \Psi) \cdot \cos^2 \alpha_1 \dots\dots\dots[38]$$

dimana:

$$\eta = \text{Efisiensi turbin}$$

$C$  = Koefisien kekasaran nosel (0,98)

$\psi$  = Koefisien kekasaran sudu (0,98)

$\alpha_1$  = Sudut nosel ( $^\circ$ )

Oleh karena itu output daya maksimum turbin secara teoritis menjadi

$$P_o = \frac{\gamma}{g} \cdot Q \cdot V_1^2 \cdot \left(\frac{u_1}{V_1}\right)^2 \cdot (1 + \psi) \quad \dots\dots\dots[39]$$

Daya turbin secara teoritis yang dihasilkan untuk setiap tahap dapat dimulai dengan konservasi momentum berdasarkan teorema kontrol volume.

$$M = m \cdot \vec{V} \cdot \vec{r} \quad \dots\dots\dots[40]$$

maka

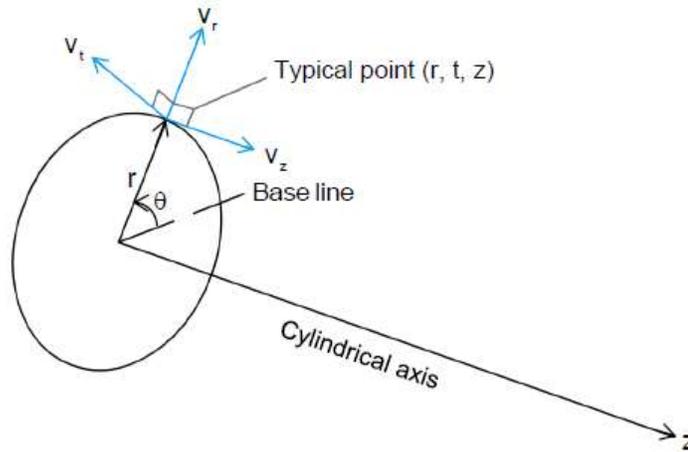
$$\xi = \frac{M}{m} = \frac{m \cdot \vec{V} \cdot \vec{r}}{m} = \vec{V} \cdot \vec{r} \quad \dots\dots\dots[50]$$

$$\frac{d(m \cdot \vec{V} \cdot \vec{r})}{dt} = \int_{c.s} \rho (\vec{V} \cdot \vec{r}) \vec{V} \cdot dA \quad \dots\dots\dots[51]$$

Sudut momen merupakan pertimbangan lebih jauh yang dibuat untuk momentum linier.

$$\Sigma \vec{r} \cdot \vec{F} = \Sigma_{out} (\vec{r} \cdot \vec{V}) \dot{m} - \Sigma_{in} (\vec{r} \cdot \vec{V}) \dot{m} \quad \dots\dots\dots[52]$$

Untuk mempermudah pemahaman persamaan tiga dimensi pada persamaan [52], maka pada mesin turbo digunakan koordinat tubuh berputar



Gambar 2.16 Definisi sketsa untuk sistem koordinat silinder  
 Sumber: (Rajab Yassen, 2014)

Bentuk tangensial merupakan produsen torsi sehingga merupakan hal yang sangat penting.

$$\Sigma r.F_t = \Sigma_{out}(V_t \cdot r) \dot{m} - \Sigma_{in}(V_t \cdot r) \dot{m} \dots\dots\dots[53]$$

Tetapi

$$T = r \cdot F_t \dots\dots\dots[54]$$

Sehingga daya yang dihasilkan menjadi

$$P_o = T \frac{u}{r} \dots\dots\dots[55]$$

Air melewati dua tahap dalam turbin *Cross-flow* sehingga energi diekstrak dari air dengan sudu dari *runner* turbin dalam dua tahap. Oleh karena itu, persamaan energi

Euler untuk turbin *Cross-flow* dapat ditulis dari jumlah energi yang dikembangkan dari setiap tahap sebagai berikut

$$P_o = \frac{\gamma}{g} Q \left\{ \underbrace{(u_1 V_{t1} - u'_2 V_{t2'})}_{\text{tahap pertama}} + \underbrace{(u'_1 V_{t1'} - u_2 V_2)}_{\text{tahap kedua}} \right\} \dots\dots\dots[56]$$

Persamaan untuk daya turbin secara teoritis yang dihasilkan untuk setiap tahap yaitu

$$P_o = P_{1_2'} + P_{1'2} \dots\dots\dots[57]$$

$$P_{1_2'} = \frac{\gamma}{g} Q (u_1 V_{t1} - u'_2 V_{t2'}) \dots\dots\dots[58]$$

$$P_{1'2} = \frac{\gamma}{g} Q (u'_1 V_{t1'} - u_2 V_{t2}) \dots\dots\dots[59]$$

Dengan menggunakan diagram kecepatan (Gambar 2.15) dan diasumsikan koefisien empiris  $\psi$  adalah sama dengan satu serta  $(u_1 = u_2)$  dan  $(u'_1 = u'_2)$  maka,

$$V_{t1} = u_1 + V_{r1} \cos \beta_1 \dots\dots\dots[60]$$

$$V_{t2} = u_1 - V_{r2} \cos \beta_1 \dots\dots\dots[61]$$

Jika diasumsikan

$$V_{r1} = u_1 \dots\dots\dots[62]$$

$$V_{t2'} = u'_2 \dots\dots\dots[63]$$

$$V_{t1'} = u'_1 \dots\dots\dots[64]$$

Jika diasumsikan  $V_{r1} = u_1$  persamaan [62] disubstitusi kedalam persamaan [60] maka

$$V_{t1} = u_1 + u_1 \cos \beta_1 \quad \dots\dots\dots[65]$$

$$V_{t1} = u_1 (1 + \cos \beta_1) \quad \dots\dots\dots[66]$$

Dengan meninjau kembali persamaan [12] maka diperoleh persamaan berikut

$$u_1 = \frac{V_1 \cos \alpha_1}{(1 + \cos \beta_1)} \quad \dots\dots\dots[67]$$

Dengan menggunakan persamaan berikut

$$u_2' = \left(\frac{d_2}{d_1}\right) u_1 \quad \dots\dots\dots[68]$$

Maka daya turbin secara teoritis yang dihasilkan pada tahap pertama yaitu

$$P_{1-2'} = \frac{\gamma}{g} Q (u_1 V_{t1} - u_2' V_{t2'}) \quad \dots\dots\dots[69]$$

$$P_{1-2'} = \frac{\gamma}{g} Q \{ (u_1 (u_1 + V_{r1} \cos \beta_1) - u_2' u_2') \} \quad \dots\dots\dots[70]$$

$$P_{1-2'} = \frac{\gamma}{g} Q \{ (u_1 (u_1 + u_1 \cos \beta_1) - (u_2')^2) \} \quad \dots\dots\dots[71]$$

$$P_{1-2'} = \frac{\gamma}{g} Q \left\{ u_1^2 (1 + \cos \beta_1) - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 u_1^2 \right\} \quad \dots\dots\dots[72]$$

$$P_{1-2'} = \frac{\gamma}{g} Q u_1^2 \left( (1 + \cos \beta_1) - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \right) \quad \dots\dots\dots[73]$$

Dan daya turbin secara teoritis yang dihasilkan pada tahap kedua yaitu

$$P_{1'2} = \frac{\gamma}{g} Q (u_1' V_{t1'} - u_2 V_{t2}) \dots\dots\dots[74]$$

$$P_{1'2} = \frac{\gamma}{g} Q (u_2' u_1' - u_1 (u_1 - V_{r2} \cos \beta_1)) \dots\dots\dots[75]$$

$$P_{1'2} = \frac{\gamma}{g} Q (u_2' u_2' - u_1 (u_1 - u_1 \cos \beta_1)) \dots\dots\dots[76]$$

$$P_{1'2} = \frac{\gamma}{g} Q ((u_2')^2 - (u_1^2 - u_1^2 \cos \beta_1)) \dots\dots\dots[77]$$

$$P_{1'2} = \frac{\gamma}{g} Q \left( \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 u_1^2 - (u_1^2 - u_1^2 \cos \beta_1) \right) \dots\dots\dots[78]$$

$$P_{1'2} = \frac{\gamma}{g} Q u_1^2 \left( \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 - (1 - \cos \beta_1) \right) \dots\dots\dots[79]$$

Sehingga perbandingan daya turbin untuk tahap pertama dan tahap kedua tahap yaitu

$$\frac{P_{1-2'}}{P_{1'2}} = \frac{\frac{\gamma}{g} Q u_1^2 \left( (1 + \cos \beta_1) - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right)}{\frac{\gamma}{g} Q u_1^2 \left( \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 - (1 - \cos \beta_1) \right)} \dots\dots\dots[80]$$

$$\frac{P_{1-2'}}{P_{1'2}} = \frac{\left( (1 + \cos \beta_1) - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right)}{\left( \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 - (1 - \cos \beta_1) \right)} \dots\dots\dots[81]$$

Jika diasumsikan perbandingan diameter dalam dan diameter luar ( $D_2/D_1$ ) yang memiliki efisiensi maksimal adalah  $2/3$  dan sudut  $\beta_1=30^\circ$  maka

$$\frac{P_{1-2'}}{P_{1'2}} = 4,58 \dots\dots\dots[82]$$

Sehingga daya turbin secara teoritis yang dihasilkan pada tahap pertama adalah 4,58 kali dari tahap kedua. Sehingga proporsi total daya yaitu

$$P_{1-2'} + P_{1'2} = P_o \quad \dots\dots\dots[83]$$

$$P_{1-2'} + \frac{P_{1'2}}{4,58} = P_o \quad \dots\dots\dots[84]$$

$$P_{1-2'} = 0,82 P_o \quad \dots\dots\dots[85]$$

$$P_{1'2} = 0,18 P_o \quad \dots\dots\dots[86]$$

### 2.7.5 Perencanaan *Runner Turbin Cross-flow*

*Runner* merupakan komponen utama pada turbin air *Cross-flow*, yang proses kerjanya adalah berputaran. Putaran pada *runner* ini dihasilkan akibat adanya gaya dorong air yang menumbuk kuat pada sudu-sudu *runner*. Perencanaan atau perhitungan parameter *runner* turbin *cross-flow* menggunakan persamaan-persamaan berikut [Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014].

#### a. Diameter luar ( $D_1$ ) dan lebar sudu ( $L$ ) *runner* turbin

Untuk mengetahui luar *runner* turbin dapat diperoleh dari prinsip kontinuitas dimana debit dihitung dari luas dan kecepatan fluida, sehingga untuk mengetahui luas *runner* turbin yaitu.

$$Q = k L D_1 V \quad \dots\dots\dots[87]$$

$$Q = k L D_1 C \sqrt{2 g H_e} \quad \dots\dots\dots[88]$$

Sehingga luas (lebar dan diameter) *runner* turbin *Cross-flow* yaitu.

$$LD_1 = \frac{Q}{k \cdot C \sqrt{2 g H_e}} \dots\dots\dots[89]$$

$$LD_1 = \frac{Q}{0,0875 \cdot 0,98 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot H_e}} \dots\dots\dots[90]$$

$$LD_1 = \frac{2,63 Q}{\sqrt{H_e}} \dots\dots\dots[91]$$

Dimana:

$LD_1$  = Luas *runner* (m<sup>2</sup>)

$Q$  = Debit air (m<sup>3</sup>/s)

$H_e$  = *Head efektif* (m)

$k$  = Koefisien eksperimen/konstanta (0,075 - 0,10)  
diambil 0,0875

$C$  = Koefisien nosel (0,98)

$V$  = Kecepatan aliran air secara teoritik (m/s)

#### **b. Diameter dalam *runner* turbin ( $D_2$ )**

$$D_2 = \frac{2}{3} D_1 \dots\dots\dots[92]$$

Dimana:

$D_1$  = Diameter luar *runner* turbin (m)

$D_2$  = Diameter dalam *runner* turbin (m)

### c. Kecepatan maksimal *runner* turbin (N)

Kecepatan putaran *runner* turbin pada efisiensi maksimal dapat diketahui berdasarkan kecepatan keliling dan diameter luar *runner*.

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \dots\dots\dots[93]$$

$$\frac{V_1 \cos \alpha_1}{2} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \dots\dots\dots[94]$$

$$\frac{C \sqrt{2 g H_e} \cdot \cos \alpha_1}{2} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \dots\dots\dots[95]$$

$$\frac{C \sqrt{2 g H_e} \cdot \cos \alpha_1}{2} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \dots\dots\dots[96]$$

$$n = \frac{41,47 \sqrt{H_e} \cdot \cos \alpha_1}{D_1} \dots\dots\dots[97]$$

Jika diasumsikan putaran turbin maksimal pada sudut nosel  $16^\circ$  maka:

$$n = \frac{39,87 \sqrt{H_e}}{D_1} \dots\dots\dots[98]$$

Dimana:

$n$  = Putaran maksimal turbin (rpm)

$H_e$  = *Head efektif* (m)

$D_1$  = Diameter luar *runner* turbin (m)

#### d. Tebal semburan nosel $S_1$ (m)

Nosel atau distributor pada turbin *Cross-flow* berbentuk persegi panjang dengan lebar sesuai dengan lebar *runner*. Nosel sering juga disebut sebagai distributor yang berfungsi untuk mengarahkan aliran air sehingga secara efektif meneruskan energinya ke sudu atau roda jalan (*runner*). Dengan demikian energi kinetik yang ada pada pancaran air akan menggerakkan *runner* dan menghasilkan energi mekanik yang seterusnya digunakan untuk memutar generator melalui puli dan sabuk v atau rantai. Sedangkan untuk ketebalan semburan nosel ( $S_1$ ) dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut .

$$Q = A \cdot V \quad \dots\dots\dots[99]$$

Dimana:

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

$$A = \text{Luas nosel (m}^2\text{)}$$

$$V = \text{Keecepatan aliran air secara teoritik (m/s)}$$

Dengan mensubstitusi persamaan [26] kedalam persamaan [99] maka,

$$Q = s_1 L C \sqrt{2 g H_e} \quad \dots\dots\dots[100]$$

$$s_1 = \frac{Q}{L C \sqrt{2 g H_e}} \quad \dots\dots\dots[101]$$

$$s_1 = 0,23 \frac{Q}{L \sqrt{H_e}} \quad \dots\dots\dots[102]$$

Dimana:

$S_1$  = Ketebalan semburan nosel (m)

$L$  = Lebar sudu (*runner*) turbin (m)

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

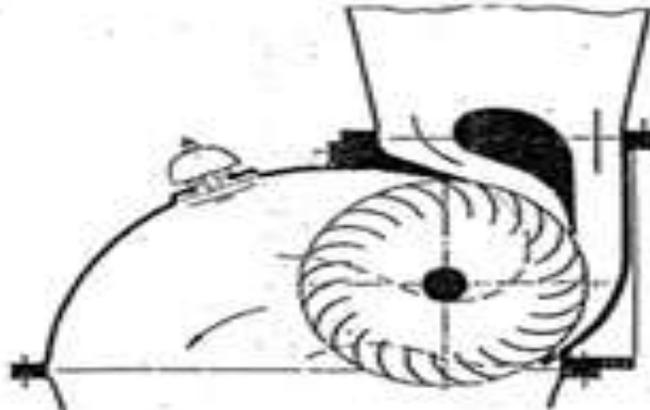
$H_e$  = *Head efektif* (m)

$C$  = Koefisien nosel (0,98)

Berdasarkan posisi penyemburan atau sudut nosel terhadap sumbu roda jalan (*runner*) turbin *cross-flow* dapat dibedakan atas tiga jenis yaitu :

#### 1. Posisi vertikal

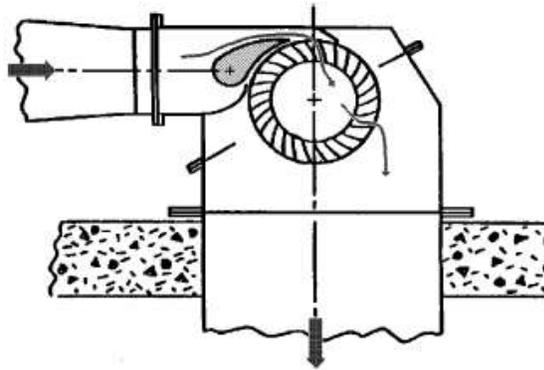
Jenis turbin air *cross-flow* dengan posisi penyemburan vertikal yaitu sisi masuk air secara vertikal membentuk sudut  $90^\circ$  dengan lantai atau garis horizontal.



Gambar 2.17 Turbin *Cross-flow Vertical*  
 Sumber: (Dietzel, 1993)

## 2. Posisi Horizontal

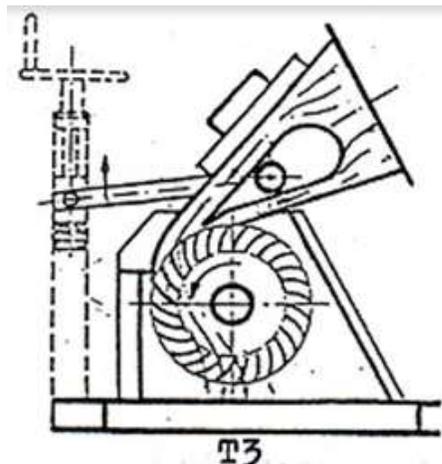
Pada posisi penyemburan horizontal sisi masuk air membentuk sudut  $0^\circ$  dengan lantai atau garis horizontal.



Gambar 2.18 Turbin *Cross-flow* Horizontal  
*Sumber: (Paish, 2002)*

## 3. Posisi miring

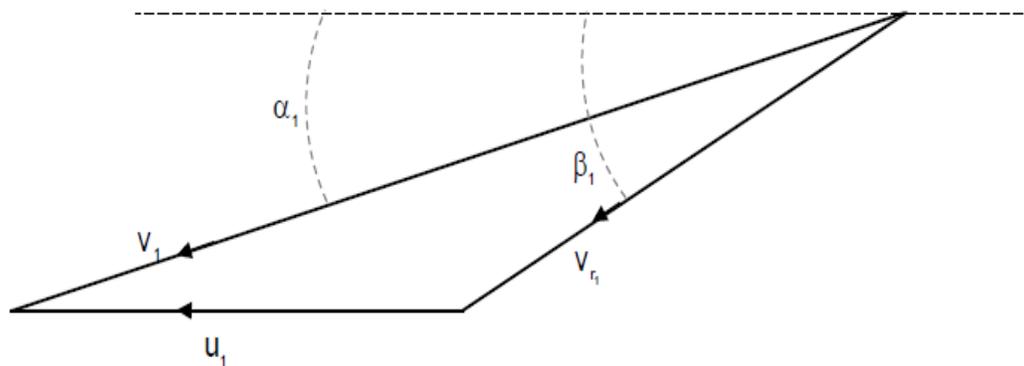
Posisi penyemburan miring yaitu dengan sudut miring antara  $0^\circ - 90^\circ$ . Air masuk atau posisi penyemburan membentuk sudut miring  $0^\circ - 90^\circ$  dengan lantai atau garis horizontal.



Gambar 2.19 Turbin *Cross-flow* posisi miring  
*Sumber: (Hatib, dan Ade Larasakti, 2013)*

### e. Sudut sudu ( $\phi$ )

Dalam desain, Sudut *inlet* dan *outlet* sudu harus dipilih sehingga transfer daya air dapat digunakan secara efisien untuk *runner* pada tahap pertama dan kedua. Sudut  $\beta_1$  adalah sudut antara dua buah kecepatan yaitu kecepatan relatif dari air  $V_r$  dan kecepatan keliling dari  $u$  *runner*. Sudut *inlet* dan *outlet* sudu memiliki dampak yang signifikan terhadap kinerja turbin *Cross-flow*. Untuk mendapatkan efisiensi maksimum sudut dari kurva sudu-sudu masuk harus sama atau mendekati sudut  $\beta_1$ . *Nozzel* turbin *Cross-flow*, yang luas penampang adalah persegi panjang, jet dibuang untuk lebar penuh dari *runner* dan memasuki *runner* pada sudut kecil dari serangan ke tangen dari keliling *runner*. Tahap pertama pintu masuk sudut sudu terkait dengan sudut tahap pertama dari serangan  $\alpha_1$ , menurut segitiga kecepatan *inlet* seperti yang ditunjukkan pada gambar berikut.



Gambar 2.20 Diagram kecepatan

Sumber: (Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014].)

Dari diagram kecepatan (Gambar 2.20) diperoleh persamaan berikut

$$V_1 \cos \alpha_1 = u_1 + V_{r1} \cos \beta_1 \dots\dots\dots[103]$$

Dengan meninjau kembali persamaan [33] maka dapat diketahui

$$u_1 = \frac{V_1 \cos \alpha_1}{2} \dots\dots\dots[104]$$

Dengan mensubsitusi persamaan [33] kedalam persamaan [103] maka dapat diperoleh persamaan yaitu:

$$V_{r1} \cos \beta_1 = V_1 \cos \alpha_1 - u_1 \dots\dots\dots[105]$$

$$V_{r1} \cos \beta_1 = V_1 \cos \alpha_1 - \frac{V_1 \cos \alpha_1}{2} \dots\dots\dots[106]$$

$$V_{r1} \cos \beta_1 = \frac{V_1 \cos \alpha_1}{2} \dots\dots\dots[107]$$

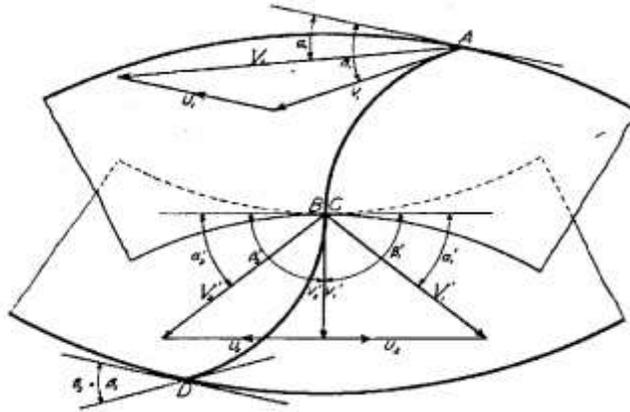
Dengan menggunakan persamaan [107] dan diagram kecepatan (Gambar 2.19) maka diperoleh persamaan.

$$\tan \beta_1 = \frac{V_1 \sin \alpha_1}{\frac{V_1}{2} \cos \alpha_1} \dots\dots\dots[108]$$

$$\tan \beta_1 = 2 \tan \alpha_1 \dots\dots\dots[109]$$

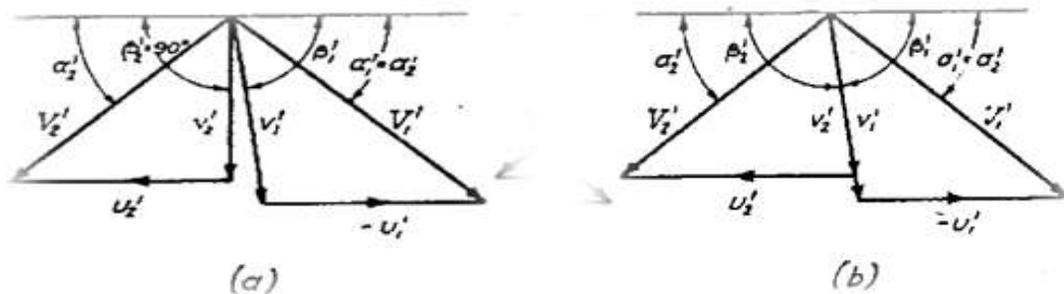
Jika diasumsikan sudut nosel yang paling rendah yang dapat dibuat tanpa mengalami kesulitan dalam pembuatan yaitu  $\alpha_1 = 16^\circ$  maka  $\beta_1 = 29^\circ 50'$  atau  $30^\circ$ .

Sudut antara sudu turbin bagian dalam dan terhadap sudu turbin bagian dalam  $\beta_2$  dapat ditentukan dengan mengikuti gambar berikut.



Gambar 2.21 Diagram kecepatan gabungan  
Sumber: (Mockmore, and Merryfield, 1949)

Gambar kedua segitiga kecepatan dengan menggerakkan kedua sudu turbin secara bersamaan sehingga titik C jatuh pada tili B dan tangen berhimpit. Dengan asumsi kecepatan masuk dan kecepatan keluar absolut adalah sama dan karena  $\alpha'_2 = \alpha'_1$  segitiga kecepatan adalah sebangun dan ( $v'_2$  dan  $v'_1$ ) jatuh dalam arah yang sama. Dengan asumsi tidak ada kerugian tumbukan pada sisi masuk roda turbin pada titik  $\beta'_2 = 90^\circ$ , maka ujung bagian dalam dari sudu turbin pasti membentuk radial. Perbedaan sudut kemiringan antara B dan C (sisi keluar dan sisi masuk roda turbin)  $v'_1$  bisa berbeda dari  $v'_2$  jika tidak ada kerugian di antara dua titik ini.



Gambar 2.22 Diagram kecepatan sisi keluar dan masuk  
Sumber: (Mockmore, and Merryfield, 1949)

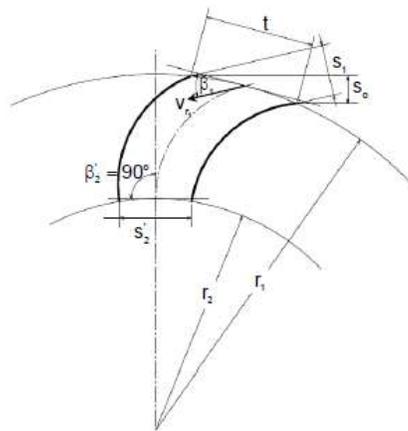
Dengan asumsi  $\beta_2' = 90^\circ$  (Gambar 2.22) tidak akan berhimpit dengan sudut sudu turbin dan akibatnya akan terjadi kerugian akibat tumbukan tiba-tiba. Untuk mengatasi hal ini  $\beta_2$  harus lebih besar dari  $90^\circ$ . Perbedaan  $v_2'$  dan  $v_1'$  masih tergolong kecil karena  $h_2$  kecil. Sehingga  $\beta_2$  menggunakan sudut  $90^\circ$  dalam banyak kasus.

**f. Jarak antar sudu ( $t_1$ )**

Ketebalan pancaran dari sudu masuk tingkat pertama (tebal semburan nosel)  $S_1$  dan ketebalan pancaran dari sudu (tebal semburan nosel) keluar berhubungan dengan perbandingan diameter dalam dan diameter luar ( $D_2/D_1$ ) atau perbandingan radius ( $r_2/r_1$ ) seperti Gambar 2.23.

Ketebalan pancaran (tebal semburan nosel) dapat dinyatakan dalam jarak sudu. Oleh karena itu ketebalan pancaran diukur pada sudut kanan ke kecepatan relatif [Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014].

$$s_1 = k D_1 \dots\dots\dots[110]$$



Gambar 2.23 Jarak (*spasi*) sudu  
 Sumber: (Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014)

Dari Gambar 2.23 diperoleh persamaan berikut

$$t_1 = \frac{s_1}{\sin \beta_1} \dots\dots\dots[111]$$

$$t_1 = \frac{k D_1}{\sin \beta_1} \dots\dots\dots[112]$$

Jika  $\beta_1 = 30^\circ$  maka

$$t_1 = 0,175 D_1 \dots\dots\dots[113]$$

Dimana:

$t_1$  = Jarak antar sudu (m)

$s_1$  = Tebal semburan nosel (m)

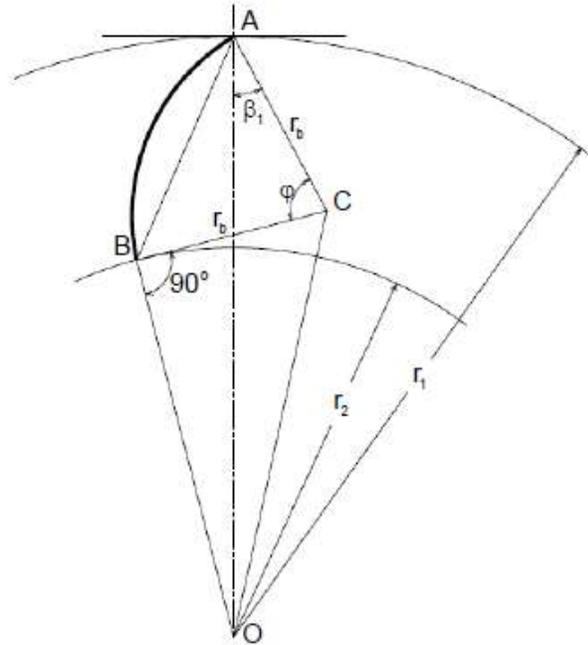
$k$  = Koefisien eksperimen/konstanta (0,075-0,10)  
diambil 0,0875

$D_1$  = Diameter luar *runner* turbin (m)

### **g. Jari-jari kelengkungan sudu ( $r_b$ )**

Radius kelengkungan sudu dapat ditentukan dari lingkaran yang pusatnya terletak di persimpangan dua garis, satu tegak lurus pada kecepatan relatif dari pintu masuk sudu pada tahap pertama dan tegak lurus lainnya di bersinggungan dengan permukaan

dalam seperti ditunjukkan pada Gambar jari-jari kelengkungan sudu berikut ini [Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014].



Gambar 2.24 Jari-jari kelengkungan sudu

Sumber: (Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014)

Dari gambar 2.23 dapat diketahui bahwa

$$r_2^2 + r_b^2 = r_1^2 + r_b^2 - 2 r_1 r_b \cos \beta_1 \quad \dots\dots\dots[114]$$

$$r_2^2 + r_b^2 - r_1^2 - r_b^2 = - 2 r_1 r_b \cos \beta_1 \quad \dots\dots\dots[115]$$

$$r_2^2 - r_1^2 = - 2 r_1 r_b \cos \beta_1 \quad \dots\dots\dots[116]$$

$$r_1^2 - r_2^2 = 2 r_1 r_b \cos \beta_1 \quad \dots\dots\dots[117]$$

$$r_b = \frac{r_1^2 - r_2^2}{2 r_1 \cos \beta_1} \quad \dots\dots\dots[118]$$

Jika diasumsikan perbandingan diameter dalam dan diameter luar ( $D_2/D_1$ ) yang menghasilkan efisiensi maksimal adalah  $2/3$  dan sudut  $\beta_1 = 30^\circ$  maka,

$$r_b = \frac{r_1^2 - (\frac{2}{3} r_1)^2}{2 r_1 \cos \beta_1} \dots\dots\dots[119]$$

$$r_b = \frac{0,555 r_1^2}{1,7 r_1} \dots\dots\dots[120]$$

$$r_b = 0,163 D_1 \dots\dots\dots[121]$$

Dimana:

$r_b$  = Jari-jari kelengkungan sudu/*blade* (m)

$D_1$  = Diameter luar *runner* turbin (m)

#### **h. Jumlah sudu (N)**

Jumlah sudu adalah salah satu pertimbangan penting dari desain *runner*. Terlalu besar jumlah sudu *runner* akan meningkatkan kerugian dan biaya pembuatan turbin karena memerlukan material yang lebih banyak. Di sisi lain, sejumlah kecil jumlah sudu *runner* akan meningkatkan kerugian dengan pemisahan aliran pada sisi belakang jumlah sudu [*Mockmore, and Merryfield, 1949, Rajab Yassen, 2014*].

$$N = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1}{t_1} \dots\dots\dots[122]$$

$$N = \frac{\pi \cdot D_1}{t_1} \dots\dots\dots[123]$$

dengan mensubstitusikan persamaan [110] dan [111] kedalam persamaan [123] maka

$$N = \frac{\pi}{k} \sin \beta_1 \dots\dots\dots[124]$$

Dimana:

$N$  = Jumlah sudu

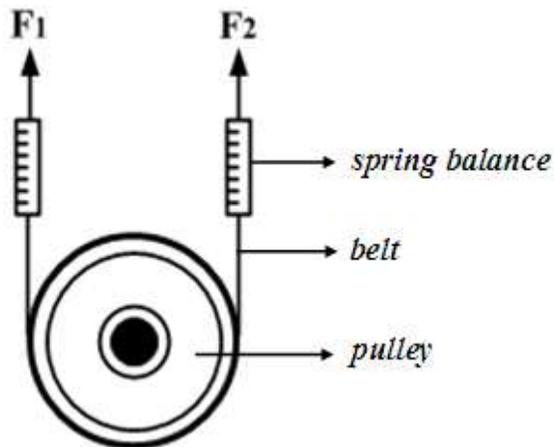
$D$  = Diameter luar *runner* turbin (m)

$t_1$  = Jarak antar sudu (m)

## 2.8 Daya Yang Dihasilkan Turbin ( $P_t$ )

Untuk mengetahui daya yang dihasilkan turbin dilakukan pengujian torsi penggerak mula Turbin *Cross-flow*. Metode pengujian dilakukan dengan mekanisme pengereman untuk mengetahui torsi yang dihasilkan turbin. Komponen penting dalam proses pengereman adalah belt atau tali rem yang dipasang melingkari puli yaitu setengah lingkaran puli atau sudut kontak  $\theta=180^\circ$ . Kedua ujung *belt* dihubungkan dengan timbangan (neraca) pegas, salah satu pengait timbangan (neraca) pegas tersebut dipasang tetap sementara pengait timbangan satu lagi akan mendapat perlakuan tarik. Pada proses pengereman akan timbul gaya tarik  $F_{ta}$  dan gaya tekan  $F_{te}$ . Selisih antara  $F_{ta}$  dan  $F_{te}$  itulah gaya pengereman atau gaya gesek ( $F_g$ ). Dimana pada setiap saat perlakuan tarikan dilakukan pengukuran jumlah putaran turbin untuk mengetahui kecepatan sudut dari *runner* turbin *Cross-flow*.

Torsi diukur dengan menggunakan mekanisme *rope brake* seperti pada Gambar berikut.



Gambar 2.25 *Rope brake*  
 Sumber: (Tohari, dan Ibrahim Lubis, 2015)

Selanjutnya untuk mengetahui besarnya torsi yang terjadi dapat dicari dengan persamaan berikut [Arismunandar, 2004].

$$T = F_g \cdot r \quad \dots\dots\dots[125]$$

Dan kecepatan sudut *runner* turbin yaitu [Acharya, et al. 2015].

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \quad \dots\dots\dots[126]$$

Setelah torsi turbin pada putaran tertentu diketahui maka untuk mengetahui daya yang dihasilkan turbin dapat digunakan persamaan berikut [Acharya, et al. 2015].

$$P_t = T \cdot \omega \quad \dots\dots\dots[127]$$

dimana:

$P_t$  = Daya yang dihasilkan turbin (W)

$T$  = Torsi yang dihasilkan turbin (Nm)

$F_g$  = Selisih gaya tarik dan tekan pada putaran tertentu (N)

=  $F_{ta} - F_{te}$  atau  $F_1 - F_2$  (N)

$r$  = Jari-jari puli pada *runner* turbin (m)

$\omega$  = Kecepatan sudut turbin (rad/s)

$n$  = Putaran turbin (rpm)

## 2.9 Efisiensi Mekanik Turbin ( $\eta_t$ )

Efisiensi turbin secara eksperimen diperoleh dari membandingkan output dan input yang terpakai. Dimana output merupakan daya yang dihasilkan turbin sedangkan input yaitu daya air yang digunakan. Dengan perbandingan antara daya yang dihasilkan oleh turbin dan daya yang air yang digunakan maka dapat diketahui efisiensi mekanik dari turbin. Efisiensi mekanik turbin juga menandakan keberhasilan dalam suatu pembuatan turbin. Semakin tinggi efisiensi suatu turbin maka semakin baik kualitas dari turbin dalam memanfaatkan energi air.

Untuk mengetahui efisiensi mekanik turbin air dapat digunakan persamaan berikut [Acharya, et al. 2015].

$$\eta_t = \frac{P_{turbin}}{P_{air}} \dots\dots\dots [128]$$

atau

$$\eta_t = \frac{T \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot H_e \cdot Q} \dots\dots\dots[129]$$

Dimana:

$\eta_t$  = Efisiensi mekanik turbin

$P_{air}$  = Daya air (W)

$P_{turbin}$  = Daya turbin (W)

### 2.10 Daya Yang Dihasilkan Generator ( $P_g$ )

Untuk mengetahui besarnya daya listrik yang dihasilkan oleh generator dapat digunakan persamaan berikut [*Poernomo sari, dan Fasha 2012*].

$$P_g = V \cdot I \dots\dots\dots[130]$$

Dimana:

$P_g$  = Daya listrik yang dihasilkan generator (W)

$V$  = Beda potensial/tegangan (Volt)

$I$  = Kuat arus (Ampere)

### 2.11 Efisiensi Sistem Pembangkit

Dalam pengujian efisiensi pembangkit penggerak mula turbin *Cross-flow* digunakan untuk menggerakkan motor induksi sebagai generator. Pengukuran menggunakan *powermeter* karakteristik listrik yang dihasilkan generator atau besarnya daya listrik yang dihasilkan oleh generator. Dimana daya listrik dari generator diketahui

berdasarkan hasil pengujian. Efisiensi sistem pembangkit dengan penggerak mula turbin *Cross-flow* dapat diketahui dengan persamaan berikut.

$$\eta_{sp} = \frac{P_g}{P_{air}} \dots\dots\dots[131]$$

Dimana:

$\eta_{sp}$  = Efisiensi sistem pembangkit

$P_{air}$  = Daya air (W)

$P_g$  = Daya listrik yang dibangkitkan generator (W)

### **III. METODE PENELITIAN**

#### **3.1 Waktu Dan Tempat**

Pembuatan dan pengujian turbin air *Cross-flow* akan dilaksanakan pada bulan Mei s/d September 2016. Lokasi pengujian turbin dilakukan pada air pembuangan (air limbah) perusahaan pembuatan tepung tapioka yang berada di RT/RW 02/01 desa Bumi Nabung Timur kecamatan Bumi Nabung kabupaten Lampung Tengah propinsi Lampung.

#### **3.2 Alat Dan Bahan**

Dalam penelitian ini ada beberapa alat dan bahan yang diperlukan dalam melakukan penelitian. Adapun alat dan bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

##### **3.2.1 Alat**

###### **a. Gergaji besi**

Gergaji besi adalah perkakas berupa besi tipis bergigi tajam yang digunakan untuk memotong atau membelah besi atau bahan-bahan yang akan digunakan dalam pembuatan turbin.

b. Alat ukur (Meteran)

Berfungsi sebagai alat untuk menentukan dimensi dari bahan yang akan digunakan dalam pembuatan turbin

c. Gerinda

Berfungsi untuk memotong dan meratakan serta menghaluskan bagian-bagian turbin dari sisa-sisa pengelasan dan lain-lain

d. Las listrik

Las busur listrik umumnya disebut las listrik adalah salah satu cara menyambung logam dengan jalan menggunakan nyala busur listrik yang diarahkan ke permukaan logam yang akan disambung. Las listrik berfungsi untuk menyatukan atau menyambung bagian-bagian turbin.

e. Las karbit

Las Gas/Karbit berfungsi untuk menyatukan atau menyambung bagian-bagian turbin

f. Palu

Digunakan untuk membentuk bagian turbin sesuai dengan yang diinginkan

g. Kunci momen, obeng dan lain-lain

Digunakan untuk memasang bagian-bagian turbin dan keperluan-keperluan lain

h. Multitester

Berfungsi untuk mengukur tegangan listrik yang dihasilkan dari generator

i. Amperemeter (Tangampere)

Berfungsi untuk mengukur kuat arus listrik yang dihasilkan dari generator

j. Tachometer

Berfungsi untuk mengukur putaran turbin

k. Neraca pegas

Digunakan untuk pengujian torsi yang dihasilkan turbin

### 3.2.2 Bahan

a. Plat baja dan baja siku

Digunakan sebagai bahan *runner*, rumah turbin dan bahan kerangka turbin

b. Poros

Digunakan sebagai bahan untuk *runner* dan transmisi

c. Bearing

Berfungsi sebagaiudukan dari poros turbin dan poros transmisi

d. Pipa PVC

Berfungsi sebagai saluran air (pipa pesat/*penstok*)

e. Baut dan mur

Berfungsi sebagai pengikat atau sambungan dari bagian-bagian turbin

f. Cat besi

Berfungsi sebagai pelindung bagian-bagian turbin dari korosi

g. Roda gigi dan rantai

Digunakan sebagai penghubung daya atau transmisi

h. Sabuk V dan puli

Digunakan sebagai penghubung daya atau transmisi

i. Generator AC

Berfungsi sebagai mesin konversi energi mekanik menjadi energi listrik

### 3.3 Metode Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan metode perhitungan secara teoritis (simulasi perhitungan) dan metode eksperimen nyata (*true experimental research*). Metode eksperimen meliputi tahap perencanaan, membuat alat (turbin), sampai dengan menguji alat (turbin) sehingga menghasilkan efisiensi turbin *Cross-flow* yang tertinggi. Metode penelitian merupakan langkah dan prosedur yang akan dilakukan dalam pengumpulan data atau informasi pada sebuah penelitian. Dimana data-data atau informasi yang diperlukan dapat diperoleh melalui beberapa metode yaitu:

### 3.3.1 Studi pustaka

Dalam metode ini penulis menggunakan buku-buku, jurnal, artikel serta literatur-literatur lain yang ada hubungannya dengan turbin *Cross-flow* dan pemanfaatannya sebagai energi terbarukan (PLTMH), baik sebagai sumber data dan informasi maupun sebagai teori-teori dasar atau studi pustaka yang dapat dipertanggung jawabkan kebenarannya.

### 3.3.2 Pengamatan secara langsung (Observasi)

Metode ini merupakan metode yang langsung dengan mengadakan pengamatan (pengukuran) dan melakukan *survei* tempat atau lokasi dimana akan dilakukan penelitian serta mengambil data yang dibutuhkan dalam penelitian.

Dari hasil pengukuran diperoleh data sebagai berikut:

- a. Debit air (Q) = 24,87 L/s atau (0,02487 m<sup>3</sup>/s)
- b. Ketinggian (*head*) = 2,3 m
- c. Luas penampang keluaran air (A) = 0,036 m<sup>2</sup>

### 3.3.3 Pengolahan data lapangan dan desain turbin

Dalam hal ini data–data yang diperoleh dari hasil *survei* diolah sehingga didapatkan jenis/spesifikasi peralatan mekanikal (turbin) dan elektrikal yang cocok digunakan, kemudian dilanjutkan dengan perhitungan formula yang telah didapat dari studi kepustakaan. Adapun langkah–langkahnya yaitu menentukan debit air yang akan digunakan, menghitung tinggi jatuh aktual air, menghitung daya air, menghitung

diameter pipa pesat, menentukan spesifikasi turbin sesuai dengan perhitungan perencanaan desain turbin. Setelah spesifikasi turbin diperoleh berdasarkan perhitungan penulis melakukan perencanaan dan pembuatan turbin air *Cross-flow* serta melakukan pengujian dan analisa dari turbin tersebut.

### **3.3.4 Perhitungan efisiensi turbin secara teoritis**

Dalam proses ini dilakukan simulasi perhitungan efisiensi turbin secara teoritis berdasarkan persamaan pada bab sebelumnya. Dengan simulasi tersebut maka dapat diketahui efisiensi turbin secara teoritis dengan berbagai variasi sudut nosel dan sudut sudu. Setelah diketahui variasi efisiensi turbin maka dari variasi tersebut ditentukan titik dimana akan dilakukan penelitian secara eksperimen.

### **3.3.5 Analisis hasil perhitungan teoritis dan eksperimen**

Dalam proses ini dilakukan analisis hasil yang diperoleh berdasarkan simulasi perhitungan dengan hasil yang diperoleh berdasarkan hasil pengujian (eksperimen). Dari hasil tersebut kemudian dilakukan analisis faktor-faktor yang berpengaruh terhadap kinerja turbin serta dilakukan analisis terhadap faktor-faktor mempengaruhi hasil simulasi dan eksperimen.

### 3.4 Prosedur Pembuatan Turbin *Cross-flow*

#### 3.4.1 Tahap Perencanaan (Desain turbin)

Disain sebuah turbin akan dipengaruhi oleh data potensi lapangan seperti tinggi jatuh air ( $H$ ), besar debit air ( $Q$ ), kondisi kontur atau tanah yang ada. Dimensi turbin yang akan didisain disesuaikan dengan kapasitas dan *head* yang ada yang selalu dirancang maksimal sebesar potensi yang tersedia. Dimana perencanaan menggunakan persamaan-persamaan pada bab sebelumnya. Setelah diketahui dimensi dari turbin air yang akan dibuat kemudian digambar dengan skala tertentu, agar mempermudah dalam proses pembuatan.

Adapun perhitungan pipa pesat (*penstok*) dan parameter dimensi turbin yaitu sebagai berikut.

##### a. Pipa pesat (*penstok*)

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,036 \text{ m}^2}{3,14}}$$

$$d = 0,21 \text{ m}$$

Diameter pipa yang tersedia yaitu 6 inchi atau 0,1524 *m*. maka luas pipa yaitu 0,018  $\text{m}^2$ .

## b. Daya air

Untuk mengetahui daya air yang digunakan perlu ditentukan terlebih dahulu rugi gesek pada pipa (*penstok*) dan rugi akibat adanya nosel.

1. Kecepatan air dalam pipa (*penstok*)

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$v = \frac{0,02487 \text{ m}^3/\text{s}}{0,018 \text{ m}^2}$$

$$v = 1,36 \text{ m/s}$$

2. Bentuk aliran (Bilangan *Reynold*)

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$$

$$Re = \frac{995,7 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,36 \text{ m/s} \cdot 0,1524 \text{ m}}{7,975 \cdot 10^{-4} \text{ N.s/m}^2}$$

$$Re = 259548,77$$

Catatan:

Suhu air diasumsikan 30° sehingga massa jenis air 995,7 (kg/m<sup>3</sup>) dan Viskositas dinamik 7,975.10<sup>-4</sup> (N.s/m<sup>2</sup>)

3. Mayor losses

$$H_{L(\text{mayor})} = f \cdot \frac{l \cdot v^2}{d \cdot 2 \cdot g}$$

$$H_{L(\text{mayor})} = 0,015 \cdot \frac{9 \text{ m} \cdot (1,36 \text{ m/s})^2}{0,1524 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$H_{L(\text{mayor})} = 0,084 \text{ m}$$

Catatan:

$f = 0,015$  diperoleh dari diagram *moody chart* dengan pertimbangan kekasaran pipa dan Bilangan *Reynold*.

#### 4. Minor losses

$$H_{L(\text{minor})} = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{L(\text{minor})} = 0,04 \cdot \frac{(1,36 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$H_{L(\text{minor})} = 0,00379 \text{ m}$$

Catatan:

$k = 0,04$  diambil dengan pertimbangan adanya nosel.

#### 5. Head efektif

$$H_e = H - H_{L(\text{mayor})} - H_{L(\text{minor})}$$

$$H_e = 2,3 - 0,084 \text{ m} - 0,00379 \text{ m}$$

$$H_e = 2,21 \text{ m}$$

Sehingga daya air yang digunakan yaitu,

$$P_{\text{air}} = \rho \cdot g \cdot H_e \cdot Q$$

$$P_{\text{air}} = 995,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 2,21 \text{ m} \cdot 0,02487 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$P_{\text{air}} = 536,87 \text{ watt}$$

$$P_{\text{air}} = 0,536 \text{ kW}$$

### c. *Runner* turbin

Untuk menentukan dimensi dari *runner* turbin *Cross-flow* perlu diketahui debit air dan *head* efektif. Adapun perhitungan luas *runner* turbin *Cross-flow* yaitu sebagai berikut.

#### 1. Luas *runner*

$$LD_1 = \frac{2,63 Q}{\sqrt{H_e}}$$

$$LD_1 = \frac{2,63 \cdot 0,02487 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\sqrt{2,21 \text{ m}}}$$

$$LD_1 = 0,0439 \text{ m}^2$$

#### 2. Diameter luar *runner*

Untuk lebar *runner* sesuai atau sama dengan lebar nosel, dimana lebar nosel yang dibuat setara dengan diameter dalam pipa (0,1524 m) maka diameter luar *runner* yaitu.

$$D_1 = \frac{2,63 Q}{L \sqrt{H_e}}$$

$$D_1 = \frac{2,63 \cdot 0,02487 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,1524 \text{ m} \sqrt{2,21 \text{ m}}} = 0,2885 \text{ m atau } 28,85 \text{ cm}$$

3. Diameter dalam *runner*

$$D_2 = \frac{2}{3} D_1$$

$$D_2 = \frac{2}{3} 0,2885 \text{ m}$$

$$D_2 = 0,192 \text{ m atau } 19,2 \text{ cm}$$

4. Kecepatan *runner* turbin

$$n = \frac{41,47 \sqrt{H_e} \cdot \cos \alpha_1}{D_1}$$

Maka kecepatan putaran *runner* pada efisiensi maksimal turbin untuk masing-masing sudut nosel yaitu:

a. Sudut nosel  $15^\circ$

$$n = \frac{41,47 \sqrt{2,21 \text{ m}} \cdot \cos 15}{0,2885 \text{ m}}$$

$$n = 206,76 \text{ rpm}$$

b. Sudut nosel  $30^\circ$

$$n = \frac{41,47 \sqrt{2,21 \text{ m}} \cdot \cos 30}{0,2885 \text{ m}}$$

$$n = 185,38 \text{ rpm}$$

c. Sudut nosel  $45^\circ$

$$n = \frac{41,47 \sqrt{2,21 \text{ m}} \cdot \cos 45}{0,2885 \text{ m}}$$

$$n = 151,36 \text{ rpm}$$

5. Jarak antar sudu

$$t = 0,175 D_1$$

$$t = 0,175 \cdot 0,2885 \text{ m}$$

$$t = 0,05 \text{ m atau } 5 \text{ cm}$$

6. Jari-jari sudu

$$r_c = 0,163 D_1$$

$$r_c = 0,163 \cdot 0,2885 \text{ m}$$

$$r_c = 0,047 \text{ m atau } 4,7 \text{ cm}$$

7. Jumlah sudu

$$N = \frac{\pi \cdot D_1}{t}$$

$$N = \frac{\pi \cdot 0,2885 \text{ m}}{0,05 \text{ m}}$$

$$N = 17,94$$

Jumlah sudu yang digunakan yaitu 18.

#### d. Nosel turbin

Tebal semburan nosel turbin *cross-flow* dapat diketahui dari perhitungan berikut.

$$S_1 = 0,23 \frac{Q}{L \sqrt{H_e}}$$

$$s_1 = 0,23 \frac{0,02487 \text{ m}^3/\text{s}}{0,1524 \text{ m} \sqrt{2,21 \text{ m}}}$$

$$s_1 = 0,025 \text{ m atau } 2,5 \text{ cm}$$

Dari hasil perhitungan rancangan turbin *Cross-flow* diperoleh parameter dimensi turbin yaitu sebagai berikut.

Tabel 3.1 Hasil Rancangan Turbin *Cross-Flow*

Parameter	Nilai
Diameter luar (m)	0,2885
Diameter dalam (m)	0,192
Lebar sudu (m)	0,1524
Jarak antar sudu (m)	0,05
Jari-jari sudu (m)	0,047
Jumlah sudu	18
Tebal nosel (m)	0,025
Diameter <i>penstok</i> (m)	0,1524

### 3.4.2 Tahap Pelaksanaan

Proses pembuatan turbin dan kelengkapannya dikerjakan di laboratorium Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung. Adapun tahap-tahap pembuatan turbin *Cross-flow* yaitu:

- a. Mengukur dan memotong plat baja serta poros dan bahan-bahan lain sesuai dengan dimensi yang sudah direncanakan pada perhitungan yang kemudian digunakan sebagai bahan *runner*, nosel dan rumah turbin
- b. Membentuk plat baja sebagai bahan *runner* turbin dengan diameter, radius dan luas sesuai dengan perencanaan

- c. Membentuk plat baja sebagai bahan rumah turbin
- d. Membuat dudukan bantalan poros
- e. Melakukan pengelasan pada bagian-bagian turbin (*runner*, nosel dan rumah turbin)
- f. Pengecetan bagian-bagian turbin untuk menghindari terjadinya korosi
- g. Memasang masing-masing bagian turbin
- h. Membuat transmisi rantai dan sabuk V untuk memperoleh putaran tinggi pada generator.

### 3.5 Tahap Perhitungan Efisiensi Turbin Secara Teoritis

#### 3.5.1 Efisiensi turbin berdasarkan sudut nosel

Berdasarkan sudut nosel efisiensi turbin secara teoritis dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$\eta = \frac{1}{2} \cdot C^2 \cdot (1 + \Psi) \cdot \cos^2 \alpha_1$$

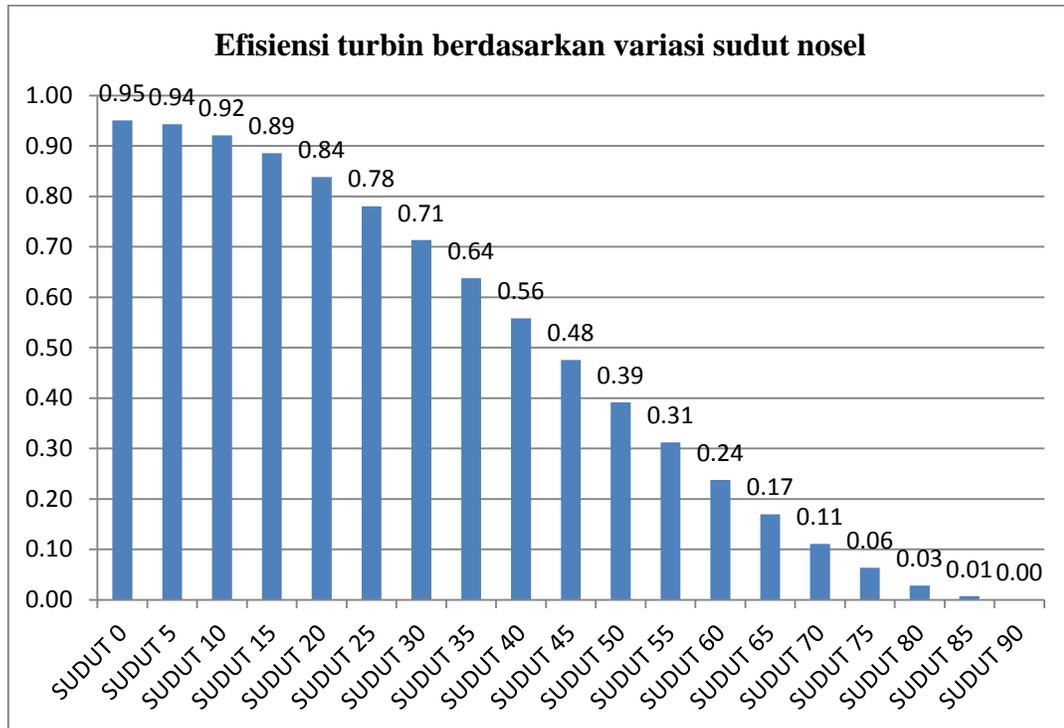
Berikut ini adalah perhitungan efisiensi turbin dengan sudut nosel  $0^\circ$ .

$$\eta = \frac{1}{2} \cdot C^2 \cdot (1 + \Psi) \cdot \cos^2 0^\circ$$

$$\eta = \frac{1}{2} (0,98)^2 (1 + 0,98) \cdot 1$$

$$\eta = 0,95$$

Selanjutnya untuk hasil perhitungan efisiensi turbin selengkapnya terdapat pada gambar grafik berikut.



Gambar 3.1 Efisiensi turbin secara teoritis dengan variasi sudut nosel

Berdasarkan penelitian sebelumnya diketahui bahwa sudut nosel yang paling rendah yang pernah dibuat yaitu  $15^\circ$ , sedang untuk yang lebih rendah akan sangat sulit dalam pembuatan. Atas dasar pertimbangan tersebut maka dilakukan variasi sudut nosel  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  dan  $45^\circ$  untuk eksperimen yang akan dilakukan.

### 3.5.2 Efisiensi turbin berdasarkan sudut sudu

Dari geometri sudu diketahui bahwa variasi sudut busur pemasukan atau sudut  $\beta_1$  yang mungkin dilakukan adalah  $0^\circ - 60^\circ$ . Berdasarkan sudut sudu daya yang dibangkitkan turbin secara teoritis dapat diketahui dengan persamaan berikut:

1. Tahap pertama

$$P_{1,2'} = \frac{\gamma}{g} Q u_1^2 \left( (1 + \cos \beta_1) - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right)$$

2. Tahap kedua

$$P_{1,2'} = \frac{\gamma}{g} Q u_1^2 \left( \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 - (1 - \cos \beta_1) \right)$$

Dimana

$$u_1 = \frac{V_1 \cos \alpha_1}{(1 + \cos \beta_1)}$$

$$u_1 = \frac{c \sqrt{2 g H_e} \cos \alpha_1}{(1 + \cos \beta_1)}$$

Berikut ini adalah perhitungan daya yang dibangkitkan turbin dengan sudut nosel  $15^\circ$  dan sudut busur pemasukan atau sudut  $\beta_1 = 0^\circ$ .

$$u_1 = \frac{0,98 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2,21} \cos 15^\circ}{(1 + \cos 0^\circ)}$$

$$u_1 = 3,11 \text{ m/s}$$

Daya yang dibangkitkan turbin berdasarkan masing-masing tahap.

1. Tahap pertama

$$P_{1,2'} = 995,7 \cdot 0,02487 \cdot (3,11)^2 \cdot \left( (1 + \cos 0^\circ) - \left( \frac{0,192}{0,2885} \right)^2 \right)$$

$$P_{1,2'} = 373,81 \text{ watt}$$

2. Tahap kedua

$$P_{1'2} = 995,7 \cdot 0,02487 \cdot (3,11^2) \cdot \left( \left( \frac{0,192}{0,2885} \right)^2 - (1 - \cos 0^\circ) \right)$$

$$P_{1'2} = 106,32 \text{ watt}$$

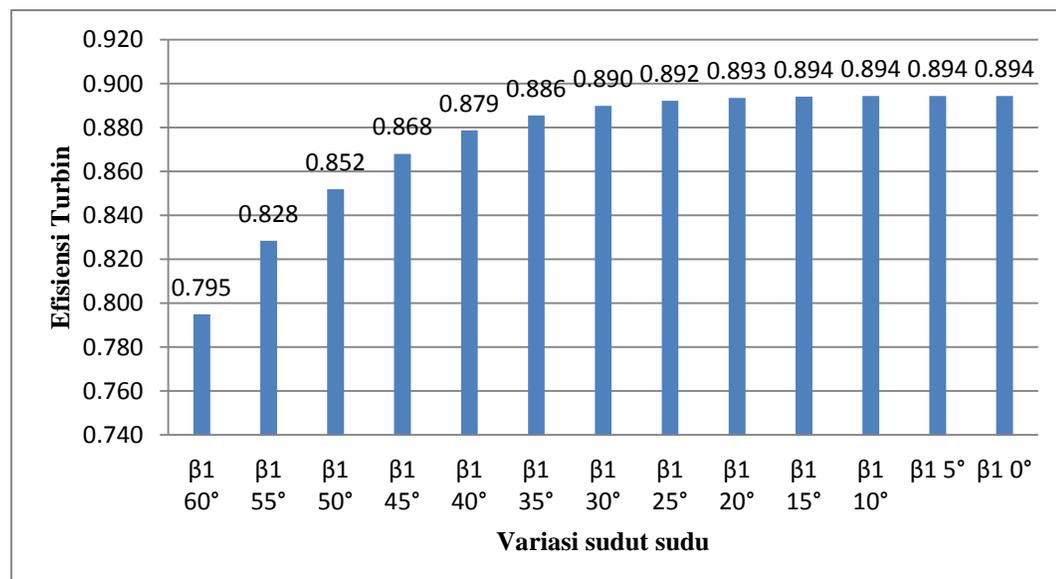
Maka daya yang dihasilkan turbin yaitu

$$P_o = P_{1'2} + P_{1'2} = 480,14 \text{ watt}$$

Sehingga efisiensi turbin yaitu:

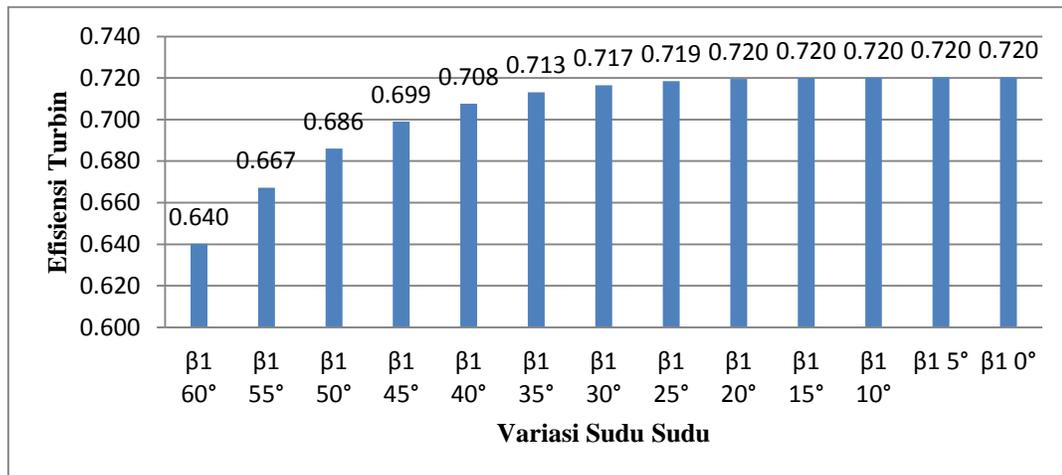
$$\eta = \frac{480,14 \text{ watt}}{536,87 \text{ watt}} = 0,894.$$

Selanjutnya untuk hasil perhitungan selengkapnya efisiensi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel  $15^\circ$  dan dengan variasi sudut sudu atau sudut busur pemasangan ( $\beta_1$ ) terdapat pada gambar grafik berikut.



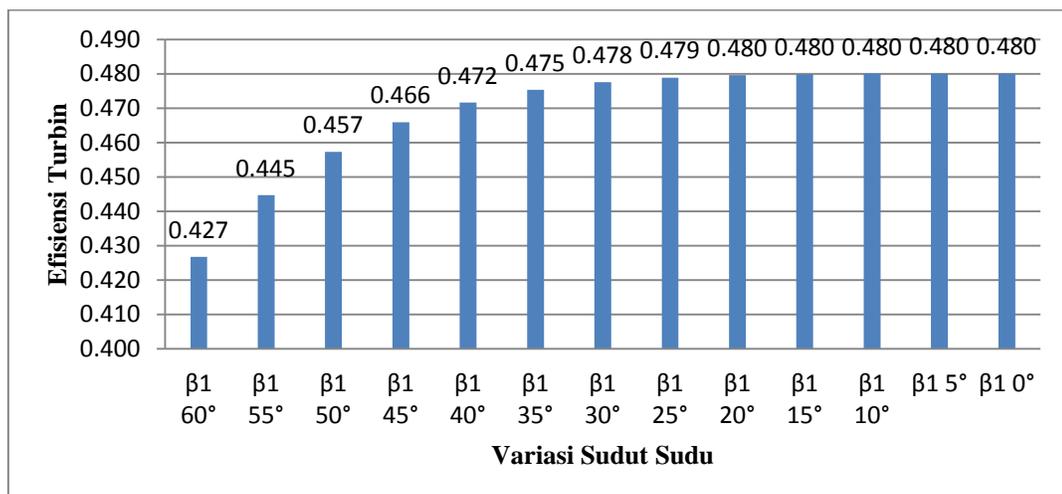
Gambar 3.2 Efisiensi turbin dengan sudut nosel  $15^\circ$

Selanjutnya untuk hasil perhitungan daya dan efisiensi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel  $30^\circ$  dan dengan variasi variasi sudut sudu atau sudut busur pemasukan sudu ( $\beta_1$ ) terdapat pada gambar grafik berikut.



Gambar 3.3 Efisiensi turbin dengan sudut nosel  $30^\circ$

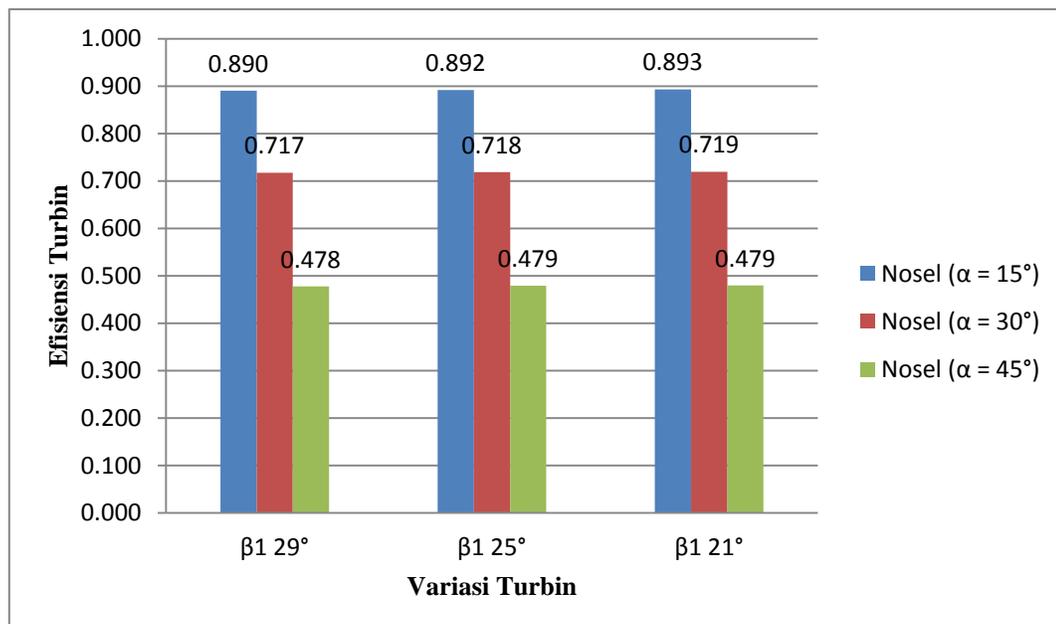
Selanjutnya untuk hasil perhitungan daya dan efisiensi yang dihasilkan turbin dengan sudut nosel  $45^\circ$  dan dengan variasi variasi sudut sudu atau sudut busur pemasukan sudu ( $\beta_1$ ) terdapat pada gambar grafik berikut.



Gambar 3.4 Efisiensi turbin dengan sudut nosel  $45^\circ$

Dari hasil perhitungan daya dan efisiensi yang dihasilkan turbin secara teoritis dengan variasi sudut nosel dan variasi sudut sudu atau sudut busur pemasukan ( $\beta_1$ ) dapat diketahui variasi daya dan efisiensi dari masing-masing turbin. Dari grafik hasil perhitungan maka ditentukan sudut busur pemasukan atau sudut  $\beta_1$  yang akan dilakukan variasi yaitu  $21^\circ$ ,  $25^\circ$  dan  $29^\circ$ . Ditentukan pada titik tersebut karena turbin memiliki efisiensi yang cukup tinggi, sedangkan untuk sudut busur pemasukan atau sudut  $\beta_1$  yang lebih kecil secara teoritis menggunakan segitiga kecepatan maka akan memiliki arah kecepatan relatif yang berbeda karena sebagian aliran air akan membentur bagian belakang sudu.

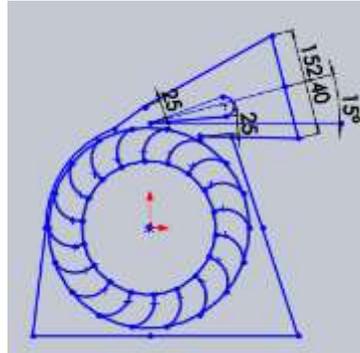
Hasil perhitungan teoritis daya dan efisiensi mekanik yang dihasilkan turbin dengan variasi sudut nosel  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  dan  $45^\circ$  dan dengan variasi sudut busur pemasukan atau sudut  $\beta_1$   $29^\circ$ ,  $25^\circ$  dan  $21^\circ$  yaitu seperti yang terdapat pada gambar grafik berikut.



Gambar 3.5 Efisiensi turbin dengan variasi sudut nosel dan sudut sudu

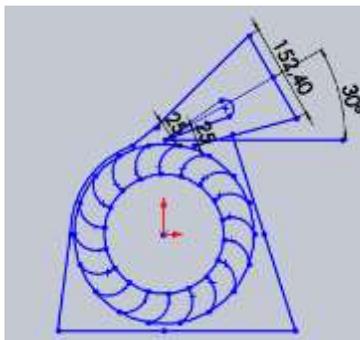
### 3.6 Skema Variasi Sudut nosel

#### 1. Sudut nosel 15°



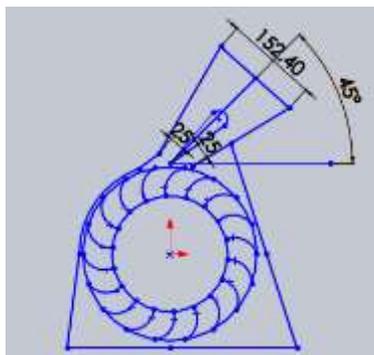
Gambar 3.6 Turbin *Cross-flow* Dengan Sudut Nosel 15°

#### 2. Sudut nosel 30°



Gambar 3.7 Turbin *Cross-flow* Dengan Sudut Nosel 30°

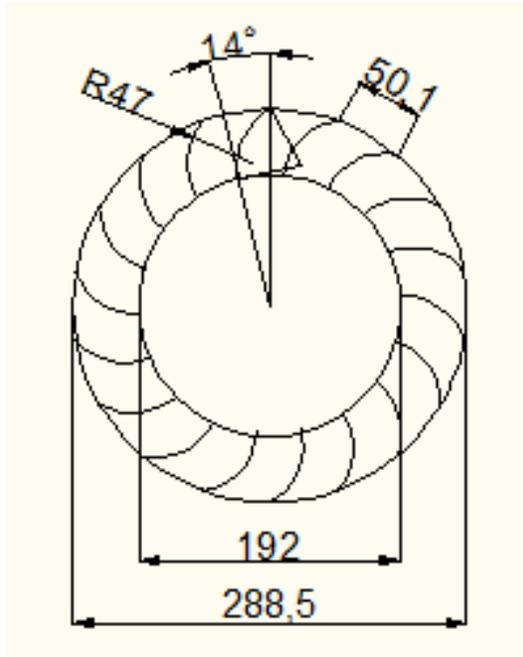
#### 3. Sudut nosel 45°



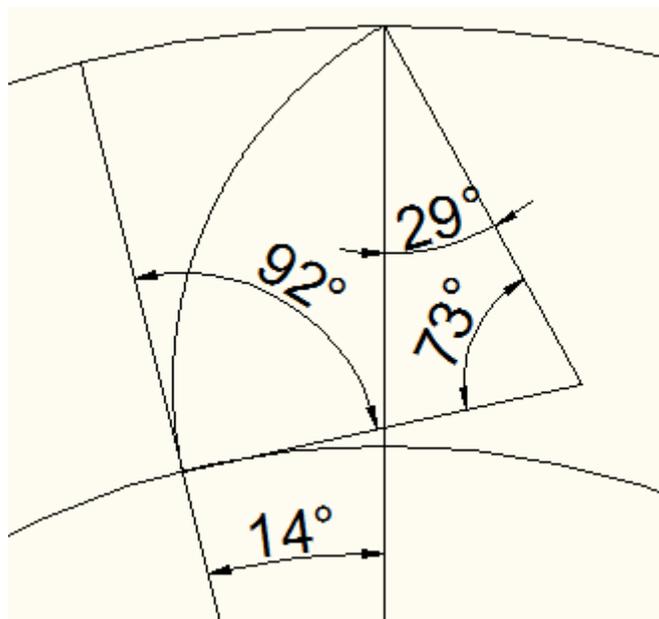
Gambar 3.8 Turbin *Cross-flow* Dengan Sudut Nosel 45°

### 3.7 Skema Variasi Sudut Sudu

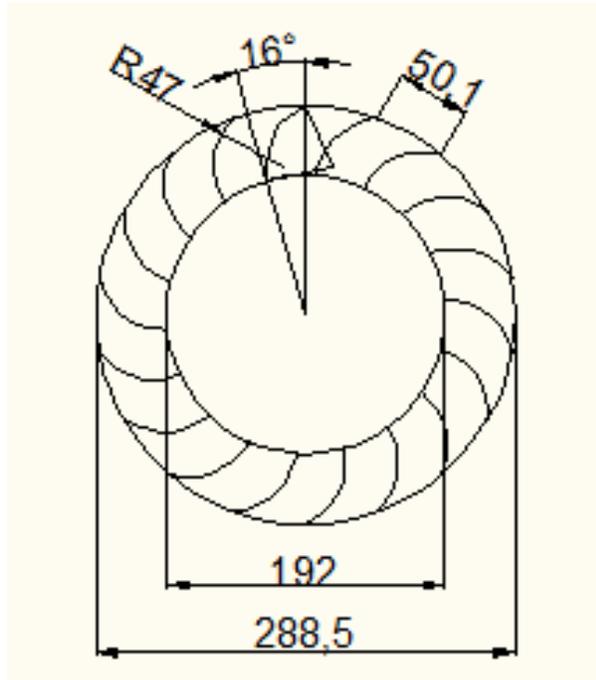
#### 1. Sudut sudu $14^\circ$



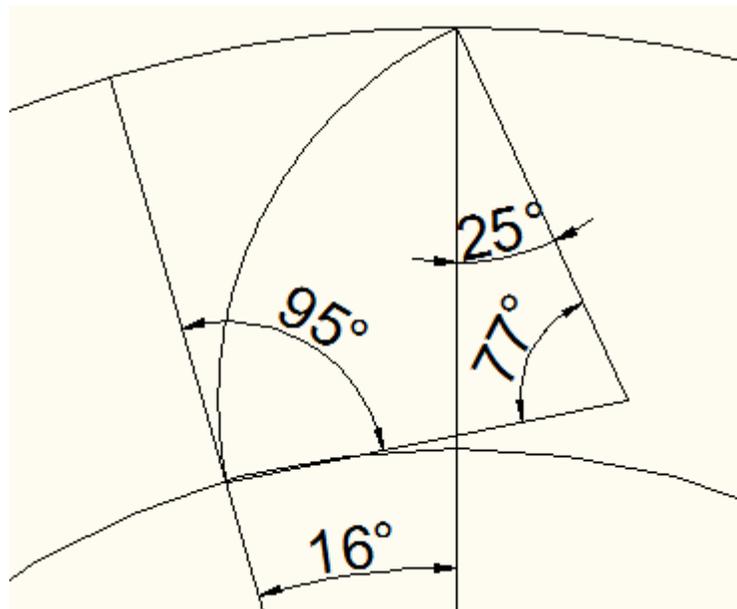
Gambar 3.9 *Runner Turbin Cross-flow* Dengan Sudut Sudu  $14^\circ$   
(Satuan: mm)



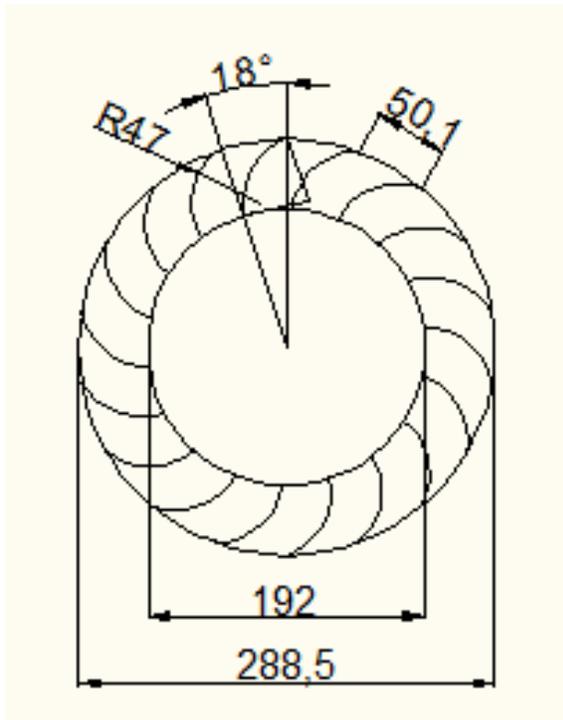
Gambar 3.10 Geometri sudu dengan sudut  $14^\circ$

2. Sudut sudu  $16^\circ$ 

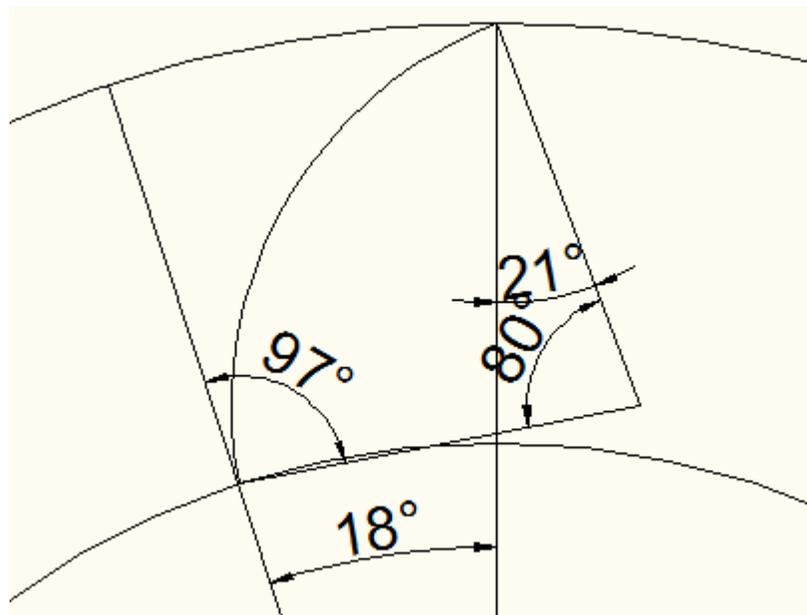
Gambar 3.11 *Runner Turbin Cross-flow Dengan Sudut Sudu  $16^\circ$*   
(Satuan: *mm*)



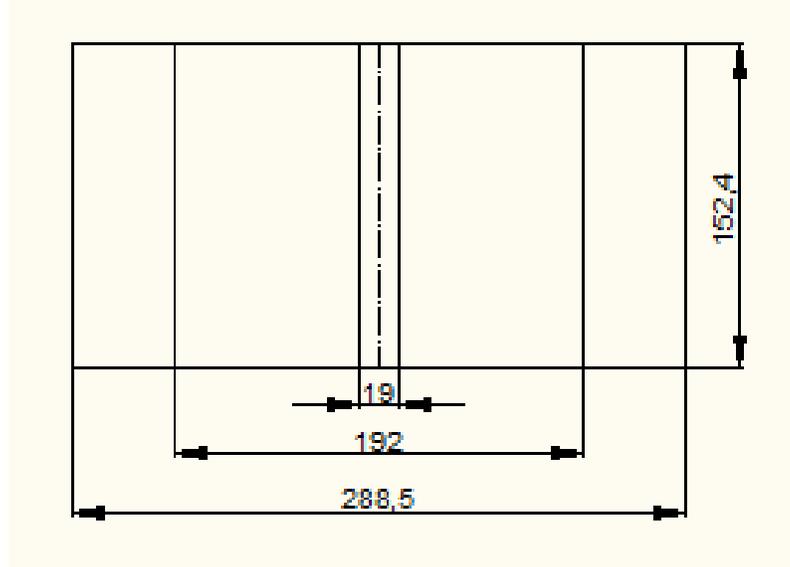
Gambar 3.12 Geometri sudu dengan sudut  $16^\circ$

3. Sudut sudu  $18^\circ$ 

Gambar 3.13 *Runner Turbin Cross-flow Dengan Sudut Sudu  $18^\circ$*   
(Satuan: *mm*)



Gambar 3.14 Geometri sudu dengan sudut  $18^\circ$

4. Gambar *runner* turbin *Cross-flow*

Gambar 3.15 *Runner* Turbin *Cross-flow* tampak atas  
(Satuan: *mm*)

Dari masing-masing geometri dengan variasi  $\beta_1$  diperoleh sudut sudu yaitu sebagai berikut.

Tabel 3.2 Geometri Sudut  $\beta_1$  Turbin *Cross-Flow*

Variasi Sudut $\beta_1$ (°)	Sudut sudu $\phi$ (°)
29	14
25	16
21	18

### 3.8 Tahap Pengujian turbin

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui variasi sudut nosel dan variasi sudut sudu terhadap putaran dan efisiensi turbin, sehingga pengujian dilakukan pada setiap variasi sudut nosel dan variasi sudut sudu.

Adapun tahap pengujian akan dilakukan yaitu sebagai berikut:

1. Putaran turbin tanpa beban (rpm)
2. Daya mekanik turbin (Watt)
3. Tegangan (V) dan Arus (A)

### **3.9 Prosedur Pengujian**

Prosedur pengujian dapat dilakukan dengan beberapa tahap diantaranya sebagai berikut:

1. Mempersiapkan alat yang digunakan untuk pengujian
2. Memasang peralatan dan menjalankan turbin
3. Melakukan pengukuran putaran turbin menggunakan alat ukur tachometer dan mencatat hasilnya. Pengujian dilakukan sebanyak lima kali pengulangan
4. Melakukan pengujian daya turbin

Pengujian daya turbin dilakukan dengan metode pengeraman, dimana puli yang digunakan pada proses pengeraman berdiameter 5 *inchi* (0,127 *m*) maka jari-jari puli yaitu 0,0635 *m*. Proses pengujian dilakukan dengan 8 variasi beban tarikan pada proses pengeraman dan 5 kali pengulangan untuk masing-masing pengujian. Pengukuran putaran pada proses pengeraman dilakukan 3 kali pengulangan. Sedangkan untuk pengujian torsi maksimal yang dihasilkan turbin dilakukan dengan menggunakan puli berdiameter 10 *inchi* (0,254 *m*).

Adapun prosedur pengujian yaitu sebagai berikut.

- a. Memasang tali pengeraman pada dua neraca pegas

- b. Mengaitkan tali pengereman pada puli yang terhubung pada turbin, dimana salah satu pengait timbangan pegas tersebut dipasang tetap sementara pengait timbangan satu lagi akan mendapat perlakuan tarik dengan beban tertentu.
  - c. Mengukur putaran turbin dengan tachometer pada setiap variasi tarikan beban.
  - d. Mengulangi langkah b dan c sebanyak 5 kali pengulangan
5. Memasang dan menjalankan generator
  6. Melakukan pengujian daya listrik yang dihasilkan generator
    - a. Melakukan pengujian tegangan listrik dengan multimeter tanpa beban
    - b. Melakukan pengujian kuat arus dan tegangan listrik dengan memasang beban pemakaian listrik tertentu pada generator untuk mengetahui kuat arus maksimal dan tegangan listrik
  7. Mengumpulkan dan mencatat data hasil pengujian

### **3.10 Analisis Hasil Perhitungan Teoritis dan Hasil Pengujian**

Dalam proses analisa akan dilakukan perbandingan antara efisiensi turbin yang diperoleh secara teoritis dan efisiensi turbin yang diperoleh berdasarkan hasil pengujian (eksperimen). Setelah diketahui perbandingan efisiensi turbin dari masing-masing perhitungan kemudian dilakukan analisa faktor-faktor yang mempengaruhi efisiensi turbin baik secara teoritis maupun pengujian (eksperimen).

Hasil pengujian juga akan dianalisis menggunakan *software* komputer yaitu *Minitab* agar mempermudah proses analisa. Dengan perangkat komputer *minitab* dapat diketahui faktor yang berpengaruh terhadap putaran dan efisiensi turbin serta dapat diperoleh bentuk pola grafik putaran dan efisiensi turbin dengan variasi sudut nosel dan sudut sudu. Disain eksperimen yang dilakukan yaitu *full* fakorial dengan dua faktor, tiga level dan lima kali pengulangan sehingga jumlah pengujian dalam penelitian eksperimen yang akan dilakukan sebanyak 45 pengujian. Dimana data yang digunakan untuk analisis yaitu putaran dan efisiensi turbin maksimal yang dihasilkan turbin.

Adapun tabel hasil pengujian putaran turbin yang akan dilakukan yaitu sebagai berikut.

Tabel 3.3 Hasil Pengujian Putaran Turbin *Cross-Flow*

Sudut nosel (°)	Sudut Sudu (°)	Putaran Turbin Tanpa Beban (rpm)				
		Pengujian 1	Pengujian 2	Pengujian 3	Pengujian 4	Pengujian 5
15	14					
	16					
	18					
30	14					
	16					
	18					
45	14					
	16					
	18					

Adapun tabel hasil pengujian daya turbin yang akan dilakukan yaitu sebagai berikut.

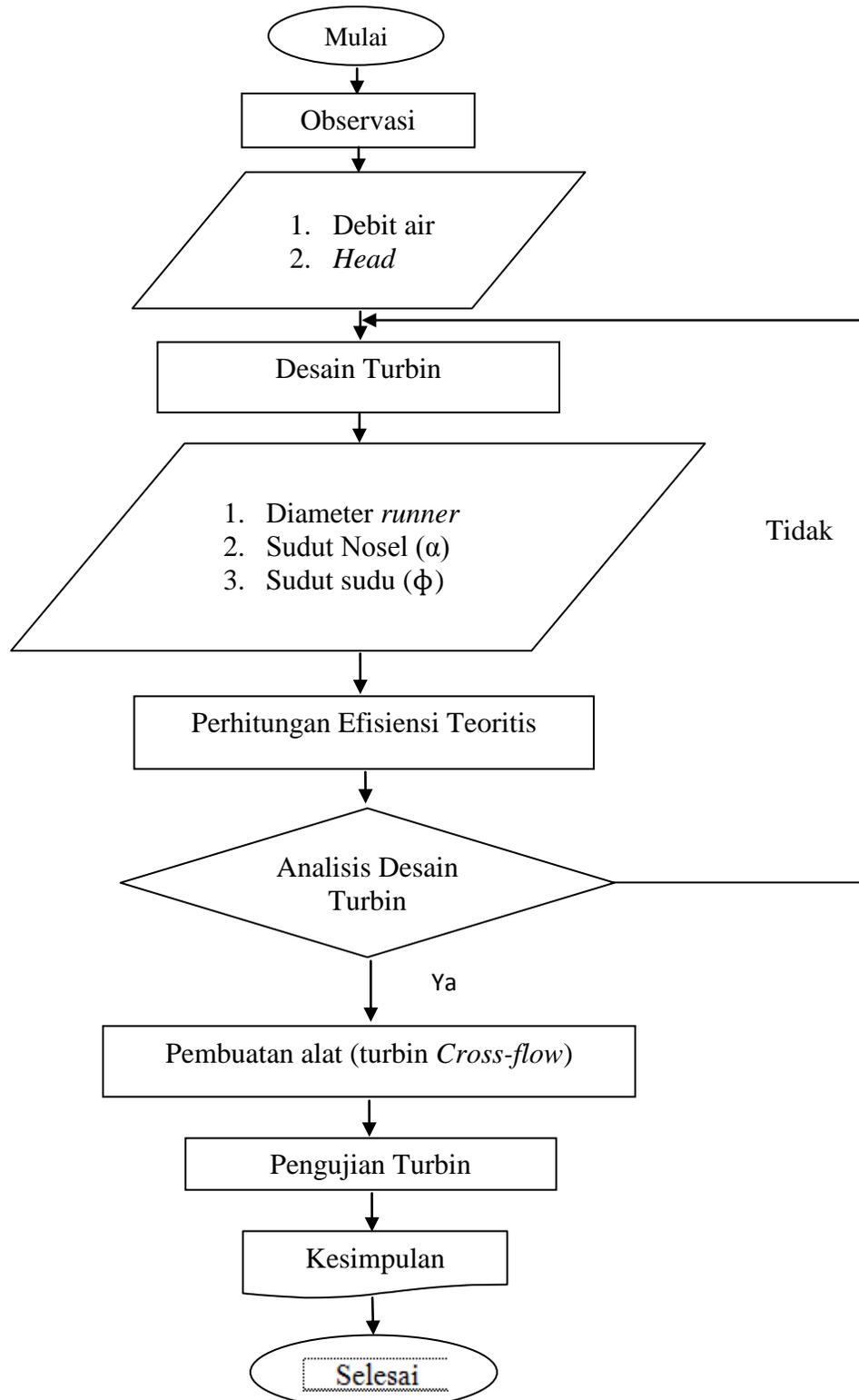
Tabel 3.4 Hasil Pengujian Daya Turbin *Cross-Flow*

Sudut nosel (°)	Sudut Sudu (°)	Massa (kg)			Putaran (rpm)		
		1	2	$\Sigma m$	Pengujian 1	Pengujian 2	Pengujian 3
15	14						
	16						
	18						
30	14						
	16						
	18						

Tabel 3.4 Hasil pengujian daya turbin *Cross-flow*

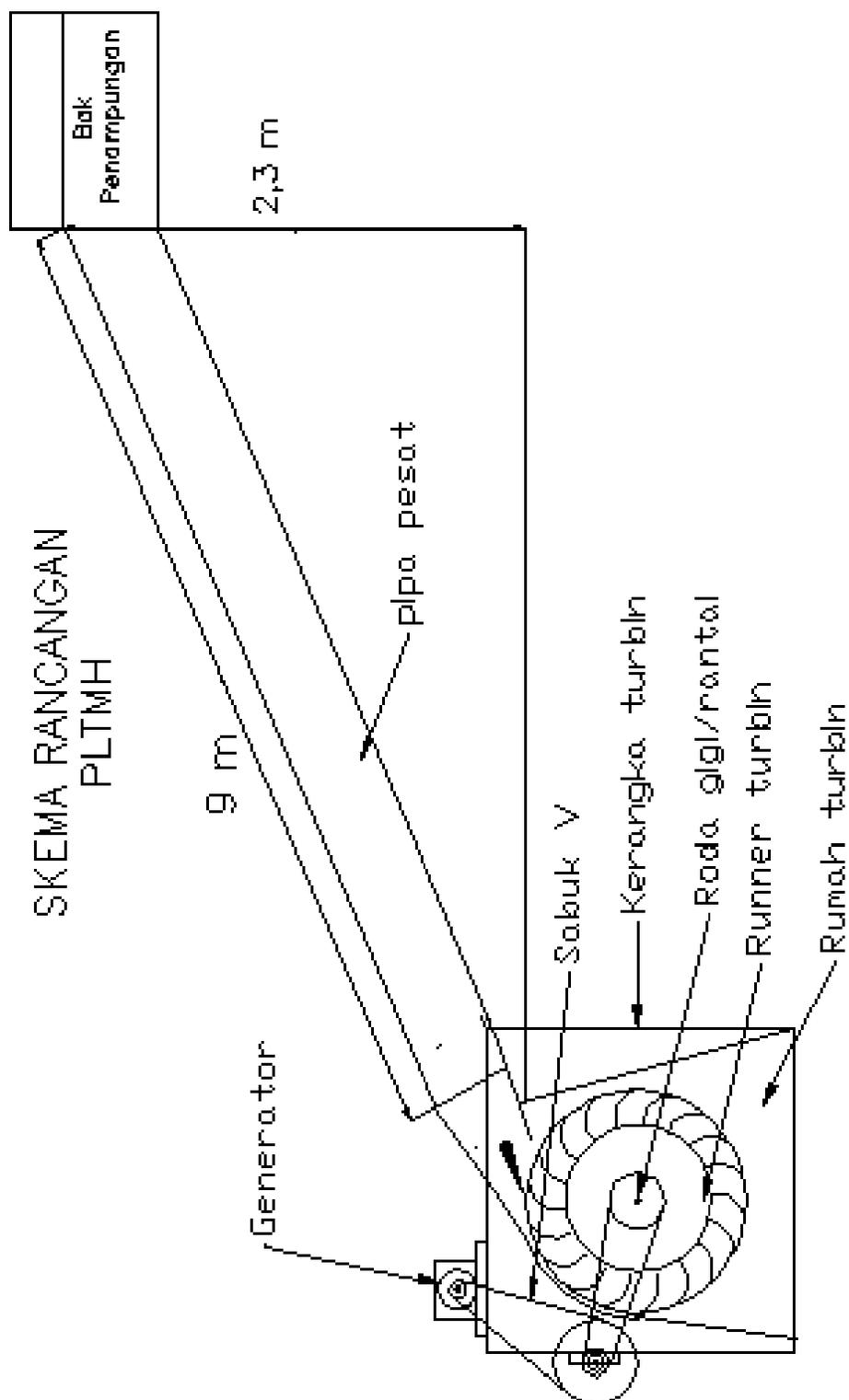
Sudut nosel (°)	Sudut Sudu (°)	Massa (kg)			Putaran (rpm)		
		1	2	$\Sigma M$	Pengujian 1	Pengujian 2	Pengujian 3
45	14						
	16						
	18						

### 3.11 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.16 Bagan alir penelitian

### 3.12 Skema Instalasi Penelitian (Skema PLTMH)



Gambar 3.17 Skema Rancangan PLTMH

## V. SIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Simpulan

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa sudut nosel dan sudut sudu sangat berpengaruh terhadap kinerja turbin. Efisiensi turbin tertinggi sebesar 77% diperoleh dengan sudut nosel  $15^\circ$  dan sudut sudu  $16^\circ$ . Sudut nosel semakin meningkat maka efisiensi turbin semakin menurun. Berdasarkan analisis *regresi* diperoleh persamaan empirik untuk efisiensi turbin yaitu  $= 1,00 - (0,00539 \cdot \alpha - 0,0112 \cdot \phi)$ . Dan persamaan empirik untuk daya yang dihasilkan turbin berdasarkan

karakter turbin yaitu  $P_t = (-0,0000177 \cdot n^2 + 0,00767 \cdot n) \cdot \frac{\gamma}{g} Q u_1^2 \left\{ \left( (1 + \cos \beta_1) - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right) + \left( \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 - (1 - \cos \beta_1) \right) \right\}$ .

### 5.2 Saran

Dalam proses perencanaan dan pembuatan disarankan untuk lebih teliti, karena terdapat kesalahan sedikit dalam penentuan sudut nosel maupun sudu sudu akan berpengaruh terhadap kinerja turbin. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk mengetahui karakter aliran di dalam turbin dengan variasi sudut nosel

dan sudut sudu sehingga faktor yang menyebabkan perbedaan antara hasil secara teoritis dan pengujian (eksperimen) dapat diketahui.

## **DAFTAR PUSTAKA**

## DAFTAR PUSTAKA

- Abdul Nasir, B. 2014. Design Considering Of Micro-Hidro-Elektrik Power Plant. *Energy procedia* 50 19-29.
- Acharya, N., Kim C.G., Thapa, B., and Lee, Y.H., 2015. Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flow hydro turbine. *Renewable Energy* xxx 1-8.
- Arismunandar, W. 2004. *Penggerak Mula Turbin*. ITB. Bandung.
- Breeze, P. 2014. *Power Generation Technologies*. Renewables 2013 Global Status Report, REN21, 2013. Copyright @ 2014 Paul Breeze. Published by Elsevier Ltd. All rights reserved.
- Choi, Y.D., and Son, S.W., 2012. Shape effect of inlet nosel and draft tube on the performance and intenal flow of cross-flow hydro turbine. *Journal of the korean society of marine engineering* Vol. 36. No 3 (351-357).
- Choi, Y.D., Lim, J.I., Kim, Y.T., and Lee, Y.H., 2008. Performance and internal flow characteristics of a cross-flow hydro turbine by the shapes of nosel and runner blade. *Journal of fluid science and technology* (Vol. 3 No. 3).
- Desai and aziz,. 1994. An experimental investigation cross-flow turbine efficiency. *Journal of fluids engineering* (Vol. 116/545).
- Dietzel, F., dan Sriyono, D. 1993. *Turbin Pompa Dan Kompresor*. Erlangga. Jakarta.
- Elbatran A.H., Yaakob, O.B., Ahmed, Y.M., and Shabara, H.M., 2015. Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 43 40–50.
- Hatib, R., dan Ade Larasati, A. 2013. Pengaruh Perubahan Beban Terhadap Kinerja Turbin Cross-Flow. *Jurnal Mekanikal Volume 4 Nomor 2*.
- Kementrian Energi Dan Sumber Daya Mineral. 2014. *Statistik Energi Baru dan Terbarukan*. Jakarta.
- Khosrowpanah, S., Fiuzat, A.A., and Albertson, M.L., 1988. Experimental study of cross-flow turbine. *Journal hydraul engineering* (114:299-314).

- Loots, I., Dijk, M.V., Barta, B., Vuuren, S.J.V., and Bhagwn, J.N., 2015. A review of low head hydropower technologies and applications in a South African context. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 50 1254–1268.
- Mockmor, C.A. and Merryfield, F. 1984. “The Banki Water Turbin”, *Oregon State College, Bulletin Series*, No.25.
- Munson, Bruce R., Okiishi, Theodore H., Huebsch, Wade W., and Rothmayer, Alric P., 2013. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. Edisi 7.
- Olgun, H. 1998. Investigation of the performance of a cross-flow turbine. *International journal of energy research*, (22,953-964).
- Paish, O. 2002. Small hydro power: technology and current Status. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 6 537–556.
- Poernomo Sari, S., dan Fasha, R. 2012. Pengaruh Ukuran Diameter Nosel 7 Dan 9 mm Terhadap Putaran Sudu Dan Daya Listrik Pada Turbin Pelton. *Jurnal Teknik Mesin*,
- Rajab Yassen, S. 2014. Optimization of the Performance of Micro Hydro-Turbines for Electricity Generation.
- Soenoko, R. 2016. First Stage Cross Flow Turbine Performance. *International Journal of Applied Engineering Research*. ISSN 0973-4562 Volume 11, Number 2 pp 938-943. Research India Publications.
- Tohari M. dan Ibrahim Lubis H. 2015. Pengujian Unjuk Kerja Turbin Crossflow Skala Laboratorium Dengan Jumlah Sudu 20. *Jurnal Teknik Mesin*.
- Zidonis, A., and George, A. 2015. State Of The Art In Numerical Modelling Of Pelton Turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 45 135–144.