



UNIVERSITAS INDONESIA

**TURBIN MIKROHIDRO ALIRAN SILANG DENGAN SUDUT
MASUK 24⁰ UNTUK DAERAH TERPENCIL**

SKRIPSI

Nurul Arief Kholifian

0806315780

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JULI 2012**



UNIVERSITAS INDONESIA

**TURBIN MIKROHIDRO ALIRAN SILANG DENGAN SUDUT
MASUK 24° UNTUK DAERAH TERPENCIL**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Nurul Arief Kholifian

0806315780

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JULI 2012**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul :

TURBIN MIKROHIDRO ALIRAN SILANG DENGAN SUDUT MASUK 24⁰ UNTUK DAERAH TERPENCIL

adalah hasil karya saya sendiri dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Skripsi ini merupakan bagian dari skripsi yang dikerjakan bersama dengan rekan saya, saudara **Anindio Prabu Harsarapama (0806329804)**. Sehingga harap maklum jika ada beberapa bagian yang memiliki kesamaan.

Nama : Nurul Arief Kholifian

NPM : 0806315780

Tanda Tangan : 

Tanggal : 10 Juli 2012

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Nurul Arief Kholifian
NPM : 0806315780
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Turbin Mikrohidro Aliran Silang Dengan Sudut
Masuk 24⁰ Untuk Daerah Terencil

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Budiarmo, M.Eng



Penguji : Dr. Ir Ahmad Indra Siswantara



Penguji : Dr. Ir Warjito, M.Sc



Penguji : Ir. Agung Subagio, Dipl. Ing



Ditetapkan di : Depok
Tanggal : 10 Juli 2012

UCAPAN TERIMA KASIH

Alhamdulillah, puji syukur saya panjatkan kepada Allah Azza wa Jalla, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

1. Prof. Dr. Ir. Budiarmo, M.Eng selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini,
2. Dewan penguji skripsi yaitu Dr. Ir Ahmad Indra Siswantara, Dr.Ir Warjito, M.Sc dan Ir. Agung Subagio, Dipl. Ing yang telah memberikan banyak masukan dan pembekalan yang berharga dalam penyusunan skripsi ini,
3. Dr. Ir Adi Surjosatyo M.Eng, selaku Pembimbing Akademis yang telah mengarahkan dan membimbing saya,
4. Tim Dosen Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia yang selama ini telah memberikan ilmu yang bermanfaat sepanjang perkuliahan,
5. Mutiyah dan Ridwan selaku orang tua dan Fathurrahman Alfiandi dan Gian Pangestu selaku adik saya serta segenap keluarga yang telah memberikan bantuan dukungan doa, material, dan moral,
6. Anindio Prabu H dan Pilemon Wetapo, selaku teman seperjuangan skripsi yang telah banyak berbagai pemahaman dan ide-ide serta pandangan ilmu yang berguna sehingga bisa menyelesaikan skripsi ini,
7. Teman-teman Departemen Teknik Mesin angkatan 2008, teman seperjuangan dalam 4 tahun menimba ilmu dan mengejar cita-cita di kampus perjuangan Universitas Indonesia,
8. Keluarga Besar Makara Cirebon atas kehangatan dan kekeluargaan yang telah diberikan selama berkuliah di Universitas Indonesia,

9. Bapak Mehmet Selim Caglayan dan keluarga Dershane Depok yang selama 4 tahun menjaga dan mengisi kehidupan ruhiyah saya,
10. Keluarga *Cirebon in Charity* yang telah menjadi penyeimbang selama masa-masa pengerjaan skripsi,
11. Teman seperjuangan dan sahabat karib, Lukmanul Hakim dan Heru Suseno atas doa dan dukungannya selama ini,
12. Mba Putri Khusnul atas pinjaman printernya sehingga saya bisa mencetak buku skripsi ini,
13. Sahabat yang telah membantu saya dengan dukungan doa serta moral, yang memberikan warna selama pengerjaan skripsi ini.

Akhir kata, saya berharap Allah Azza wa Jalla berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pemanfaatan pembangkit tenaga air di Indonesia.

Depok, 10 Juli 2012

Penulis

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS
AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Nurul Arief Kholifian

NPM : 0806315780

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

demikian pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**TURBIN MIKROHIDRO ALIRAN SILANG DENGAN SUDUT MASUK
24⁰ UNTUK DAERAH TERPENCIL**

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 10 Juli 2012

Yang menyatakan



(Nurul Arief Kholifian)

ABSTRAK

Nama : Nurul Arief Kholifian
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Turbin Mikrohidro Aliran Silang Dengan Sudut Masuk 24° Untuk Daerah Terpencil

Berdasarkan data Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral Republik Indonesia pada tahun 2011, rasio elektrifikasi Indonesia pada tahun 2010 adalah 67,63%. Itu artinya masih ada 32,37% rakyat Indonesia yang belum mendapatkan haknya untuk menikmati energi listrik. Menurut Bappenas banyak masyarakat di Indonesia di daerah terpencil yang terisolir secara geografis sehingga belum mendapatkan listrik yang berasal dari jaringan terkoneksi nasional (*gridline*). Pembangkit listrik mandiri seperti pembangkit tenaga air dalam skala kecil yang mudah perawatannya dan luas cakupan penggunaannya dapat digunakan untuk menyediakan kebutuhan listrik di daerah terpencil. Untuk mendukung hal tersebut perlu dikembangkan Turbin air aliran silang (*crossflow*). Turbin yang direncanakan memiliki daya keluaran 5 kW kisaran tinggi jatuh 3 m dan debit air $0,283 \text{ m}^3/\text{s}$ dengan perkiraan efisiensi 60%. Berdasarkan perencanaan diperoleh turbin crossflow dengan diameter luar adalah 229 mm, lebar 229 mm, jari-jari sudu 43,3 mm dan jumlah sudu 24 buah.

Kata Kunci: Pembangkit listrik tenaga air skala kecil, Turbin mikrohidro aliran silang, Daerah terpencil

ABSTRACT

Nama : Nurul Arief Kholifian
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Microhydro Crossflow Turbine With 24⁰ Angle Of Attack For
Remote Area

Based on data from the Ministry of Energy and Mineral Resources of the Republic of Indonesia in 2011, Indonesia electrification ratio in 2010 was 67.63%. That means there are 32.37% of Indonesian people who have not received the right to enjoy electrical energy. According to Bappenas, there are many Indonesian people in remote area that are geographically isolated do not get electricity from gridline. Independent power generation such as hydropower on a small scale that is easy to maintain and extensive coverage of its use can be used to supply electricity in remote areas. To support this need to develop micro-hydro turbine cross-flow. The planned turbines have an output power 5 kW, 5 m head, water flow 0,283 m³/s and with an estimated efficiency of 60% . Based on the obtained planning crossflow turbine an outer diameter is 229 mm, width 229 mm, blade radius of 43.3 mm and the number of blades 24 pieces.

Key Word : Hydropower plant on small scale, microhydro crossflow turbine, remote area

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH.....	iv
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	viii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xii
DAFTAR SIMBOL.....	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	12
1.3 Batasan Masalah.....	13
1.4 Tujuan.....	13
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	14
2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Air.....	14
2.1.1 Pengertian dan Klasifikasi Pembangkit Listrik Tenaga Air.....	14
2.1.2 Kriteria Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH).....	15
2.1.3 Energi dari Tenaga Air (<i>Hydropower</i>).....	15
2.1.4 Prinsip Kerja Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH)	16
2.1.5 Komponen Pembangkit listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH). 16	
2.2 Turbin Air.....	18
2.2.1 Pengertian Umum Turbin Air.....	18
2.2.2 Jenis-jenis Turbin.....	19
2.3 Pemilihan Jenis Turbin.....	19
2.4 Turbin Mikrohidro Aliran Silang (Crossflow).....	21
2.5 Kecepatan dan Daya Pada Turbin Cross Flow.....	22
2.5.1 Kecepatan Pancaran Air.....	22

2.5.2 Keadaan Aliran Air Pada Roda Jalan	22
2.5.3 Segitiga Kecepatan pada Sudu.....	25
2.5.4 Kerja yang Dilakukan Pancaran pada Sudu Lengkung	26
2.5.5 Efisiensi Teoritis Turbin	27
2.6 Komponen-Komponen Turbin Crosflow	31
2.6.1 Sudu dan Roda Jalan.....	31
2.6.2 Kedudukan Sudu Roda Jalan.....	36
2.6.3 Jarak Antar Sudu Dan Jumlah Sudu	37
2.6.4 Dimensi Nosel	38
BAB 3 PERENCANAAN DIMENSI TURBIN CROSS FLOW	40
3.1 Daya, Head dan Debit Perancangan.....	40
3.2 Parameter – Parameter Perencanaan Dimensi Turbin Crossflow	40
3.3 Sudu dan Roda Jalan	42
3.4 Kedudukan Sudu Roda Jalan	44
3.5 Jarak Antar Sudu Dan Jumlah Sudu.....	46
3.6 Dimensi Nosel.....	46
3.7 Perhitungan Komponen Mekanikal.....	48
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN.....	67
4.1 Hasil Perancangan Turbin Crossflow.....	67
4.2 Analisis Perancangan	69
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	74
5.1 Kesimpulan	74
5.2 Saran.....	74
DAFTAR PUSTAKA	75
LAMPIRAN.....	77

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Peta persebaran potensi tenaga air.....	11
Gambar 2.1 Skema dan komponen PLTMH.....	17
Gambar 2.2 Hubungan antara <i>head</i> net dan debit aliran.....	20
Gambar 2.3 Aliran air dalam roda turbin.....	23
Gambar 2.4 Kecepatan air pada roda jalan.....	25
Gambar 2.5 Segitiga kecepatan.....	25
Gambar 2.6 Segitiga kecepatan.....	30
Gambar 2.7 Roda Jalan.....	31
Gambar 2.8 Sudu roda jalan.....	36
Gambar 2.9 Jarak antar sudu.....	38
Gambar 2.10 Dimensi pada perancangan nosel.....	38
Gambar 3.1 Sudu roda jalan.....	48
Gambar 3.2 Gaya-gaya pada sudu.....	50
Gambar 3.3 Distribusi gaya pada sudu.....	52
Gambar 3.4 Sabuk transmisi.....	54
Gambar 3.5 Penampang belt.....	56
Gambar 3.6 Pancaran air di dalam roda jalan.....	58
Gambar 3.7 Gaya-gaya pada belt.....	59
Gambar 3.8 Pembebanan pada poros.....	60
Gambar 3.9 Beban akibat berat poros.....	60
Gambar 3.10 Diagram momen oleh berat poros.....	61
Gambar 3.11 Beban pada poros arah vertikal.....	62
Gambar 3.12 Diagram momen akibat berat roda jalan, puli dan gaya dari belt.....	63
Gambar 3.13 Beban pada poros bidang horizontal.....	63
Gambar 3.14 Diagram momen pada arah horizontal.....	63
Gambar 3.15 Diagram momen pada poros.....	64
Gambar 4.1 Sudu Jalan hasil perancangan.....	68
Gambar 4.2 Roda jalan turbin crossflow.....	68

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1 Klasifikasi Kecocokan Pembangkit Listrik Terhadap Kondisi Daerah Tertinggal	10
Tabel 1.2 jangkauan Kebutuhan Daya per Kecamatan	12
Tabel 2.1 klasifikasi pembangkit listrik tenaga air.....	14
Tabel 2.2 penjelasan komponen-komponen PLTMH	17
Tabel 2.3 Kisaran kecepatan spesifik.....	21
Tabel 3.1 Kombinasi antara lebar dan diameter roda jalan.....	43
Tabel 4.1 Data – data :	67
Tabel 4.2 Dimensi roda jalan	67
Tabel 4.3 Dimensi sudu.....	67
Tabel 4.4 hasil – hasil perhitungan kecepatan.....	67
Tabel 4.5 Dimensi nosel.....	68

DAFTAR SIMBOL

Simbol	Keterangan	Satuan
a	Panjang radial rim	m
A	Luas permukaan roda jalan	m ²
	Luas penampang sudu	m ²
b	Lebar roda jalan	m
c	Koefisien kerugian kecepatan pada nosel	-
	Panjang chord busur luar nosel	m
C	Kecepatan pancaran air ; kecepatan absolut masuk	m/s
C_m	Kecepatan yang mengarah ke pusat sumbu roda jalan	m/s
C_u	Kecepatan absolut searah roda jalan	m/s
D₁	Diameter luar roda jalan	m
D₂	Diameter dalam roda jalan	m
D_g	Diameter puli generator	m
D_t	Diameter Puli turbin	m
f	Panjang chord busur pemasukan	m
F	Gaya	N
F_c	Gaya sentrifugal	N
g	Percepatan gravitasi	m/s ²
H	Head air	m
k	konstanta	-
l	Lebar roda jalan yang menerima pancaran air	m
L	Panjang belt	m
m	Massa per satuan panjang	kg/m
ṁ	Massa per satuan waktu	kg/s
M	Momen	Nm
n	Putaran turbin	rpm
n_g	Putaran generator	rpm
N_b	Jumlah belt	
N_s	Putaran spesifik	

P	Daya	kW
q	Gaya per satuan panjang	N/m
Q	Debit air	m ³ /s
r	Jari-jari sudu roda jalan	m
r₁	Jari-jari dalam sudu	m
r₂	Jari-jari luar sudu	m
R	Jari-jari tepat kedudukan titik pusat lengkungan sudu jalan	m
R_o	Jari-jari busur luar nosel	m
R₁	Jari-jari luar roda jalan	m
R₂	Jari-jari dalam roda jalan	m
R₃	Jari-jari titik berat sudu roda jalan	m
S₁	Panjang rata-rata aliran diantara dua sudu	m
S₀	Lebar leher nosel	m
t	Jarak antar sudu	m
t_s	Tebal sudu	m
T	Torsi	Nm
U	Kecepatan keliling roda jalan	m/s
V	Kecepatan fluida	m/s
	volume	m ³
	Shear force	N
w	Lebar nosel	m
W	Kecepatan relatif air	m/s
	Berat	N
x	Kuadrat perbandingan jari-jari dalam dan luar roda jalan	-
	Jarak antara poros turbin dan poros generator	m
Z	Jumlah sudu	
α	Sudut absolut aliran fluida	0
β	Sudut relatif aliran fluida	0
δ	Sudut antara titik pusat lengkungan sudu dengan garis	0

	horizontal	
ϕ	Sudut antara chord pemasukan nosel dan busur luar nosel	0
Φ	Sudut kelengkungan sudu	0
μ	Sudut antara chors pemasukan nosel dan busur luar nosel	0
λ	Nozzle entry arc	0
η	Efisiensi	%
θ	Sudut kontak puli	0
σ_t	Tensile stress	MPa
τ	Shear stress	MPa
ρ	Massa jenis	kg/m ³
ω	Kecepatan sudut	rad/s
Subscript		
1	Masukan tingkat pertama	
2	Keluaran tingkat pertama	
3	Masukan tingkat kedua	
4	Keluaran tingkat kedua	
b	Belt	
max	Maksimum	
t	Turbin	
tab	Hasil tabulasi	
s	Sudu	

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Dewasa ini energi listrik merupakan salah satu kebutuhan pokok sebagian besar umat manusia. Bagi masyarakat di negara maju, ketersediaan energi listrik telah tersebar merata dan bisa dinikmati oleh semua kalangan masyarakat. Berbeda dengan di negara berkembang seperti Indonesia, ketersediaan energi listrik secara merata masih menjadi permasalahan yang terus mendapat perhatian.

Nilai rasio elektrifikasi merupakan nilai perbandingan antara jumlah rumah tangga yang sudah teraliri listrik dengan rumah tangga yang belum teraliri listrik. Berdasarkan data yang dikeluarkan oleh Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral Republik Indonesia pada tahun 2011, rasio elektrifikasi di Indonesia pada tahun 2010 adalah 67,63%, nilai tersebut meningkat apabila dibandingkan dengan tahun 2009 dimana rasio elektrifikasi hanya 65,8%.

Walaupun pertumbuhan rasio elektrifikasi di Indonesia untuk setiap tahunnya cukup stabil, namun nilai tersebut tetap dapat membuktikan bahwa pada akhir tahun 2010, 32,37% rakyat Indonesia belum mendapatkan sebagian haknya untuk menikmati energi listrik. Padahal dalam undang-undang energi pasal 19 ayat satu menyatakan bahwa setiap orang berhak untuk mendapatkan energi. Sebagian besar rakyat yang belum menikmati listrik tersebut bermukim di daerah terpencil.

Bappenas selaku badan yang bertanggung jawab langsung mengenai pembangunan nasional menetapkan bahwa daerah terisolir atau daerah terpencil merupakan suatu daerah yang sangat tidak terkoneksi dan terdukung oleh infrastruktur yang memadai seperti sarana transportasi, penyediaan listrik atau energi, informasi dan teknologi serta pendidikan, pelayanan kesehatan dan lain-lain yang melemahkan peningkatan pembangunan dengan potensi yang ada baik sumber daya manusia maupun sumber daya alam (BAPPENAS, 2007).

Berdasarkan definisi tersebut maka dapat diasumsikan bahwa sebagian besar rakyat Indonesia yang belum menikmati listrik bermukim di daerah terpencil.

Penyediaan energi listrik di Indonesia yang dilakukan oleh PLN menggunakan bahan bakar fosil yaitu batubara, minyak bumi dan gas alam sebagai sumber energi utama pembangkit listriknya. Selain menggunakan bahan bakar fosil pembangkit di Indonesia juga sudah menggunakan energi terbarukan namun jumlah masih terbatas. Dari data KESDM untuk tahun 2010, rasio pembangkit berbahan bakar fosil mencapai sekitar 84%.

Indonesia memiliki nilai potensi batubara hingga 104,8 milyar ton, dimana 18,8 milyar ton merupakan potensi yang terbukti, sebagian besar dari potensi tersebut terletak di Pulau Sumatera dan Kalimantan. Sepanjang tahun 2008 Indonesia telah memproduksi 226 juta ton batubara dimana 31 juta ton batubara tersebut digunakan sebagai bahan bakar PLTU. (BPPT, 2010)

Pada tahun 2008 tercatat bahwa kapasitas pembangkit listrik berbahan bakar batubara di Pulau Jawa dan Bali mencapai nilai 39% dari kapasitas pembangkit total di Pulau Jawa dan Bali (PLN,2009) sedangkan pada tahun 2009 dari total seluruh pembangkit berbahan bakar fosil milik PLN, pemakaian batubara mencapai 47,09 % (KESDM, 2010).

Setelah batubara mengalami kenaikan pemakaian sebagai bahan bakar pembangkit listrik hingga mencapai 47,09 %, Bahan bakar minyak menjadi sumber energi kedua setelah batubara dimana bahan bakar minyak pada tahun 2009 menyumbang 28,65 % konsumsi bahan bakar pembangkit PLN (KESDM, 2010). Bahan bakar minyak umumnya digunakan seperti pada pembangkit PLTU, PLTG, PLTGU dan PLTD

Persebaran pembangkit berbahan bakar minyak (PLTU, PLTG dan PLTGU) banyak terletak di daerah dekat dengan pusat industri dan pemukiman baik itu di Jawa maupun di luar Jawa dan terhubung ke jaringan listrik terkoneksi. Sedangkan PLTD persebarannya lebih banyak di daerah yang sulit terjangkau ke jaringan listrik terkoneksi ataupun di daerah yang belum memiliki pembangkit

besar. sampai saat ini PLTD merupakan salah satu jenis pembangkit yang memiliki kapasitas terpasang yang paling banyak memproduksi listrik dengan total daya mencapai 10.430 GWh dan hanya kalah dari PLTGU yang mencapai 12.122 GWh (KESDM, 2010).

Untuk saat ini, penggunaan bahan bakar minyak melalui PLTD masih menjadi pilihan utama untuk menyediakan listrik di daerah yang belum terjangkau saluran listrik dari PLN. Saat ini untuk menyediakan listrik dengan bahan bakar minyak, harga bahan bakar minyak di berbagai daerah berada pada kisaran harga Rp 5.800 sampai Rp 6.050 per liternya (PLN, 2010). Harga bahan bakar ini termasuk mahal jika dibandingkan dengan harga jual listriknya. Kalau melihat biaya yang dikeluarkan untuk bahan bakar, listrik dari PLTD tidaklah ekonomis ditambah lagi efisiensi PLTD cukup rendah. Meskipun begitu, penggunaan PLTD untuk memenuhi kebutuhan listrik di daerah terpencil masih lebih murah jika dibandingkan dengan menyediakan jaringan listrik dari jaringan listrik terkoneksi yang memerlukan investasi yang sangat mahal.

Selain batubara dan bahan bakar minyak, gas alam juga merupakan salah satu bahan bakar fosil yang banyak digunakan untuk pembangkit listrik (PLTG dan PLTGU). Sebagai penghasil gas alam, berdasarkan informasi yang di sampaikan dalam *internasional energi outlook* pada tahun 2009, cadangan gas bumi terbukti Indonesia pada tahun 2009 sebesar 6,254 *trillion cubic feet*. Total cadangan gas bumi pada tahun 2008 adalah sebesar 170,07 TSCF, berupa cadangan terbukti sebesar 66% dan cadangan potensial sebesar 34 %. Pemakaian gas alam untuk bahan bakar pembangkit listrik mencapai 24,26 % dari total seluruh bahan bakar fosil yang digunakan untuk pembangkit listrik (KESDM, 2010).

Walaupun energi listrik yang dihasilkan dari pembangkit listrik ini cukup besar tetapi masih belum bisa menjangkau kebutuhan semua penduduk Indonesia. Pembangkit berbahan bakar fosil yang umumnya berkapasitas besar terletak di daerah pusat industri atau daerah yang berpenduduk tinggi yang telah mempunyai infrastruktur yang baik. Keadaan daerah tertinggal yang memiliki aksesibilitas yang rendah karena kondisi geografis yang menyulitkan untuk distribusi listrik ke

Universitas Indonesia

daerah-daerah tersebut. Jika dipaksakan menggunakan transmisi maka dibutuhkan biaya yang sangat besar untuk menyediakan infrastrukturnya. Selain itu, cara ini tidak efisien karena memberikan nilai kehilangan listrik yang tinggi (efisiensi transmisi rendah). Kalaupun menggunakan PLTD yang bisa disediakan di daerah terpencil, biaya produksi listriknya akan tetap mahal karena ketersediaan bahan bakar di daerah terpencil yang rendah dan tingginya harga bahan bakar di daerah.

Agar penyediaan listrik di daerah terpencil dapat tetap dilakukan, energi terbarukan dapat dimanfaatkan untuk menyediakan listrik. Pemanfaatan energi terbarukan untuk pembangkit listrik di Indonesia meliputi energi panas bumi, energi angin, energi surya, biomassa dan energi air.

Berdasarkan data yang dikeluarkan oleh Badan Geologi Kementerian ESDM dapat terlihat bahwa total potensi energi panas bumi di Indonesia mencapai 29 GWe, 45,36% dari total potensi tersebut sudah dapat dibuktikan tingkat ketersediaannya. Pembangkit listrik tenaga panas bumi yang telah aktif di Indonesia mempunyai kapasitas total sebesar 1189 MW dengan hampir 94% dari kapasitas tersebut terdapat di Pulau Jawa (KESDM, 2010). Hal itu menandakan bahwa masih banyak potensi-potensi pembangkit listrik panas bumi di luar Pulau Jawa yang belum dimanfaatkan.

Walaupun potensi energi panas bumi di Indonesia sangat menjanjikan, hanya sebagian kecil dari potensi itu yang sudah dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik. Hal tersebut disebabkan oleh beberapa faktor yang menjadi kekurangan dari sumber energi ini, yaitu :

- Oleh karena biaya investasi tinggi maka terdapat suatu proses pemilihan lokasi untuk menentukan pembangkit tersebut. Pemilihan ini biasanya didasarkan pada nilai potensi energi yang tersedia, jarak dengan sistem jaringan listrik terkoneksi terdekat, dan berbagai faktor lainnya sehingga hanya lokasi-lokasi yang memenuhi kriteria yang akan digunakan sebagai pembangkit listrik.
- Pembangkit listrik energi panas bumi sangat bergantung pada sistem jaringan listrik terkoneksi, sebagian besar lokasi yang mempunyai potensi energi

panas bumi terletak pada wilayah jarang penduduk (pegunungan maupun laut) sehingga tidak dimungkinkan untuk memanfaatkan potensi energi panas bumi tersebut pada wilayah-wilayah terpencil dimana sistem jaringan listrik terkoneksi belum tersedia.

Untuk energi biomassa, Indonesia mempunyai nilai potensi energi biomassa sebesar 49,81 GWe (DJLPE, 2010.). Nilai tersebut sangat besar untuk sebuah potensi pembangkit listrik yang bersifat dapat diperbaharui. Hal tersebut dikarenakan Indonesia menghasilkan 146,7 juta ton biomassa setiap tahunnya, biomassa tersebut terdiri dari sisa pertanian padi (32%), kayu dari perkebunan karet (25%), sisa perkebunan tebu (17 %), sisa perkebunan kelapa sawit (14%), dan sisa pertanian, perkebunan, peternakan lainnya (12%) (ZREU, 2000).

Berdasarkan data yang dikeluarkan oleh Ditjen Energi Baru dan Terbarukan pada tahun 2011, Indonesia telah memanfaatkan energi biomassa sebagai pembangkit energi listrik dengan kapasitas total per tahun sebesar 1,7 GW dimana 98,7% dari pembangkit tersebut terletak di Pulau Sumatera (EBTKE, 2011). Hal tersebut dikarenakan sebagian besar industri perkebunan di Indonesia terletak di Pulau Sumatera (kelapa sawit, tebu, dll) (ZREU, 2000). Walaupun secara umum pemanfaatan biomassa sebagai pembangkit energi listrik di Indonesia mempunyai banyak keuntungan, terdapat juga beberapa kelemahan yang dapat dijadikan sebagai bahan pertimbangan untuk selanjutnya, berikut diantaranya :

- Energi listrik yang dihasilkan dari biomassa pada suatu industri perkebunan biasanya akan digunakan kembali oleh pihak industri pengolahan perkebunan tersebut sehingga energi listrik tersebut tidak dapat didistribusikan untuk membantu elektrifikasi lingkungan sekitar.
- Pemanfaatan biomassa sebagai pembangkit listrik hanya dapat diwujudkan apabila biomassa yang dihasilkan di sekitar lingkungan tersebut mempunyai nilai kuota sesuai dengan standar beroperasinya suatu sistem pembangkit listrik.

Indonesia yang terletak di wilayah khatulistiwa hampir sepanjang tahunnya mendapat penyinaran matahari dengan intensitas radiasi rata-rata yang diterima sekitar 2 hingga 5 kWh/m². Wilayah Indonesia yang meliputi Lampung, Jawa Tengah, Sulawesi Tengah, Papua, Bali, NTB, dan NTT mempunyai intensitas radiasi sekitar 5 kWh/m²(BPPT, 2010). Melimpahnya sinar matahari yang diterima wilayah Indonesia menjadi keuntungan tersendiri bagi Indonesia karena sumber energi matahari yang diterima dapat digunakan sebagai alternatif sumber energi masa depan. Pemanfaatan energi dari sinar matahari salah satunya dimanfaatkan sebagai Pembangkit Listrik Tenaga Surya. Pemasangan PLTS dapat menjadi salah satu solusi bagi daerah-daerah yang belum teraliri listrik dan jauh dari jaringan listrik terkoneksi karena mampu mandiri, tidak membutuhkan bahan bakar dan tidak harus terhubung ke jaringan listrik terkoneksi .

Berdasarkan data dari KESDM Ditjen Energi Baru Terbarukan dan Konservasi Energi tahun 2011, Pemanfaatan PLTS di Indonesia masih belum optimal yang hanya mencapai 13,5 MWp. Masih belum optimalnya pemanfaatan energi surya sebagai PLTS disebabkan oleh modul fotovoltaik sebagai perangkat utama PLTS masih harus didatangkan dari negara lain. Selain itu, efisiensi dari modul fotovoltaik tidak terlalu tinggi berkisar antara 13% hingga 20% (Yulianto, 2008).

Pemanfaatan energi angin untuk pembangkit listrik sangat bergantung pada kecepatan angin dan kontinuitas alirannya. Kecepatan angin di Indonesia secara umum mencapai 2 m/detik hingga 4 m/detik untuk wilayah barat dan 3 m/detik hingga 5 m/detik untuk wilayah timur (EBTKE, 2011). Kondisi angin di Indonesia sendiri kurang stabil dan persebarannya tidak sama, artinya kondisi angin dalam suatu daerah berbeda-beda dengan kecepatan aliran yang berubah-ubah tiap tahunnya.

Dengan kondisi angin di Indonesia yang kurang stabil, tidak di semua daerah dapat dikembangkan PLT angin. Daerah yang memiliki kondisi angin cukup baik berada di daerah Jawa Tengah, Jawa Timur, Sulawesi Utara, Sulawesi Selatan, NTT dan NTB atau secara umum berada di wilayah Indonesia timur.

Menurut data dari ESDM, potensi energi angin di Indonesia cukup besar mencapai 9,3 GW (ESDM, 2005). Hanya saja sampai tahun 2010 kapasitas terpasang pembangkit listrik tenaga angin baru mencapai 1.962 kW (EBTKE,2011). Kurang optimalnya pengembangan PLT angin di Indonesia karena masih menemui beberapa kendala yang antara lainnya adalah :

- Kondisi angin di Indonesia kurang stabil dan kecepatannya masih cukup rendah yang rata-rata hanya mencapai 3 m/detik hingga 5 m/detik. Turbin angin membutuhkan kecepatan angin diatas 5 m/detik untuk menggerakkan baling-baling sehingga untuk daerah yang kecepatan anginnya rendah turbin angin tidak bisa berputar kontinyu bahkan bisa tidak berputar sama sekali.
- Lokasi PLT angin jauh dari konsumen atau pusat beban. Selain itu, lokasi yang terlalu dekat ke pemukiman dapat memberikan gangguan pada penduduk karena adanya polusi suara.

Wilayah Indonesia yang secara umum memiliki sumber aliran air dan di beberapa wilayah didukung dengan kondisi geografis bergunung-gunung yang dapat menyebabkan aliran air ini memiliki beda ketinggian, memberikan peluang bagi pemanfaatan pembangkit energi air. Potensi pembangkit energi air Indonesia cukup besar, untuk PLTA potensinya mencapai 75.000 MW dan baru dimanfaatkan 5.700 MW sedangkan untuk pembangkit mini dan mikro hidro potensinya mencapai mencapai 460 MW dengan pemanfaatannya baru mencapai 228 MW (KESDM, 2010).

Pemanfaatan energi air untuk pembangkit listrik dapat dikategorikan dalam empat kelas. Energi air dengan kapasitas minimal daya yang mampu dihasilkan mencapai 15 MW dikategorikan sebagai PLTA yang terhubung ke jaringan listrik terkoneksi . Selanjutnya adalah pembangkit medium hidro yang mempunyai kisaran daya 1 MW – 15 MW. Kategori ketiga adalah minihidro dimana daya yang dihasilkannya berkisar antara 100 kW hingga 1 MW, sedangkan kategori yang keempat adalah pembangkit mikrohidro yang memiliki kapasitas antara 1 kW hingga 100 kW (Penche & Minas, 1998)

PLTMH dengan kapasitas tersebut cocok digunakan untuk menyediakan energi listrik untuk penduduk yang tinggal di daerah terpencil yang memiliki sumber energi air. Berdasarkan jangkauan kapasitas tersebut PLTMH dapat memanfaatkan energi yang disediakan sumber aliran air yang sesuai dengan kebutuhan setempat sehingga diharapkan biaya investasi dan operasionalnya rendah.

Dibandingkan dengan pembangkit listrik energi terbarukan lainnya, PLTMH dan PLTPH memiliki beberapa keunggulan yaitu

- Sumber energi air yang memanfaatkan siklus hidrologi tidak menghasilkan emisi CO₂ yang merupakan pemicu pemanasan global
- PLTMH dan PLTPH dengan sistem sistem *run off river* lebih ramah lingkungan karena tidak mengganggu keseimbangan lingkungan.
- PLTMH dan PLTPH yang sumbernya energinya dari air telah tersedia melimpah di alam yang hanya butuh untuk dimanfaatkan dan dikonversikan dan memiliki persediaan yang kontinu.

Pengembangan PTMH dan PLTPH bukannya tanpa kendala, meskipun potensi energi air cukup besar namun pertumbuhan pemanfaatannya masih terbilang lebih lambat jika dibandingkan dengan sumber energi lain khususnya pembangkit berbahan bakar fosil. Kendala-kendala yang mungkin dihadapi dalam pengembangan PLTMH yaitu antara lain :

- Dibutuhkan kebijakan harga energi nasional yang melindungi investasi PLTMH terhadap investasi bahan bakar fosil
- Potensi energi air yang biasanya terletak di wilayah hutan yang belum terjangkau pembangunan infrastruktur transportasi dapat membuat biaya investasi menjadi besar
- Keberlanjutan PLTMH sangat bergantung pada kelestarian sumber daya air sehingga harus ada kebijakan penggunaan sumber daya air dan tata ruang yang menjamin ketersediaan air

Namun dalam perkembangannya pada beberapa tahun belakangan, penurunan produksi minyak, kenaikan harga bahan bakar minyak dunia, isu lingkungan (pemanasan global) serta keunggulannya dari sumber energi listrik terbarukan lainnya memberikan kesempatan pada pembangkit energi air untuk berkembang lebih jauh. Pemanfaatan sumber energi air melalui PLTMH pada daerah-daerah terpencil akan memberikan kesempatan lebih pada para penduduk untuk dapat juga menikmati suplai energi listrik yang berkelanjutan.

Berdasarkan definisi daerah terpencil yang telah dijelaskan sebelumnya dinyatakan bahwa daerah terpencil tidak memiliki sarana infrastruktur yang memadai dan jaringan listrik terkoneksi merupakan salah satu diantaranya. Oleh karena tidak tersedianya jaringan listrik terkoneksi pada suatu daerah maka daerah tersebut hanya mempunyai satu opsi lain untuk memenuhi kebutuhan energi lokalnya, yaitu pembangkitan energi listrik secara mandiri tanpa ada kaitannya dengan jaringan listrik terkoneksi nasional. Pembangkitan energi listrik secara mandiri harus disesuaikan dengan kebutuhan dan potensi daerah tersebut sehingga akan didapatkan suatu pembangkitan listrik yang optimal. Kebutuhan energi listrik pada daerah terpencil cenderung kecil karena sebagian besar energi listrik hanya digunakan untuk penerangan. Berdasarkan batasan-batasan yang telah dijelaskan sebelumnya dapat terlihat bahwa PLTB, PLTMH, PLTS, dan PLTD merupakan jenis pembangkit listrik yang paling memungkinkan untuk diterapkan sebagai pembangkit listrik mandiri di suatu daerah terpencil.

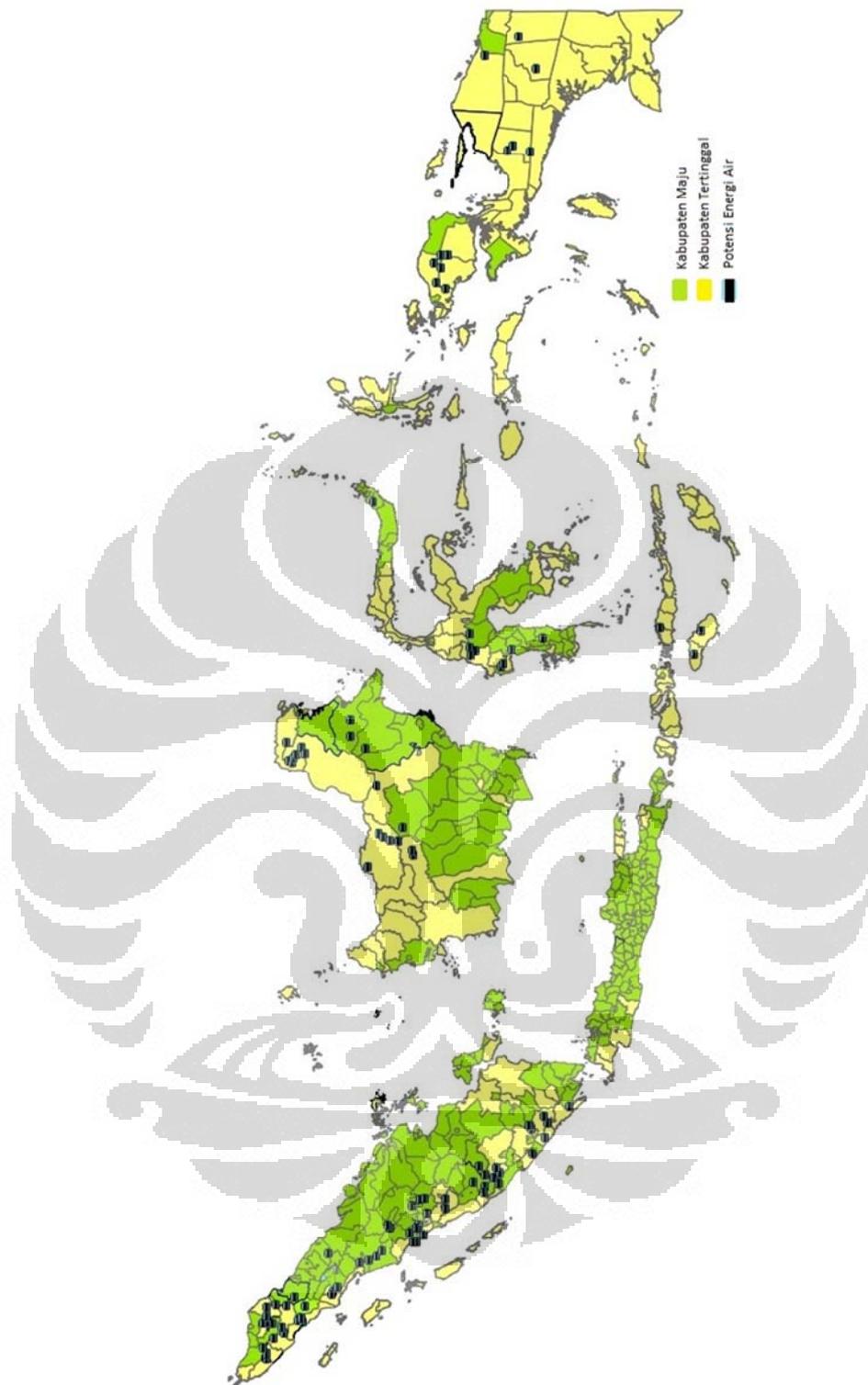
Sebagaimana telah dinyatakan pada bagian sebelumnya, daerah terpencil sebagian besar merupakan daerah-daerah yang terisolasi secara geografis. Terisolasi secara geografis di Indonesia umumnya merupakan kawasan yang terletak pada gugus pulau, pedalaman hutan, perbukitan dan pegunungan, dan pesisir pantai pulau-pulau utama (BAPPENAS, 2007). Didasari keterangan tersebut maka permasalahan mengenai pembangkit listrik apakah yang paling mungkin untuk diterapkan sebagai pembangkit listrik mandiri di daerah terpencil dapat diklasifikasikan lebih jauh sesuai dengan kondisi daerah terpencil di Indonesia. Pengklasifikasian dapat dilihat pada tabel 1.1.

Tabel 1.1 Klasifikasi kecocokan pembangkit listrik terhadap kondisi daerah tertinggal

Jenis pembangkit	Gugus pulau	Pesisir pantai pulau-pulau utama	Pedalaman hutan	Perbukitan dan pegunungan
PLTB	v	v	-	-
PLTS	v	v	-	-
PLTMH	-	-	-	v
PLTD	-	v	v	-

Berdasarkan tabel tersebut dapat terlihat bahwa PLTMH akan cocok digunakan pada daerah terpencil di Indonesia yang mempunyai karakteristik perbukitan dan pegunungan. Untuk memperkirakan letak lokasi-lokasi tersebut dapat merujuk kepada Gbr 1.1. Gbr 1.1 merupakan penyatuan dari dua buah data yang dikeluarkan oleh Bappenas pada tahun 2010 mengenai kabupaten tertinggal dan KESDM pada tahun 2004 mengenai lokasi-lokasi potensi energi air di Indonesia.

Berdasarkan peta tersebut dapat terlihat bahwa banyak potensi-potensi energi air di Indonesia terletak pada kabupaten-kabupaten yang digolongkan oleh Bappenas sebagai kabupaten tertinggal. Walaupun tidak semua daerah tertinggal termasuk daerah terpencil, setidaknya banyak diantara daerah tertinggal tersebut yang termasuk daerah terpencil. Hal ini cukup untuk membuktikan bahwa pemanfaatan energi air sebagai pembangkit listrik cukup relevan untuk diterapkan pada sebagian daerah-daerah terpencil di Indonesia.



1.2 PERUMUSAN MASALAH

Karakteristik setiap daerah terpencil yang belum teraliri listrik di Indonesia cukup beragam baik dilihat dari sisi geografis (potensi) maupun penduduk (kebutuhan), hal tersebut akan menyebabkan keragaman dalam penentuan jenis turbin mikrohidro yang akan digunakan, oleh karena itu dibutuhkan suatu desain turbin tersendiri untuk masing-masing rentang daya sehingga dapat dihasilkan efisiensi yang optimum.

Tabel 1.2 Jangkauan kebutuhan daya per kecamatan

No.	Range Daya	Persentase
1.	$P \leq 10 \text{ kW}$	2,47 %
2.	$10 \text{ kW} < P \leq 20 \text{ kW}$	7,30 %
3.	$20 \text{ kW} < P \leq 30 \text{ kW}$	9,21 %
4.	$30 \text{ kW} < P \leq 40 \text{ kW}$	10,74 %
5.	$40 \text{ kW} < P \leq 50 \text{ kW}$	9,04 %
6.	$50 \text{ kW} < P \leq 60 \text{ kW}$	6,18 %
7.	$60 \text{ kW} < P \leq 70 \text{ kW}$	5,58 %
8.	$70 \text{ kW} < P \leq 80 \text{ kW}$	5,07 %
9.	$80 \text{ kW} < P \leq 90 \text{ kW}$	4,22 %
10.	$90 \text{ kW} < P \leq 100 \text{ kW}$	3,79 %
11.	$P \geq 100 \text{ kW}$	36,4 %

Berdasarkan tabel 1.2 yang merupakan data yang diolah dari statistik kependudukan 2010 yang dikeluarkan BPS dan data konsumsi energi listrik dari PLN pada 2010, jumlah konsumsi listrik setiap desa per kecamatan untuk setiap kabupaten tertinggal dengan rentang kurang dari 10 kW mempunyai nilai persentase yang cukup besar yaitu 2,47 % . Rentang tersebut cukup relevan untuk dijadikan acuan dasar daya yang dibutuhkan untuk penerapan sistem pembangkit listrik tenaga air skala mikrohidro.

Terdapat banyak pilihan sistem pembangkit listrik tenaga air skala mikrohidro di Indonesia dan salah satunya adalah sistem turbin aliran silang (*crossflow*). Perencanaan sistem turbin ini sangatlah penting untuk dilakukan sebelum nantinya dapat diimplementasikan pada kehidupan nyata oleh karena itu tema utama yang diangkat dalam tulisan ini adalah perencanaan sistem turbin mikrohidro aliran silang.

1.3 BATASAN MASALAH

Pada perencanaan turbin baling-baling saluran terbuka ini terdapat batasan-batasan masalah yang akan diterapkan, batasan-batasan tersebut adalah :

- Temperatur udara dan air dianggap *ambient*
- Nilai percepatan gravitasi yang digunakan bernilai konstan $9,81 \text{ m/s}^2$
- Perencanaan tidak mencakup perancangan konstruksi.
- Densitas air yang digunakan bernilai konstan, yaitu 1000 kg/m^3
- Proses perencanaan hanya terbatas pada pendekatan teoritis.
- Daya maksimum yang dihasilkan 5 kW
- Komponen turbin yang dirancang meliputi dimensi-dimensi pada sudu, roda jalan dan nosel
- Komponen mekanikal yang terasuk dalam perencanaan adalah *belt*, poros dan pasak.
- Sistem kontrol tidak termasuk dalam perencanaan

1.4 TUJUAN

Perencanaan secara teoritis ini mempunyai tujuan umum untuk mengembangkan suatu desain turbin aliran silang (*crossflow*) berkapasitas maksimum 5 kW yang selanjutnya akan diterapkan pada daerah terpencil di Indonesia yang berkarakteristik perbukitan dan pegunungan dengan jangkauan tinggi jatuh $3 \text{ m} - 5 \text{ m}$.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA AIR

2.1.1 Pengertian dan Klasifikasi Pembangkit Listrik Tenaga Air

Penggunaan energi air sebagai sumber energi sudah dilakukan sejak lama, salah satunya dimanfaatkan untuk pembangkit listrik tenaga air. Pembangkit listrik tenaga air memanfaatkan energi potensial dan energi kinetik air yang dikonversikan menjadi daya angular oleh turbin air. Sederhananya air yang bergerak menggerakkan turbin, turbin memutar generator dan energi listrik dihasilkan. Banyak komponen lain terdapat dalam sistem tetapi semuanya dimulai dengan energi pada air tersebut.

Pemanfaatan pembangkit listrik tenaga air diklasifikasikan menurut besarnya kapasitas daya yang dihasilkan. Klasifikasi umum pembangkit listrik tenaga air mengikuti sebagai berikut (Penche & Minas, 1998) :

Tabel 2.1 Klasifikasi pembangkit listrik tenaga air

Tipe	Kapasitas
Mikro Hidro	1 – 100kW
Mini Hidro	100 – 1000kW
<i>Small</i> Hidro	1 – 15 MW
<i>Medium</i> Hidro	15 – 100 MW
<i>Large</i> Hidro	> 100 MW

Dari tabel 2.1 pembangkit listrik tenaga mikrohidro (PLTMH) merupakan pembangkit air yang memiliki kapasitas 1 kW sampai 100 kW. Pembangkit listrik tenaga mikrohidro (PLTMH) merupakan tipe pembangkit tenaga air yang sesuai diterapkan di lokasi-lokasi yang memiliki *head* rendah dan aliran air yang tidak terlalu banyak. Sebagai sumber energi terbarukan, PLTMH bisa menjadi salah satu alternatif penyediaan energi listrik yang ramah lingkungan dan untuk menjangkau daerah-daerah yang sulit teraliri listrik melalui jaringan listrik terkoneksi.

2.1.2 Kriteria Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH)

Dalam mencapai tujuan pembangunan PLTMH harus dapat memenuhi beberapa kriteria yang dipandang sangat penting untuk di perhatikan. Kriteria yang harus diperhatikan yaitu :

1. Relatif harus dapat dibangun dibanyak tempat, oleh sebab itu harus memenuhi persyaratan teknis agar dapat dibuat dengan *head* yang rendah sehingga dapat dapat dibangun dengan jangkuan lokasi yang lebih luas.
2. Biaya pembangunan serendah mungkin dan cepat pelaksanaan pembuatannya, oleh sebab itu harus dapat dibuat dalam negeri sendiri oleh tenaga-tenaga ahli dalam negeri, sehingga tidak memerlukan waktu impor yang cukup lama.
3. Proses pembuatannya harus dapat dibuat dengan teknologi sederhana dan mudah dioperasikan, oleh karena itu konstruksinya harus mudah dan sederhana dengan penggunaan teknologinya tepat guna sehingga bengkel-bengkel dalam negeri mampu membuatnya.
4. Peralatan harus cukup andal karena pengoperasiannya berada di daerah yang terisolir seperti daerah pegunungan dan pesisir (terisolir).

2.1.3 Energi dari Tenaga Air (*Hydropower*)

Energi air merupakan kombinasi antara *head* dan debit air. Besarnya energi air yang tersedia dari suatu sumber air tergantung pada besarnya *head* dan debit air. Keduanya diperlukan untuk bisa menghasilkan listrik. *Head* merupakan tekanan air yang dihasilkan oleh perbedaan ketinggian antara muka air pada reservoir dan muka air keluar dari turbin. Sedangkan debit merupakan jumlah aliran air (volume per satuan waktu) yang melewati turbin. *Head* dan debit merupakan dua hal yang sangat penting yang perlu diketahui dalam membangun suatu lokasi untuk pembangkit listrik tenaga air.

Total daya yang dibangkitkan dari suatu turbin air merupakan reaksi antara *head* dan debit air seperti pada persamaan dibawah ini

$$P = \rho g Q H \eta \quad (2.1)$$

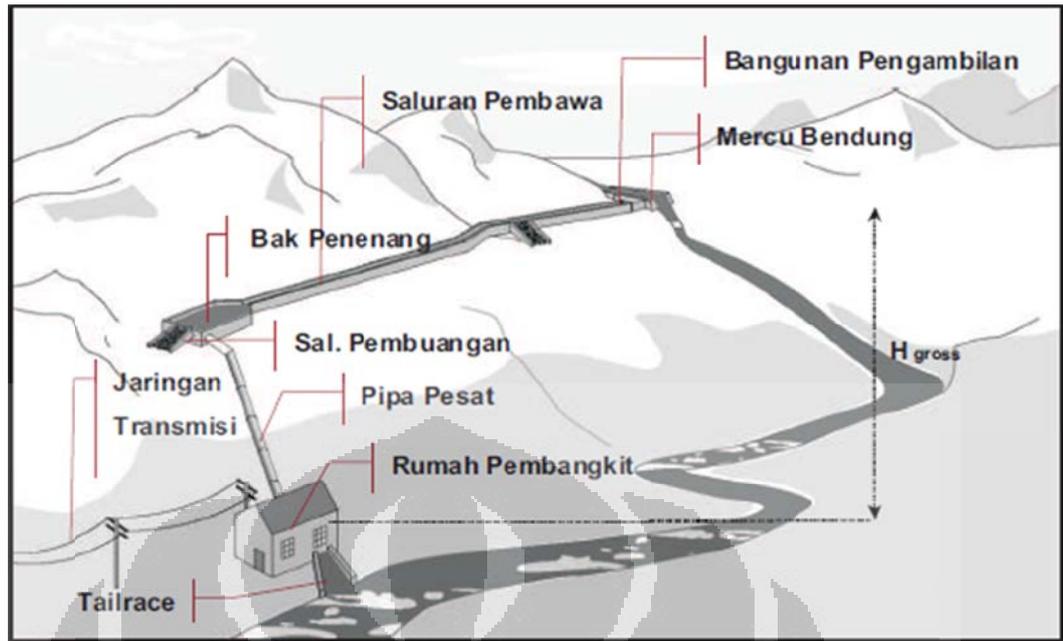
2.1.4 Prinsip Kerja Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH)

Pembangkit listrik dari air bergantung pada ketersediaan *head* dan debit. Keduanya harus tersedia untuk menghasilkan listrik. PLTMH pada prinsipnya memanfaatkan beda ketinggian dan jumlah debit air yang ada pada saluran irigasi, sungai atau air terjun. Aliran air yang bertekanan (dihasilkan oleh *head*) menciptakan gaya yang memutar poros turbin sehingga menghasilkan energi mekanik. Energi ini selanjutnya akan memutar generator yang menghasilkan listrik. Semakin tinggi *head* atau semakin banyak debit air akan menghasilkan listrik yang lebih banyak.

2.1.5 Komponen Pembangkit listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH)

Komponen utama PLTMH adalah sebagai berikut (IMIDAP, 2008) :

1. saluran pengambilan (*intake*) dan Bendungan (*weir*)
2. bak pengendap
3. saluran pembawa (*headrace*)
4. saluran pelimpah (*spillway*)
5. bak penenang (*forebay*)
6. pipa pesat (*penstock*)
7. rumah pembangkit (*power house*)
8. turbin air
8. generator
10. peralatan kontrol listrik
11. sistem jaringan dan distribusi listrik



Gambar 2.1 Skema dan komponen PLTMH

Sumber : (IMIDAP, 2008)

Tabel 2.2 penjelasan komponen-komponen PLTMH

Bendungan (<i>weir</i>)	Bangunan yang berada melintang sungai yang berfungsi untuk membelokkan arah aliran air
Bangunan Pengambilan (<i>Intake</i>)	Bangunan yang berfungsi mengarahkan air dari sungai masuk ke dalam Saluran Pembawa (<i>Headrace</i>). Bak Penangkap Pasir (<i>Sand Trap</i>) dapat menjadi satu (terintegrasi) dengan bangunan ini.
Saluran Pembawa (<i>headrace</i>)	Bangunan yang berfungsi mengalirkan/membawa air dari <i>Intake</i> ke <i>Forebay</i> . <i>Headrace</i> dapat juga terbuat dari pipa.
Bak Penampungan (<i>Forebay</i>)	Bangunan yang mempunyai potongan melintang (luas penampang basah) lebih besar dari <i>headrace</i> yang berfungsi untuk memperlambat aliran air.
Saringan (<i>Trash Rack</i>)	Terbuat dari plat besi yang berfungsi menyaring sampah-sampah atau puing-

Universitas Indonesia

	puing agar tidak masuk ke dalam bangunan selanjutnya. <i>Trash Rack</i> diletakkan pada posisi melintang di bangunan <i>Intake</i> atau <i>Forebay</i> dengan kemiringan 65 - 75°.
Saluran Pembuangan (<i>Spillway</i>)	Bangunan yang memungkinkan agar kelebihan air di dalam <i>headrace</i> untuk melimpah kembali ke dalam sungai.
Pipa Pesat(<i>Penstock</i>)	Pipa bertekanan yang membawa air dari <i>Forebay</i> ke dalam <i>power house</i> .
Rumah Pembangkit (<i>Power House</i>)	Bangunan yang di dalamnya terdapat turbin, generator dan peralatan kontrol.
<i>Tailrace</i>	Saluran yang berfungsi mengalirkan/membawa air dari turbin kembali ke sungai.
Jaringan Transmisi	Terdiri dari tiang, kabel dan aksesoris lainnya (termasuk trafo; jika diperlukan) yang berfungsi mengalirkan energi listrik dari <i>power house</i> ke konsumen (rumah-rumah dan pabrik).

2.2 TURBIN AIR

2.2.1 Pengertian Umum Turbin Air

Turbin air merupakan suatu pembangkit yang memanfaatkan energi potensial air menjadi energi mekanik dimana air memutar roda turbin. Air yang berada pada ketinggian tertentu memiliki energi potensial. Ketika air mengalir ke tempat yang lebih rendah energi potensial berubah menjadi energi kinetik. Oleh turbin air, energi kinetik dirubah menjadi energi mekanik.

Perkembangan turbin air sudah berlangsung lama. Jenis turbin air yang paling awal dan paling sederhana adalah *waterwheel*, pertama kali digunakan oleh orang-orang Yunani dan dipergunakan luas pada abad pertengahan di Eropa. Selanjutnya berangsur-angsur muncul berbagi jenis turbin air seperti turbin pelton

yang ditemukan oleh Lester A. Pelton pada abad kesembilanbelas dan turbin Kaplan yang ditemukan oleh Viktor Kaplan pada abad keduapuluh (Dixon & Hall, 2010).

2.2.2 Jenis-jenis Turbin

Pada umumnya turbin air dapat diklasifikasi menjadi 2 jenis dilihat dari kerja turbin dalam hal mengubah *head* yaitu,

1. Turbin Impuls
2. Turbin Reaksi

1. Turbin Impuls

Pada turbin impuls air dengan *head* tertentu dirubah menjadi energi kinetik melalui nosel. Keluar dari nosel, pancaran air menumbuk sudu dan memutar poros kemudian mengalir dengan tekanan konstan. Beberapa jenis turbin yang termasuk turbin impuls adalah turbin turgo, turbin pelton dan turbin *crossflow*

2. Turbin Reaksi

Turbin reaksi bekerja dengan memanfaatkan perbedaan tekanan masuk dan keluar turbin. Pada sisi masuknya energi tekanan sebanding dengan energi kinetik. Pada saat fluida melewati sudu turbin, energi tekanan dan energi kinetiknya dirubah menjadi energi mekanis dan secara bertahap tekanan yang keluar dari turbin berkurang. Jenis – jenis turbin reaksi diantaranya adalah Turbin Francis dan turbin propeller

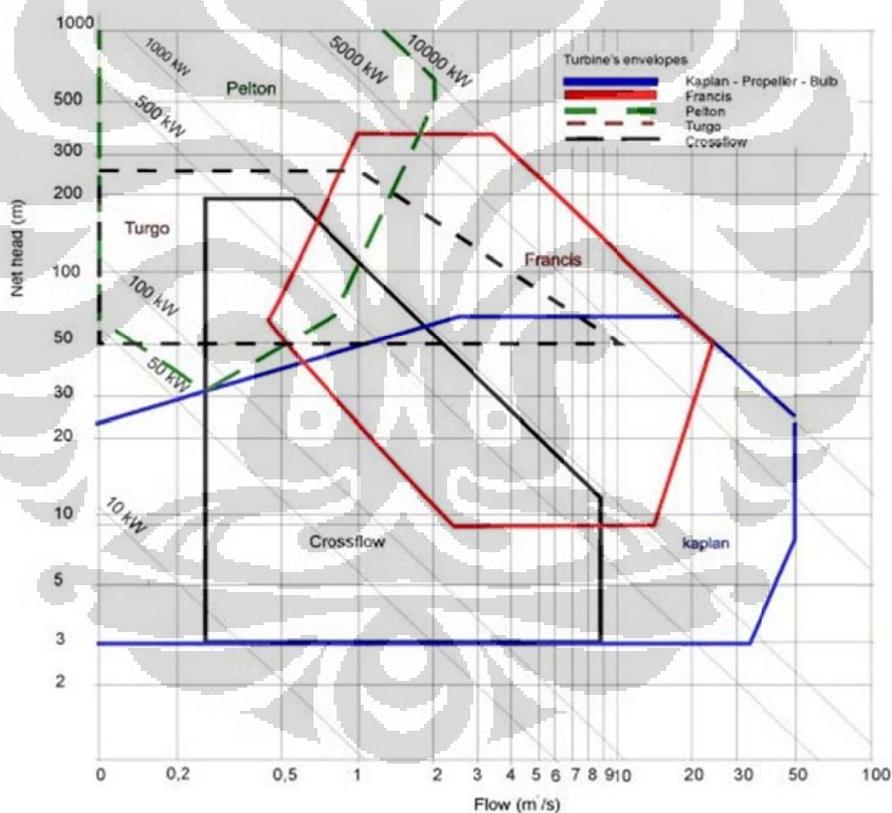
2.3 PEMILIHAN JENIS TURBIN

Pemilihan jenis turbin dapat ditentukan berdasarkan kelebihan dan kekurangan dari jenis-jenis turbin untuk desain yang sangat spesifik. Tahap awal, pemilihan jenis turbin dapat diperhitungkan dengan mempertimbangkan parameter-parameter khusus yang mempengaruhi sistem operasi turbin, yaitu :

1. Faktor tinggi jatuhan air efektif (*head net*) dan debit air yang akan dimanfaatkan untuk operasi turbin merupakan faktor utama yang mempengaruhi pemilihan jenis turbin. Sebagai salah contoh turbin pelton yang beroperasi pada *head* yang tinggi, sedangkan pada turbin propeler sangat efektif beroperasi pada *head* yang rendah dengan jumlah debit air yang besar.

2. Faktor daya yang diinginkan berkaitan dengan debit dan *head* yang tersedia.
3. Faktor kecepatan putar turbin yang akan ditransmisikan ke generator. Sebagai contoh, untuk sistem transmisi *direct couple* antara generator dan turbin pada *head* rendah, sebuah turbin reaksi (propeler) dapat mencapai putaran yang diinginkan, sementara turbin pelton dan *crossflow* berputar sangat lambat (*low speed*) yang akan menyebabkan sistem tidak beroperasi.

Ketiga faktor diatas sering digunakan untuk menentukan kecepatan spesifik turbin. Pemilihan jenis turbin dapat dilakukan dengan melihat grafik karakteristik hubungan antara *head* net (m) dan debit aliran (m^3/s) agar didapatkan jenis turbin yang cocok sesuai dengan kondisi pengoperasiannya (Penche & Minas, 1998) :



Gambar 2.2 Hubungan antara *head* net dan debit aliran

Sumber : (Penche & Minas, 1998)

Kecepatan spesifik turbin juga menjadi dasar pemilihan jenis turbin karena sangat berpengaruh pada sistem transmisi mekanik yang akan digunakan.

Kecepatan spesifik turbin dicari dengan menggunakan persamaan :

$$Ns = \frac{n\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (2.2)$$

Kecepatan spesifik setiap jenis turbin memiliki kisaran jangkauan tertentu berdasarkan pada data eksperimen. Berikut ini tabel kisaran kecepatan spesifik beberapa jenis turbin air yang ditunjukkan pada tabel 2.3 (Mahmudsyah, Yuwono, & Firmansyah, 2009):

Tabel 2.3 Kisaran kecepatan spesifik

Turbin	Jangkauan
Pelton	$12 \leq Ns \leq 25$
Francis	$60 \leq Ns \leq 300$
Crossflow (Michel Banki)	$40 \leq Ns \leq 200$
Propeler	$250 \leq Ns \leq 1000$

Dengan mengetahui kecepatan spesifik turbin maka perencanaan, pemilihan jenis turbin dan pemilihan generator akan menjadi lebih mudah.

2.4 TURBIN MIKROHIDRO ALIRAN SILANG (*CROSSFLOW*)

Sebagai turbin air, turbin *crossflow* memiliki keunggulan dikembangkan pada area yang memiliki *head* rendah. Turbin *crossflow* merupakan jenis turbin yang sederhana konstruksinya sehingga mudah dimanufaktur dan dapat sangat efektif pada pembangkit yang memiliki *head* rendah. Penggunaannya berada pada jangkauan *head* yang luas dimana jangkauan berada antara 1 sampai 200 m (Penche & Minas, 1998).

Dengan karakteristiknya yang mampu bekerja pada *head* rendah dan konstruksinya yang sederhana, turbin *crossflow* memiliki potensi yang bagus untuk pembangkit listrik tenaga air pada negara berkembang dan teknologinya dapat diadaptasi untuk daerah-daerah tertinggal. Konstruksinya yang sederhana juga memungkinkan untuk meminimalkan biaya produksinya. Efisiensi turbin ini juga cukup baik yang secara teoritis mampu mencapai efisiensi maksimum 84% (Andrade et al, 2011).

Turbin ini pada dasarnya diklasifikasikan sebagai turbin impuls. Klasifikasi ini tidak sepenuhnya tepat dan mungkin didasarkan pada keadaan bahwa desain awalnya yang merupakan turbin tekanan konstan (Haimerl, 1960). Oleh Varga (1959) dikatakan bahwa turbin ini tidak dapat diklasifikasikan kedalam jenis turbin impuls ataupun reaksi tetapi berada diantara turbin impuls pelton dan turbin reaksi francis. Penemu turbin ini sendiri menyebutnya dengan “*border-turbine*” dan bekerja diluar teori umum turbin dimana diasumsikan ruang kosong antar turbin terisi oleh air namun tidak muncul perbedaan tekanan pada masukan dan keluaran roda jalan. Melihat kondisi tersebut, menurut Varga (1959) turbin ini dapat diklasifikasikan pada kategori turbin impuls.

2.5 KECEPATAN DAN DAYA PADA TURBIN *CROSSFLOW*

Turbin air *crossflow* merupakan turbin air radial yang airnya mengalir masuk dan keluar dengan arah melintang menembus roda jalannya. Turbin air *crossflow* terdiri dari 2 bagian yaitu nosel yang terpasang pada *penstock* dan roda jalan (*runner*). Roda jalan dibentuk dari dua pelat lingkaran paralel yang digabung bersama pada sisinya dengan susunan sudu lengkung.

Turbin air *crossflow* bekerja dengan memanfaatkan aliran air dari nosel yang menumbuk sudu (*blade*). Aliran air masuk kedalam sudu tingkat pertama dari arah luar kedalam dengan kecepatan dan sudut masuk yang diatur oleh nosel dan sudu pengatur (*guide vane*). Selanjutnya aliran air menembus roda jalan masuk ke dalam sudu tingkat kedua dari arah dalam keluar roda jalan.

2.5.1 Kecepatan Pancaran Air

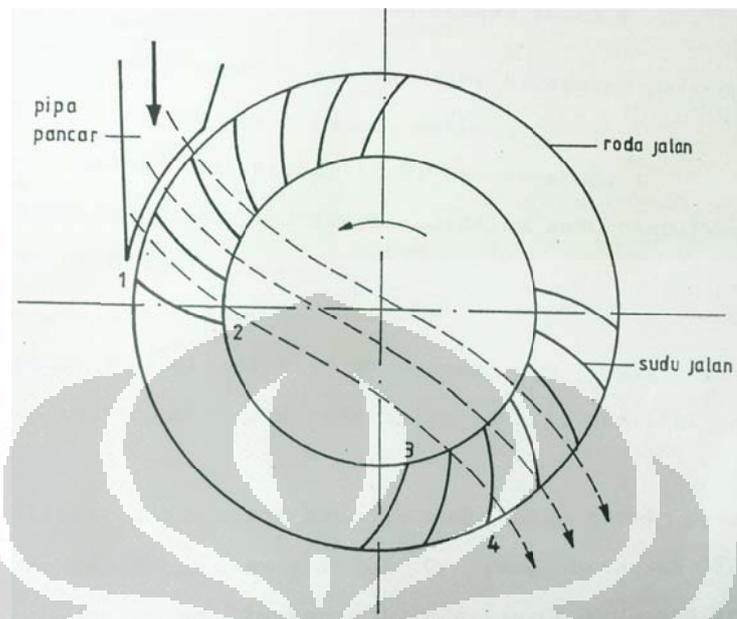
Air yang keluar dari pipa pancar akan masuk ke roda jalan turbin, besarnya kecepatan pancaran air tersebut dirumuskan dengan

$$C = c\sqrt{2gH} \quad (2.3)$$

2.5.2 Keadaan Aliran Air Pada Roda Jalan

Untuk mengetahui kondisi aliran air pada roda jalan maka pada roda jalan ditentukan suatu batasan volume (*control volume*) yang dibatasi oleh bidang

pembatas 1, 2, 3, dan 4. Kondisi aliran air pada setiap bidang pembatas dijelaskan sebagai berikut :



Gambar 2.3 Aliran air dalam roda turbin

Sumber : (Sunandrio, 1988)

Bidang 1 : Keadaan dimana aliran air tepat memasuki sudu tingkat pertama. Notasi-notasi pada daerah ini dinyatakan dengan index 1.

Bidang 2 : Keadaan dimana aliran air tepat meninggalkan sudu tingkat pertama. Notasi-notasi pada daerah ini dinyatakan dengan index 2.

Bidang 3 : Keadaan dimana aliran air tepat memasuki sudu tingkat kedua. Notasi-notasi pada daerah ini dinyatakan dengan index 3.

Bidang 4 : Keadaan dimana aliran air tepat meninggalkan sudu tingkat kedua. Notasi-notasi pada daerah ini dinyatakan dengan index 4.

Dalam melihat kondisi aliran air pada roda jalan ada beberapa asumsi yang digunakan untuk menyederhanakan analisisnya, asumsi-asumsi yang diambil adalah :

1. Aliran air *steady flow* dan seragam
2. Pengaruh gravitasi dan gesekan di dalam sudu diabaikan
3. Aliran berdimensi Satu
4. Massa jenis air konstan

Berdasarkan asumsi-asumsi tersebut maka kondisi aliran air pada roda jalan (arah dan besar vektor kecepatan air) digambarkan seperti pada Gbr. 2.4.

Kondisi aliran air pada roda jalan yang digambarkan oleh Gbr. 2.4 dapat dijelaskan sebagai berikut. Aliran air masuk ke dalam sudu jalan turbin pada tingkat pertama dengan kecepatan absolut C_1 dengan sudut masuk α_1 terhadap arah kecepatan putar lingkaran luar roda jalan. Aliran air keluar dari sudu jalan tingkat pertama dengan kecepatan absolut C_2 dengan membentuk sudut α_2 terhadap arah putar lingkaran dalam roda jalan sudu. Aliran air selanjutnya masuk ke sudu tingkat dua. Apabila diasumsikan bahwa pengaruh gravitasi dan gesekan di dalam sudu diabaikan, maka kecepatan masuk absolut pada sudu jalan tingkat kedua sama dengan kecepatan keluar absolut pada tingkat pertama yaitu $C_3 = C_2$ dan $\alpha_3 = \alpha_2$. Aliran air kemudian keluar dari sudu jalan tingkat kedua dengan kecepatan absolut C_4 . Kondisi air masuk sudu jalan (bidang 1) dan keluar sudu jalan (bidang 4) berada pada roda jalan dengan diameter yang sama sehingga kecepatan absolut keluar roda jalan sama dengan kecepatan masuk roda jalan $C_4 = C_1$, dengan asumsi turbinnya sebagai turbin ideal maka $W_4 = W_1$, kecepatan relatif keluar roda jalan sama dengan kecepatan relatif masuk roda jalan. Untuk index 3 dan 4 berlaku hal yang sama pada sisi masuk dan sisi keluar sudu jalan tingkat kedua.

Berdasarkan Gbr. 2.4 dan asumsi yang diambil maka didapat kondisi aliran air pada roda jalan sebagai berikut :

$$U_1 = U_4 \quad (2.4)$$

$$U_2 = U_3 \quad (2.5)$$

$$\alpha_2 = \alpha_3 \quad (2.6)$$

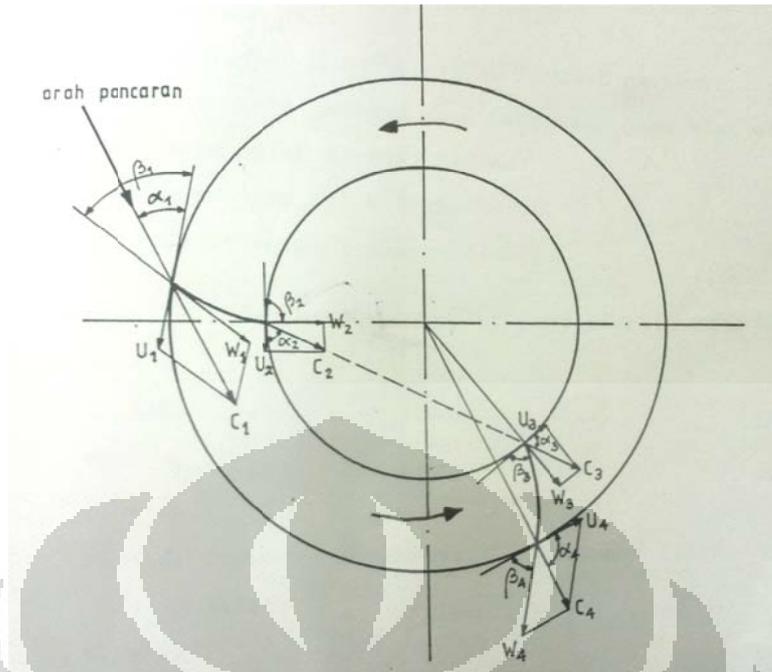
$$\beta_1 = \beta_4 \quad (2.7)$$

$$\beta_2 = \beta_3 \text{ (untuk menghindari tumbukan fluida pada sudu jalan)} \quad (2.8)$$

$$W_1 = W_4 \quad (2.9)$$

$$W_2 = W_3 \quad (2.10)$$

$$C_2 = C_3 \quad (2.11)$$

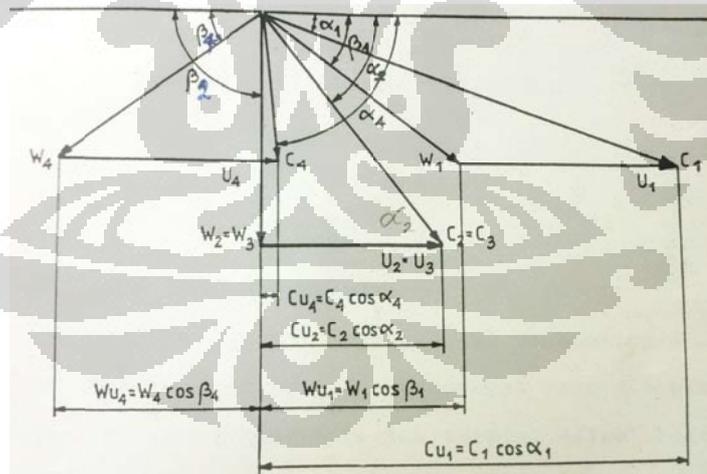


Gambar 2.4 Kecepatan air pada roda jalan.

Sumber : (Sunandrio, 1988)

Ilustrasi mengenai aliran air di dalam roda jalan digambarkan pada lampiran 1.

2.5.3 Segitiga Kecepatan pada Sudu



Gambar 2.5 Segitiga kecepatan

Sumber : (Sunandrio, 1988)

Berdasarkan gambar segitiga kecepatan seperti yang ditunjukkan Gbr 2.5 didapat

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 \quad (2.12)$$

$$C_{u2} = C_{u3}$$

$$C_2 \cos \alpha_2 = C_3 \cos \alpha_3$$

$$U_2 = U_3 \quad (2.13)$$

$$C_{u4} = C_4 \cos \alpha_4 \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} C_{u1} &= W_{u1} + U_1 \\ &= W_1 \cos \beta_1 + U_1 \end{aligned} \quad (2.15)$$

$$\begin{aligned} C_{u4} &= U_4 - W_{u4} \\ &= U_4 - W_4 \cos \beta_4 \\ &= U_1 - W_1 \cos \beta_1 \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned} C_{m1} &= C_1 \sin \alpha_1 \\ &= W_1 \sin \beta_1 \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} C_{m2} &= C_2 \sin \alpha_2 \\ &= W_2 = W_3 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.12) dan (2.15) kedalam persamaan (2.16) maka didapat

$$\begin{aligned} C_{u4} &= U_1 - (C_1 \cos \alpha_1 - U_1) \\ &= 2 U_1 - C_1 \cos \alpha_1 \end{aligned} \quad (2.19)$$

2.5.4 Kerja yang Dilakukan Pancaran pada Sudu Lengkung

Aliran air yang keluar dari nosel akan menumbuk lengkungan sudu turbin secara tangensial pada keliling permukaan roda yang berputar. Energi yang dihasilkan dari aliran air yang menumbuk sudu turbin menyebabkan angular momentum. Aliran air pada sudu dari satu titik (index 1) ke titik lainnya (index 2), dimana kecepatan fluida pada titik 1 C_1 dan kecepatan fluida pada titik 2 C_2 . Perubahan angular momentum antara titik 1 dan 2 menyebabkan timbulnya torsi yang besarnya adalah

$$\Sigma T = \dot{m}(r_1 C_{u1} - r_2 C_{u2}) \quad (2.20)$$

Dimana : C_{u1} kecepatan absolut fluida pada titik 1 searah kecepatan sudu (U)

C_{u2} kecepatan absolut fluida pada titik 2 searah kecepatan sudu (U)

Daya yang dihasilkan turbin yang digerakkan oleh aliran air merupakan hasil dari torsi turbin dan kecepatan sudut turbin.

$$\sum T\omega = \dot{m}(r_1 C_{u1} - r_2 C_{u2}) \omega$$

$$P = \dot{m}(U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}) \quad (2.21)$$

Persamaan daya pada turbin ini disebut *Euler's Turbine equation*

2.5.5 Efisiensi Teoritis Turbin

Dalam hukum kekekalan energi dinyatakan bahwa suatu bentuk energi dapat diubah menjadi bentuk energi lainnya. Aliran air pada nosel membawa energi kinetik yang merupakan perubahan bentuk energi potensial (tekanan) menjadi energi kinetik (kecepatan). Begitu juga aliran air yang dilewatkan dalam turbin air akan dirubah menjadi energi bentuk lain.

Energi yang dari aliran air pada turbin air tidak semuanya dapat diterima dan dirubah bentuknya, artinya turbin air punya efisiensi. Efisiensi teoritis turbin air merupakan perbandingan antara daya yang dihasilkan oleh turbin terhadap daya yang diberikan fluida (air) kepada turbin (daya yang diterima turbin) dalam bentuk energi kinetik.

$$\eta_t = \frac{\text{Daya yang dihasilkan turbin}}{\text{daya yang diterima turbin}}$$

Berdasarkan persamaan Euler tentang turbin, maka daya yang dihasilkan turbin adalah

Pada tingkat pertama

$$P_1 = \dot{m}(U_1 \cdot C_{U1} - U_2 \cdot C_{U2})$$

$$= \dot{m}(U_1 \cdot C_1 \cos \alpha_1 - U_2 \cdot C_2 \cos \alpha_2) \quad (2.22)$$

Pada tingkat kedua

$$P_2 = \dot{m}(U_3 \cdot C_{U3} - U_4 \cdot C_{U4})$$

$$= \dot{m}(U_3 \cdot C_3 \cos \alpha_3 - U_4 \cdot C_4 \cos \alpha_4) \quad (2.23)$$

Daya total yang dihasilkan turbin

$$P_{total} = P_1 + P_2$$

$$P_{total} = \dot{m}[(U_1 \cdot C_1 \cos \alpha_1 - U_2 \cdot C_2 \cos \alpha_2) + (U_3 \cdot C_3 \cos \alpha_3 - U_4 \cdot C_4 \cos \alpha_4)]$$

Substitusi persamaan (2.4), (2.5) dan (2.11) :

$$P_{total} = \dot{m}[(U_1 \cdot C_1 \cos \alpha_1 - U_4 \cdot C_4 \cos \alpha_4)]$$

Substitusi persamaan (2.4) dan (2.14)

$$P_{total} = \dot{m}[(U_1 \cdot C_1 \cos \alpha_1 - U_1 \cdot C_{u4})]$$

Substitusi persamaan (2.19)

$$\begin{aligned} P_{total} &= \dot{m}[(U_1 \cdot C_1 \cos \alpha_1 - U_1 \cdot (2U_1 - C_1 \cos \alpha_1))] \\ &= \dot{m}[(2U_1 \cdot C_1 \cos \alpha_1 - 2U_1^2)] \end{aligned} \quad (2.24)$$

Sedangkan daya yang diterima turbin dari aliran air dalam bentuk energi kinetik adalah :

$$P_{teoritis} = \frac{1}{2} \dot{m} C_1^2 \quad (2.25)$$

Sehingga efisiensi yang dicapai turbin :

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{\dot{m}[(2U_1 \cdot C_1 \cos \alpha_1 - 2U_1^2)]}{\frac{1}{2} \dot{m} C_1^2} \\ &= \frac{2\dot{m}[(2U_1 \cdot C_1 \cos \alpha_1 - 2U_1^2)]}{C_1^2} \\ &= 4[(U_1/C_1) \cos \alpha_1 - (U_1/C_1)^2] \end{aligned} \quad (2.26)$$

Dari persamaan efisiensi turbin tersebut dapat diketahui bahwa efisiensi teoritis turbin merupakan fungsi dari (U_1/C_1) dan α_1 . Dengan memisalkan α_1 dipertahankan bernilai tetap dan (U_1/C_1) sebagai variabel dari persamaan efisiensi turbin maka nilai maksimumnya diperoleh bila turunan persamaan efisiensi turbin terhadap variabel (U_1/C_1) bernilai 0 :

$$\frac{d\eta_t}{d(U_1/C_1)} = 0$$

$$4 \cos \alpha_1 - 8(U_1/C_1) = 0$$

$$4 \cos \alpha_1 = 8(U_1/C_1)$$

$$U_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1 \quad (2.27)$$

Efisiensi maksimum akan tercapai ketika nilai $U_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1$, dengan mensubstitusikan nilai tersebut kedalam persamaan efisiensi turbin maka,

$$\begin{aligned} \eta_t &= 4 \left[\left(\frac{\frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1}{C_1} \right) \cos \alpha_1 - \left(\frac{\frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1}{C_1} \right)^2 \right] \\ &= 4 \left(\frac{1}{2} \cos \alpha_1^2 - \frac{1}{4} \cos \alpha_1^2 \right) \\ \eta_t &= \cos \alpha_1^2 \end{aligned} \quad (2.28)$$

Persamaan memperlihatkan bahwa η_{max} akan tercapai jika sudut α_1 dibuat sekecil mungkin. Namun pengecilan sudut α_1 ini dibatasi oleh suatu keadaan dimana jika sudut α_1 terlalu kecil akan menimbulkan tumbukan air pada sudu.

Selain itu, untuk mendapatkan efisiensi maksimum juga harus memperhatikan kondisi yang harus dipenuhi persamaan (3.27) yaitu,

$$U_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1$$

Selanjutnya, untuk meninjau kondisi yang memenuhi persamaan (2.19) substitusikan persamaan tersebut kedalam persamaan :

$$C u_4 = 2 U_1 - C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_4 \cos \alpha_4 = 2 \left(\frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1 \right) - C_1 \cos \alpha_1$$

$$= C_1 \cos \alpha_1 - C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_4 \cos \alpha_4 = 0$$

Ini berarti nilai $C_4 = 0$ atau $\cos \alpha_4 = 0$. Nilai $C_4 = 0$ tidak mungkin terjadi karena kecepatan absolut fluida yang keluar dari sudu tidak mungkin bernilai 0 sehingga yang mungkin adalah $\cos \alpha_4 = 0$. Dengan begitu ketika

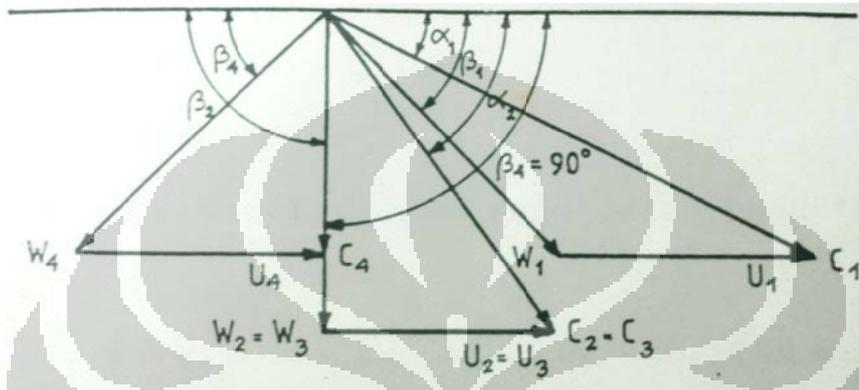
$$\cos \alpha_4 = 0$$

$$\alpha_4 = 90^\circ$$

Sehingga :

$$C_4 \perp U_4$$

Dari hasil penurunan persamaan-persamaan diatas maka dapat dibuat segitiga kecepatan baru yang bisa memenuhi kondisi turbin yang dapat mencapai efisiensi maksimumnya



Gambar 2.6 Segitiga kecepatan

Sumber : (Sunandrio, 1988)

Berdasarkan gambar diatas diperoleh

$$C u_1 = W u_1 + U_1$$

$$C_1 \cos \alpha_1 = W_1 \cos \beta_1 + \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1$$

$$W_1 \cos \beta_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1$$

Atau

$$W_1 \cos \beta_1 = U_1 \quad (2.29)$$

Selain itu,

$$\tan \beta_1 = \frac{W_1 \sin \beta_1}{W_1 \cos \beta_1} \quad (2.30)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.17) dan (2.29) ke persamaan (2.30)

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{\frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1}$$

Sehingga

$$\tan \beta_1 = 2 \tan \alpha_1 \quad (2.31)$$

Sedangkan,

$$C_4 = W_1 \sin \beta_1$$

$$W_2 = U_2 \tan \alpha_2 \quad (2.32)$$

Salah satu langkah yang penting dalam perencanaan dimensi turbin adalah memilih sudut pancar, sudut masuk dan sudut keluar dari sudu jalan. Semuanya harus dipilih dengan baik agar daya dari pancaran air dapat diserap dan dihasilkan kerja yang optimal pada sudu roda jalan serta meminimalkan kerugian-kerugian yang mungkin muncul.

Secara teoritis, Mackmore dan Merryfield (1949) menyebutkan sudut masuk sudu α_1 diasumsikan 16° . Sedangkan menurut berbagai percobaan eksperimental salah satunya oleh Fiuzat dan Akerkar (1989) menyatakan efisiensi maksimum tercapai saat $\alpha_1 = 24^\circ$. Dalam perancangan turbin *crossflow* ini nilai $\alpha_1 = 24^\circ$ yang digunakan.

Selain sudut masuk α_1 , sudut masuk relatif sudu β_1 penting dalam mendesain. Berdasarkan persamaan 2.30 diketahui

$$\tan \beta_1 = 2 \tan \alpha_1$$

sehingga nilai

$$\beta_1 = 41^\circ$$

Selanjutnya sudut – sudut lainnya para perancangan desain turbin *crossflow* merujuk pada segitiga kecepatan yang dibentuk pada sudu-sudunya yang ditunjukkan oleh gambar 2.6 dengan mengasumsikan kecepatan absolut keluar sudu pertama dan kecepatan absolut masuk sudu tingkat kedua sama ($C_2 = C_3$) sehingga sudut keluar sudu pertama sama dengan sudut masuk sudu kedua ($\alpha_2 = \alpha_3$).

Dengan mengasumsikan tidak adanya kerugian pada titik masuk sudu kedua maka sudut masuk relatif sudu tingkat kedua $\beta_3 = 90^\circ$. Untuk menghindari tumbukan fluida pada sudu, maka sudut keluar relatif tingkat pertama dibuat sama dengan sudut masuk relatif sudu tingkat kedua $\beta_2 = \beta_3$.

Sesuai perhitungan, untuk mencapai kondisi optimum turbin dimana $\cos \alpha_4 = 0$, kondisi tersebut terpenuhi dengan membuat nilai sudut keluar absolut sudu tingkat kedua $\alpha_4 = 90^\circ$. Untuk sudut keluar relatif keluarannya dibuat sama dengan sudut relatif masuk tingkat pertama ($\beta_4 = \beta_1$).

a. Diameter luar dan lebar roda jalan

Kecepatan aliran air masuk roda jalan sesuai persamaan (2.3)

$$C_1 = c\sqrt{2gh}$$

Kombinasi diameter luar dan lebar roda jalan

$$Q = A \times V$$

$$Q = b l C_{U1}$$

$$Q = b \left(\frac{\lambda}{360} \pi D_1 \right) C_1 \cos \alpha_1$$

$$Q = b \left(\frac{1}{4} \pi D_1 \right) C_1 \cos \alpha_1$$

$$bD_1 = \frac{4Q}{\pi C_1 \cos \alpha_1} \quad (2.33)$$

Untuk mendapatkan kombinasi perbandingan antara lebar roda jalan dengan diameter luar turbin dari literatur yang dibahas oleh Balje (1981), merekomendasikan perbandingan lebar roda jalan dengan diameter luar turbin bernilai 1 ($b/D_1 = 1$).

Putaran turbin ditentukan dengan mengikuti persamaan,

$$D_1 = \frac{60 U_1}{\pi n}$$

$$D_1 = \frac{60 \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1}{\pi n}$$

$$D_1 = \frac{30 C_1 \cos \alpha_1}{\pi n}$$

$$n = \frac{30 C_1 \cos \alpha_1}{\pi D_1} \quad (2.34)$$

b. Lebar *radial rim* (jarak antara ujung hub dan ujung tip)

Persamaan dalam turbin impuls

$$U_1^2 - U_2^2 + W_2^2 - W_1^2 = 0 \quad (2.35)$$

dengan $W_2 = W_1 \left(\frac{R_1}{R_2} \right) \sin \beta_1$

$$U_2 = U_1 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)$$

Misalkan $x = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2$

maka persamaan dalam turbin impuls menjadi

$$U_1^2 - \left(U_1 \left(\frac{R_2}{R_1}\right)\right)^2 - \left(W_1 \left(\frac{R_1}{R_2}\right) \sin \beta_1\right)^2 - W_1^2 = 0$$

$$U_1^2 x - U_1^2 x^2 - W_1^2 \sin^2 \beta_1 - W_1^2 x = 0$$

dibagi dengan U_1 sehingga menjadi

$$x^2 - [1 - (W_1/U_1)^2]x - (W_1/U_1)^2 \sin^2 \beta_1 = 0 \quad (2.36)$$

dengan kecepatan ideal sudu

$$U_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1$$

kemudian $\frac{W_1}{U_1} = \frac{1}{\cos \beta_1}$

dimana $\alpha_1 = 24^\circ$ dan $\beta_1 = 41^\circ$

$$\frac{W_1}{U_1} = \frac{1}{0,755} = 1,32$$

$$\left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 = 1,74 \text{ dan } \sin^2 \beta_1 = 0,43$$

maka persamaan menjadi

$$x^2 + 0,74x - 0,522 = 0$$

nilai x diperoleh $x = 0,442$

$$x^{\frac{1}{2}} = \frac{R_2}{R_1} = 0,665$$

$$2R_1 = D_1$$

$$R_2 - R_1 = a ; a = \text{panjang radial rim}$$

Sehingga diperoleh

$$a = 0,168D_1 \quad (2.37)$$

c. Diameter dalam roda jalan

$$D_2 = D_1 - 2a \quad (2.38)$$

d. Diameter sudu jalan

Arah kecepatan relatif air meninggalkan sudu lingkaran dalam roda jalan adalah menuju sumbu lingkaran ($\beta_2 = \beta_3 = 90^\circ$) sehingga $\angle OAO' = 90^\circ$

$$\text{Dari } \triangle OAO' : R^2 = R_2^2 + r^2$$

$$\text{Dari } \triangle OBO' : R^2 = R_1^2 + r^2 - 2 R_1 r \cos \beta_1$$

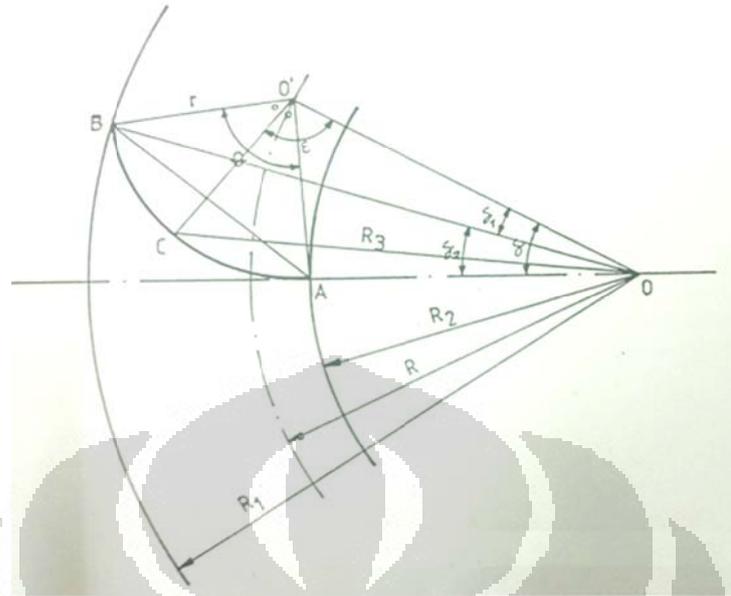
Sehingga,

$$\begin{aligned} R_2^2 + r^2 &= R_1^2 + r^2 - 2 R_1 r \cos \beta_1 \\ r &= \frac{R_1^2 - R_2^2}{2 R_1 \cos \beta_1} \end{aligned} \quad (2.39)$$

e. Sudut absolut keluar sudu jalan tingkat pertama

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2 &= \frac{W_2}{U_2} \\ &= \frac{Cm_2}{U_1 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)} \\ &= \frac{\left(\frac{R_1}{R_2} \right) Cm_1}{U_1 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)} \\ &= \frac{Cm_1}{x \cdot U_1} \\ &= \frac{C_1 \cos \alpha_1}{x \cdot \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1} \\ \tan \alpha_2 &= \frac{2 \tan \alpha_1}{x} \end{aligned} \quad (2.40)$$

2.6.2 Kedudukan Sudu Roda Jalan



Gambar 2.8 Sudu roda jalan

Sumber : (Sunandrio, 1988)

Analisis kedudukan roda jalan digunakan untuk mengetahui :

- > Jarak letak pusat sudu
- > besarnya sudut busur sudu roda jalan
- > sudut-sudut yang berhubungan dengan kedudukan sudu

Jarak letak pusat sudu

Dari segitiga OAO' dimana $OO'^2 = OA^2 + O'A^2$,

Maka jarak letak pusat sudu dari pusat lingkaran roda jalan adalah

$$R^2 = R_2^2 + r^2 \quad (2.41)$$

Sudut-sudut yang berhubungan dengan kedudukan sudu

Sudut yang dibentuk $\angle AOO'$ adalah δ dimana

$$\sin \delta = \frac{AO'}{OO'} = \frac{r}{R} \quad (2.42)$$

Dari segitiga OBO' dimana $BO'^2 = OB^2 + OO'^2 - 2 \cdot OB \cdot OO' \cos \delta_1$

$$r^2 = R_1^2 + R^2 - 2R_1R \cos \delta_1$$

$$\cos \delta_1 = \frac{R_1^2 + R^2 - r^2}{2R_1R} \quad (2.43)$$

Sedangkan

$$\delta_2 = \delta - \delta_1 \quad (2.44)$$

Dari segitiga OAB dimana $AB^2 = OA^2 + OB^2 - 2 OA OB \cos \delta_2$

$$AB^2 = R_2^2 + R_1^2 - 2R_2R_1 \cos \delta_2$$

$$AB = \sqrt{R_2^2 + R_1^2 - 2R_2R_1 \cos \delta_2} \quad (2.45)$$

Untuk mengetahui besarnya sudut dari sudu roda jalan dari titik pusatnya

Dari segitiga ABO' dimana $AB^2 = AO'^2 + BO'^2 - 2AO'BO' \cos \phi$

$$AB^2 = r^2 + r^2 - 2 r r \cos \phi$$

$$\cos \phi = \frac{2r^2 - AB^2}{2r^2} \quad (2.46)$$

Dari segitiga OBO'

$$\varepsilon + \frac{1}{2}\phi = 180^\circ - \beta_1 - \delta_1 \quad (2.47)$$

Dari segitiga OCO' dimana $OC^2 = CO'^2 + OO'^2 - 2CO'OO' \cos \varepsilon$

$$R_3^2 = R^2 + r^2 - 2 R r \cos \varepsilon$$

$$R_3 = \sqrt{R^2 + r^2 - 2 R r \cos \varepsilon} \quad (2.48)$$

2.6.3 Jarak Antar Sudu Dan Jumlah Sudu

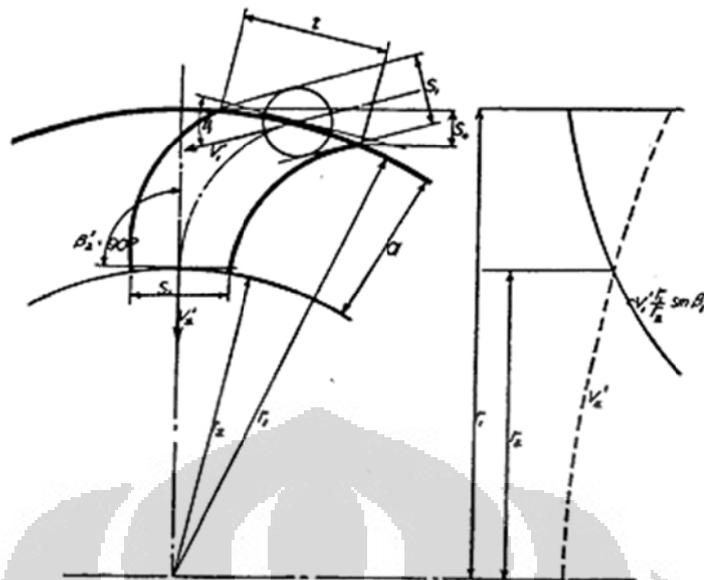
a. Jarak antar sudu

Berdasarkan gambar 2.9 diperoleh hubungan

$$S_1 = k.D_1 \quad (2.49)$$

Sehingga jarak antar sudu menjadi

$$t = S_1 / \sin \beta_1 \quad (2.50)$$



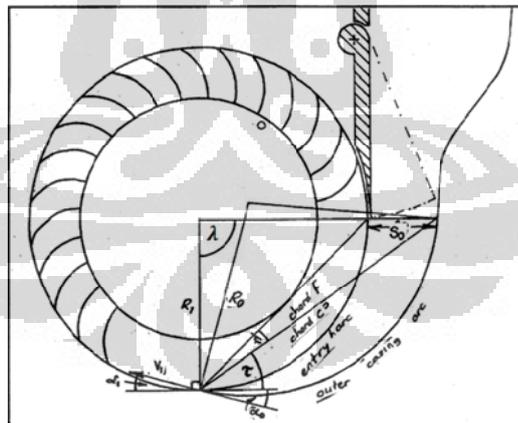
Gambar 2.9 Jarak antar sudu
Sumber : (Mockmore & Merryfield, 1949)

b. Jumlah sudu

Jumlah sudu dirumuskan dengan

$$Z = \frac{\pi D_1}{t} \quad (2.51)$$

2.6.4 Dimensi Nosel



Gambar 2.10 Dimensi pada perancangan nosel

Sumber : (Scales, 1990)

Dalam menghitung dimensi-dimensi pada perencanaan nosel, persamaan-persamaan yang digunakan mengacu pada persamaan yang telah diturunkan oleh Nakase (1982) yang ditulis kembali oleh Scales (1990).

a. Lebar leher nosel

Untuk mendapatkan lebar leher nosel, Nakase (1982) memberikan persamaan dimana lebar nosel dirumuskan

$$\frac{2S_0}{D_1 \lambda} = \sin \alpha_1 \quad (2.52)$$

c. Lebar nosel

Penentuan lebar nosel berpengaruh dalam efisiensi tranfer energi dari nosel ke roda jalan seperti yang sudah dibahas sebelumnya. Aziz dan Desai (1994) merekomendasikan perbandingan antara lebar nosel dengan lebar roda jalan (w/b) adalah 0,67 .

d. Jari-jari busur luar nosel

panjang *chord* busur luar nosel

$$c = \sqrt{(R_1 + S_0)^2 + R_1^2} \quad (2.53)$$

Sudut antara busur pemasukan nosel dan *chord* pemasukan nosel

$$\tau = \frac{\lambda}{2} \quad (2.54)$$

Panjang *chord* busur pemasukan

$$f = 2 R_1 \sin \tau \quad (2.55)$$

Sudut antara *chord* pemasukan nosel dan busur luar nosel

$$\cos \mu = \frac{f^2 + c^2 - S_0^2}{2fc} \quad (2.56)$$

Sudut antara busur pemasukan nosel dan busur luar nosel

$$\alpha_0 = \alpha_1 = 24^\circ \quad (2.57)$$

Sudut antara *chord* pemasukan nosel dan busur luar nosel

$$\varphi = \alpha_0 + \tau - \mu \quad (2.58)$$

Jari-jari busur luar nosel

$$R_o = \frac{c}{2 \sin \varphi} \quad (2.59)$$

BAB 3

PERENCANAAN DIMENSI TURBIN CROSS FLOW

3.1 DAYA, HEAD DAN DEBIT PERANCANGAN

Turbin *crossflow* yang dirancang digunakan untuk membangkitkan daya PLMH sebesar 5 kW. Dari persamaan 2.1 dimana

$$P = \rho g Q H \eta \quad (2.1)$$

Dengan mengasumsikan efisiensi sebesar 60% maka kombinasi nilai debit dan head yang dibutuhkan dapat diketahui. Namun agar nilai debit dan head yang ditentukan ini sesuai dengan daerah operasi turbin *crossflow* maka harus disesuaikan dengan Gb. 2.2 tentang pemilihan jenis-jenis turbin.

Dengan karakteristik turbin *crossflow* yang mampu beroperasi pada *head* rendah maka head yang dipilih pun berada pada kisaran head rendah sehingga jangkauan penggunaannya dapat lebih luas. Berdasarkan perhitungan, kombinasi *head* dan debit air adalah :

$$H = 3 \text{ m}$$

$$Q = 0,283 \text{ m}^3/\text{s}$$

3.2 PARAMETER – PARAMETER PERENCANAAN DIMENSI TURBIN CROSSFLOW

Turbin *crossflow* telah lama menarik perhatian sebagai salah satu turbin air skala kecil dan jumlah penggunaannya telah tersebar diberbagai tempat di dunia. Jika dibandingkan dengan berbagai jenis turbin air lainnya seperti turbin pelton dan turbin francis, turbin *crossflow* memiliki efisiensi yang lebih rendah. Hal ini terjadi karena turbin turbin *crossflow* dinilai memiliki transfer energi yang rendah antara air dan sudu turbin (Totapally & Aziz, 1994). Oleh karena peningkatan efisiensi turbin *crossflow* sangatlah diperlukan.

Berdasarkan usaha-usaha yang telah dilakukan, upaya peningkatan efisiensi turbin *crossflow* mengacu pada pengaruh parameter-parameter fisis dan

geometris. Dengan begitu perlu ditentukan parameter-parameter yang mempengaruhi efisiensi sehingga bisa ditentukan desain turbin yang paling optimum. Beberapa parameter yang digunakan dalam menentukan desain turbin berdasarkan penelitian sebelumnya adalah sudut masuk (α), sudut nosel (λ) dan arah nosel, lebar nosel, lebar leher nosel, perbandingan diameter (D_2/D_1) dan jumlah sudu.

a. Sudut masuk (α)

Berdasarkan persamaan efisiensi $\eta_t = \cos \alpha_1^2$, sudut masuk (α) berpengaruh pada efisiensi dimana untuk mencapai efisiensi maksimum maka sudut masuk (α) dibuat sekecil mungkin. Namun efisiensi teoritis ini tidak mungkin dicapai sepenuhnya. Berbagai kerugian mekanik dan hidrolis pasti terjadi dan harus diperhitungkan (Sudarto & Samudro, 1990). Dari segi konstruksi, desain (α) yang dibuat sekecil mungkin membuat persoalan tersendiri. Walaupun hal tersebut mungkin terjadi, nosel yang demikian akan menimbulkan kerugian hidrolis yang tinggi sehingga efisiensi keseluruhan tidak dapat diperbaiki.

b. *Nozzle entry arc* dan arah nosel

Nozzle entry arc merupakan bagian keliling roda jalan yang menerima air dari nosel. Khosrowpanah (1988) dalam penelitiannya menyebutkan kenaikan sudut nosel dari $58^\circ - 90^\circ$ meningkatkan maksimum efisiensi turbin. Pada bukaan nosel yang lebih kecil, tekanan statik pada *nozzle tip* lebih tinggi daripada pada bukaan nosel yang lebih besar. tekanan statik yang lebih tinggi pada nosel mengurangi efisiensi karena 1) sudut masuk (α) kemungkinan berubah dari nilai desainnya. 2) lebih banyak bagian aliran yang mengalir keluar sudu. Efisiensi maksimum terjadi pada sudut nosel 90° dengan arah nosel vertikal.

c. Lebar nosel

Aziz dan Desai (1994) dan Totapally dan Aziz (1994) menyebutkan nosel yang memiliki lebar yang lebih kecil dari lebar roda jalan dapat mencapai efisiensi yang lebih baik. Ini mungkin berhubungan dengan pengurangan kebocoran melalui jarak antara nosel dan roda jalan sehingga transfer energi lebih efisien

Universitas Indonesia

oleh adanya penyebaran arus aliran (*flow-stream spreading*). Namun perlu diperhatikan juga, roda jalan yang lebih lebar butuh daya yang lebih besar dari daya masuk untuk mengatasi momen inersia turbin.

d. Lebar leher nosel

Ketebalan S_0 dari aliran pada nosel tergantung pada pertimbangan yang memperhatikan 2 kondisi (Mockmore & Merryfield, 1949). Nilai S_0 yang besar akan menguntungkan karena kerugian akibat pengisian dan pengosongan roda jalan akan kecil. Pada sisi lain akan tidak menguntungkan karena nilai sudut masuk dapat bervariasi dari nilai sudut masuk yang telah dirancang.

e. Perbandingan diameter (D_2/D_1)

Berdasarkan Aziz dan Desai (1994), peningkatan perbandingan diameter pada rentang 0,6 – 0,75 terjadi sedikit penurunan efisiensi maksimum. Hal ini terjadi karena peningkatan perbandingan diameter memberikan penurunan luasan area sudu yang berdampak pada penurunan gaya yang diterima sudu dari tumbukan air sehingga daya dan efisiensi yang dihasilkan menurun.

f. Jumlah sudu

Jumlah sudu yang sesuai mempunyai kaitan dengan efisiensi perubahan energi pada turbin. Jumlah sudu yang terlalu sedikit menyebabkan kerugian dengan adanya *flow separation* pada sisi belakang sudu (Aziz dan Desai, 1994 ; Khosrowpanah, 1988). Sebaliknya saat jumlah sudu terlalu banyak, lintasan atau ruang antar sudu diisi oleh air sehingga *back pressure* dapat terjadi pada saat semburan air masuk. Kerugian juga dapat terjadi karena peningkatan berat roda jalan (Khosrowpanah, 1988)

3.3 SUDU DAN RODA JALAN

a. Diameter Luar dan Lebar roda jalan

Kecepatan aliran air masuk roda jalan

$$C_1 = 0,98 \sqrt{2 \times 9,81 \times 3}$$

$$C_1 = 7,52 \text{ m/s}$$

Kombinasi diameter luar dan lebar roda jalan

$$bD_1 = \frac{4Q}{\pi C_1 \cos \alpha_1}$$

$$bD_1 = \frac{4(0,283)}{\pi 7,52 \cos 24}$$

$$bD_1 = 0,0525$$

Tabel 3.1 Kombinasi antara lebar dan diameter roda jalan

bD_1	b	D_1
0,0525	0,226	0,232
0,0525	0,228	0,230
0,0525	0,229	0,229
0,0525	0,28	0,187
0,0525	0,29	0,181

Berdasarkan perhitungan diatas dapat diperoleh :

$$b = 0,229 \text{ m}$$

dan $D_1 = 0,229 \text{ m}$

Putaran turbin ditentukan dengan mengikuti persamaan,

$$n = \frac{30C_1 \cos \alpha_1}{\pi D_1}$$

$$n = \frac{30(7,52) \cos 24}{\pi 0,229}$$

$$n = 286 \text{ rpm}$$

b. Lebar *radial rim* (jarak antara ujung hub dan ujung tip)

$$a = 0,168D_1$$

$$a = 0,168(0,229)$$

$$a = 0,0384 \text{ m}$$

c. Diameter dalam roda jalan

$$D_2 = D_1 - 2a$$

$$D_2 = 0,229 - 2(0,039)$$

$$D_2 = 0,152 \text{ m}$$

d. Diameter sudu jalan

$$r = \frac{R_1^2 - R_2^2}{2 R_1 \cos \beta_1}$$

$$r = \frac{(0,114)^2 - (0,076)^2}{2(0,114) \cos 41}$$

$$r = 0,043 \text{ m}$$

e. Sudut absolut keluar sudu jalan tingkat pertama

$$\tan \alpha_2 = \frac{2 \tan \alpha_1}{x}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{2 \tan 24}{0,442}$$

$$\alpha_2 = 64^\circ$$

3.4 KEDUDUKAN SUDU RODA JALAN

Maka jarak letak pusat sudu dari pusat lingkaran roda jalan adalah

$$R^2 = R_2^2 + r^2$$

$$R = \sqrt{(0,076)^2 + (0,043)^2}$$

$$R = 0,087 \text{ m}$$

Sudut-sudut yang berhubungan dengan kedudukan sudu

Sudut yang dibentuk $\angle AOO'$ adalah δ dimana

$$\sin \delta = \frac{AO'}{OO'} = \frac{r}{R}$$

$$\sin \delta = \frac{0,043}{0,087}$$

$$\delta = 29,8^\circ$$

Dari segitiga OBO'

$$\cos \delta_1 = \frac{R_1^2 + R^2 - r^2}{2R_1R}$$

$$\cos \delta_1 = \frac{(0,114)^2 + (0,087)^2 - (0,043)^2}{2(0,114)(0,087)}$$

$$\delta_1 = 19,3^\circ$$

Sedangkan

$$\delta_2 = \delta - \delta_1$$

$$\delta_2 = 29,8^\circ - 19,3^\circ$$

$$\delta_2 = 10,5^\circ$$

Dari segitiga OAB

$$AB = \sqrt{R_2^2 + R_1^2 - 2R_2R_1 \cos \delta_2}$$

$$AB = \sqrt{(0,076)^2 + (0,114)^2 - 2(0,076)(0,114) \cos 10,5}$$

$$AB = 0,0425 \text{ m}$$

Untuk mengetahui besarnya sudut dari sudu roda jalan dari titik pusatnya

$$\cos \phi = \frac{2r^2 - AB^2}{2r^2}$$

$$\cos \phi = \frac{2(0,043)^2 - (0,0425)^2}{2(0,043)^2}$$

$$\phi = 58,8^\circ$$

Dari segitiga OBO'

$$\varepsilon + \frac{1}{2}\phi = 180^\circ - \beta_1 - \delta_1$$

$$\varepsilon + \frac{1}{2}(58,8) = 180^\circ - 41 - 19,5$$

$$\varepsilon = 89,6^\circ$$

Dari segitiga OCO'

$$R_3 = \sqrt{R^2 + r^2 - 2Rr \cos \varepsilon}$$

$$R_3 = \sqrt{(0,087)^2 + (0,043)^2 - 2(0,087)(0,043) \cos 89,6^\circ}$$

$$R_3 = 0,097 \text{ m}$$

Universitas Indonesia

3.5 JARAK ANTAR SUDU DAN JUMLAH SUDU

a. Jarak antar sudu

Berdasarkan Gbr. 2.9 diperoleh hubungan

$$S_1 = k \cdot D_1$$

$$S_1 = 0,087 \cdot (0,229)$$

$$S_1 = 0,0199 \text{ m}$$

Sehingga jarak antar sudu menjadi

$$t = S_1 / \sin \beta_1$$

$$t = 0,0199 / \sin 41$$

$$t = 0,03 \text{ m}$$

b. Jumlah sudu

Jumlah sudu dirumuskan dengan

$$Z = \frac{\pi D_1}{t}$$

$$Z = \frac{\pi \cdot 0,299}{0,03}$$

$$Z = 24$$

3.6 DIMENSI NOSEL

a. Nozzle entry arc

Dari parameter yang sudah dijelaskan sebelumnya, sudut nosel yang digunakan adalah 90°

b. Lebar leher nosel

$$\frac{2S_0}{D_1 \lambda} = \sin \alpha_1$$

$$\frac{2S_0}{(0,229)(0,5\pi)} = \sin 24$$

$$S_0 = 0,073 \text{ m}$$

c. Lebar nosel

$$w = 0,67b$$

$$w = 0,67(0,229)$$

$$w = 0,194 \text{ m}$$

d. Jari-jari busur luar nosel

panjang *chord* busur luar nosel

$$c = \sqrt{(R_1 + S_0)^2 + R_1^2}$$

$$c = \sqrt{(0,114 + 0,073)^2 + 0,114^2}$$

$$c = 0,22 \text{ m}$$

Sudut antara busur pemasukan nosel dan *chord* pemasukan nosel

$$\tau = \frac{\lambda}{2}$$

$$\tau = \frac{90^\circ}{2} = 45^\circ$$

Panjang *chord* busur pemasukan

$$f = 2 R_1 \sin \tau$$

$$f = 2 (0,144) \sin 45$$

$$f = 0,162 \text{ m}$$

Sudut antara *chord* pemasukan nosel dan busur luar nosel

$$\cos \mu = \frac{f^2 + c^2 - S_0^2}{2fc}$$

$$\cos \mu = \frac{(0,162)^2 + (0,22)^2 - (0,073)^2}{2(0,162)(0,22)}$$

$$\mu = 13,6^\circ$$

Sudut antara busur pemasukan nosel dan busur luar nosel

$$\alpha_0 = \alpha_1 = 24^\circ$$

Sudut antara *chord* pemasukan nosel dan busur luar nosel

$$\varphi = \alpha_0 + \tau - \mu$$

$$\varphi = 24 + 45 - 13,6$$

$$\varphi = 55,4^\circ$$

Jari-jari busur luar nosel

$$R_o = \frac{c}{2 \sin \varphi}$$

$$R_o = \frac{0,22}{2 \sin 55,4}$$

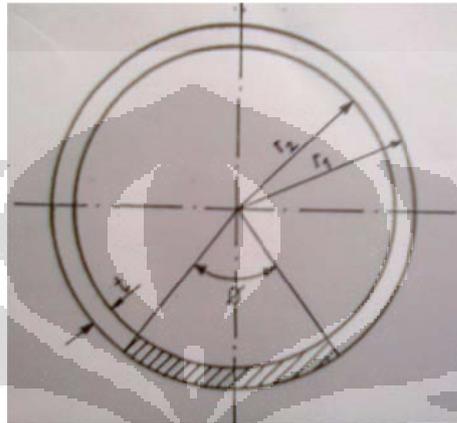
$$R_o = 0,135 \text{ m}$$

3.7 PERHITUNGAN KOMPONEN MEKANIKAL

1. Gaya-gaya pada sudu

Ketika turbin berputar karena pancaran air yang menumbuk sudu turbin, ada gaya-gaya yang bekerja pada sudu turbin yaitu gaya berat sudu turbin, gaya sentrifugal dan gaya impuls.

a. Gaya berat sudu



Gambar 3.1 Sudu roda jalan

$$r = 0,0433 \text{ m}$$

$$t_s = 0,0072 \text{ m}$$

$$r_2 = 0,0361 \text{ m}$$

$$r_1 = 0,051 \text{ m}$$

Material yang digunakan adalah carbon steel ST 42 standar IS 1079-1968 dengan properties material

$$\sigma_t = 457 \text{ MPa}$$

$$\tau = 42 \text{ MPa}$$

$$\rho_s = 7850 \text{ kg/m}^3$$

Luas Penampang sudu

$$A_s = \frac{\phi}{360} \pi (r_1^2 - r_2^2)$$

$$A_s = \frac{58,8}{360} \pi ((0,051)^2 - (0,0361)^2)$$

$$A_s = 6,66 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Volume Sudu

$$V_s = A_s \times b$$

$$V_s = 6,66 \times 10^{-4} \times 0,229$$

$$V_s = 1,53 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Berat sudu

$$W_s = \rho_s g V_s$$

$$W_s = (7850) 9,81 (1,53 \times 10^{-4})$$

$$W_s = 11,7 \text{ N}$$

b. Gaya sentrifugal

$$F_c = m_s \omega^2 R_3$$

$$F_c = m_s \omega^2 R_3$$

$$F_c = (W_s / g) (2\pi n / 60)^2 R_3$$

$$F_c = (11,7 / 9,81) (2\pi(286) / 60)^2 (0,097)$$

$$F_c = 104 \text{ N}$$

c. Gaya impuls

dari Gb. 3.2 dapat diketahui besar sudut-sudut :

$$\psi_1 = 90^\circ - \alpha_1 + \delta_2$$

$$\psi_1 = 90^\circ - 24 + 10,5$$

$$\psi_1 = 76,5^\circ$$

$$\psi_2 = 90^\circ - 64^\circ$$

$$\psi_2 = 26^\circ$$

Besar gaya-gaya impuls pada sudu tingkat satu

$$F_x = F_{x1} - F_{x2}$$

$$F_x = \rho Q (C_1 \cos \psi_1 - C_2 \cos \psi_2)$$

$$F_x = 1000 (0,283) ((7,52) \cos 76,5 - 4,63 \cos 26)$$

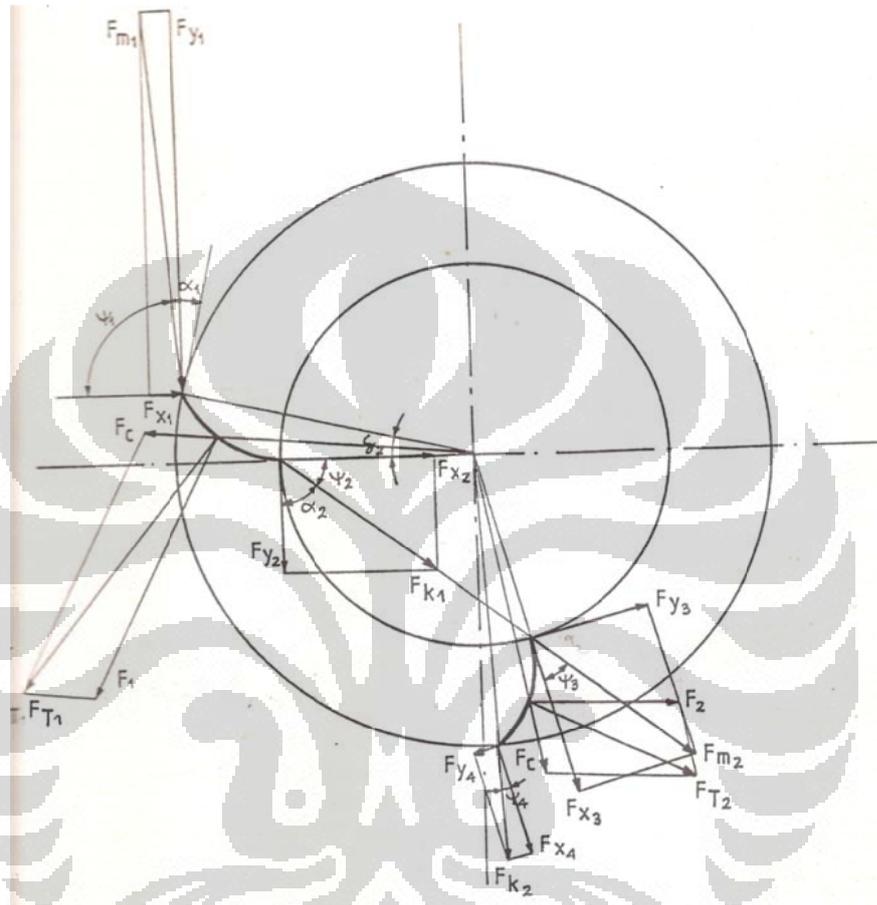
$$F_x = -681 \text{ N}$$

$$F_y = F_{y1} - F_{y2}$$

$$F_y = \rho Q (C_1 \sin \psi_1 - C_2 \sin \psi_2)$$

$$F_y = 1000 (0,283) ((7,52) \sin 76,5_1 - 4,63 \sin 26)$$

$$F_y = 1495 N$$



Gambar 3.2 Gaya-gaya pada sudu

Total gaya impuls yang bekerja pada sudu tingkat satu adalah

$$F_1 = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$$F_1 = \sqrt{(-681)^2 + (1495)^2}$$

$$F_1 = 1643 N$$

Besar gaya-gaya impuls pada sudu tingkat dua

$$F_x = F_{x3} - F_{x4}$$

$$F_x = \rho Q (C_3 \cos \psi_3 - C_4 \cos \psi_4)$$

$$F_x = 1000 (0,283)(5,16 \cos 26 - 3,06 \cos 10,5)$$

$$F_x = 458 \text{ N}$$

Dimana $\psi_3 = \psi_2$ dan $\psi_4 = \delta_2$

(dengan asumsi bahwa air bergerak paralel dari seksi 2 seksi 3 di tingkat 2)

$$F_y = F_{y3} - F_{y4}$$

$$F_y = \rho Q (C_3 \sin \psi_3 - C_4 \sin \psi_4)$$

$$F_y = 1000 (0,283)(5,16 \sin 26 - 3,06 \sin 10,5)$$

$$F_y = 482 \text{ N}$$

Total gaya impuls yang bekerja pada setiap sudu tingkat dua adalah

$$F_2 = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$$F_2 = \sqrt{458^2 + 482^2}$$

$$F_2 = 665 \text{ N}$$

Berdasarkan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada sudu, diketahui gaya berat sudu sangat kecil jika dibandingkan terhadap gaya sentrifugal dan gaya impuls yang bekerja. Jadi berat sudu dapat diabaikan dalam perhitungan total gaya. Apabila diasumsikan gaya impuls bekerja pada titik berat sudu maka gaya keseluruhan yang bekerja pada sudu adalah

$$\begin{aligned} F_{T1} &= F_c + F_1 \\ &= 1747 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{T2} &= F_c + F_2 \\ &= 769 \text{ N} \end{aligned}$$

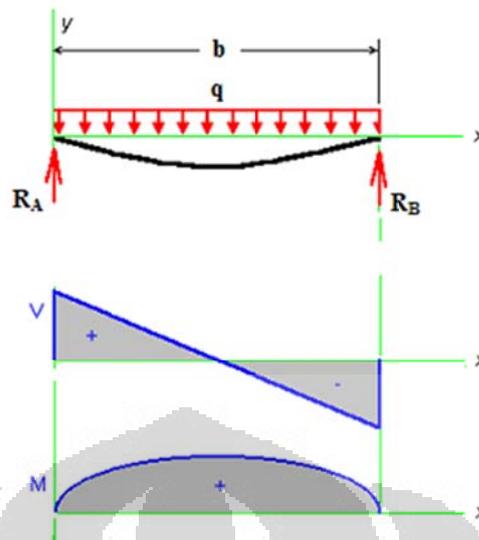
2. Kekuatan Sudu

Untuk menghitung kekuatan sudu, gaya pada sudu yang diperhitungkan adalah gaya impuls. Untuk menyederhanakan perhitungan diasumsikan gaya impuls terdistribusi merata sepanjang permukaan sudu.

$$q = \frac{F}{b}$$

$$q = \frac{1643 \text{ N}}{0,229 \text{ m}}$$

$$q = 7,18 \text{ N/m}$$



Gambar 3.3 Distribusi gaya pada sudu

Gaya pada sumbu x

$$\sum F_x = 0$$

$$F_x = 0$$

Gaya pada sumbu y

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - qb = 0$$

$$R_A + R_B = 1643 \text{ N}$$

Momen pada titik A

$$\sum M_A = 0$$

$$qb(1/2 \cdot b) - R_B b = 0$$

$$R_B = 822 \text{ N}$$

$$R_A = 822 \text{ N}$$

Maksimum *shear force* terletak pada ujung sudu

$$V = R_A = R_B = 822 \text{ N}$$

Maksimum momen lentur terletak di titik kritis (di tengah sudu)

$$\sum M = 0$$

$$M - R_A(1/2)b + q\left(\frac{1}{2}\right)b\left(\frac{1}{2} \cdot b\right)\frac{1}{2} = 0$$

$$M = 47 \text{ Nm}$$

Shear stress

Dengan mengasumsikan luas penampang sudu berbentuk *rectangular*

$$\tau = \frac{3V}{2A_s}$$

$$\tau = \frac{3 (822 \text{ N})}{2(666 \text{ mm}^2)}$$

$$\tau = 1,85 \text{ N/mm}^2$$

Bending stress

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma = \frac{M}{\frac{(AB) \cdot (t_s)^2}{6}}$$

$$\sigma = \frac{47 \text{ Nm}}{\frac{(0,0425)(0,0072)^2}{6}}$$

$$\sigma = 121 \text{ N/mm}^2$$

Shear stress maksimum

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma)^2 + 4\tau^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{(121)^2 + 4(1,85)^2}$$

$$\tau_{max} = 60,5 \text{ N/mm}^2$$

Bending stress maksimum

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma)^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{121}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(121)^2 + 4(1,85)^2}$$

$$\sigma_{max} = 121 \text{ N/mm}^2$$

3. Sabuk Transmisi

Sabuk transmisi digunakan untuk memindahkan daya pada poros turbin ke generator. Dalam perencanaan turbin *crossflow* ini, sabuk transmisi jenis V atau V-belt yang digunakan.

Universitas Indonesia

Data – data yang digunakan untuk perencanaan V-belt adalah :

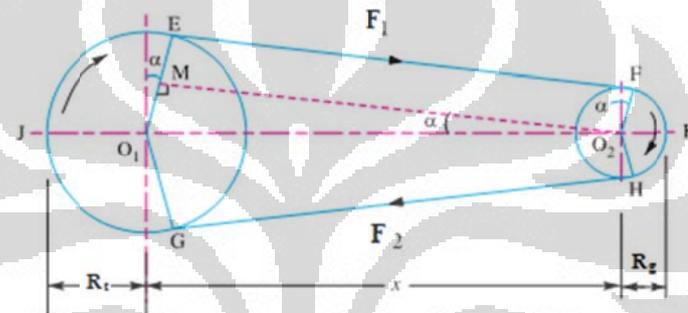
- Daya yang ditransmisikan = 5 kW
- Putaran poros turbin = 286 rpm
- Putaran poros generator = 1500 rpm

Merujuk kepada Khurmi (2005), dari data-data diatas maka digunakan V-belt tipe B dengan dimensi belt adalah (lihat lampiran 5 dan 6) :

$$D_g = 125 \text{ mm}$$

$$m_b = 1,89 \text{ kg/m}$$

$$L_b = 2024 \text{ mm}$$



Gambar 3.4 Sabuk transmisi

Sumber : (Khurmi & Gupta, 2005)

Dengan mengasumsikan tidak adanya slip pada belt maka

$$\frac{n_g}{n_t} = \frac{D_t}{D_g}$$

$$\frac{1500}{286} = \frac{D_t}{125}$$

$$D_t = 656 \text{ mm}$$

Jarak antara poros turbin dan poros generator

$$x = 0,25 \left\{ \left[L_b - \frac{\pi}{2} (D_t + D_g) \right] + \sqrt{\left[L_b - \frac{\pi}{2} (D_t + D_g) \right]^2 - 2(D_t - D_g)^2} \right\}$$

$$x = 0,25 \left\{ \left[2024 - \frac{\pi}{2} (656 + 125) \right] + \sqrt{\left[2024 - \frac{\pi}{2} (656 + 125) \right]^2 - 2(656 - 125)^2} \right\}$$

$$C = 488 \text{ mm}$$

Universitas Indonesia

Kecepatan belt

$$V = \frac{\pi D_g n}{60}$$

$$V = \frac{\pi 125 1500}{60}$$

$$V = 9,81 \text{ m/s}$$

Sudut kontak puli turbin

$$\sin \alpha = \frac{D_t - D_g}{2x}$$

$$\sin \alpha = \frac{656 - 125}{2(488)}$$

$$\alpha = 33^\circ$$

Jadi sudut kontak puli turbin adalah

$$\theta_1 = 180^\circ + 2\alpha$$

$$\theta_1 = 246^\circ$$

Sudut kontak puli generator

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\alpha$$

$$\theta_1 = 114^\circ$$

Daya yang diizinkan tiap belt

Berdasarkan Budynas dan Nisbett (2006) dalam tabel penentuan daya yang diizinkan tiap belt maka

$$P_b = k_1 k_2 P_{tab}$$

Untuk V-belt tipe B nilai k_1 , k_2 dan P_{tab} dilampirkan pada lampiran 2,3 dan 4

$$P_b = (0,96)(0,9)(2,33)$$

$$P_b = 2,01 \text{ hp} = 1,5 \text{ kW}$$

Jumlah sabuk transmisi yang diperlukan

$$N_b = \frac{P}{P_b}$$

$$N_b = \frac{5}{1,5} = 3,33$$

$$N_b \cong 4$$

Gaya sentrifugal Belt

$$F_{cb} = m_b V^2$$

Universitas Indonesia

$$F_{cb} = (1,89)(9,81)^2$$

$$F_{cb} = 182 \text{ N}$$

Gaya – gaya yang bekerja pada belt

$$\frac{F_1 - F_{cb}}{F_2 - F_{cb}} = e^{\mu\theta}$$

$$(F_1 - F_2)V = P$$

$$F_1 - F_2 = \frac{5000}{9,81}$$

$$\frac{F_1 - 182}{F_2 - 182} = e^{(0,5)(0,199)}$$

$$F_1 - F_2 = 510$$

$$\frac{F_1 - 182}{F_2 - 182} = 2,7$$

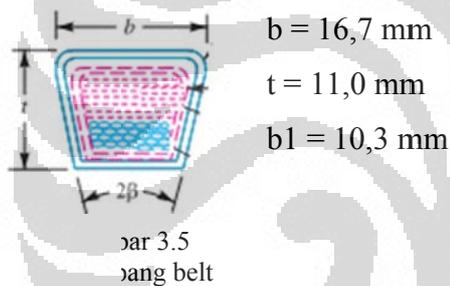
$$2,7F_2 - 309 = 510 + F_2$$

$$F_2 = 482 \text{ N}$$

$$F_1 = 2,7F_2 - 309$$

$$F_1 = 992 \text{ N}$$

Luas Penampang sabuk



$$A_b = \frac{(b + b_1)t}{2}$$

$$A_b = 149 \text{ mm}^2$$

Tegangan sabuk transmisi

$$\sigma_{maks} = \frac{F}{A_b}$$

Dimana

F = gaya setiap belt pada sisi kembang

$$= F_1/3 = 331 \text{ N}$$

$$\sigma_{maks} = \frac{331}{149}$$

$$\sigma_{maks} = 2,22 \text{ N/mm}^2$$

4. Poros dan Pasak

a. Poros

Poros turbin *crossflow* terletak melintasi tengah-tengah roda jalan sehingga ukurannya harus dibuat agar pancaran air di dalam roda jalan tidak terhalang atau menumbuk poros. Oleh karena itu, perlu dicari diameter poros maksimal agar poros tidak menghalangi aliran air.

Persamaan kontinuitas di luar roda jalan dan didalam roda jalan

$$C_1 t = C_2 Y$$

Dimana $C_2 \cos \alpha_2 = U_2 = (R_2/R_1) U_1$

Dengan $U_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1$

$$C_2 \cos \alpha_2 = (R_2/R_1) \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1$$

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{2 \cos \alpha_2}{(R_2/R_1) \cos \alpha_1}$$

Sehingga diperoleh

$$Y = \left(\frac{2 \cos \alpha_2}{(R_2/R_1) \cos \alpha_1} \right) t$$

$$Y = \left(\frac{2 \cos 64}{(0,076/0,114) \cos 24} \right) 0,03$$

$$Y = 0,043$$

Dari gambar 3.6

$$R_2 \sin(90 - \alpha_2) = \frac{1}{2} Y + Y_1 + \frac{1}{2} d_p$$

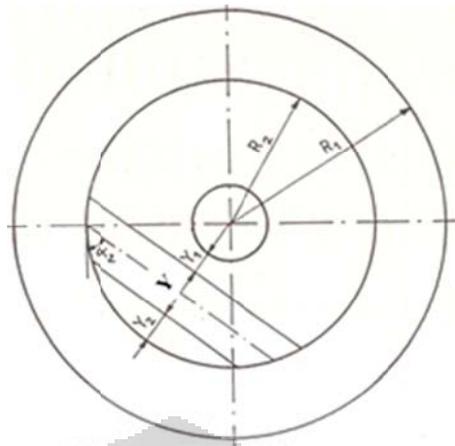
Diameter poros maksimum yang diijinkan agar tidak menghalangi aliran air tercapai jika $Y_1 = 0$, maka

$$\frac{1}{2} d_p(\max) = R_2 \sin(90 - \alpha_2) - \frac{1}{2} Y$$

$$d_p(\max) = 2 \left(0,076 \sin(90 - 64) - \frac{1}{2} (0,043) \right)$$

$$d_p(\max) = 0,024 \text{ m}$$

Diameter poros turbin direncanakan 20 mm atau 0,02 m sehingga masih lebih kecil dari diameter poros maksimumnya.



Gambar 3.6 Pancaran air di dalam roda jalan

Beban yang terjadi pada poros

1. Momen torsi

$$T = \frac{60 P}{2 \pi n}$$

Dimana P adalah daya yang dibangkitkan (P = 5 kW)

$$T = \frac{60 (5000)}{2 \pi (286)}$$

$$T = 167 Nm$$

2. Berat poros

$$W = \rho g \frac{\pi d_p^2}{4} l_p$$

Dimana

material poros adalah ST42 ($\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$)

$l_p = 560 \text{ mm}$

$$W = (7850)(9,81) \frac{\pi (0,02)^2}{4} (0,56)$$

$$W = 677 N$$

Distribusi berat sepanjang poros

$$q = \frac{W}{l_p}$$

$$q = \frac{690}{0,56}$$

$$q = 1,21 N/mm$$

Universitas Indonesia

3. Berat sudu dan piringan roda jalan

$$W = z W_s + 2 \rho g \frac{\pi d_p^2}{4} t$$

$$W = 24 (11,7) + 2(7850)(9,81) \frac{\pi (0,2)^2}{4} 0,01$$

$$W = 329 \text{ N}$$

Gaya ini akan membebani poros pada dua titik yaitu pada lokasi piringan roda jalan sehingga gaya yang diterima setiap titiknya adalah

$$W' = \frac{W}{2}$$

$$W' = 165 \text{ N}$$

4. Berat puli turbin

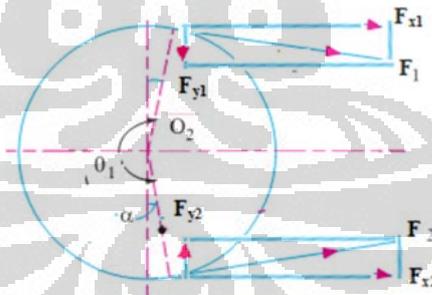
Berat puli turbin terkonsentrasi pada satu titik dengan asumsi berat puli sebesar 120 N

5. Gaya dari belt

Dari perhitungan sebelumnya diketahui gaya-gaya pada belt adalah

$$F_2 = 482 \text{ N}$$

$$F_1 = 992 \text{ N}$$



Gambar 3.7 Gaya-gaya pada belt

Gaya searah sumbu x

$$F_x = F_{x1} + F_{x2}$$

$$F_x = (F_1 + F_2) \cos \alpha$$

$$F_x = (992 + 482) \cos 33$$

$$F_x = 1237 \text{ N}$$

Gaya pada sumbu y

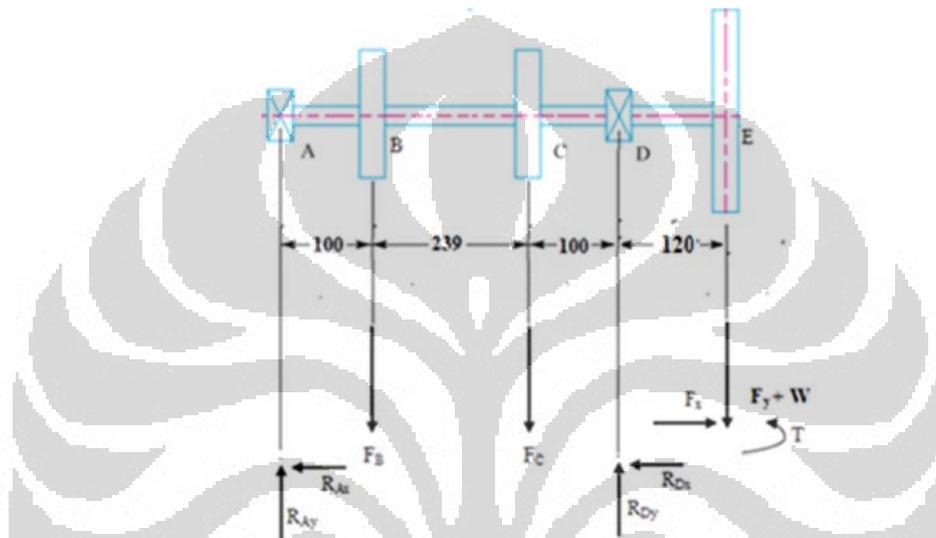
$$F_y = F_{y1} + (-F_{x2})$$

$$F_y = (F_1 - F_2) \sin \alpha$$

$$F_y = (992 - 482) \sin 33$$

$$F_y = 277 \text{ N}$$

Dari semua gaya tersebut, pembebanan pada poros dapat digambarkan sebagai berikut



Gambar 3.8 Pembebanan pada poros

Dimana

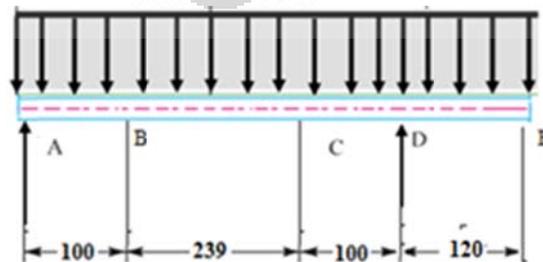
$$L_{AB} = 100 \text{ mm}; L_{BC} = 239 \text{ mm}; L_{CD} = 100 \text{ mm}; L_{DE} = 120 \text{ mm}$$

Pembebanan pada bidang Vertikal

1. Akibat berat poros

Gaya akibat berat poros terdistribusi merata sepanjang poros sebesar

$$q = 1,21 \text{ N/mm}$$



Gambar 3.9 Beban akibat berat poros

$$\sum M_a = 0$$

$$R_{Dy}(439) - (q l)(1/2)l = 0$$

$$R_{Dy} = \frac{677(280)}{439}$$

$$R_{Dy} = 432 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{Dy} = q l$$

$$R_{Ay} + 432 = 677$$

$$R_{Ay} = 245 \text{ N}$$

$$M_B = R_{Ay}(100) - q(100)(100/2)$$

$$M_B = 245(100) - 1,21(100)(100/2)$$

$$M_B = 18.470 \text{ Nmm}$$

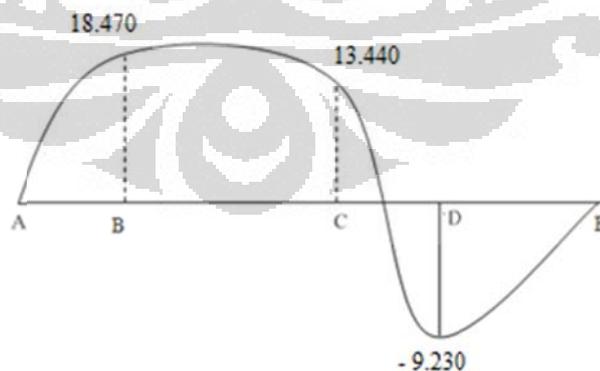
$$M_C = R_{Ay}(339) - q(339)(339/2)$$

$$M_C = 13.440 \text{ Nmm}$$

$$M_D = R_{Ay}(439) - q(439)(439/2)$$

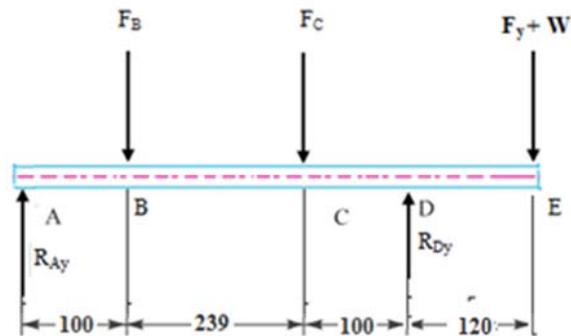
$$M_D = -9.230 \text{ Nmm}$$

Dengan demikian diagram momen yang terjadi sepanjang poros dapat digambarkan sebagai berikut,



Gambar 3.10 Diagram momen oleh berat poros

2. Akibat berat roda jalan, puli turbin dan belt



Gambar 3.11 Beban pada poros arah vertikal

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{Dy} - F_B - F_C - (F_y + W) = 0$$

$$R_{Ay} + R_{Dy} - 165 - 165 - (277 + 120) = 0$$

$$R_{Ay} + R_{Dy} = 727 \text{ N}$$

$$\sum Ma = 0$$

$$F_B(100) + F_C(339) - R_{Dy}(439) + (F_y + W)(559) = 0$$

$$165(100) + 165(339) - R_{Dy}(439) + (227 + 150)(559) = 0$$

$$R_{Dy} = 670 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 56 \text{ N}$$

$$M_B = R_{Ay}(100)$$

$$M_B = 5600 \text{ Nmm}$$

$$M_C = R_{Ay}(339) - F_B(239)$$

$$M_C = 56(339) - 165(239)$$

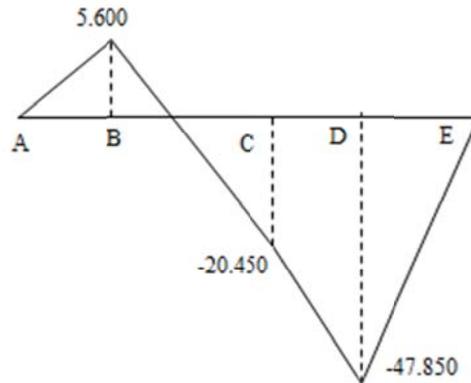
$$M_C = -20450 \text{ N}$$

$$M_D = R_{Ay}(439) - F_B(339) - F_C(100)$$

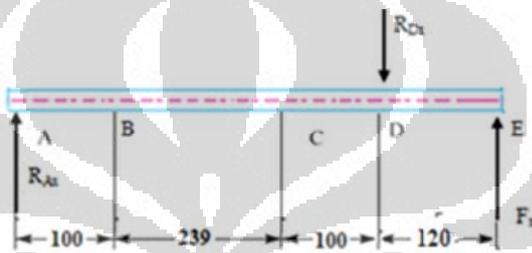
$$M_D = 56(439) - 165(339) - 165(100)$$

$$M_D = -47850 \text{ N}$$

Berdasarkan diagram momen yang terjadi akibat berat roda jalan, puli turbin dan gaya dari belt dapat dilukiskan sebagai berikut

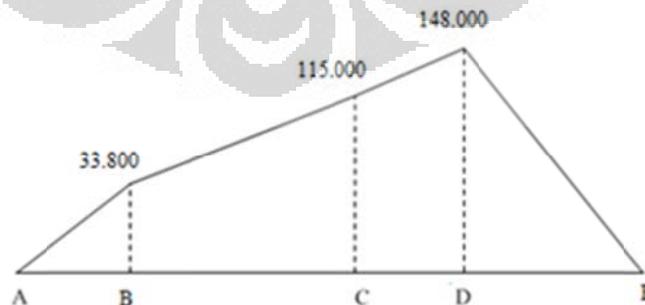


Gambar 3.12 Diagram momen akibat berat roda jalan, puli dan gaya dari belt
Pembebanan pada bidang horizontal

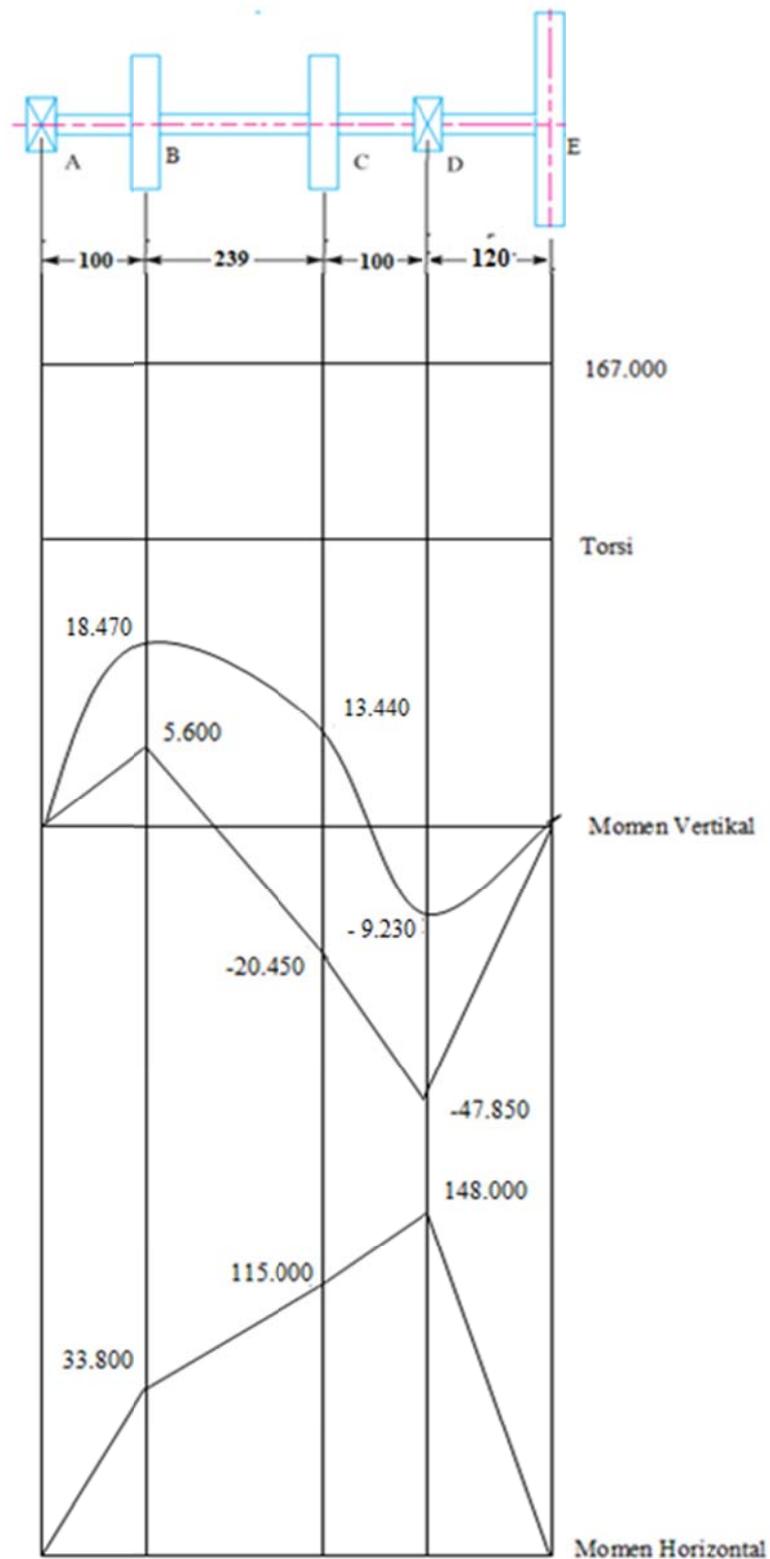


Gambar 3.13 Beban pada poros bidang horizontal

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 & R_{Ax} &= 338 \text{ N} \\ R_{Ax} - R_{Dx} + F_x &= 0 \\ R_{Ax} - R_{Dx} &= -1237 \text{ N} \\ \sum M_a &= 0 & M_B &= R_{Ax}(100) \\ R_{Dx}(439) - F_x(559) &= 0 & M_B &= 33800 \text{ Nmm} \\ R_{Dx} &= \frac{(1237)(559)}{439} & M_C &= R_{Ax}(339) \\ R_{Dx} &= 1660 \text{ N} & M_C &= 115000 \text{ Nmm} \\ & & M_D &= R_{Ax}(439) \\ & & M_D &= 148000 \text{ Nmm} \end{aligned}$$



Gambar 3.14 Diagram momen pada arah horizontal



Gambar 3.15 Diagram momen pada poros

Berdasarkan Gbr. 3.15 terlihat bahwa titik kritis pembebanan poros berada pada titik D. Dimana torsi yang terjadi adalah 167.000 Nmm dan momen yang terjadi adalah resultan dari momen pada arah vertikal dan horizontal.

Momen arah vertikal

$$M_y = -9.230 - 47.850$$

$$M_y = -57.100 \text{ Nmm}$$

Momen arah horizontal

$$M_x = 148.000 \text{ Nmm}$$

Resultan Momen pada titik D

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M = \sqrt{(148.000)^2 + (57.100)^2}$$

$$M = 158.600 \text{ Nmm}$$

Equivalent bending moment

$$M_e = \frac{1}{2} \left(M + \sqrt{M^2 + T^2} \right)$$

$$M_e = \frac{1}{2} \left(158.600 + \sqrt{(158.600)^2 + (167.000)^2} \right)$$

$$M_e = 194.500 \text{ Nmm}$$

Equivalent bending moment juga dapat dinyatakan dengan persamaan

$$M_e = \frac{\pi}{32} \sigma_p d_p^3$$

$$194.500 = \frac{\pi}{32} \sigma_p (20)^3$$

$$\sigma_p = \frac{194.500 (32)}{\pi (20)^3}$$

$$\sigma_p = 248 \text{ N/mm}^2 = 248 \text{ MPa}$$

Nilai bending momen yang diterima poros masih lebih kecil dari maksimal bending momen yang diijinkan yaitu 457 MPa.

b. Pasak

Pemilihan ukuran pasak yang digunakan untuk hubungan poros dengan puli turbin dapat merujuk pada khurmi dan Gupta (2005). pasak yang digunakan untuk poros dengan diameter 20 mm adalah

lebar = 8 mm

tinggi = 7 mm

material pasak adalah ST 37 dengan tensile strength 370 MPa dengan asumsi *safety factor* adalah 2. Torsi yang ditransmisikan adalah 167 Nm

Maksimum *shear stress* pada pasak

$$\tau = \frac{\sigma}{2 \times SF}$$

$$\tau = \frac{370}{2 \times 2}$$

$$\tau = 92,5 \text{ N/mm}^2$$

Panjang pasak berdasarkan ketahanan *shear stress*

$$T = l \times w \times \tau \times d/2$$

$$1,67 \times 10^5 = l \times 8 \times 92,5 \times 20/2$$

$$l = 23 \text{ mm}$$

Panjang pasak berdasarkan ketahanan *crushing*

$$T = l \times t/2 \times \sigma_c \times d/2$$

$$1,67 \times 10^5 = l \times (7/2) \times (370/2) \times 20/2$$

$$l = 26 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas dipilih panjang pasak, $l = 26 \text{ mm}$

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 HASIL PERANCANGAN TURBIN CROSSFLOW

Dari perhitungan komponen turbin *crossflow* di bab sebelumnya, hasil-hasilnya disajikan dibawah ini

Tabel 4.1 Data – data :

Daya	5 kW
<i>Head</i>	3 m
Debit air	0,283 m ³ /s

Tabel 4.2 Dimensi roda jalan

Diameter luar	0,229 m
Diameter dalam	0,152 m
Lebar	0,229 m
Perbandingan diameter dalam dan diameter luar	0,665

Tabel 4.3 Dimensi sudu

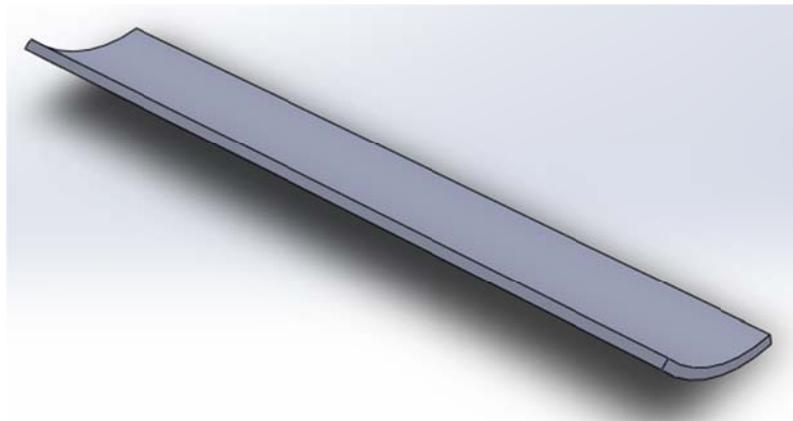
Jari – jari sudu	0,0433 m
Panjang busur lengkungan sudu	0,0425 m
Sudut kelengkungan sudu	58,8°
Jarak antar sudu	0,03 m
Jumlah sudu	24

Tabel 4.4 hasil – hasil perhitungan kecepatan

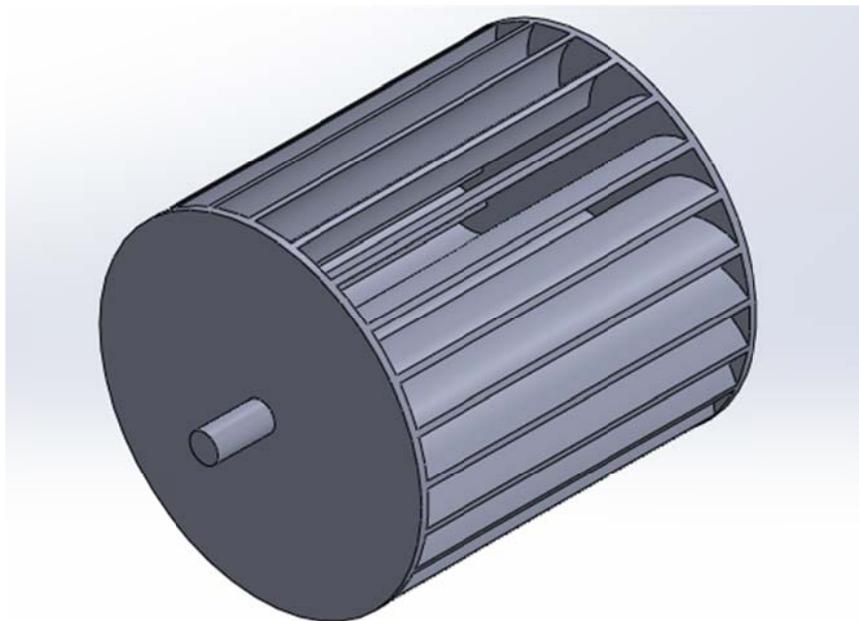
Bidang	Komponen Kecepatan (m/s)			
	C	Cu	U	W
1	7,52	6,87	3,43	4,6
2	5,16	2,27	2,27	4,63
3	5,16	2,27	2,27	4,63
4	3,06	0	3,43	4,6

Tabel 4.5 Dimensi nosel

<i>Nozzle entry arc</i>	90°
Lebar leher nosel	0,0732 m
Lebar nosel	0,194 m
Jari-Jari Busur Luar Nosel	0,135 m



Gambar 4.1 Sudu Jalan hasil perancangan



Gambar 4.2 Roda jalan turbin crossflow

4.2 ANALISIS PERANCANGAN

Indonesia sebagai negara yang dianugerahi sumber daya air yang melimpah memiliki potensi tenaga air yang besar. Namun potensi ini belum bisa dimanfaatkan secara maksimal, terutama potensi tenaga air skala kecil. Mengingat masih banyaknya persentase masyarakat yang belum menikmati listrik khususnya masyarakat yang tinggal di daerah terpencil, pemanfaatan tenaga air sebagai pembangkit listrik perlu dikembangkan. Untuk memanfaatkan potensi tersebut khususnya yang diterapkan di daerah tertinggal perlu dikembangkan suatu instalasi yang mampu memberdayakan potensi tenaga air yang berbasis teknologi yang sederhana, proses pembuatan yang relatif mudah dan biaya investasi mulai yang cukup terjangkau.

Turbin air *crossflow* yang mempunyai jangkauan wilayah kerja yang cukup luas yaitu pada kisaran *head* 1 – 200 m dapat digunakan untuk pembangkit listrik skala kecil seperti PLTMH. Turbin ini juga memiliki konstruksi yang sederhana, mudah dimanufaktur dan mudah perawatannya sehingga direkomendasikan sebagai salah satu jenis turbin yang cocok diterapkan di daerah terpencil.

Sebagai upaya untuk mendukung pemanfaatan pembangkit listrik tenaga air, tulisan ini ditujukan untuk melakukan perencanaan desain turbin *crossflow*. Perencanaan desain turbin *crossflow* dilakukan berdasarkan pendekatan teoritis. Perancangan geometri dimensi turbin ini mengacu pada penurunan perhitungan berdasarkan sifat-sifat geometri lingkaran, busur lingkaran dan kedudukan segitiga dalam lingkaran.

Hasil dari perencanaan turbin *crossflow* ini selain mendapatkan dimensi-dimensi komponennya juga harus bisa menunjukkan unjuk kerja atau efisiensi yang cukup baik. Dalam upaya mendapatkan efisiensi turbin yang optimal, perencanaan desain turbin ini juga melibatkan parameter-parameter geometris yang dapat menjadi acuan dalam menentukan batasan-batasan perhitungan dimensi-dimensi komponen turbin *crossflow*.

Perancangan dimulai dengan menentukan sudut masuk yang ditetapkan 24° . Sudut masuk ini juga menentukan nilai sudut masuk relatif fluida sesuai persamaan $\tan \beta_1 = 2 \tan \alpha_1$. Sudut masuk ini juga berpengaruh pada kecepatan

Universitas Indonesia

periperal aliran fluida. Diameter luar dan lebar roda jalan diperoleh dari persamaan kontinuitas aliran air yang memasuki roda jalan dimana perbandingan diameter dan lebar adalah 1 : 1 sesuai yang disebutkan oleh Balje (1981).

Perbandingan diameter dalam dan diameter luar bersama nilai perbandingan kecepatan relatif fluida dan kecepatan roda jalan menentukan lebar *radial rim*. Lebar *radial rim* yang dirumuskan pada persamaan 2.36 yang disebutkan oleh (Mockmore & Merryfield, 1949) memberikan batasan lebar radial rim. Dari lebar radial rim, diameter dalam roda jalan dapat ditentukan. Untuk memperoleh jari-jari sudu jalan, digunakan sifat geometri segitiga di dalam sudu jalan dimana jari-jari luar dan jari-jari dalam roda jalan menentukan jari-jari sudu jalan. Sudut-sudut aliran fluida yang mengalir dalam roda jalan serta kecepatannya juga dapat ditentukan.

Selanjutnya perancangan nosel. Perancangan nosel mendapatkan dimensi *nozzle entry arc*, lebar leher nosel, lebar nosel dan jari-jari busur luar nosel. Pembahasan mengenai *nozzle entry arc* dijelaskan pada pembahasan berikutnya. Dalam menentukan lebar leher nosel sepenuhnya mengikuti persamaan yang dikembangkan melalui eksperimen oleh Nakase. Hal ini juga sesuai dengan apa yang disampaikan oleh Mockmore & Merryfield bahwa lebar leher nosel ditentukan lewat hasil percobaan. Lebar nosel dibuat lebih sempit dari lebar roda jalan. Oleh Aziz dan Desai (1994) disarankan perbandingan antara lebar nosel dengan lebar roda jalan (w/b) adalah 0,67. Jari-jari busur luar digunakan untuk merancang kelengkungan busur luar nosel.

Penentuan Sudut Masuk (α)

Penentuan sudut masuk turbin (α) merupakan salah satu bagian penting dalam mendesain turbin *crossflow*. Hal ini dilakukan agar daya dari pancaran air dapat diserap oleh turbin dan dihasilkan daya yang optimal serta meminimalkan kerugian yang muncul. Secara teoritis, sudut masuk menentukan efisiensi turbin yang dirancang dimana $\eta_t = \cos \alpha_1^2$. Jika melihat persamaan tersebut, tentunya untuk mendapatkan efisiensi yang maksimum sudut masuk harus dibuat sekecil

mungkin. Namun, kondisinya tidaklah demikian, sudut masuk yang kecil dapat menimbulkan kerugian yang justru mengurangi efisiensi.

Dalam perancangan ini, sudut masuk yang dipilih adalah 24°. Nilai ini berbeda dengan nilai sudut masuk yang direkomendasikan secara teoritis yang mengambil sudut masuk 16° (Mockmore & Merryfield, 1949). Aziz dan Desai (1994), dalam percobaannya merekomendasikan sudut masuk 24°. Kenaikan sudut masuk dari 22° sampai 32° menurunkan maksimum efisiensi yang dihasilkan. Hal ini pengaruh dari hubungan kenaikan sudut masuk sudut tingkat pertama (β_1) sesuai persamaan 2.30 dimana $\tan \beta_1 = 2 \tan \alpha_1$. Kondisi ini menyebabkan aliran pancaran air dalam roda jalan mengarah ke pusat poros. Sebagai hasilnya, hal tersebut menurunkan momen putar pada poros oleh pancaran air. Oleh karena itu timbul pengurangan daya keluaran dan efisiensinya. Apa yang dilakukan oleh Aziz dan Desai juga mendapat dukungan dari Totapally dan Aziz (1994) dimana dari hasil percobaan mereka mendapatkan sudut masuk 24° menghasilkan efisiensi maksimum. Sudarto dan Samudro juga mengatakan dalam pemilihan sudut masuk, perlu memperhatikan juga kerugian yang jumlah energi teoritik yang terpancar oleh aliran air keluar dari rotor. Dimana kerugian tersebut dinyatakan dalam persamaan

$$P_L = \dot{m}(1 - \eta_t) \frac{C_1^2}{2} = \dot{m}(1 - \cos^2 \alpha_1) \frac{C_1^2}{2}$$

Dari persamaan diatas dapat diketahui jika sudut masuk makin besar maka makin besar juga kerugian P_L .

Nozzle entry arc

Nozzle entry arc atau disebut juga *admittance arc angle* merupakan sudut yang dibentuk antara ujung nosel bagian atas dan bagian bawah. *Nozzle entry arc* menandakan panjang bagian busur roda jalan yang menerima air dari nosel. Besar kecilnya *Nozzle entry arc* ini lah yang mengatur lebar bagian roda jalan yang langsung menerima pancaran air dari nosel.

Nozzle entry arc yang lebih kecil membuat lebar bagian roda jalan yang menerima pancaran air juga kecil. Pancaran air yang melewati tiap sudut tingkat pertama menerima lebih banyak aliran. Sedangkan pada *Nozzle entry arc* yang

lebih besar, aliran air yang melewati tiap sudu akan lebih sedikit karena luasan area busur roda jalan yang menerima pancaran air juga lebih besar.

Pada *Nozzle entry arc* yang lebih kecil dimana tiap sudu menerima lebih banyak pancaran air memberikan konsentrasi daya dorong dari air yang lebih besar. Namun jumlah pancaran air yang besar juga bisa memberikan kerugian karena kemungkinan air mengalir keluar dari sudu juga semakin besar. konfigurasi sudu yang tidak mampu menerima pancaran air yang lebih besar membuat sebagian aliran air justru mengalir keluar sudu. Kondisi *Nozzle entry arc* yang lebih kecil yang memungkinkan aliran air mengalir keluar sudu juga disampaikan oleh Khosrowpanah dan Fiuzat (1988).

Pada *Nozzle entry arc* yang lebih besar dimana tiap sudu menerima pancaran air yang lebih sedikit memberikan konsentrasi gaya dorong pada sudu yang lebih kecil. kondisi tersebut memungkinkan memunculkan suatu kondisi dimana daya yang diberikan pada sudu terlalu kecil sehingga daya yang ditransfer ke poros lewat putaran roda jalan tidak optimal.

Oleh karena itu penentuan besarnya *Nozzle entry arc* harus tepat agar bisa mencapai kondisi optimal sehingga daya yang ditransmisikan mencapai titik maksimum sedangkan kerugiannya bisa minimum. Namun sampai saat ini, dalam literatur masih ada perbedaan tentang nilai *Nozzle entry arc* yang paling optimal.

Perbandingan diameter (D_2/D_1)

Perbandingan nilai diameter dalam dan diameter luar roda jalan menentukan luasan area sudu. Perbandingan diameter dalam dan diameter luar yang lebih kecil membuat luasan sudu semakin luas. Luasan sudu yang semakin luas memberikan peningkatan gaya yang diterima sudu sehingga daya yang bisa ditransmisikan juga semakin besar. begitu juga sebaliknya, penurunan perbandingan diameter dalam dan diameter luar menurunkan luasan permukaan sudu yang menyebabkan penurunan gaya yang diterima sudu sehingga daya yang ditransmisikan juga berkurang yang berakibat menurunkan efisiensi.

Namun bukan berarti memperbesar luasan sudu dengan menurunkan perbandingan diameter dalam dan diameter luar bisa ditentukan sesuai keinginan perancang. perbandingan diameter dalam dan diameter luar ditentukan dengan

Universitas Indonesia

batasan kondisi dimana jarak melintang antar sudu hanya tersisi oleh air tanpa menyebabkan *back water pressure* (Mockmore & Merryfield, 1949). perbandingan diameter dalam dan diameter luar menentukan lebar *radial rim* juga dimana $\alpha = (D_1 - D_2)/2$. Selama lebar *radial rim* kecil, jarak antara sudu tidak akan terisi pancaran yang dapat menimbulkan *back water pressure*.

Batasan penentuan perbandingan diameter dalam dan luar oleh Mackmore dan Merryfield (1994) ditentukan melalui persamaan 2.30. Mackmore dan Merryfield (1994) juga menyarankan agar tidak meningkatkan lebar *radial rim* melebihi hasil perhitungan dari persamaan 2.30 karena sejumlah air yang menumbuk tidak akan mengalir melalui penampang melintang yang kecil sehingga bisa menimbulkan *back pressure*. Namun lebar *radial rim* yang dibawah batasan ini juga tidak efisien karena pancaran air terpisah ketika mengalir keluar melewati jarak antar sudu pada roda dalam.

Lebar nosel

Lebar nosel menentukan lebar pancaran air ke roda jalan. Konfigurasi antara lebar nosel dan lebar roda jalan menentukan apakah aliran air dapat sepenuhnya masuk ke roda jalan sehingga daya bisa ditransmisikan secara efisien. Lebar nosel tidak mungkin melebihi lebar roda jalan karena aliran dari nosel akan terbuang pada sisi-sisi roda jalan.

Untuk lebih mengoptimalkan aliran dari nosel ke roda jalan, lebar nosel dibuat lebih sempit dari lebar roda jalan. Dengan begitu aliran air dari nosel ke roda jalan dapat lebih terarah semua ke roda jalan dan kebocoran melalui jarak antara nosel dan roda jalan serta pada sisi-sisi nosel dapat berkurang. Hal ini bisa meningkatkan daya masukan turbin. Namun perlu diperhatikan juga bahwa roda jalan yang lebih lebar membutuhkan daya dari daya masukan untuk mengatasi momen inersia yang lebih besar.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Kesimpulan yang dapat diambil dari seluruh proses perencanaan turbin crossflow adalah dengan sudut masuk 24° , daya yang diinginkan 5 kW dan tinggi jatuh 3 m, debit air $0,283 \text{ m}^3/\text{s}$ dan asumsi efisiensi 60% diperoleh turbin *crossflow* dengan dimensi sebagai berikut :

diameter luar turbin	: 229 mm
diameter dalam turbin	: 152 mm
lebar turbin	: 229 mm
jari-jari sudu	: 43,3 mm
Kelengkungan sudu	: 59°
jumlah sudu	: 24
lebar nosel	: 194 mm

5.2 SARAN

Proses perencanaan turbin aliran silang (*crossflow*) hanya menggunakan pendekatan studi analitis sehingga untuk mengetahui akurasi dan unjuk kerja sebenarnya perlu diverifikasi lebih lanjut secara melalui simulasi ataupun eksperimen.

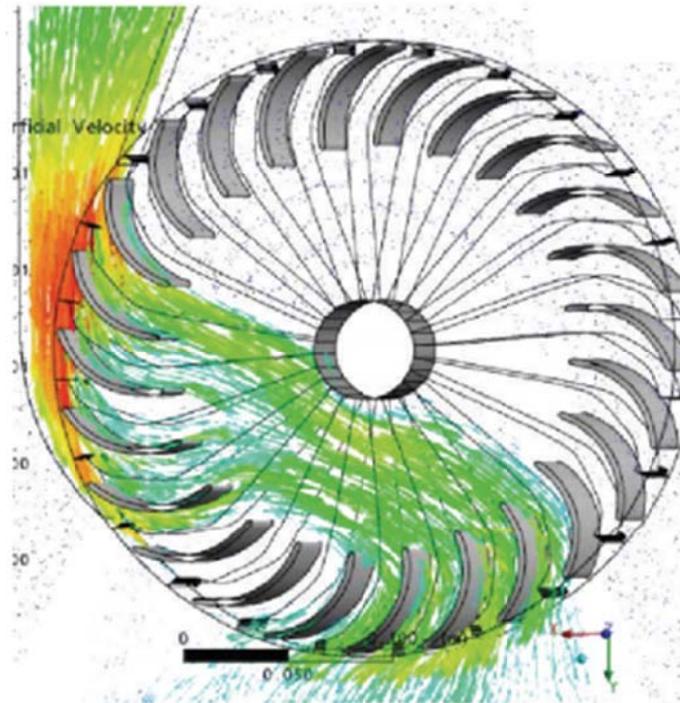
DAFTAR PUSTAKA

- Andrade et al, J. D. (2011). Numerical Investigation of the Internal Flow in a Banki Turbine. *International Journal of Rotating Machinery*, 1-12.
- Balje, O. (1981). *Turbomachines: a guide to design, selection and theory*. New York: John Wiley.
- BPPT. (2010). *Outlook Energi Indonesia 2010*. Jakarta: BPPT.
- BPS. (2010). *Hasil Sensus Penduduk 2010*. Jakarta: BPS.
- Budynas, & Nisbett. (2006). *Shigley's Mechanical Engineering Design Eighth Edition*. New York: McGraw-Hill.
- Desai, V., & Aziz, N. (1994). Parametric Evaluation of Cross-Flow Turbine Performance. *Journal of Energy Engineering Vol. 120 ASCE*, 17-34.
- Direktorat Jendral Listrik dan Pemanfaatan Energi. (2010). *Rencana Induk Pengembangan Energi Baru Terbarukan 2010-2025*. Jakarta: Kementerian ESDM.
- Direktorat kawasan Khusus dan Daerah Tertinggal. (2007). *Laporan Akhir Hasil Evaluasi Kebijakan Perencanaan Pembangunan Kawasan Tertinggal*. Jakarta: BAPPENAS.
- Dixon, S., & Hall, C. (2010). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery sixth edition*. Burlington: Elsevier.
- EIA. (2009). *International Energy Outlook*. EIA.
- ESDM, P. D. (2010). *Handbook of Energy & Economic Statistics of Indonesia*. Jakarta: Kementerian ESDM.
- Haimerl, L. (1960). The Cross-Flow Turbine. *Water Power Journal*, 5-13.
- IMIDAP. (2008). *Pedoman Teknis Standardisasi Peralatan dan Komponen Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro*. Jakarta: Direktorat Jenderal Listrik dan Pemanfaatan Energi Departemen Energi dan Sumber Daya Mineral.
- Khosrowpanah, S., Fiuzat, A., & Alberton, M. L. (1988). Experimental Study of Cross-Flow Turbine. *Journal of Hydraulic Engineer Vol.114*, 299-314.
- Khurmi, R. S., & Gupta, J. K. (2005). *First Multicolour Edition: A Text Book of Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House.

- Mahmudsyah, S., Yuwono, T., & Firmansyah, I. (2009). *Pembangunan PLTMH Dompyong 50 Kw di Desa Dompyong untuk Mewujudkan Desa Mandiri Energi*. Surabaya: ITS.
- Mockmore, C., & Merryfield, F. (1949). The Banki Water Turbine. *Engineering Experiment Station Oregon State College. Buletin Series No.25*.
- Nakase, Y., Fukutomi, J., & Watanabe. (1982). A study of cross-flow turbine, effects of nozzle shape on its performance. *Small hydro-power fluid machinery (Annual Winter Meeting) American Society of Mechanical Engineers*, 129-133.
- Penche, C., & Minas, i. d. (1998). *Layman's Guidebook on How to Develop a Small Hydro Site*. Brussel: European Small Hydropower Association.
- PLN. (2010). *Statistik PLN 2010*. Jakarta: PLN.
- Scales, I. (1990). Crossflow Turbine Design. *Soft Technology Number 35*, 33-39.
- Sudarto, H., & Samudro, M. (1990). *Turbin Air Arus Lintang dalam Perkembangannya Saat ini*. Bandung: Departemen Teknik Mesin ITB.
- Sunandrio, H. (1988). *Perencanaan Turbin Air Arus Lintang (Cross Flow) untuk PLTM Cokro Tulung*. Depok: Universitas Indonesia.
- Totapally, H. G., & Aziz, N. M. (1994). Refinement of Cross-Flow Turbine Design. *Journal of Energy Engineering*, 133 - 147.
- Varga, J. (1959). Tests With The Banki Water Turbine. *Acta Technica Academicae Hungaricae*, 79-102.
- Yulianto, B. (2008, Juni 1). *Teknologi Sel Surya Untuk Energi Masa Depan*. Dipetik Februari 23, 2012, dari Brian Yulianto From Nano Energy Materials For Humanity:
<http://dosen.tf.itb.ac.id/brian/2008/06/01/teknologi-sel-surya-untuk-energi-masa-depan/>
- ZREU (Zentrum fur rationell Energieanwendung und Umwelt GmbH). (2000). *Biomass in Indonesia-Business Guide*.

LAMPIRAN

Lampiran 1



Perkiraan aliran di dalam sudu jalan

Lampiran 2

Table 17-14Belt-length Correction
Factor K_2^*

Length Factor	Nominal Belt Length, in				
	A Belts	B Belts	C Belts	D Belts	E Belts
0.85	Up to 35	Up to 46	Up to 75	Up to 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Up to 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 and up	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 and up	330 and up	540 and up	660

*Multiply the rated horsepower per belt by this factor to obtain the corrected horsepower.

(Budynas & Nisbett, 2006)

Lampiran 3

Table 17-12
Horsepower Ratings of
Standard V Belts

Belt Section	Sheave Pitch Diameter, in	Belt Speed, ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 and up	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 and up	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 and up	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 and up	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
		28.0 and up	13.4	23.7	31.8	37.1

(Budynas & Nisbett, 2006)

Lampiran 4

Table 17-13

Angle of Contact
Correction Factor K_1 for
VV* and V-Flat Drives

$\frac{D-d}{C}$	θ , deg	K_1	
		VV	V Flat
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

*A curvefit for the VV column in terms of θ is
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
 in the range $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

(Budynas & Nisbett, 2006)

Lampiran 5

Table 20.1. Dimensions of standard V-belts according to IS: 2494 – 1974.

Type of belt	Power ranges in kW	Minimum pitch diameter of pulley (D) mm	Top width (b) mm	Thickness (t) mm	Weight per metre length in newton
A	0.7 – 3.5	75	13	8	1.06
B	2 – 15	125	17	11	1.89
C	7.5 – 75	200	22	14	3.43
D	20 – 150	355	32	19	5.96
E	30 – 350	500	38	23	–

(Khurmi & Gupta, 2005)

Lampiran 6

Table 20.3. Standard pitch lengths of V-belts according to IS: 2494-1974.

Type of belt	Standard pitch lengths of V-belts in mm
<i>A</i>	645, 696, 747, 823, 848, 925, 950, 1001, 1026, 1051, 1102 1128, 1204, 1255, 1331, 1433, 1458, 1509, 1560, 1636, 1661, 1687, 1763, 1814, 1941, 2017, 2068, 2093, 2195, 2322, 2474, 2703, 2880, 3084, 3287, 3693.
<i>B</i>	932, 1008, 1059, 1110, 1212, 1262, 1339, 1415, 1440, 1466, 1567, 1694, 1770, 1821, 1948, 2024, 2101, 2202, 2329, 2507, 2583, 2710, 2888, 3091, 3294, 3701, 4056, 4158, 4437, 4615, 4996, 5377.
<i>C</i>	1275, 1351, 1453, 1580, 1681, 1783, 1834, 1961, 2088, 2113, 2215, 2342, 2494, 2723, 2901, 3104, 3205, 3307, 3459, 3713, 4069, 4171, 4450, 4628, 5009, 5390, 6101, 6863, 7625, 8387, 9149.
<i>D</i>	3127, 3330, 3736, 4092, 4194, 4473, 4651, 5032, 5413, 6124, 6886, 7648, 8410, 9172, 9934, 10 696, 12 220, 13 744, 15 268, 16 792.
<i>E</i>	5426, 6137, 6899, 7661, 8423, 9185, 9947, 10 709, 12 233, 13 757, 15 283, 16 805.

Note: The V-belts are also manufactured in non-standard pitch lengths (*i.e.* in oversize and undersize). The standard pitch length belt is designated by grade number 50. The oversize belts are designated by a grade

(Khurmi & Gupta, 2005)