UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL i
HALAMAN PENGESAHAN ii
HALAMAN PERNYATAAN iii
NASKAH SOAL TUGAS AKHIR / SKRIPSI iv
HALAMAN PERSEMBAHAN v
INTISARI vi
KATA PENGANTAR vii
DAFTAR ISI ix
DAFTAR GAMBAR xiv
DAFTAR TABEL xviii
DAFTAR LAMPIRAN xix
DAFTAR NOTASI DAN SINGKATAN xx

BAB I PENDAHULUAN
1.1. Latar Belakang 1
1.2. Rumusan Masalah 4
1.3. Batasan Masalah 5
1.4. Tujuan Perancangan 5
1.5. Manfaat Perancangan 6
1.6. Sistematika Penulisan 6

BAB II LANDASAN TEORI
2.1. Data Lapangan 10
2.2. Definisi Umum Turbin Air 11
2.3. Klasifikasi Turbin Air 12
2.4. Instalasi Turbin Air 18
2.5. Dasar Pemilihan Jenis Turbin 21
2.6. Persamaan Dasar Rancangan 26

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2.6.1. Teori Dasar Aliran (Hidrodinamika) 26
2.6.2. Perubahan Bentuk Energi 28
2.6.3. Segitiga Kecepatan 31
2.6.4. Besar Gaya, Daya Turbin, Rumus Euler, Bentuk Sudu 34
2.7. Kavitasi 40
2.8. Turbin Francis 44
2.8.1. Prinsip Kerja Turbin Francis 44
2.8.2. Komponen Utama Turbin Francis 45

BAB III METODE PERANCANGAN

3.1. Langkah Penyusunan Tugas Akhir 46
3.2. Pemilihan Jenis Turbin 48
3.3. Perancangan *Runner* (Roda Gerak) 49
3.4. Perancangan *Spiral Casing* (Rumah Spiral) 51
3.5. Perancangan *Guide Vane* (Sudu Diam) 53
3.6. Perancangan *Draft Tube* 55
3.7. Perancangan Poros 56
3.8. Perancangan Pasak 58
3.9. Perancangan Sambungan *Flange Coupling* 59
3.10. Perancangan Baut Pengunci *Runner* 60
3.11. Perancangan *Flange* dan Baut-Baut Penyambung *Draft Tube* 61
3.12. Pemilihan Bantalan Terdekat dari *Runner* (Titik C) 62
3.13. Pemilihan Bantalan Terjauh dari *Runner* (Titik E) 63

BAB IV PEMILIHAN JENIS TURBIN

4.1. Pemilihan Jenis Turbin Berdasarkan Grafik dan Tabel 64
4.2. Pemilihan Turbin Francis atau Pelton 65
4.3. Pemilihan Jenis Turbin Berdasarkan Kecepatan Spesifik 67
4.3.1. Kecepatan Putaran Poros Turbin 68
4.3.2. Daya Output Turbin 69
4.3.3. Perhitungan Kecepatan Spesifik Turbin 71

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB V PERANCANGAN *RUNNER* (Roda Gerak)

5.1. Perhitungan Diameter Poros (D_{sh}) 75
5.2. Perhitungan Diameter Sisi Masuk *Runner* (D_1) 78
5.3. Perhitungan Lebar Sisi Masuk *Runner* (b_1) 81
5.4. Perhitungan Diameter Sisi Keluar *Runner* (D_2) 85
5.5. Perhitungan Tinggi *Runner* Turbin (H_1 dan H_2) 89
5.6. Perhitungan Jumlah Sudu *Runner* Turbin (Z) 92
5.7. Perhitungan Tebal Sudu *Runner* Turbin (s_{min}) 92
5.8. Desain Profil Sudu *Runner* Turbin 95

BAB VI PERANCANGAN *SPIRAL CASING* (Rumah Spiral)

6.1. Tipe *Turbine Casing* (Rumah Turbin) 103
6.2. Material *Turbine Casing* (Rumah Turbin) 105
6.3. Perhitungan Dimensi *Turbine Casing* (Rumah Turbin) 105
6.4. Perhitungan Tebal *Turbine Casing* (Rumah Turbin) 110

BAB VII PERANCANGAN *GUIDE VANE* (Sudu Diam)

7.1. Pemilihan Material dan Proses Manufaktur *Guide Vane* 116
7.2. Perhitungan Jumlah *Guide Vane* 116
7.3. Perhitungan Sudut *Guide Vane* 118
7.4. Perhitungan Diameter Ujung *Guide Vane* Sisi Dalam 119
7.5. Menentukan Panjang *Chord* (c) dari *Guide Vane* 120
7.6. Perhitungan Lubang Poros *Guide Vane* 120
7.7. Perhitungan Diameter Poros *Guide Vane* 121
7.8. Menentukan Kecepatan Aliran Keluar dari *Guide Vane* (c_o) 124
7.9. Menentukan Penampang dari *Guide Vane* 126
7.10. Mekanisme Kerja *Guide Vane* 132

BAB VIII PERANCANGAN *DRAFT TUBE* (Pipa Isap)

8.1. Teori *Draft Tube* (Pipa Isap) 135
8.2. Tipe-Tipe *Draft Tube* (Pipa Isap) 137

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

8.3. Perhitungan Dimensi *Draft Tube* (Pipa Isap) 139
8.4. Perhitungan Kavitasi 143
8.5. Efisiensi *Draft Tube* (Pipa Isap) 144
8.6. Tebal Dinding *Draft Tube* (Pipa Isap) 146

BAB IX PERANCANGAN POROS

9.1. Konstruksi Poros Turbin 153
9.2. Analisa Gaya-Gaya yang Bekerja pada Poros dan Bantalan Turbin 154
9.3. Pemeriksaan Poros terhadap Momen Lengkung 157
9.4. Pemeriksaan Poros terhadap Tegangan Geser 160
9.5. Pemeriksaan Poros terhadap Defleksi Puntiran 162
9.6. Pemeriksaan Poros terhadap Defleksi Lengkungan 166
9.7. Pemeriksaan Poros terhadap Pertambahan Panjang (Deformasi Plastis) 167
9.8. Pemeriksaan Poros terhadap Putaran Kritis 169

BAB X PERANCANGAN SAMBUNGAN PASAK, *FLANGE* DAN BAUT

10.1. Perencanaan Pasak 170
10.1.1. Tinjauan Pasak terhadap Tegangan Geser 171
10.1.2. Tinjauan Pasak terhadap Tegangan Kompresi 172
10.2. Perancangan Sambungan *Flange Coupling* 174
10.2.1. Pemeriksaan Kekuatan *Flange Coupling* 175
10.2.2. Pemeriksaan Kekuatan Baut Pengencang *Flange* 176
10.3. Perancangan Baut Pengunci *Runner* 177
10.4. Perancangan *Flange* dan Baut-Baut Penyambung *Draft Tube* 179
10.4.1. *Flange* dan Baut Penyambung *Draft Tube* dengan *Spiral Casing* 180
10.4.2. *Flange* dan Baut Penyambung bagian *inlet elbow draft tube* 180
10.4.3. *Flange* dan Baut Penyambung bagian *outlet elbow draft tube* dan *conical draft tube* bagian atas 181
10.4.4. *Flange* dan Baut Penyambung bagian *conical draft tube* bagian atas dengan *conical draft tube* bagian bawah 182

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB XI PEMILIHAN BANTALAN

11.1. Pemilihan dan Perhitungan Bantalan Terdekat dari *Runner* Turbin 186

11.2. Pemilihan dan Perhitungan Bantalan Terjauh dari *Runner* Turbin 189

BAB XII KESIMPULAN DAN SARAN 193

DAFTAR PUSTAKA 198

LAMPIRAN 201

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Turbin Pelton 13
Gambar 2.2. Turbin Banki 13
Gambar 2.3. Turbin Francis 14
Gambar 2.4. Turbin Kaplan 14
Gambar 2.5. Turbin Propeller 15
Gambar 2.6. Komponen Utama pada Pembangkit Listrik *Run-Off-River* 18
Gambar 2.7. *Head* pada Sebuah Pembangkit Listrik *Run-Off-River* 19
Gambar 2.8. Perubahan Energi di Dalam Pipa Saluran Tekan 29
Gambar 2.9. Segitiga Kecepatan Turbin Reaksi 32
Gambar 2.10. Variasi Bentuk *Runner* dan Segitiga Kecepatan dengan Kecepatan Spesifik Tertentu 34
Gambar 2.11. Terjadinya Gaya pada Pembelokan Aliran Air 34
Gambar 2.12. Segitiga Kecepatan Sisi Masuk dan Keluar 35
Gambar 2.13. Gaya yang Ditimbulkan Aliran Zat Cair di Dalam Bejana yang Bergerak dengan Kecepatan Konstan 36
Gambar 2.14. Dengan Kelengkungan Sudut yang Lebih Tajam pada Kapasitas Air yang Sama Didapatkan Daya yang Lebih Besar 37
Gambar 2.15. Gambar Hubungan Tinggi Air Jatuh H dan Bentuk Sudu Turbin 40
Gambar 2.16. Diagram untuk Menentukan Parameter Koefisien Kavitasi 42
Gambar 2.17. Gambar Turbin Francis Horizontal 45
Gambar 3.1. *Flowchart* Pemilihan Jenis Turbin 48
Gambar 3.2. *Flowchart* Perancangan *Runner* (Roda Gerak) Turbin 49
Gambar 3.3. *Flowchart* Perancangan *Spiral Casing* (Rumah Turbin) 51
Gambar 3.4. *Flowchart* Perancangan *Guide Vane* (Sudu Pengarah) Turbin 53
Gambar 3.5. *Flowchart* Perancangan *Draft Tube* Turbin 55
Gambar 3.6. *Flowchart* Perancangan Poros Turbin 56
Gambar 3.7. *Flowchart* Perancangan Pasak 58
Gambar 3.8. *Flowchart* Perancangan Sambungan *Flange Coupling* 59
Gambar 3.9. *Flowchart* Perancangan Baut Pengunci *Runner* 60

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Gambar 3.10. *Flowchart*Perancangan *Flange* dan Baut-Baut Penyambung *Draft Tube* 61
Gambar 3.11. *Flowchart* Pemilihan Bantalan Terdekat dari *Runner*..... 62
Gambar 3.12. *Flowchart* Pemilihan Bantalan Terjauh dari *Runner*..... 63
Gambar 4.1. Diagram Aplikasi Berbagai Jenis Turbin (*Head* vs Debit) 65
Gambar 4.2. Perbandingan Total Biaya Turbin Francis dan Pelton untuk Berbagai Variasi *Head* 66
Gambar 4.3. Grafik Efisiensi untuk Berbagai Tipe Turbin 70
Gambar 4.4. Grafik Hubungan *Head* dan Kecepatan Spesifik untuk Berbagai Tipe Turbin 72
Gambar 5.1. Desain *Runner*Turbin Berdasarkan *Spesific Speed* (N_s) 75
Gambar 5.2. Dimensi-Dimensi Utama *Runner* Turbin Francis 79
Gambar 5.3. Grafik Penentuan Nilai-Nilai Kecepatan yang Bekerja pada *Runner* Turbin Francis Berdasarkan Pengalaman Empiris 80
Gambar 5.4. Aliran Air dari *Guide Vane* ke *Runner*..... 83
Gambar 5.5. Segitiga Kecepatan Sisi Masuk *Runner* 85
Gambar 5.6. Segitiga Kecepatan Sisi Keluar *Runner* 88
Gambar 5.7. Dimensi-Dimensi *Runner* Menurut Teori *de Siervo* dan *de Leva* 89
Gambar 5.8. Hasil Perhitungan Dimensi-Dimensi Utama *Runner* 91
Gambar 5.9. Variasi Nilai dari w, $c_m$dan β terhadap Radius (r) 98
Gambar 5.10. Hasil perancangan sudu *runner* sisi dalam dengan metode *Polar Coordinates* 99
Gambar 5.11. Hasil perancangan sudu *runner* sisi luar dengan metode *Polar Coordinates* 100
Gambar 5.12. Segitiga Kecepatan Pada Inlet dan Outlet sisi dalam *Runner* Turbin 102
Gambar 5.13. Segitiga Kecepatan Pada Inlet dan Outlet sisi luar *Runner* Turbin 102
Gambar 6.1. Gambar Tipe Turbin *Open Flume*, *Head* Rendah 103
Gambar 6.2. Gambar Tipe Turbin Tertutup dengan *Spiral Casing*..... 104
Gambar 6.3. *Layout* Dimensi Utama *Spiral Casing* Turbin Francis 106
Gambar 6.4. Dimensi-Dimensi Utama *Spiral Casing* Turbin Francis 112

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Gambar 7.1. *Guide Vane* 115
Gambar 7.2. Grafik Sudut Maksimum *Guide Vane*(α_0) pada Beban Puncak sebagai Fungsi Kecepatan Spesifik (N_s) 118
Gambar 7.3. Bentuk-Bentuk *Airfoil* Menurut Standard NACA 126
Gambar 7.4. Konstruksi Geometris *Airfoil* NACA 127
Gambar 7.5. Titik-Titik Koordinat dan Profil Penampang *Airfoil* NACA 0020 129
Gambar 7.6. Hasil Perancangan Profil *Airfoil* NACA 0020 dengan *Autocad 2012* 129
Gambar 7.7. Dimensi *Guide Vane* dan Poros *Guide Vane* 130
Gambar 7.8. Simulasi Grafis Posisi *Guide Vane* pada Saat Beban Penuh 130
Gambar 7.9. Simulasi Grafis Posisi *Guide Vane* pada Saat Tertutup Penuh 131
Gambar 7.10. Pengaturan Hidrolis *Guide Vane* 132
Gambar 7.11. Diagram Skema Kerja *Governor* dalam Pengaturan *Guide Vane* 133
Gambar 7.12. Hasil Perancangan *Guide Mechanism* dan *Regulating Rod* 134
Gambar 8.1. *Head* pada Turbin Reaksi 136
Gambar 8.2. Besar Sudut Konis *Draft Tube* yang Diijinkan 138
Gambar 8.3. Tipe-Tipe *Draft Tube* 139
Gambar 8.4. *Layout* Dimensi Utama *Draft Tube* Turbin Francis Poros Horizontal 140
Gambar 8.5. *Layout* Dimensi Utama *Draft Tube* Turbin Francis Poros Horizontal 141
Gambar 8.6. *Layout* Dimensi Utama *Draft Tube* Turbin Francis Poros Horizontal 141
Gambar 8.7. Hasil Perancangan *Draft Tube* dengan *Software Autocad 2012* 142
Gambar 9.1. Poros Turbin Francis 149
Gambar 9.2. Grafik Koefisien Gaya Radial K_r 153
Gambar 9.3. Konstruksi dan Dimensi Poros Turbin 153
Gambar 9.4. Analisis Gaya-Gaya yang Bekerja pada Poros 154
Gambar 9.5. Analisis Momen-Momen yang Bekerja pada Poros 156
Gambar 9.6. Analisis Momen-Momen yang Bekerja pada Poros 156
Gambar 9.7. Hasil Gaya-Gaya yang Bekerja pada Poros 157

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Gambar 9.8. Grafik SFD, BMD dan NFD yang Bekerja pada Poros 159
Gambar 10.1. Gaya yang Bekerja pada Pasak dan Dimensi Pasak 170
Gambar 10.2. Hasil perancangan sambungan pasak pada poros turbin 173
Gambar 10.3. *Flange coupling*. (a) *forged flange shaft end* (DIN 760); (b) *welded flanged*; (c) *shrink fitted flange*. Schrumpfsitz: press fit..... 174
Gambar 10.4. Dimensi-dimensi *flange coupling* hasil perancangan 175
Gambar 11.1 Gaya Aksial (F_a), Gaya Radial (F_r) dan Beban Dinamis (P) yang Bekerja pada Bantalan 185
Gambar 11.2 Dimensi-Dimensi Utama *Spherical Roller Thrust Bearing* 186
Gambar 11.3. Dimensi-Dimensi Utama *Single Row Deep Groove Ball Bearing*..... 189

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1.	Potensi Energi Baru Terbarukan dan Pemanfaatannya di Indonesia ...	2
Tabel 1.2.	Potensi dan Kapasitas Terpasang Tenaga Air	3
Tabel 2.1.	Data Teknis Lapangan Awal	10
Tabel 2.2.	Daerah Operasi Turbin	16
Tabel 2.3.	Jenis-Jenis Turbin Menurut Daya Outputnya	17
Tabel 2.4.	Jenis Turbin Berdasar Putaran Spesifik	18
Tabel 2.5.	Output Minimum Turbin	24
Tabel 2.6.	Perubahan Energi	30
Tabel 2.7.	Altitude vs Tekanan Atmosfir Rata-Rata	43
Tabel 2.8.	Tekanan Uap sebagai Fungsi Temperatur	44
Tabel 3.1.	Alokasi Waktu Pengerjaan	47
Tabel 4.1.	DaerahOperasi Turbin	64
Tabel 4.2.	Standard *Rated Speed* dan Jumlah Kutub untuk Generator Sinkron ...	69
Tabel 4.3.	Efisiensi Turbin untuk Berbagai Kondisi Beban	70
Tabel 4.4.	Kecepatan Spesifik Beberapa Turbin	71
Tabel 4.5.	Hasil Perhitungan Pemilihan Jenis Turbin	73
Tabel 5.1.	Hasil Perhitungan 9 Titik Koordinat Polar Sudu *Runner* Sisi Dalam (D_1-D_{2i})	96
Tabel 5.2	Hasil Perhitungan 9 Titik Koordinat Polar Sudu *Runner* Sisi Luar (D_1-D_{2a}).....	97
Tabel 5.3.	Hasil Perhitungan Dimensi Utama *Runner*.....	100
Tabel 6.1.	Hasil Perhitungan Dimensi *Spiral Casing*	113
Tabel 7.1.	Hasil Perhitungan Koordinat-Koordinat Dimensi *Airfoil* NACA 0020	129
Tabel 7.2.	Hasil Perancangan *Guide Vane*.....	131
Tabel 9.1.	Faktor-Faktor Kejut dan Lelah untuk Poros Berputar	161
Tabel 10.1.	Perhitungan Dimensi Pasak	173
Tabel 10.2	Dimensi *forged flange shaft end* menurut DIN 760 (in mm)	174

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Nilai Koefisien K Untuk Berbagai Jenis *Fitting* 201

Lampiran 2. Bentuk-Bentuk *Airfoil* Menurut Standard NACA 202

Lampiran 3. Faktor a_{skf} Untuk Bantalan Jenis *Thrust Roller Bearing*.[SKF] 203

Lampiran 4. Faktor a_{skf} Untuk Bantalan Jenis *Radial Ball Bearing*.[SKF] 204

Lampiran 5. Viskositas Kinematis Pada Temperatur Kerja (40°C).[SKF] 205

Lampiran 6. Nilai Dari *Life Adjustment Factor* a_1. [SKF] 206

Lampiran 7. Data dan Gambar Produk SKF Jenis *Spherical Roller Thrust Bearings* 207

Lampiran 8. Data dan Gambar Produk SKF Jenis *Deep Groove Ball Bearings*..... 208

Lampiran 9. Standard ASTM, SAE dan Sifat Mekanis untuk Baut Baja..... 209

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

NOTASI

A

A : Minimum *load factor*

A_{gv} : Luas penampang *guide vane* yang mengalami tumbukan dengan air (m^2)

A_1 : Luas area sisi masuk *runner* (m^2)

A_2 : Luas area sisi masuk *runner* (m^2)

B

b_1 : Lebar sisi masuk ke *runner* (m)

C

C : Konstanta dynamic load (kN)

c : toleransi (mm)

c_1 : Kecepatan absolut sisi masuk *runner* (m/s)

c_2 : Kecepatan absolut sisi keluar *runner* (m/s)

c_{m1} : Kecepatan absolut meridional sisi masuk *runner* (m/s)

C_0 : Konstanta static load (kN)

c_{u1} : Kecepatan absolut searah komponen kecepatan u pada sisi masuk *runner* (m/s)

D

d : Diameter *spiral casing* (diambil yang terbesar), mm

D’ : Diameter outlet *guide vane* (mm)

D_g : Diameter peletakkan ujung sisi dalam *guide vane* (mm)

D_{gv} : Diameter poros *guide vane* (mm)

d_h : Diameter hub (m)

d'_h : Diameter hub bagian belakang (m)

D_{sh} : Diameter Poros Turbin (m)

D_1 : Diameter inlet *runner* (m)

D_{2i} : Diameter sisi dalam outlet *runner* (m)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

D_{2a} : Diameter sisi luar outlet *runner* (m)

D_3 : Diameter keluaran turbin menurut teori *deSiervo* dan *deLeva* (m)

d_3 : *Bolt hole* diameter (mm)

E

e_t : *Specific energy* (Nm/kg)

E : Modulus elastisitas bahan (kg/mm^2)

E_p : Energi tekanan (J)

E_v : Energi kecepatan (J)

E_z : Energi potensial (J)

E_v : Energi kecepatan (J)

E_t : Energi total (J)

F

f_{fr} : Koefisien friksi

f : Frekuensi (Hz)

F : Gaya (N)

F_a : Gaya yang tegak lurus arah gerakan dan dari komponen w_a dan c_a (N)

F_{gv} : Gaya yang bekerja pada *guide vane* pada saat menutup penuh (N)

F_{rd} : Gaya radial dinamis yang bekerja pada poros (kN)

F_u : Besar gaya yang dihitung dari komponen w_u dan c_u (N)

F_x : Gaya searah sumbu x (N)

G

g : Percepatan gravitasi (m/s^2)

G : modulus geser bahan poros baja (kg/mm^2)

H

H : Tinggi pasak (mm)

h_a : Kerugian karena *fitting* (m)

h_f : Kerugian karena *friction* (m)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

H_a : Tekanan Atmosfir rata-rata (meter air)

H_v : Tekanan Uap (meter air)

H_s : Head isap atau ketinggian *outlet runner* diatas *tail race* (meter air)

H_{net} : Head bersih (m)

I

I : Momen inersia poros (mm^4)

I_{gv} : Lebar yang dibentuk sesuai dengan besar sudut sudu *guide vane* (mm)

J

J : Momen inersia polar (mm^4)

K

k : Tegangan tarik yang diijinkan (kg/mm^2)

K : Koefisien *fittings*

K_b : *Bolt circle* diameter (mm)

K_t : Faktor koreksi untuk momen puntir

K_m : Faktor koreksi untuk momen lentur

k_u : Koefisien kecepatan

L

L_{gv} : Panjang *chord guide vane* (mm)

L_p : Panjang pasak (mm)

M

m : Massa air (kg)

M : momen lengkung terbesar yang dialami poros (kg.mm)

M_t : Momen total (Nm)

N

n : Putaran poros turbin (rpm)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

n_s : Putaran spesifik dinamis (rpm)

n_q : Putaran spesifik kinematis (rpm)

n_{cr} : Putaran kritis poros (rpm)

P

P : Daya output turbin (kW)

p : Tekanan air (N/m^2)

P_d : Tekanan dalam *draft tube* (kg/mm^2)

P_{hs} : Tekanan hidrostatis (N/m^2)

P_s : Tekanan dalam *spiral casing* (kg/mm^2)

P_u : Fatigue load limit (kN)

p_1 : Tekanan air pada sisi masuk (N/m^2)

p_2 : Tekanan air pada sisi keluar (N/m^2)

Q

Q : Debit aliran air (m^3/s)

R

r_{gv} : Jari-jari jari-jari ujung *guide vane* sisi dalam (mm)

r_1 : Jari-jari sisi masuk *runner* (m)

S

s_{min} : Tebal sudu *runner* turbin (mm)

Sf_1 : Faktor keamanan untuk kelelahan puntir

Sf_2 : Faktor keamanan untuk konsentrasi tegangan dan kekasaran permukaan

T

t_d : ketebalan dinding *draft tube* (mm)

t_s : ketebalan dinding *spiral casing* (mm)

T : torsi yang dipindahkan (kg.mm)

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

T_{gv} : Torsi yang dialami *guide vane* (N.mm)

U

u_1 : Kecepatan tangensial sisi masuk *runner* (m/s)

u_2 : Kecepatan tangensial sisi keluar *runner* (m/s)

u_{2i} : Kecepatan tangensial sisi dalam outlet *runner* (m/s)

u_{2a} : Kecepatan tangensial sisi luar outlet *runner* (m/s)

V

v : Kecepatan aliran air (m/s)

v_{gv} : Kecepatan absolut sisi keluar *guide vane* (m/s)

V_2 : Kecepatan air pada *inlet draft tube* (m/s)

V_3 : Kecepatan air pada *outlet draft tube* (m/s)

W

W : Lebar pasak (mm)

w_1 : Kecepatan relatif sisi masuk *runner* (m/s)

w_2 : Kecepatan relatif sisi keluar *runner* (m/s)

w_a : Komponen kecepatan relatif yang tegak lurus dengan arah kecepatan tangensial (m/s)

W_R : Berat *Runner* (kg)

w_u : Komponen kecepatan relatif yang searah dengan arah kecepatan tangensial (m/s)

Y

y_{max} : Defleksi lengkungan maksimal searah sumbu Y (mm)

Z

z : Ketinggian/beda elevasi (m)

Z_{runner} : Jumlah sudu *runner* (buah)

Z_g : Jumlah sudu *guide vane* (buah)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

GREEK LETTER

η_d : Efisiensi *draft tube* (%)

η_T : Efisiensi turbin (%)

ρ : Massa jenis (kg/m^3)

π : *phi* (3,14)

ω : Kecepatan keliling (m/s)

α_0 : Sudut outlet *guide vane* (°)

α_1 : Sudut kecepatan absolut pada sisi masuk *runner* (°)

α_2 : Sudut kecepatan absolut pada sisi keluar *runner* (°)

β_1 : Sudut sudu *runner* pada sisi masuk (°)

β_2 : Sudut sudu *runner* pada sisi keluar (°)

σ : Tegangan tarik bahan (kg/mm^2)

σ_{yp} : Tegangan Luluh (kg/mm^2)

σ_{ul} : Tegangan Patah (kg/mm^2)

σ_k : Koefisien kavitasi / faktor kavitasi (*plant sigma*)

σ_{crit} : Faktor kavitasi kritis

τ_{flens} : Tegangan geser *flange* (kg/mm^2)

τ_{bolt} : Tegangan geser baut (kg/mm^2)

τ_i : Tegangan geser ijin bahan poros (kg/mm^2)

τ_{max} : Tegangan geser maksimum/ultimate bahan poros (kg/mm^2)

τ : Faktor penyempitan luas penampang pada sisi masuk karena adanya tebal dinding sudu gerak.

γ : Sudut yang dibentuk antara *guide vane* dengan arah tangensial putaran (°)

ΔL : Pertambahann panjang (mm)

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB I
PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Kehidupan masyarakat modern dewasa ini sangat bergantung pada ketersediaan sumber daya energi. Tenaga listrik sebagai salah satu bentuk sumber daya energi memiliki segala kelebihan kualitatifnya dibandingkan dengan sumber daya energi primer lainnya. Dengan adanya tenaga listrik, segala aktivitas kegiatan sehari-hari dapat dilakukan dengan mudah dan cepat. Sesuai data pemakaian energi final, pada tahun 2008 tingkat pemakaian tenaga listrik di Indonesia mencapai 14,2% dari seluruh pemakaian energi final. Persentase ini menempatkan tenaga listrik sebagai kebutuhan masyarakat nomor tiga setelah Bahan Bakar Minyak (47,1%) dan gas (21,0%). (*"Master Plan* Pembangunan Ketenagalistrikan 2010 s.d. 2014", ESDM, 2009)

Sebagai salah satu bentuk energi yang telah siap atau secara langsung dapat digunakan oleh konsumen (energi final), tenaga listrik merupakan salah satu faktor penentu dalam pencapaian sasaran pembangunan nasional serta pengerak utama roda perekonomian negara. Oleh karena itu, pembangunan infrastruktur ketenagalistrikan menjadi prioritas dalam program pembangunan nasional dalam beberapa tahun mendatang. Tingginya pertumbuhan permintaan akan tenaga listrik yang diproyeksikan sebesar 9,1 % pertahun dan tidak dapat diimbanginya oleh pertumbuhan penyediaan tenaga listrik telah menyebabkan timbulnya kondisi krisis penyediaan tenaga listrik di beberapa daerah, yang hal ini menyebabkan terhambatnya perkembangan ekonomi daerah tersebut dan nasional. (*"Master Plan* Pembangunan Ketenagalistrikan 2010 s.d. 2014", ESDM, 2009)

Selama kurun waktu 2009-2011 pembangkit listrik yang dibangun oleh pemerintah melalui program 10.000 MW masih didominasi oleh pembangkit listrik jenis PLTU (tenaga uap), PLTD (tenaga diesel) ataupun PLTG (tenaga gas) yang mana semua jenis pembangkit ini berbahan bakar fossil seperti batu bara, minyak bumi dan gas alam. Pembangkit listrik dengan sumber energi berbahan bakar fossil memiliki banyak kekurangan, baik itu dari sisi ketersediaan sumber

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

energi fossil yang terbatas yang mana dari tahun ketahun semakin menipis cadangannya kemudian dari segi investasi, dengan investasi awal yang besar pembangkit listrik tenaga fossil hanya bertahan untuk 20-40 tahun kedepan, biaya *maintenance*-nya pun relatif mahal. Ditambah lagi dengan dampak lingkungan yang ditimbulkan, pembangkit listrik dengan sumber energi fossil memiliki tingkat pencemaran emisi karbon yang sangat tinggi, sehingga dapat berdampak negatif bagi kelangsungan hidup makhluk hidup.

Jika ditinjau lebih dalam lagi Indonesia sebenarnya memiliki potensi sumber energi terbarukan (*renewable energy*) yang sangat besar. Jika dilakukan riset serta pengembangan secara lebih serius potensi energi terbarukan saat ini akan menjadi alternatif sumber energi masa depan untuk menggantikan sumber energi berbasis fossil. Semakin berkurangnya produksi minyak bumi dan bertambahnya kebutuhan energi untuk industri nasional membuat industri energi baru dan terbarukan menjadi sesuatu hal yang penting untuk segera dikembangkan. Energi terbarukan ini mencakup sektor geothermal (panas bumi), pembangkit listrik tenaga air (*hydropower*), energi angin (*wind energy*) dan tenaga surya (*solar cell*).

Tabel 1.1. Potensi Energi Baru Terbarukan dan Pemanfaatanya di Indonesia

ENERGI NON FOSSIL	SUMBER DAYA	SETARA	KAPASITAS TERPASANG
Tenaga Air	845 Juta BOE	75.670 MW	5.711,29 MW
Panas Bumi	219 Juta BOE	29.038 MW	1.189 MW
Mini/Micro Hydro	0,45 GW	450 MW	229 MW
Biomass	49,81 GW	49.810 MW	1.628 MW
Tenaga Surya	-	4,8 kWh/m^2/hari	13,5 MW
Tenaga Angin	9,29 GW	9.290 MW	1,96 MW

Sumber : Statistik EBTKE, Ditjen Energi Baru Terbarukan dan Konservasi Energi
Keterangan : Data PLTA Tahun 2005-2007 bersumber dari Statistik PT. PLN (Persero)
Status Update : 17 Maret 2011

Dapat disimpulkan dari tabel data yang disajikan diatas bahwa tenaga air memiliki potensi yang sangat besar, yaitu sekitar 75 GW listrik yang dapat

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

dibangkitkan, jauh melampaui potensi energi panas bumi, biomassa, energi surya serta energi angin, namun baru sekitar 7,6 % atau 5,7 GW potensi tenaga air yang telah termanfaatkan. Hal ini berarti ada sekitar 69,3 GW potensi tenaga air yang belum temanfaatkan sebagai sumber energi.

Tabel 1.2. Potensi Dan Kapasitas Terpasang Tenaga Air

NO.	PULAU	POTENSI (MW)	KAPASITAS PLTA (MW)
1.	Sumatra	15.600	1.713,10
2.	Jawa	4.200	2.610,61
3.	Kalimantan	21.600	30,00
4.	Sulawesi	10.200	1.351,58
5.	Bali, NTT, NTB	620	2,00
6.	Maluku, Papua	22.780	4,00
	TOTAL	**75.000**	**5.711,29**

Sumber : Statistik EBTKE, Ditjen Energi Baru Terbarukan dan Konservasi Energi
Status Data 2009
Status Update : 17 Maret 2011

Indonesia memiliki potensi besar untuk pengembangan pembangkit listrik tenaga air. Indonesia sebagai daerah tropis memiliki curah hujan yang cukup tinggi sepanjang tahun. Kemudian kondisi topografi Indonesia yang bergunung dan berbukit serta dialiri oleh banyak sungai dan banyak terdapat danau/waduk cukup potensial dan menjanjikan untuk dikembangkan sebagai sumber energi air. Sehingga potensi sumber daya air Indonesia sudah tidak perlu diragukan lagi.

Potensi aliran sungai yang dimiliki Indonesia luar biasa besar, potensi aliran sungai ini berbasis gravitasi (air terjun), konetik (arus sungai) ataupun kombinasi dari keduanya. Di Indonesia terdapat sekitar 5.950 wilayah aliran sungai (DAS) dari sejumlah 22.000 anak sungai dengan potensi energi yang dapat dibangkitkan diprediksi mencapai 75.000 MW.

Melihat potensi energi aliran sungai di Indonesia yang sangat besar, saat ini mulai dikembangkan pembangkit listrik dengan memanfaatkan energi aliran sungai (*run off river*). Prinsip PLTA *run off river* adalah air sungai dialihkan

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

dengan menggunakan dam yang dibangun memotong aliran sungai. Air sungai ini disalurkan melalui *penstock* (pipa pesat) yang kemudian akan memutar Turbin air.

Pembangkit Listrik Mini Hidro (PLTM) yang memanfaatkan aliran sungai (*run off river*) dipandang memiliki beberapa kelebihan dibandingkan dengan Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA) diantaranya yaitu, PLTM tidak memerlukan kontruksi sipil yang besar seperti bangunan DAM dan tidak perlu untuk membangun sebuah waduk untuk menampung air dalam jumlah besar. Selain itu tidak semua aliran sungai dialihkan, hanya sebagian yang dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin. Sehingga dapat meminimalisir kerusakan lingkungan ataupun ekosistem di daerah aliran sungai (DAS).

Untuk membangkitkan energi listrik dari energi aliran air diperlukan sebuah mesin pengkonversi energi aliran air menjadi energi listrik. Mesin ini adalah turbin air, dimana energi mekanik yang dihasilkan berupa putaran poros selanjutnya diubah menjadi bentuk energi lain seperti energi listrik. Pada perancangan turbin, jenis dan dimensi turbin sangat bergantung pada kondisi *head* serta kapasitas yang tersedia pada lokasi tertentu. Agar diperoleh efisiensi optimum, maka turbin air yang dioperasikan pada suatu lokasi tertentu akan memiliki desain spesifik (tipe dan dimensi) yang berbeda-beda dengan karakteristik lokasi yang lain. Namun demikian, saat ini di Indonesia masih minim sekali pengetahuan teknologi perancangan turbin air untuk PLTM tipe *run off river*. Melihat kondisi ini maka akan sangat bermanfaat bila dilakukan suatu perancangan turbin air yang dapat memberikan informasi rancang bangun turbin air untuk pembangkit energi listrik.

1.2. Rumusan Masalah

Dengan alur dan arah pemikiran yang sama seperti apa yang telah penulis bahas di latar belakang, potensi besar energi aliran sungai (*run off river*) perlu untuk terus dikembangkan demi terciptanya sumber energi terbarukan yang ramah lingkungan. Oleh karena sebab itu penulis berkeinginan untuk merancang sebuah Turbin Air yang memanfaatkan aliran sungai dengan spesifikasi Head serta Debit tertentu untuk membangkitkan energi sebesar 2 MW (Mega Watt). Diharapkan

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

perancangan turbin air ini dapat memberikan dampak yang nyata bagi masyarakat setempat dalam hal pemenuhan kebutuhan energi listrik.

1.3. Batasan Masalah

Dalam perancangan detail desain teknis Turbin Francis banyak sekali permasalahan serta perhitungan yang harus dibahas. Akan tetapi dalam perancangan ini, masalah-masalah yang akan dibahas secara lebih dalam dan mendetail adalah bagian-bagian utama yang terdapat di dalam Turbin, yaitu:

a. *Runner* (Roda Gerak)
b. *Guide Vane* (Sudu Diam)
c. *Turbine Casing* (Rumah Turbin)
d. *Draft Tube* (Pipa Isap)
e. Poros, sambungan pasak, *flange*, baut dan bantalan disertai dengan perhitungan kekuatannya

Oleh karena itu, dalam perancangan ini, penulis hanya akan fokus untuk membahas bagian-bagian mekanikal Turbin Francis tersebut diatas, bagian-bagian Turbin Francis diluar itu yang bersifat elektrikal maupun konstruksi sipil tidak akan dibahas penulis.

1.4. Tujuan Perancangan

Perancangan turbin air ini memiliki beberapa tujuan yang ingin dicapai, yaitu:

1. Memberikan langkah-langkah atau informasi sistematis bagi pembaca ataupun *designer* dalam merancang komponen-komponen turbin Francis.
2. Menentukan jenis turbin air yang cocok untuk aliran sungai Tene, Maluku yang memiliki debit aliran sebesar 2,125 m^3/s dan head berguna 143,478 meter.
3. Menentukan ukuran atau dimensi komponen-komponen turbin air yang akan dirancang.
4. Menentukan material-material apa saja yang digunakan untuk masing-masing komponen.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Disamping hal tersebut diatas perancangan turbin air ini bertujuan untuk melengkapi persyaratan bagi penulis untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik dari Jurusan Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada.

1.5. Manfaat Perancangan

Manfaat yang diharapkan dapat diperoleh dari penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Tugas akhir perancangan ini dapat memberikan kemampuan khusus bagi penulis dalam merancang turbin Francis, menentukan ukuran-ukuran komponen turbin, bentuk serta material yang sesuai.
2. Dapat menambah tinjauan literatur atau referensi sebagai rujukan bagi mahasiswa, dosen maupun *designer* yang ingin mengembangkan penelitian dan perancangan turbin Francis sebagai *hydropower*.
3. Menambah pengetahuan serta pemahaman penulis mengenai pembangkitan energi listrik dari tenaga air dengan konversi mekanis turbin air.
4. Menginspirasi serta mendorong peneliti, akademisi maupun *engineer* yang lain untuk terus mengembangkan teknologi pemanfaatan tenaga air sebagai sumber energi listrik, dengan berbagai inovasi dan pengembangan yang baru tentunya.

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini terdiri dari beberapa bab yang dapat dijabarkan sebagai berikut:

BAB I. PENDAHULUAN

Pada bab pendahuluan ini dijelaskan oleh penulis latar belakang permasalahan, perumusan masalah, batasan permasalahan, tujuan perancangan, manfaat perancangan, serta sistematika penulisan tugas akhir.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB II. LANDASAN TEORI

Pada Bab ini penulis membahas teori-teori serta formula-formula yang akan digunakan dalam perhitungan detail dimensi dan material turbin air, teori pendukung diambil dari berbagai literatur pendukung, dan selanjutnya digunakan sebagai bahan referensi untuk melakukan perancangan turbin.

BAB III. METODE PERANCANGAN

Pada bab ini dijelaskan oleh penulis metode dan tahapan-tahapan perhitungan apa saja yang harus dilakukan dalam merancang komponen-komponen turbin Francis, beserta alokasi waktu yang dibutuhkan penulis dalam menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini. Adapun kegiatan-kegiatan yang dilakukan oleh penulis selama proses penyusunan tugas akhir dan penyelesaian rancangan turbin air ini adalah:

a. Studi Literatur
b. Penulisan dan Penyusunan Naskah Tugas Akhir
c. Pemilihan Jenis Turbin
d. Perancangan Komponen-Komponen Utama Turbin Francis
e. Perancangan Gambar Teknik

Kemudian untuk sistematika perancangan turbin air itu sendiri terdiri dari:

a. Pemilihan Jenis Turbin
b. Perancangan *Runner* (Roda Gerak)
c. Perancangan *Turbine Casing* (Rumah Turbin)
d. Perancangan *Guide Vane* (Sudu Diam)
e. Perancangan *Draft Tube* (Pipa Isap)
f. Perancangan Poros, Pasak, *Flange*, Baut dan Bantalan

BAB IV. PEMILIHAN JENIS TURBIN

Pada bab ini akan dibahas secara mendalam bagaimana menentukan jenis turbin air yang tepat sesuai dengan potensi head dan debit yang tersedia. Pemilihan jenis turbin dilakukan dengan menggunakan grafik serta tabel pemilihan turbin air.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB V. PERANCANGAN RUNNER (Roda Gerak)

Perancangan komponen-komponen turbin Francis dimulai dari perancangan *runner* (roda gerak). Pada bab ini akan dibahas secara mendetail bagaimana merancang *runner* turbin Francis dengan menggunakan berbagai formula atau persamaan empiris, serta akan dibahas parameter ataupun variabel apa saja yang perlu dipertimbangkan dalam merancang *runner* turbin Francis dan proses *manufacturing runner* turbin.

BAB VI. PERANCANGAN TURBINE CASING (Rumah Turbin)

Pada bab perancangan rumah turbin akan dibahas secara mendetail bagaimana mendesain bentuk serta dimensi *turbine casing* pada turbin Francis dengan menggunakan berbagai formula atau persamaan empiris. Dalam bab ini juga dibahas bagaimana proses maufaktur pembuatan *turbine casing*.

BAB VII. PERANCANGAN GUIDE VANE (Sudu Diam)

Pada bab perancangan *guide vane* akan dibahas secara singkat, padat dan jelas bagaimana mendesain bentuk serta dimensi *guide vane* pada turbin Francis dengan menggunakan berbagai formula atau persamaan empiris. Kemudian dibahas pula bagaimana cara dan proses manufaktur *guide vane* ini.

BAB VIII. PERANCANGAN DRAFT TUBE (Pipa Isap)

Komponen *draft tube* pada turbin Francis memegang peranan penting untuk menjaga efisiensi turbin tetap optimal. Oleh sebab itu pada bab ini akan dibahas secara tereperinci bagaimana memilih jenis *draft tube* yang tepat, merancang serta memproses manufaktur *draft tube* turbin Francis yang memiliki efisiensi tinggi dengan menggunakan berbagai formula atau persamaan empiris.

BAB IX. PERANCANGAN POROS

Poros adalah komponen turbin Francis yang berfungsi untuk meneruskan daya putar yang dihasilkan oleh *runner* turbin ke generator untuk kemudian menghasilkan listrik. Didalam bab ini akan dijelaskan secara mendetail bagaimana

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

merancang poros dengan memanfaatkan berbagai persamaan empiris, data serta sumber-sumber pendukung. Dimensi serta profil poros yang didapatkan kemudian dilakukan pemeriksaan kekuatan poros terhadap momen lengkung, tegangan geser, defleksi puntiran, defleksi lengkungan, deformasi, serta terhadap putaran kritis.

BAB X. PERANCANGAN SAMBUNGAN PASAK, *FLANGE* DAN BAUT

Sambungan merupakan komponen pendukung yang memiliki peran penting untuk menghubungkan komponen turbin yang satu dengan bagian yang lainnya. Dalam bab perancangan sambungan ini akan dibahas secara mendetail masalah perencanaan, perhitungan dimensi, pemilihan material serta pemeriksaan kekuatan sambungan-sambungan antara lain adalah pasak, *flange* beserta baut-bautnya, baut pengunci *runner* serta sambungan-sambungan las.

BAB XI. PEMILIHAN BANTALAN

Dalam bab pemilihan jenis bantalan ini akan dijelaskan secara terperinci oleh penulis bagaimana menentukan dan memilih jenis bantalan yang sesuai dengan besar beban yang akan dialami serta fungsi kerja bantalan tersebut. Informasi yang bisa didapatkan dalam bab ini adalah informasi perhitungan kekuatan bantalan terhadap beban dinamis dan beban statis, perhitungan beban aksial minimal serta perhitungan untuk memperkirakan usia kerja bantalan.

BAB XII. PENUTUP

Bab penutup ini berisi ringkasan atau kesimpulan dari hasil perancangan berupa dimensi utama, material atau bahan beserta gambar kerja. Kemudian dilengkapi pula dengan beberapa saran dari penulis demi kesempurnaan perancangan yang dapat dijadikan sebagai bahan pembelajaran untuk perancangan-perancangan turbin air dimasa-masa mendatang.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S

Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D

Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB II
LANDASAN TEORI

2.1. Data Lapangan

Tabel 2.1. Data Teknis Lapangan Awal

DESKRIPSI		ALTERNATIF II
Koordinat Lokasi Bendung		X= 451488,11
		Y= 9623705,88
Koordinat Lokasi Power House		X= 453363,18
		Y= 9621560,67
Debit	m^3/s	4,25
Lebar Bendung	m	8,1
Tinggi Bendung	m	3,2
Elevasi M.A. Intake	m	173,00
Elevasi M.A. Headpond	m	165,27
Elevasi M.A. Tailrace	m	13,74
Head Loss Penstock	m	7,58
Head Gross	m	151,53
Net Head	m	143,478
Panjang Saluran	m	2333
Panjang Penstock	m	707
Daya	kW	4307,02
Potensi Energi per Tahun	kWh	21.907.229,48

Sumber: "Survey Geologi PT. Surveyor Indonesia", 2011.

Data diatas merupakan data yang diperoleh dari survey serta pengukuran langsung dilapangan. Berdasarkan detail data lapangan diatas, potensi *hydropower* yang dimiliki oleh aliran sungai Tene diharapkan dapat menghasilkan daya sebesar 2 x 2 MW, dimana debit rencana pada saluran sebesar 4,25 m^3/s akan disuplai secara merata ke 2 turbin masing-masing sebesar 2,125 m^3/s dan masing-masing turbin direncanakan akan dapat menghasilkan daya netto sebesar 2 MW.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2.2. Definisi umum Turbin Air

Turbin air adalah turbin yang bekerja dengan air sebagai fluida kerjanya. Air adalah jenis fluida yang tak mampu mampat (*incompressible fluid*), yaitu fluida yang secara virtual massa jenisnya tidak berubah akibat tekanan. Secara sederhana turbin air adalah suatu alat penggerak mula yang berfungsi mengubah energi hidrolik dari aliran air menjadi energi mekanik putaran dengan cara mengubah *moment of momentum* aliran menjadi momen puntir (torsi) poros, sehingga menghasilkan energi mekanik untuk memutar poros.

Perangkat turbin terdiri dari beberapa bagian, diantaranya roda gerak turbin (*runner*) yang merupakan unit bergerak (*rotor*), berfungsi untuk mengubah arah dan kecepatan aliran fluida sehingga timbul gaya yang memutar poros. Kemudian bagian lainnya adalah unit diam (*stator*), yang mana tidak ikut berputar bersama dengan poros. Bagian *stator* ini terdiri dari sudu diam (*guide vane*) yang berfungsi untuk mengarahkan aliran fluida, rumah turbin, dan *draft tube.* Dari energi mekanik yang dihasilkan pada poros akan ditransmisikan ke generator untuk diubah menjadi energi listrik. (Paryatmo, 2007)

Teori dan penelitian-penelitian tentang turbin air bertujuan untuk mendapatkan unjuk kerja optimum dalam pemanfaatan energi air pada suatu kondisi operasi tertentu. Formula yang digunakan dalam perancangan turbin air sebagian besar diperoleh secara empiris, berdasarkan pengalaman, eksperimen atau analisis dimensional. (Paryatmo, 2007)

Pada saat ini, penggunaan turbin air lebih banyak dibandingkan dengan kincir air. Hal ini disebabkan karena turbin air memiliki berbagai keuntungan dibandingan dengan kincir air, antara lain: (Paryatmo, 2007)

a. Ruangan yang diperlukan lebih kecil atau lebih kompak.
b. Dapat beroperasi dengan kecepatan yang lebih tinggi.
c. Mampu membangkitkan daya yang lebih besar dengan ukuran yang relatif lebih kecil.
d. Daerah putaran (rpm) yang lebih luas, sehingga memungkinkan dapat secara langsung dihubungan (*coupling*) dengan generator.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

e. Mampu memanfaatkan beda ketinggian permukaan air dari yang sangat rendah sampai yang ekstrim tinggi (*low-high head*).
f. Dapat bekerja walaupun seluruh bagiannya terendam di dalam air.
g. Memiliki efisiensi yang relatif lebih baik.
h. Dapat dikonstruksikan dengan poros *horizontal* maupun *vertical*.

2.3. Klasifikasi Turbin Air

Untuk membedakan jenis turbin dilakukan penggolongan berdasarkan beberapa faktor pembeda. Dalam hal ini segi-segi hidrolik sangat berperan, diantaranya adalah :

a. Perubahan tekanan
b. Arah aliran
c. Tinggi jatuh air
d. Kapasitas aliran/*debit* (Q)
e. Daya (P)
f. Putaran spesifik (n_s)

Faktor-faktor di atas akan dijelaskan satu-persatu sebagai berikut :

a. Penggolongan Berdasarkan Perubahan Tekanan Pada Sudu Geraknya (runner)

Berdasarkan perubahan tekanan pada sudu geraknya (runner) turbin dibagi menjadi dua tipe, yaitu (Paryatmo, 2007):

- Turbin Impuls/Turbin Aksi (tanpa tekanan)

  Cara kerja Turbin impuls/aksi adalah merubah seluruh energi air (terdiri dari energi potensial + tekanan + kecepatan) yang tersedia menjadi energi kinetik. Tubin jenis ini memanfaatkan energi kecepatan (energi kinetik) berupa pancaran air yang mengalir melalui *nozzle* dengan kecepatan tinggi dan merubahnya menjadi energi mekanis putaran yang dikonversikan menjadi energi listrik oleh generator. Pancaran air tersebut yang akan menjadi gaya tangensial F yang bekerja pada sudu roda gerak.

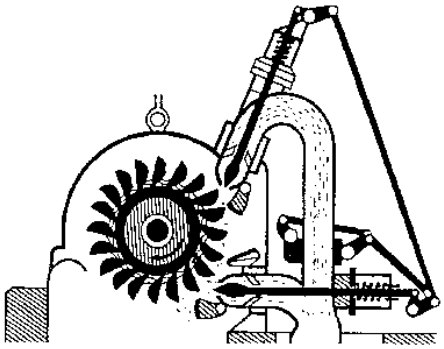
  Turbin jenis ini disebut turbin tanpa tekanan, karena perubahan tekanan hanya terjadi pada *nozzle* saja dan pada sudu geraknya tidak ada

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

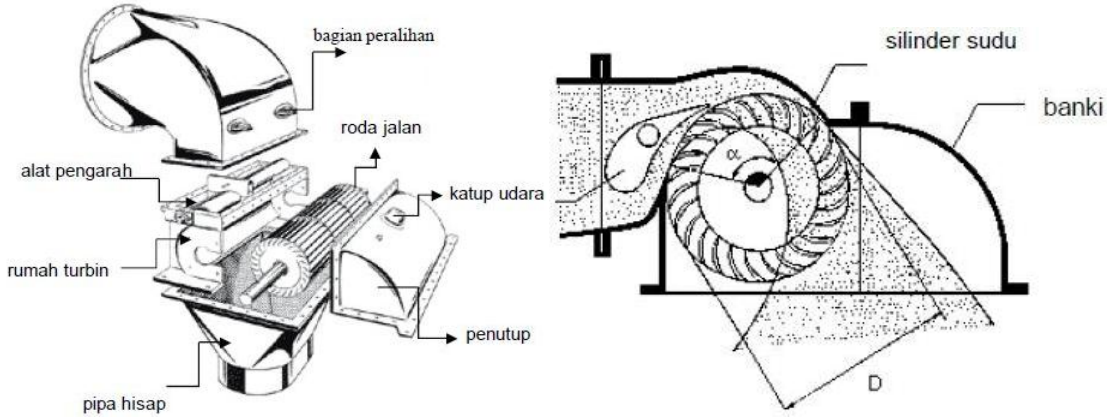
perubahan tekanan atau beroperasi pada tekanan atmosfir. Sudu geraknya disebut dengan *bucket*, didorong oleh pancaran dari *nozzle* dan bekerja dalam saluran yang tidak dipenuhi air.

Turbin aksi sesuai untuk beda ketinggian permukaan air yang besar, dengan debit yang relatif tidak besar. Beda ketinggian permukaan air yang paling sesuai, berkisar 350 meter hingga 1800 meter dan secara teoritis mampu untuk beda ketinggian yang lebih besar lagi. Contoh dari turbin aksi ini diantaranya adalah Turbin *Flow Through* dan Turbin Pelton.

Turbin *Flow Through* atau Turbin Banki digunakan untuk pembangkit daya berkapasitas kecil. Sedangkan Turbin Pelton dengan pancaran air searah tangensial dapat untuk pembangkit daya yang besar. Jumlah *nozzle* dapat satu atau lebih dan posisi poros dapat vertikal ataupun horisontal. Gambar 2.1 di bawah ini merupakan gambar dari Turbin Pelton dan Turbin Banki.



Gambar 2.1. Turbin Pelton



Gambar 2.2. Turbin Banki

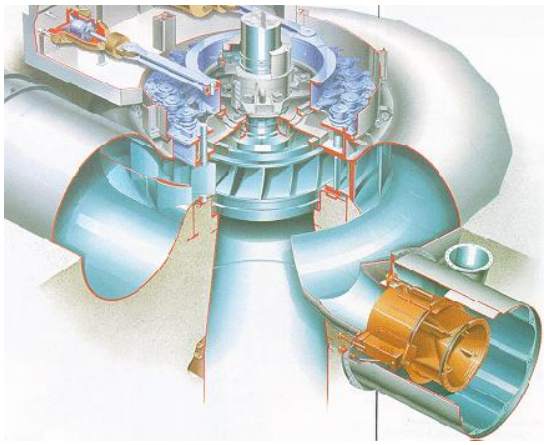
UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

❖ Turbin Reaksi (dengan tekanan)

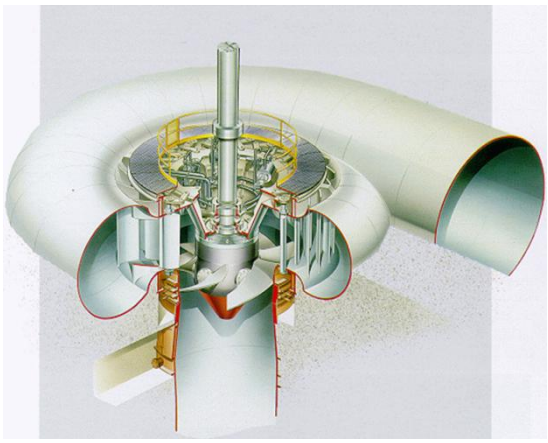
Turbin reaksi memanfaatkan perubahan tekanan dimana perubahan tekanan terjadi pada *guidevane* dan *runner*. Pemanfaatan perubahan energi kinetik juga ada, namun kurang mendominasi. Turbin reaksi beroperasi terendam di dalam air. Oleh karena itu pada sisi masuk dan keluar turbin mempunyai tekanan lebih besar daripada tekanan udara luar. Seluruh sudu geraknya yang disebut sebagai *rotary blade* atau *runner*, terisi air secara penuh sehingga dapat diberlakukan persamaan kontinuitas.

Arah aliran masuk *runner* diatur oleh sudu diam, dan disebut juga sebagai sudu pengarah atau *guide vane*, untuk memperoleh arah aliran air yang sebaik-baiknya. Kerja yang dibangkitkan oleh *runner* terutama karena perbedaan tekanan pada sisi masuk dan keluar turbin, disamping itu juga sedikit memanfaatkan perubahan kecepatan (perubahan momentum).

Contoh turbin reaksi adalah Turbin Francis, Turbin Propeler dan Turbin Kaplan. Turbin Francis dikenal ada tiga jenis yaitu Turbin Francis putaran rendah, Turbin Francis putaran sedang, dan Turbin Francis putaran tinggi. Turbin Propeler sesuai untuk beda ketinggian rendah (di bawah 35 meter).



Gambar 2.3. Turbin Francis

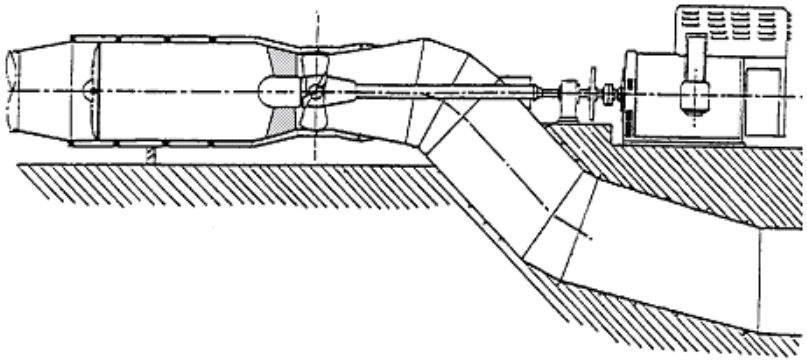


Gambar 2.4. Turbin Kaplan

Turbin Propeler pada prinsipnya hampir sama dengan turbin Kaplan, hanya ada sedikit perbedaan, yaitu turbin Propeler mempunyai *wing* yang tetap sedang turbin Kaplan mempunyai *wing* yang dapat diatur.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Pengaruh dari *wing* yang dapat diubah posisinya ini adalah bahwa turbin Kaplan mempunyai efisiensi yang tidak banyak berubah pada beban parsial. Namun tentu saja harganya lebih mahal.



Gambar 2.5. Turbin Propeller

b. Penggolongan Berdasarkan Arah Aliran

Penggolongan turbin berdasarkan arah aliran masuk dan keluar roda turbin dalam hubungannya dengan poros, tanpa menghiraukan arah aliran sirkular (*circular flow*) air di sekitar poros, yaitu (Paryatmo, 2007):

- Turbin aliran aksial : aliran air sejajar terhadap sumbu poros, misalnya Turbin Kaplan dan turbin Propeler.
- Turbin aliran radial keluar (*outward flow*) : aliran air melalui roda jalan tegak lurus terhadap poros dari dalam keluar, misalnya Turbin *Fourneyron*.
- Turbin aliran radial ke dalam (*inward flow*) : aliran air melalui roda jalan tegak lurus terhadap poros dari luar ke dalam, misalnya Turbin Francis putaran rendah.
- Turbin aliran campuran (*mixed flow*) : aliran air berubah dalam ruang roda jalan dari radial ke aksial, misalnya Turbin Francis.
- Turbin aliran tangensial : air menghempas pada sudu roda jalan sebagai semprotan bebas dalam arah tangensial terhadap roda jalan atau aliran tegak lurus terhadap jari-jari, misalnya Turbin Pelton

c. Penggolongan Berdasarkan Head Tersedia

Kategori *head* dapat diklasifikasikan menjadi 4 kategori, yaitu *very high head, high head, medium head, low head* dan *very low head* (Jagdish, 1975):

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- *Very high head* (> 350 m): untuk karakteristik *head* yang sangat tinggi, tipe turbin Pelton sangat cocok untuk diaplikasikan, apakah dengan jet (nosel) tunggal ataupun bernosel banyak.
- *High head* (150-350 m): pada *range* ini dapat diaplikasikan turbin tipe Pelton atau Francis. Untuk kecepatan spesifik yang tinggi turbin Francis akan lebih ringkas dan ekonomis daripada turbin Pelton yang mana pada kondisi yang sama dimensinya akan jauh lebih besar. Pada *head* yang berkisar antara 250-350 m, kecepatan air pada *discharge*-nya cukup tinggi dan untuk membatasi *head loss*, maka diperlukan instalasi *draft tube*.
- *Medium head* (60-150 m): pada *range* ini biasa dioperasikan turbin Francis. Apakah dengan kecepatan spesifik tinggi ataupun rendah tergantung dari pemilihan kecepatan putar turbin tersebut.
- *Low head* (30-60 m): antara turbin Francis atau Kaplan dapat digunakan pada kategori *head* ini. Pengoperasian turbin Kaplan pada spesifikasi *head* ini membutuhkan biaya yang tinggi, tetapi akan menghasilkan efisiensi tinggi pada beban bervariasi, baik itu pada beban sebagian (*part-load*) atau beban berlebih (*over-load*). Turbin Kaplan biasanya dioperasikan pada *head* dibawah 30 m, sedangkan turbin Propeler biasa digunakan untuk *head* sampai 15 m. Keduanya dapat dioperasikan ketika secara praktis tidak ada variasi beban.
- *Very low head* : turbin bulb dapat dioperasikan untuk *head* yang sangat rendah, sekitar 1-15 m. Walaupun demikian turbin Kaplan dapat juga dioperasikan pada *head* 2-15 m, namun tidak ekonomis

Tabel 2.2. Daerah operasi turbin. (Jagdish, 1975)

Jenis Turbin	**Variasi Head (m)**
Kaplan dan Propeller	$2 \leq H \leq 20$
Francis	$10 \leq H \leq 350$
Pelton	$50 \leq H \leq 1000$
Crossflow	$6 \leq H \leq 100$
Turgo	$50 \leq H \leq 250$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

d. Penggolongan Berdasarkan Daya Yang Dibangkitkan

Turbin air dapat dikategorikan menjadi beberapa jenis menurut besarnya daya yang mampu dibangkitkan. Berikut ini adalah tabel pembagian jenis turbin berdasakan daya output yang dibangkitkan (Sharma, 2003)

Tabel 2.3. Jenis-Jenis Turbin Menurut Daya Outputnya. (Sharma, 2003)

Tipe	**Kisaran Daya Output**	**Kapasitas Maksimum**
Mikro	1 – 100 kW	Sampai 100 kW
Mini	101 – 1000 kW	Sampai 2000 kW
Small	1001 – 5 MW	Sampai 25 MW
Medium	15 – 50 MW	Sampai 250 MW
High	Diatas 50 MW	Diatas 250 MW

e. Penggolongan Berdasarkan Putaran Spesifik

Putaran spesifik merupakan putaran turbin model (turbin yang bentuknya sama tetapi dengan skala yang berbeda) yang menghasilkan daya satu *kilowatt (kW)* untuk *Head* satu meter kolom air yang bekerja pada efisiensi *maksimum*. Putaran spesifik (N_s) dapat dihitung menggunakan persamaan berikut :

$$N_s = \frac{n.\sqrt{P}}{(H_{net})^{5/4}}$$

Dimana :

N_s = putaran spesifik (rpm)

n = putaran dari poros (rpm)

P = daya yang dihasilkan air (kW)

H = *netto Head* turbin (m).

Putaran spesifik merupakan hal yang sangat penting dalam pemilihan turbin dikarenakan pada putaran spesifik semua unsur terlibat, diantaranya : daya, *Head*, dan putaran. Pembagian jenis turbin berdasarkan putaran spesifik dapat dilihat pada tabel 2.4. berikut ini:

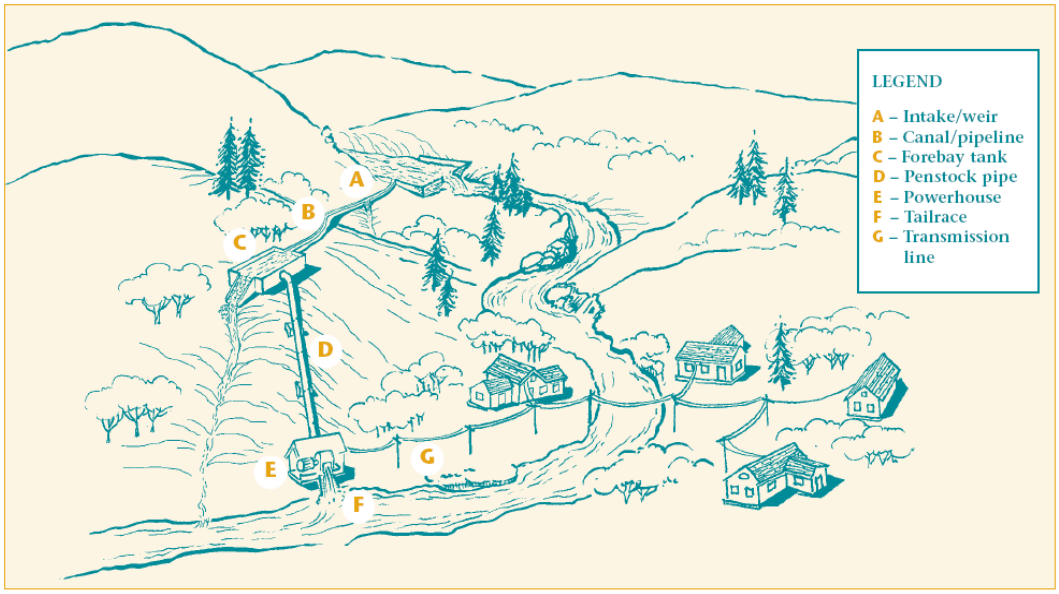
UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Tabel 2.4. Jenis turbin berdasarkan putaran spesifik. (Nechleba, 1957)

Putaran Spesifik	Jenis Turbin
4 s/d 35	Pelton dengan 1 nozzle
17 s/d 50	Pelton dengan 2 nozzle
24 s/d 70	Pelton dengan 4 nozzle
80 s/d 120	Francis, kecepatan rendah
120 s/d 220	Francis, kecepatan normal
220 s/d 350	Francis, kecepatan tinggi
350 s/d 430	Francis ekspres
300 s/d 1000	Propeler dan Kaplan

2.4. Instalasi Turbin Air

Secara umum gambaran daerah aliran sungai beserta dengan konstruksi sipilnya dapat diilustrasikan seperti pada gambar dibawah ini:

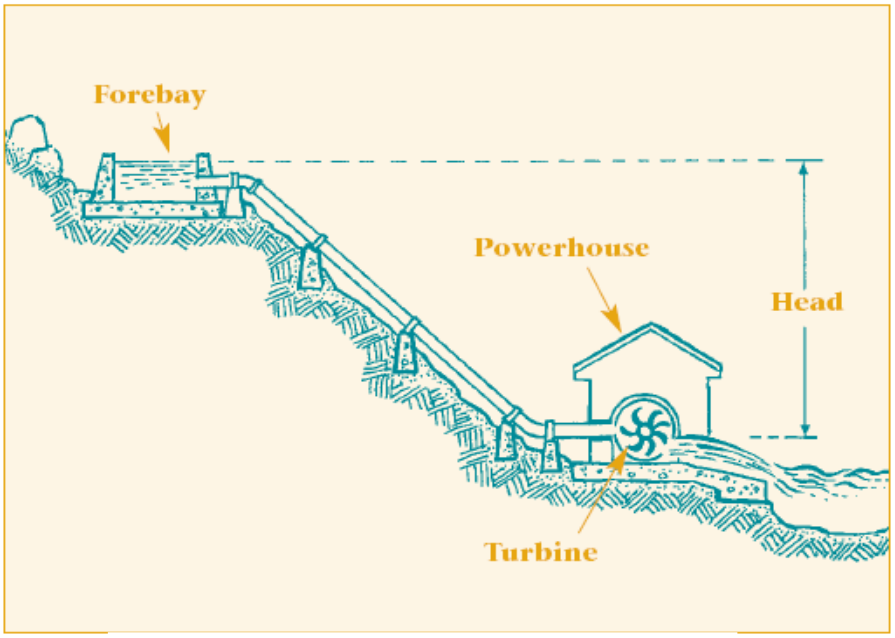


Gambar 2.6. Komponen Utama Pada Pembangkit Listrik Run-Off-River. (CETC, 2004)

Sedangkan gambar potongan sampingnya dapat dilihat pada ilustrasi gambar dibawah ini, dalam gambar dibawah dapat dilihat secara lebih mendetail

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

bagaimana dan dimana letak bangunan konstruksi *Forebay*, *Powerhouse*, *Penstock*, *Turbine*, *Tailrace* serta *Anchor*:



Gambar 2.7. Head Pada Sebuah Pembangkit Listrik Run-Off-River. (CETC, 2004)

Secara umum, instalasi turbin air pada pembangkit listrik tipe *run-off-river* biasanya terdiri dari bagian-bagian sebagai berikut ini:

1. *Storage* atau *pondage* : *Storage* atau penimbun (dalam ukuran kecil disebut *pondage*) dapat diletakkan pada bagian hulu atau bagian hilir dari sungai. *Storage* yang diletakkan pada bagian hulu dan dikenal juga sebagai waduk berfungsi meratakan fluktuasi dari debit air, sehingga dapat dihasilkan daya turbin yang konstan sepanjang tahun, pada musim hujan maupun musim kering. Suatu waduk kadang-kadang dibuat untuk tujuan pengendalian banjir atau untuk irigasi dengan membendung aliran-aliran sungai. Dari air yang terbendung ini akan didapatkan beda ketinggian yang dapat dimanfaatkan sebagai pembangkit tenaga listrik dengan memasang turbin air. *Storage* yang diletakkan pada bagian hilir, lebih berfungsi untuk pengendalian aliran sungai.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2. Sisi masuk turbin yang meliputi :
    a) *Forebay*, bagian sisi masuk yang melebar dengan konstruksi yang miring dilengkapi dengan *rack*/*boom* atau *baffle* dari beton untuk mencegah benda-benda besar yang hanyut jangan sampai masuk ke turbin.
    b) Jebakan pasir (*sand trap*), mencegah pasir masuk turbin.
    c) Saringan (*filter*), mencegah kotoran yang halus masuk ke turbin.
    d) Pintu air (*intake gate*), mengatur pemasukan air dan bila perlu dapat ditutup rapat untuk mencegah air masuk turbin, misalnya pada saat turbin perlu dilakukan inspeksi atau reparasi.
    e) Bendungan, untuk mendapatkan beda ketinggian disamping untuk menampung air.
    f) *Sluice gate*, dipasang pada kanal khusus untuk memungkinkan sungai dapat dipasang turbin air tetapi masih dapat dilalui kanal, tanpa mengganggu operasi turbin, disamping itu juga sebagai pengaman pada waktu banjir.
    g) Pengatur permukaan air (*overflow device*/*spillway*), mencegah air supaya tidak meluap masuk ke rumah turbin, dan menjaga permukaan air pada daerah hulu tidak terlalu tinggi dan membahayakan sekelilingnya.
3. Saluran dikenal ada saluran tidak bertekanan (*non pressure conduit* atau *high line conduit*) dan saluran bertekanan (*pressure conduit* atau *penstock*). Saluran tidak bertekanan dapat berbentuk saluran terbuka (kanal, *flume*) atau saluran tertutup (pipa), dan dapat terbuat dari tanah biasa, kayu, besi/baja atau beton. Sedangkan *penstock* mengalirkan air dengan beda ketinggian yang besar antara seksi masuk dan keluar. *Penstock* merupakan saluran tertutup dan biasanya terbuat dari pipa besi, baja, atau beton. Peralatan yang terpasang pada *penstock* antara lain sistem pemasukan udara yang diperlukan sewaktu air dikeluarkan dan *penstock* sewaktu turbin tidak beroperasi, reparasi, dan pembuang udara untuk mencegah terjadinya tekanan berlebihan di dalam *penstock*.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

4. Turbin air : komponen turbin pada dasarnya terdiri dari poros, roda turbin, sudu diam, rumah turbin, bantalan, sekat (*seal*) serta peralatan penunjang seperti sistem pengaturan dan instrumentasi.
5. *Draft tube*/*suct pipe* yang berfungsi untuk memperlambat kecepatan aliran air yang keluar turbin, berarti mengurangi energi kinetik. Ketinggian *draft tube* perlu diperhitungkan agar jangan sampai terjadi kavitasi. *Draft tube* ini hanya terdapat pada turbin reaksi.
6. *Surge tank* dan *relief valve* : akibat dari beban turbin yang berubah-berubah, maka posisi katup pengatur ikut berubah. Penutupan dan pembukaan katup pengatur yang terlalu cepat, dapat mengakibatkan terjadinya *water hammer* pada *penstock*. Untuk mencegah terjadinya *water hammer* ini dapat dipasangkan *surge tank* atau *relief valve* yang lebih murah, tetapi terbatas hanya untuk mengatasi *water hammer* yang positif, yaitu yang lebih besar dan bertekanan normal, dan tidak untuk sebaliknya. *Water hammer* dapat menyebabkan kerusakan pada *penstock*, sudu turbin, atau bagian turbin yang lain.

2.5. Dasar Pemilihan Jenis Turbin

Pemilihan jenis turbin tergantung pada *head* dan debit tersedia, fungsi dari pembangkit itu sendiri serta bebannya. Dua aspek yang dimaksud adalah kapasitas dan tipe turbin yang digunakan. Pada saat ini *trend* yang bekembang adalah mengaplikasikan turbin berukuran besar, demi meningkatkan efisiensi hidrolik maka dimensi turbin yang diaplikasikan cenderung bertambah besar. Pertimbangan penting yang lainnya adalah kondisi kerja optimum turbin serta pertimbangan ekonominya.

Ketika ukuran turbin besar maka besar pula daya yang dapat dibangkitkan, namun biaya perawatan dan konstruksi sipilnya relatif tinggi. Berbeda halnya dengan turbin yang berukuran kecil yang biaya perawatan dan konstruksi sipilnya relatif rendah, namun daya yang dapat dibangkitkan kecil. Untuk membangkitkan daya yang besar dibutuhkan beberapa unit turbin ukuran kecil sehingga biaya instalasinya pun menjadi tidak ekonomis.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Berikut ini adalah beberapa pertimbangan-pertimbangan untuk memilih jenis atau tipe turbin (Jagdish, 1975):

a. Kondisi Lapangan

Turbin selalu dipilih dan didesain untuk dapat memenuhi kriteria pada kondisi spesifik tertentu agar dapat beroperasi pada efisiensi maksimumnya. Kondisi lapangan menjadi dasar pemilihan jenis turbin yang sesuai dengan kebutuhan, pemilihan lokasi instalasi pembangkit listrik pun harus mempertimbangkan faktor-faktor berikut ini:

- Ketersediaan *head* dan debitnya.
- Keterjangkauan lokasi pembangkit atau akses lokasi yang mudah.
- Studi perkiraan potensi *power* yang tersedia baik di musim penghujan maupun musim kemarau.

b. Kecepatan Spesifik (*specific speed*)

Turbin dengan kecepatan spesifik yang tinggi harus diutamakan untuk dipilih, karena akan jauh lebih ekonomis, ukuran turbin kecil dan putaran porosnya akan tinggi, sehingga generator yang digunakan berukuran kecil. Namun demikian perlu diperhatikan bahwa dengan kecepatan spesifik yang tinggi maka besar kemungkinannya terjadi kavitasi karena faktor koefisien kavitasi yang meningkat pula.

c. *Head*

Pemilihan jenis turbin yang tepat untuk spesifikasi *head* tertentu berdampak pada pekerjaan sipil konstruksi yang jauh lebih murah, memperpanjang usia pembangkit listrik, mengoptimasi seluruh biaya operasional dan perawatan. Ketidaktepatan dan ketidaksesuaian pemilihan turbin dapat berakibat biaya awal investasi yang tinggi, efisiensi yang rendah serta biaya operasional yang berlebihan.

Turbin Francis dikenal ada tiga jenis yaitu (Paryatmo, 2007):

a. Turbin Francis putaran tinggi (sesuai untuk beda ketinggian 35 sampai 100 meter).
b. Turbin Francis putaran sedang (sesuai untuk beda ketinggian 100 sampai 280 meter).

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

c. Turbin Francis putaran rendah (sesuai untuk beda ketinggian 280 sampai 400 meter).

d. Kecepatan Putar

Besarnya kecepatan spesifik berbanding lurus dengan kecepatan putaran poros. Poros turbin dengan kecepatan putar tertentu akan memutar generator, putaran minimum generator yang harus dipenuhi tergantung pada frekuensi dan jumlah kutubnya. Nilai kecepatan spesifik yang dirancang harus sinkron dengan putaran generator untuk menghasilkan listrik dengan frekuensi tertentu.

Jika Kecepatan putar turbin tinggi kemudian poros turbin di-*couple* secara langsung dengan generator, maka berikut ini adalah aspek-aspek *engineering* yang perlu diperhatikan:

- *Civil Engineering* : Turbin akan berukuran lebih kecil dan murah. Jumlah kutub generator lebih sedikit, oleh karena itu ukuran generator akan lebih kecil. Ukuran generator yang kecil akan meminimalisir ruang yang harus disediakan, biaya instalasi serta biaya eskavasi.
- *Hydraulic Engineering* : kecepatan spesifik yang tinggi akan cenderung besar kemungkinan terjadi kavitasi, sehingga perlu eskavasi tanah dan pondasi yang lebih dalam.
- *Mechanical Engineering* : Desain mekanikalnya dipengaruhi oleh gaya sentrifugal yang akan timbul pada benda yang berputar dengan kecepatan tinggi, yang mana akan mengalami tekanan yang lebih.
- *Metallurgical Engineering* : Material yang digunakan harus diproduksi dengan proses metalurgi khusus.

e. Efisiensi

Efisiensi turbin bervariasi terhadap power output dan *head*. Turbin yang dipilih harus menunjukkan efisiensi *overall* yang tinggi pada kondisi operasi yang bervariasi. Turbin pada umumnya didesain untuk dapat memberikan performa efisiensi yang terbaik pada *head* desainnya (*net*

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

head available). Turbin Francis dan Propeler memiliki penurunan efisiensi lebih tinggi jika dibandingkan dengan tipe turbin Kaplan, Pelton dan Bulb.

f. Beban (*Part-Load Operation*)

Turbin yang dipilih harus dapat mengatasi beban yang bervariasi. Pada saat beban berubah-ubah, tentu saja efisiensi juga akan berubah mengikuti. Pada umumya, efisiensi pada kondisi *part-load* atau *over-load* pasti dibawah dari efisiensi normalnya. Ketika turbin beroperasi terus-menerus dalam kondisi *part-load*, maka biaya *maintenance* juga akan meningkat.

Tabel 2.5. Output Minimum Turbin. (Sharma, 2003)

Tipe	Output Minimum Untuk Operasi Kontinu (%)
Pelton	30-50
Francis	50
Kaplan	30-40
Bulb	30-40
Propeler	85
Deriaz	40

Sumber: IS: 12837-1989

g. Kavitasi

Kavitasi adalah aspek penting dalam pemilihan jenis tubin yang perlu untuk dipertimbangkan, sesuai dengan *head* dan *specific speed*-nya. Perhitungan kavitasi inilah yang mendasari turbin dengan kecepatan tinggi tidak dapat bekerja pada *head* tinggi, namun turbin kecepatan rendah dapat bekerja pada *head* yang tinggi.

Nilai kritis faktor kavitasi harus dipenuhi untuk memastikan turbin bekerja pada zona yang aman. Kecepatan speifik yang tinggi meningkatkan nilai dari faktor kavitasi. Faktor kavitasi ini mengindikasikan apakah turbin dapat dipasang diatas atau dibawah level permukaan *tail race*. Pada umumnya koefisien kavitasi turbin Francis lebih rendah daripada turbin Kaplan.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

h. Posisi poros turbin

Posisi dari poros turbin dipengaruhi oleh tipe turbin. Turbin dengan poros vertikal akan membutuhkan pondasi yang lebih dalam serta bangunan yang lebih tinggi. Namun, turbin dengan poros horisontal akan memnutuhkan area yang lebih luas. Pengalaman menunjukkan bahwa turbin dengan susunan poros vertikal sangat cocok untuk turbin reaksi dengan ukuran yang besar. Untuk turbin impuls, poros horisontal sering diaplikasikan.

i. Ketersediaan Air

Jika ketersediaan air kurang namun *head*-nya tinggi maka turbin yang cocok adalah turbin Impuls. Jika ketersediaan air melimpah dan *head*-nya tinggi maka beberapa unit turbin impuls dapat dapat dipasang. Jika ketersediaan air pada level *medium* dan *head*-nya *medium* turbin Francis dapat dipilih, namun jika ketersediaan air melimpah dan *head*-nya rendah maka turbin Kaplan sangat cocok untuk dioperasikan.

j. Biaya Total

Pada saat memilih turbin, biaya-biaya yang menjadi pertimbangan adalah 2 faktor berikut ini:

- *Initial cost* : termasuk biaya pembelian dan penginstalasian.
- *Running cost* : biaya perawatan (*maintenance*), perbaikan (*repairs*), pergantian (*replacement*) dan biaya operasi (*operation cost*).

k. Jumlah Unit Turbin

Poin-poin berikut ini adalah faktor-faktor yang harus dipertimbangkan untuk menentukan jumlah unit turbin terpasang pada sebuah pembangkit:

- Biaya (*cost*): jika unitnya terlalu besar atau berjumlah banyak, maka biaya operasional per kilowatt-nya akan meningkat. Namun, pada saat dipasang unit yang berjumlah lebih dari 1 unit, maka tiap-tiap unitnya harus menanggung beban yang sama (*parallel running*), sehingga akan lebih stabil dan suku cadangnya (*spare part*) dapat lebih bertahan lama.

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- Suplai beban: dikarenakan beban selalu berubah-ubah, turbin cenderung untuk beroperasi pada efisiensi yang rendah. Jumlah unit yang banyak sangat bermanfaat dan lebih ekonomis ketika beban puncak.

2.6. Persamaan Dasar Rancangan

2.6.1. Teori Dasar Aliran (Hidrodinamika)

Aliran air memiliki energi hidrodinamik yang dapat diubah menjadi energi mekanik. Energi hidrodinamik ini dapat diperoleh dari perbedaan ketinggian ataupun debit dari suatu aliran. Energi aliran yang dikonversikan turbin berupa daya turbin (P), yang dapat dihitung melalui persamaan berikut :

$$P = Q \times \rho \times g \times H \times \eta_T \qquad (2.1)$$

Dimana :

P = daya turbin air (KW)
Q = kapasitas (m^3/s)
ρ = massa jenis (kg/m^3)
g = percepatan gravitasi (m/s^2)
η_T = efisiensi turbin.

Pada teori dasar aliran dapat dicapai suatu daya yang dihasilkan oleh turbin melalui beberapa tahapan perubahan energi, diawali dari energi potensial (tekanan) yang dipengaruhi oleh ketinggian aliran kemudian diubah menjadi energi kinetik aliran yang dipengaruhi oleh kecepatan aliran yang timbul, dan dihasilkan energi mekanis berupa putaran dari roda turbin.

A. Energi Potensial

Energi yang dimiliki oleh air karena memiliki beda ketinggian terhadap permukaan tertentu, yang dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$E_z = m.g.z \qquad (2.2)$$

Dimana :

E_z = energi potensial (J)
m = massa air (kg)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

g = gravitasi (m/s^2)

z = ketinggian/beda elevasi (m)

B. Energi Tekanan

Energi yang dimiliki oleh air karena memiliki beda tekanan, dapat dituliskan rumus sebagai berikut :

$$E_p = m.\frac{p}{\rho} \quad (2.3)$$

Dimana :

E_p = energi tekanan (J)

m = massa air (kg)

p = tekanan air (N/m^2)

ρ = massa jenis air (kg/m^3)

C. Energi Kinetik

Energi yang dimiliki oleh air karena memiliki kecepatan, rumus dapat ditulis sebagai berikut :

$$E_k = m.\frac{v^2}{2} \quad (2.4)$$

Dimana :

E_k = energi kecepatan (J)

m = massa air (kg)

v = kecepatan aliran air (m/s)

energi total yang dimiliki oleh suatu aliran adalah penjumlahan dari energi potensial, energi tekanan dan energi kinetik. Yang dapat dituliskan kedalam sebuah persamaan berikut ini :

$$E_t = E_z + E_P + E_k \quad (2.5)$$

$$E_t = m.g.z + m.\frac{p}{\rho} + m.\frac{v^2}{2} \quad (2.6)$$

Dimana :

E_t = energi total (J)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

m = massa air (kg)

g = gravitasi (m/s^2)

z = beda ketinggian (m)

p = tekanan air (N/m^2)

ρ = massa jenis air (kg/m^3)

v = kecepatan aliran air (m/s^2)

Bila pada aliran air tersebut di atas diambil suatu jumlah air tiap 1 kg untuk diperhitungkan, hal ini dinamakan "energi spesifik" satuannya dalam (Nm/kg), karena dibagi massa (kg) maka akan didapat :

$$e_t = g.z + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{konstan (Nm/kg)} \qquad (2.7)$$

Kemudian dibagi kembali dengan percepatan gravitasi g, akan didapat salah satu ruas dari persamaan Bernoulli, yang mempunyai arti ketinggian.

$$H = z + \frac{P}{\rho.g} + \frac{v^2}{2g} = \text{konstan (m)} \qquad (2.8)$$

Persamaan diatas yang terkenal dengan sebutan persamaan Bernoulli. Pada tiap saat dan tiap posisi yang ditinjau dari suatu aliran di dalam pipa tanpa gesekan yang tidak bergerak, akan mempunyai jumlah energi ketinggian tempat, tekanan dan kecepatan yang sama besar. Persamaan Bernoulli umumnya ditulis dalam bentuk :

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho.g} + \frac{1}{2g}{v_1}^2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho.g} + \frac{1}{2g}{v_2}^2 \qquad (2.9)$$

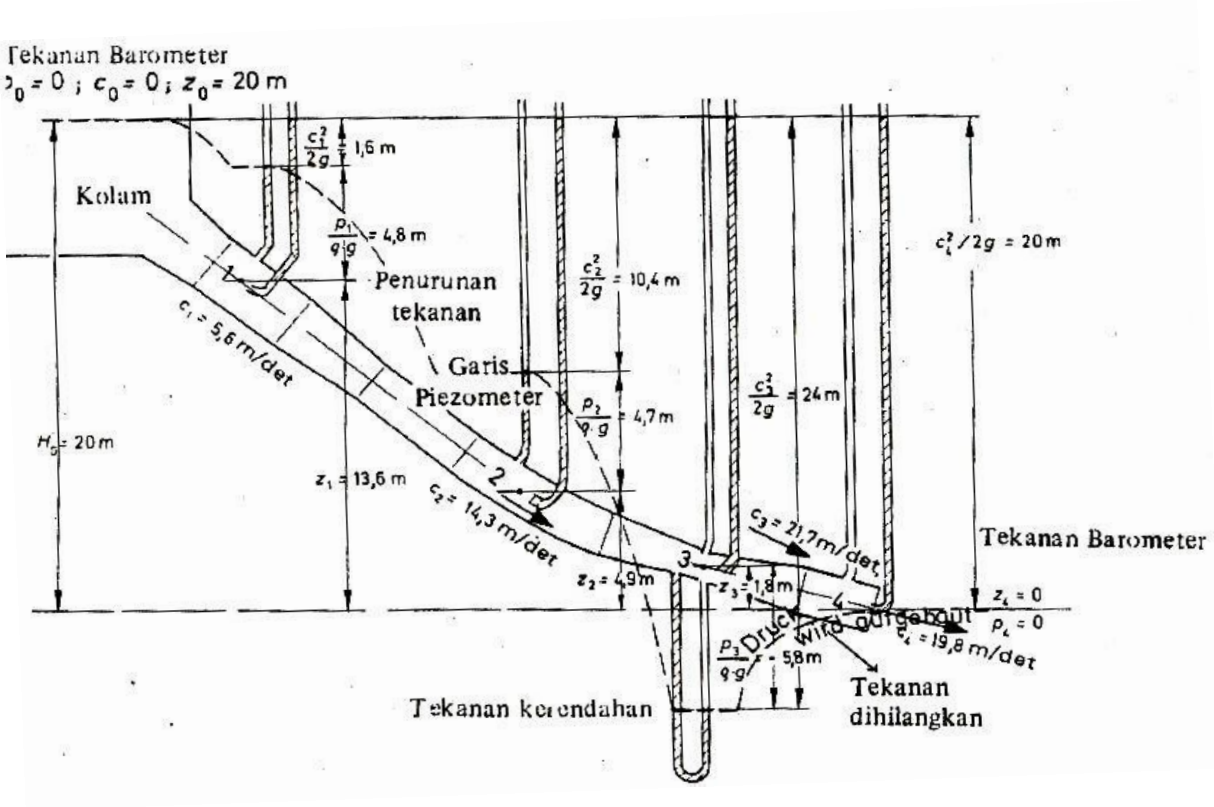
Persamaan ini diperkenalkan pada prinsip-prinsip Mekanika Fluida, dan menjadi persamaan yang penting bagi aplikasi di bidang Pembangkitan Listrik Tenaga Air.

2.6.2. Perubahan Bentuk Energi

Energi yang terdapat dalam aliran air di sungai-sungai yang berada di daerah dataran tinggi merupakan suatu yang potensial bagi pembangkitan listrik. Daerah dengan curah hujan yang tinggi juga merupakan faktor yang mendukung bagi kelanggengan dari suatu pembangkitan listrik.

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Energi dari aliran air dalam pipa akan dipindahkan ke turbin air, jadi disini akan disinggung mengenai perubahan energi tekanan menjadi energi kecepatan dan sebaliknya, energi dari tempat yang tinggi digunakan untuk memutar roda turbin. Perubahan energi didalam pipa akan kita perlihatkan pada Gambar 2.8. dilengkapi dengan pipa buang ke udara atmosfer, yang dalam aliran itu terdapat diameter yang tidak sama sehingga kita dapat mengamati perubahan energi yang terjadi. Pada suatu daerah tertentu dalam aliran akan terdapat perubahan antara energi kecepatan dan energi tekanan yang diakibatkan karena perbedaan diameter penampang lintang pada arah tegak lurus aliran.



Gambar 2.8. Perubahan Energi di Dalam Pipa Saluran Tekan.(Dietzel, 1996)

Tinggi daerah 1 sampai 3 dan diameter 1 sampai 3 telah diketahui, dengan demikian luas penampang pipa A dan kecepatan aliran dengan kecepatan aliran dari persamaan $v = Q/A$ dapat dihitung, serta tinggi kecepatan dari $v^2/2g$ dapat dihitung pula.

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dari persamaan Bernoulli dapat dihitung tinggi tekanan $P/\rho.g = H - z - v^2/2g$, dan hal ini bisa dilihat dari piezometer. Semua data yang telah diketahui dari hasil perhitungannya dapat dilihat dalam tabel 2.5. berikut ini:

Tabel 2.6. Perubahan Energi. (Dietzel, 1996)

Kedudukan	z **(m)**	d **(m)**	A **(m^2)**	v **(m/s)**	$v^2/2g$ **(m)**	P/γ **(m)**	**Keterangan**
0	20	-	∞	0	0	0	Tekanan atmosfer
1	13,6	1,51	1,79	5,6	1,6	4,8	Tekanan lebih
2	4,9	0,94	0,70	14,3	10,4	4,7	Tekanan lebih
3	1,8	0,76	0,46	21,7	24,0	-5,8	Tekanan rendah
4	0	0,80	0,50	19,8	20	0	Tekanan atmosfer

Di daerah 3 penampang pipa lebih sempit, karena itu kecepatan aliran di daerah ini naik sedemikian rupa tingginya v_3, tetapi tekanannya turun hingga mencapai tekanan kerendahan (kurang dari 1 atmosfer).

Tinggi kecepatan di daerah 3 adalah yang paling tinggi di antara yang ada di daerah lainnya. Kekurangan tekanan di daerah 3 ini akan mempengaruhi keadaan di daerah sekitarnya, dan tekanan atmosfer di atas permukaan air sangat besar pula pengaruhnya. Untuk tekanan atmosfer 1 bar = 10^5 N/m^2 dan kecepatan air ρ = 1000 kg/m^3 didapat harga tinggi kolom air adalah sekitar 10,2 meter kolom air, dengan anggapan bahwa aliran dalam pipa tanpa gesekan, maka kecepatan di daerah 3 akan naik hingga

Tekanan kerendahan atau tekanan di bawah tekanan atmosfer sangat berguna untuk pompa pancaran air. Tetapi harus diperhatikan bahwa tekanan kerendahan yang bekerja terhadap air, air tersebut akan segera menguap, bila tekanan turun terus hingga lebih rendah dari tekanan titik didih air maka hal ini akan menyebabkan air mendidih. Air dengan temperatur 20°C pada tekanan 0,025

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

bar akan segera menguap. Karena pembentukan uap tersebut, maka bentuk aliran menjadi rusak atau *turbulen*.

Dari hasil perhitungan dan Gambar 2.8. menunjukkan bahwa tinggi kecepatan $v^2/2g$ dapat diukur dari ketinggian H ke bawah sampai garis putus-putus yang menghubungkan satu dengan yang lainnya. Besarnya tinggi tekanan $P/\rho.g$ ditunjukkan oleh jarak antara garis putus-putus sampai ke garis tengah-tengah pipa. Garis putus-putus itu dinamakan garis *Piezometer* karena garis itu didapatkan dari penunjukkan *Piezometer*. Bila lintasan garis tersebut berada di bawah lintasan garis sumbu pipa, artinya ini adalah tekanan di dalam pipa di bawah 1 atmosfer, begitu pula jika lintasan garis tekanan *Piezometer* berada di luar, pada permukaan air berarti tekanannya adalah tekanan atmosfer udara luar.

Bila sisi bagian ke luar pipa diperkecil (memakai katup), maka aliran airnya makin sedikit. Kecepatan air ke luar di belakang katup adalah tetap tidak terganggu, tetapi kecepatan air di dalam pipa makin lambat dan tinggi kecepatan makin kecil, tetapi tinggi tekanan akan membesar. Jadi kesimpulan dari contoh aliran dalam pipa di atas adalah sebagai berikut : Perubahan dari tinggi tekanan ke tinggi kecepatan dan sebaliknya, berlaku secara umum pada aliran di dalam saluran tertutup. Hal ini juga terjadi pada aliran di dalam turbin, yaitu dengan jalan pengecilan luas penampang saluran-saluran, misalnya di sudu gerak, kecepatan aliran dpertinggi, tekanannya menjadi turun. Dengan demikian tekanan kerendahan (kurang dari 1 atmosfer) terbentuk, tetapi dengan adanya pipa isap maka air dari air bawah dapat dikeluarkan. Hal ini adalah sebanding dengan contoh pada Gambar 2.8. antara daerah 3 dan 4.

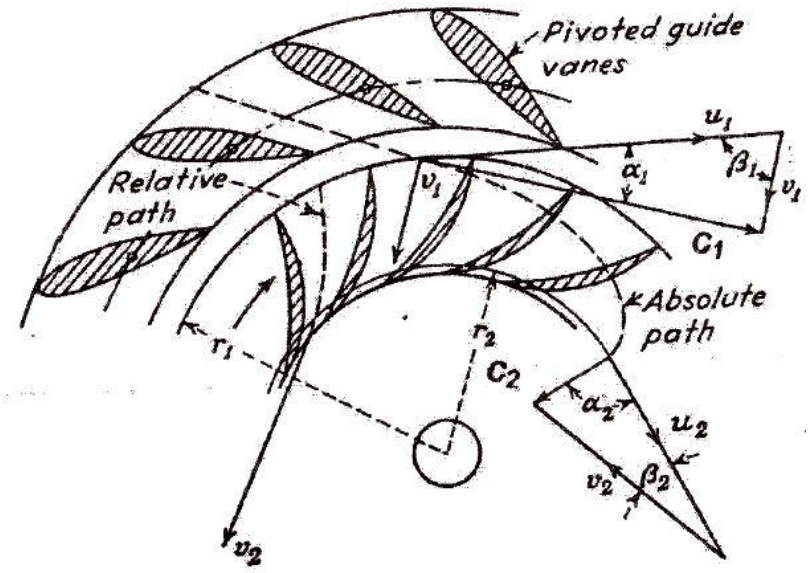
2.6.3. Segi Tiga Kecepatan

Prinsip kerja dari turbin francis ialah memanfaatkan energi tinggi jatuh air untuk memutar roda turbin. Roda turbin berputar akibat dari cairan yang ada diantara sudu roda turbin yang memiliki energi mekanis, partikel cairan ini memiliki kecepatan keliling *(u)* yang arahnya tangensial menyinggung lingkaran. Akibat dari kecepatan keliling ini menimbulkan gaya sentrifugal, dengan meningkatnya gaya sentrifugal membuat partikel cairan bergerak menuju pusat

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

dari roda turbin dengan kecepatan relatif *(w)* yang arahnya menyinggung permukaan sudu. Sedangkan kecepatan absolute *(c)* merupakan penjumlahan geometris dari *(u)* dan *(w)*.

Besaran-besaran segitiga kecepatan untuk turbin reaksi, dapat digambarkan pada runner seperti gambar 2.9. berikut:



Gambar 2.9. Segi Tiga Kecepatan Turbin Reaksi. (Paryatmo, 2007)

Dari data pengalaman, nilai optimum dari sudut α_1 = 12° s.d 24° dan $\beta_2 \approx$ 165°. Bila luas saluran masuk *runner* (yang tegak lurus arah c_1) adalah A_1 dan keluar *runner* (yang tegak lurus arah c_2) adalah A_2, maka karena pada turbin reaksi seluruh ruangan *runner* terisi air, berlaku persamaan kontinuitas. Sehingga:

$$c_1 = \frac{Q}{A_1} \tag{2.10}$$

$$c_2 = \frac{Q}{A_2} \tag{2.11}$$

Besaran segi tiga kecepatan seksi masuk *runner*,

$$u_1 = \omega.r_1 = \frac{2\pi n r_1}{60} \tag{2.12}$$

Karena tiga besaran segi tiga kecepatan seksi masuk diketahui, maka besaran yang lain dapat ditemukan,

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$w_1 = \sqrt{(u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 . c_1 \cos \alpha_1)} \quad (2.13)$$

$$\beta_1 = \text{arc sin} \frac{c_1}{w_1} \quad (2.14)$$

Pada seksi keluar *runner*, $u_2 = \omega . r_2^2$, dan berbeda dengan turbin Pelton, u_2 tidak sama dengan u_1, karena $r_2 \neq r_1$ besaran segitiga kecepatan seksi keluar yang lain dapat ditentukan.

$$c_2 = \sqrt{(w_2^2 + u_2^2 - 2w_2 u_2 \cos \beta_2)} \quad (2.15)$$

$$\alpha_2 = \text{arc sin} \frac{c_2}{w_2} \quad (2.16)$$

$$c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2 \quad (2.17)$$

Perbedaan tekanan seksi masuk dan keluar *runner* (Δp) dapat ditentukan dari persamaan Bernoulli:

$$H_{net} = H_{conv} + H_{r(hid)} = \Delta(gz) + \Delta(c^2/2) + \Delta(p/\rho) \quad (2.18)$$

Bila yang diperhitungkan kecepatan relatif, maka berarti perubahannya pada seksi masuk dan keluar *runner* tidak menghasilkan kerja dan berarti W_{net} (= H_{net}) = 0. Dalam kenyataannya, $\Delta(z)$ pada *runner*- kecil sekali dan dapat diabaikan dalam batas ketelitian yang masih baik. Pada keadaan ideal, dimana kerugian hidrolik tidak ada, maka dari persamaan (2.18),

$$\frac{w_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{w_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} \quad (2.19)$$

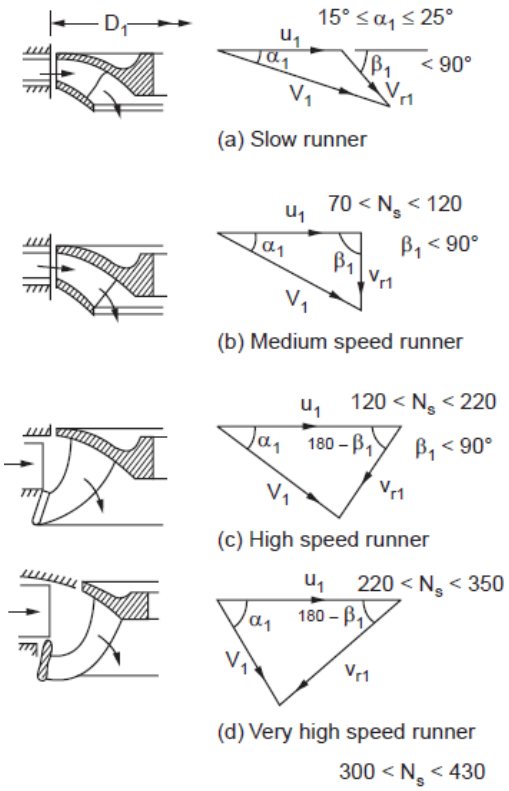
Sehingga, $$w_{2(d)} = \left(w_1^2 + \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}\right)^{1/2} \quad (2.20)$$

$$w_{2(akt)} = k \, . \, w_{2(id)} \quad (2.21)$$

dimana konstanta *k* mempunyai nilai $0 < k < 1$. Berdasarkan perhitungan segi tiga kecepatan, $w_{2(akt)}$ dapat ditentukan dari persamaan (2.15). Maka dari persamaan (2.15), (2.19), (2.20) dan (2.21) dapat dihitung beda tekanan seksi masuk dan keluar *runner*,

$$(p_1 - p_2) = \frac{\rho(w_2^2 - w_1^2)}{2} \quad \text{(Pa)} \quad (2.22)$$

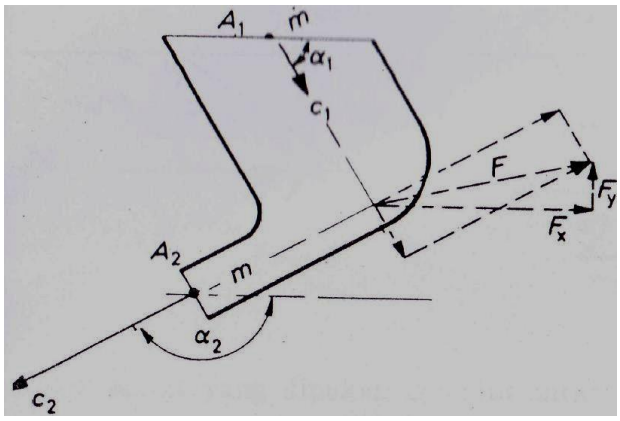
UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 2.10. Variasi Bentuk *Runner* dan Segitiga Kecepatan Dengan Kecepatan Spesifik Tertentu. (Kothandaraman, 2007)

2.6.4. Besar Gaya, Daya Turbin, Rumus Euler, Bentuk Sudu

Suatu benda yang berlubang dan diperkuat dengan bagian seperti Gambar 2.11., secara teratur dialiri air dengan kecepatan c_1 dan membentuk sudut α_1, sejajar dengan dinding batas tersebut. Aliran air *m* akan belok keluar dengan membentuk sudut α_2.



Gambar 2.11. Terjadinya Gaya pada Pembelokan Aliran Air. (Dietzel, 1996)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Penampang di bagian keluar A_2 lebih kecil daripada A_1, berarti kecepatan keluar c_2 lebih besar daripada c_1, dari gambar dan bentuk peralatan serta arah aliran dapat diperkirakan bagaimana asalnya gaya *F*. Besarnya gaya ini menurut kaidah pergerakan atau impuls.

$$F.t = m.c_1 - m.c_2 \quad (2.23)$$

Dan untuk t = 1 detik, maka diperoleh :

$$F = \dot{m}.(c_1 - c_2) \quad (2.24)$$

dimana :

F = gaya (N)

m = massa per satu detik (kg/s)

c_1 = kecepatan absolut sisi masuk (m/s)

c_2 = kecepatan absolut sisi keluar (m/s)

Gaya dalam Newton, bila massa air yang lewat adalah *m* maka yang keluar juga dengan massa yang sama yaitu *m* juga.

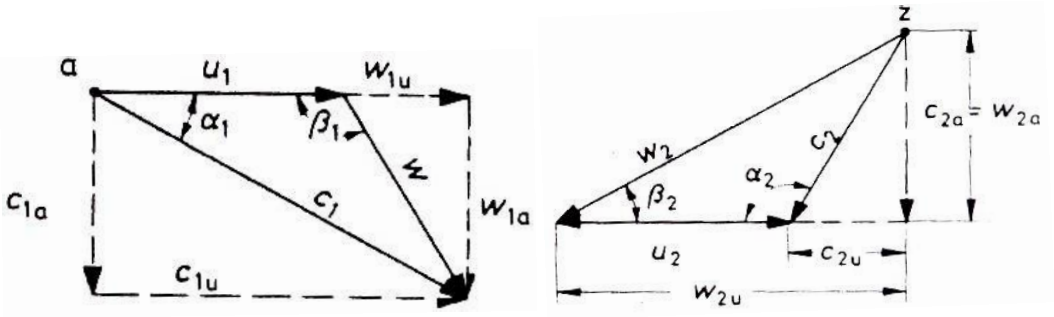
Bila dihitung berdasarkan kapasitas dari air yang lewat, maka

$$F = Q.\rho.c_1 - Q.\rho.c_2 \quad (2.25)$$

Supaya diperhatikan, bahwa menurut kaidah impuls untuk perbedaan geometri dari bagian-bagian yang bergerak didapat dari $m.c_1$ dan $-m.c_2$. Kita memperhatikan sudut aliran masuk dan keluar, maka gaya yang terjadi dapat diuraikan dalam arah x dan y, sehingga didapat

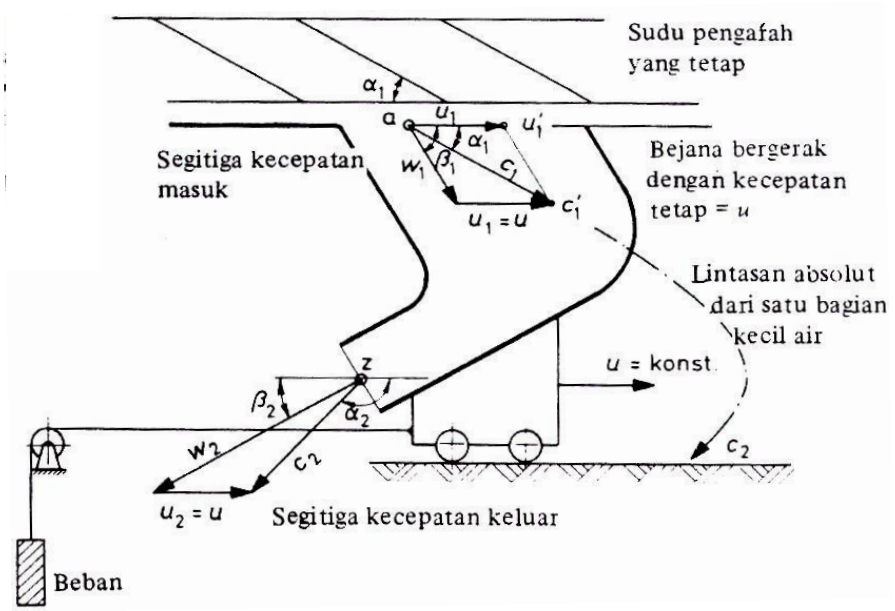
$$F_x = Q.\rho.(c_1.\cos\alpha_1 - c_2.\cos\alpha_2) \quad (2.26)$$

$$F_y = Q.\rho.(c_1.\sin\alpha_1 - c_2.\sin\alpha_2) \quad (2.27)$$



Gambar 2.12. Segitiga Kecepatan Sisi Masuk dan Keluar. (Dietzel, 1996)

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 2.13. Gaya yang Ditimbulkan Aliran Zat Cair di Dalam Bejana yang Bergerak dengan Kecepatan Konstan. (Dietzel, 1996)

Bejana pada gambar 2.11. diletakkan di atas kereta yang bisa bergerak tanpa gesekan, gambar 2.13., ke dalam bejana tersebut dialirkan air, maka kereta akan meluncur dengan kecepatan u sambil menarik tali penggantung beban. Melalui sudu pengarah yang tetap, air dialirkan ke dalam bejana dengan membentuk sudut tetap yaitu α_1 dan kecepatan c_1. Satu bagian kecil air a bergerak pindah ke dalam bejana dengan sudut α_1 dan kecepatan c_1 ke arah titik c_1' tetapi pada waktu yang bersamaan air a tersebut juga bergerak ke arah u_1 dengan kecepatan u. Akan terlihat pada gambar c_1 dan u bersama-sama didapat arah dan besarnya kecepatan w_1, bagian kecil air a bergerak dengan arah dan kecepatan w_1. Dengan demikian segitiga masuk dapat dilukiskan.

Untuk gambar segitiga kecepatan kecepatan bagian air keluar didapat sebagai berikut, bila satu bagian kecil air z dalam mengalirnya sampai di bagian ujung keluar bejana kecepatan berubah dari w_1 ke w_2 dan arahnya juga berubah dari α_1 ke α_2 disebabkan karena pengecilan penampang A_1/A_2 dan kelengkungan bejana.

Di titik z digambar harga u_2 (di sini $u_2 = u_1$) dan digambar pula w_2 yang sesuai besar dan arahnya, dengan digambarnya c_2 didapat segitiga kecepatan

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

keluar. Karena kebutuhan istilah untuk membedakan harga-harga tersebut di atas maka :

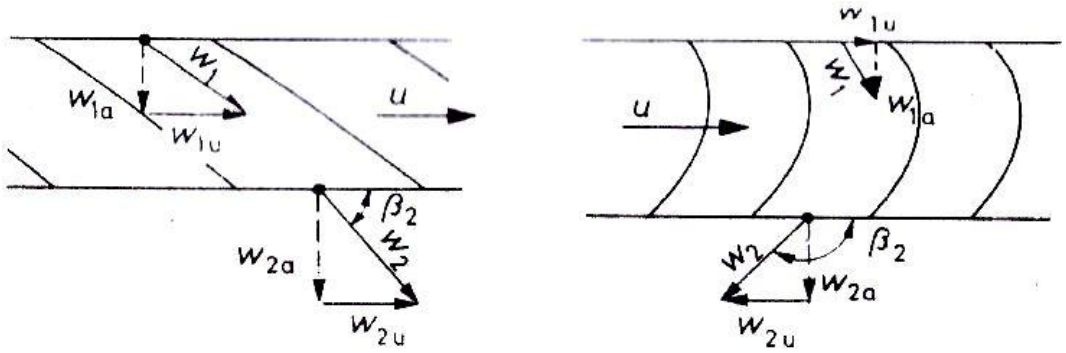
c = disebut kecepatan mutlak, karena daerah sekelilingnya adalah tetap tidak bergerak, kecuali bejana yang dilewati aliran air bergerak dengan kecepatan *u*.

w = disebut kecepatan relatif, karena berhubungan dengan bagian dalam bejana yang bergerak.

u = disebut kecepatan tangensial roda turbin.

Kecepatan-kecepatan tersebut diatas pada dasarnya mempunyai hubungan persamaan penjumlahan aljabar biasa. Kecepatan mutlak atau absolut merupakan penjumlahan secara vektor dari kecepatan relatif dan kecepatan roda turbin, hal ini sama antara sisi masuk dengan sisi keluar. Secara umum segitiga kecepatan dapat dituliskan persamaan sebagai berikut :

$$w = c - u \text{ atau } c = w + u \qquad (2.28)$$



Gambar 2.14. Dengan Kelengkungan Sudut yang Lebih Tajam pada Kapasitas Air yang Sama Didapatkan Daya yang Lebih Besar. (Dietzel, 1996)

Simbol sudut yang dipakai, α sudut antara *u* dan *c*, antara *u* dan *w*. F_u adalah besar gaya yang dihitung dari komponen w_u dan c_u, sedangkan F_a adalah untuk gaya yang tegak lurus arah gerakan dan dari komponen w_a dan c_a.

$$c_u = c.\cos\alpha \text{ dan } w_u = w.\cos\beta \qquad (2.29)$$

Kemudian untuk kaidah impulsnya adalah

$$F_u = Q.\rho.(w_{1u} - w_{2u}) \qquad (2.30)$$

$$F_a = Q.\rho.(w_{1a} - w_{2a}) \qquad (2.31)$$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Bila arah w_{2u} berlawanan dengan w_{1u}, maka didapat

$$F_u = Q.\rho.(w_{1u} - (-w_{2u}))$$

$$F_u = Q.\rho.(w_{1u} + w_{2u}) \quad (2.32)$$

Untuk kapasitas aliran air yang sama, pada lengkungan yang lebih tajam akan diperoleh gaya yang lebih besar, lihat gambar 2.14. Di lain pihak tidak semua turbin air mempunyai sudu-sudu yang belakangnya tajam, karena hal ini ada hubungannya dengan kapasitas air, tinggi air jatuh, dan kecepatan putar roda turbin, jadi dengan alasan konstruksi dan ekonomisnya yang menjadikan dasar turbin itu harus dibuat tertentu. Selain dengan kecepatan relatif, besar gaya juga dihitung dengan kecepatan absolut. Menurut gambar 2.12., didapat hubungan $w_{1u} = c_{1u} - u$ dan $w_{2u} = c_{2u} - u$, selain itu jika $u_1 = u_2$, maka :

$$F_u = Q.\rho.(c_{1u} + c_{2u}) \quad (2.33)$$

Persamaan di atas harus diperhatikan arah dari c_{2u}.

Aliran air di dalam bejana bisa dianggap sebagai aliran air di dalam saluran sudu-sudu yang terdapat pada roda turbin.

Bila r adalah jarak dari titik pusat ke tempat bekerjanya gaya tangensial F_u, maka pada poros turbin akan bekerja momen.

$$M_t = F_u.r$$

$$M_t = F_u.r = Q.\rho.(r_1.w_{1u} - r_2.w_{2u})$$

Atau juga berdasarkan gambar (2.13), dapat ditulis

$$M_t = F_u.r = Q.\rho.(r_1.c_{1u} - r_2.c_{2u}) \quad (2.34)$$

Ini adalah daya pada roda turbin yang digerakkan oleh aliran air. Jari-jari r_1 dan r_2 tiap-tiap turbin tidak sama, tergantung kepada cara dan banyaknya air yang dialirkan. Daya yang dihasilkan turbin, persamaan Euler turbin. Pada kecepatan sudut yang tetap sama $\omega = r.u$ dan kecepatan tangensial pada roda jalan $u = D.\pi.n$ bisa diperoleh daya turbin di roda turbin

$$P = M_t.\omega = Q.\rho.\omega.(r_1.c_{1u} - r_2.c_{2u}) \text{ , dengan } \omega.r = u$$

$$P = Q.\rho.(u_1.c_{1u} - u_2.c_{2u}) \quad (2.35)$$

Di lain pihak untuk kapasitas dan tinggi air jatuh yang telah diketahui. Daya yang dihasilkan turbin adalah :

$$P = Q.\rho.g.H.\eta_T$$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Bila disamakan akan didapat

$$Q.\rho.g.H.\eta_T = Q.\rho.(u_1.c_{1u} - u_2.c_{2u})$$

Persamaan di atas digunakan untuk mendapatkan rumus utama untuk turbin air dan biasanya disebut sebagai rumus Euler Turbin yaitu :

$$H = (u_1.c_{1u} - u_2.c_{2u})/g.\eta_T \qquad (2.36)$$

Persamaan di atas dapat menunjukkan pemanfaatan tinggi air jatuh dengan bentuk sudu jalan, untuk mendapatkan ringkasan yang baik, kecepatan absolut *c* diganti dengan komponen di dalam sudu gerak, yaitu kecepatan relatif *w*, dibandingkan dengan gambar 2.13. didapatkan :

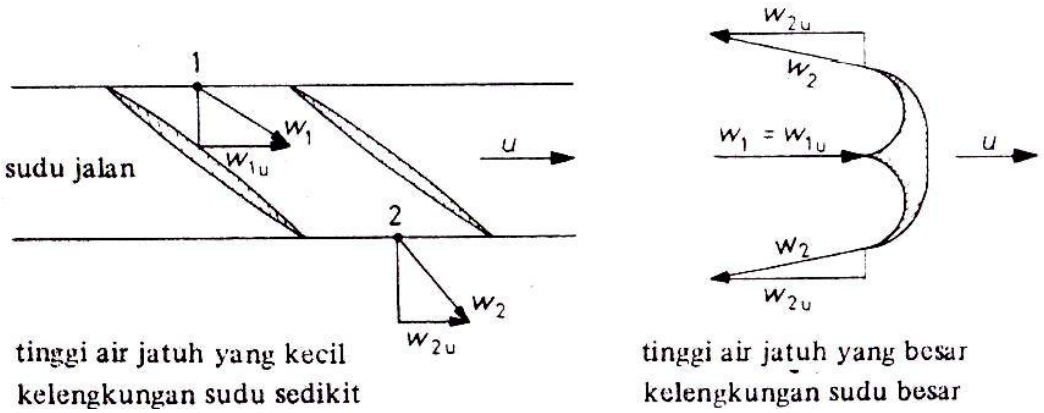
$$H = (u_1.w_{1u} - u_2.w_{2u})/g.\eta_T \qquad (2.37)$$

Bila pada persamaan sebelah kiri harga *H* kecil, berarti harga persamaan yang di sebelah kanan pun kecil. Hal ini sangat besar pengaruhnya dalam menentukan arah w_{2u}, apakah dibuat sama atau berlawanan dengan w_{1u}, tinggi jatuh dan profil sederhana dari roda jalan dapat dilihat pada gambar 2.15. Untuk tinggi jatuh rendah maka akan lebih efisien jika sudu dibuat dengan kelengkungan yang kecil, arah w_{1u} dan w_{2u} sama, harga *H*-nya kecil, lihat persamaan (2.24), maka bentuk pelaksanaannya adalah Turbin Kaplan.

Pusat tenaga dengan tinggi jatuh yang besar mempunyai perbedaan kelengkungan dari yang sebelumnya yaitu dengan kelengkungan sudut yang tajam, maka arah dari w_{2u} berlawanan dengan w_{1u}, dan harga *H*-nya besar. Bentuk pelaksanaan dari pusat tenaga ini adalah turbin Pelton. Selain itu kecepatan tangensial dari roda jalan *u* mempunyai pengaruh dan juga tergantung pada kecepatan putaran dan diameter roda turbin.

Diameter roda turbin didapat dari persamaan kontinuitas yang disesuaikan dengan kapasitas dan kecepatan aliran air di celah-celah sudu. Dari sini dapat dihasilkan suatu bentuk sudu yang maksimum yang merupakan penyempurnaan kedua sudu pada gambar 2.15. berikut ini:

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 2.15. Gambar Hubungan Tinggi Air Jatuh H dan Bentuk Sudu Turbin. (Dietzel, 1996)

2.7. Kavitasi

Pada saat mengalir air melewati *penstock*, *spiral casing* (rumah turbin), *guide vanes* (sudu diam), kemudian melewati turbin itu sendiri dan keluar dari *draft tube*, sering kali terjadi sebuah fenomena yang menyebabkan permasalahan yang tidak mudah untuk dimengerti dan dikontrol yaitu fenomena kavitasi.

Kavitasi adalah peristiwa terbentuknya *voids* (gelembung-gelembung uap) dalam fluida cair yang mengalir ketika *local pressure* (tekanan lokasi) cairan tersebut lebih rendah daripada *vapor pressure*-nya (tekanan uap). Gelembung-gelembung uap ini sebagian besar terbentuk pada tekanan rendah, kemudian bersama dengan aliran fluida tersebut mengalir menuju ke zona dengan tekanan tinggi, dimana pada zona ini uap terkondensasi dan gelembung-gelembung uap tersebut pecah secara tiba-tiba dengan tekanan ledak yang sangat tinggi. Peristiwa ini terjadi ribuan kali dalam satu detiknya, sehingga pecahnya gelembung tersebut tidak hanya menimbulkan getaran dan bunyi berisik namun juga dapat menyebabkan lubang-lubang kikisan pada permukaan atau lapisan dinding saluran dan bagian-bagian turbin seperti pada sudu-sudu *runner*, *guide vanes* ataupun *draft tube*. Pada umumnya kavitasi terjadi pada bagian *outlet* turbin dan *inlet draft tube* dimana tekanan pada daerah tersebut dibawah level tekanan atmosfir. Kemudian material akan rusak karena *fatigue* dan kemungkinan ditambah dengan adanya korosi.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Fenomena kavitasi ini berkaitan erat dengan 3 kondisi fluida berikut, yaitu: aliran dengan kecepatan tinggi, tekanan rendah dan perubahan arah aliran secara mendadak. Oleh karena itu, perlu dilakukan perencanaan perancangan turbin air yang matang untuk menghindari terjadinya kavitasi. Upaya-upaya yang dilakukan untuk menghindari atau mencegah terjadinya kavitasi antara lain dengan cara:

1. Mengoptimalkan distribusi tekanan pada sudu untuk menghidari daerah-daerah kecepatan lokal yang tinggi.
2. Memperkecil jarak tinggi isap turbin (Head isap). Hal ini diupayakan agar tekanan air tidak turun dan juga tidak lebih rendah dari tekanan uapnya. Atau dapat melakukan instalasi turbin di bawah *tail race.* Dengan konsekuensi biaya konstruksi sipil yang lebih tinggi.
3. Turbin dapat dirancang dengan diameter yang lebih besar dan kecepatan aliran yang lebih rendah. Konsekuensinya biaya manufaktur turbin yang menjadi lebih mahal.
4. Dalam perancangan komponen turbin (terutama *runner*) digunakan material baja khusus yang tahan kavitasi seperti *stainless steel*.
5. Memperbaiki konstruksi sipil maupun mekanikal dan mengupayakan agar tidak banyak terdapat belokan-belokan (*fitting*) dan bentuk yang tajam.
6. Memperhalus permukaan sudu-sudu dan dinding-dinding turbin.
7. Mengoperasikan turbin pada kecepatan putaran (n) yang direncanakan.

Pada turbin reaksi, letak turbin harus diperhatikan agar tidak terjadi bahaya kavitasi. Kavitasi dapat menyebabkan sudu-sudu turbin menjadi berlubang-lubang kecil, sehingga dapat mengurangi efisiensi turbin yang pada akhirnya akan merusak sudu turbin dalam jangka waktu operasi tertentu. Analisa kavitasi pada turbin reaksi dapat dijelaskan dengan mengacu pada gambar 2.16. Persamaan hidraulika yang meliputi Hukum Bernoulli, persamaan kerugian head (*head loss*) serta persamaan *orifice* yang bekerja pada titik 2 dan titik 3 adalah sebagai berikut:

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 = \frac{V_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + Z_3 + h_{f\,2-3} \qquad (2.38)$$

Dimana, V_2= kecepatan fluida pada titik 2, m/s

p_2= tekanan pada titik 2, Pa

γ = berat jenis (*specific weight*) fluida, N/m^3

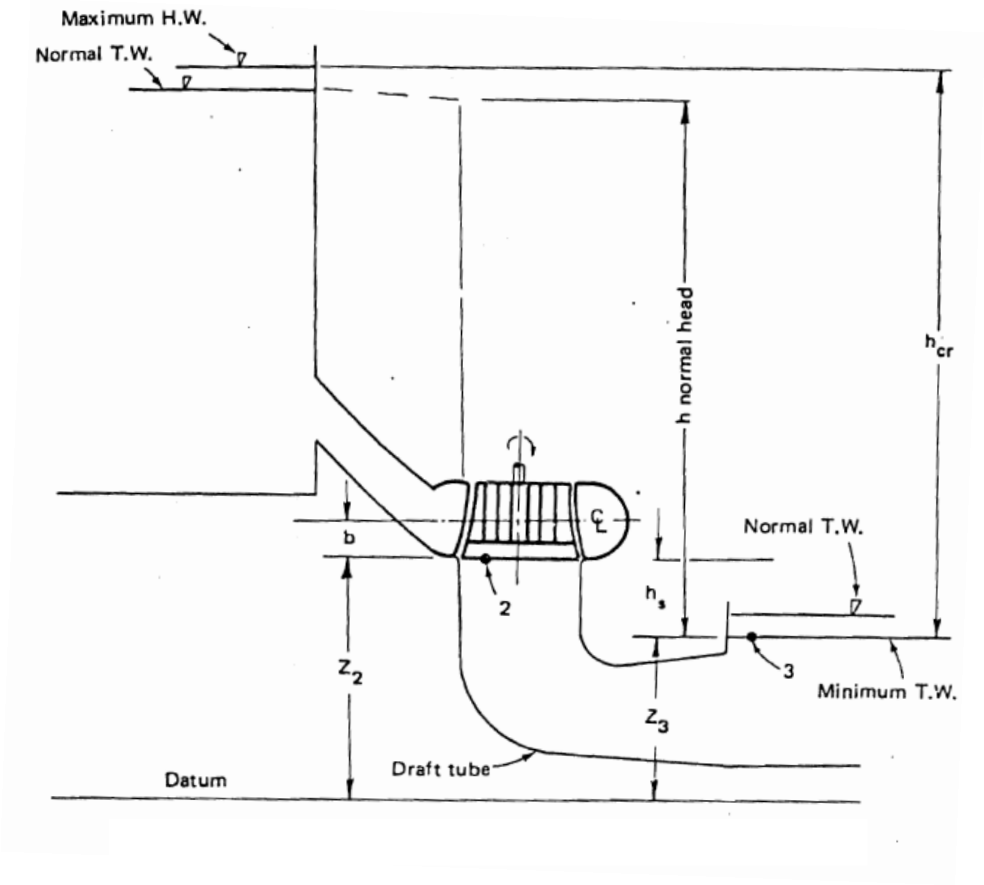
Z_2= ketinggian titik 2 diatas titik datum, m

V_3= kecepatan fluida pada titik 3, m/s

p_3= tekanan pada titik 3, Pa

Z_3= ketinggian titik 3 diatas titik datum, m

$h_{f\,2-3}$ = *head loss* antara titik 2 dan 3 pada *draft tube*, meter air



Gambar 2.16. Diagram untuk menentukan parameter koefisien kavitasi. (Warnick, 1984)

Dari hasil penurunan dan substitusi persamaan Bernoulli diatas, seorang profesor yang berasal dari jerman, Prof. D. Thoma, memformulakan suatu faktor

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

kavitasi yang dikenal sebagai *Thoma's Cavitation Factor* (σ_k), faktor kavitasi ini adalah suatu parameter yang dapat menentukan di zona manakah turbin bekerja tanpa dipengaruhi oleh fenomena kavitasi. Faktor kavitasi ini (σ_k) dirumuskan sebagai berikut : (Warnick, 1984)

$$\sigma_k = \frac{H_a - H_v - H_s}{H} \qquad (2.39)$$

Dimana, σ_k = Koefisien kavitasi / faktor kavitasi (*plant sigma*)

H_a = Tekanan Atmosfir rata-rata, meter air

H_v = Tekanan Uap, meter air

H_s = Head isap atau ketinggian *outlet runner* diatas *tail race*, meter air

H = Head kerja turbin total

Menurut Prof. D. Thoma, kavitasi dapat dihindari jika nilai dari (σ_k) tidak kurang dari nilai kritisnya (σ_{crit}), yang mana tergantung pada kecepatan spesifik (n_s) turbin tersebut. Jadi, faktor penentu pemilihan jenis turbin reaksi ditentukan oleh kecepatan spesifik (n_s) dan Faktor kavitasi (σ_k). Untuk turbin Francis (σ_{crit}), Prof. F. H. Roger (USA) menganjurkan faktor kavitasi kritis (σ_{crit}) dapat ditentukan dari persamaan empiris berikut ini: (Jagdish, 1975)

$$\sigma_{crit} = 0{,}0317 \left[\frac{n_s}{100}\right]^2 \qquad (2.40)$$

Setelah nilai faktor kavitasi kritis (σ_{crit}) diketahui dari persamaan diatas, maka nilai maksimal head isap (ketinggian *outlet runner* turbin diatas *tail race*, H_s) yang disarankan untuk menghindari kavitasi dapat ditentukan dari persamaan berikut ini: (Jagdish, 1975)

$$H_s = H_a - H_v - (\sigma_{crit} . H) \qquad (2.41)$$

Nilai dari H_a (Tekanan Atmosfir rata-rata) dan H_v (Tekanan uap air) didapatkan dari tabel dibawah ini:

Tabel 2.7. Altitude vs Tekanan Atmosfir rata-rata. (Jagdish, 1975)

Altitude (meter)	**0**	**1000**	**2000**	**3000**	**4000**
Tekanan barometrik (meter air)	10,35	9,2	8,1	7,2	6,3

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Tabel 2.8. Tekanan Uap Sebagai Fungsi Temperatur. (Jagdish, 1975)

Temperatur (^oC)	**0**	**10**	**20**	**30**	**40**	**100**
Tekanan Uap, H_v (meter air)	0,06	0,13	0,24	0,43	0,75	0,91

Pada *range* kecepatan spesifik (n_s) untuk turbin Francis, nilai faktor kavitasi kritis (σ_{crit}) berkisar antara 0,1 - 0,64 (Sharma, 1983). Kemudian untuk tekanan minimum pada *outlet* turbin dapat ditentukan dari persamaan berikut ini:

$$H_0 = H_a - H_s - (\sigma_{crit} . H) \qquad (2.42)$$

2.8. Turbin Francis

2.8.1. Prinsip Kerja Turbin Francis

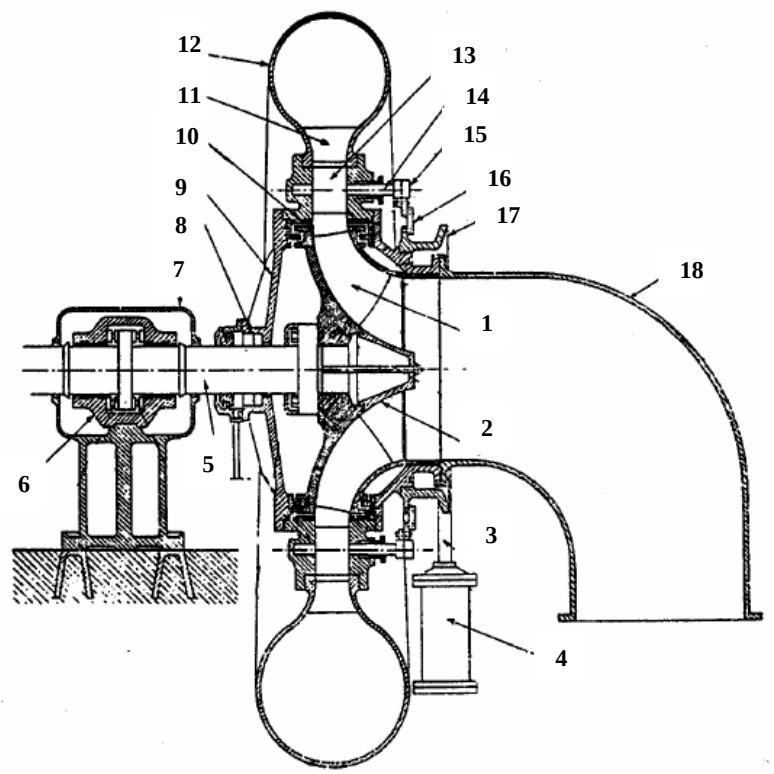
Turbin Francis merupakan turbin reaksi yang bekerja dengan memanfaatkan proses tekanan lebih (*high pressure*) atau perubahan tekanan yang terjadi pada roda gerak (*runner*) yang menyebabkan *runner* berputar. Perubahan energi seluruhnya terjadi pada sudu pengarah dan sudu gerak. Pada saat air masuk ke *runner*, sebagian dari energi tinggi jatuh air (*head*) yang bekerja di dalam sudu pengarah (*guide vanes*) diubah sebagai kecepatan arus masuk. Aliran air masuk ke sudu pengarah dengan kecepatan semakin naik dengan tekanan yang semakin turun sampai *runner*, pada *runner* kecepatan akan naik lagi dan tekanan turun sampai di bawah 1 atm.

Pada sisi masuk *runner* tekanannya lebih besar daripada sisi keluar *runner* yang mana tekanannya sangat rendah (kurang dari 1 atm) sehingga kecepatan aliran airnya relatif tinggi dan berpotensi besar terjadi kavitasi. Untuk menghindari kavitasi, tekanan harus dinaikkan sampai 1 atm dengan cara pemasangan pipa hisap. Dengan adanya pipa isap (*draft tube*) memungkinkan energi tinggi jatuh air dapat bekerja di dalam *runner* secara maksimum. Didalam *draft tube* kecepatan alirannya akan berkurang dan tekananya akan kembali naik, sehingga air dapat dialirkan keluar melewati *tailrace water* dengan tekanan yang sama dengan tekanan atmosfir.

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Daya yang dihasilkan oleh turbin dapat diatur dengan cara mengatur posisi sudu pengarah, sehingga aliran air yang menumbuk roda turbin dapat diatur.

2.8.2. Komponen Utama Turbin Francis



Gambar 2.17. Gambar Turbin Francis Horizontal. (Kjolle, 2001)

Bagian dan komponen-komponen utama turbin Francis pada gambar diatas dapat dijelaskan sebagai berikut ini:

1. Runner
2. The runner cone
3. Servomotor rod
4. Servomotor
5. Turbine shaft
6. Bearing pad
7. Bearing cover
8. Shaft sealing box
9. Turbine cover
10. Runner seal ring
11. Stay vane
12. Scroll case
13. Guide vane
14. Guide vane stem
15. Guide vane lever
16. Link
17. Regulating ring
18. Draft tub

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB III
METODE PERANCANGAN

Pada bab ini akan dibahas metode penyusunan tugas akhir yang digunakan oleh penulis, yaitu tahap-tahapan apa saja yang dilakukan dalam melakukan perancangan turbin air yang meliputi urutan perancangan komponen-komponen utama penyusun *Turbin Francis* sampai menjadi satu kesatuan turbin yang utuh.

3.1. Langkah Penyusunan Tugas Akhir

Urutan-urutan pekerjaan yang harus dilalui dalam menyusun tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. *Identifikasi permasalahan dari data yang didapatkan*

   Dalam penyusunan tugas akhir ini langkah pertama yang harus dilakukan adalah mengidentifikasi permasalahan awal. Tugas akhir ini bermula dari suatu permasalahan yang didasarkan atas kondisi di lapangan, maka dari itu perlu untuk menganalisa permasalahan tersebut dengan tujuan memperoleh gambaran tentang data apa saja yang perlu dicari dalam menyusun tugas akhir ini.

2. *Studi literatur*

   Mencari dan mempelajari literatur yang dapat mendukung pemecahan permasalahan awal dan menunjang dasar teori. Sehingga kita juga dapat mengetahui data-data apa saja yang diperlukan dalam perancangan *Turbin Francis* serta karakteristik dan mekanisme kerjanya.

3. *Parameter perancangan*

   Setelah langkah-langkah di atas dilakukan maka dapat diambil beberapa parameter yang dapat dijadikan pertimbangan dasar dalam pelaksanaan perancangan *Turbin Francis*. Beberapa parameter yang diambil antara lain:

   a. Head Available (H_{gross})
   b. Debit Aliran (Q)
   c. Power Output yang dihasilkan

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

d. Kecepatan Spesifik Turbin

4. *Pelaksanaan perancangan*

Langkah-langkah proses perancangan *Turbin Francis Mikro Hidro* adalah sebagai berikut:

a. Pemilihan jenis turbin
b. Perancangan *runner* (roda turbin)
c. Perancangan *spiral casing* (rumah turbin)
d. Perancangan *guide vane* (sudu diam)
e. Perancangan *draft tube*
f. Perancangan poros
g. Perancangan sambungan pasak, *flange* dan baut
h. Pemilihan jenis bantalan turbin

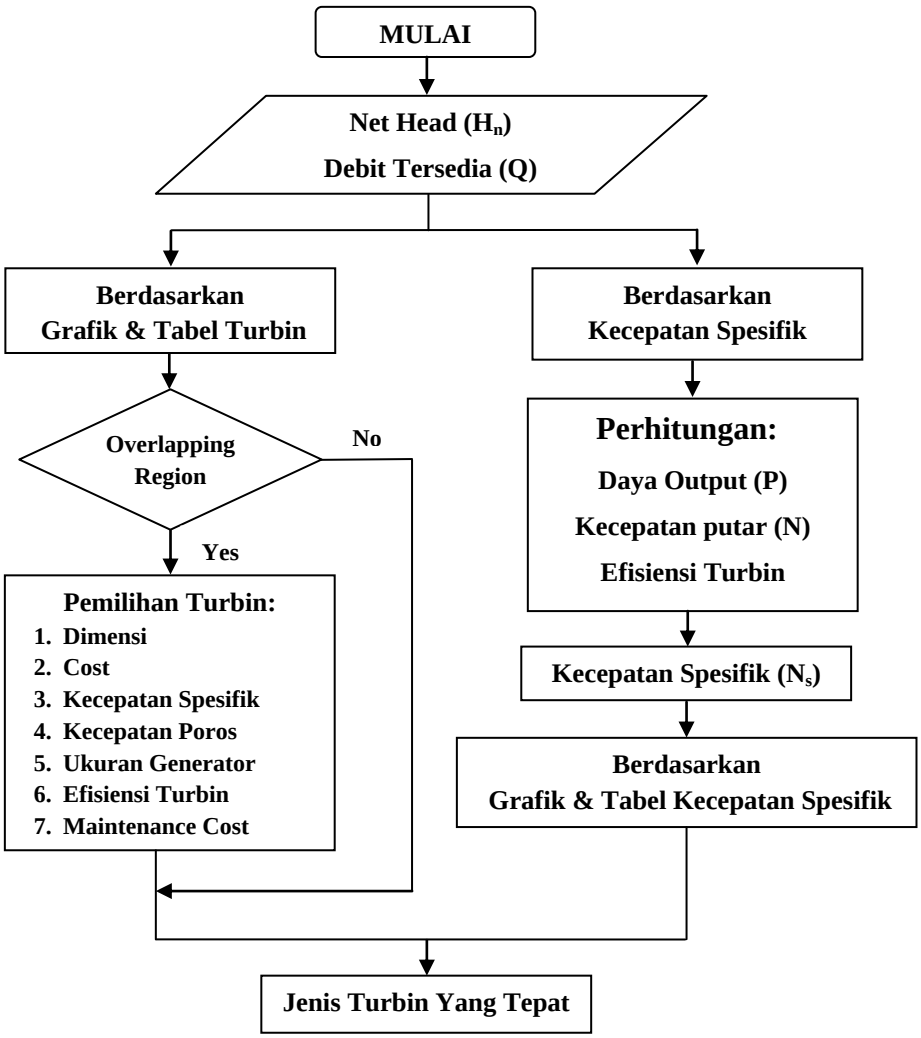
Tabel 3.1. Alokasi Waktu Pengerjaan

NO	KEGIATAN	WAKTU															
		AGUSTUS				SEPTEMBER				OKTOBER				NOVEMBER			
1.	Studi Literatur																
2.	Penulisan Latar belakang, Landasan Teori, Metodologi																
3.	Pemilihan Jenis Turbin																
4.	Perancangan Runner Turbin																
5.	Perancangan Spiral Casing																
6.	Perancangan Guide Vane																
7.	Perancangan Draft Tube																
8.	Perancangan Poros & Bearing																
9.	Perancangan Gambar 3D																

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.2. Pemilihan Jenis Turbin

Berdasarkan data input yang diperlukan untuk merancang turbin, telah diketahui beberapa data yang meliputi debit aliran tersedia (*Q*), *net head* (H_{net}), kecepatan putar turbin (N), yang didapatkan dari jenis generator yang akan dipakai, serta daya output turbin yang diinginkan (P), maka parameter-parameter tersebut dapat digunakan untuk menentukan jenis turbin yang tepat. Untuk menentukan jenis turbin yang tepat dan sesuai dapat dilakukan dengan 2 cara pendekatan, yaitu dengan pendekatan grafik pemilihan turbin serta berdasarkan kategori kecepatan spesifiknya. Pada gambar 3.1. berikut ini adalah diagram alir untuk memilih dan menentukan jenis turbin yang sesuai:

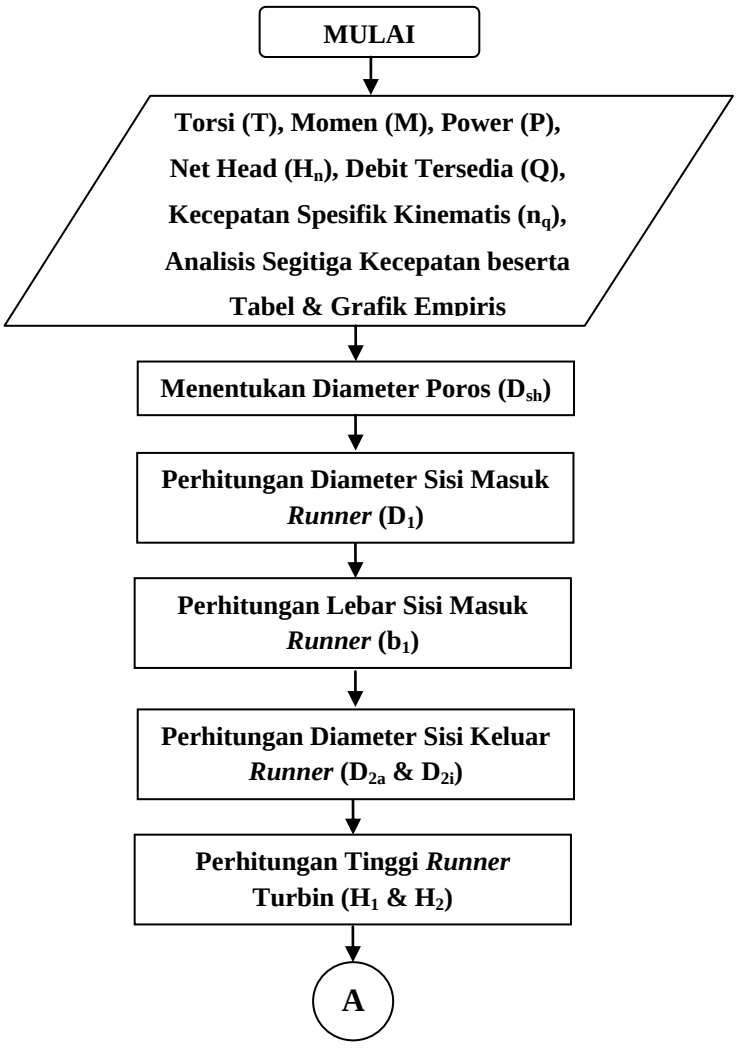


Gambar 3.1. Flowchart Pemilihan Jenis Turbin

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.3. Perancangan *Runner* (Roda Gerak)

Setelah diketahui nilai putaran/kecepatan spesifik berdasarkan data serta perhitungan formula yang dilakukan, maka dapat ditentukan jenis Turbin Air yang akan digunakan dengan melihat gambar 3.1. Apabila telah diketahui jenis turbin yang akan dirancang maka tahapan berikutnya yang harus dilakukan adalah mencari dan menentukan dimensi dari *runner* atau roda gerak Turbin Air. Untuk menentukan dimensi *runner* digunakanlah Tabel standard perancangan Turbin Air yang ada pada buku Nechleba, Miroslav, 1957. *Hydraulic Turbine: Their Design and Equipment.* Czeckoslovakia: Artia Pragu. Gambar 3.2. berikut adalah diagram alir untuk menghitung dimensi *runner* atau roda gerak Turbin Air yang akan dirancang:



UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

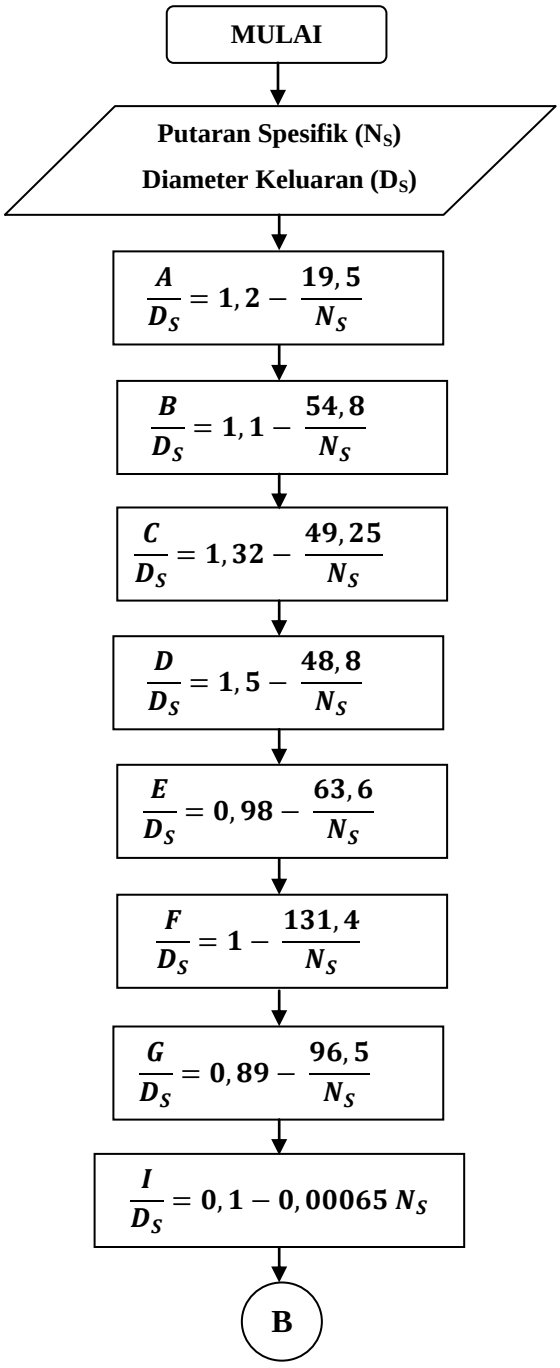


Gambar 3.2. Flowchart Perancangan Runner (Roda Gerak) Turbin

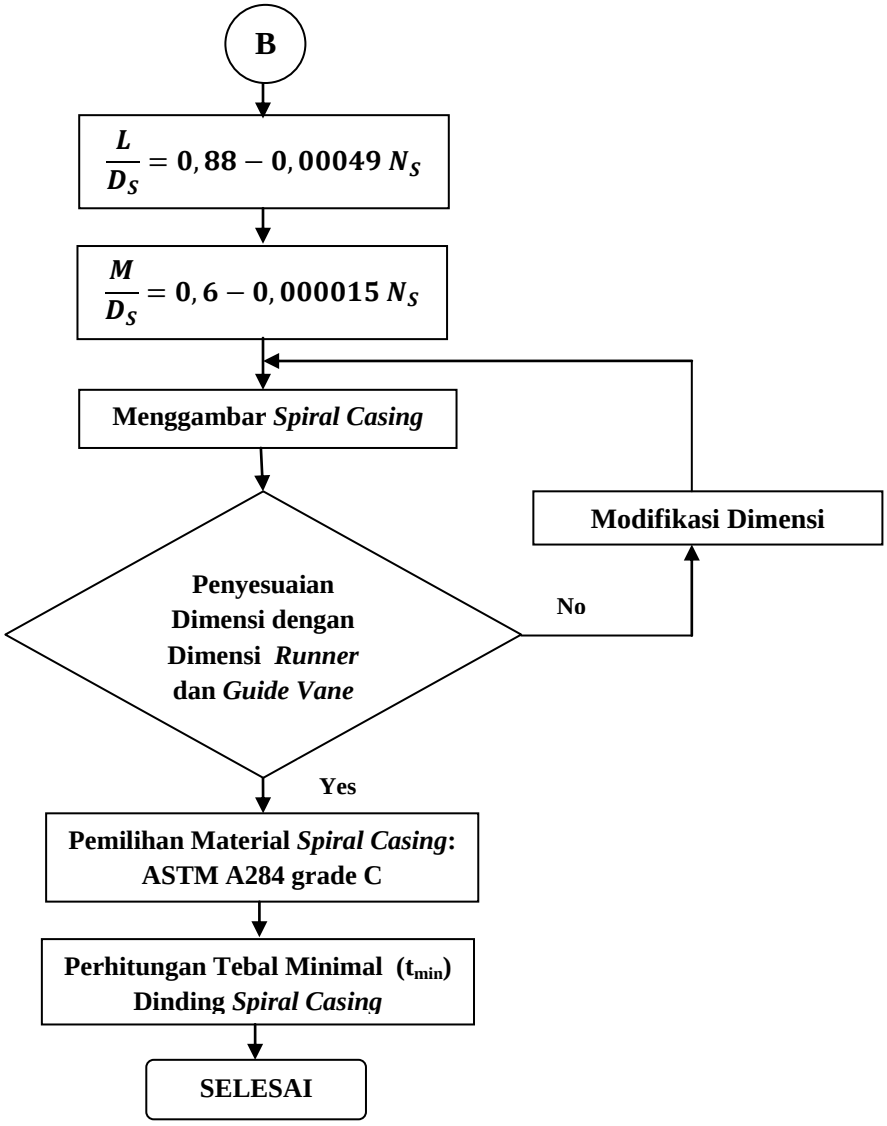
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.4. Perancangan *Spiral Casing* (Rumah Spiral)

Dalam merancang Rumah Spiral atau Rumah Turbin, digunakan formula empiris yang dirumuskan oleh *deSiervo* dan *deLeva* (1976). Metode ini didasarkan atas putaran spesifik (N_s) dan diameter keluaran turbin (D_s). Dari gambar 3.3. dimensi dari *Spiral Casing* dapat dicari dan ditentukan dengan metode yang dijabarkan pada diagram alir berikut ini:



PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

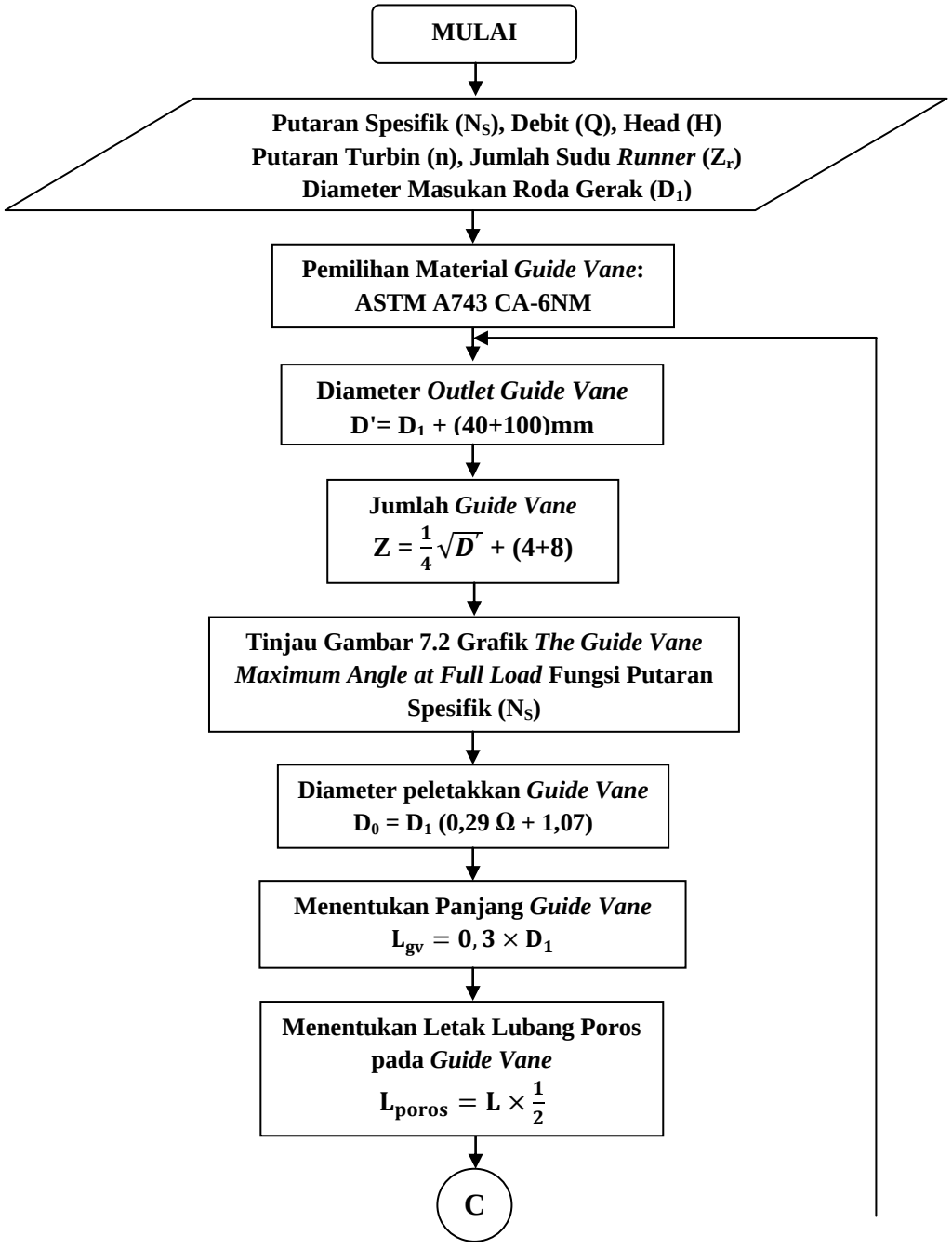


Gambar 3.3. Flowchart Perancangan *Spiral Casing* (Rumah Turbin)

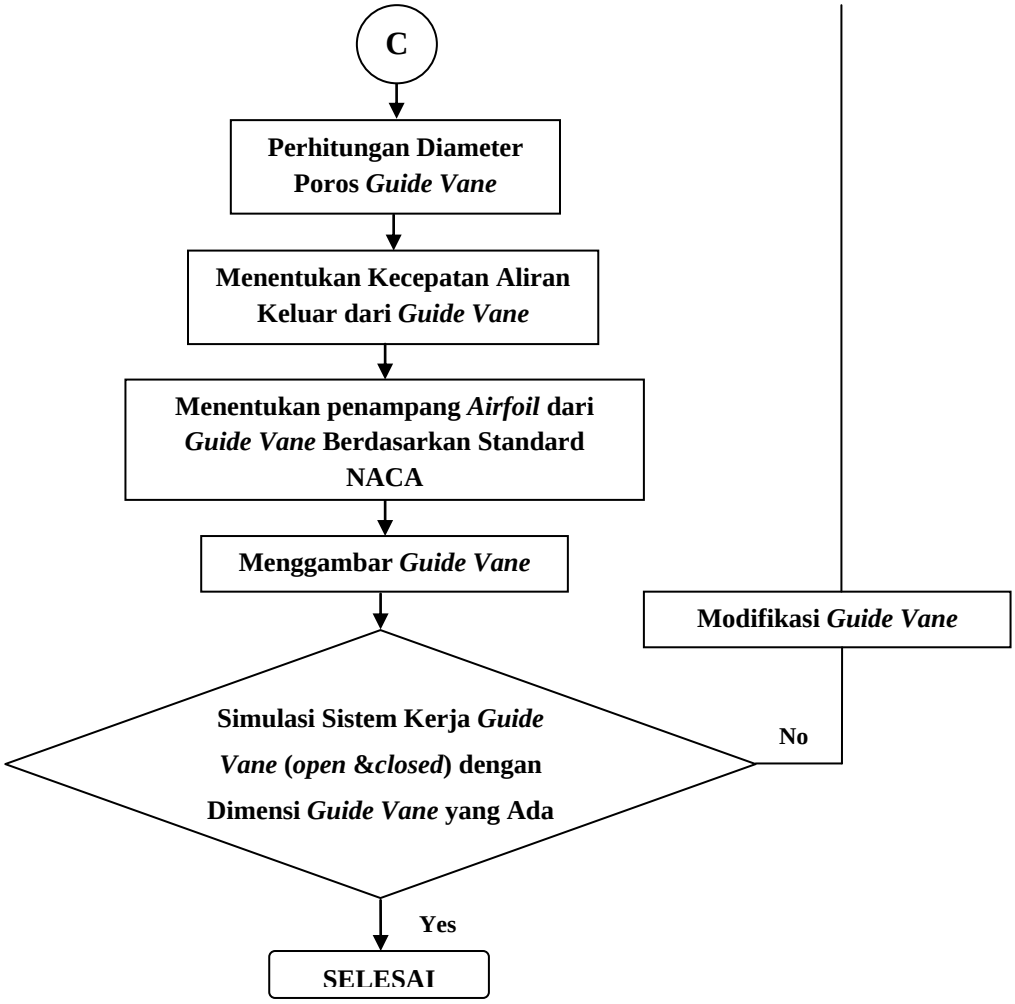
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.5. Perancangan *Guide Vane* (Sudu Diam)

Perancangan sudu diam dilakukan berdasarkan dimensi *spiral casing* yang telah dihitung sebelumnya, dimensi atau ukuran sudu diam menyesuaikan ukuran-ukuran yang ada pada *spiral casing*. Hal ini dilakukan karena sudu diam merupakan bagian dari rumah turbin atau *spiral casing*. Maka perancangan sudu diam dapat disederhanakan dan dilakukan sesuai dengan diagram alir pada gambar berikut ini:



UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

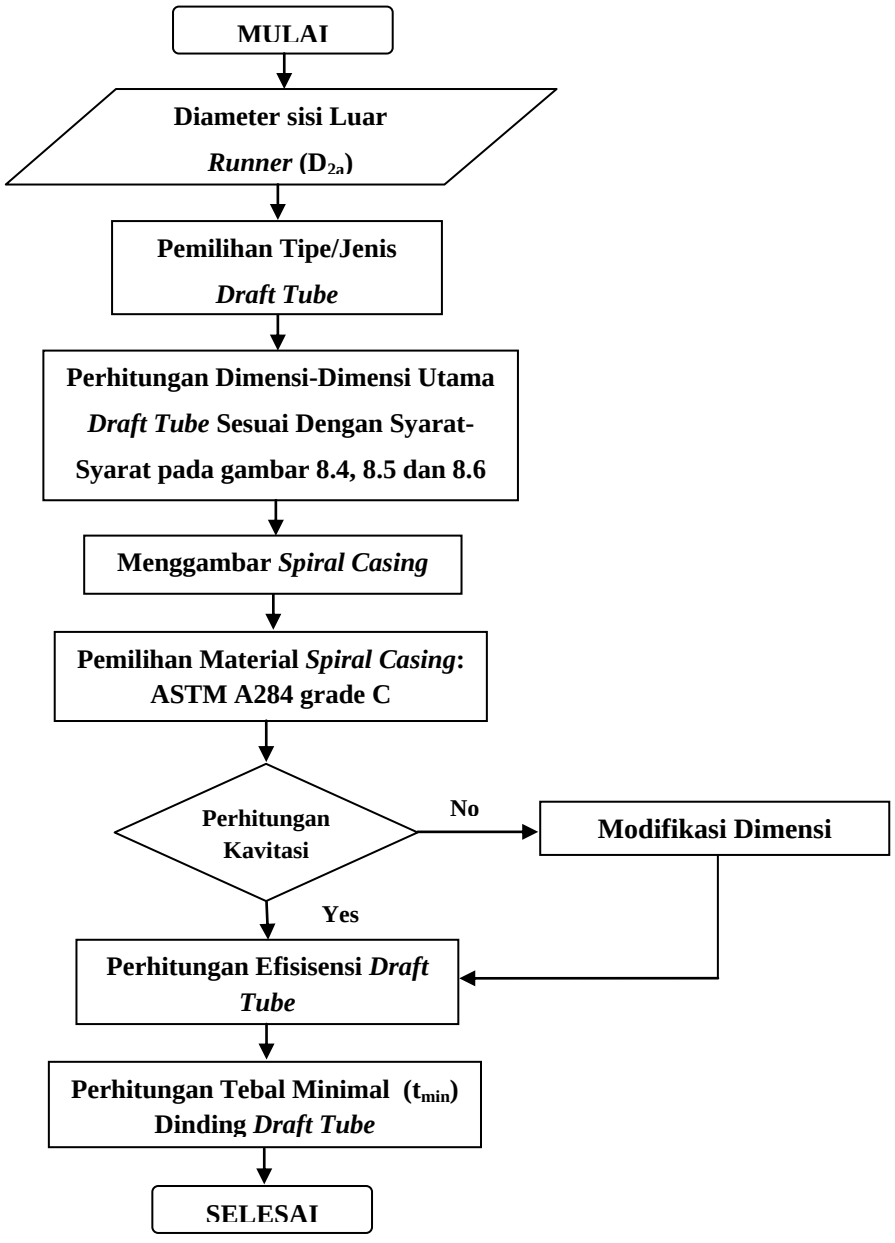


Gambar 3.4. Flowchart Perancangan Guide Vane (Sudu Pengarah) Turbin

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.6. Perancangan *Draft Tube*

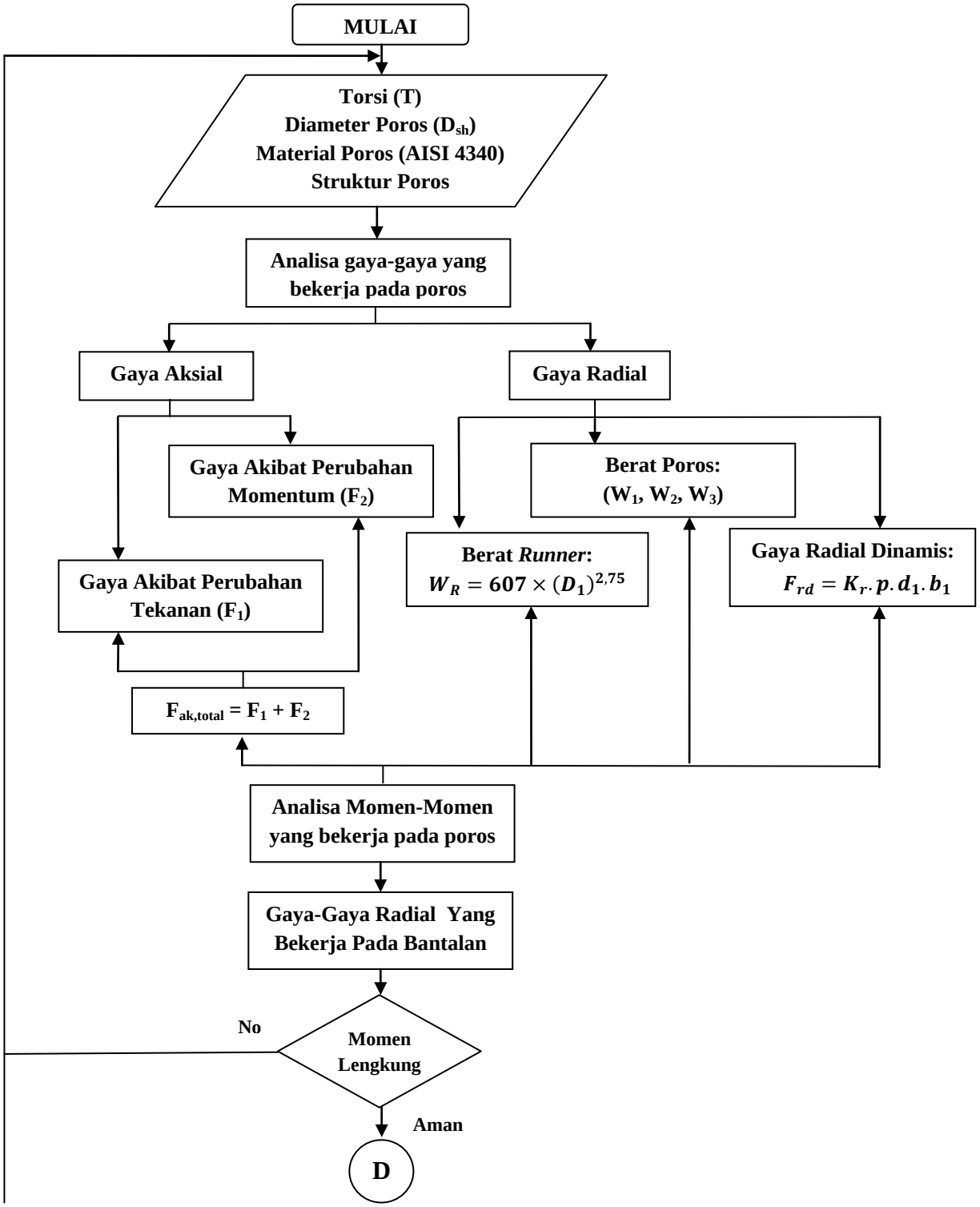
Pada perancangan *draft tube* ini digenakan metode empiris seperti apa yang diterapkan pada perancangan *spiral casing*. Ukuran-ukuran pada *draft tube* dapat ditentukan dengan persamaan-persamaan pada gambar 3.5. dibawah ini:



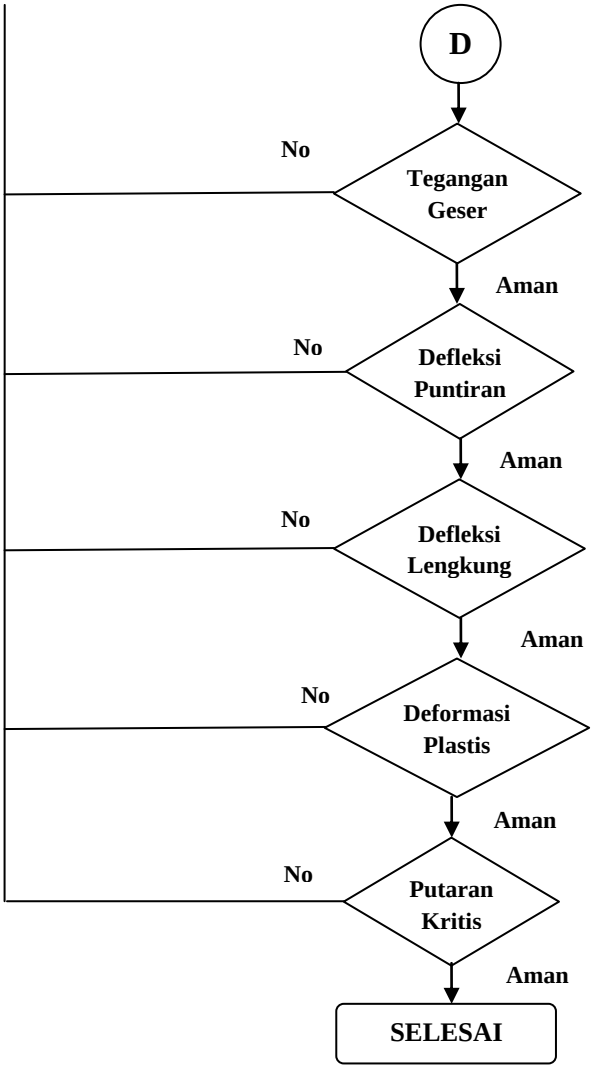
Gambar 3.5. Flowchart Perancangan Draft Tube Turbin

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.7. Perancangan Poros



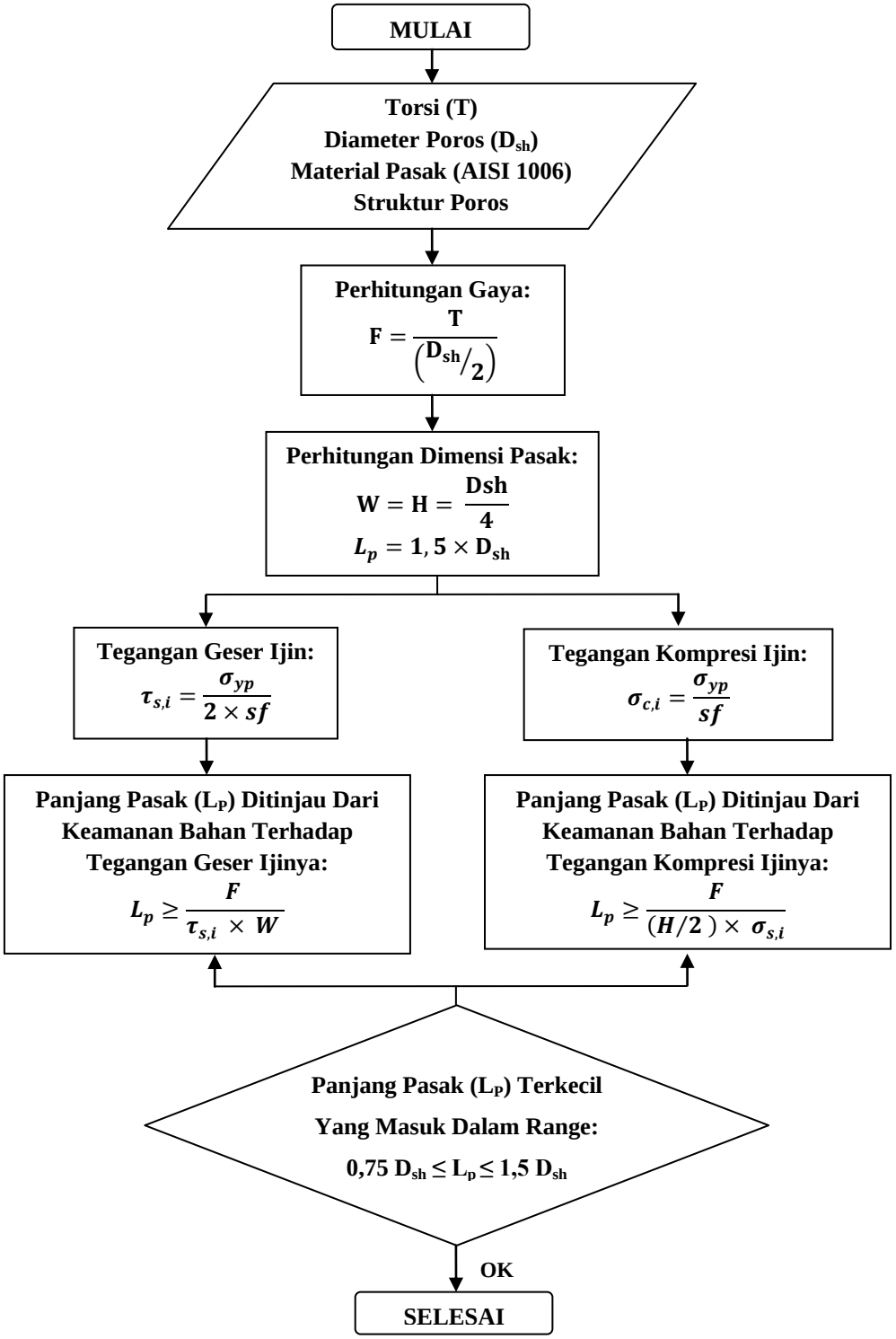
UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 3.6. Flowchart Perancangan Poros Turbin

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

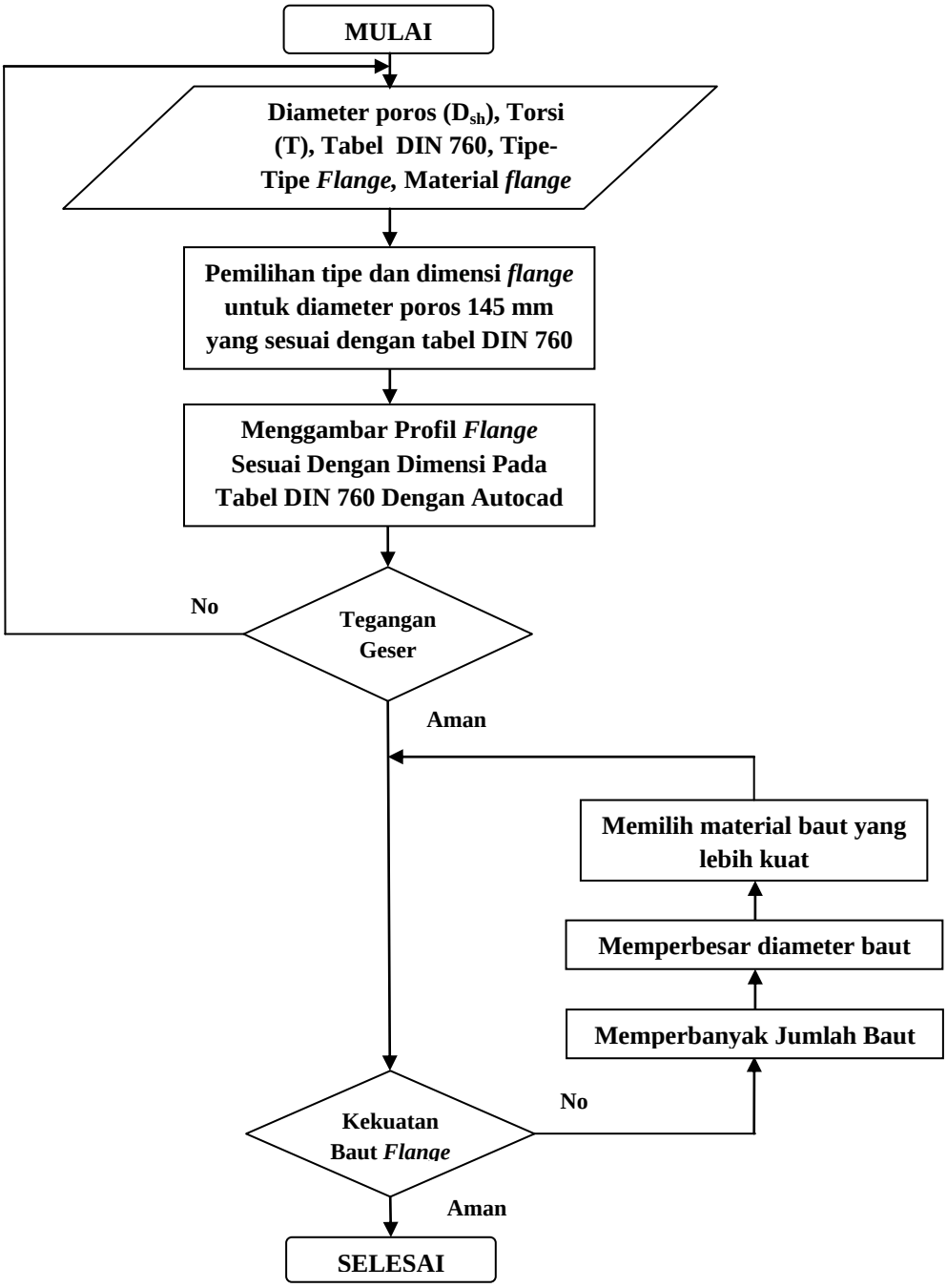
3.8. Perancangan Pasak



Gambar 3.7. Flowchart Perancangan Pasak Poros

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

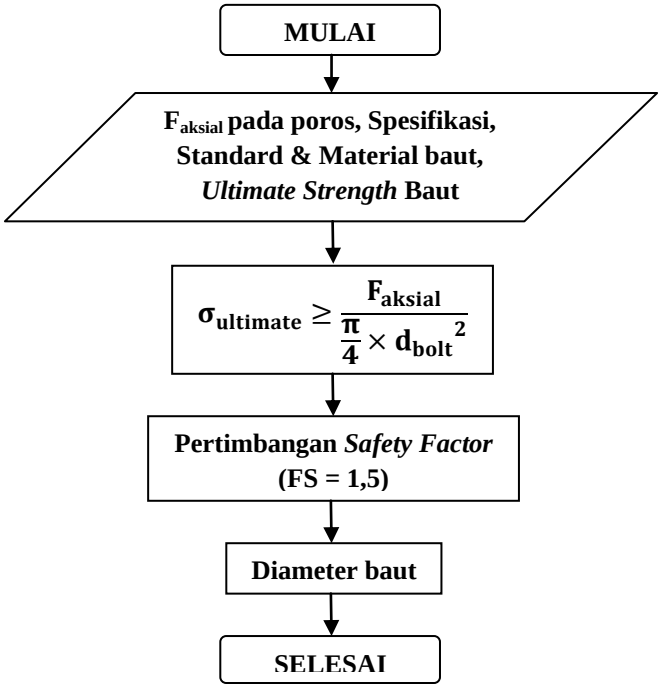
3.9. Perancangan Sambungan *Flange Coupling*



Gambar 3.8. Flowchart Perancangan Sambungan *Flange Coupling*

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

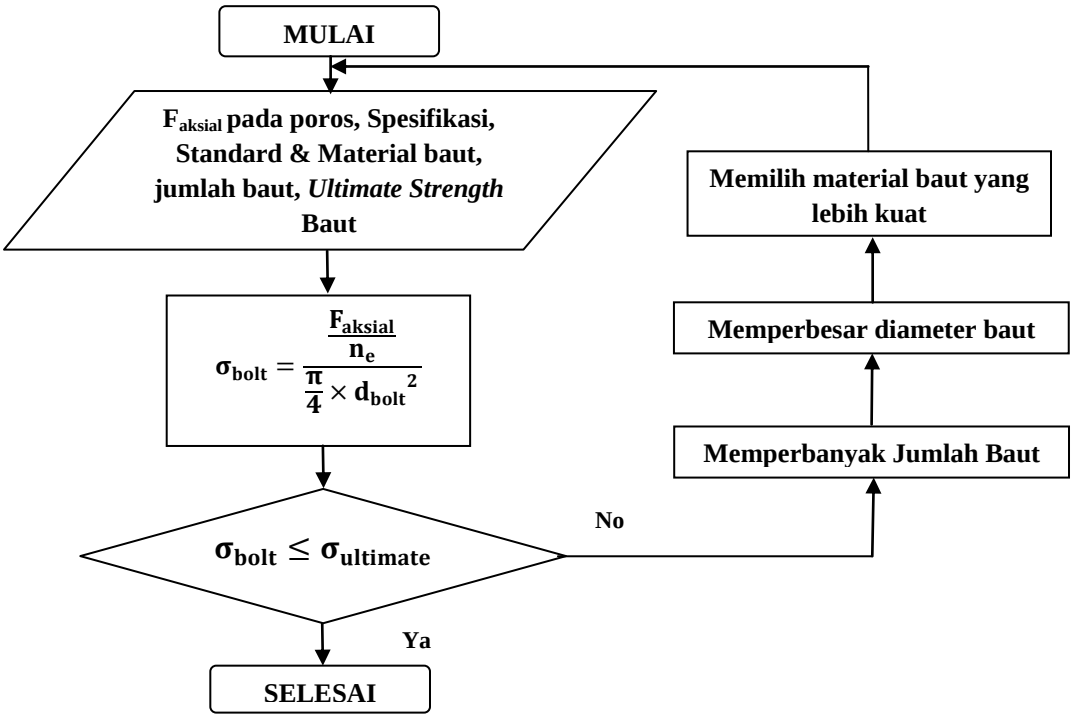
3.10. Perancangan Baut Pengunci *Runner*



Gambar 3.9. Flowchart Perancangan Baut Pengunci *Runner*

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

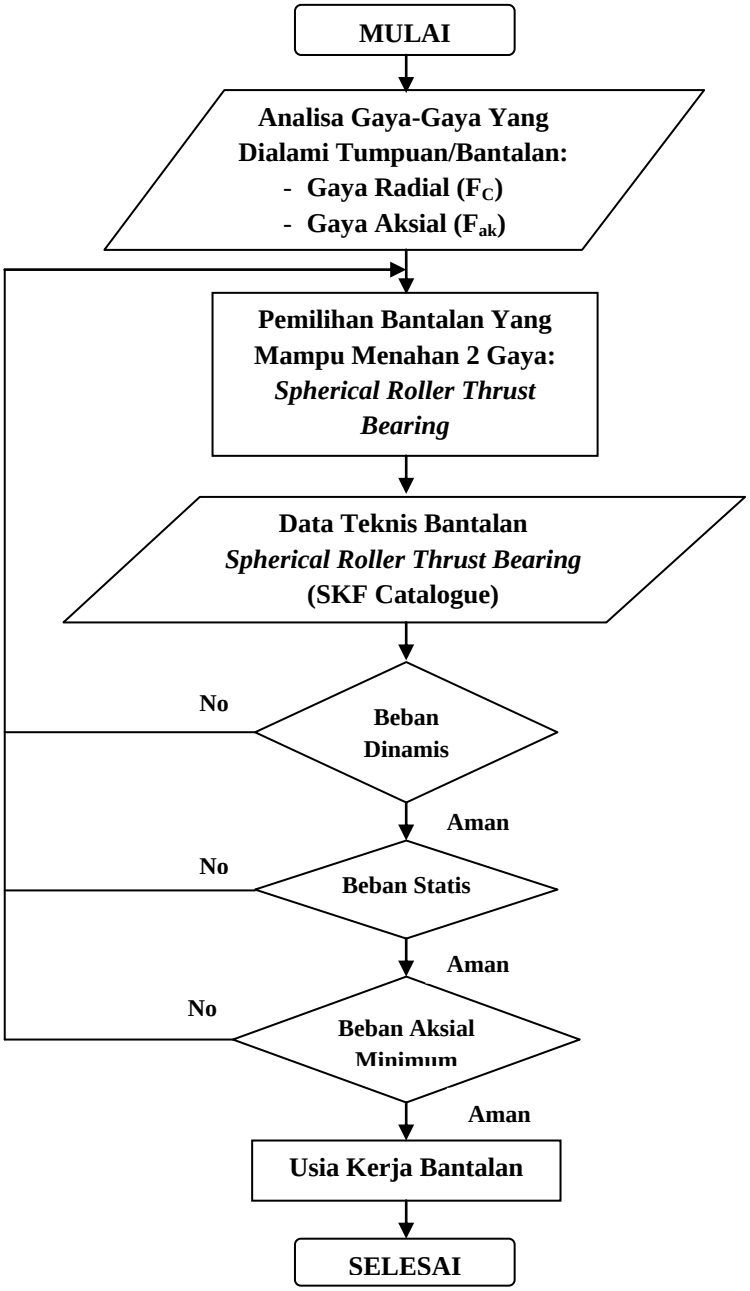
3.11. Perancangan *Flange* dan Baut-Baut Penyambung *Draft Tube*.



Gambar 3.10. Flowchart Perancangan *Flange* dan Baut-Baut Penyambung *Draft Tube*

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

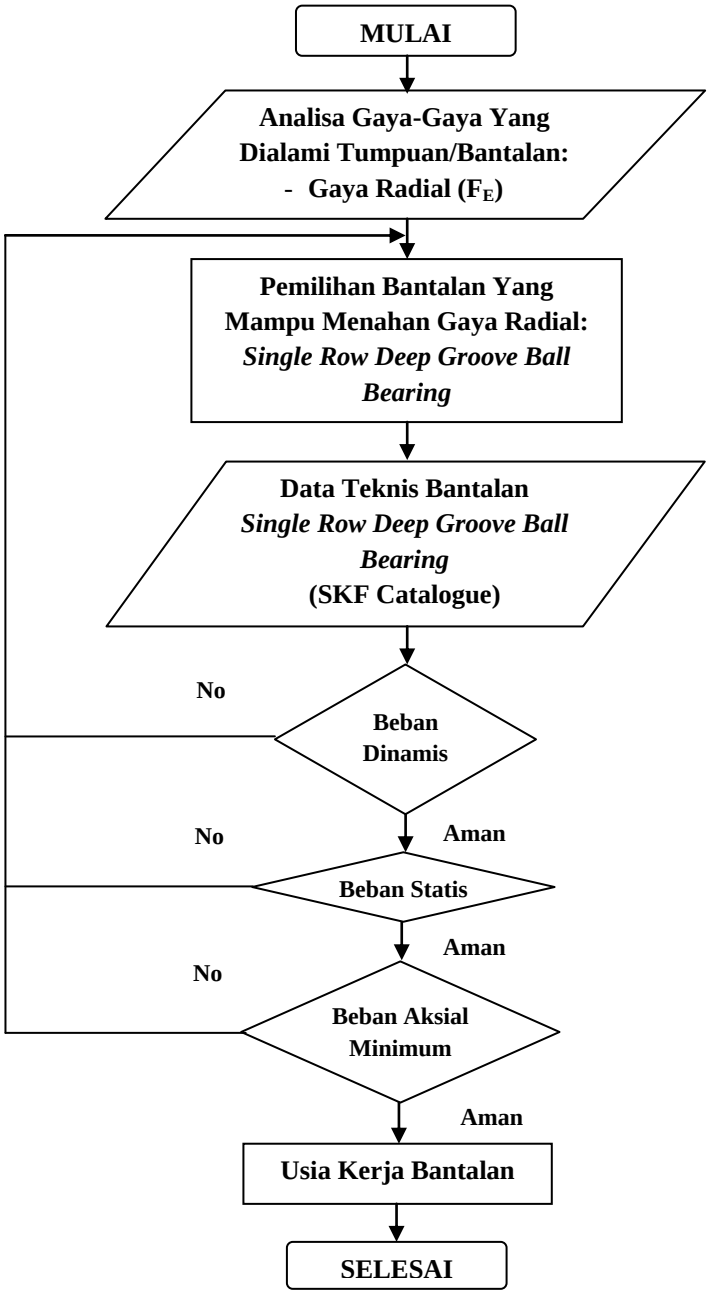
3.12. Pemilihan Bantalan Terdekat Dari *Runner* (Titik C)



Gambar 3.11. Flowchart Pemilihan Bantalan Terdekat Dari *Runner*

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3.13. Pemilihan Bantalan Terjauh Dari *Runner* (Titik E)



Gambar 3.12. Flowchart Pemilihan Bantalan Terjauh Dari *Runner*

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB IV
PEMILIHAN JENIS TURBIN

Turbin air dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis turbin, pada bab ini akan dibahas beberapa aspek dan parameter untuk menetukan jenis turbin yang tepat. Metode yang digunakan penulis dalam memilih jenis turbin ada 2 metode, yang pertama adalah metode pemilihan turbin berdasarkan grafik atau tabel, dimana pemilihan jenis turbin ditentukan dengan mempertimbangkan potensi yang tersedia (*head* dan debit) serta daya output yang diinginkan. Metode yang kedua adalah pemilihan jenis turbin berdasarkan klasifikasi kecepatan spesifiknya. Pemilihan jenis turbin yang tepat menjadi sangat vital dan penting untuk mendapatkan jenis turbin yang memiliki efisiensi yang tinggi, tepat guna serta berumur panjang.

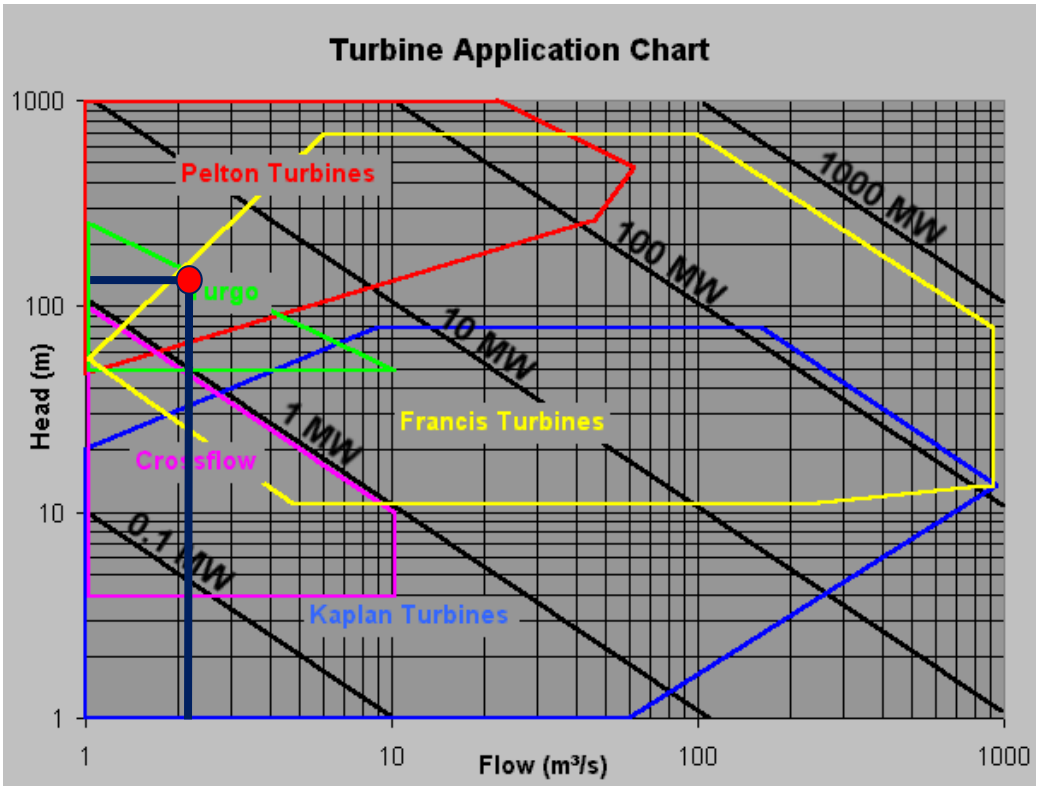
4.1. Pemilihan Jenis Turbin Berdasarkan Grafik Dan Tabel

Daerah aplikasi berbagai jenis turbin air relatif spesifik. Pada beberapa daerah operasi memungkinkan digunakan beberapa jenis turbin. Pemilihan jenis turbin pada daerah operasi yang *overlapping* ini memerlukan perhitungan yang lebih mendalam. Pada dasarnya daerah kerja operasi turbin menurut Keller dikelompokkan menjadi : *Low head power plant, Medium head power plant, High head power plant*.

Tabel 4.1. Daerah operasi turbin (*hydraulic turbine*.pdf)

S. N	Type of Turbine	Head H(m)	Specific Speed(Ns)	Speed ratio (Ku)	Max. Hydraulic efficiency (%)	Remarks
1	Pelton: 1 Jet 2 Jets 4 jets	 Up to 2000 Up to 1500 Up to 500	 12 to 30 17 to 50 24 to 70	0.43 – 0.48	89	Employed for high head
2	Francis: High head Med. head Low head	 Up to 300 50 to 150 30 to 60	 80 to 150 150 to 250 250 to 400	0.6, 0.9	93	Full load efficiency high, part load efficiency lower than Pelton
	Propeller and Kaplan	4 to 60	300 to 1000	1.4 to 2	93	High part load efficiency; high discharge with low head.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 4.1. Diagram aplikasi berbagai jenis turbin (head vs debit)

Dengan memperhatikan tabel 4.1. dan ilustrasi grafik pemilihan turbin pada gambar 4.1. diatas, dimana dari data teknis lapangan yang didapatkan diketahui Net Head (H_{net}) sebesar 143,478 meter serta Debit aliran (Q) sebesar 2,125 m^3/s, maka dapat dipilih jenis **Turbin Francis** ataupun jenis **Turbin Pelton**.

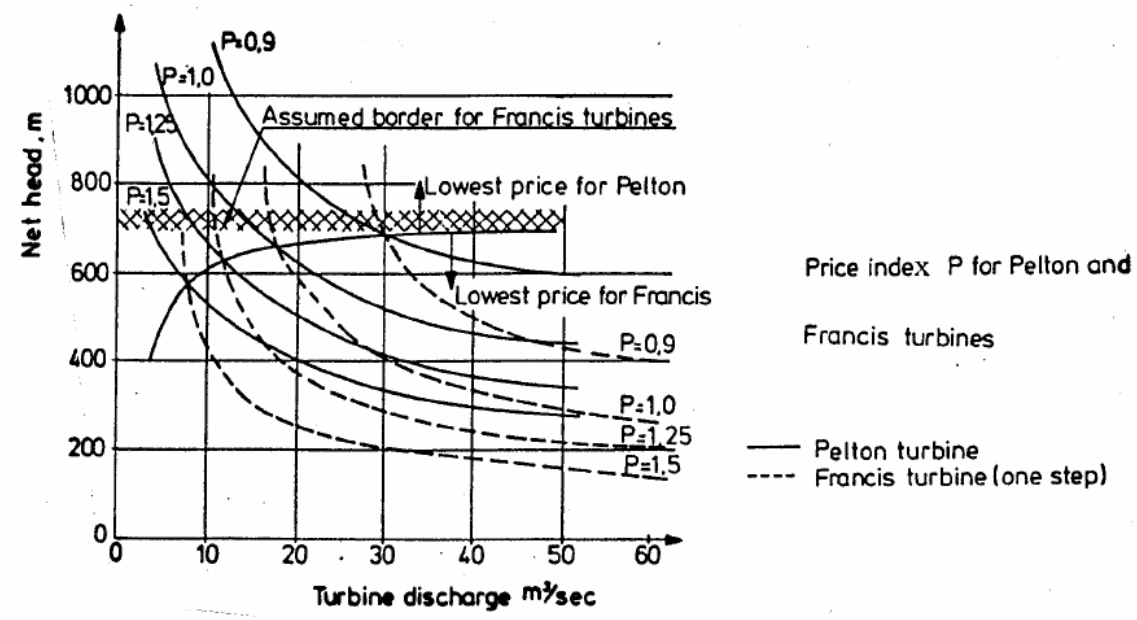
4.2. Pemilihan Turbin Francis atau Pelton

Untuk turbin dengan *head* tinggi seringkali terjadi *overlapping* antara turbin Francis dan Turbin Pelton, dimana turbin Francis dan Pelton terdapat dalam satu *region* yang sama. Dapat dilihat pada gambar 4.1. bahwa dengan spesifikasi head dan debit tertentu, dapat dipilih turbin jenis Francis ataupun turbin Pelton. Namun demikian, untuk memilih jenis turbin Francis atau Pelton perlu mempertimbangkan berbagai faktor pendukung, agar didapatkan jenis turbin yang tepat dan sesuai dengan kebutuhan.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Keuntungan utama dari turbin Francis adalah dimensi yang akan lebih kecil dengan kecepatan yang tinggi jika dibandingkan dengan turbin Pelton. Sehingga biaya total instalasi akan lebih rendah, baik untuk peralatan elektromekanikal (generator) maupun pekerjaan konstruksi sipil *powerhouse*-nya. Akan berbeda hasilnya jika mengaplikasikan turbin Pelton, dengan spesifikasi *head* dan debit tersedia maka dimensi turbin akan jauh lebih besar untuk menghasilkan daya output yang sama. Disamping itu, kecepatan spesifik turbin Pelton akan lebih rendah daripada turbin Francis sehingga membutuhkan generator yang jumlah kutubnya lebih banyak, dimana ukurannya lebih besar dan lebih mahal tentunya.

Terlebih lagi, konstruksi turbin Francis modern untuk *head* yang tinggi memberikan kemudahan dalam penggunaannya dan biaya perawatan yang dapat lebih ditekan.



Gambar 4.2. Perbandingan total biaya turbin Francis dan Pelton untuk berbagai variasi *head*. (Kjolle, 2001: *hydropower in norway*)

Dengan memperhatikan grafik diatas dapat disimpulkan bahwa turbin Francis sangat tepat untuk diaplikasikan pada *head* dibawah 700 meter dari segi total *cost* yang dikeluarkan, dibandingkan dengan mengaplikasikan turbin Pelton

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

pada *head* dibawah 700 meter yang mana total biaya yang dikeluarkan akan lebih mahal untuk parameter *head* dan debit tersedia yang sama. Namun sebaliknya, turbin Pelton akan sangat tepat diaplikasikan pada *head* diatas 700 meter, dan total biaya yang dikeluarkan akan jauh lebih murah jika dibandingkan dengan mengaplikasikan turbin Francis.

Di sisi yang lain, dapat dilihat pula grafik efisiensi turbin pada gambar 4.3., memang efisiensi turbin Pelton cenderung stabil pada beban-beban sebagian (*part-load*) sehingga turbin Pelton memiliki *range* daerah operasi yang lebih luas. Namun efisiensi turbin Francis akan bergerak naik dan mencapai titik optimumnya pada beban desainnya atau pada debit aliran yang direncanakan, walaupun turbin Francis cenderung memiliki efisiensi rendah pada beban-beban sebagian.

Oleh karena pada perancangan ini di desain suplai debit aliran yang konstan, maka dipilihlah turbin Francis yang memiliki efisiensi maksimum pada debit dan beban yang direncanakan.

4.3. Pemilihan Jenis Turbin Berdasarkan Kecepatan Spesifik

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

- Faktor tinggi jatuhan air efektif (Net Head) dan debit yang akan dimanfaatkan untuk operasi turbin merupakan faktor utama yang mempengaruhi pemilihan jenis turbin, sebagai contoh : turbin pelton efektif untuk operasi pada head tinggi, sementara turbin propeller sangat efektif beroperasi pada head rendah.
- Faktor daya (power) yang diinginkan berkaitan dengan head dan debit yang tersedia.
- Kecepatan (putaran) turbin yang akan ditransmisikan ke generator. Sebagai contoh untuk sistem transmisi direct couple antara generator

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

dengan turbin pada head rendah, sebuah turbin reaksi (propeller) dapat mencapai putaran yang diinginkan, sementara turbin pelton dan crossflow berputar sangat lambat (low speed) yang akan menyebabkan sistem tidak beroperasi.

Ketiga faktor di atas dapat pula diekspresikan sebagai "kecepatan spesifik, Ns", yang didefinisikan dengan formula :

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{H^{5/4}} \text{ rpm} \quad (4.1)$$

Dimana :

n_s = kecepatan spesifik
n = kecepatan putaran turbin (rpm)
P = maksimum turbin output (kW)
H = head efektif (m)

Dengan mengetahui kecepatan spesifik turbin maka perencanaan dan pemilihan jenis turbin akan menjadi lebih mudah. Dengan mengetahui besaran kecepatan spesifik maka dimensi dasar turbin dapat diestimasi (diperkirakan).

4.3.1. Kecepatan Putaran Poros Turbin

Telah ditentukan sebelumnya bahwa generator yang dipakai adalah generator dengan jumlah kutub sebanyak 6 kutub (3 pasang). Sehingga, dengan frekuensi arus listrik dari PT. PLN sebesar 50 Hz maka kecepatan putar poros turbin minimal yang diperlukan untuk dapat memutar generator 6 kutub hingga menghasilkan daya yang direncanakan sebesar 2 MW adalah:

$$n = \frac{120\ f}{n_{pole}} \quad (4.2)$$

$$n = \frac{120 \times 50\ \text{Hz}}{6\ \text{kutub}}$$

$$n = 1000\ \text{rpm}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Atau, dapat pula menggunakan tabel praktis dibawah ini untuk menghitung jumlah kutub ataupun menetukan kecepatan putar generator:

Tabel 4.2. Standard *rated speed* dan Jumlah kutub untuk generator sinkron

No. of poles	50 Hz	60 Hz
4	1500	1800
6	1000	1200
8	750	900
10	600	720
12	500	600
14	429	514
16	375	450
18	333	400
20	300	360
24	250	300

4.3.2. Daya Output Turbin

Output turbin dihitung dengan formula :

$$P = 9.81 \times Q \times H \times \eta_{turbin} \quad (4.3)$$

Dimana :

P = daya Turbin (kW)

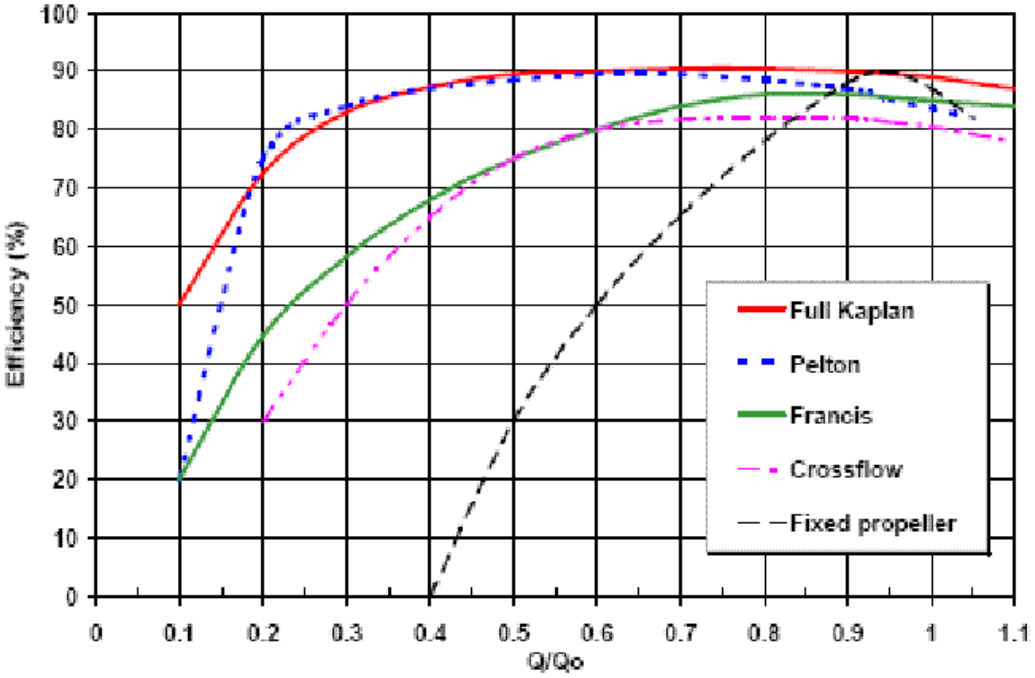
Q = debit air (m3/s)

H = efektif head (m)

η_{turbin} = Efisiensi Turbin

Dengan mengambil serta mempertimbangkan data yang ada di lapangan, yaitu Net Head (H_{net}) sebesar 143,478 meter, debit aliran (Q) sebesar 2,125 m^3/s dan efisiensi turbin dapat diperkirakan dengan memanfaatkan grafik dan tabel efisiensi turbin berikut ini:

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 4.3. Grafik efisiensi untuk berbagai tipe turbin

(http://w3.tm.tue.nl/fileadmin/tm/TDO/Indonesie/Hydro_Power.pdf)

Tabel 4.3. Efisiensi Turbin Untuk Berbagai Kondisi Beban (Creager, 1950)

Jenis Turbin	N_S	% efisiensi pada beberapa kondisi beban					% beban pd efisiensi maximum
		0.25	0.50	0.75	1.00	max	
Impuls (Pelton)	22	81	86	87	85	87.1	70
Francis	75	62	83	88	83	88	75
Francis	110	60	85	90	84	90.2	80
Francis	220	59	83	90	85	91.5	85
Francis	335	54	82	91	86	91.0	87.5
Francis	410	47	71.5	85	87	91.5	92.5
Francis	460	55	74.5	86.5	86	92.5	92
Propeller (sudu tetap)	690	45	70	84.5	82	91.5	92
Propeller (sudu tetap)	800	32	59	78	84	88	96
Propeller (sudu dpt diatur)	750	83.5	91	91.5	87	91.6	70

Sehingga berdasarkan gambar 4.3. dan tabel 4.3. diatas, effisiensi turbin Francis dapat diasumsikan pada debit aliran penuh ($\frac{Q}{Q_0} = 1$) sebesar 84 % atau 0,84, maka diperoleh Power maksimal yang dapat dibangkitkan sebesar :

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$P_{out,max}$ = 9,81 m/s^2 x 143,478 m x 2,125 m^3/s x 0,84

$P_{out,max}$ = 2512,4217 Kw = 2,512 MW

4.3.3. Perhitungan Kecepatan Spesifik Turbin

Dari hasil perhitungan diatas, maka didapatkanlah nilai dari putaran poros turbin serta daya output turbin. Parameter-parameter ini dikombinasaikan dengan data *available head* yang diperoleh dari hasil survey lapangan, kemudian dipergunakan untuk menghitung nilai kecepatan spesifik dengan mengaplikasikan persamaan 4.1 berikut ini:

$$n_s = \frac{n \,.\sqrt{P}}{H^{5/4}} \text{ rpm}$$

$$n_s = \frac{1000 \,.\sqrt{2512{,}4217 \text{ Kw}}}{143{,}478^{5/4}} \text{ rpm}$$

$$n_s = 100{,}94 \text{ rpm}$$

Kecepatan spesifik setiap turbin memiliki kisaran (range) tertentu berdasarkan data eksperimen. Kisaran kecepatan spesifik beberapa turbin air ditunjukkan pada Tabel 4.4. dan gambar 4.4. berikut ini:

Tabel 4.4. Kecepatan spesifik dinamis beberapa turbin (Jagdish, 1975)

Jenis Turbin	**Range Kecepatan Spesifik**
Turbin Pelton	$12 \leq n_s \leq 25$
Turbin Francis	$60 \leq n_s \leq 300$
Turbin Crossflow	$40 \leq n_s \leq 200$
Turbin Propeller	$250 \leq n_s \leq 1000$

Berdasarkan tabel 4.4. diatas dapat disimpulkan bahwa kecepatan spesifik dinamis (n_s) turbin hasil dari perhitungan yaitu sebesar 100,94 rpm termasuk dalam *range* atau daerah kerja **Turbin Francis**.

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Ada 2 jenis kecepatan spesifik, yaitu: kecepatan spesifik dinamis (n_s) dan kecepatan spesifik kinematis (n_q). Berdasarkan referensi buku Sularso, formula kecepatan spesifik kinematis (n_q) dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \qquad (4.4)$$

Dimana,

n = kecepatan putar turbin yang ditentukan, rpm

Q = debit aliran, m^3/s

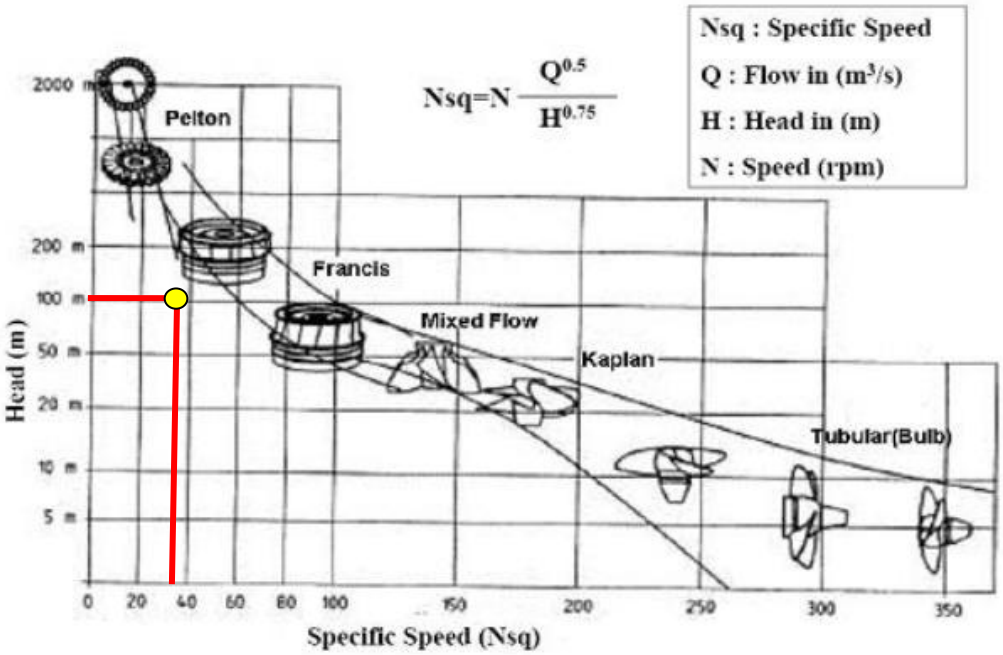
H = head tersedia, m

Jadi, besarnya nilai kecepatan spesifik turbin berdasarkan formula diatas adalah:

$$n_q = 1000 \text{ rpm} \cdot \frac{\sqrt{2{,}125 \text{ m}^3/\text{s}}}{143{,}478 \text{ m}^{3/4}}$$

$$n_q = 35{,}16 \text{ rpm}$$

Kemudian dapat dilakukan pengecekkan ulang dengan memanfaatkan grafik pada gambar 4.4. berikut ini:



Gambar 4.4. Grafik Hubungan *Head* dan Kecepatan spesifik kinematis untuk berbagai tipe turbin (http://www.ccitonline.com/)

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dari grafik diatas dapat disimpulkan bahwa turbin yang sesuai adalah **Turbin Francis.** Kemudian dengan memperhatikan pula klasifikasi turbin pada tabel 2.4, berdasarkan kategori kecepatan spesifiknya Turbin Francis yang dipilih adalah jenis **Turbin Francis**, **kecepatan rendah**.

Maka dari hasil dari perhitungan-perhitungan di atas didapatkan:

Tabel 4.5. Hasil Perhitungan Pemilihan Jenis Turbin

Perhitungan	**Nilai**
Netto Turbine Head (H)	143,478 m
Jumlah Kutub Generator	6 *poles*
Putaran poros turbin	1000 rpm
Daya Turbin (P)	2512,42 kW
Putaran Spesifik Dinamis (n_s)	100,94 rpm
Putaran Spesifik Kinematis (n_q)	35,16 rpm

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB V
PERANCANGAN *RUNNER*
(Roda Gerak)

Pada bab ini akan dibahas secara jelas dan mendetail perencanaan dimensi *runner* yang melingkupi perhitungan ukuran-ukuran utama dari *runner*, antara lain yaitu:

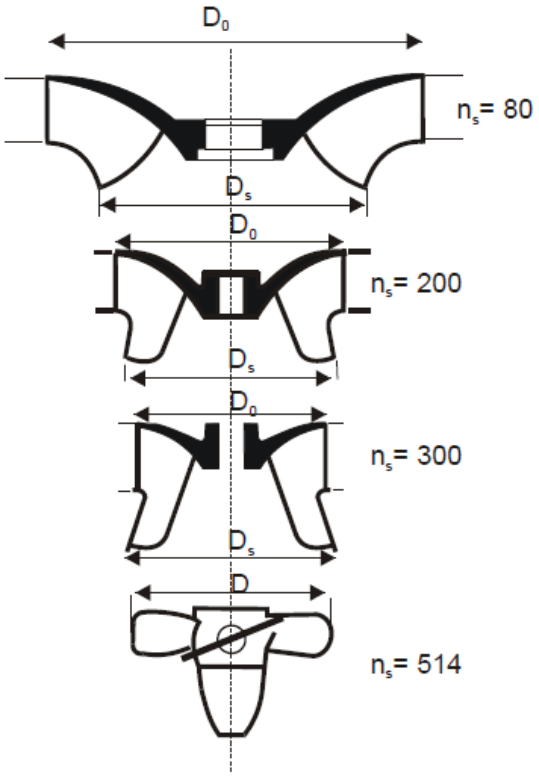
a. Diameter poros (D_{sh})
b. Diameter sisi masuk *runner* (D_1)
c. Diameter sisi keluar *runner* (D_2)
d. Lebar *runner* pada sisi masuk (b_1)
e. Tinggi *runner* turbin (H_1 dan H_2)
f. Jumlah sudu *runner* (Z)
g. Tebal minimal sudu *runner* (s_{min})
h. Desain profil sudu *runner*

Runner merupakan komponen utama dari turbin Francis. Didalam komponen ini energi potensial air diubah menjadi energi kinetik yang menjadi konsekuensi perubahan tekanan yang terjadi pada *runner*. Perubahan tekanan yang terjadi pada roda gerak (*runner*) inilah yang menyebabkan *runner* berputar dan memutar poros generator sehingga dapat dikonversikan menjadi energi listrik.

Bentuk dari sudu-sudu *runner* turbin Francis sangat rumit dan kompleks. Bentuk sudu *runner* yang tepat sangat tergantung pada kecepatan spesifiknya. Terlihat dengan jelas pada persamaan kecepatan spesifik bahwa pada head yang tinggi maka kecepatan spesifik yang dibutuhkan rendah. *Runner* didesain untuk dapat memenuhi kapasitas air yang besar untuk output power tertentu, pada saat yang sama pula kecepatan air pada outlet *runner* harus sekecil-kecil mungkin untuk menghindari terjadinya kavitasi.

Pemilihan tipe roda turbin yang sesuai dengan hasil perhitungan putaran spesifik dimana di dalamnya telah terdapat faktor putaran, daya, dan *Head* turbin dapat dilakukan sesuai dengan memperhatikan gambar 5.1. berikut ini :

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 5.1. Desain *Runner* Turbin Berdasarkan *Specific Speed* (N_s).

5.1. Perhitungan Diameter Poros (D_{sh}).

Pada perancangan turbin Francis dengan poros horisontal, poros yang dirancang harus harus kuat menopang beban momen puntir dan momen lengkung. Pada saat beroperasi putaran poros tidak boleh sama dengan putaran kritisnya karena akan terjadi getaran yang luar biasa besarnya, sehingga dalam jangka waktu tertentu akan mengakibatkan kerusakan pada poros dan komponen-komponen turbin yang lainnya. Oleh karena itu, poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

Diameter poros dapat dihitung dengan formula berikut ini: (Sularso, 1994)

$$D_{sh} \geq \left[\frac{5,1}{\tau_i} \times \sqrt{(K_t \times T)^2 + (K_m \times M)^2}\right]^{\frac{1}{3}} \qquad (5.1)$$

Dimana,

D_{sh} = diameter poros, mm

K_t = faktor koreksi untuk momen puntir

K_m = faktor koreksi untuk momen lentur

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

T = torsi yang dipindahkan, kg.mm

M = momen lengkung terbesar yang dialami poros, kg.mm

τ_i = tegangan geser ijin bahan poros, kg/mm^2

Diasumsikan beban yang dialami poros turbin diberikan secara tiba-tiba dan terjadi kejutan kecil maka nilai dari K_m adalah 2,0 dan nilai dari K_t adalah 1,5 sesuai dengan tabel 9.1. pada bab perancangan poros. Faktor koreksi untuk tegangan atau beban kejut (K_t) berdasarkan anjuran standard ASME yang dianjurkan adalah 1,0 - 1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan. Angka koreksi beban kejut sebesar (K_t) 1,5 dipilih dengan pertimbangan turbin Francis beroperasi pada beban yang fluktuatif, sehingga perlu dipertimbangkan faktor beban kejut maksimalnya.

Kemudian nilai dari momen puntir (torsi) dapat dihitung dengan formula berikut ini:

$$T = 9{,}74 \times 10^5 \times \frac{P_{sh}}{n} \quad \text{(kg.mm)} \qquad (5.2)$$

Dimana,

P_{sh} = daya poros turbin, kW

n = putaran poros turbin, rpm

Dari hasil perhitungan pada bab pemilihan turbin telah diperhitungkan dan didapatkan P_{sh} = 2512,42 kW dan n = 1000 rpm, sehingga:

$$T = 9{,}74 \times 10^5 \times \frac{2512{,}42 \text{ kW}}{1000 \text{ rpm}}$$

$$T = 2.447.098{,}771 \text{ kg.mm}$$

Besarnya momen lengkung (M) terbesar yang dialami poros adalah 2,6514 kN.m = 270.271,25 kg.mm. Nilai ini didapatkan dari hasil perhitungan momen pada bab perancangan poros

Berdasarkan pengalaman empiris dan sifat mekanis yang dibutuhkan dalam perancangan poros ini dipilihlah baja AISI 4340 sebagai material poros turbin Francis. Dimana AISI 4340 merupakan *Low Alloy Steel* dengan paduan

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

baja, nikel, khrom dan molibden, yang memiliki sifat mekanis tegangan tarik ijin (σ_{ijin}) = 1110 Mpa = 113,15 kg/mm^2. Tegangan tarik ijin tersebut didapatkan darihasil pengujian sifat mekanis untuk baja *AISI 4340, normalized, 100 mm (4 in) round*. Berbeda perlakuan panas, komposisi serta dimensi pengujian turut mempengaruhi sifat mekanis baja AISI 4340. Kemudian besarnya tegangan geser dapat diperhitungkan dengan formula berikut ini:

$$\tau_i = \frac{\sigma_{ijin}}{sf_1 \times sf_2} \tag{5.3}$$

Dimana,

Sf_1 = faktor keamanan untuk kelelahan puntir, diambil nilai 6 (standard maksimum).

Sf_2 = faktor keamanan untuk konsentrasi tegangan (alur pasak atau poros betingkat)serta kekasaran permukaan, diambil nilai 3.

Pada buku Sularso, sesuai dengan standard ASME diambil nilai faktor keamanan yang maksimum untuk menjamin perancangan poros turbin yang lebih aman. Maka, besarnya nilai tegangan geser yang diijinkan adalah:

$$\tau_i = \frac{113{,}15 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 3}$$

$$\tau_i = 6{,}286 \text{ kg/mm}^2$$

Sehingga besarnya diameter poros adalah:

$$D_{sh} \geq \left[\frac{5{,}1}{\tau_i} \times \sqrt{(K_t \times T)^2 + (K_m \times M)^2}\right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{sh} \geq \left[\frac{5{,}1}{6{,}286 \text{ kg/mm}^2} \times \sqrt{(1{,}5 \times 2.447.098{,}771)^2 + (2 \times 270.271{,}25\ )^2}\right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\mathbf{D_{sh} \geq 144{,}38 \text{ mm} = 14{,}44 \text{ cm} \approx 14{,}5 \text{ cm}}$$

Jadi, diameter poros turbin Francis dengan material baja AISI 4340 yang diambil adalah sebesar 14,5 cm. Dilakukan pembulatan untuk mengantisipasi

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

adanya tegangan lengkung karena berat poros itu sendiri dan *runner*, serta menjaga poros dari putaran kritisnya.

Perhitungan poros ini bukan hasil yang mutlak digunakan sebagai ukuran dimensi poros hasil perancangan turbin yang dilakukan. Tetapi merupakan perkiraan awal yang akan membantu dalam proses perancangan roda turbin. Jika seluruh komponen utama turbin yang terpasang pada poros telah selesai dirancang, maka dapat dilakukan pengecekan diameter poros hasil perhitungan pada perkiraan awal dengan memperhitungkan berat komponen-komponen utama tersebut sehingga dapat diketahui apakah hasil perhitungan awal dimensi poros dengan material AISI 4340 memenuhi kriteria keamanan.

5.2. Perhitungan diameter sisi masuk *runner* (D_1).

Pada perancangan diameter sisi masuk *runner* ini perhitungan dilakukan berdasarkan karakteristik kecepatan spesifiknya, namun kecepatan spesifik yang digunakan adalah parameter kecepatan spesifik kinematis (n_q) yang berbeda dengan kecepatan spesifik yang dipergunakan pada bab pemilihan turbin yaitu kecepatan spesifik dinamis (n_s). Berdasarkan referensi buku Sularso, formula kecepatan spesifik kinematis yang dipakai adalah sebagai berikut:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \qquad (5.4)$$

Dimana,

n = kecepatan putar turbin yang ditentukan, rpm

Q = debit aliran, m^3/s

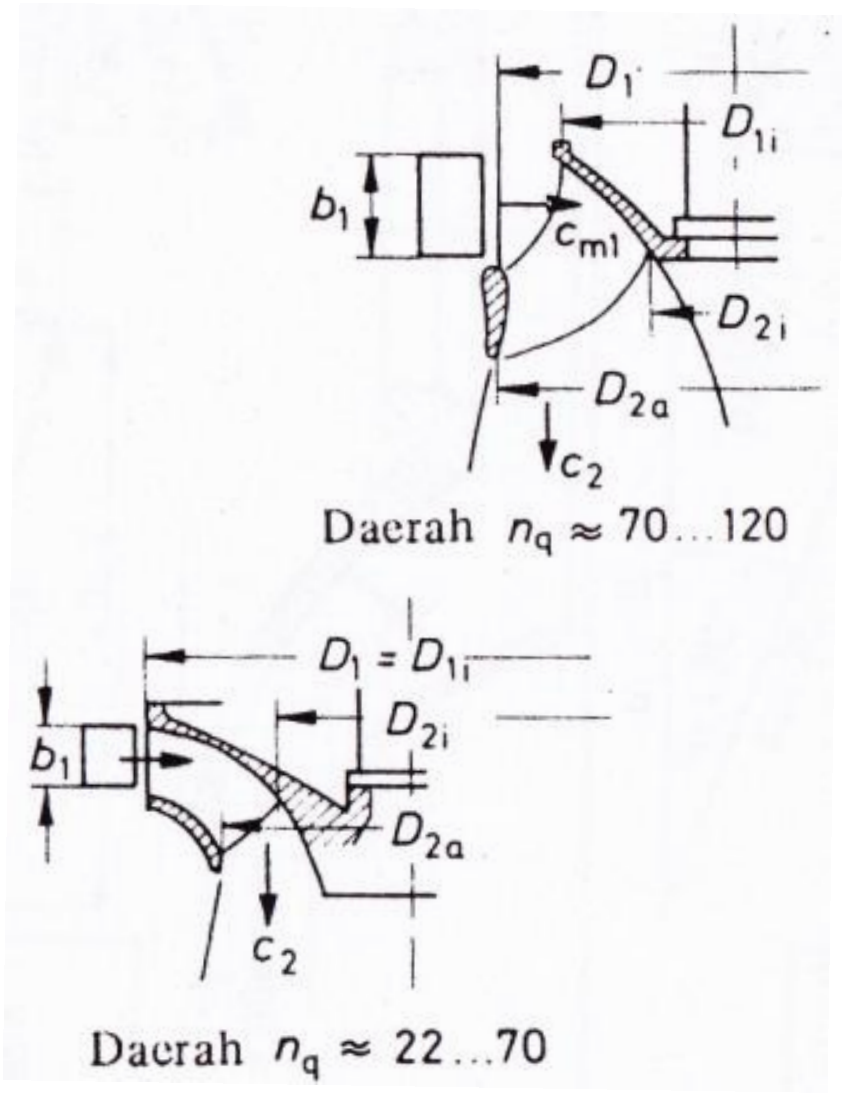
H = head tersedia, m

Jadi, besarnya nilai kecepatan spesifik turbin berdasarkan formula diatas adalah:

$$n_q = 1000 \text{ rpm} \cdot \frac{\sqrt{2{,}125 \text{ m}^3/\text{s}}}{143{,}478 \text{ m}^{3/4}}$$

$$n_q = 35{,}16$$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

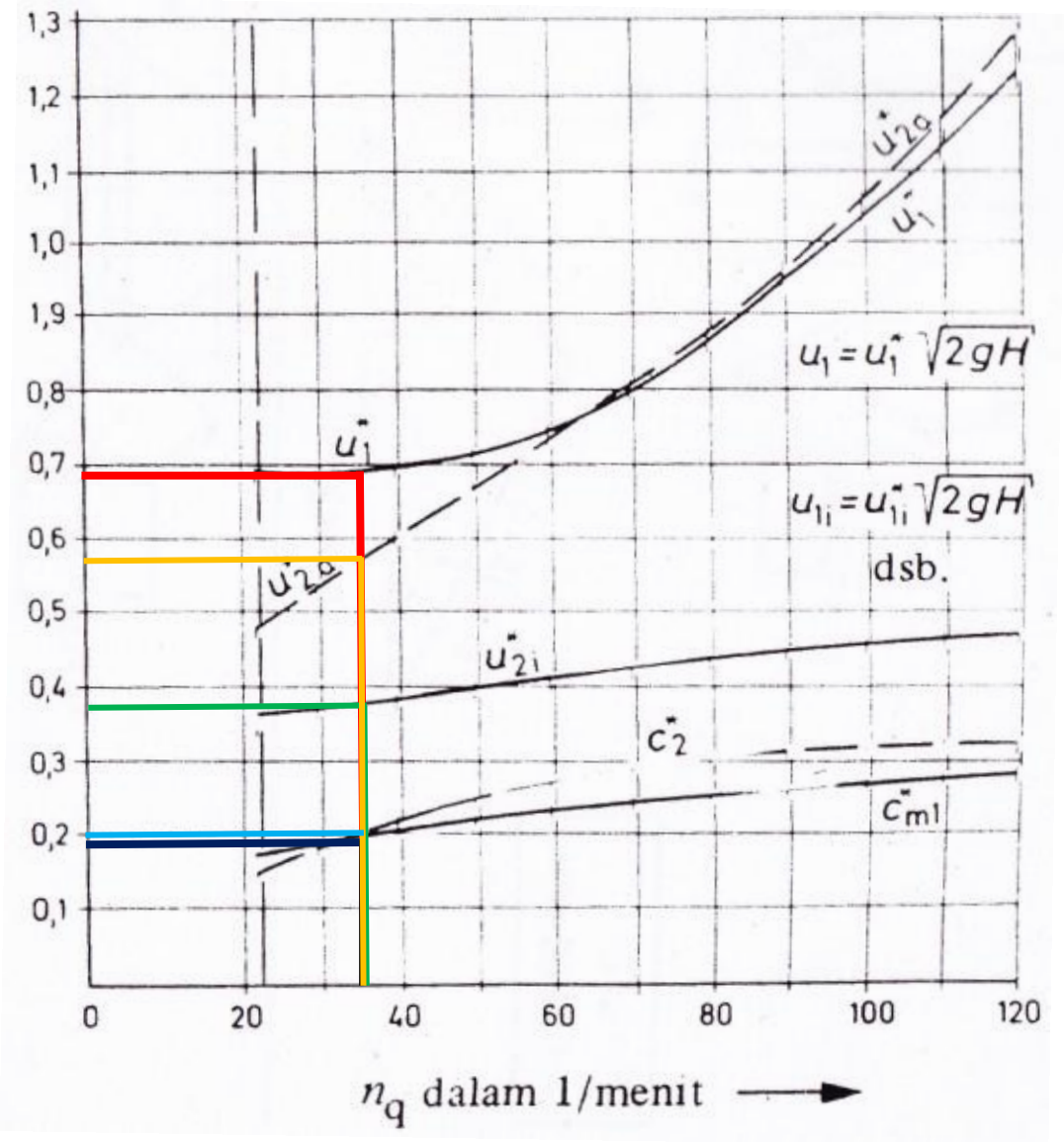


Gambar 5.2. Dimensi-dimensi Utama *Runner* Turbin Francis. (Dietzel, 1996)

Berdasarkan gambar 5.2. diatas dapat ditentukan bahwa *runner* yang akan dirancang adalah gambar dimensi utama *runner* pada daerah $n_q \approx 22 - 70$, karena dari hasil perhitungan diatas nilai $n_q = 35{,}16$ termasuk dalam range nilai tersebut.

Ukuran-ukuran utama dimensi *runner* dapat ditentukan dari seberapa besar kecepatan putar *runner* (*u*),yang arahnya menyinggung lingkaran *runner* dan kecepatan absolut air masuk *runner* (*c*). Semua besaran-besaran tersebut dapat diketahui dengan memanfaatkan tabel pada gambar 5.3. dibawah ini:

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 5.3. Grafik penentuan nilai-nilai kecepatan yang bekerja pada *runner* turbin Francis berdasarkan pengalaman empiris. (Dietzel, 1996)

Dari grafik diatas untuk nilai n_q = 35,16 didapatkan nilai dari u^*_1 adalah 0,69. Untuk mengetahui besarnya nilai kecepatan tangensial sisi masuk *runner* (u_1) perlu diketahui nilai harga dasarnya, yaitu:

$$\sqrt{2.g.H} = \sqrt{2.9{,}81\ \text{m/s}^2 \,.\, 143{,}478\ \text{m}}$$

$$= 53{,}06\ \text{m/s}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Nilai dari harga dasar diatas dikalikan dengan harga spesifik kecepatan tangensial *runner* pada sisi masuk (u^*_1) yang didapatkan dari grafik pada gambar 5.3., maka didapatkan nilai dari kecepatan tangensial sisi masuk *runner* (u_1) sebesar:

$u^*_1 = 0{,}69$

$$u_1 = u_1^* \times \sqrt{2.g.H} \qquad (5.5)$$

$$u_1 = 0{,}69 \times 53{,}06 \text{ m/s}$$

$$u_1 = 36{,}61 \text{ m/s}$$

Sehingga, dimensi diameter roda pada sisi masuk *runner* sebesar:

$$D_1 = \frac{60 \,.u_1}{\pi \,.n} \qquad \text{(Dietzel, 1996)} \qquad (5.6)$$

$$D_1 = \frac{60 \,.36{,}61 \text{ m/s}}{\pi \,.1000 \text{ rpm}}$$

$$D_1 = 0{,}69955 \text{ m} \approx 0{,}7 \text{ m} = 700 \text{ mm}$$

5.3. Perhitungan lebar sisi masuk *runner* (b_1).

Untuk memperhitungkan lebar sisi masuk *runner* turbin (b_1) diperlukan analisis segitiga kecepatan pada sisi masuk *runner*. Komponen-komponen dari segitiga kecepatan tersebut terdiri dari kecepatan tangensial sisi masuk *(u_1)* yang telah diketahui nilainya sebesar 36,61 m/s, kecepatan relatif sisi masuk *(w_1)* yang arahnya menyinggung permukaan sudu *runner*, serta kecepatan absolut pada sisi masuk *runner(c_1)*.

Berikut ini adalah perhitungan untuk mencari komponen-komponen pada segitiga kecepatan sisi masuk *runner* turbin, yaitu nilai dari kecepatan relatif sisi masuk *(w_1)* dan kecepatan absolut pada sisi masuk *(c_1)*.

Untuk mencari nilai dari kecepatan absolut pada sisi masuk *(c_1)*, persamaan yang digunakan adalah:

$$c_1 = \sqrt{c_{m1}^2 + c_{u1}^2} \qquad (5.7)$$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Sehingga untuk mencari nilai c_1 perlu dilakukan perhitungan komponen-komponen kecepatannya yaitu c_{u1} dan c_{m1}. Untuk perhitungan nilai c_{u1} dapat dicari dengan memanfaatkan persamaan Euler $c_{u1} = \eta_T . g . H / u_1$, sehingga didapatkan:

$$c_{u1} = 0{,}84 \,.\, 9{,}81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \,.\, \frac{143{,}478 \text{ m}}{36{,}61 \text{ m/s}}$$

$$c_{u1} = 32{,}29 \text{ m/s}$$

Nilai c_{m1} didapatkan dari perkalian antara c^*_{m1} dengan harga dasar $\sqrt{2.\text{g.H}}$ sebesar 53,06 m/s. Dari hasil pembacaan grafik pada gambar 5.3. didapatkan nilai dari c^*_{m1} sebesar 0,19. Maka:

$$c_{m1} = c^*_{m1} \times \sqrt{2.\text{g.H}} \qquad (5.8)$$

$$c_{m1} = 0{,}19 \times 53{,}06 \text{ m/s}$$

$$c_{m1} = 10{,}08 \text{ m/s}$$

Jadi, nilai dari kecepatan absolut pada sisi masuk (c_1) adalah sebesar:

$$c_1 = \sqrt{(10{,}08 \text{ m/s})^2 + (32{,}29 \text{ m/s})^2}$$

$$c_1 = 33{,}83 \text{ m/s}$$

Untuk menghitung besarnya sudut dari kecepatan absolut pada sisi masuk *runner* (α_1) dapat dicari dari perhitungan berikut ini:

$$\text{tg } \alpha_1 = \frac{c_{m1}}{c_{u1}} \qquad (5.9)$$

$$\text{tg } \alpha_1 = \frac{10{,}08 \text{ m/s}}{32{,}29 \text{ m/s}}$$

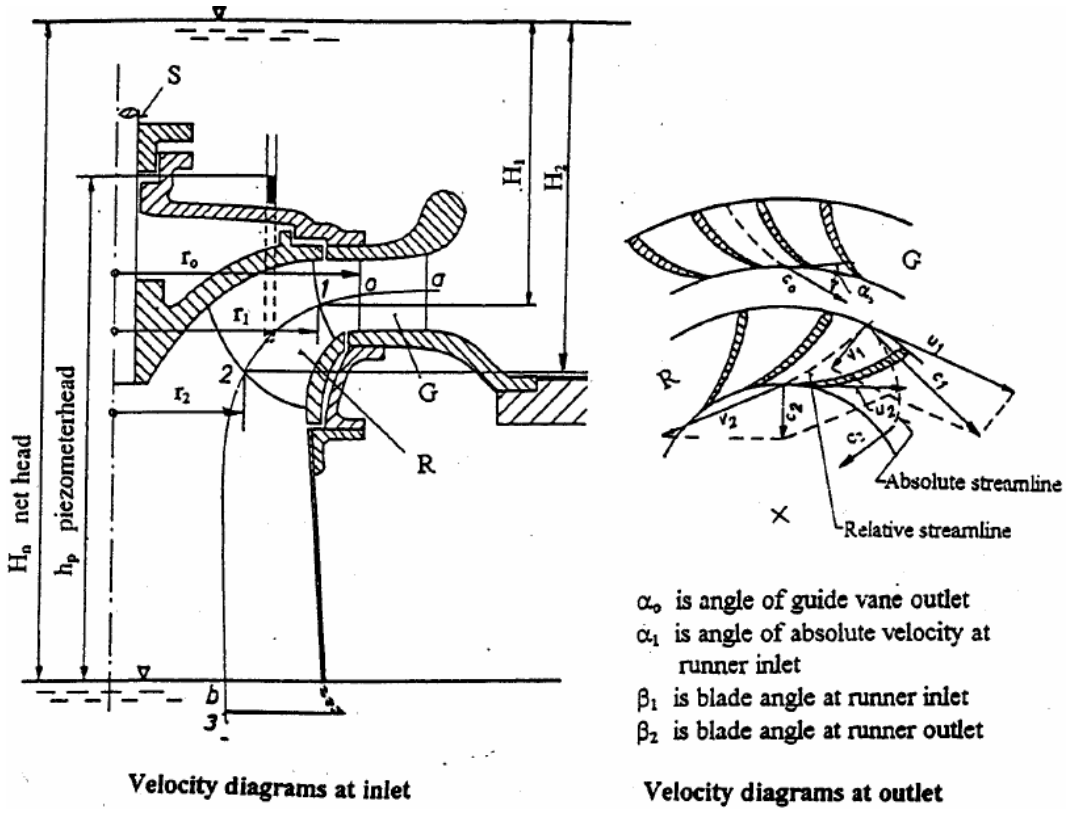
$$\text{tg } \alpha_1 = 0{,}3122$$

Jadi,

$$\alpha_1 = \text{arctg } 0{,}3122$$

$$\alpha_1 = 17{,}34 \,^\circ$$

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 5.4. Aliran Air Dari *Guide Vane* ke *Runner*. (Setiawan, 2005)

Untuk mencari nilai dari kecepatan relatif terhadap sudu *runner* pada sisi masuk *(w_1)* berdasarkan segitiga kecepatannya, persamaan yang digunakan adalah:

$$w_1 . \sin \beta_1 = c_{m1} \tag{5.10}$$

$$w_1 . \cos \beta_1 = u_1 - c_{u1} \tag{5.11}$$

$$\frac{w_1 . \sin \beta_1}{w_1 . \cos \beta_1} = \frac{c_{m1}}{(u_1 - c_{u1})} \tag{5.12}$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{10{,}08 \text{ m/s}}{(36{,}61 \text{ m/s} - 32{,}29 \text{ m/s})}$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 2{,}33$$

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} 2{,}33$$

$$\boldsymbol{\beta_1 = 66{,}8^\circ}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Jadi besarnya sudut sudu *runner* pada sisi inlet (β_1) adalah 66,8°. Kemudian nilai dari kecepatan relatif terhadap sudu *runner* pada sisi masuk *(w_1)* adalah sebesar:

$$w_1 = \frac{c_{m1}}{\sin \beta_1}$$

$$w_1 = \frac{10{,}08 \text{ m/s}}{\sin 66{,}8°}$$

$$w_1 = 10{,}97 \text{ m/s}$$

Sehingga dengan demikian dapat disimpulkan bahwa komponen-komponen segitiga kecepatan pada sisi masuk *runner* adalah sebagai berikut:

$u_1 = 36{,}61 \text{ m/s}$

$c_1 = 33{,}83 \text{ m/s}$

$w_1 = 10{,}97 \text{ m/s}$

$\beta_1 = 66{,}8°$

$\alpha_1 = 17{,}34 °$

Lebar sisi masuk *runner* (b_1) dapat diperhitungkan dengan memanfatkan persamaan berikut ini: (Church, 1972)

$$b_1 = \frac{Q}{D_1 . \pi . c_{m1} . \tau} \qquad (5.13)$$

Dimana,

b_1 = lebar sisi masuk ke *runner*, m

Q = debit aliran, m^3/s

D_1 = diameter sisi masuk *runner*, m

c_{m1} = kecepatan absolut arah radial, m/s

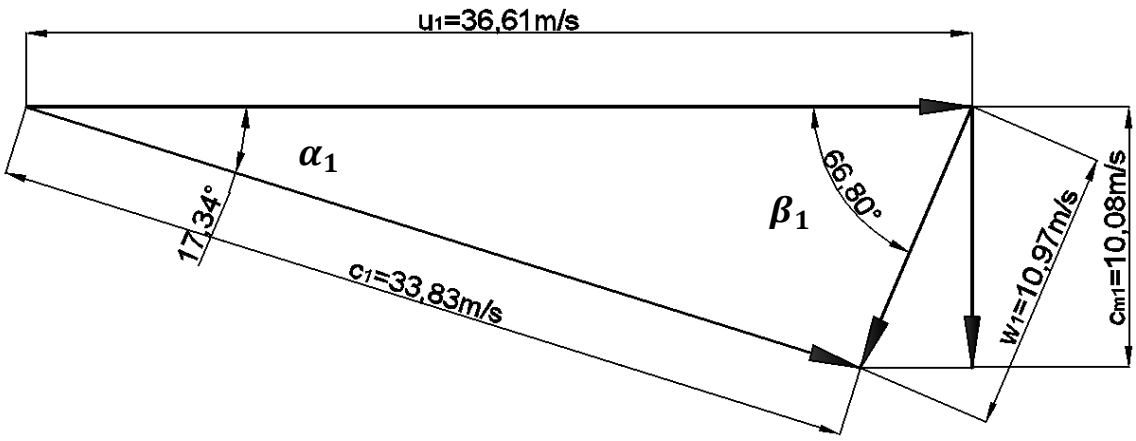
τ = faktor penyempitan luas penampang pada sisi masuk karena adanya tebal dinding sudu gerak, diambil sebesar 0,9.

Jadi,

$$b_1 = \frac{2{,}125 \text{ m}^3/\text{s}}{0{,}7 \text{ m} \,.\, \pi \,.\, 10{,}08 \text{ m/s} \,.\, 0{,}9}$$

$$\mathbf{b_1 = 0{,}1066 \text{ m} = 106{,}6 \text{ mm}}$$

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 5.5. Segitiga kecepatan sisi masuk *runner*.

5.4. Perhitungan diameter sisi keluar *runner* (D_2).

Sisi keluar runner turbin memiliki dua jenis diameter, yaitu diameter sisi dalam (D_{2i}) dan diameter sisi luar (D_{2a}). Dalam perhitungan diameter sisi keluar *runner* ini berkaitan erat dengan harga komponen-komponen segitiga kecepatan air keluar *runner*. Maka perlu dilakukan perhitungan dan analisa grafis komponen-komponen segitiga kecepatan pada sisi keluar *runner*. Untuk *runner* sisi dalam:

$u_{2i}^{*} = 0{,}38$, didapatkan dari pembacaan grafik pada gambar 5.3.

$$u_{2i} = u_{2i}^{*} \times \sqrt{2.g.H} \qquad (5.14)$$

$$u_{2i} = 0{,}38 \times 53{,}06 \text{ m/s}$$

$$u_{2i} = 20{,}16 \text{ m/s}$$

Maka, besarnya diameter sisi dalam (D_{2i}) adalah:

$$D_{2i} = \frac{60 \,.u_{2i}}{\pi \,.n} \qquad (5.15)$$

$$D_{2i} = \frac{60 \,.20{,}16 \text{ m/s}}{\pi \,.1000 \text{ rpm}}$$

$$\mathbf{D_{2i} = 0{,}385 \text{ m} = 385 \text{ mm}}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Posisinya bila dilihat dari awal masuk *runner* bagian atas dapat diperhitungkan sebagai berikut:

$$y = \frac{1}{2} g \left[\frac{\frac{D_1 - D_{2i}}{2}}{c_{m1}} \right]^2 \quad (5.16)$$

Dimana,

y = jarak vertikal minimal *runner* bagian atas, antara posisi D_1 dan D_{2i}.

$$y = \frac{1}{2} . 9{,}81 \text{ m/s} \left[\frac{\frac{0{,}7 \text{ m} - 0{,}385 \text{ m}}{2}}{10{,}08 \text{ m/s}} \right]^2$$

$$y = 0{,}001198 \text{ m} = 1{,}1198 \text{ mm}$$

Sedangkan perhitungan untuk memperkirakan *runner* sisi luarnya adalah sebagai berikut:

$u_{2a}^* = 0{,}58$, didapatkan dari pembacaan grafik pada gambar 5.3.

$$u_{2a} = u_{2a}^* \times \sqrt{2.g.H} \quad (5.17)$$

$$u_{2a} = 0{,}58 \times 53{,}06 \text{ m/s}$$

$$u_{2a} = 30{,}775 \text{ m/s}$$

Maka, besarnya diameter sisi luar (D_{2a}) adalah:

$$D_{2a} = \frac{60 . u_{2a}}{\pi . n} \quad (5.18)$$

$$D_{2a} = \frac{60 . 30{,}775 \text{ m/s}}{\pi . 1000 \text{ rpm}}$$

$$\mathbf{D_{2a} = 0{,}588 \text{ m} = 588 \text{ mm}}$$

Jika nilai dari diameter sisi dalam (D_{2i}) dan diameter sisi luar (D_{2a}) di rata-ratakan maka akan didapat diameter sisi keluar *runner* rata-ratanya, yaitu:

$$D_{2 \text{ rata}^2} = \frac{D_{2i} + D_{2a}}{2} \quad (5.19)$$

$$D_{2 \text{ rata}^2} = \frac{0{,}385 \text{ m} + 0{,}588 \text{ m}}{2}$$

$$\mathbf{D_{2 \text{ rata}^2} = 0{,}4865 \text{ m} = 486{,}5 \text{ mm}}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Perhitungan komponen-komponen pada segitiga kecepatan sisi keluar *runner* adalah sebagai berikut:

Untuk mencari nilai dari kecepatan absolut pada sisi keluar *runner* (c_2), perhitungannya:

$c_2^* = 0{,}2$, didapatkan dari pembacaan grafik pada gambar 5.3.

$$c_2 = c_2^* \times \sqrt{2.g.H} \qquad (5.20)$$

$$c_2 = 0{,}2 \times 53{,}06 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 10{,}61 \text{ m/s}$$

Untuk mencari nilai dari kecepatan tangensial rata-rata pada sisi keluar *runner* (u_2) perhitungannya:

$$u_{2\text{ rata}^2} = \frac{u_{2i} + u_{2a}}{2} \qquad (5.21)$$

$$u_{2\,rata^2} = \frac{20{,}16\,m/s + 30{,}775\,m/s}{2}$$

$$u_{2\,rata^2} = 25{,}468\,m/s$$

Dari $u_{2\,rata^2} = 25{,}468\,m/s$ serta $c_2 = 10{,}61\,m/s$ yang tegak lurus dengan $u_{2\,rata^2}$, maka telah dapat digambarkan dalam segitiga kecepatan keluar yang ada pada gambar 5.6. dibawah ini. Sehingga dapat pula ditentukan kecepatan relatif terhadap sudu *runner* pada sisi keluar *(w_2)* yang besarnya:

Karena $\alpha_2 = 90°$

$$w_2 = \sqrt{{c_2}^2 + {u_{2\text{ rata}^2}}^2} \qquad (5.22)$$

$$w_2 = \sqrt{(10{,}61 \text{ m/s})^2 + (25{,}468 \text{ m/s})^2}$$

$$w_2 = 27{,}59 \text{ m/s}$$

Sehingga untuk menghitung besarnya sudut sudu *runner* pada sisi outlet (β_2) dapat dicari dari perhitungan berikut ini:

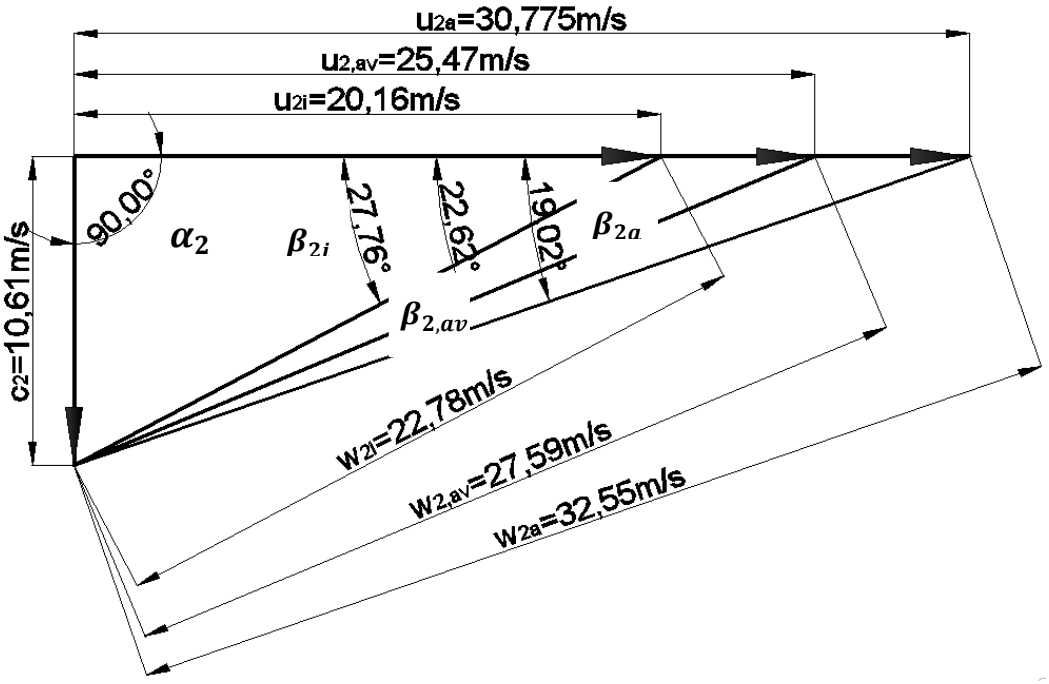
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$w_2 . \sin \beta_2 = c_2 \tag{5.23}$$

$$\beta_2 = \arcsin \frac{c_2}{w_2}$$

$$\beta_2 = \arcsin \frac{10{,}61 \text{ m/s}}{27{,}59 \text{ m/s}}$$

$$\boldsymbol{\beta_2 = 22{,}62°}$$



Gambar 5.6. Segitiga kecepatan sisi keluar *runner*

Hasil perhitungan dimensi-dimensi utama dari *runner* dan komponen-komponen segitiga kecepatannya menjadi acuan dalam perhitungan dimensi utama bagian-bagian turbin yang lain seperti *guide vane* dan *stay vane*. Karena dalam perhitungan dimensi *guide vane* dan *stay vane* diperlukan data dimensi lebar sisi masuk (b_1) dan juga diameter sisi masuk aliran air pada *runner* yang mana sudah dapat diketahui nilainya dari perhitungan-perhitungan diatas.

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

5.5. Perhitungan tinggi *runner* turbin (H_1 dan H_2).

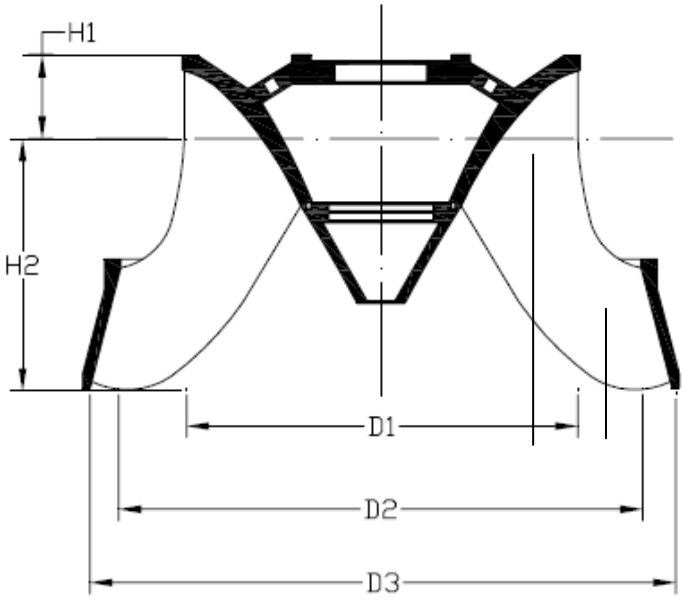
Tinggi *runner* turbin yang dinotasikan sebagai H_1 dan H_2 (seperti terlihat pada gambar 5.7.) dapat diperhitungkan dengan menggunakan persamaan-persamaan *de Siervo* dan *de Leva* (1976) berikut ini:

$$\frac{H_1}{D_3} = 0.094 + 0.00025\ n_s \qquad (5.24)$$

$$\frac{H_2}{D_3} = -0.05 + \frac{42}{n_s} \qquad (50 < n_s < 110) \qquad (5.25)$$

Atau,

$$\frac{H_2}{D_3} = \frac{1}{3.16 - 0.0013\ n_s} \qquad (110 < n_s < 350) \qquad (5.26)$$



Gambar 5.7. Dimensi-dimensi *runner* menurut teori *de Siervo* dan *de Leva* (1976)

Berdasarkan persamaan 5.24 serta 5.25 atau 5.26 diatas, diperlukan harga nilai dari D_3 (Diameter Keluaran Roda Gerak Turbin) untuk mendapatkan nilai dari H_1 dan H_2. Nilai dari D_3 dapat dicari dengan menggunakan formula *de Siervo* dan *de Leva* (1976) berikut ini:

$$D_3 = \frac{84{,}5\ .k_u.\sqrt{H_n}}{n} \qquad (5.27)$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Notasi k_u adalah koefisien kecepatan yang besarnya dapat dicari dari persamaan berikut ini:

$$k_u = \frac{\pi . D_3 . n}{60 . \sqrt{2 . g . H_n}} \quad (5.28)$$

Atau, dapat disederhanakan menjadi:

$$k_u = 0.31 + (2.5 \times 10^{-3} n_s) \quad (5.29)$$

Dalam perhitungan kecepatan spesifik turbin yang telah dilakukan didapatkan nilai kecepatan spesifik turbin adalah n_s = 100,94 rpm (N_s dengan teori ***Moody***), sehingga bila dilakukan perhitungan untuk mencari nilai koefisien kecepatan (k_u), didapatkan:

$$k_u = 0{,}31 + (2{,}5 \times 10^{-3} \times 100{,}94 \text{ rpm})$$

$$k_u = 0{,}5624$$

Setelah didapatkan nilai koefisien kecepatan (k_u), maka dapat dihitung dan ditentukan besarnya Diameter Keluaran Roda Gerak Turbin (D_3), dengan menggunakan formula pada persamaan 5.27 diatas:

$$D_3 = \frac{84{,}5 \, . \, k_u . \sqrt{H_n}}{n}$$

$$D_3 = \frac{84{,}5 \times 0{,}5624 \times \sqrt{143{,}478 \text{ m}}}{1000 \text{ rpm}}$$

$$\mathbf{D_3 = 0{,}5692 \text{ m}}$$

Setelah nilai dari kecepatan spesifik turbin (n_s) dan diameter keluaran roda gerak turbin (D_3) menurut teori *de Siervo* dan *de Leva* (1976) diketahui, maka nilai-nilai tersebut diinputkan ke dalam persamaan-persamaan berikut ini untuk mencari nilai dari H_1 dan H_2, berikut perhitungannya:

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$\frac{H_1}{D_3} = 0.094 + 0.00025\ n_s$$

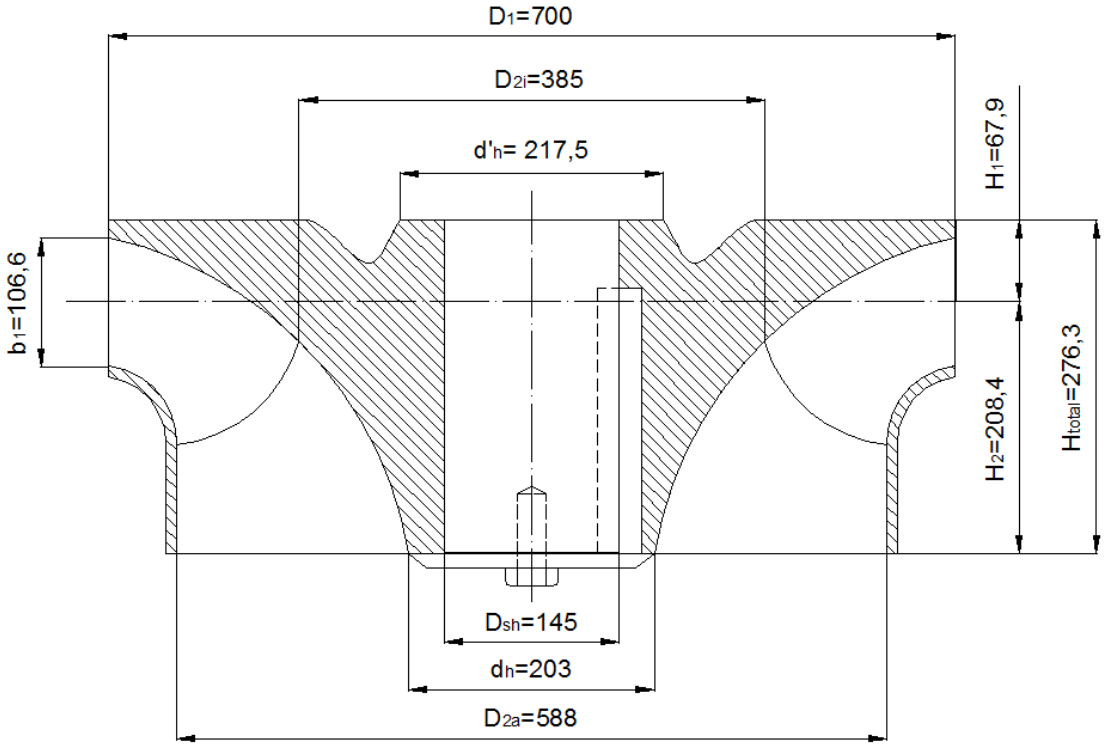
$$\frac{H_1}{\mathbf{0,5692\ m}} = 0.094 + (0.00025 \times 100{,}94\ \text{rpm})$$

$$\therefore \mathbf{H_1 = 0,0679\ m}$$

Nilai n_s yang didapatkan dari perhitungan sebelumnya adalah 100,94 rpm, dengan memperhatikan kedua formula diatas (5.25 dan 5.26) maka dipilihlah persamaan 5.25 dengan syarat ($50 < n_s < 110$) karena nilai n_s sebesar 100,94 rpm masuk kedalam *range* syarat tersebut. Berikut ini adalah perhitungan untuk mencari nilai dari H_2:

$$\frac{H_2}{\mathbf{0,5692\ m}} = -0.05 + \frac{42}{100{,}94\ \text{rpm}}$$

$$\therefore \mathbf{H_2 = 0,2084\ m}$$



Gambar 5.8. Hasil perhitungan dimensi-dimensi utama *runner*

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

5.6. Perhitungan jumlah sudu *runner* turbin (Z_r).

Jumlah sudu *runner* dapat dihitung dan diperkirakan dengan menggunakan formula empiris Pfleiderer. Formula empiris yang digunakan untuk menghitung jumlah sudu-sudu *runner* memperhitungkan dan mempertimbangkan faktor-faktor seperti diameter *runner* pada sisi masuknya (D_1), diameter *outlet runner* sisi dalam (D_{2i}), sudut sudu *runner* pada sisi inlet (β_1) serta sudut sudu *runner* pada sisi outlet (β_2). Sehingga formula empiris yang digunakan cukup valid untuk memperkirakan jumlah sudu *runner* yang tepat dalam perancangan ini.

Berikut ini adalah formula empiris yang dikemukakan oleh Pfleiderer (*Die Kreiselpumpen*) untuk menentukan jumlah sudu *runner* turbin: (Church, 1972)

$$Z_r = 6{,}5\left(\frac{D_{2i}+D_1}{D_1-D_{2i}}\right)\sin\left(\frac{\beta_1+\beta_2}{2}\right) \tag{5.30}$$

$$Z_r = 6{,}5\left(\frac{385\text{ mm} + 700\text{ mm}}{700\text{ mm} - 385\text{ mm}}\right)\sin\left(\frac{66{,}8° + 22{,}62°}{2}\right)$$

$$Z_r = \mathbf{15{,}75 \approx 16\ blades}$$

Setelah dilakukan perhitungan dan pembulatan kasar, didapatkan jumlah sudu *runner* yang digunakan dalam perancangan ini adalah sebanyak 16 buah sudu.

5.7. Perhitungan tebal sudu *runner* turbin (s_{min}).

Saat turbin Francis beroperasi, sudu-sudu *runner* akan mengalami berbagai macam pembebanan. Beban-beban tersebut antara lain:

1. Sudu *runner* akan menderita beban puntir akibat torsi.
2. Sudu *runner* akan menderita beban tarik dan tekan akibat gaya sentrifugal dan perbedaan tekanan pada sisi *inlet* dan *outlet*-nya.
3. Bila terjadi kavitasi, maka sudu akan mengalami beban kejut berupa ledakan-ledakan kecil dari gelembung fluida cair yang pecah.

Oleh karena itu Sudu *runner* darus dirancang sedemikian rupa sehingga dapat menahan beban-beban tersebut diatas. Selain itu, sudu *runner* juga harus dapat tahan terhadap korosi, keausan dan kelelahan. Dalam proses manufaktur,

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

sudu *runner* harus dapat dengan mudah dilakukan proses *machining* bentuk sudu-sudunya, sehingga membutuhkan material yang mudah untuk di-*machining*.

Dalam perancangan ini material yang dipilih untuk sudu *runner* adalah *Cast Stainless Steel* dengan tipe ASTM A743 CA-6NM yaitu paduan antara Fe-Cr-Ni-Mo (Iron-Chromium-Nickel-molybdenum) dengan komposisi *high chromium* (13% *chromium*) yang dapat di-*hardening* melalui proses perlakuan panas. Material ini resisten terhadap korosi maupun efek kavitasi, kemudian tambahan paduan nikel dan molibdenum dapat menambah resistensi material ASTM A743 CA-6NM terhadap korosi air garam (*salt water*). ASTM A743 CA-6NM juga memiliki sifat mudah untuk dilakukan proses *machining* dan pengelasan. Dari sifat-sifat meterial tersebut, maka ASTM A743 CA-6NM sangat tepat digunakan sebagai material *runner* turbin Francis.

ASTM A743 CA-6NM memiliki tegangan tarik ijin σ_{ijin} = 755 Mpa = 76,96 kg/mm^2. Sehingga tegangan geser yang diijinkan untuk bahan ini adalah:

$$\tau_i = \frac{\sigma_{ijin}}{sf_1 \times sf_2}$$

Dimana,

Sf_1 = faktor keamanan untuk kelelahan puntir, diambil nilai 6 (standard maksimum).

Sf_2 = faktor keamanan untuk konsentrasi tegangan dan kekasaran permukaan, diambil nilai 3 (standard maksimum).

Maka harga dari τ_i:

$$\tau_i = \frac{76{,}96 \text{ MPa}}{6 \times 3}$$

$$\tau_i = 4{,}28 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang timbul akibat torsi:

$$T = \frac{P}{\omega} \qquad (5.31)$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Diameter hub: (Lazarkiewicz, 1965)

$$d_h = 1{,}4.\, d_{sh} \qquad (5.32)$$
$$= 1{,}4 \times 145\text{mm}$$
$$d_h = 203 \text{ mm} = 0{,}203 \text{ m}$$

Gaya yang bekerja:

$$F = \frac{2T}{d_h} = \frac{2.P}{\omega.d_h} \qquad (5.33)$$
$$F = \frac{120.\,P}{2.\,\pi.\,n.\,d_h}$$
$$F = \frac{120 \times 2512{,}42 \times 10^3 \text{W}}{2 \times \pi \times 1000\text{rpm} \times 0{,}203 \text{ m}}$$
$$F = 236.492{,}74 \text{ N} = 24.107{,}31 \text{ kg}$$

Tebal sudu minimal dapat dihitung dengan mengaplikasikan persamaan berikut ini: (Setiawan, 2005)

$$s_{min} = \frac{F}{\tau_{ijin}\,.\pi.d'_h} \qquad (5.34)$$

Dimana,

d'_h = diameter hub bagian belakang

Diameter hub bagian belakang dapat dicari dengan mengaplikasikan formula berikut ini: (Lazarkiewicz, 1965)

$$d'_h = 1{,}5.\, d_{sh} \qquad (5.35)$$
$$= 1{,}5 \times 145 \text{ mm}$$
$$d'_h = 217{,}5 \text{ mm} = 0{,}2175 \text{ m}$$

Sehingga:

$$s_{min} = \frac{F}{\tau_{ijin}\,.\,\pi.\,d'_h}$$
$$s_{min} = \frac{24.107{,}31 \text{ kg}}{4{,}28 \text{ kg/mm}^2 \times \pi \times 217{,}5 \text{ mm}}$$
$$\mathbf{s_{min} = 8{,}25 \text{ mm} \approx 8{,}5 \text{ mm}}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Jadi dapat diambil tebal sudu *runner* dalam perancangan ini adalah sebesar 8,25 mm atau 8,5 mm untuk mempermudah proses *machining*-nya.

Pada dasarnya penentuan tebal sudu *runner* didasarkan atas aspek kemudahan dalam proses *casting* daripada aspek kekuatannya, selama besarnya tebal sudu *runner* masih memungkinkan untuk dilakukan proses *casting*, karena besarnya gaya tumbuk akibat aliran yang mengenai sudu dapat diabaikan.

5.8. Desain profil sudu *runner* turbin.

Besarnya sudut dan diameter sudu-sudu *runner* telah ditentukan, tahap selanjutnya dalam perancangan sudu *runner* ini adalah menentukan bentuk sudu *runner*. Tidak ada jurnal terpublikasi atau informasi-informasi lain yang mengemukakan adanya pengaruh kurvatur sudu inlet dan outlet terhadap efisiensi turbin, meskipun seharusnya memiliki pengaruh yang besar. Sudu *runner* sebaiknya dirancang tidak terlalu panjang lintasannya karena akan meningkatkan kerugian gesek (*frictional loss*).

Seperti yang disebutkan dalam buku *Centrifugal Pumps and Blowers*, Austin H. Church, pada dasarnya ada 2 metode perancangan sudu *runner*, yaitu: metode *Tangent Arcs* dan *Polar Coordinates*. Dalam perancangan ini penulis akan menggunakan metode *Polar Coordinates*, dimana dalam metode ini titik-titik pada permukaan sudu *runner* diperhitungkan dengan menggunakan persamaan dibawah ini, kemudian titik-titik tersebut diplot sebagai koordinat polar. (Church, 1972)

$$\theta° = \frac{180}{\pi}\int_{R_1}^{R}\frac{dR}{R.tan\ \beta} = \frac{180}{\pi}\sum_{R_1}^{R}\frac{\Delta R}{R.tan\ \beta} \qquad (5.36)$$

Setelah semua titik diperhitungkan dan diplot, titik-titik tersebut digabungkan satu-persatu membentuk kurva yang halus. Dalam perancangan sudu *runner* ini penulis membagi profil sudu menjadi 9 ring atau bagian (2, b, c, d, e, f, g, h, 1), berikut ini adalah tabel hasil perhitungan dengan menggunakan *Microsoft Excel2007*:

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Tabel 5.1. Hasil Perhitungan 9 Titik Koordinat Polar Sudu *Runner* Sisi Dalam ($D_1 - D_{2i}$)

Ring	**R (mm)**	**β (°)**	**tan β**	$\frac{1}{R.\tan\beta}$	$\left(\frac{1}{R.\tan\beta}\right)_{av}$	**ΔR (mm)**	$\frac{\Delta R}{R.\tan\beta}$	**Δθ°**	**θ°**
2	192,5	27,76	0,526	0,0099					0
					0,0086	19,6875	0,1697	9,7272	
b	212,1875	32,64	0,6401	0,0074					9,7272
					0,0065	19,6875	0,1278	7,3261	
c	231,875	37,52	0,7674	0,0056					17,0533
					0,005	19,6875	0,0982	5,6298	
d	251,5625	42,4	0,9124	0,0044					22,6831
					0,0039	19,6875	0,0764	4,381	
e	271,25	47,28	1,082	0,034					27,0642
					0,003	19,6875	0,0598	3,4307	
f	290,9375	52,16	1,2861	0,0027					30,4949
					0,0024	19,6875	0,0469	2,6873	
g	310,625	57,04	1,5405	0,0021					33,1822
					0,0019	19,6875	0,0365	2,0918	
h	330,3125	61,92	1,8719	0,0016					35,2741
					0,0014	19,6875	0,028	1,6048	
1	350	66,8	2,3294	0,0012					36,8788

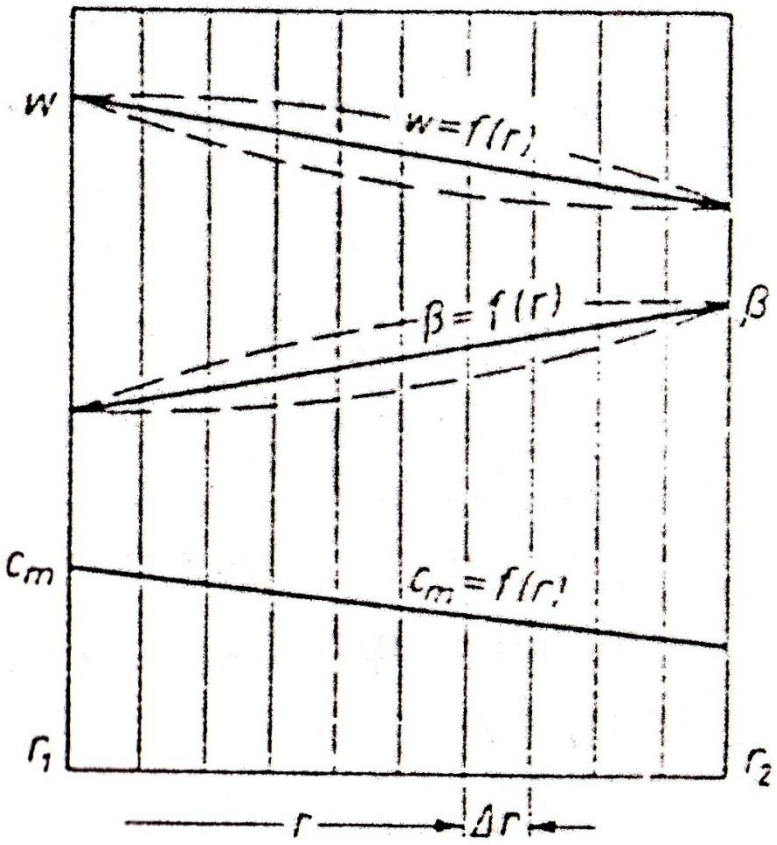
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Tabel 5.2. Hasil Perhitungan 9 Titik Koordinat Polar Sudu *Runner* Sisi Luar ($D_1 - D_{2a}$)

Ring	**R (mm)**	**β (°)**	**tan β**	$\frac{1}{R.\tan\beta}$	$\left(\frac{1}{R.\tan\beta}\right)_{av}$	**ΔR (mm)**	$\frac{\Delta R}{R.\tan\beta}$	**Δθ°**	**θ°**
2	294	19,02	0,3445	0,0099					0
					0,0085	7	0,0595	3,4116	
b	301	24,99	0,4659	0,0071					3,4416
					0,0063	7	0,0439	2,5171	
c	308	30,96	0,5997	0,0054					5,9286
					0,0048	7	0,0337	1,9341	
d	315	36,94	0,7513	0,0042					7,8627
					0,0038	7	0,0265	1,5186	
e	322	42,91	0,9289	0,0033					9,3813
					0,003	7	0,021	1,2036	
f	329	48,88	1,1446	0,0027					10,5849
					0,0024	7	0,0166	0,9536	
g	336	54,85	1,419	0,0021					11,5385
					0,0019	7	0,013	0,7478	
h	434	60,83	1,789	0,0016					12,2862
					0,0014	7	0,01	0,5731	
1	350	66,8	2,3294	0,0012					12,8593

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Pada tabel 5.1. diatas profil sudu *runner* dibagi menjadi 9 segmen dengan ΔR yang sama yaitu sebesar 19,6875 mm, nilai dari β diambil dari kurva pada gambar 5.9. dibawah ini:



Gambar 5.9. Variasi nilai dari w, c_m dan β terhadap radius (r). (Lazarkiewicz, 1965)

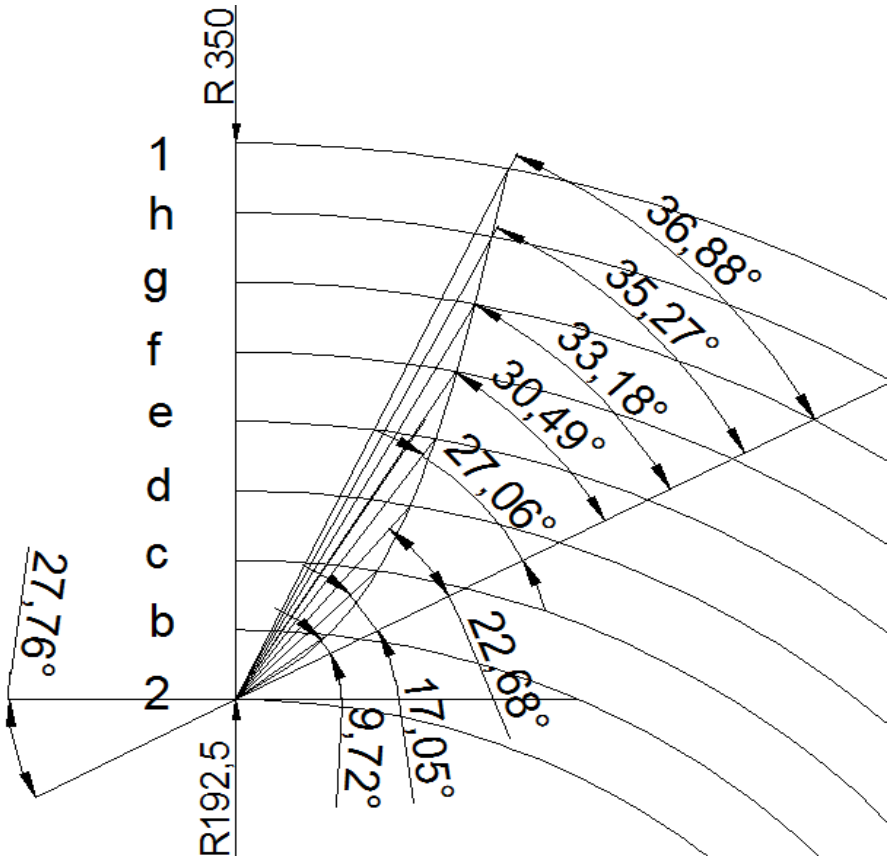
Pada gambar 5.9. diatas dapat disimpulkan bahwaw, c_m dan β adalah fungsi radius (r). Kurva w, c_m dan β yang dibentuk memiliki fungsi linier, yang mana pertambahan atau penurunan nilainya sebanding atau berbanding lurus dengan variabel pembandingnya. Bertambah besarnya radius (r) berimplikasi pada pertambahan besar sudut β secara linier. Namun demikian, peningkatan nilai radius (r) akan berdampak pada menurunnya nilai w (kecepatan relatif aliran) dan c_m (kecepatan meridional aliran) secara linier.

Nilai β pada tabel 5.1. diatas ditentukan berdasarkan prinsip yang sesuai dengan gambar 5.9., yaitu besarnya nilai β adalah fungsi linier dari radius (r).

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Nilai β bertambah sebesar Δβ, sebanding dengan pertambahan radius (r) sebesar ΔR. Nilai dari $\frac{1}{\text{R.tan }\beta}$ pada kolom keenam tabel 5.1. adalah nilai rata-rata dari $\frac{1}{\text{R.tan }\beta}$ pada kolom kelima. Pada kolom kesembilan, $\Delta\theta°$ didapatkan dari hasil perkalian antara $\frac{180}{\pi}$ dengan $\frac{\Delta R}{\text{R.tan }\beta}$ pada kolom kedelapan.

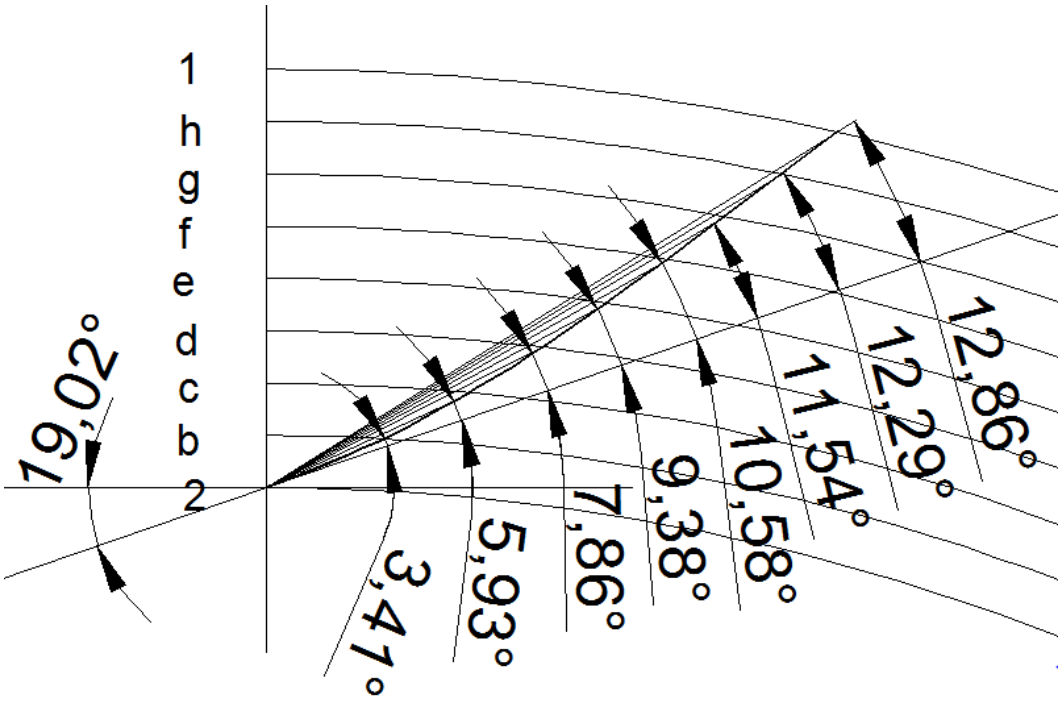
Bentuk integral adalah penjumlahan, oleh karena itu $\theta°$ pada kolom terakhir didapatkan dari hasil penjumlahan $\Delta\theta°$ untuk mendapatkan posisi angular yang sesuai dengan besarnya radius masing-masing segmen. Berikut ini adalah titik-titik posisi angular tersebut, yang telah diplotkan dan dihubungkan dengan sebuah garis sehingga membentuk kurvatur sudu *runner*:



Gambar 5.10. Hasil perancangan sudu *runner* sisi dalam dengan metode *Polar Coordinates.*

Dengan cara dan metode yang sama dengan perancangan sudu *runner* sisi dalam, berikut ini adalah hasil perancangan sudu *runner* sisi luar dengan metode koordinat polar berdasarkan tabel 5.2. diatas:

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 5.11. Hasil perancangan sudu *runner* sisi luar dengan metode *Polar Coordinates.*

Berikut ini adalah tabel rekapitulasi hasil perhitungan dimensi utama *runner* serta komponen segitiga kecepatannya:

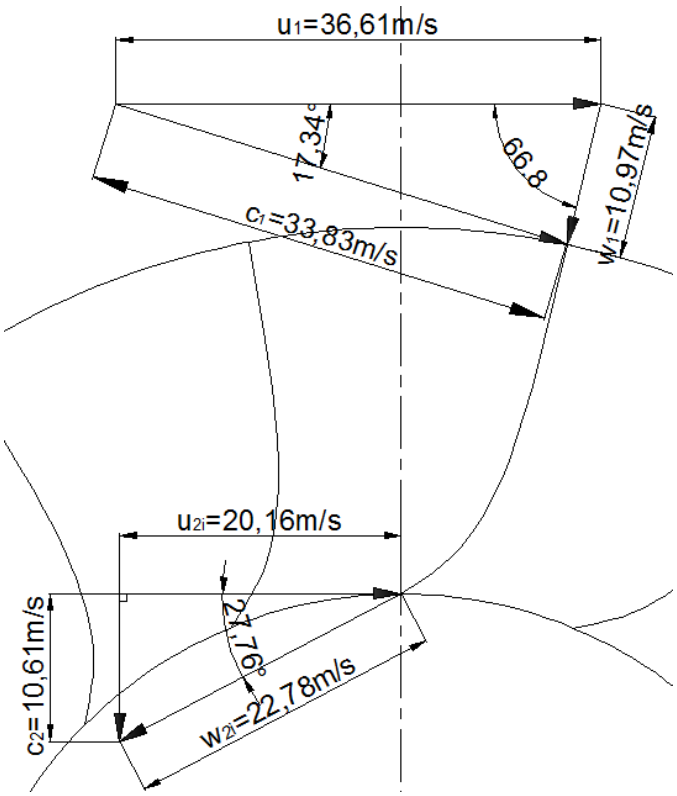
Tabel 5.3. Hasil perhitungan dimensi utama *runner*.

Notasi	**Harga**	**Dimensi**
n_q	35,16	-
u_1	36,61	m/s
D_1	700	mm
c_{u1}	32,29	m/s
c_{m1}	10,08	m/s
Notasi	**Harga**	**Dimensi**
c_1	33,83	m/s
w_1	10,97	m/s

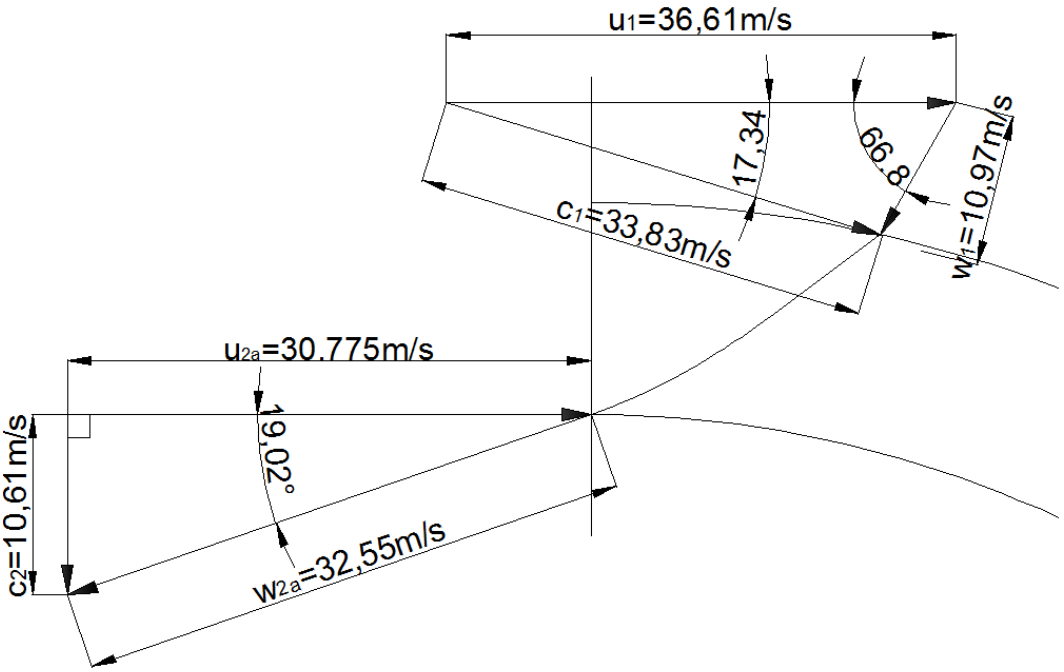
UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

α_1	17,34	derajat
β_1	66,8	derajat
b_1	106,6	mm
u_{2i}	20,16	m/s
D_{2i}	385	mm
u_{2a}	30,775	m/s
D_{2a}	588	mm
$D_{2\ rata^2}$	486,5	mm
c_2	10,61	m/s
$u_{2\ rata^2}$	25,468	m/s
w_{2a}	32,55	m/s
w_{2i}	22,78	m/s
$w_{2\ rata^2}$	27,59	m/s
α_2	90	derajat
β_{2i}	27,76	derajat
β_{2a}	19,02	derajat
$\beta_{2\ rata^2}$	22,62	Derajat
H_1	67,9	mm
H_2	208,83	mm
H_{total}	276,3	mm
Material		**ASTM A743 CA-6NM**

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 5.12. Segitiga Kecepatan Pada Inlet dan Outlet sisi dalam *Runner* Turbin.



Gambar 5.13. Segitiga Kecepatan Pada Inlet dan Outlet sisi luar *Runner* Turbin.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

1. Diameter masukan *central streamline* (D_{1A})

Untuk menentukan nilai dari diameter masukan *central streamline* didasarkan pada gambar 2.15 dimana untuk harga N_s = 97 rpm, dapat diketahui bahwa nilai dari D_{1A} sebanding dengan D_s sesuai dengan persamaan berikut dan telah ditentukan bahwa nilai β_1 = 90°.

$$\frac{D_1}{D_s} > 1$$

$$D_1 = D_{1A} > D_s$$

Sehingga dapat diketahui nilai dari diameter *inlet central streamline*D_{1A} = 590 mm yang akan memudahkan kita dalam penggambaran *streamline* yang membantu dalam proses menentukan kelengkungan sudu roda turbin serta sebagai acuan dalam perancangan *guide vane*.

2. Diameter keluaran *central streamline* (D_{2A})

Untuk nilai diameter keluaran *central streamline* (D_{2A}) dapat ditentukan melalui penggambaran pada *software Auto Cad*, dengan melakukan pembagian beberapa *streamline* pada setiap sudunya. Dalam penentuan diameter dari sisi keluaran Turbin Francis memiliki karakteristik sisi *outlet* yang membentuk sudut dengan sumbu putar *runner*. Maka untuk menentukan posisi *outlet* dari masing-masing *streamline* dengan prinsip kesamaan laju alir pada masing-masing elemen permukaan sudu dengan memperhatikan bahwa masing-masing *streamline* dalam arah pandangan meridian memiliki panjang yang tidak jauh berbeda.

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Gambar 4.5. *Cara Menentukan Diameter Outlet Streamline*

Dari metode grafis yang telah dilakukan tersebut didapatkan diameter keluaran *central streamline* 147,73 mm.

3. Meridian Velocity (C_m)

Kecepatan meridian pada sisi *inlet* (1) dan *outlet* (2) dapat diperoleh dengan perhitungan melalui persamaan berikut ini:

$$C_{m1} = K_{Cm1} \times \sqrt{2gH}$$

$$C_{m2} = K_{Cm2} \times \sqrt{2gH}$$

Untuk memperoleh nilai K_{cm} dapat dilihat dari gambar 2.19, dimana untuk putaran spesifik N_s = 97 rpm nilai K_{Cm1} = 0,16 dan K_{Cm2} = 0,117, sehingga didapatkan nilai dari kecepatan meridian adalah 2,567 m/s untuk C_{m1} dan 1,877 m/s untuk C_{m2}.

Dengan diketahuinya kecepatan meridian pada sisi *inlet* dan sisi *outlet* roda turbin akan berguna untuk membantu dalam perhitungan dari variasi sudut β untuk masing-masing *streamline* yang digunakan untuk membentuk profil kelengkungan sudu roda turbin.

4. Menentukan kelengkungan sudu (θ)

Untuk menentukan besar kelengkungan sudu (θ) dan momen statis (M_{st}) digunakan metode tabel. Pada tahapan ini digunakan β_2 sebesar 25° untuk semua *streamline* karena menggunakan metode *double curvature*.

Pada perancangan kali ini digunakan 5 buah *streamline* pembantu dan pada setiap *streamline* dilakukan pembagian titik pertitik (*point by point*), dimana pada setiap titik dilakukan perhitungan untuk mendapatkan sudut kelengkungan (θ) guna membentuk profil lengkungan. Selain itu pada masing-masing *streamline* memiliki panjang (e) dan momen statis (M_{st}). Pada gambar 4.6 di bawah ini dapat dilihat hasil dari pembagian lima buah *streamline* yang digunakan untuk membantu menggambar dan menentukan kelengkungan sudu.

Gambar 4.6. *Pembagian Lima Streamlines*

Berikut ini adalah hasil dari perhitungan untuk mendapatkan sudut kelengkungan (θ) guna untuk membentuk profil lengkungan dengan menggunakan metode tabel yang diambil dari *Double Curvature Method*:

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Tabel 4.2. *Perhitungan Streamline A_1A_2*

Tabel 4.3. *Perhitungan Streamline B_1B_2*

Tabel 4.4. *Perhitungan Streamline C_1C_2*

Tabel 4.5. *Perhitungan Streamline D_1D_2*

Tabel 4.6. *Perhitungan Streamline E_1E_2*

Pada masing-masing *point* dari *streamline* yang telah digambar mempunyai variasi sudut kelengkungan (θ) yang berbeda-beda. Hal tersebut dikarenakan jari-jari tiap *point*nya berbeda dengan mempertahankan kecepatan meridiannya C_m.

5. Menggambar Sudu Turbin

Dari hasil perhitungan *streamline* A_1-A_2, *streamline* B_1-B_2, *streamline* C_1-C_2, *streamline* D_1-D_2, dan *streamline* E_1-E_2 telah didapatkan besar sudut kelengkungan (θ) berdasarkan jari-jari (r) yang diperoleh dari penggambaran lima buah *streamline* secara meredionaldimana telah dibagi tiap *point*nya untuk masing-masing *streamline*. Kemudian *point-point* pembentuk *streamline* yang memiliki jari-jari (r) tadi diputar berdasarkan besar sudut kelengkungan (θ) untuk masing-masing *streamline*. Setelah itu kita dapat menghubungkan *point-point* yang telah diputar tersebut sehingga kita dapat memperoleh bentuk kelengkungan sudu turbin. Gambar kelengkungan sudu masing-masing *streamline* dan profil kelengkungan sudunya dapat dilihat pada gambar 4.7 berikut ini.

Gambar 4.7. *Kelengkungan Sudu Masing-masing Streamline dan Profil Kelengkungan Sudu*

Gambar 4.8 berikut ini adalah roda turbin (*runner*) hasil perancangan:

Gambar 4.8. *Roda Turbin (Runner) Hasil Perancangan*

Gambar roda turbin (*runner*) yang lebih detail, dapat dilihat pada lampiran.

Dalam perancangan roda turbin (*runner*) ini digunakan material *High Chromium Iron*. Dipilihnya material ini karena adanya sifat *high corrosion resistant* yang sesuai untuk kondisi operasi dari Turbin Francis dimana bekerja dengan terendam dalam air yang berarti sangat berisiko untuk terjadi korosi.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Selain itu material ini merupakan jenis material yang digunakan untuk membuat komponen yang dibuat dengan cara dicor (*casting*) seperti roda turbin ini.

Hasil dari perhitungan-perhitungan perancangan *runner* di atas didapatkan:

Tabel 4.7. *Perhitungan Dimensi Roda Turbin*

Perhitungan	Nilai
Diameter poros (D_{sh}) dengan material *ASTM A36*	70 mm
Diameter hub (D_h)	98 mm
Diameter keluaran *runner* (D_s)	568 mm
Diameter masukan *central streamline* (D_{1A})	590 mm
Lebar roda turbin (B)	73,75 mm
Diameter keluaran *central streamline* (D_{2A})	147,73 mm
Meredional velocity : • C_{m1} • C_{m2}	 2,567 m/s 1,877 m/s
Jumlah sudu turbin (Z)	8 buah
Material roda turbin menggunakan *High Chromium Iron*	

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB VI

PERANCANGAN *SPIRAL CASING*

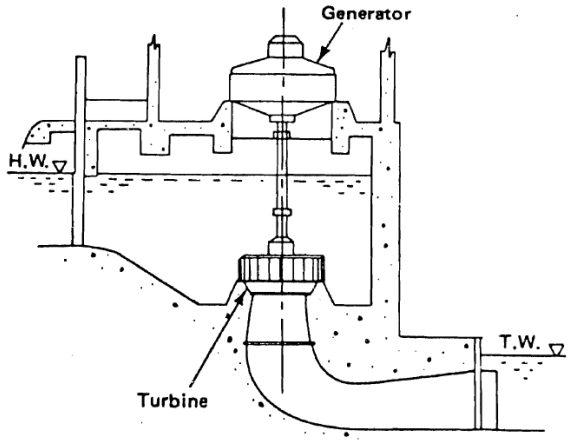
(Rumah Spiral)

Rumah turbin adalah jalur lintasan air yang mengelilingi turbin. Air dari *penstock* didistribusikan ke dalam turbin yang akan memutar *runner* melalui rumah turbin. Rumah turbin memiliki fungsi untuk mendistribusikan air ke *runner* turbin secara merata melalui *guide vane*.

6.1. Tipe *Turbine Casing* (Rumah Turbin)

Berdasarkan atas *Head* dan jenis pembangkitnya, ada 2 jenis rumah turbin yang umum dipasang pada pembangkit listrik tenaga air, yaitu:

a. Tipe *Open Flume* atau *Wheel Pit*



Gambar 6.1. Gambar tipe turbin open flume, *head* rendah. (Banga, 1983)

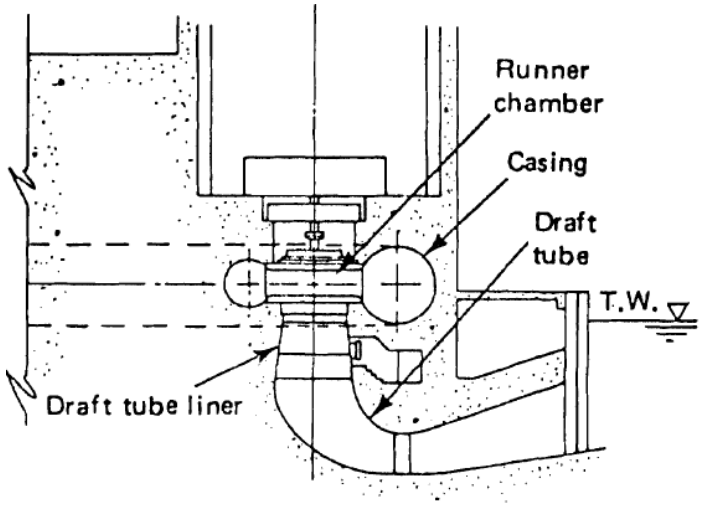
Pada instalasi dengan *head* yang rendah (*low-head*), berkisar antara 5-10 meter, air dapat dialirkan secara langsung ke *runner* turbin pada sebuah saluran terbuka, dimana air secara terbuka menyelubungi seluruh bagian turbin seperti terlihat pada gambar diatas. Sudu-sudu pengarah (*guide vanes*) yang dikendalikan atau diatur oleh sebuah mekanisme dan juga roda gerak (*runner*) seluruhnya terendam di dalam air.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Di sisi yang lain bantalan (*bearing*) dan generator listrik dipasang di luar permukaan air agar dapat dengan mudah diakses untuk perawatan dan pergantian *spare part*. Untuk generator listrik dapat dikopel secara *vertical* ataupun *horizontal* dengan *gear box*, dimana kecepatanya harus lebih besar daripada kecepatan turbin. Pada instalasi turbin jenis ini dibutuhkan filter air pada bagian inlet untuk mencegah material-material asing yang dapat merusak sudu-sudu turbin.

b. Tipe Tertutup: *Spiral Casing* atau *Scroll Casing*

Pada tipe turbin Francis jenis ini, air dialirkan ke *runner* turbin melalui *penstock* yang mana pada bagian ujungnya dihubungkan lagsung dengan *spiral casing* turbin. *Spiral casing* ini mengarahkan air secara merata ke sudu pengarah (*guide vanes*). *Spiral casing* didesain untuk menahan tekanan yang besar jika beroperasi pada head maksimum serta menahan adanya *water hammer*. Seperti namanya *spiral casing* didesain dengan luasan penampang melintang melingkar yang berkurang secara teratur, luasan maximum pada bagian *inlet* dan mendekati nol pada bagian ujungnya. Kemudian air melewati *runnner* turbin dan akhirnya keluar menuju *tail race* melalui *draft tube*.



Gambar 6.2. Gambar tipe turbin tertutup dengan *spiral casing*. (Banga, 1983)

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Jenis turbin Francis tertutup ini dapat dibagi menjadi 2 jenis, yaitu: *horizontal* dan *vertical*. Tipe *horizontal* dipilih pada desain turbin dengan *Medium Head* dan *High Head* (Head menengah-keatas). Sedangkan tipe *vertical* dipilih untuk desain turbin dengan *Medium Head* dan *Low Head* (Head menengah-kebawah).

Pada umumnya tipe rumah turbin *spiral casing* digunakan untuk perancangan dan instalasi turbin dengan *head* lebih dari 10 meter, walaupun demikian *spiral casing* dapat pula diaplikasikan untuk *head* dibawah 10 meter dengan efisiensi yang lebih baik, namun ukurannya menjadi lebih besar. Untuk *Spiral casing* yang berukuran sangat besar dilengkapi dengan *stay vanes* yang akan mengarahkan air menuju *guide vanes*. *Spiral casing* dilengkapi dengan lubang inspeksi dan terkoneksi alat pengukur tekanan.

6.2. Material *Turbine Casing* (Rumah Turbin)

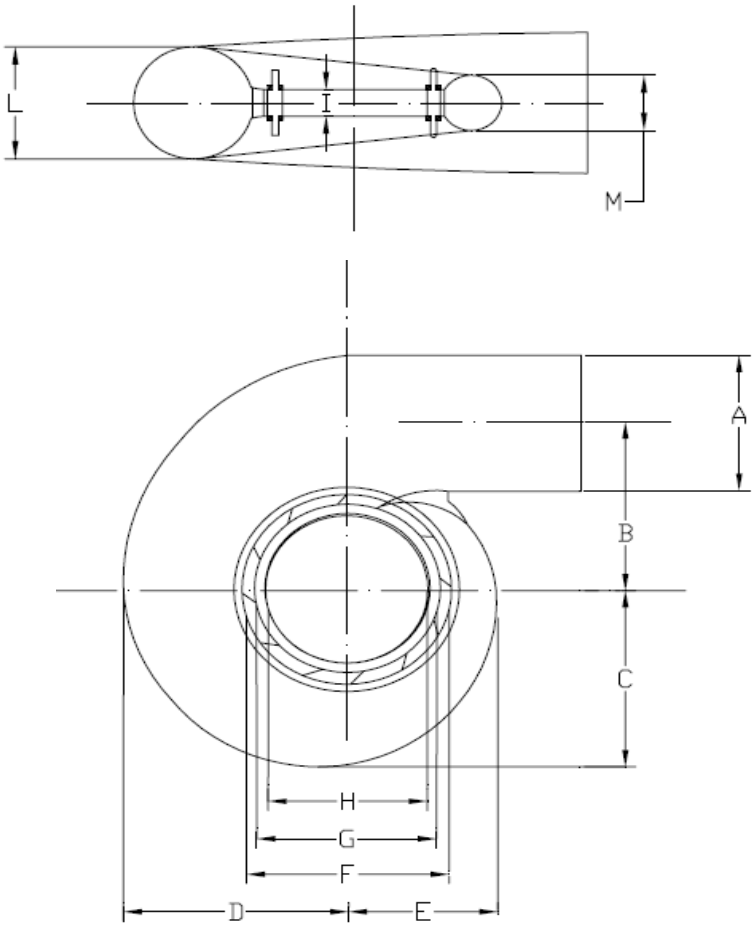
Material yang biasa digunakan pada perancangan *spiral casing* antara lain adalah:

a. Beton dengan lapisan plat baja (*concrete with steel plate lining*), untuk *head* dibawah 30 meter.
b. Rolled steel plate yang di las (*welded rolled steel plate*), untuk *head* sampai dengan 100 meter.
c. Besi tuang (*cast iron*), untuk *head* lebih dari 100 meter.

6.3. Perhitungan Dimensi *Turbine Casing* (Rumah Turbin)

Ada beberapa metode untuk menentukan dimensi dan ukuran *spiral casing*, salah satunya adalah metode empiris yang dikemukakan oleh *deSiervo* dan *deLeva* (1976). Metode *deSiervo* dan *deLeva* merupakan formula yang didasarkan pada pengalaman empiris yang sudah sangat teruji untuk merancang *spiral casing* turbin Francis. Formula empiris ini adalah hubungan antara diameter *runner* (D_3) pada persamaan 6.12 dengan *net head* (H_n), kecepatan spesifik (n_s) dan kecepatan runner (n). Pada gambar 6.3. dibawah ini adalah dimensi-dimensi utama *spiral casing*.

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 6.3. Layout Dimensi Utama *Spiral Casing* Turbin Francis (Warnick, 1984)

Dari gambar 6.3 diatas dimensi utama *spiral casing* yang lain untuk turbin Francis dapat diketahui dengan menggunakan persamaan empiris *deSiervo* dan *deLeva* (1976) seperti berikut ini: (Warnick, 1984)

$$A = \left(1{,}2 - \frac{19{,}5}{n_s}\right) D_3 \quad (6.1)$$

$$B = \left(1{,}1 + \frac{54{,}8}{n_s}\right) D_3 \quad (6.2)$$

$$C = \left(1{,}32 + \frac{49{,}25}{n_s}\right) D_3 \quad (6.3)$$

$$D = \left(1{,}5 + \frac{48{,}8}{n_s}\right) D_3 \quad (6.4)$$

$$E = \left(0{,}98 + \frac{63{,}6}{n_s}\right) D_3 \quad (6.5)$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$F = \left(1 + \frac{131,4}{n_s}\right) D_3 \quad (6.6)$$

$$G = \left(0,89 + \frac{96,5}{n_s}\right) D_3 \quad (6.7)$$

$$H = \left(0,79 + \frac{81,75}{n_s}\right) D_3 \quad (6.8)$$

$$I = (0,1 + 0,00065.n_s) D_3 \quad (6.9)$$

$$L = (0,88 + 0,00049.n_s) D_3 \quad (6.10)$$

$$M = (0,6 + 0,000015.n_s) D_3 \quad (6.11)$$

Simbol-simbol pada persamaan diatas diidentifikasikan pada gambar 6.3 diatas.

Untuk melakukan perhitungan dimensi-dimensi utama dari *spiral casing* berdasarkan persamaan-persamaan *deSiervo and deLeva* (*1976*), diperlukan data putaran spesifik turbin (n_s) dan diameter keluaran turbin (D_3). Berdasarkan teori *Moody* didapatkan nilai putaran spesifik dari turbin (n_s) adalah sebesar 100,94 rpm. Kemudian nilai dari diameter keluaran turbin (D_3) dapat dicari dengan memanfaatkan persamaan yang dikemukakan oleh *deSiervo and deLeva* (*1976*) berikut ini:

$$D_3 = \frac{84,5 \,.k_u.\sqrt{H_n}}{n} \quad (6.12)$$

Dimana,

D_3 = diameter keluaran turbin (m)

k_u = koefisien kecepatan

H_n = net head (m)

n = kecepatan putar (rpm)

Nilai dari k_u dapat dicari dengan menggunakan persamaan *deSiervo and deLeva* (*1976*) berikut ini:

$$k_u = \frac{\pi.D_3.n}{60 \,.\sqrt{2.g.H_n}} \quad (6.13)$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Atau, dapat disederhanakan menjadi:

$$k_u = 0.31 + (2.5 \times 10^{-3}\, n_s) \qquad (6.14)$$

Dalam perhitungan kecepatan spesifik turbin yang telah dilakukan didapatkan nilai kecepatan spesifik turbin adalah n_s = 100,94 rpm (N_s dengan teori ***Moody***), sehingga bila dilakukan perhitungan untuk mencari nilai koefisien kecepatan (k_u), didapatkan:

$$k_u = 0{,}31 + (2{,}5 \times 10^{-3} \times 100{,}94\ \text{rpm})$$

$$k_u = 0{,}5624$$

Setelah didapatakan nilai koefisien kecepatan (k_u), maka dapat dihitung dan ditentukan besarnya diameter keluaran roda gerak turbin (D_3), dengan menggunakan persamaan 6.12 :

$$D_3 = \frac{84{,}5\ .\ k_u . \sqrt{H_n}}{n}$$

$$D_3 = \frac{84{,}5 \times 0{,}5624 \times \sqrt{143{,}478\ \text{m}}}{1000\ \text{rpm}}$$

$$\mathbf{D_3 = 0{,}5692\ m}$$

Dari data yang ada maka perhitungan dimensi rumah turbin sesuai dengan gambar 6.3. dapat dihitung menggunakan persamaan 6.1 sampai 6.11 dengan hasil sebagai berikut:

- $A = \left(1{,}2 - \frac{19{,}5}{N_s}\right) D_3$

  $A = \left(1{,}2 - \frac{19{,}5}{100{,}94\ \text{rpm}}\right) 0{,}5692\ \text{m}$

  $\mathbf{A = 0{,}5731\ m}$

- $B = \left(1{,}1 + \frac{54{,}8}{N_s}\right) D_3$

  $B = \left(1{,}1 + \frac{54{,}8}{100{,}94\ \text{rpm}}\right) 0{,}5692\ \text{m}$

  $\mathbf{B = 0{,}9351\ m}$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- $C = \left(1{,}32 + \frac{49{,}25}{N_s}\right) D_3$

  $C = \left(1{,}32 + \frac{49{,}25}{100{,}94\ \text{rpm}}\right) 0{,}5692\ \text{m}$

  $\mathbf{C = 1{,}029\ m}$

- $D = \left(1{,}5 + \frac{48{,}8}{N_s}\right) D_3$

  $D = \left(1{,}5 + \frac{48{,}8}{100{,}94\ \text{rpm}}\right) 0{,}5692\ \text{m}$

  $\mathbf{D = 1{,}1290\ m}$

- $E = \left(0{,}98 + \frac{63{,}6}{N_s}\right) D_3$

  $E = \left(0{,}98 + \frac{63{,}6}{100{,}94\ \text{rpm}}\right) 0{,}5692\ \text{m}$

  $\mathbf{E = 0{,}9164\ m}$

- $F = \left(1 + \frac{131{,}4}{N_s}\right) D_3$

  $F = \left(1 + \frac{131{,}4}{100{,}94\ \text{rpm}}\right) 0{,}5692\ \text{m}$

  $\mathbf{F = 1{,}3101\ m}$

- $G = \left(0{,}89 + \frac{96{,}5}{N_s}\right) D_3$

  $G = \left(0{,}89 + \frac{96{,}5}{100{,}94\ \text{rpm}}\right) 0{,}5692\ \text{m}$

  $\mathbf{G = 1{,}0507\ m}$

- $H = \left(0{,}79 + \frac{81{,}75}{N_s}\right) D_3$

  $H = \left(0{,}79 + \frac{81{,}75}{100{,}94\ \text{rpm}}\right) 0{,}5692\ \text{m}$

  $\mathbf{H = 0{,}9106\ m}$

- $I = (0{,}1 + 0{,}00065.\, N_s) D_3$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$I = (0{,}1 + (0{,}00065 \times 100{,}94 \text{ rpm})0{,}5692 \text{ m}$$

$$\mathbf{I = 0,0943\ m}$$

- $L = (0{,}88 + 0{,}00049.N_s)D_3$

  $$L = (0{,}88 + (0{,}00049 \times 100{,}94 \text{ rpm}))0{,}5692 \text{ m}$$

  $$\mathbf{L = 0,5290\ m}$$

- $M = (0{,}6 + 0{,}000015.N_s)D_3$

  $$M = (0{,}6 + 0{,}000015 \times 100{,}94 \text{ rpm})0{,}5692 \text{ m}$$

  $$\mathbf{M = 0,3424\ m}$$

Dari dimensi-dimensi utama yang telah dihitung di atas, maka dapat dilakukan penggambaran rumah turbin (*spiral casing*) dengan menggunakan *software AutoCad 2012*.

Dalam perancangan *spiral casing* ini digunakan material ASTM A284 grade C karena material ini menggunakan material yang umum digunakan sebagai *casing* turbin dan merupakan material yang memang diklasifikasikan sebagai *carbon plate steels*.

6.4. Perhitungan Tebal *Turbine Casing* (Rumah Turbin)

Dinding *spiral casing* memerlukan ketebalan tertentu agar dapat menahan tekanan besar dari aliran air yang masuk melalui *spiral casing*. Berikut ini adalah perhitungan berdasarkan persamaan empiris untuk memperkirakan ketebalan minimum yang dibutuhkan untuk menahan tekanan tersebut: (Nechleba, 1957)

$$\mathbf{t_s = \frac{P_s \times d}{200\ k} + c} \quad (6.15)$$

Dimana,

t_s = ketebalan dinding *spiral casing*, mm

P_s = tekanan dalam *spiral casing*, kg/mm^2

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

d = diameter *spiral casing* (diambil yang terbesar), mm

k = tegangan tarik yang diijinkan material ASTM A284 grade C, kg/mm^2

c = toleransi (diambil 5-10 mm)

Besarnya tekanan yang dialami *spiral casing* dapat didekati dengan persamaan tekanan hidrostatis air berikut ini:

$$P_s = \rho \times g \times H_{net}$$

$$P_s = 1000\ \text{kg/m}^3 \times 9{,}81\ \text{m/s}^2 \times 143{,}478\ \text{m}$$

$$P_s = 1.407.519{,}18\ \text{N/m}^2$$

$$\mathbf{P_s = 0,143\ kg/mm^2}$$

Diameter *spiral casing* diambil yang terbesar, berdasarkan gambar teknik pada gambar 6.4. diambil nilai diameter *spiral casing* (d) terbesar adalah L= 0,529 m atau setara dengan 529 mm.

Kemudian tegangan tarik yang diijinkan (k) material ASTM A284 grade C berdasarkan sumber referensi yang didapatkan adalah sebesar 415 Mpa setara dengan 42,3 kg/mm^2.

Sehingga, tebal dinding *spiral casing* dapat disyaratkan sebesar:

$$\mathbf{t_s = \frac{P_s \times d}{200\ k} + c}$$

$$\mathbf{t_s = \frac{0,143\ kg/mm^2 \times 592\ mm}{200\ \times 42,3\ kg/mm^2} + (5\ mm - 10\ mm)}$$

$$\mathbf{t_s = 0,01\ mm + (5\ mm - 10\ mm)}$$

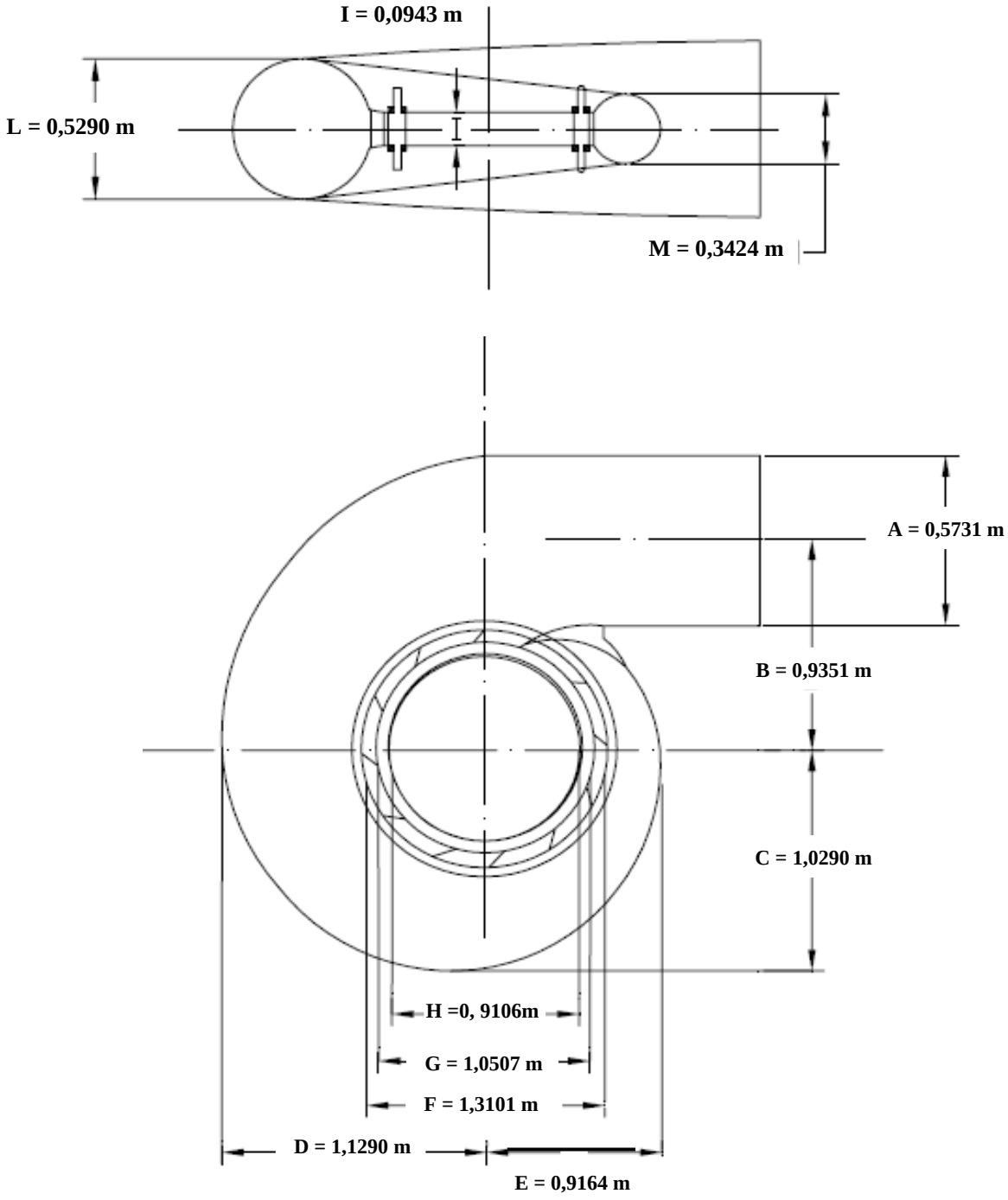
$$\mathbf{t_s = 5,01\ mm - 10,01\ mm}$$

Jadi, dapat dipilih material ASTM A284 grade C yang berbentuk lembaran baja (*plate steels*) dan harus memiliki tebal antara 5 mm sampai 10 mm, ketebalan plat 5 mm sampai 10 mm diperkirakan cukup aman, tergantung ketersediaan dimensi *plate steels* yang dijual dipasaran. Jadi, untuk mempermudah proses *manufacturing*, pembelian material dipasaran serta

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

mengurangi beban biaya produksi, maka dipilihlah material yang sama dengan material *Draft Tube*, yaitu ASTM A284 grade C yang berbentuk lembaran baja (*plate steels*) dengan ketebalan 6 mm.

Berikut ini adalah gambar desain spiral casing beserta dimensi-deimensi hasil perhitungannya:



UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Gambar 6.4. Dimensi-Dimensi Utama *Spiral Casing* Turbin Francis

Hasil perhitungan dimensi rumah turbin dapat dilihat pada tabel 6.1 berikut ini:

Tabel 6.1. Hasil Perhitungan Dimensi Spiral Casing

A = **0,5731 m**	G = 1,0507 m
B = **0,9351 m**	H = 0,9106 m
C = **1,0290 m**	I = 0,0943 m
D = 1,1290 m	L = 0,5290 m
E = 0,9164 m	M = 0,3424 m
F = 1,3101 m	Tebal = 6 mm
Material : ASTM A284 grade C	

Gambar 6.4 dan Tabel 6.1 diatas adalah dimensi-dimensi utama dari *spiral casing* turbin Francis yang didapatkan dari pendekatan formula empiris *deSiervo and deLeva* (*1976*). Formula empiris tersebut sering digunakan perancang dalam merancang *spiral casing*, namun demikian penulis akan menyesuaikan dan memodifikasi dimensi-dimensi diatas dengan hasil-hasil perhitungan komponen-komponen turbin yang lain seperti *runner* dan *guide vanes*. Sehingga besarnya dimensi dari H dan G (lihat gambar 6.4) perlu disesuaikan dengan dimensi *runner* dan *guide vanes* yang diperhitungkan dan dibahas pada bab perancangan *runner* dan *guide vanes*.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB VII
PERANCANGAN *GUIDE VANE*
(Sudu Diam)

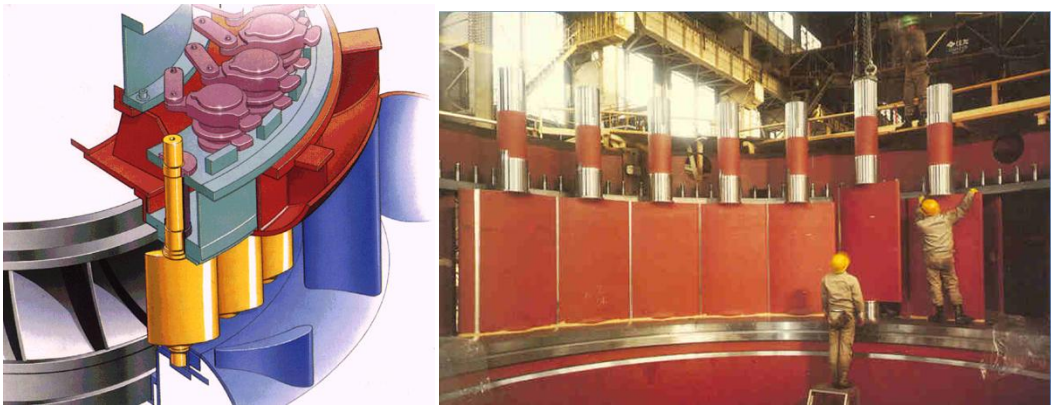
Turbin Francis harus dapat beroperasi pada beban atau *power output* yang bervariasi, tentunya sesuai dengan variasi beban yang diijinkan untuk turbin Francis yaitu sebesar 50-100 % dari *rated output*-nya. Besarnya daya output dapat diatur dari besarnya debit aliran air yang masuk ke dalam *runner*. *Guide Vane* merupakan komponen turbin Francis yang berfungsi untuk mengatur debit air yang masuk ke *runner*. Semakin besar debit air yang masuk ke *runner* turbin semakin besar pula kapasitas daya output turbin yang dihasilkan. *Guide vane* juga berfungsi sebagai nosel, yang mana komponen ini dapat mempercepat aliran air masuk ke *runner*.

Prinsip kerja *guide vane* adalah dengan mengubah sudut posisi *guide vane* sehingga luas penampang nosel akan berubah, semakin luas penampang akan semakin besar debit aliran yang masuk *runner*. Mekanisme pengubahan sudut posisi *guide vane* dilakukan oleh batang pengatur (*regulating rods*) yang terkoneksi langsung dengan *governor*.

G*overnor* memiliki fungsi untuk menjaga kecepatan putar turbin tetap konstan pada beban yang berubah-ubah. Pada saat beban turun, kecepatan putar turbin akan cenderung meningkat. Untuk mengembalikan turbin beroperasi pada *rated speed*-nya, *governor* berfungsi untuk mengurangi bukaan *guide vane* sehingga akan mengurangi debit aliran air yang masuk ke *runner*.

Sudu diam atau biasanya disebut dengan *guide vane* digunakan karena mempunyai dua fungsi utama, yaitu untuk mengarahkan aliran air pada sudut α yang diinginkan pada saat menuju roda turbin (*runner*) dan untuk mengatur jumlah air yang mengalir menuju *runner* agar sama untuk keseluruhan *inlet* roda turbin. Gambar 7.1 berikut adalah gambar dari *guide vane*.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 7.1. Guide Vane

Oleh karena itu *discharge part* dari *guide vane* adalah yang paling penting, sementara bagian yang lain hanya untuk mencegah *losses* yang lebih besar. Dengan demikian akan lebih menguntungkan jika menggunakan lebih banyak *guide vane* untuk turbin yang memiliki diameter yang lebih besar.

Sudu diam terdiri dari dua buah *rings* dimana terdapat beberapa *guide vanes* yang terpasang mengelilingi *rings* tersebut. Sudu diam ini dipasangkan secara stationer pada rumah turbin dan mengelilingi roda turbin. Pada umumnya *guide vane* dibuat dari bahan *cast steel*. Namun karena fluida kerja yang digunakan adalah air dan risiko terjadinya korosi lebih besar, maka pada zaman sekarang biasanya digunakan *stainless steel* sebagai bahan *guide vane*.

Seperti yang telah dijelaskan di atas bahwa yang terpenting dari *guide vane* adalah dengan merancang *outlet blade angle* secara benar dan berdasarkan pada *velocity diagram*. Kita merancang *outlet blade angle* ini agar debit yang mengalir menuju *runner* menghasilkan efisiensi maksimum bagi turbin secara aktual dan mendekati efisiensi maksimum secara teoritis.

Ukuran-ukuran dari *guide vane* di tentukan berdasarkan dimensi utama *runner* yang telah diperitungkan pasa bab perancangan *runner* sebelumnya. Posisi *guide vane* dirancang berdasarkan kondisi pada beban puncaknya. Hal ini dikarenakan pada beban puncak posisi *guide vane* harus didesain untuk tidak menumbuk atau bersinggungan dengan *runner* turbin.

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Oleh karena itu dalam perancangan sudu pengarah (*guide vane*) ini kita membutuhkan salah satu komponen dimensi utama dari *spiral casing* (rumah turbin) yaitu diameter *inlet ring guide vane* (*G*). Selanjutnya kita dapat melakukan langkah-langkah berikut ini :

7.1. Pemilihan Material dan Proses Manufaktur *Guide Vane*

Dalam perancangan *guide vane* ini digunakan material ASTM A743 CA-6NM, yaitu material yang sama dengan material *runner* turbin karena kedua komponen Turbin Francis ini saling berhubungan. Dipilihnya material ini karena adanya sifat *high corrosion resistant* yang sesuai untuk kondisi operasi Turbin Francis yang bekerja dengan terendam dalam air yang berarti sangat berisiko untuk terjadi korosi. Proses manufaktur *guide vane* beserta porosnya dibuat dalam satu cetakan dengan metode *investment casting*.

Investment casting dilakukan dengan cara membentuk profil benda kerja terlebih dahulu dengan menggunakan *wax* (lilin), kemudian dicelupkan kedalam cairan keramik lalu dipanaskan. Proses pemanasan dilakukan dalam suhu tertentu sehingga lapisan keramik semakin mengeras dan *wax* akan meleleh, terbentuklah cetakan (*mold*) keramik yang dimensi serta profilnya sama dengan benda kerja yang didinginkan, kemudian coran ASTM A743 CA-6NM dimasukkan kedalam cetakan. Maka didapatkan bentuk *guide vane* yang permukaannya lebih halus dan lebih presisi.

7.2. Perhitungan Jumlah *Guide Vane*

Untuk menentukan jumlah dari *guide vane*, persamaan yang digunakan adalah : (Nechleba, 1957)

$$Z_g = \frac{1}{4}\sqrt{D'} + (4 \text{ blades} - 8 \text{ blades}) \qquad (7.1)$$

Dimana Z_g merupakan jumlah dari *guide vane* dan *D'* adalah diameter outlet *guide vane* dalam satuan milimeter (mm) ketika terbuka penuh yang memiliki ketentuan yang berbeda untuk masing-masing tipe Turbin Francis.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- Untuk *low speed francis turbine*, D' lebih besar sekitar 40-100 mm daripada diameter inlet *runner*.
- Untuk *high speed francis turbine*, D' kurang lebih sama dengan diameter inlet *runner*.

Jadi,

$$D' = D_1 + (40\ \text{mm} - 100\ \text{mm}) \tag{7.2}$$

$$D' = 700\ \text{mm} + (100\ \text{mm})$$

$$D' = 800\ \text{mm}$$

Sehingga,

$$Z_g = \frac{1}{4}\sqrt{800\ \text{mm}} + (8\ \text{blades})$$

$$\mathbf{Z_g = 15,07 \approx 15\ buah\ guide\ vane}$$

Dalam sumber referensi buku *"Hydraulic Machines"*: Jagdish (hal. 156) juga disebutkan bahwa jumlah *guide vane* dapat diperhitungkan menggunakan persamaan berikut ini:

$$Z_{runner} = Z_g \pm 1 \tag{7.3}$$

Atau,

$$Z_g = Z_{runner} \pm 1 \tag{7.4}$$

Persamaan diatas digunakan untuk menghindari terjadinya *synchronous effect*. Dengan jumlah *runner blade* 16 buah (didapatkan dari bab perancangan *runner*), maka jumlah *guide vane* adalah:

$$Z_g = Z_{runner} \pm 1$$

$$Z_g = 16 \pm 1$$

$$\boldsymbol{Z_g = 15\ atau\ 17}$$

Berdasarkan dua perhitungan menurut referensi buku *Nechleba* atau *Jagdish* diatas, maka jumlah *guide vane* dapat didekati sejumlah 15 buah.

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

7.3. Perhitungan Sudut Guide vane

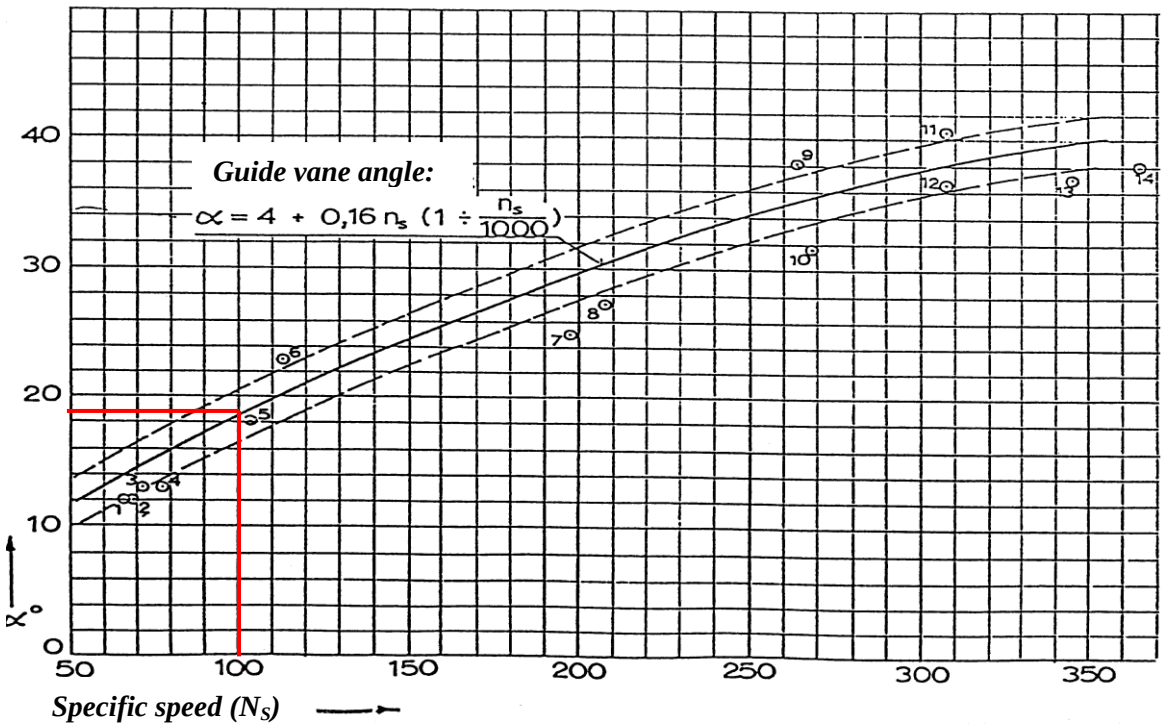
Telah dilakukan perhitungan pada bab perancangan *runner* bahwa besarnya sudut kecepatan absolut pada sisi masuk *runner* adalah sebesar 17,34°, besarnya sudut *guide vane* ini didapat berdasarkan perhitungan segitiga kecepatan pada sisi masuk *runner*. Inilah sudut kecepatan absolut aliran yang harus didesain atau diciptakan dengan mengatur posisi sudu *guide vane* sebesar 17,34° pula.

Namun, perlu dilakukan pertimbangan berapa besar posisi sudut maksimum *guide vane* pada beban puncak. Untuk mencari besarnya nilai tersebut dapat memanfaatkan grafik sudut maksimum *guide vane* (α_0) pada beban puncak sebagai fungsi kecepatan spesifik (n_s) yang dapat dilihat pada gambar 7.2. berikut ini. Dimana nilai dari sudut guide vane (α) adalah: (Kjolle, 2001)

$$\alpha = 4 + \left(0{,}16.\, n_s . \frac{n_s}{1000}\right) \qquad (7.5)$$

$$\alpha = 4 + \left(0{,}16 \times 100{,}94 \text{ rpm} \times \frac{100{,}94 \text{ rpm}}{1000}\right)$$

$$\alpha = 5{,}63°$$



Gambar 7.2. Grafik sudut maksimum *guide vane* (α_0) pada beban puncak sebagai fungsi kecepatan spesifik (n_s). (Kjolle, 2001)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Kemudian pada bab pemilihan jenis turbin telah didapatkan nilai dari putaran spesifik turbin (n_s) adalah sebesar 100,94 rpm. Sehingga berdasarkan grafik sudut maksimum *guide vane* (α_0) pada beban puncak sebagai fungsi kecepatan spesifik (n_s) diatas akan didapatkan *guide vane angle* pada beban puncak adalah sebesar 18,5°.

Namun dalam perancangan ini sudut *guide vane* yang digunakan adalah sudut *guide vane* yang didapat berdasarkan perhitungan sudut kecepatan aliran masuk *runner* sebesar 17,34°. Posisi sudut ini dipilih agar *guide vane* dapat mengarahkan aliran air masuk kedalam *runner* dengan sudut masuk 17,34° sama seperti desain sudut masuk *runner* yang disyaratkan. Dengan kata lain, besarnya sudut maksimum *guide vane* harus menyesuaikan dengan desain sudut aliran air yang masuk ke *runner* turbin, sehingga turbin dapat bekerja secara optimum.

Pemilihan sudut *inlet blade runner* sebesar 17,34° dianggap masih cukup aman, efektif serta relatif mendekati posisi sudut *guide vane* ideal pada saat beban puncak yaitu sebesar 18,5°, sudut inipun didapatkan dari hasil pembacaan grafik pada gambar 7.2. yang mana sangat mungkin terjadi kesalahan, ketidaktepatan ataupun ketidaktelitian dalam pembacaan grafiknya.

7.4. Perhitungan Diameter Peletakkan Ujung *Guide Vane* Sisi Dalam

Diameter peletakkan ujung sisi dalam *guide vane* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 7.6 dibawah ini: (Kjolle, 2001)

$$D_g = D_1(0{,}29\Omega + 1{,}07) \tag{7.6}$$

Dimana,

$$\Omega = \omega\sqrt{Q} \tag{7.7}$$

Dengan,

$$\omega = \frac{2.\pi.n}{60} \tag{7.8.}$$

$$\omega = \frac{2\pi \times 1000\ \text{rpm}}{60}$$

$$\omega = 104{,}67\ \text{rad/s}$$

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$\underline{\omega} = \frac{\omega}{\sqrt{2.g.H}} \tag{7.9}$$

$$\underline{\omega} = \frac{104{,}67 \text{ rad/s}}{\sqrt{2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 143{,}478 \text{ m}}}$$

$$\underline{\omega} = 1{,}973$$

Kemudian,

$$\underline{Q} = \frac{Q}{\sqrt{2.g.H}} \tag{7.10}$$

$$\underline{Q} = \frac{2{,}125 \text{ m}^3/\text{s}}{\sqrt{2 \times 9{,}81 \text{ m/s}^2 \times 143{,}478 \text{ m}}}$$

$$\underline{Q} = 0{,}04$$

Sehingga,

$$\Omega = 1{,}973\sqrt{0{,}04}$$

$$\Omega = 0{,}395$$

maka,

$$D_g = D_1(0{,}29\Omega + 1{,}07)$$

$$D_g = 700 \text{ mm} \times ((0{,}29 \times 0{,}395) + 1{,}07)$$

$$\mathbf{D_g = 829{,}185 \text{ mm}}$$

7.5. Menentukan Panjang *Chord* (c) Dari *Guide Vane*

Panjang *guide vane* dapat ditentukan dengan persamaan empiris sebagai berikut ini: (Jagdish, 1975)

$$L_{gv} = 0{,}3 \times D_1 \tag{7.11}$$

$$L_{gv} = 0{,}3 \times 700 \text{ mm}$$

$$\mathbf{c = L_{gv} = 210 \text{ mm}}$$

7.6. Perhitungan Lubang Poros *Guide Vane*

Sudu pengarah diputar oleh poros, pada umumnya posisi poros tidak berada pada titik *center of gravity*-nya (C.G.), atau posisi poros dirancang pada jarak mendekati ujung ekor *guide vane* (*tail*) dan menjauhi titik C.G., sehingga

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

ketika terjadi kegagalan mekanis sudu pengarah akan segera menutup dengan sendirinya.

Ada beberapa teori untuk menentukan posisi lubang poros ini, salah satunya adalah menempatkan poros sudu pengarah dengan perbandingan maksimum 3 : 2 dari *tail* (Daugherty, 1920). Jadi, menurut formula empiris Daugherty poros *guide vane* dapat diposisikan maksimal sejauh 84 mm dari ujung (*tail*) *guide vane* yang berbentuk airfoil. Teori ini memiliki beberapa kelemahan, diantaranya adalah diperlukan gaya yang besar untuk memperkeil dan memperbesar bukaan sudut *guide vane* serta kekuatan poros yang besar pula untuk dapat menahan gaya dari aliran air yang masuk melalui *guide vane*. Pada saat proses manufaktur akan sulit menempatkan poros pada area yang sempit, dari segi estetikanyapun sangat kurang.

Oleh karena itu, dilakukan peninjauan ulang dimensi hasil perhitungan dengan teori Daugherty diatas serta memvisualisasikan dimensi-dimensi *guide vane* tersebut dalam *AutoCad 2012*, kemudian setelah melalui beberapa pertimbangan dan analisa ditentukanlah sumbu lubang poros berada persis ditengah-tengah profil *guide vane*. Keputusan ini diambil berdasarkan segi estetika dengan masih mempertimbangkan desain, fungsi serta faktor-faktor *safety*-nya. Sehingga letak lubang untuk poros sudu pengarah untuk sudu dengan panjang *chord* 0,21 m adalah :

$$L_{poros} = L \times \frac{1}{2} \tag{7.12}$$

$$L_{poros} = 210 \text{ mm} \times \frac{1}{2}$$

$$\mathbf{L_{poros} = 105 \text{ mm}}$$

7.7. Perhitungan Diameter Poros *Guide Vane*

Diperkirakan poros hanya akan mengalami beban putir baik pada saat turbin beroperasi maupun saat mengubah sudut bukaan *guide vane*, oleh karena itu diameter poros ditentukan berdasarkan torsi ekuivalen yang diderita poros *guide vane*. Berikut ini adalah persamaan yang digunakan untuk menentukan diameter poros minimal yang diijinkan: (Sularso, 1994)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$D_{gv} \geq \left[\frac{5.1}{\tau_i} \times \sqrt{\left(K_t \times T_{gv}\right)}\right]^{\frac{1}{3}} \quad (7.13)$$

Berdasarkan tabel 9.1, faktor koreksi untuk tegangan atau beban kejut (K_t) yang diambil adalah 1,5 karena terjadi sedikit kejutan atau tumbukan pada saat poros *guide vane* diputar. Angka koreksi beban kejut sebesar (K_t) 1,5 dipilih dengan pertimbangan turbin Francis beroperasi pada beban yang fluktuatif, sehingga perlu dipertimbangkan faktor beban kejut maksimalnya.

Tekanan terbesar yang dialami *guide vane* adalah tekanan hidrostatis aliran air yang terjadi pada saat *guide vane* dalam posisi tertutup penuh, besarnya yaitu:

$$P_{hs} = \rho \times g \times H \quad (7.14)$$

$$P_{hs} = 1000\,\text{kg/m}^3 \times 9{,}81\ \text{m/s}^2 \times 143{,}478\,\text{m}$$

$$P_{hs} = 1.407.519{,}18\ \text{N/m}^2$$

Luas penampang *guide vane* adalah luasan penampang yang mengalami tumbukan dengan air saat *guide vane* tertutup penuh, yaitu panjang busur airfoil dikalikan tinggi guide vane. Dengan software *AutoCad 2012* panjang busur airfoil NACA 0020 didapatkan 219, 2 mm, maka:

$$A_{penampang\ ,\ gv} = P_{busur} \times b_1 \quad (7.15)$$

$$A_{penampang\ ,\ gv} = 219{,}2\,\text{mm} \times 106{,}6\,\text{mm}$$

$$A_{penampang\ ,\ gv} = 23.366{,}51\,\text{mm}^2$$

Sehingga, besarnya gaya yang bekerja pada *guide vane* saat menutup penuh adalah:

$$F_{gv} = P_{hs} \times A_{gv} \quad (7.16)$$

$$F_{gv} = 1.407.519{,}18\ \text{N/m}^2 \times 23.366{,}51\,\text{mm}^2 \times \frac{\text{m}^2}{10^6\text{mm}^2}$$

$$F_{gv} = 32.888{,}81\,\text{N}$$

Kemudian besarnya torsi yang dialami poros *guide vane* saat aliran air menumbuk *guide vane* dan pada saat poros diputar adalah:

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$T_{gv} = F_{gv} \times \text{jarak ke sumbu poros} \quad (7.17)$$

$$T_{gv} = 32.888{,}81\ \text{N} \times 105\ \text{mm} \times \frac{1\ \text{kg}}{9{,}81\ \text{N}}$$

$$T_{gv} = 352.020{,}9\ \text{kg.mm}$$

Material yang digunakan adalah ASTM A743 CA-6NM yang memiliki tegangan tarik ijin σ_{ijin} = 755 Mpa = 76,96 kg/mm^2. Sehingga tegangan geser yang diijinkan untuk bahan ini adalah:

$$\tau_i = \frac{\sigma_{ijin}}{sf_1 \times sf_2} \quad (7.18)$$

Dimana,

Sf_1 = faktor keamanan untuk kelelahan puntir, diambil nilai 6 (standard maksimum).

Sf_2 = faktor keamanan untuk konsentrasi tegangan dan kekasaran permukaan, diambil nilai 3 (standard maksimum).

Maka harga dari τ_i:

$$\tau_i = \frac{76{,}96\ \text{kg/mm}^2}{6 \times 3}$$

$$\tau_i = 4{,}28\ \text{kg/mm}^2$$

Sehingga diameter poros *guide vane* minimal yang dibutuhkan adalah:

$$D_{gv} \geq \left[\frac{5.1}{\tau_i} \times \sqrt{(K_t \times T_{gv})}\right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{gv} \geq \left[\frac{5.1}{4{,}28\ \text{kg/mm}^2} \times \sqrt{(1{,}5 \times 352.020{,}9\ \text{kg.mm})}\right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{gv} \geq \sqrt[3]{865{,}877\text{mm}^3}$$

$$\mathbf{D_{gv} \geq 9{,}53\ mm \approx 10\ mm}$$

Dari perhitungan menggunakan formula empiris diatas didapatkan diameter minimal poros *guide vane* adalah 10 mm, namun demikian penulis menggunakan diameter poros *guide vane* dalam perancangan ini sebesar 30 mm, atau tiga kali lipat diameter yang diijinkan, dengan pertimbangan segi estetika,

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

faktor keamanan serta kemudahan dalam proses *manufacturing guide vane* (pembuatan *mold, casting,* serta *machining*).

7.8. Menentukan Kecepatan Aliran Keluar Dari *Guide Vane* (c_o)

Untuk mengukur seberapa jauh jarak poros dari *guide vane*, pertama dapat diasumsikan bahwa *guide vane* tersebut saling berhimpit antara ujung *guide vane* bagian dalam dengan ujung bagian luar *runner*. Telah ditentukan sebelumnya bahwa sudut dari *guide vane* yang efisien pada saat beban puncak adalah sebesar 18,5°. Sehingga dapat dihitung luas penampang yang dibentuk oleh sudut dari *guide vane* dengan menggunakan formula berikut ini:

$$A_{gv} = b_1 \times I_{gv} \times Z_g \quad (7.19)$$

Dimana,

A_{gv} = luas penampang yang dibentuk oeh *guide vane*.

b_1 = tinggi *guide vane*,sesuai dengan tinngi *runner*, yaitu 106,6 mm.

I_{gv} = lebar yang dibentuk sesuai dengan besar sudut sudu *guide vane*.

Z_g = jumlah sudu *guide vane* = 15 *guide vane*.

Untuk memperoleh nilai dari I_{gv}, digunakan formula berikut ini: (Setiawan, 2005)

$$I_{gv} = \left\{ \sqrt{2.{r_{gv}}^2.\left(1 - \cos\frac{360°}{Z_g}\right)} \times \sin\left[(\gamma + 90°) - \left(\frac{180° - \frac{360°}{Z_g}}{2}\right)\right]\right\} \quad (7.20)$$

Dimana,

r_{gv} = jari-jari ujung *guide vane* sisi dalam = jari-jari bagian luar *runner*.

γ = sudut yang dibentuk antara *guide vane* dengan arah tangensial putaran

Pada formula diatas, jika ujung bagian dalam *guide vane* berimpit dengan sudu *runner* maka nilai dari $\gamma = \alpha_1$. Namun, dalam pelaksanaannya *guide vane* dirancang memiliki jarak terhadap sisi terluar *runner* dengan pertimbangan-pertimbangan sebagai berikut:

a. Agar tidak terjadi benturan antara *guide* vane dengan *runner*.

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

b. Posisi *guide vane* dapat diatur, sehingga akan lebih banyak variasi debit aliran yang sesuai dengan daya output yang diinginkan.
c. Debit yang masuk *runner* dapat diatur sesuai dengan debit desainnya yaitu sebesar 2,125 m^3/s.

Nilai dari sudut yang dibentuk antara *guide vane* dengan arah tangensial putaran (γ) dapat dihitung dengan memanfaatkan formula berikut ini:

$$\gamma = \alpha_1 + \frac{360°}{z}$$

$$\gamma = 17{,}34° + \frac{360°}{15}$$

$$\gamma = 41{,}34°$$

Nilai dari jari-jari ujung *guide vane* sisi dalam (r_{gv}) adalah:

$$r_{gv} = \frac{D_g}{2} = \frac{829{,}185\ mm}{2}$$

$$r_{gv} = 414{,}59\ mm$$

Dengan menggunakan persamaan diatas, nilai dari I_{gv} adalah:

$$I_{gv} = \left\{\sqrt{2.r_{gv}{}^2.\left(1-\cos\frac{360°}{z}\right)} \times \sin\left[(\gamma+90°) - \left(\frac{180° - \frac{360°}{z}}{2}\right)\right]\right\}$$

$$I_{gv} = \left\{\sqrt{2.414{,}59^2.\left(1-\cos\frac{360°}{15}\right)} \times \sin\left[(41{,}34°+90°) - \left(\frac{180° - \frac{360°}{15}}{2}\right)\right]\right\}$$

$$I_{gv} = \{172{,}4 \times \sin 53{,}34\}$$

$$\mathbf{I_{gv} = 138{,}3\ mm}$$

Maka, nilai dari kecepatan absolut sisi keluar *guide vane* dengan sudut 17,34° adalah:

$$v_{gv} = \frac{Q}{A_{gv}} = \frac{Q}{b_1 \times I_{gv} \times z_g} \qquad (7.22)$$

$$v_{gv} = \frac{2{,}125\ m^3/s}{106{,}6 \times 10^{-3} m \times 138{,}3 \times 10^{-3} m \times 15}$$

$$\mathbf{c_o = v_{gv} = 9{,}61\ m/s}$$

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Kecepatan tersebut adalah kecepatan absolut aliran air pada saat meninggalkan *guide vane* dengan debit maksimal yaitu 2,125 m^3/s dengan sudut pembukaan *guide vane* sebesar 17,34°.

7.9. Menentukan Penampang Dari *Guide Vanes*

Dasar pemilihan *cross section* dari *guide vanes* adalah yang dapat menghasilkan kerugian aliran yang serendah mungkin. Oleh karena itu kita akan menggunakan profil yang aerodinamis seperti *airfoil*. Standard bentuk airfoil yang digunakan berdasarkan standard NACA. Berikut adalah standard-standard bentuk airfoil menurut NACA:

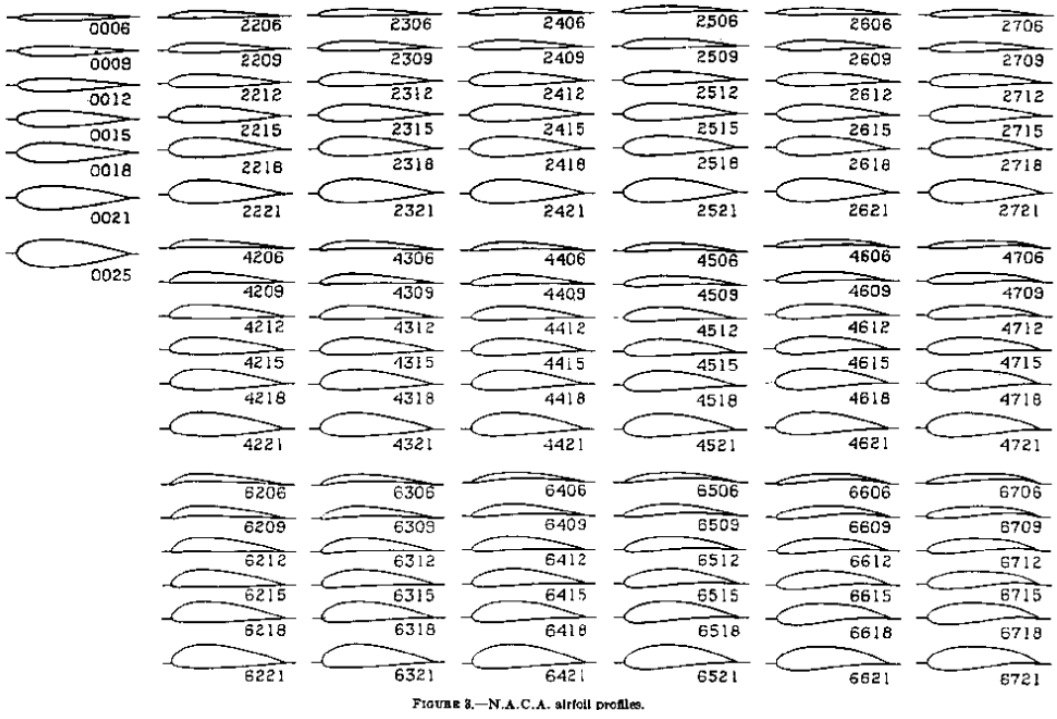


FIGURE 3.—N.A.C.A. airfoil profiles.

Gambar 7.3. Bentuk-Bentuk Airfoil Menurut Standard NACA.
(www.aeronautics.NASA)

Dalam perancangan ini dipilih bentuk airfoil dengan standard NACA 0020. NACA 0020 merupakan NACA 4-*Digits Series*. Kode NACA dengan seri 4 digit memiliki arti sebagai berikut:

- Angka pertama (m) adalah maksimum camber dalam perseratus chord (1/100 c).

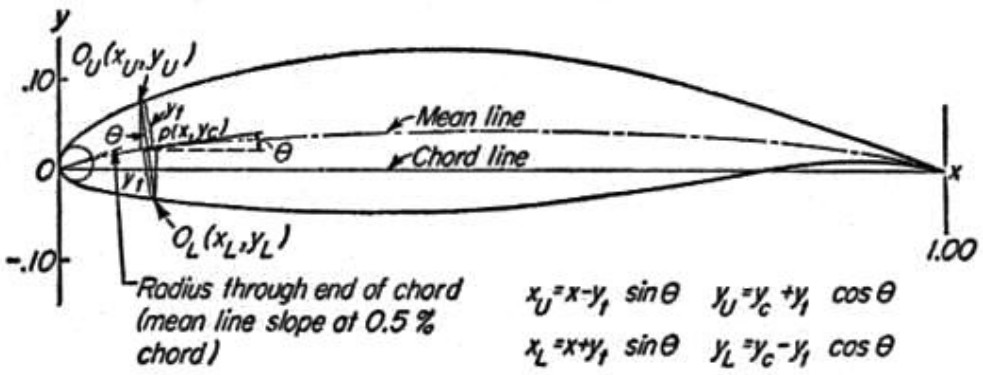
UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

- Angka kedua (p) adalah posisi maksimum camber pada chord line dalam sepersepuluh chord (1/10 c) dari leading edge.
- Dua angka terakhir (t) adalah maksimum thickness dalam seperseratus chord (1/100 c).

Misalnya untuk airfoil dengan NACA 2412 (seri empat angka) memiliki camber maksimum 0,02c terletak di 0,4c dari leading edge, dan maximum thickness atau tebal maksimum 0,12c. Dalam praktek, umumnya angka-angka ini dinyatakan dalam persen tali busur, yaitu: camber 2% di 40% c dengan tebal 12%.

Sehingga untuk seri NACA 0020 memiliki arti camber maksimum 0 c terletak di 0 c dari leading edge atau dengan kata lain tidak memiliki *maximum camber*, kemudian tebal maksimum (*maximum thickness*) adalah 0,2 c.

Perhitungan dimensi penampang dari airfoil dapat dilakukan menurut standard NACA berikut ini:



Gambar 7.4. Konstruksi Geometris Airfoil NACA.
(www.aeronautics.NASA)

Berdasarkan gambar 7.4 diatas, satuan-satuan dimensi airfoil yaitu penampang airfoil bagian atas (x_u, y_u) dan bagian bawah (x_L, y_L) dapat dijabarkan sebagai berikut ini:

$$x_u = x - y_t(\sin\theta) \quad (7.23)$$

$$y_u = y_c - y_t(\sin\theta) \quad (7.24)$$

$$x_L = x - y_t(\sin\theta) \quad (7.25)$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$y_L = y_c - y_t(\sin\theta) \quad (7.26)$$

Dimana,

$$\theta = \arctan(\Delta y_c/\Delta x) \quad (7.27)$$

$$y_t = (t/0{,}2)\left(0{,}2969\sqrt{x} - 0{,}126x - 0{,}3516x^2 + 0{,}2843x^3 - 0{,}1015x^4\right) \quad (7.28)$$

$$y_c = (m/p^2)(2px - x^2) \quad (7.29)$$

jika, $x \leq p$

$$y_c = (m/(1-p)^2)\left((1-2p) + 2px - x^2\right) \quad (7.30)$$

jika, $x > p$

Dengan,

m = *maximum camber* (% *chord*)

p = posisi dari *maximum camber* (1/10 *chord*)

t = ketebalan maksimum (% *chord*)

Karena pada perancangan ini digunakan NACA *4-Digit Series* dengan standard NACA 0020, maka dapat dideskripsikan sebagai berikut:

m = *maximum camber* (% *chord*) = 0 %

p = posisi dari *maximum camber* (1/10 *chord*) = 0/10

t = ketebalan maksimum (% *chord*) = 20 %

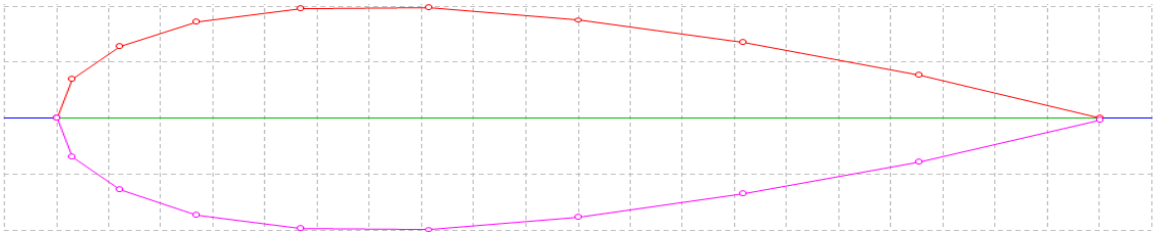
Kemudian nilai m, p dan t diinputkan ke persamaan 7.27, 7.28 dan 7.29 atau 7.30 untuk mendapatkan nilai y_t, y_c dan θ dengan x = 0. Setelah nilai dari y_t dan y_c didapatkan, nilai tersebut diinputkan ke persamaan 7.23, 7.24, 7.25, 7.26 untuk mendapatkan nilai dari x_u, y_u, x_L dan y_L. Nilai-nilai tersebut menjadi koordinat x dan y untuk *streamline* airfoil bagian atas (*upper*) dan bawah (*lower*).

Berikut ini adalah tabel hasil perhitungan nilai dari y_t, y_c, x_u, y_u, x_L dan y_L untuk 20 titik koordinat airfoil NACA 0020 beserta sketsa gambar profil airfoil hasil pengolahan data dengan menggunakan *software Microsoft Excel*:

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

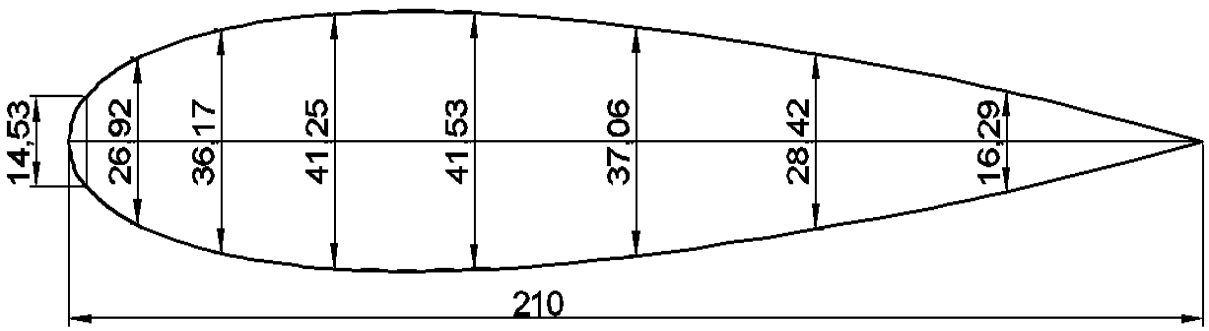
Tabel 7.1. Hasil Perhitungan Koordinat-Koordinat Dimensi Airfoil NACA 0020

	x	y(t)	y(c)	x(U)	y(U)	x(L)	y(L)
1	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
2	0,01519	0,03460	0,00000	0,01519	0,03460	0,01519	-0,03460
3	0,06031	0,06409	0,00000	0,06031	0,06409	0,06031	-0,06409
4	0,13397	0,08613	0,00000	0,13397	0,08613	0,13397	-0,08613
5	0,23396	0,09822	0,00000	0,23396	0,09822	0,23396	-0,09822
6	0,35721	0,09888	0,00000	0,35721	0,09888	0,35721	-0,09888
7	0,50000	0,08823	0,00000	0,50000	0,08823	0,50000	-0,08823
8	0,65798	0,06767	0,00000	0,65798	0,06767	0,65798	-0,06767
9	0,82635	0,03878	0,00000	0,82635	0,03878	0,82635	-0,03878
10	1,00000	0,00210	0,00000	1,00000	0,00000	1,00000	-0,00210



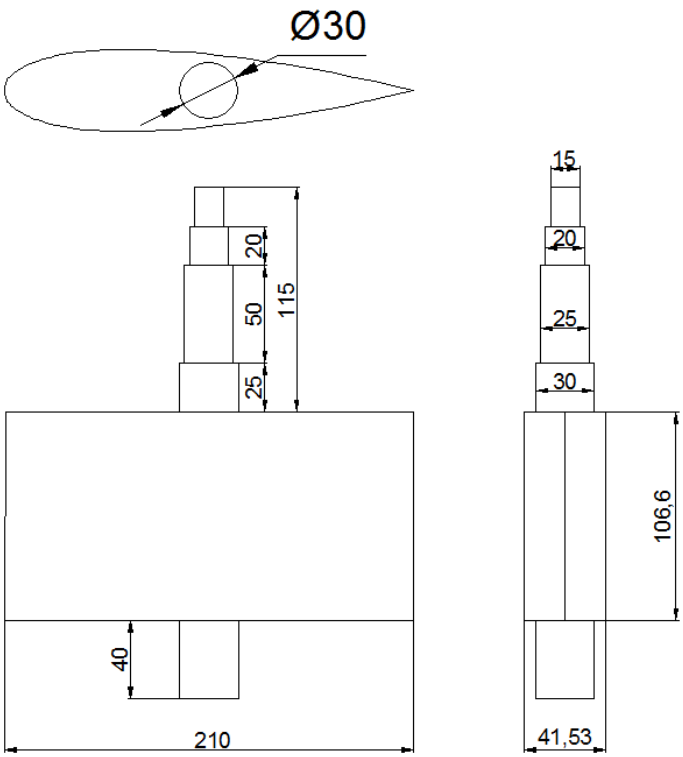
Gambar 7.5. Titik-Titik Koordinat dan Profil Penampang Airfoil NACA 0020

Koordinat x_u, y_u, x_L dan y_L hasil dari perhitungan diatas diinputkan kedalam *software AutoCad 2012* untuk mendapatkan gambar profil penampang airfoil pada *guide vane*. Berikut ini adalah hasil penggambaran profil penampang *guide vane* dengan menggunakan *software AutoCad 2012*:

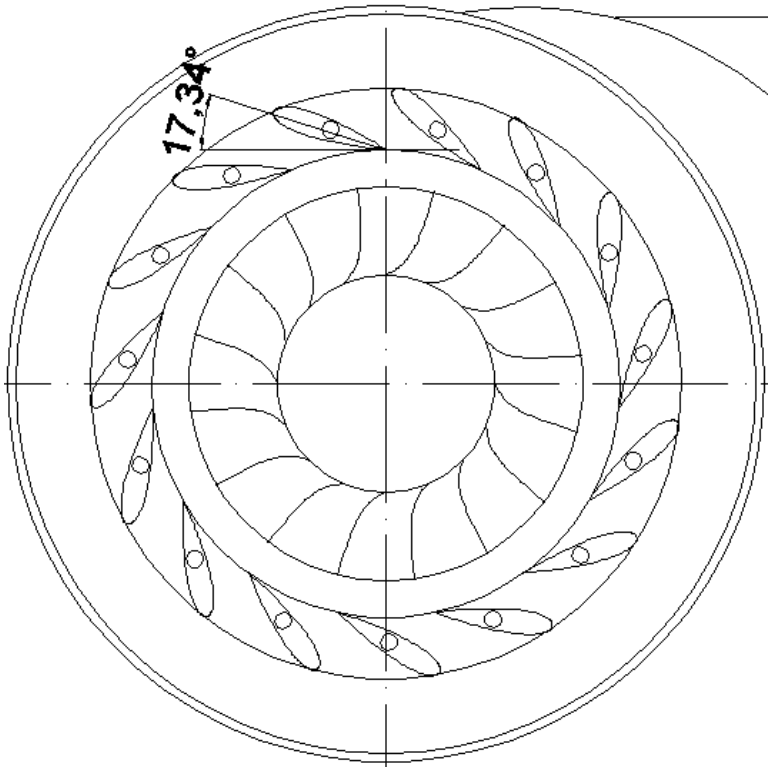


Gambar 7.6. Hasil Perancangan Profil Airfoil NACA 0020 dengan *AutoCad 2012*

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

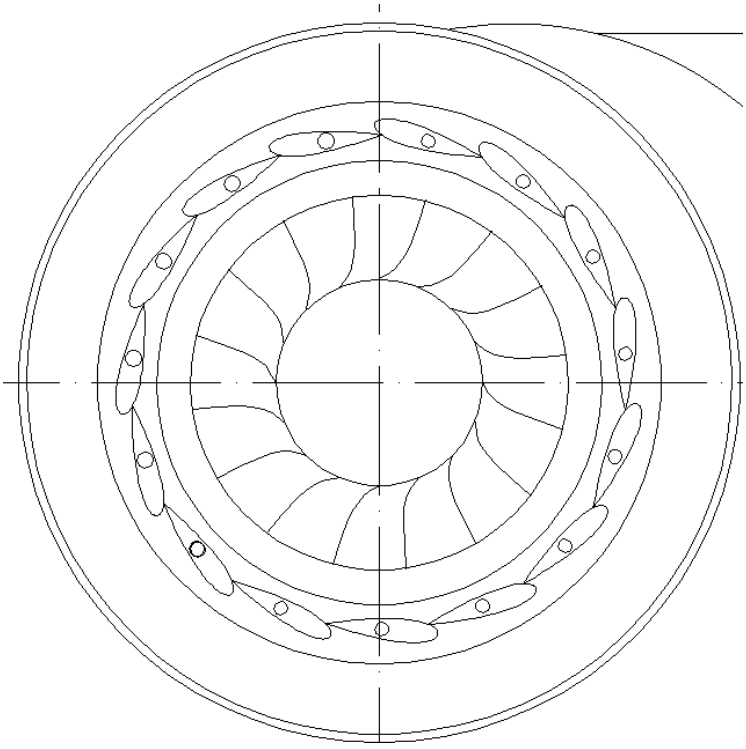


Gambar 7.7. Dimensi *Guide Vane* dan Poros *Guide Vane*



Gambar 7.8. Simulasi Grafis Posisi *Guide Vane* Pada Saat Beban Penuh

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 7.9. Simulasi Grafis Posisi *Guide Vane* Pada Saat Tertutup Penuh

Untuk lebih jelasnya mengenai gambar dan dimensi dari *guide vane*, dapat dilihat pada bagian gambar kerja dan hasil perhitungan dimensi *guide vane* adalah sebagai berikut:

Tabel 7.2. Hasil Perancangan Guide Vane

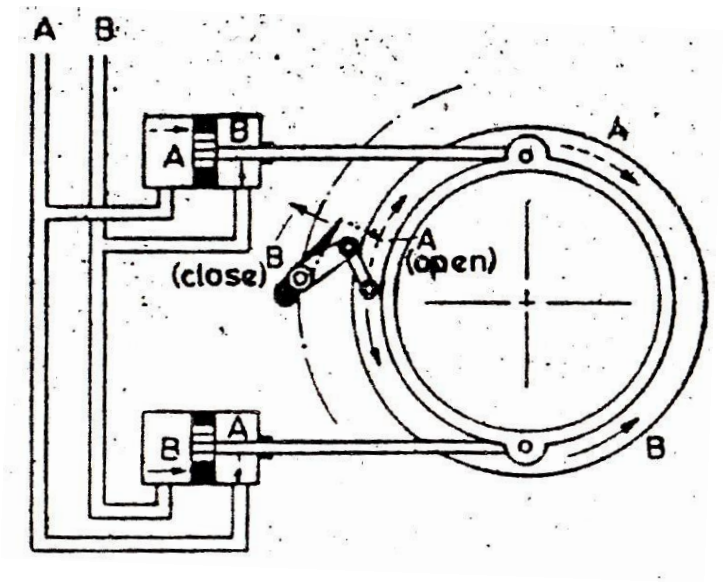
Dimensi	**Nilai**
Jumlah *guide blades (*Z*)*	15 buah
Outlet blade angle (a_1)	17,34°
Diameter range peletakkan *guide vane* (D_0)	829,185 *mm*
Panjang *guide vane* (*chord*)	210 mm
Jarak lubang poros dari *tail chord*	105 mm
Diameter poros *guide vane*	30 mm
Kecepatan aliran keluar *guide vane* (c_o)	9,61 m/s
Profil Airfoil : NACA 0020	
Material : ASTM A743 CA-6NM	

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

7.10. Mekanisme Kerja *Guide Vane*

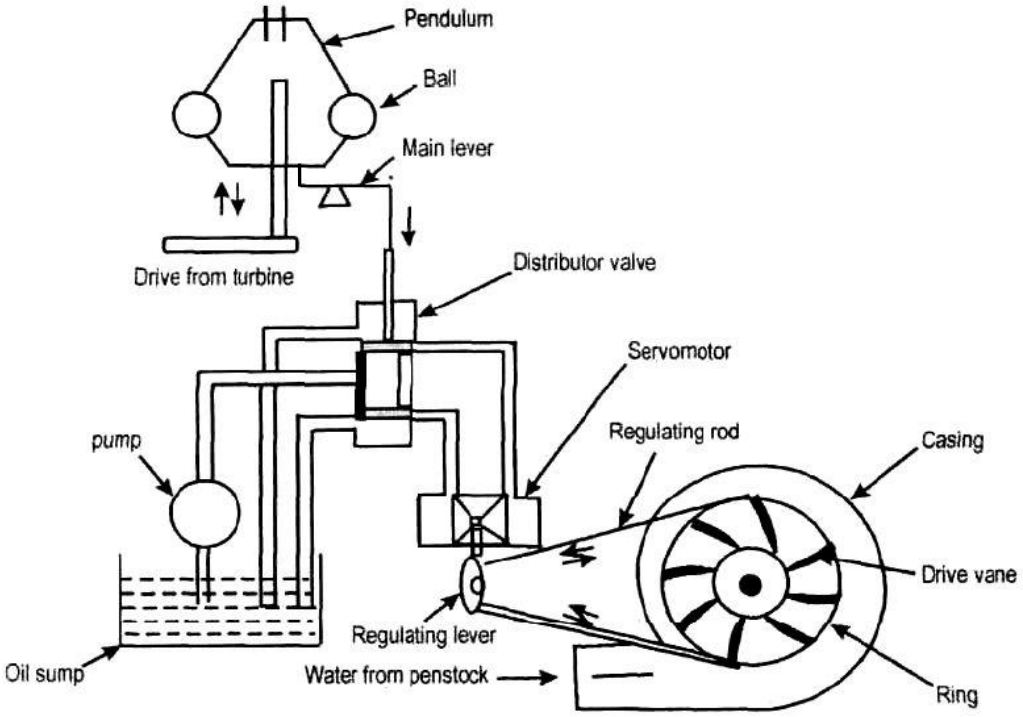
Guide vane memiliki bentuk airfoil, bentuk airfoil ini dimaksudkan agar aliran air yang melalui *guide vane* dapat mengalir dengan sangat *smooth* karena gesekan yang terjadi minimum, serta mencegah terjadinya aliran *eddies*. Setiap *guide vane* berputar pada sumbu porosnya. Dengan memutar poros pengatur, *guide vane* akan dapat dibuka dan ditutup tergantung dari jumlah aliran air yang diinginkan. Poros pengatur terhubung langsung ke *regulating ring* yang diputar oleh batang pengatur (*regulating rods*), pada umumnya *regulating rods* berjumlah dua buah. Mekanisme pengubahan sudut posisi *guide vane* yang dilakukan oleh batang pengatur (*regulating rods*) ini diatur oleh *governor*.

G*overnor* memiliki fungsi untuk menjaga kecepatan putar turbin tetap konstan pada beban yang berubah-ubah. Pada saat beban turun, kecepatan putar turbin akan cenderung meningkat. Untuk mengembalikan turbin beroperasi pada *rated speed*-nya, *governor* berfungsi untuk mengurangi bukaan *guide vane* sehingga akan mengurangi debit aliran air yang masuk ke *runner*. Berikut ini adalah gambar sistematika pengaturan sudut *guide vane* secara hidrolis:



Gambar 7.10. Pengaturan Hidrolis *Guide Vane*

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 7.11. Diagram Skema Kerja *Governor* Dalam Pengaturan *Guide Vane*

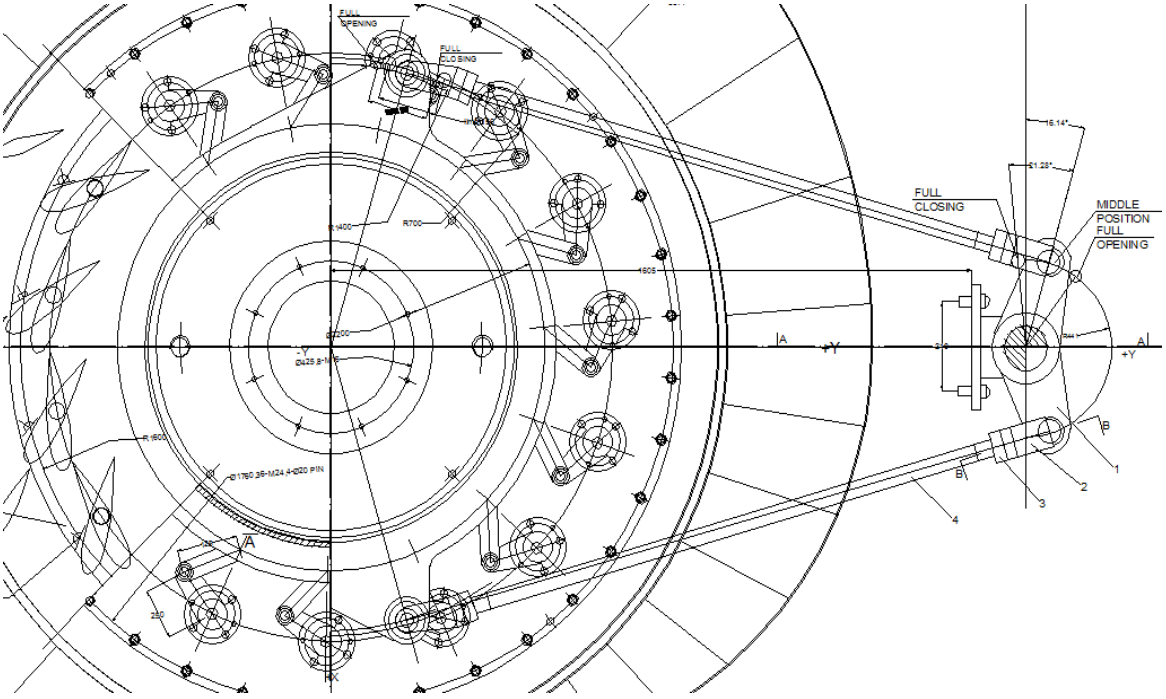
Diagram Skema Kerja *Governor* pada gambar 7.7. diatas secara rinci dapat dijelaskan sebagai berikut:

a. Pada saat beban berkurang, putaran *runner* akan meningkat, sehingga *fly ball* akan naik keatas.
b. Tuas akan terangkat.
c. Piston pada *distributor valve* (*control valve*) akan turun kebawah dan akan membuka *port* B.
d. Minyak bertekanan memasuki sisi kiri piston pada servomotor.
e. Piston pada servomotor bergerak kekanan.
f. Minyak pada sisi kanan piston akan kembali ke penampungan minyak melalui *port* A.
g. Pada saat yang sama, *regulating ring* akan berputar dan *guide vane* akan bergerak menutup, hal ini akan mengurangi luasan penampang aliran air yang melewati *guide vane*.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Sehingga debit aliran air yang mengenai *runner* akan berkurang. Pada saat putaran turbin kembali normal, tuas utama, aktuator dan distributor valve akan kembali ke posisi awalnya.

Sebaliknya, pada saat beban turbin meningkat, *regulating ring* akan bergerak ke arah yang berlawanan. Hal ini akan meningkatkan debit aliran yang melalui *guide vane*. Oleh karena itu debit aliran air yang mengenai *runner* akan bertambah untuk memenuhi kebutuhan beban yang meningkat. Jadi, *governor* menjaga kecepatan putar turbin tetap konstan pada beban yang berubah-ubah.



Gambar 7.12. Hasil Perancangan *Guide Mechanism* dan *Regulating Rod*

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB VIII

PERANCANGAN *DRAFT TUBE*

(Pipa Isap)

Draft tube memegang peranan penting dalam mengurangi kerugian tekanan (*pressure loss*) serta untuk meningkatkan efisiensi turbin, bentuk konstruksinya dirancang seperti tabung divergen (*diverging tube*) yang salah satu fungsinya adalah untuk mengkonversikan energi kinetik yang sebagian besar hilang ketika melewati *outlet* turbin menjadi energi tekanan, sehingga turbin akan dapat memberikan power yang lebih. Pada jenis turbin reaksi, kerugian *head* karena instalasi yang lebih tinggi daripada level *tail race* akan sangat signifikan. Kerugian ini dapat dikurangi dengan cara menghubungkan *outlet* turbin dengan *draft tube* yang harus terendam dibawah level permukaan air *tail race*.

Fungsi *draft tube* yang lain adalah mengkreasikan *head* negatif (*suction head*) pada *outlet runner*, sehinggga memungkinkan memasang turbin diatas permukaan *tail race* tanpa adanya kerugian *head* (*head loss*). Hal ini memudahkan dalam inspeksi dan perawatan turbin itu sendiri.

Draft tube pada umumnya dibuat dari material baja tuang (*cast steel*), plat baja pabrikan (*fabricated steel plate*) ataupun *concrete*.

8.1. Teori *Draft Tube* (Pipa Isap)

Total *head* (H_1) pada sisi masuk turbin dapat ditemukan dengan mengaplikasikan persamaan Bernoulli antara *free surface* pada reservoir dan *inlet* turbin sebagai berikut:

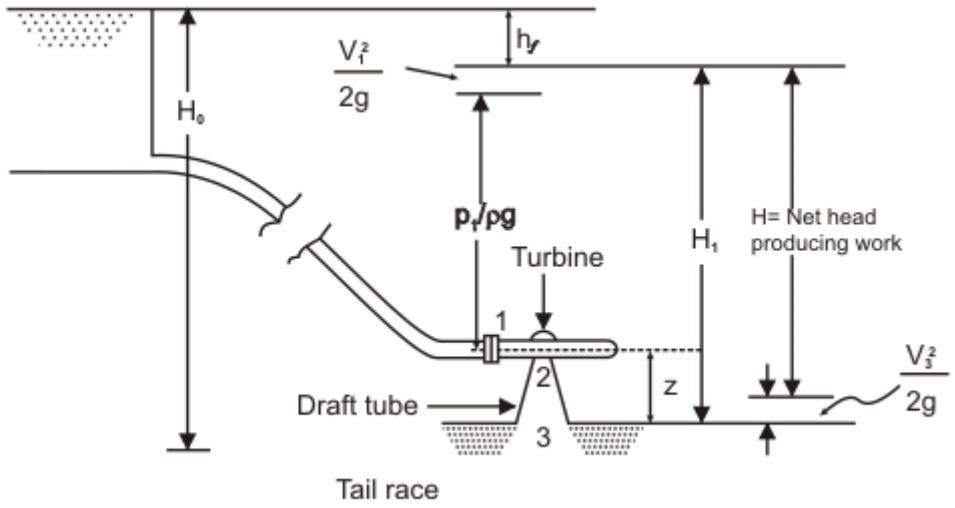
$$H_0 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z + h_f \qquad (8.1)$$

Atau,

$$H_1 = H_0 - h_f = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z \qquad (8.2)$$

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dimana h_f adalah kerugian *head* karena gesekan pada *penstock* yang menghubungkan reservoir dengan turbin. Karena *draft tube* adalah bagian dari turbin, *net head* melintasi turbin, untuk konversi daya makaniknya adalah perbedaan *total head* pada *inlet* ke mesin dan *total head* pada *discharge* dari *draft tube* pada *tail race*, seperti yang ditunjukkan sebagai H pada gambar 8.1. dibawah ini:



Gambar 8.1. *Head* pada turbin reaksi (http://nptel.iitm.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT-KANPUR/machine/chapter_7/7_11.html)

Dapat dilihat pada gambar 8.1. diatas bahwa, H = *total head* pada *inlet* ke turbin (1) – *total head* pada *discharge* (3)

$$H = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z - \frac{V_3^2}{2g} = H_1 - \frac{V_3^2}{2g} \qquad (8.3)$$

$$H = (H_0 - h_f) - \frac{V_3^2}{2g} \qquad (8.4)$$

Seksi 2 dan 3 pada gambar 8.1. diatas merepresentasikan sisi keluar dari *runner* dan *draft tube*. Jika kerugian pada *draft tube* diabaikan, kemudian *total head* pada titik 2 sama dengan di titik 3. Maka, *net head* pada turbin tersebut

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

adalah ($H_1 - H_3$) atau ($H_1 - H_2$). Mengaplikasikan persamaan Bernoulli antara titik 2 dan 3 dengan memperhatikan aliran, tanpa *losses*, melalui *draft tube*, bisa ditulis:

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z = 0 + \frac{V_3^2}{2g} + 0 \tag{8.5}$$

$$\frac{P_2}{\rho g} = -\left[z + \frac{V_2^2 - V_3^2}{2g}\right] \tag{8.6}$$

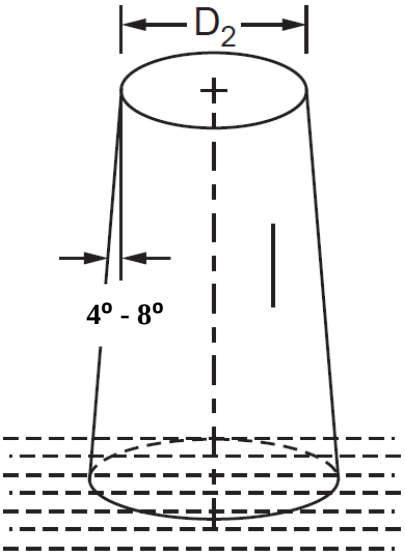
Bila $V_3 < V_2$, sehingga nilai persamaan didalam kurung diatas akan selalu positif itulah mengapa $\frac{P_2}{\rho g}$ akan selalu negatif, inilah yang menyebabkan tekanan statis pada *oultet runner* selalu dibawah tekanan atmosfir. Persamaan 8.1. menunjukkan bahwa nilai dari tekanan isap pada *runner outlet* bergantung pada z, ketinggian *runner* diatas *tail race* dan $\frac{V_2^2 - V_3^2}{2g}$, penurunan energi kinetik pada *draft tube*. Nilai minimum dari P_2 harus tidak akan pernah dibawah tekanan uap air pada kondisi temperatur operasi untuk menghindari terjadinya kavitasi. Hal ini memungkinkan untuk turbin dipasang diatas *tail race* tanpa adanya penurunan *head* tersedia, dengan menjaga tekanan pada *outlet runner* tetap vakum.

8.2. Tipe-Tipe *Draft Tube* (Pipa Isap)

Ada beberapa tipe *draft tube* yang pada umumnya diaplikasikan dilapangan, berikut penulis jabarkan secara singkat, padat dan jelas beberapa tipe *draft tube* tersebut.

a. *Straight Conical* atau *Divergent Draft Tube*: bentuk tabungnya sangat simpel. Digunakan untuk turbin Francis tipe poros vertikal dan kecepatan spesifik rendah. Sudut konis berkisar antara 4° - 8°, diupayakan sudut konis tidak melebihi 8° untuk menghindari pemisahan aliran air dari dinding *draft tube*, karena akan terbentuk *vortices* (lubang pusaran) dan menyebabkan kerugian *head*.efisiensinya berkisar antara 85% - 90%.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



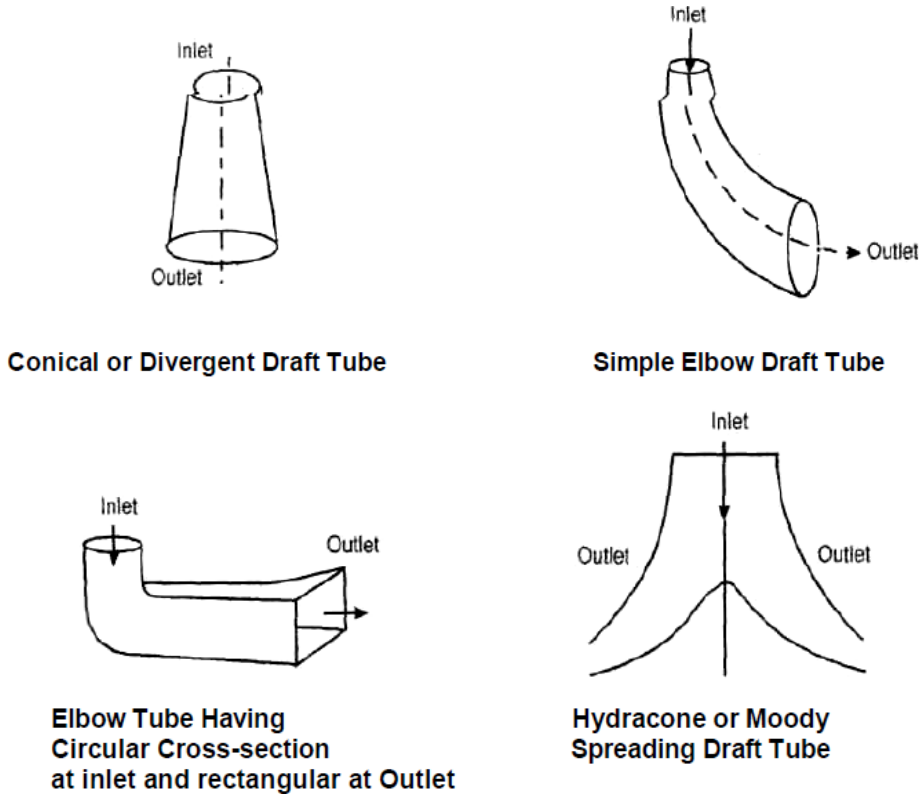
Gambar 8.2. Besar Sudut Konis *Draft Tube* Yang Diijinkan.
(Kothandaraman, 2007)

b. *Simple Elbow Draft Tube*: solusi untuk mengurangi biaya eskavasi atau penggalian tanah, karena dimensi vertikal *draft tube* yang dapat diminimalisir. Namun efisiensinya relatif rendah hanya berkisar sekitar 60%.

c. *Hydracone* atau *Moody Spreading Tube*: tipe ini adalah modifikasi dari tabung konis (*conical tube*) yang mana terdapat inti padatan konis dibagian tengah-tengah dengan membentuk puncak dibagian ujung atas seperti terlihat pada gambar 8.3. dibawah. Hal ini memungkinkan bertambah besarnya area *exit*, namun panjang *draft tube*-nya tidak berlebihan. Efisiensi *draft tube* tipe ini mencapai sekitar 85%.

d. *Elbow Tube With Circular Inlet* dan *Rectangular Outlet Section:* tipe *draft tube* ini telah didesain untuk mengalihkan air dari arah vertikal menjadi horizontal dengan kedalaman galian minimum dan pada saat yang sama memiliki efisiensi yang tinggi. Bagian sisi horizontal dari *draft tube* biasanya miring naik keatas untuk mengarahkan air mendekati level *tail race* dan untuk menghindari masuknya udara dari sisi *outlet*, yang mana sisi *outlet* dari *draft tube* seluruhnya harus terendam air.

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



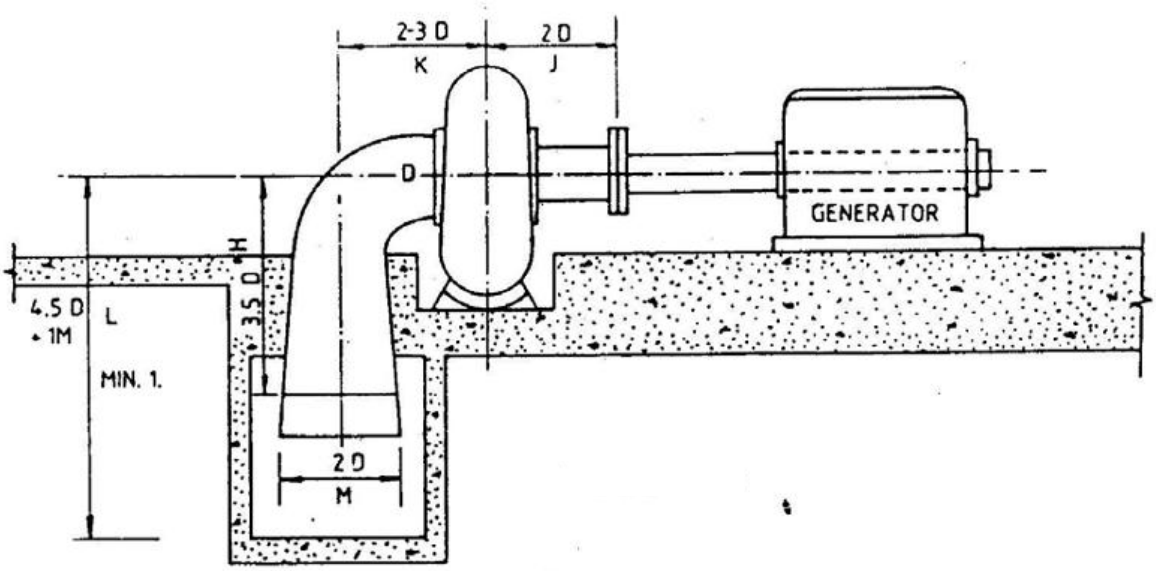
Gambar 8.3. Tipe-Tipe *Draft Tube* (Washington American Global University)

8.3. Perhitungan Dimensi *Draft Tube* (Pipa Isap)

Untuk menentukan dimensi-dimensi utama *draft tube* ada beberapa metode-metode yang biasa digunakan para *engineer* dan *designer* untuk merancang *draft tube* turbin Francis. Terdapat dua tipe poros Turbin Francis, yaitu poros vertikal dan horisontal, oleh karena itu jenis *draft tube* yang diaplikasikan berbeda posisi serta bentuknya. Berikut ini akan dijelaskan bagaimana memperhitungkan dimensi utama *draft tube* untuk Turbin Francis tipe poros horisontal:

Untuk jenis turbin Francis tipe poros horisontal metode yang digunakan adalah metode yang mengkombinasikan pendekatan empiris dan grafis dengan menggunakan software AutoCad 2012. Kombinasi metode pendekatan ini dilakukan untuk mempermudah mencari dimensi-dimensi lain dari *draft tube* yang tidak diketemukan atau disebutkan dalam beberapa sumber referensi. Berikut ini adalah dimensi-dimensi empiris yang didapatkan dari berbagai sumber referensi:

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



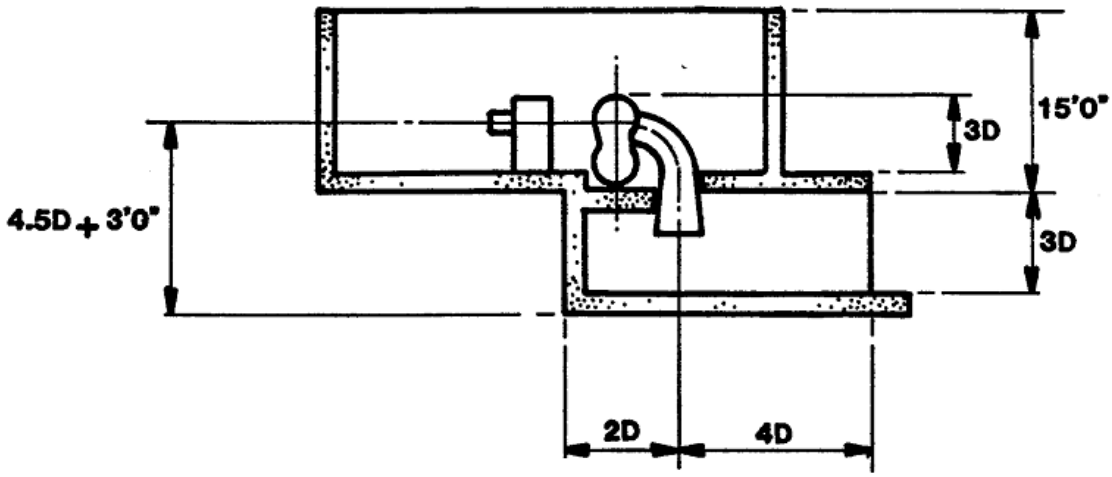
Gambar 8.4. Layout Dimensi Utama *Draft Tube* Turbin Francis poros horisontal

Pada gambar 8.4. diatas diambil beberapa referensi dimensi utama *draft tube*, yaitu:

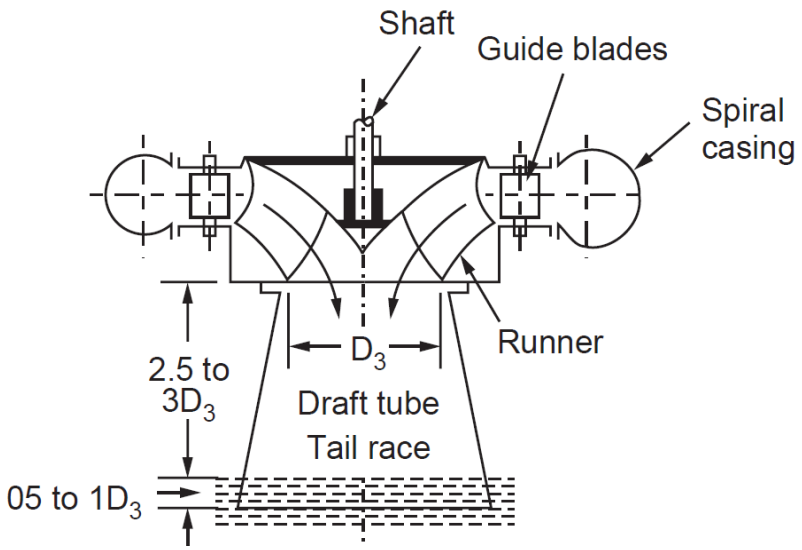
- Diameter inlet *draft tube* sebesar D, yaitu diameter outlet sisi luar *runner* (D_{2a}).
- Diameter outlet *draft tube* sebesar 2 D, atau dua kali diameter outlet sisi luar *runner* (D_{2a}).
- Jarak antara sumbu vertikal turbin dengan sumbu vertikal *draft tube* sebesar 2,3 D.
- Jarak antara sumbu horisontal turbin dengan level permukaan *tail race* sebesar 3,5 D.
- Jarak antara sumbu vertikal turbin dengan *flange coupling* poros generator sebesar 2 D.

Pada gambar 8.5. berikut ini diambil referensi pendekatan dimensi utama *draft tube*, yaitu: jarak antara tinggi vertikal turbin dengan *flange draft tube* yang menghubungkan *elbow draft tube* dengan *straight cone draft tube* sebesar 3 D, atau tiga kali diameter outlet sisi luar *runner* (D_{2a}).

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 8.5. Layout Dimensi Utama *Draft Tube* Turbin Francis poros horisontal

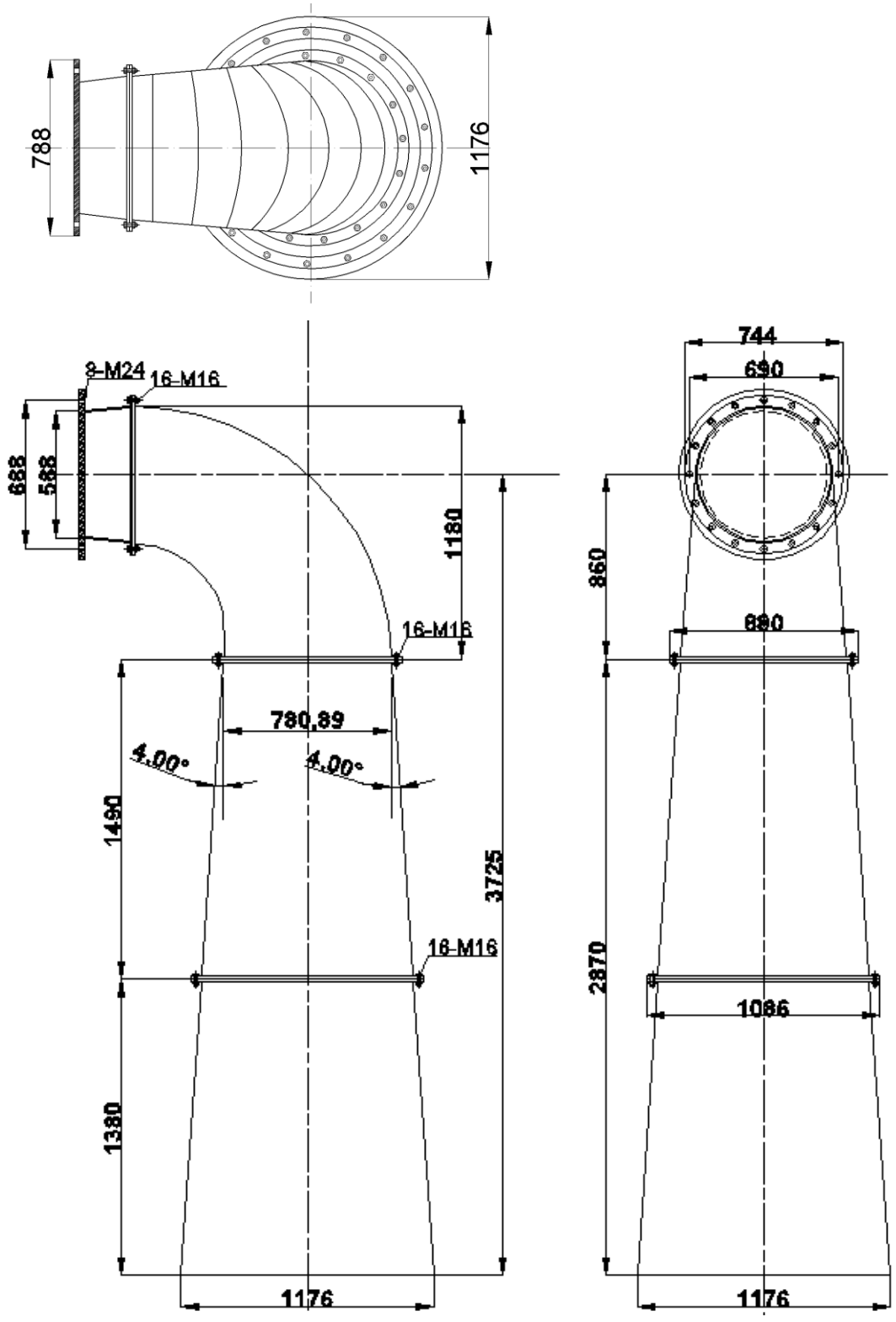


Gambar 8.6. Layout Dimensi Utama *Draft Tube* Turbin Francis poros horisontal

Pada gambar 8.6. diatas diambil referensi jarak minimal *draft tube* terinstalasi 0,5 – 1 D dibawah level permukaan air *tail race*.

Pada perancangan *draft tube* (pipa isap) ini digunakan metode grafis dengan menggunakan *software AutoCad 2012*, dikarenakan ada beberapa dimensi yang tidak dapat diketahui dari gambar referensi diatas (gambar 8.4, 8.5 dan 8.6). berikut ini adalah gambar hasil perancangan dengan metode pendekatan grafis:

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 8.7. Hasil Perancangan *Draft Tube* Dengan *Software AutoCad 2012*.

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dalam perancangan *spiral casing* ini digunakan material ASTM A284 grade C karena material ini menggunakan material yang umum digunakan sebagai *draft tube* turbin dan merupakan material yang memang diklasifikasikan sebagai *carbon plate steels*

8.4. Perhitungan Kavitasi

Dalam perancangan dan instalasi *draft tube* perlu dilakukan upaya-upaya untuk menghindari terjadinya kavitasi yang dapat merusak sudu-sudu *runner*, *guide vanes* maupun *draft tube*. Upaya itu antara lain dengan memperhitungkan dan mempertimbangkan faktor kavitasi kritis (σ_{crit}), ketinggian maksimum *outlet runner* turbin diatas *tail race* (H_s) dan tekanan minimum pada *outlet* turbin (H_0). Untuk mencari ketinggian maksimum *outlet runner* turbin diatas *tail race* (H_s) nilai faktor kavitasi kritis (σ_{crit}) perlu dicari terlebih dahulu, dengan mengaplikasikan teori serta formula yang telah dibahas pada bab sebelumnya, yaitu persamaan 2.40, maka didapatkan nilai dari faktor kavitasi kritis (σ_{crit}) adalah:

$$\sigma_{crit} = 0{,}0317 \left[\frac{n_s}{100}\right]^2 \quad \text{(Jagdish, 1975)} \qquad (8.7)$$

$$\sigma_{crit} = 0{,}0317 \left[\frac{100{,}94\ rpm}{100}\right]^2$$

$$\boldsymbol{\sigma_{crit} = 0{,}032}$$

Setelah nilai dari faktor kavitasi kritis (σ_{crit}) diketahui, untuk menghitung ketinggian maksimum *outlet runner* turbin diatas *tail race* (H_s) dapat menggunakan persamaan dibawah ini. Nilai Tekanan Atmosfir rata-rata (H_a) dan Tekanan uap (H_v) dapat diketahui dengan menggunakan tabel 2.7 dan 2.8 yang tersedia pada bab landasan teori. (Jagdish, 1975)

$$H_s = H_a - H_v - (\sigma_{crit} . H) \qquad (8.8)$$

$$H_s = 10{,}35\ \text{m} - 0{,}24\ \text{m} - (\ 0{,}032\text{x}\ 143{,}478\ \text{m})$$

$$\boldsymbol{H_s = 5{,}476\ m}$$

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dari hasil perhitungan didapatkan ketinggian maksimum antara *outlet runner* turbin dan *tail race* (H_s) adalah 5,476 m (positif), ini menandakan bahwa *outlet runner* turbin dapat diposisikan kurang dari atau maksimal 5,476 meter diatas permukaan *tail race* untuk menghindari terjadinya kavitasi. Jika tinggi (Head) antara *outlet runner* turbin dan *tail race* (H_s) melebihi ketinggian desain 5,476 meter, maka akan memperbesar peluang terjadinya kavitasi.

8.5. Efisiensi *Draft Tube* (Pipa Isap)

Efisiensi *draft tube* (η_d) adalah perbandingan rasio antara *net gain in pressure head* berbanding dengan *head* kecepatan pada sisi masuk *draft tube*. Atau dinyatakan dalam bentuk persamaan berikut ini: (Washington American Global University)

$$\boldsymbol{\eta_d = \frac{net\ gain\ in\ pressure\ head}{head\ kecepatan\ pada\ sisi\ masuk\ draft\ tube}}$$

$$\eta_d = \frac{\frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} - h_L}{\frac{V_2^2}{2g}}$$

Atau,

$$\eta_d = \frac{\frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} - (h_f + h_a)}{\frac{V_2^2}{2g}} \qquad (8.9)$$

Dimana,

V_2 = kecepatan air pada titik 2 (*inlet draft tube*), m/s

V_3 = kecepatan air pada titik 3 (*outlet draft tube*), m/s

h_L = kerugian head karena friksi dan *fitting* pada permukaan dalam *draft tube*. ($h_f + h_a$)

g = percepatan gravitasi (9,8 m/s^2)

Untuk mencari dan memprediksi besarnya kecepatan masuk (V_2) dan keluar *draft tube* (V_3) dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan kontinuitas berikut ini. Karena kecepatan sisi masuk *draft tube* adalah sama

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

dengan kecepatan sisi keluar *runner*, maka besarnya kecepatan masuk *draft tube* (V_2) adalah:

$$V_2 = c_2$$

$$\boldsymbol{V_2 = 10,61\ m/s}$$

Kemudian besarnya kecepatan sisi outlet *draft tube* (V_3) adalah hasil pembagian dari besarnya debit aliran air yang melalui *draft tube* dengan luasan sisi outlet *draft tube*, dimana diameter sisi outlet berdasarkan gambar 8.4. adalah $2D_{2a}$. Maka, besarnya kecepatan sisi outlet *draft tube* (V_3) adalah:

$$V_3 = \frac{Q}{A_{3,outlet}} \tag{8.10}$$

$$V_3 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times (2D_{2a})^2}$$

$$V_3 = \frac{2,125\ m^3/s}{\frac{\pi}{4} \times (2 \times 0,588\ m)^2}$$

$$\boldsymbol{V_3 = 1,96\ m/s}$$

Kerugian head atau *head losses* yang terjadi pada *draft tube* terdiri dari dua jenis *losses*, yaitu: *major* dan *minor losses*. *Major losses* diakibatkan oleh adanya gesekan aliran air dengan permukaan dinding *draft tube*. *Minor losses* diakibatkan oleh belokan (*fitting*). Besarnya *head loss* karena friksi (h_f) dapat didekati dengan menggunakan formula *Darcy-Weisbach* berikut ini:

$$h_f = f_{fr} \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} \tag{8.11}$$

Dimana, (f_{fr}) adalah koefisien gesek material *draft tube*. Dalam hal ini koefisien gesek diasumsikan nol (0), karena diperkirakan tidak ada gesekan yang terjadi akibat permukaan dinding *draft tube* yang sangat *smooth*. Panjang, diameter *draft tube* serta kecepatan aliran dalam *draft tube* sangat variatif (berubah pada setiap seksinya), sehingga sangat kompleks perhitungannya, maka kerugian head akibat gesekan diabaikan dalam perancangan ini.

Minor losses terjadi akibat adanya *long radius 90 ° elbow* pada *draft tube*. Besarnya kerugian head ini dapat dihitung menggunakan persamaan 8.12 dibawah ini. Nilai dari K dapat diperoleh dari tabel pada lembar lampiran dibelakang untuk

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

long radius 90 º elbow berdiameter 18-24 inch. Kecepatan aliran dalam *long radius 90 º elbow* diasumsikan sama dengan kecepatan keluar *runner* yaitu 10,61 m/s.

$$h_a = K \times \frac{V^2}{2g} \tag{8.12}$$

$$h_a = 0{,}19 \times \frac{(10{,}61\ \mathrm{m/s})^2}{2 \times 9{,}8\ \mathrm{m/s^2}}$$

$$\mathbf{h_a = 1{,}09\ m}$$

Sehingga besarnya efisiensi draft tube adalah :

$$\eta_d = \frac{\frac{V_2^2 - V_3^2}{2g} - (h_f + h_a)}{\frac{V_2^2}{2g}}$$

$$\eta_d = \frac{\frac{[(10{,}61\ \mathrm{m/s})^2 - (1{,}96\ \mathrm{m/s})^2]}{2 \times 9{,}8\ \mathrm{m/s}} - (0 + 1{,}09\ \mathrm{m})}{\frac{[10{,}61\ \mathrm{m/s}]^2}{2 \times 9{,}8\ \mathrm{m/s}}}$$

$$\eta_d = 0{,}776$$

$$\boldsymbol{\eta_d = 77{,}6\ \%}$$

8.6. Tebal Dinding *Draft Tube* (Pipa Isap)

Dinding *Draft Tube* memerlukan ketebalan tertentu agar dapat menahan tekanan besar dari aliran air yang masuk melalui *Draft Tube*. Berikut ini adalah perhitungan berdasarkan persamaan empiris untuk memperkirakan ketebalan minimum yang dibutuhkan untuk menahan tekanan tersebut: (Nechleba, 1957)

$$t_d = \frac{P_d \times d}{200\ k} + c \tag{8.13}$$

Dimana,

t_d = ketebalan dinding *Draft Tube*, mm

P_d = tekanan dalam *Draft Tube*, kg/mm^2

d = diameter *Draft Tube* (diambil yang terbesar), mm

k = tegangan tarik yang diijinkan material ASTM A284 grade C, kg/mm^2

c = toleransi (diambil 5-10 mm)

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Besarnya tekanan yang dialami *Draft Tube* dapat didekati dengan persamaan tekanan hidrostatis air berikut ini:

$$P_d = \rho \times g \times H_{net}$$

$$P_d = 1000\ \text{kg/m}^3 \times 9{,}81\ \text{m/s}^2 \times 143{,}478\ \text{m}$$

$$P_d = 1.407.519{,}18\ \text{N/m}^2$$

$$P_d = 0{,}143\ \text{kg/mm}^2$$

Diameter *Draft Tube* diambil yang terbesar, berdasarkan gambar teknik pada gambar 6.4. diambil nilai diameter *Draft Tube* (d) terbesar adalah 1,176 m atau setara dengan 1176 mm.

Kemudian tegangan tarik yang diijinkan (k) material ASTM A284 grade C berdasarkan sumber referensi yang didapatkan adalah sebesar 415 Mpa setara dengan 42,3 kg/mm^2.

Sehingga, tebal dinding *Draft Tube* dapat disyaratkan sebesar:

$$t_d = \frac{P_d \times d}{200\ k} + c$$

$$t_d = \frac{0{,}143\ \text{kg/mm}^2 \times 1176\ \text{mm}}{200\ \times 42{,}3\ \text{kg/mm}^2} + (5\ \text{mm} - 10\ \text{mm})$$

$$t_d = 0{,}02\ \text{mm} + (5\ \text{mm} - 10\ \text{mm})$$

$$t_d = 5{,}02\ \text{mm} - 10{,}02\ \text{mm}$$

Jadi, dapat dipilih material ASTM A284 grade C yang berbentuk lembaran baja (*plate steels*) dan harus memiliki tebal antara 5,02 mm sampai 10,02 mm, ketebalan plat 5,02 mm sampai 10,02 mm diperkirakan cukup aman, tergantung ketersediaan dimensi *plate steels* yang dijual dipasaran. Jadi, untuk mempermudah proses *manufacturing*, pembelian material dipasaran serta mengurangi beban biaya produksi, maka dipilihlah material yang sama dengan material *spiral casing*, yaitu ASTM A284 grade C yang berbentuk lembaran baja (*plate steels*) dengan ketebalan 6 mm.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB IX
PERANCANGAN POROS

Pada turbin francis tipe tertutup dimungkinkan untuk memposisikan porosnya dalam 2 tipe, yaitu:

a. Poros *Horizontal* : Diaplikasikan pada instalasi turbin dengan spesifikasi *medium-high head*.
b. Poros *Vertical* : Tipe ini sangat umum diaplikasikan pada pembangkit-pembangkit dengan spesifikasi *medium-low head*.

Poros merupakan bagian berputar dari turbin Francis serta berfungsi untuk memindahkan torsi dari putaran *runner* ke generator. Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap komponen mesin. Poros akan mengalami beberapa macam beban diantaranya adalah:

a. Gaya aksial akibat perbedaan tekanan pada sisi isap dan tekan serta perubahan momentum.
b. Beban puntir akibat putaran poros.
c. Beban lentur akibat berat poros dan komponen lain yang terdapat pada poros.

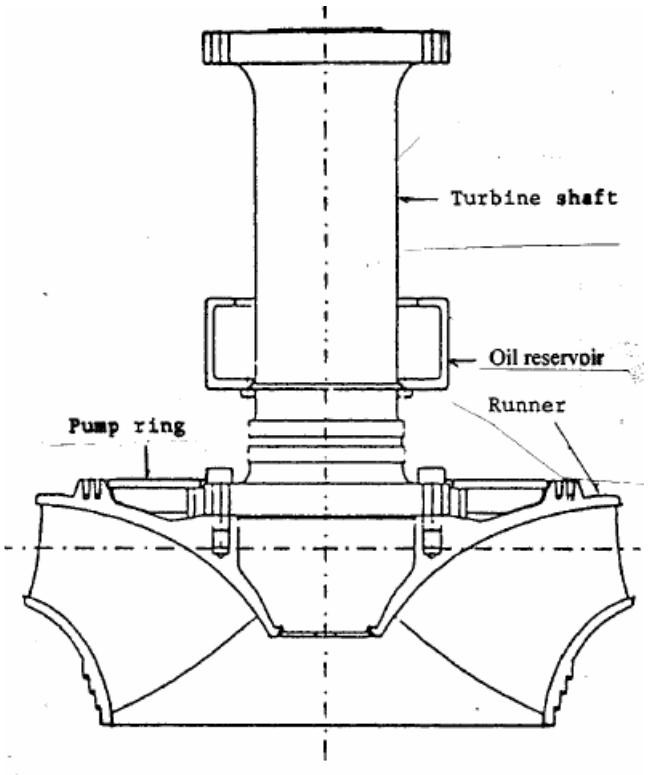
Berikut akan dijelaskan secara lebih spesifik tentang gaya-gaya yang bekerja pada poros tersebut:

1. Gaya aksial karena perbedaan tekanan.

   Secara umum gaya aksial hanya terjadi pada turbin akibat gaya yang ditimbulkan oleh aliran air keluar *runner*. Pada turbin Francis, gaya aksial terjadi akibat perbedaan tekanan antara permukaan tutup *runner* bagian atas dan bawah. Tutup *runner* bagian bawah menderita tekanan yang relatif kecil karena berhadapan dengan sisi isap/keluar sedangkan tutup *runner* bagian atas menderita tekanan yang lebih besar karena berhadapan dengan sisi tekan.

   Untuk lebih jelasnya akan dibahas masalah perbedaan tekanan tersebut, dapat dilihat pada gambar berikut ini:

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 9.1. Poros Turbin Francis

Besarnya gaya aksial yang bekerja pada poros dapat dihitung dengan persamaan: (Setiawan, 2005)

$$F_1 = \gamma \int_{r_{sh}}^{r_w} 2\,\pi.\,r.\,dr.\,h = 2\pi.\gamma \int_{r_{sh}}^{r_{wr}} r.\,dr\left[Hp - \frac{\omega^2}{8g}({r_1}^2 - r^2)\right] \qquad (9.1)$$

setelah diintegralkan :

$$F_1 = \pi.\gamma.({r_{wr}}^2 - {r_{sh}}^2)\left[Hp - \left({r_1}^2 - \frac{{r_{wr}}^2 - {r_{sh}}^2}{2}\right)\frac{\omega^2}{8g}\right]$$

$$F_1 = \gamma.(A_{wr} - A_{sh})\left[Hp - \frac{1}{8}\left(\frac{{u_1}^2}{g} - \frac{{u_{wr}}^2 + {u_{sh}}^2}{2g}\right)\right] \qquad (9.2)$$

Besarnya nilai Hp dapat ditentukan dengan rumus :

$$Hp = \frac{{u_1}^2 - {u_2}^2}{2g} + \frac{{w_2}^2 - {w_1}^2}{2g} - \Delta h_t$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dengan Δh_t merupakan kerugian head dalam *runner*, yang bisa dihitung dari efisien hidrolisnya.

Untuk $\alpha_2 = 90°$ maka $w_2{}^2 - u_2{}^2 = c_2{}^2$, sehingga

$$Hp = \eta_h \frac{u_1{}^2 - w_1{}^2 + c_2{}^2}{2g} \qquad (9.3)$$

dari perhitungan sebelumnya telah diperoleh data :

a. $\eta_h = 0{,}84$
b. $u_1 = 36{,}61$ m/s
c. $w_1 = 10{,}97$ m/s
d. $c_2 = 10{,}61$ m/s

maka besarnya Hp adalah :

$$Hp = 0{,}84 \times \frac{(36{,}61)^2 - (10{,}97)^2 + (10{,}61)^2}{2 \times 9{,}81}$$

$$Hp = 57{,}05 \text{ m}$$

Dari data perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa:

a. d_{sh} =145 mm sehingga $r_{sh} = 72{,}5$ mm
b. $d_{2a} = 588$ mm sehingga $r_{2a} = 294$ mm
c. tebal sudu s = 8,5 mm

Besarnya r_{wr} dapat dicari dengan rumus :

$$r_{wr} = r_{2a} + \text{tebal sudu}$$
$$= 294 \text{ mm} + 8{,}5 \text{ mm}$$
$$= 302{,}5 \text{ mm} = 0{,}302 \text{ m}$$

Besarnya A_{sh} :

$$A_{sh} = \pi . r_{sh}{}^2 = \pi(0{,}0725)^2$$
$$= 0{,}0165 \text{ m}^2$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Besarnya u_{sh} :

$$u_{sh} = \frac{\pi . d_{sh} . n}{60} = \frac{\pi \times 0{,}145 \text{ m} \times 1000 \text{ rpm}}{60}$$

$$= 7{,}58 \text{ m/s}$$

Besarnya A_{wr} :

$$A_{wr} = \pi . r_{wr}{}^2 = \pi(0{,}302 \text{ m})^2$$

$$= 0{,}286 \text{ m}^2$$

Besarnya u_{wr} :

$$u_{wr} = \frac{\pi . d_{wr} . n}{60} = \frac{\pi \times 0{,}301 \text{ m} \times 2 \times 1000 \text{ rpm}}{60}$$

$$= 31{,}5 \text{ m/s}$$

Sehingga besarnya gaya F_1 :

$$F_1 = \gamma . (A_{wr} - A_{sh}) \left[Hp - \frac{1}{8} \left(\frac{u_1{}^2}{g} - \frac{u_{wr}{}^2 + u_{sh}{}^2}{2g} \right) \right]$$

$$F_1 = 1000(0{,}286 - 0{,}0165) \left[57{,}05 - \frac{1}{8} \left(\frac{36{,}61^2}{9{,}81} - \frac{31{,}5^2 + 7{,}58^2}{2 \times 9{,}81} \right) \right]$$

$$F_1 = 269{,}5 \times \left[57{,}05 - \left(\frac{1}{8} \times 83{,}12 \right) \right]$$

$$= 12.386{,}1 \text{ kg}$$

2. Gaya aksial karena perubahan momentum.

Kemudian besarnya gaya aksial yang disebabkan oleh perubahan mometum aliran air pada *runner* (F_2) dapat dihitung dengan rumus: (Shlyakin, 1999)

$$F_2 = \frac{\gamma}{g} Q . (c_1 - c_2) \qquad (9.4)$$

$$= \frac{1000}{9{,}81} \times 2{,}125 \times (33{,}83 - 10{,}61)$$

$$= 5.029{,}82 \text{ kg}$$

Jadi, resultan gaya aksial:

$$F_1 + F_2 = 12.386{,}1 \text{ kg} + 5.029{,}82 \text{ kg}$$

$$\mathbf{F_{ak} = 17.415{,}92 \text{ kg} = 170{,}85 \text{ kN}}$$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

3. Gaya Radial

Penelitian menunjukkan bahwa tekanan pada bagian *spiral case* tidak pernah merata. Akibat ketidakseragaman tekanan ini maka timbul gaya radial. Gaya radial akan minimum ketika turbin beroperasi pada kondisi normal yaitu ketika beban mendekati puncak dan akan meningkat ketika kapasitas turbin lebih besar atau lebih kecil dari kapasitas normalnya. Gaya radial akan berharga maksimum ketika kondisi turbin *shutoff* atau Q = 0. Pada turbin dengan poros horisontal gaya radial ini akan dapat menyebabkan defleksi pada poros.

Besarnya gaya radial dinamis yang bekerja pada poros dapat dihitung dengan persamaan: (Setiawan, 2005)

$$F_{rd} = K_r . p . d_1 . b_1 \qquad (9.5)$$

Dimana :

K_r = koefisien eksperimental yang harganya tergantung pada kapasitas dan kecepatan spesifik.

p = tekanan turbin, kg/m^2

d_1 = diameter inlet runner, m

b_1 = lebar inlet runner, m

Dari perhitungan sebelumnya telah diperoleh data-data :

n_s = 100,94 rpm

d_1 = 700 mm = 0,7 m

b_1 = 106,6 mm = 0,1066 m

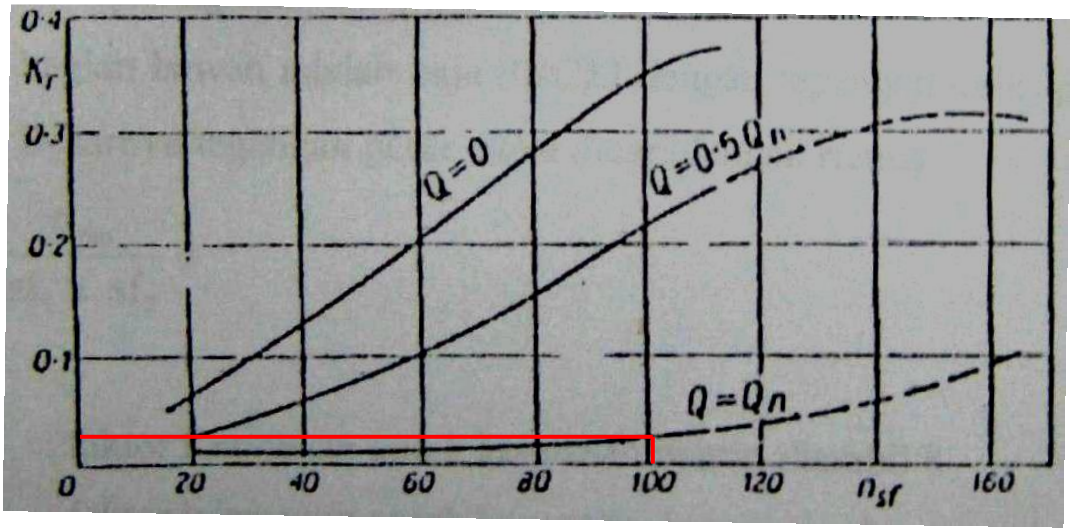
$P = \gamma . H$

$= 1000\ kg/m^3 \times 143{,}478\ m$

$= 143.478\ kg/m^2$

Harga K_r dapat dilihat pada gambar di bawah ini. Dengan n_s= 100,94 rpm dan Q = 100% dari kapasitas normal maka diperoleh harga K_r = 0,03.

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 9.2. Grafik Koefisien Gaya Radial K_r

Sumber : Lazarkiewics, Impeller Pump, hal 360

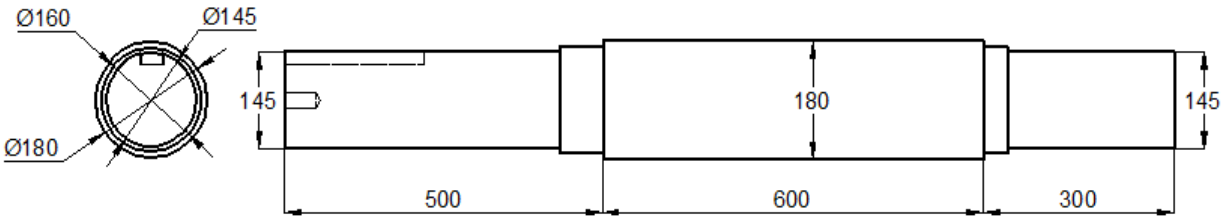
Maka gaya radial dinamis yang bekerja pada poros adalah sebesar :

$$F_{rd} = K_r . p . d_1 . b_1$$

$$F_{rd} = 0{,}03 \times 143.478\ kg/m^2 \times 0{,}7\ m \times 0{,}1066\ m$$

$$\mathbf{F_{rd} = 321{,}19\ kg = 3{,}15\ kN}$$

9.1. Konstruksi Poros Turbin



Gambar 9.3. Konstruksi dan Dimensi Poros Turbin

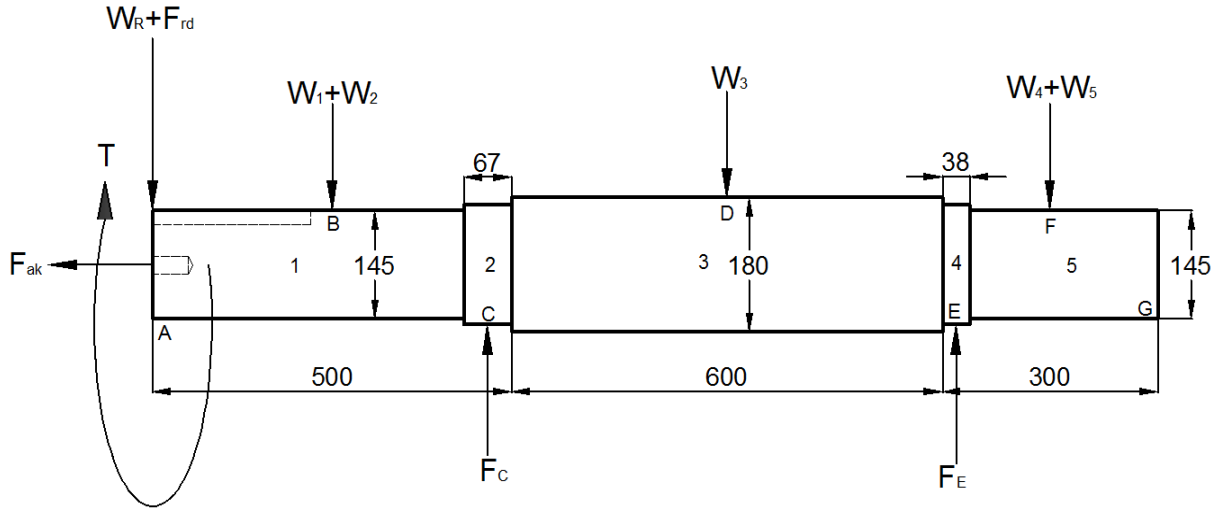
Seperti terlihat pada gambar diatas poros turbin yang dirancang adalah poros jenis *single-shaft* bertingkat dengan susunan poros horisontal. Poros ini berfungsi untuk meneruskan torsi putaran *runner* turbin. Agar poros bekerja dengan aman dan untuk menghindari getaran yang berlebih, maka selain harus dilakukan *allignment*, poros juga harus ditumpu oleh beberapa bantalan (*bearing*).

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Pada perancangan ini digunakan dua jenis bantalan untuk menahan gaya aksial dan radial yang bekerja pada poros.

Panjang poros yang dirancang adalah 1400 mm. Untuk memberikan ruang, kemudahan pemasangan bantalan serta keamanan terhadap bantalan yang akan dipasang, maka poros didesain bertingkat dengan diameter 145 mm, 160 mm untuk letak bantalan dan 180 mm. Bantalan terdekat dengan *runner* berjarak 500 mm dari ujung, kemudian bantalan kedua berjarak 1100 mm dari *runner*.

9.2. Analisa Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Poros dan Bantalan Turbin



Gambar 9.4. Analisis Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Poros

Berat *runner* dapat dihitung dan didekati dengan memanfaatkan formula empiris berikut ini:

$$W_R = 607 \times (D_1)^{2,75} \qquad (9.6)$$

$$W_R = 607 \times (0,7\ \text{m})^{2,75}$$

$$\mathbf{W_R = 227,62\ kg = 2,23\ kN}$$

Berat poros perlu diperhitungkan untuk menghitung besarnya momen yang terjadi pada poros itu sendiri. Untuk memudahkan perhitungan, berat poros dibagi menjadi lima seksi, yaitu bagian 1, 2, 3, 4 dan 5 (seperti terlihat pada gambar 9.4). Berat poros merupakan hasil perkalian dari volume poros dan massa jenis material

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

poros, dimana material poros yang digunakan adalah AISI 4340 yang memiliki massa jenis 7850 kg/m^3. Berikut perhitungan berat masing-masing seksi poros:

1. Berat poros pada seksi 1dan 2:

$$W_{1+2} = \left(\frac{\pi}{4}.d_1{}^2.L_1.\gamma\right) + \left(\frac{\pi}{4}.d_2{}^2.L_2.\gamma\right)$$

$$= \left[\frac{\pi}{4} \times (0{,}145\ \text{m})^2 \times (0.433\ \text{m}) \times\ 7850\ \text{kg/m}^3\right]$$

$$+ \left[\frac{\pi}{4} \times (0{,}16\ \text{m})^2 \times (0{,}067\ \text{m}) \times\ 7850\ \text{kg/m}^3\right]$$

$$= \mathbf{66{,}67\ kg = 0{,}654\ kN}$$

2. Berat poros pada seksi 3 :

$$W_3 = \frac{\pi}{4}.d_3{}^2.L_3.\gamma$$

$$= \frac{\pi}{4} \times (0{,}18\ \text{m})^2 \times (0{,}6\ \text{m}) \times 7850\ \text{kg/m}^3$$

$$= \mathbf{119{,}79\ kg = 1{,}175\ kN}$$

3. Berat poros pada seksi 4 dan 5 :

$$W_{4+5} = \left(\frac{\pi}{4}.d_4{}^2.L_4.\gamma\right) + \left(\frac{\pi}{4}.d_5{}^2.L_5.\gamma\right)$$

$$= \left[\frac{\pi}{4} \times (0{,}16\ \text{m})^2 \times (0{,}038\ \text{m}) \times\ 7850\ \text{kg/m}^3\right]$$

$$+ \left[\frac{\pi}{4} \times (0{,}145\ \text{m})^2 \times (0{,}262\ \text{m}) \times\ 7850\ \text{kg/m}^3\right]$$

$$= \mathbf{39{,}94\ kg = 0{,}392\ kN}$$

Sehingga berat poros tanpa runner terpasang :

$W_{poros} = (W_1+W_2)+ W_3 + (W_4+W_5)$

$W_{poros} = 66{,}67\ \text{kg} + 119{,}79\ \text{kg} + 39{,}94\ \text{kg}$

$W_{poros} = 226{,}4\text{kg}$

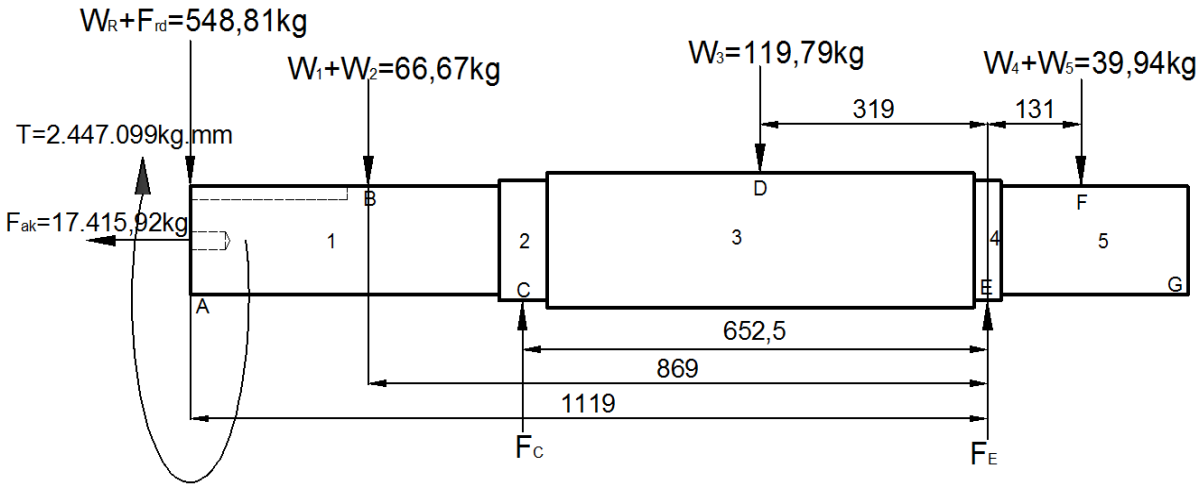
Sehingga berat total poros dengan runner terpasang :

$W_{total} = W_{1+2+runner} + W_3 + W_{4+5}$

$W_{total} = 294{,}29\ \text{kg} + 119{,}79\ \text{kg} + 39{,}94\ \text{kg}$

$W_{total} = 454{,}02\ \text{kg}$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 9.5. Analisis Momen-Momen Yang Bekerja Pada Poros

Dengan melihat gambar 9.5. diatas maka dapat ditentukan bahwa momen yang bekerja pada bantalan C adalah sebesar :

$\Sigma M_E=0$

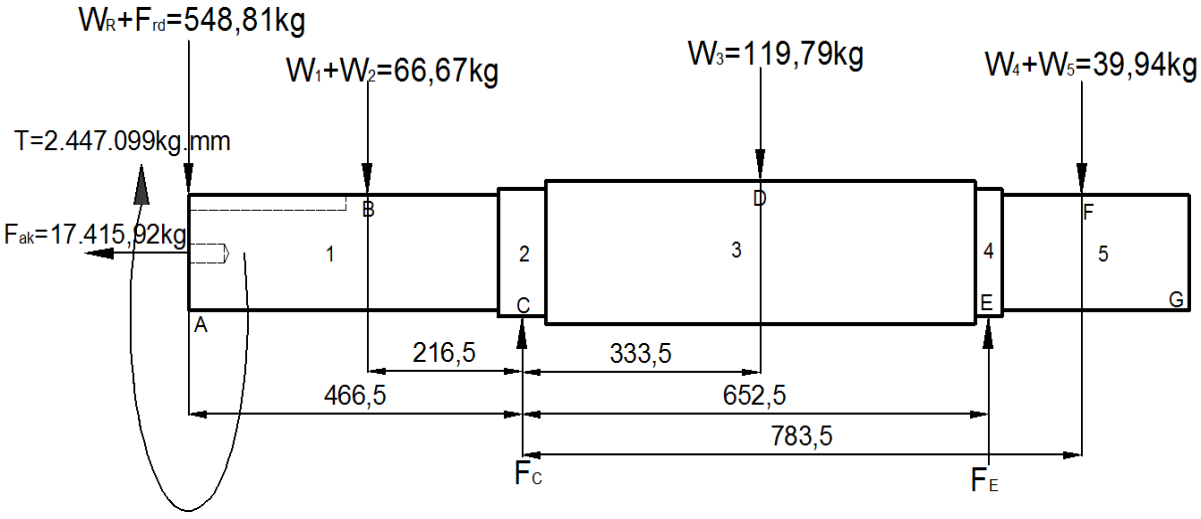
$$-\left((W_R + F_{rd}).1{,}119\right)-(W_{1+2}.0{,}869)-(W_3.0{,}319) + (F_C.0{,}6525)+(W_{4+5}.0{,}131)=0$$

$$-\left((548{,}81) \times 1{,}119\right)-(66{,}67 \times 0{,}869)-(119{,}79 \times 0{,}319)$$

$$+ (F_C \times 0{,}6525)+(39{,}94 \times 0{,}131)=0$$

$$(F_C \times 0{,}6525) = 705{,}035$$

$$\mathbf{F_C=1.080{,}51\ kg = 10{,}6\ kN}$$



Gambar 9.6.Analisis Momen-Momen Yang Bekerja Pada Poros

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dengan melihat gambar 9.6. diatas maka dapat ditentukan bahwa momen yang bekerja pada bantalan E adalah sebesar :

$\Sigma M_C=0$

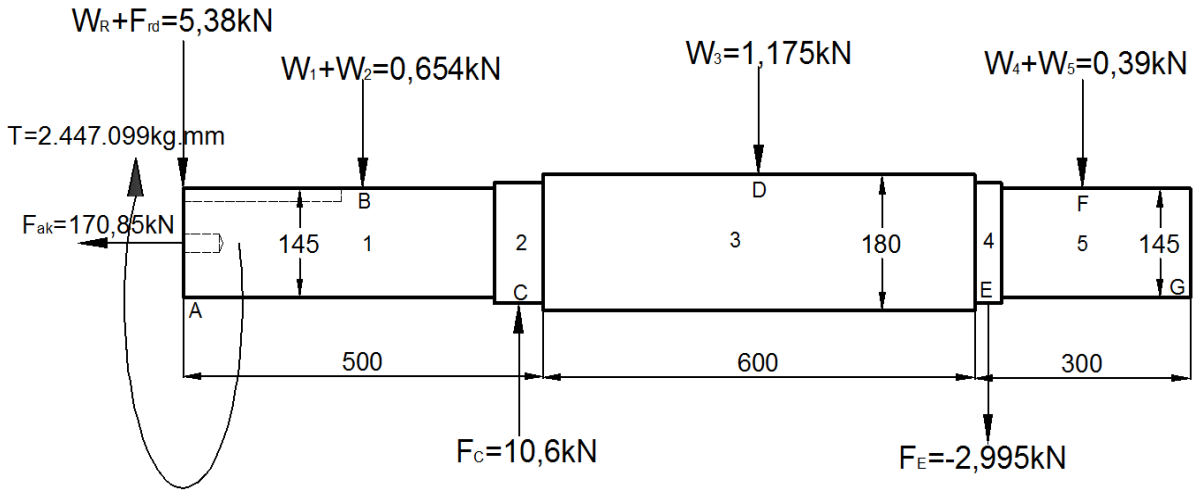
$$-\left((W_R + F_{rd}).0{,}4665\right)-(W_{1+2}.0{,}2165)+(W_3.0{,}3335) - (F_E.0{,}6525)+(W_{4+5}.0{,}7835)=0$$

$$-(548{,}81 \times 0{,}4665)-(66{,}67 \times 0{,}2165)+(119{,}79 \times 0{,}3335) - (F_E \times 0{,}6525)+(39{,}94 \times 0{,}7835)=0$$

$$-(F_E \times 0{,}6525) = 199{,}21$$

$$\mathbf{F_E=-305{,}3\ kg = -2{,}995\ kN}$$

Sehingga, hasil dari perhitungan-perhitungan gaya diatas dapat dirangkum kedalam sebuah gambar berikut ini. Dimana pada bantalan C beban atau gaya yang harus ditumpu bantalan adalah sebesar 10,6 kN, kemudian bantalan E harus dapat menumpu beban sebesar -2,995 kN.



Gambar 9.7. Hasil Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Poros

9.3. Pemeriksaan Poros Terhadap Momen Lengkung

Dari gambar 9.7. diatas dapat dilakukan perhitungan momen terbesar yang terjadi pada poros dengan membagi menjadi beberapa ruas atau bagian yaitu ruas A-B, B-C, C-D, D-E, E-F, F-G. Perhitungan momen lengkung yang terjadi pada poros turbin adalah sebagai berikut:

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

1. Ruas A-B :

   Momen:

   $M_x = -5{,}38.x$

   Di A, x = 0 m, maka $M_A = -5{,}38 \times 0 = 0\ \text{kN.m}$

   Di B, x = 0,25 m, maka $M_B = -5{,}38 \times 0{,}25 = -1{,}345\ \text{kN.m}$

2. Ruas B-C :

   Momen:

   $M_x = -\big(5{,}38.(0{,}25 + x)\big) - (0{,}654.x)$

   Di B, x = 0 m, maka $M_B = -1{,}345\ \text{kN.m}$

   Di C, x = 0,2165 m, maka $M_C = -2{,}6514\ \text{kN.m}$

3. Ruas C-D :

   Momen:

   $M_x = -\big(5{,}38.(0{,}4665 + x)\big) - \big(0{,}654.(0{,}2165 + x)\big) + (10{,}6.x)$

   Di C, x = 0 m, maka $M_C = -2{,}6514\ \text{kN.m}$

   Di D, x = 0,3335 m, maka $M_D = -1{,}1286\text{kN.m}$

4. Ruas D-E :

   Momen:

   $M_x = -\big(5{,}38.(0{,}8 + x)\big) - \big(0{,}654.(0{,}55 + x)\big) + \big(10{,}6.(0{,}3335 + x)\big) - (1{,}175.x)$

   Di D, x = 0 m, maka $M_D = -1{,}1286\text{kN.m}$

   Di E, x = 0,319 m, maka $M_E = -0{,}0469\ \text{kN.m}$

5. Ruas E-F :

   Momen:

   $M_x = -\big(5{,}38.(1{,}119 + x)\big) - \big(0{,}654.(0{,}869 + x)\big) + \big(10{,}6.(0{,}6525 + x)\big) - \big(1{,}175.(0{,}319 + x)\big) - (2{,}995.x)$

   Di E, x = 0 m, maka $M_E = -0{,}0469\ \text{kN.m}$

   Di F, x = 0,131 m, maka $M_F = 0{,}005\ \text{kN.m}$

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

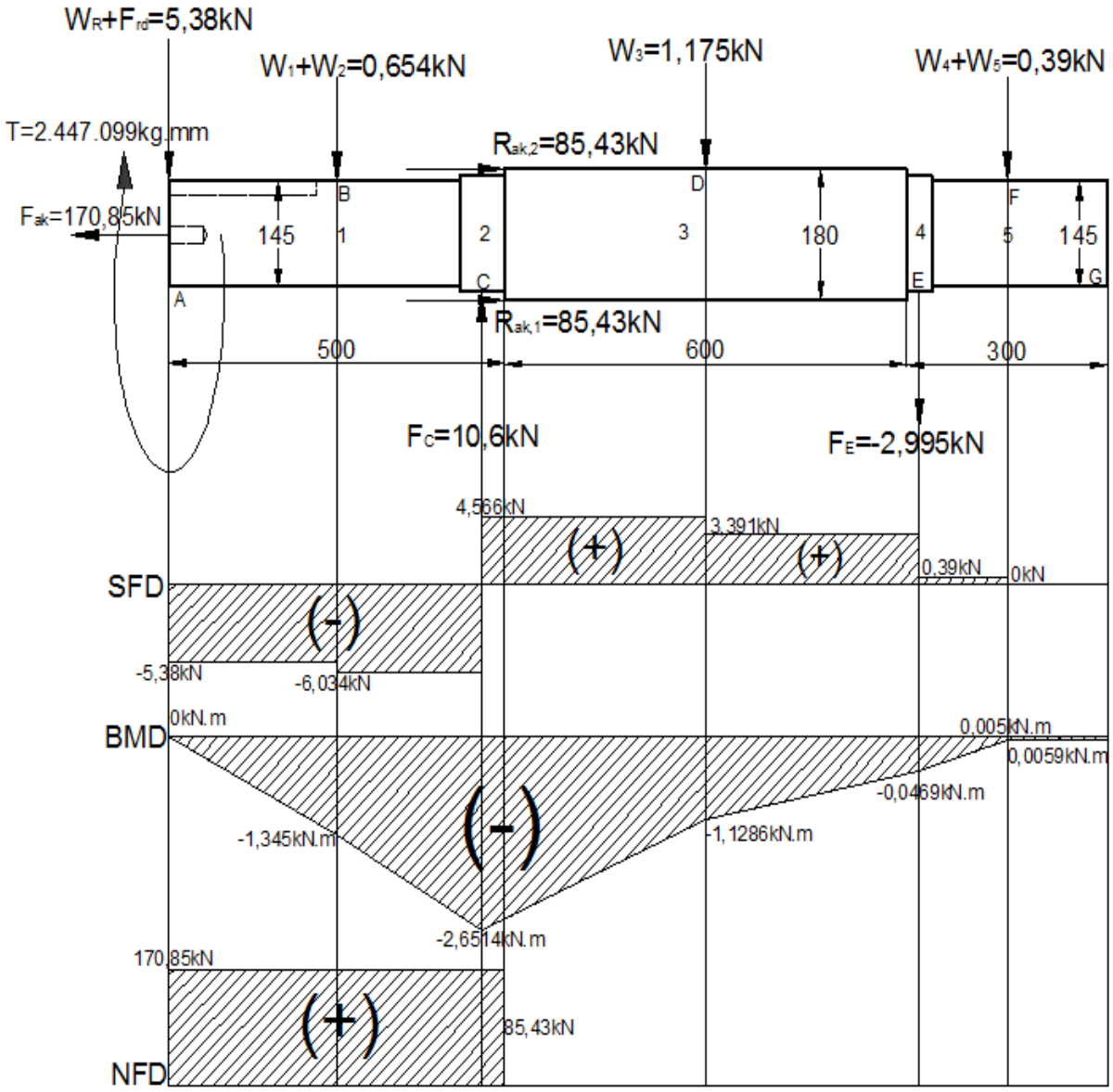
6. Ruas F-G :

Momen:

$$M_x = -\left(5{,}38.(1{,}25 + x)\right) - \left(0{,}654.(1 + x)\right) + \left(10{,}6.(0{,}7835 + x)\right) - \left(1{,}175.(0{,}45 + x)\right) - \left(2.995.(0{,}131 + x)\right) - (0{,}39.x)$$

Di F, x = 0 m, maka $M_F = 0{,}005$ kN. m

Di G, x = 0,15 m, maka $M_G = 0{,}0059$ kN. m



Gambar 9.8. Grafik SFD, BMD dan NFD Yang Bekerja Pada Poros

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dari hasil perhitungan dan analisa diatas dapat disimpulkan bahwa momen lengkung terbesar terjadi pada titik C yaitu sebesar 2,6514 kN.m = 270.271,25 kg.mm. Momen lengkung terbesar ini akan menjadi dasar perhitungan untuk mencari tegangan geser maksimum yang dialami oleh bahan poros. Pada pembahasan selanjutnya akan dilakukan pemeriksaan poros terhadap tegangan geser.

9.4. Pemeriksaan Poros Terhadap Tegangan Geser

Tegangan geser yang terjadi pada poros diakibatkan oleh momen lengkung dan momen puntir. Momen puntir atau torsi merupakan besaran yangperlu diperhitungkan dalam perancangan poros. Persamaan dari momen puntir tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut: (Sularso, 1994)

$$T = 9{,}74 \times 10^5 \times \frac{P_{sh}}{n}$$

Dimana :

T = torsi atau momen puntir (kg .mm)

P_{sh} = daya keluaran (kW)

n = putaran (rpm)

Dengan mengetahui daya keluaran dan putaran maka didapat momen puntir sebesar :

$$T = 9{,}74 \times 10^5 \times \frac{2512{,}42 \text{ kW}}{1000 \text{ rpm}}$$

$$T = 2.447.098{,}771 \text{ kg.mm}$$

Perhitungan besarnya momen puntir atau torsi diatas dapat pula dilihat pada bab perancangan *runner*. Sehingga Besarnya tegangan yang terjadi dapat dihitung dengan formulaberikut ini (Sularso,1994):

$$\tau_{max} \geq \frac{5{,}1}{D_{sh}{}^3} \times \sqrt{(K_t \times T)^2 + (K_m \times M)^2} \qquad (9.7)$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dimana :

τ_{max} = tegangan geser maksimum yang terjadi, kg/mm^2

D_{sh} = diameter poros, mm

K_m = faktor koreksi momen lengkung, diambil Km = 2,0

M = momen lengkung terbesar, kg.mm

F_{ak} = gaya aksial, kg

K_t = faktor koreksi momen puntir, diambil Kt = 1,5

T = momen puntir, kg.mm

Tabel 9.1. Faktor-Faktor Kejut dan Lelah Untuk Poros Berputar. (Sularso, 1994)

Jenis Pembebanan	**K_m**	**K_t**
Beban diberikan secara tetap (kontinyu)	1,5	1,0
Beban diberikan secara tiba-tiba, hanya kejutan kecil	1,5 – 2,0	1,0 – 1,5
Beban diberikan secara tiba-tiba, terjadi kejutan berat	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0

Pada perhitungan-perhitungan sebelumnya telah didapatkan nilai dari diameter poros turbin adalah 14,5 cm, kemudian diasumsikan beban yang dialami poros turbin diberikan secara tiba-tiba dan terjadi kejutan kecil maka nilai dari K_m adalah 2,0 dan nilai dari K_t adalah 1,5 sesuai dengan tabel 9.1. diatas. Momen lengkung terbesar yang terjadi adalah 2,6514 kN.m = 270.271,25 kg.mm, harga dari beban aksial yang bekerja pada poros turbin sebesar 17.415,92 kg, sedangkan momen puntir terbesar adalah 2.447.098,771 kg.mm. Sehingga, besarnya tegangan geser maksimum yang terjadi adalah :

1. Tinjauan Untuk Poros Berdiameter 145 mm:

$$\tau_{max,145} \geq \frac{5,1}{D_{sh}^{\ 3}} \times \sqrt{(K_t \times T)^2 + (K_m \times M)^2}$$

$$\tau_{max,145} \geq \frac{5,1}{145^{\ 3}} \times \sqrt{(1,5 \times 2.447.098,771)^2 + (2 \times 270.271,25)^2}$$

$$\tau_{max,145} = 6,2 \text{ kg/mm}^2$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2. Tinjauan Untuk Poros Berdiameter 160 mm:

$$\tau_{max,160} \geq \frac{5,1}{D_{sh}{}^{3}} \times \sqrt{(K_t \times T)^2 + (K_m \times M)^2}$$

$$\tau_{max,160} \geq \frac{5,1}{160^{3}} \times \sqrt{(1,5 \times 2.447.098,771)^2 + (2 \times 270.271,25)^2}$$

$$\tau_{max,160} = 4,62 \text{ kg/mm}^2$$

3. Tinjauan Untuk Poros Berdiameter 180 mm:

$$\tau_{max,180} \geq \frac{5,1}{D_{sh}{}^{3}} \times \sqrt{(K_t \times T)^2 + (K_m \times M)^2}$$

$$\tau_{max,180} \geq \frac{5,1}{180^{3}} \times \sqrt{(1,5 \times 2.447.098,771)^2 + (2 \times 270.271,25)^2}$$

$$\tau_{max,180} = 3,24 \text{ kg/mm}^2$$

$$\therefore \boldsymbol{\tau_{max,145} = 6,2 \text{ kg/mm}^2 \leq \tau_i = 6,286 \text{ kg/mm}^2}$$

$$\boldsymbol{\tau_{max,160} = 4,62 \text{ kg/mm}^2 \leq \tau_i = 6,286 \text{ kg/mm}^2}$$

$$\boldsymbol{\tau_{max,180} = 3,24 \text{ kg/mm}^2 \leq \tau_i = 6,286 \text{ kg/mm}^2}$$

Sehingga, dapat disimpulkan bahwa tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros lebih kecil dari tegangan geser ijin poros dengan bahan baja AISI 4340 sebesar 6,286 kg/mm^2, sehingga poros relatif aman terhadap tegangan geser.

9.5. Pemeriksaan Poros Terhadap Defleksi Puntiran

Momen puntir yang bekerja akan menyebabkan poros mengalami defleksi puntiran. Besarnya defleksi puntiran tersebut dapat dicari dengan persamaan: (Hibbeler, 2007)

$$\theta = \frac{T.L}{J.G} \qquad (9.8)$$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Dimana :

T = momen puntir = 2.447.098.771 kg.mm

L = panjang poros yang mengalami puntiran = L_{sh} = 1400 mm

J = momen inersia polar

G = modulus geser bahan poros baja AISI 4340 = 8157,728 kg/mm^2

Momen inersia polar untuk poros pejal dapat dicari dengan rumus:

$$J = \frac{\pi . d_{sh}{}^4}{32} \qquad \text{(Hibbeler, 2007)} \qquad (9.9)$$

Karena poros yang digunakan dalam perancangan ini adalah poros bertingkat, sehingga diameter setiap tingkatnya berbeda, maka perhitungan momen inersia polar dilakukan pada setiap tingkatnya:

1. Untuk Poros tingkat 1: (d_{sh} = 145 mm)

$$J_1 = \frac{\pi . d_{sh}{}^4}{32}$$

$$J_1 = \frac{\pi . (130\ mm)^4}{32}$$

$$J_1 = 43.376.217{,}58\ mm^4$$

2. Untuk Poros tingkat 2: (d_{sh} = 160 mm)

$$J_2 = \frac{\pi . d_{sh}{}^4}{32}$$

$$J_2 = \frac{\pi . (160\ mm)^4}{32}$$

$$J_2 = 64.307.200\ mm^4$$

3. Untuk Poros tingkat 3: (d_{sh} = 180 mm)

$$J_3 = \frac{\pi . d_{sh}{}^4}{32}$$

$$J_3 = \frac{\pi . (180\ mm)^4}{32}$$

$$J_3 = 103.007.700\ mm^4$$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

4. Untuk Poros tingkat 4: (d_{sh} = 160 mm)

$$J_4 = \frac{\pi . d_{sh}{}^4}{32}$$

$$J_4 = \frac{\pi . (160\ \text{mm})^4}{32}$$

$$J_4 = 64.307.200\ \text{mm}^4$$

5. Untuk Poros tingkat 5: (d_{sh} = 145 mm)

$$J_5 = \frac{\pi . d_{sh}{}^4}{32}$$

$$J_5 = \frac{\pi . (145\ \text{mm})^4}{32}$$

$$J_5 = 43.376.217{,}58\ \text{mm}^4$$

Kemudian data yang telah diketahui dimasukkan kedalam persamaan berikut ini untuk mencari defleksi puntiran per-meter panjang poros:

$$\theta_n = \frac{T.L_n}{J_n.G} \qquad (9.10)$$

Dengan demikian besarnya defleksi puntiran per meter panjang poros untuk setiap tingkatan adalah sebesar :

1. Untuk Poros tingkat 1: (d_{sh} = 145 mm; L_1= 433 mm)

$$\theta_1 = \frac{T.L_1}{J_1.G}$$

$$\theta_1 = \frac{2.447.098.771\ \text{kg.mm} \times 433\ \text{mm}}{43.376.217{,}58\ \text{mm}^4 \times 8157{,}728\ \text{kg/mm}^2}$$

$$\theta_1 = {}^{0{,}00299\ \text{rad}}/_{433\ \text{mm poros}}$$

$$\theta_1 = {}^{0{,}17^\circ}/_{440\ \text{mm poros}}$$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

2. Untuk Poros tingkat 2: (d_{sh} = 160 mm; L_2= 67 mm)

$$\theta_2 = \frac{T.L_2}{J_2.G}$$

$$\theta_2 = \frac{2.447.098.771\ \text{kg.mm} \times 67\ \text{mm}}{64.307.200\ \text{mm}^4 \times 8157{,}728\ \text{kg/mm}^2}$$

$$\theta_2 = {}^{0{,}00031\ \text{rad}}/_{67\ \text{mm poros}}$$

$$\theta_2 = {}^{0{,}018^\circ}/_{67\ \text{mm poros}}$$

3. Untuk Poros tingkat 3: (d_{sh} = 180 mm; L_3= 600 mm)

$$\theta_3 = \frac{T.L_3}{J_3.G}$$

$$\theta_3 = \frac{2.447.098.771\ \text{kg.mm} \times 600\ \text{mm}}{103.007.700\ \text{mm}^4 \times 8157{,}728\ \text{kg/mm}^2}$$

$$\theta_3 = {}^{0{,}00175\ \text{rad}}/_{600\ \text{mm poros}}$$

$$\theta_3 = {}^{0{,}1^\circ}/_{600\ \text{mm poros}}$$

4. Untuk Poros tingkat 4: (d_{sh} = 160 mm; L_4= 38 mm)

$$\theta_4 = \frac{T.L_4}{J_4.G}$$

$$\theta_4 = \frac{2.447.098.771\ \text{kg.mm} \times 38\ \text{mm}}{64.307.200\ \text{mm}^4 \times 8157{,}728\ \text{kg/mm}^2}$$

$$\theta_4 = {}^{0{,}00018\ \text{rad}}/_{38\ \text{mm poros}}$$

$$\theta_4 = {}^{0{,}01^\circ}/_{38\ \text{mm poros}}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

5. Untuk Poros tingkat 2: (d_{sh} = 145 mm; L_5= 262 mm)

$$\theta_5 = \frac{T.L_5}{J_5.G}$$

$$\theta_5 = \frac{2.447.098.771\ \text{kg.mm} \times 262\ \text{mm}}{43.376.217{,}58\ \text{mm}^4 \times 8157{,}728\ \text{kg/mm}^2}$$

$$\theta_5 = {}^{0{,}0018\ \text{rad}}/_{262\ \text{mm poros}}$$

$$\theta_5 = {}^{0{,}1^\circ}/_{262\ \text{mm poros}}$$

Jadi, defleksi putir totalnya per meter panjang poros adalah:

$$\theta_{total} = \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5$$

$$\theta_{total} = (0{,}17 + 0{,}018 + 0{,}1 + 0{,}01 + 0{,}1)\ {}^{\circ}/_{1400\ \text{mm poros}}$$

$$\theta_{total} = 0{,}398\ {}^{\circ}/_{1400\ \text{mm poros}}$$

$$\boldsymbol{\theta_{total} = 0{,}284\ {}^{\circ}/_{\text{meter poros}}}$$

Defleksi puntiran yang diijinkan adalah 0,25° - 0,3° per meter poros (Sularso, 1994), jadi poros relatif aman terhadap defleksi puntir karena defleksi puntir yang terjadi masih dalam batas yang diizinkan.

9.6. Pemeriksaan Poros terhadap Defleksi Lengkungan

Defleksi lengkungan yang terjadi pada poros disebabkan oleh berat *runner* dan gaya radial yang pada *runner* itu sendiri. Pada kasus ini poros dianggap sebagai batang kantilever sehingga akan didapatkan persamaan: (Setiawan, 2005)

$$y_{max} = \frac{(W_R + F_{rd}).L_{sh,1}{}^3}{3.E.I} \qquad (9.11)$$

Dengan :

$(W_R + F_{rd})$ = gaya akibat berat *runner* dan gaya radial (kg)

I = momen inersia poros (mm^4)

E = modulus elastisitas poros (kg/mm^2)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Poros dibuat dari bahan baja AISI 4340 dengan modulus elastisitas E = 20.904,18 kg/mm^2. Sehingga momen inersia poros dapat dihitung dengan rumus: (Setiawan, 2005)

$$I = \frac{1}{2}.J_1 \qquad (9.12)$$

$$I = \frac{1}{2}.43.376.217{,}58\ mm^4$$

$$I = 21.688.108{,}79\ \text{mm}^4$$

Berat *runner* dan gaya radial yang terjadi pada poros adalah sebesar $(W_R + F_{rd}) = 548{,}81\text{kg}$, untuk panjang poros ($L_{sh}$) yang digunakan adalah panjang poros pada ruas 1 yaitu sebesar 350 mm, karena berat *runner* dan gaya radial yang terjadi pada ujung poros ditahan oleh sebuah bantalan yang berjarak 350 mm dari *runner*. Sehingga besarnya defleksi maksimum yang terjadi pada poros adalah sebesar :

$$y_{max} = \frac{(W_R + F_{rd}).{L_{sh,1}}^3}{3.E.I}$$

$$y_{max} = \frac{548{,}81\ \text{kg} \times (433\ \text{mm})^3}{3 \times 20.904{,}18\ \text{kg/mm}^2 \times 21.688.108{,}79\ \text{mm}^4}$$

$$y_{max} = \frac{4{,}45 \times 10^{10}\text{kg.mm}^3}{1{,}36 \times 10^{12}\text{kg.mm}^2}$$

$$\mathbf{y_{max} = 0{,}0327\ mm}$$

Defleksi maksimum yang diizinkan dibatasi 0,03 – 0,15 mm / meter poros (Sularso, 1994), sedangkan defleksi yang terjadi adalah 0,0327 mm sehingga poros aman terhadap defleksi lengkungan.

9.7. Pemeriksaan Poros terhadap Pertambahan Panjang (Deformasi Plastis)

Poros akan mengalami tegangan tarik akibat gaya aksial aliran air. Besarnya gaya aksial aliran sebesar 17.415,92 kg cukup signifikan pengaruhnya terhadap kekuatan poros itu sendiri. Oleh karena itu perlu dilakukan perhitungan

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

untuk memperkirakan seberapa besar pertambahan panjang atau deformasi yang dialami poros saat beroperasi. Berikut ini adalah perhitungannya:

Material poros : AISI 4340

σ_{yp} (Tegangan Luluh) : 710 Mpa = 72,38 kg/mm^2

σ_{ul} (Tegangan Patah) : 1110 Mpa = 113,15 kg/mm^2

E (Modulus elastisitas) : 205 Gpa = 20.904,18 kg/mm^2

Besarnya tegangan tarik yang dialami poros dengan diameter 145 mm adalah sebesar:

$$\sigma = \frac{F_{ak}}{\frac{\pi}{4} \times D_{sh}{}^2} \tag{9.13}$$

$$\sigma = \frac{17.415{,}92 \text{ kg}}{\frac{\pi}{4} \times (145 \text{ mm})^2}$$

$$\boldsymbol{\sigma = 1{,}055 \text{ kg/mm}^2}$$

$$\boldsymbol{\therefore \sigma = 1{,}055 \text{ kg/mm}^2 \ll \sigma_{yp} = 72{,}38 \text{ kg/mm}^2}$$

Jadi, dapat disimpulkan bahwa material poros AISI 4340 sangat aman terhadap beban aksial, karena tegangn tarik yang dialami poros masih sangat jauh dari tegangan tarik luluh (*yield point*) bahkan tegangan tarik patahnya (*ultimate*). Kemudian besarnya deformasi plastis atau pertambahan panjang yang dialami poros adalah sebesar:

$$\sigma = E \times e \tag{9.14}$$

$$\sigma = E \times \frac{\Delta L}{L_1}$$

$$\Delta L = \frac{\sigma \times L_1}{E}$$

$$\Delta L = \frac{1{,}055 \text{ kg/mm}^2 \times 433 \text{ mm}}{20.904{,}18 \text{ kg/mm}^2}$$

$$\boldsymbol{\Delta L = 0{,}022 \text{ mm}}$$

Pertambahan panjang poros atau deformasi plastis yang dialami poros sebesar 0,022 mm sangatlah kecil dan dinyatakan sangat aman.

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

9.8. Pemeriksaan Poros terhadap Putaran Kritis

Putaran kritis adalah putaran dimana frekuensi putar poros sama dengan frekuensi alami bahan poros. Ketika putaran turbin dalam hal ini poros sama dengan frekuensi alami bahan poros, maka akan terjadi resonansi. Terjadinya resonansi sangat berbahaya dan harus dihindari, karena pada saat ini terjadi amplitudo maksimum.

Besarnya putaran kritis dapat dihitung dengan rumus : (Setiawan, 2005)

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi}.\sqrt{\frac{g}{y_{max}}} \qquad (9.15)$$

dengan :

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

y_{max} = defleksi maksimum yang terjadi pada poros (m)

maka putaran kritis adalah :

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi}.\sqrt{\frac{9{,}81\ \mathrm{m/s^2}}{0{,}0327\ \mathrm{mm} \times 10^{-3}\mathrm{m}}}$$

$$\mathbf{n_{cr} = 5.233\ rpm}$$

Putaran poros yang aman adalah berada pada 20% - 30% di bawah atau di atas putaran kritisnya (Chruch, 1963). Dalam hal ini poros tidak boleh beroperasi pada putaran 3.663,1 rpm sampai 6.802,9 rpm. Karena putaran poros turbin Francis yang dirancang adalah 1000 rpm, sehingga putaran turbin relatif sangat jauh dari putaran kritisnya. Maka desain putaran turbin poros sebesar 1000 rpm dinyatakan aman secara teknis.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S

Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D

Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

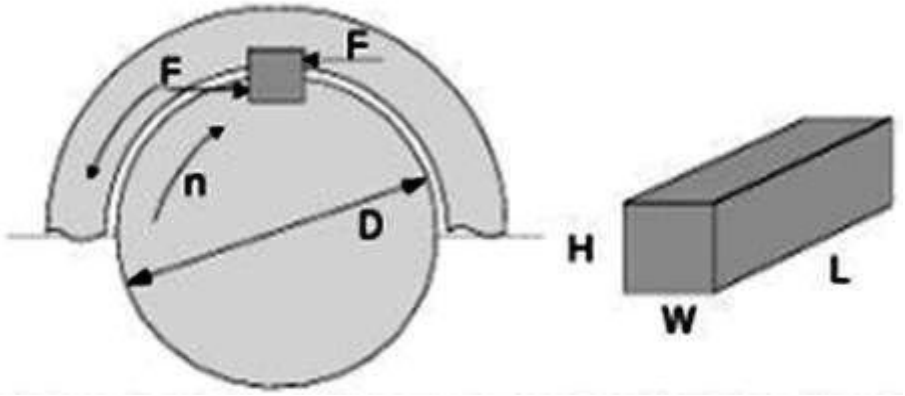
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB X

PERANCANGAN SAMBUNGAN PASAK, *FLANGE* DAN BAUT

10.1. Perencanaan Pasak

Untuk merancang pasak diperlukan beberapa perhitungan yang hampir sama dengan yang dilakukan untuk pengecekan dimensi poros. Gambar 10.1. berikut ini adalah gambar gaya-gaya yang bekerja pada pasak.



Gambar 10.1. Gaya yang Bekerja pada Pasak dan Dimensi pasak

Besarnya gaya F adalah:

$$F = \frac{T}{\left({}^{D_{sh}}/_{2}\right)} \qquad (10.1)$$

$$F = \frac{2.447.098{,}771 \text{ kg.mm}}{\left({}^{145 \text{ mm}}/_{2}\right)}$$

$$F = 33.753{,}1 \text{ kg} = 331.117{,}78 \text{ N}$$

Karena pada perancangan pasak ini digunakan 1 buah pasak, maka besarnya gaya F yang dialami pasak adalah:

$$F_{pasak} = F \qquad (10.2)$$

$$F_{pasak} = 331.117{,}78 \text{ N}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Gaya sebesar inilah yang menimbulkan tegangan geser dan tegangan kompresi pada pasak. Dengan menggunakan pasak tipe *square sunk key*, berdasarkan buku Vijayaraghavan, G.K., *Design of Machine Elements*, untuk diameter poros 160 mm maka pasak yang digunakan memiliki dimensi:

Lebar dan tinggi pasak:

$$W = H = \frac{Dsh}{4} \tag{10.3}$$

$$W = H = \frac{145\ mm}{4}$$

$$\mathbf{W = H = 36,25\ mm}$$

Panjang pasak:

$$L_p = 1{,}5 \times D_{sh} \tag{10.4}$$

$$L_p = 1{,}5 \times 145\ mm$$

$$L_p = 217{,}5\ mm \approx 220\ mm$$

Panjang pasak (L_p) sebesar $1{,}5D_{sh}$ atau 220 mm ini menjadi perkiraan awal dimensi panjang pasak. Perlu dilakukan pemeriksaan-pemeriksaan mengenai sisi keamanan pasak pada saat beroperasi. Berikut ini adalah perhitungan-perhitungan untuk memeriksa kekuatan poros terhadap tegangan geser maupun tegangan kompresi:

10.1.1. Tinjauan pasak terhadap tegangan geser

Tegangan geser yang terjadi pada pasak adalah:

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{W \times L_p} \tag{10.5}$$

Sehingga syarat pasak dikatakan aman terhadap tegangan geser adalah :

$$\tau_{s,i} = \frac{\sigma_{yp}}{2 \times sf} \tag{10.6}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$\tau_{s,i} = \frac{285 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{2 \times 3}$$

$$\tau_{s,i} = 50{,}9 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Untuk material yang digunakan adalah *AISI 1006 cold drawn bar* dengan σ_{yp} = 285 Mpa. Dipilihnya material ini karena dalam perancangan elemen mesin material pasak harus memiliki σ_{yp} yang lebih rendah dibandingkan dengan material poros. Begitu juga dengan kekerasannya harus lebih rendah dibandingkan kekerasan bahan poros.

$$L_p \geq \frac{F}{\tau_{s,i} \times W} \qquad (10.7)$$

$$L_p \geq \frac{331.117{,}78\ N}{50{,}9 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0{,}03625\ m}$$

$$\mathbf{L_p \geq 0{,}179\ m}$$

Berdasarkan tinjauan pasak terhadap tegangan geser, panjang pasak minimal yang digunakan adalah 17,9 cm.

10.1.2. Tinjauan pasak terhadap tegangan kompresi

Tegangan kompresi yang terjadi pada pasak adalah :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{H/_2 \times L_p} \qquad (10.8)$$

Dengan dimensi pasak yang digunakan sama dengan tinjauan pasak terhadap tegangan geser. Kemudian syarat pasak dikatakan aman terhadap tegangan kompresi adalah :

$$\sigma_{c,i} = \frac{\sigma_{yp}}{sf} \qquad (10.11)$$

$$\sigma_{c,i} = \frac{285 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{3}$$

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$\sigma_{c,i} = 95 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Untuk material yang digunakan adalah *AISI 1006 cold drawn bar*.

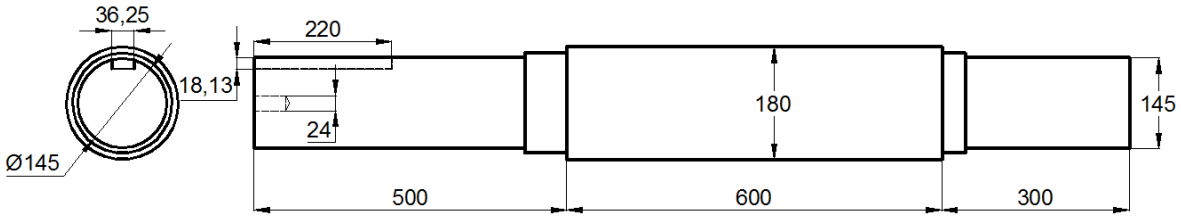
$$L_p \geq \frac{F}{(H/2) \times \sigma_{c,i}} \qquad (10.12)$$

$$L_p \geq \frac{331.117{,}78\ N}{(0{,}03625\ m/2) \times\ 95 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}$$

$$\mathbf{L_p \geq 0{,}0192\ m}$$

Berdasarkan tinjauan pasak terhadap tegangan kompresi, panjang masing-masing pasak minimal yang digunakan adalah 19,2 cm.

Dari perhitungan dimensi pasak yang ditinjau dari tekanan geser dan tegangan kompresi tersebut, maka panjang pasak (L_p) ditentukan sebesar 220 mm = 22 cm sesuai dengan perkiraan awal.



Gambar 10.2. Hasil perancangan sambungan pasak pada poros turbin

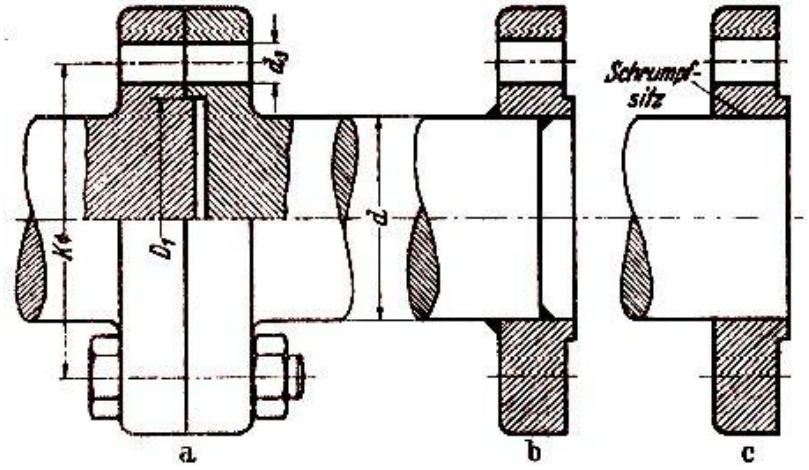
Tabel 10.1. Perhitungan Dimensi Pasak

Dimensi Pasak	**Nilai**
Panjang (*L*)	220 mm
Lebar (*W*)	36,25 mm
Tinggi (*H*)	36,25 mm
Tipe pasak : ***Square Sunk Key***	
Jumlah pasak : **1 buah**	
Material pasak : ***AISI 1006 cold drawn bar***	

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

10.2. Perancangan Sambungan *Flange Coupling*

Untuk menghubungkan atau menyambung poros *runner* dengan poros generator dibutuhkan unit kopling dengan sambungan baut tetap, pada perancangan ini digunakan kopling tetap bertipe *flange*. Berikut ini adalah perhitungan dan analisis dimensinya:



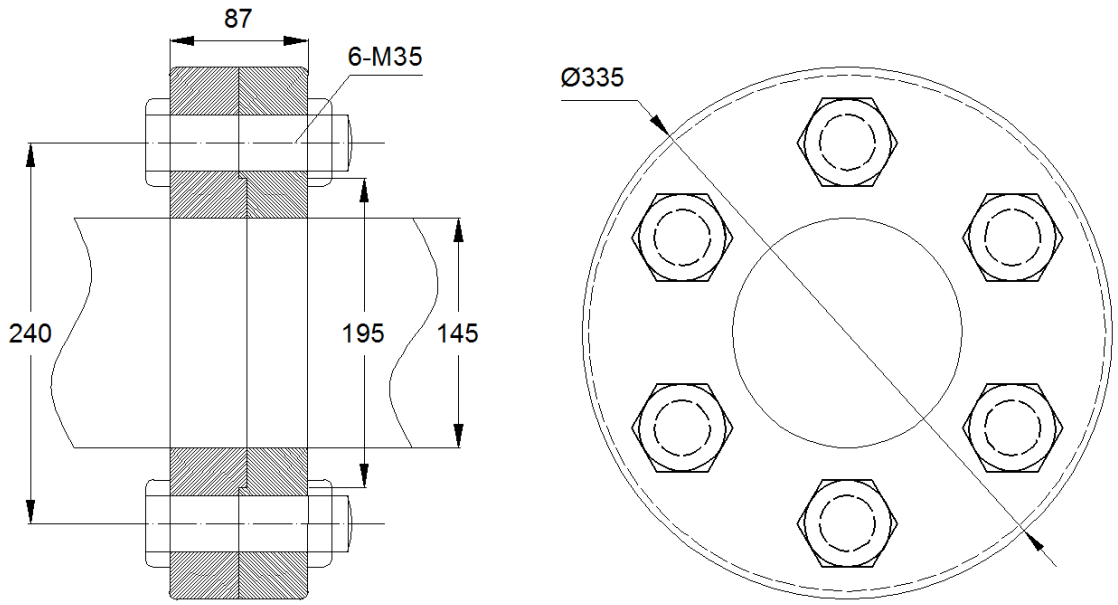
Gambar 10.3. *Flange coupling*. (a) *forged flange shaft end* (DIN 760); (b) *welded flanged*; (c) *shrink fitted flange*. Schrumpfsitz: press fit.(Niemann, 1977)

Tabel 10.2. Dimensi *forged flange shaft end* menurut DIN 760 (in mm). (Niemann, 1977)

Shaft Diameter, d	90	110	130	150	170	190	210
Diameter, D_1	125	150	150	195	195	240	240
Bolt circle diameter, K_b	160	190	215	240	265	290	315
Bolt hole diameter, d_3	22	25	32	35	40	40	45
No. of bolts	6	6	6	6	8	8	8

Diameter poros telah ditentukan sebesar 145 mm, maka dipilihlah dimensi *flange* sesuai standard DIN 760 yang paling mendekati, yaitu dimensi *flange* untuk diameter poros sebesar 150 mm. Dimensi dari lebar *flange* dapat didekati dengan perbandingan $0{,}6D_{sh}$ = 0,6 x 145 mm = 87 mm. (Setiawan, 2005)

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/



Gambar 10.4. Dimensi-dimensi *flange coupling* hasil perancangan.

10.2.1. Pemeriksaan Kekuatan *Flange Coupling*

Desain *flange coupling* ini harus diperiksa kekuatannya terhadap tegangan geser yang diakibatkan oleh momen puntir. Besarnya tegangan geser dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini: (Setiawan, 2005)

$$\tau_{flens} = \frac{2T}{\pi D^2 F} \qquad (10.13)$$

Dimana D adalah diameter pada *flange* yang diperkirakan mengalami tegangan geser maksimum, yaitu D_1 = 195 mm, sesuai dengan tabel 10.2. diatas. Kemudian nilai F dapat didekati senilai dengan $0{,}3D_{sh}$ = 0,3 x 145 mm = 43,5 mm. Besarnya torsi yang dialami *flange* sama dengan torsi poros yaitu sebesar 2.447.098,771 kg.mm. sehingga besarnya tegangan geser yang dialami *flange* adalah sebesar:

$$\tau_{flens} = \frac{2T}{\pi D^2 F}$$

$$\tau_{flens} = \frac{2 \times 2.447.098{,}771 \text{ kg.mm}}{\pi \times (195 \text{ mm})^2 \times 43{,}5 \text{ mm}}$$

$$\tau_{flens} = 0{,}94 \text{ kg/mm}^2$$

$$\boldsymbol{\tau_{flens} = 0,94 \text{ kg/mm}^2 \leq \tau_{i,\ AISI\ 4340} = 6,286 \text{ kg/mm}^2}$$

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Material *flange* yang digunakan sama dengan material poros turbin yaitu baja AISI 4340, dengan tegangan geser ijin sebesar 6,286 kg/mm^2. Sehingga, dapat disimpulkan bahwa tegangan geser maksimum yang terjadi pada *flange* lebih kecil dari tegangan geser ijin *flange*, maka *flange coupling* dapat dinyatakan sangat aman terhadap tegangan geser.

10.2.2. Pemeriksaan Kekuatan Baut Pengencang *Flange*

Pada perancangan *flange coupling* ini digunakan 6 buah baut M-35 sebagai baut pengencang (*tightened bolts*) antara *flange* pada poros *runner* dengan *flange* pada poros generator. Berdasarkan sumber referensi pada http://www.fastenersolutions.com/images/astm.pdf (dapat dilihat pada halaman lampiran), spesifikasi bautnya adalah:

Grade mark : B5
Standard : ASTM A193
Material : AISI 501
Ukuran : 0,25" – 4" (M6 – M100)
Yield strength : 80.000 psi x 7,031 x 10^{-4} = 56,25 kg/mm^2
Ultimate strength : 100.000 psi x 7,031 x 10^{-4} = 70,31 kg/mm^2

Kemudian besarnya tegangan geser yang diijinkan untuk spesifikasi baut diatas dapat diperhitungkan dengan formula berikut ini:

$$\tau_i = \frac{\sigma_{ijin}}{sf_1 \times sf_2} \qquad (10.14)$$

Dimana,

Sf_1 = faktor keamanan untuk kelelahan puntir, diambil nilai 6 (standard maksimum).

Sf_2 = faktor keamanan untuk konsentrasi tegangan (untuk alur ulir), diambil nilai 3.

Pada buku Sularso, sesuai dengan standard ASME diambil nilai faktor keamanan yang maksimum untuk menjamin perancangan poros turbin yang lebih aman. Maka, besarnya nilai tegangan geser baut yang diijinkan adalah:

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$\tau_i = \frac{70{,}31\ \text{kg/mm}^2}{6 \times 3}$$

$$\tau_i = 3{,}9\ \text{kg/mm}^2$$

Berikut ini adalah perhitungan dan analisis kekuatan baut terhadap tegangan geser akibat putaran poros turbin: (Sularso, 1994)

$$\tau_{bolt} = \frac{8T}{\pi d^2 n_e D} \qquad (10.15)$$

Dimana, τ_{bolt} : Tegangan geser yang dialami baut (kg/mm^2)

T : Torsi poros turbin (kg.mm) = 2.447.098,771 kg.mm

d : diameter baut (mm) = M-35 = 35 mm

n_e : jumlah baut efektif (100%) = 6 baut

D : diameter posisi baut (mm) = 240 mm

Sehingga, tegangan geser yang dialami baut adalah:

$$\tau_{bolt} = \frac{8 \times 2.447.098{,}771\ \text{kg.mm}}{\pi \times (35\ \text{mm})^2 \times 6 \times 240\ \text{mm}}$$

$$\tau_{bolt} = 3{,}53\ \text{kg/mm}^2$$

$$\therefore \boldsymbol{\tau_{bolt} = 3{,}53\ \text{kg/mm}^2 \leq \tau_i = 3{,}9\ \text{kg/mm}^2}$$

Karena teangan geser yang dialami baut lebih kecil daripada tegangan geser ijin material bautnya, maka baut M-35 dengan spesifikasi ASTM A193, Grade B5 dengan material AISI 501 dinyatakan aman terhadap tegangan geser.

10.3. Perancangan Baut Pengunci *Runner*

Baut pengunci *runner* dibutuhkan untuk menghindari kemungkinan terlepasnya *runner* dari poros, pada saat turbin berputar, akibat besarnya gaya aksial yang dialami *runner*. Gaya aksial ini antara lain disebabkan oleh perubahan momentum serta perbedaan tekanan aliran air yang terjadi didalam *runner*. Pada perancangan baut pengunci *runner* ini digunakan 1 buah baut sebagai baut pengunci (*locked bolts*) *runner* dengan poros turbin. Berdasarkan sumber referensi

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

pada http://www.fastenersolutions.com/images/astm.pdf (dapat dilihat pada halaman lampiran), spesifikasi baut yang digunakan adalah:

Grade mark	: L43
Standard	: ASTM A320 Grade L43
Fastener	: *Bolts, Screws, Studs for Low-Temperature Service*
Material	: AISI 4340
Ukuran	: 0,25" – 4" (M6 – M100)
Yield strength	: 105.000 psi x 7,031 x 10^{-4} = 73,83 kg/mm^2
Ultimate strength	: 125.000 psi x 7,031 x 10^{-4} = 87,89 kg/mm^2

Digunakan bahan baut pengunci *runner* yang sama dengan bahan poros turbin yaitu AISI 4340 agar kekuatan material dan sifat mekanisnya relatif sama, sehingga baut pengunci *runner* dapat menjadi satu kesatuan yang sama kuatnya dengan poros turbin. Baut pengunci *runner* akan menderita gaya aksial yang disebabkan oleh perubahan momentum aliran air serta perubahan tekanan sisi masuk dan keluar *runner*, besarnya gaya aksial yang dialami baut pengunci *runner* tersebut adalah sebesar 17.415,92 kg (perhitungan pada BAB V). Oleh sebab itu, dimensi dan material baut pengunci *runner* harus cukup kuat dan aman menahan tegangan tarik yang disebabkan oleh gaya aksial tersebut.

Diameter baut pengunci *runner* yang tahan dan aman terhadap gaya aksial dapat dicari menggunakan persamaan dibawah ini:

$$\sigma_{ultimate} \geq \frac{F_{aksial}}{\frac{\pi}{4} \times d_{bolt}{}^2} \qquad (10.16)$$

$$d_{bolt} \geq \sqrt{\frac{17.415{,}92 \text{ kg}}{\frac{\pi}{4} \times 87{,}89 \text{ kg/mm}^2}}$$

$$d_{bolt} \geq 15{,}889 \text{ mm}$$

Diameter baut pengunci *runner* minimal yang dibutuhkan berdasarkan perhitungan diatas adalah 15,889 mm, namun demikian pada perancangan ini perlu dipertimbangkan faktor keamanan serta gaya-gaya lain yang mungkin

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

bekerja pada baut pengunci ketika *runner* berputar, dengan demikian maka digunakanlah faktor keamanan (*Safety Factor*) sebesar 1,5. Sehingga $d_{bolt} = 1{,}5 \times 15{,}889 = 23{,}83$ mm, maka dipilihlah baut dengan spesifikasi M-24.

10.4. Perancangan *Flange* dan Baut-Baut Penyambung *Draft Tube*.

Komponen turbin seperti *draft tube* memerlukan komponen-komponen penyambung seperti *flange* beserta baut-bautnya untuk dapat tersambung langsung dengan *spiral casing* maupun bagian-bagian *draft tube* yang lain. *Draft tube* dibuat sedemikian rupa untuk mempermudah proses manufaktur, *shipping* dan instalasinya, oleh karena alasan tersebut *draft tube* dibuat menjadi beberapa bagian partisi.

Dalam perancangan ini *draft tube* dibagi menjadi 4 seksi yaitu seksi *diffuser*, seksi *elbow* dan 2 seksi *conical*, yang dapat dilihat pada gambar 8.7. Dimungkinkan pula setiap seksi *draft tube* dalam proses manufakturnya dibagi lagi menjadi beberapa potongan yang kemudian dibentuk dan disambung dengan cara di-las, sehingga membentuk profil *draft tube* yang sesuai dengan gambar 8.7. Pada keseluruhan sela-sela atau *space* diantara dua *flange* dipasang pula *rubber seal* untuk mencegah terjadinya kebocoran pada persambungan-persambungan *flange draft tube* tersebut.

Semua baut yang digunakan pada seluruh *flange* bagian ini adalah baut M-24 dan M-16 berspesifikasi sebagai berikut:

Standard	:SAE J429 Grade 1
Fastener	: *Bolts, Screws, Studs*
Material	: *Low or Medium Carbon Steel*
Ukuran	: 0,25” – 1,5” (M6 – M38)
Yield strength	: 36.000 psi x 7,031 x 10^{-4} = 25,31 kg/mm^2
Ultimate strength	: 60.000 psi x 7,031 x 10^{-4} = 42,2 kg/mm^2

Dipilih material dan spesifikasi baut yang memiliki kekuatan lebih rendah daripada material *flange spiral casing* dan *draft tube* yaitu ASTM A284 grade C (42,3 kg/mm^2) agar ketika terjadi kegagalan sambungan akibat faktor usia, beban

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

berlebih, *fatigue* ataupun kerusakan sambungan secara mendadak, maka baut-baut penyambung *flange* inilah yang akan mengalami kerusakan atau mengalami deformasi terlebih dahulu, sehingga terjadinya kegagalan atau kerusakan pada sambungan dapat terdeteksi dan diantisipasi dengan cepat.

Berikut ini adalah perhitungan dimensi dan analisa kekuatan *flange* beserta baut-baut penyambung *draft tube*-nya:

10.4.1. *Flange* dan Baut Penyambung *Draft Tube* dengan *Spiral Casing.*

Flange yang digunakan dalam perancangan ini menggunakan material yang sama dengan *draft tube* yaitu ASTM A284 grade C, namun dengan ketebalan yang berbeda, yaitu 25 mm. *Flange* pada *draft tube* ini disambung dengan *flange spiral casing* dengan menggunakan 8 buah baut M-24 SAE J429 Grade 1.

Baut-baut pada *flange* ini akan menderita tegangan tarik yang diakibatkan oleh gaya aksial aliran air yang melewati *draft tube* bagian ini. Tegangan tarik yang dialami baut tersebut adalah:

$$\sigma_{bolt} = \frac{\frac{F_{aksial}}{n_e}}{\frac{\pi}{4} \times {d_{bolt}}^2} \qquad (10.17)$$

$$\sigma_{bolt} = \frac{\frac{17.415{,}92 \text{ kg}}{8}}{\frac{\pi}{4} \times (24)^2 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{bolt} = 4{,}81 \text{ kg/mm}^2$$

$$\therefore \boldsymbol{\sigma_{bolt} = 4,81 \frac{kg}{mm^2} \leq \sigma_{ultimate} = 42,2 \text{ kg/mm}^2}$$

Karena tegangan tarik yang dialami baut lebih kecil daripada tegangan tarik *ultimate* material bautnya, maka baut M-24 SAE J429 Grade 1 dengan material *Low* atau *Medium Carbon Steel* dinyatakan aman terhadap tegangan tarik yang dialami baut penyambung *draft tube* dengan *spiral casing*.

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

10.4.2. *Flange* dan Baut Penyambung bagian *inlet elbow draft tube.*

Flange yang digunakan dalam perancangan ini menggunakan material yang sama dengan *draft tube* yaitu ASTM A284 grade C, namun dengan ketebalan yang berbeda, yaitu 12,5 mm. *Flange* pada *draft tube* ini menyambung bagian *diffuser draft tube* dan *inlet elbow draft tube* dengan menggunakan 16 buah baut M-16 SAE J429 Grade 1.

Baut-baut pada *flange* bagian *inlet elbow draft tube* akan menderita tegangan tarik yang diakibatkan oleh gaya aksial aliran air yang melewati *draft tube* bagian ini. Tegangan tarik yang dialami baut tersebut adalah:

$$\sigma_{\text{bolt ,inlet elbow}} = \frac{\frac{F_{\text{aksial}}}{n_e}}{\frac{\pi}{4}\times d_{\text{bolt}}{}^2} \qquad (10.18)$$

$$\sigma_{\text{bolt ,inlet elbow}} = \frac{\frac{17.415{,}92 \text{ kg}}{16}}{\frac{\pi}{4}\times (16)^2 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{bolt ,inlet elbow}} = 5{,}42 \text{ kg/mm}^2$$

$$\therefore \boldsymbol{\sigma_{\text{bolt,inlet elbow}} = 5{,}42 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{\text{ultimate}} = 42{,}2 \text{ kg/mm}^2}$$

Karena tegangan tarik yang dialami baut lebih kecil daripada tegangan tarik *ultimate* material bautnya, maka baut M-16 SAE J429 Grade 1 dengan material *Low* atau *Medium Carbon Steel* dinyatakan aman terhadap tegangan tarik akibat gaya aksial aliran air yang dialami baut penyambung bagian *inlet elbow draft tube*.

10.4.3. *Flange* dan Baut Penyambung bagian *outlet elbow draft tube* dan *conical draft tube* bagian atas.

Flange yang digunakan dalam perancangan ini menggunakan material yang sama dengan *draft tube* yaitu ASTM A284 grade C, namun dengan ketebalan yang berbeda, yaitu 12,5 mm. *Flange* pada *draft tube* ini menyambung bagian *outlet elbow draft tube* dan *conical draft tube* bagian atas dengan menggunakan 16 buah baut M-16 SAE J429 Grade 1.

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Untuk baut-baut pada *flange* yang menghubungkan bagian *outlet elbow draft tube* dengan *conical draft tube* bagian atas bawah akan menderita tegangan tarik yang diakibatkan oleh gaya aksial aliran air dan gaya berat dari *conical draft tube* bagian atas dan bawah yang diasumsikan sebesar 200 kg. Sehingga tegangan tarik yang dialami baut-baut pada *flange* yang menghubungkan bagian *outlet elbow draft tube* dengan *conical draft tube* bagian atas adalah:

$$\sigma_{\text{bolt ,elbow } -\text{conical up}} = \frac{\frac{\left(F_{\text{aksial}} + W_{\text{conical ,all}}\right)}{n_e}}{\frac{\pi}{4}\times {d_{\text{bolt}}}^2} \qquad (10.19)$$

$$\sigma_{\text{bolt ,elbow } -\text{conical up}} = \frac{\frac{(17.415{,}92\ \text{kg} + 200\ \text{kg})}{16}}{\frac{\pi}{4}\times (16)^2\ \text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{bolt ,elbow } -\text{conical up}} = 5{,}47\ \text{kg/mm}^2$$

$$\therefore \boldsymbol{\sigma_{\text{bolt,elbow}-\text{conical up}} = 5{,}47\,\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{\text{ultimate}} = 42{,}2\ \text{kg/mm}^2}$$

Karena tegangan tarik yang dialami baut lebih kecil daripada tegangan tarik *ultimate* material bautnya, maka baut M-16SAE J429 Grade 1 dengan material *Low* atau *Medium Carbon Steel* dinyatakan aman terhadap tegangan tarik akibat gaya aksial aliran air serta berat seluruh *conical draft tube* yang dialami oleh baut penyambung bagian *outlet elbow draft tube* dan *conical draft tube* bagian atas.

10.4.4. *Flange* dan Baut Penyambung bagian *conical draft tube* bagian atas dengan *conical draft tube* bagian bawah.

Flange yang digunakan dalam perancangan ini menggunakan material yang sama dengan *draft tube* yaitu ASTM A284 grade C, namun dengan ketebalan yang berbeda, yaitu 12,5 mm. *Flange* pada *draft tube* ini menyambung bagian *conical draft tube* bagian atas dengan *conical draft tube* bagian bawah dengan menggunakan 16 buah baut M-16 SAE J429 Grade 1.

Baut-baut pada *flange* yang menghubungkan bagian *conical draft tube* bagian atas dengan *conical draft tube* bagian bawah akan menderita tegangan tarik

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

yang diakibatkan oleh gaya aksial aliran air dan gaya berat dari *conical draft tube* bagian bawah yang diasumsikan sebesar 100 kg. Tegangan tarik yang dialami baut-baut pada *flange* yang menghubungkan *conical draft tube* bagian atas dengan *conical draft tube* bagian bawah adalah:

$$\sigma_{\text{bolt ,elbow } -\text{conical down}} = \frac{\frac{\left(F_{\text{aksial}} + W_{\text{conical ,down}}\right)}{n_e}}{\frac{\pi}{4}\times {d_{\text{bolt}}}^2} \qquad (10.20)$$

$$\sigma_{\text{bolt ,elbow } -\text{conical down}} = \frac{\frac{(17.415{,}92\text{ kg} + 100\text{ kg})}{16}}{\frac{\pi}{4}\times (16)^2\text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{bolt ,elbow } -\text{conical down}} = 5{,}45\text{ kg/mm}^2$$

$$\therefore \boldsymbol{\sigma_{\text{bolt,elbow}-\text{conical up}} = 5{,}45\,\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{\text{ultimate}} = 42{,}2\text{ kg/mm}^2}$$

Karena tegangan tarik yang dialami baut lebih kecil daripada tegangan tarik *ultimate* material bautnya, maka baut M-16 SAE J429 Grade 1 dengan material *Low* atau *Medium Carbon Steel* dinyatakan aman terhadap tegangan tarik akibat gaya aksial aliran air serta berat *conical draft tube* bagian bawah yang dialami oleh baut penyambung bagian *conical draft tube* bagian atas dengan *conical draft tube* bagian bawah.

Walaupun tegangan tarik yang dialami oleh ke-16 bautpada *flange* bagian *inlet elbow draft tube*, *conical draft tube* bagian atas dan *conical draft tube* bagian bawah jauh lebih kecil daripada tegangan tarik *ultimate* material bautnya, namun tetap digunakan 16 buah baut pada *flange* bagian-bagian ini. Banyaknya baut-baut yang terpasang dimaksudkan untuk mencegah kemungkinan terjadinya kebocoran pada seluruh persambungan *flange* pada *draft tube*.

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

BAB XI
PEMILIHAN BANTALAN

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur (Sularso, 1994). Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak bekerja secara semestinya. Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

a. Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros:
   - Bantalan luncur: Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.
   - Bantalan gelinding: Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat.

b. Berdasarkan arah beban terhadap poros:
   - Bantalan radial: Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
   - Bantalan aksial: Arah beban bantalan sejajar dengan sumbu poros.
   - Bantalan gelinding khusus: Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

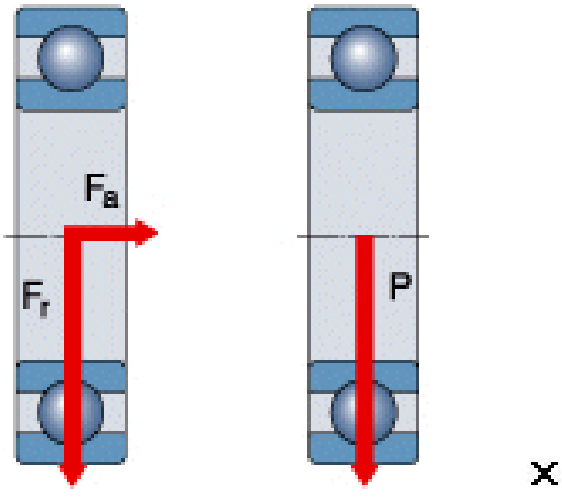
Dalam pemilihan bantalan perlu diketahui terlebih dahulu beban poros dan putaran poros. Bantalan luncur mampu menumpu poros putaran tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah. Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai beroperasi, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar. Pelumasan pada bantalan ini tidak begitu sederhana. Panas yang timbul dari gesekan yang besar, terutama pada beban besar, memerlukan pendinginan khusus. Walaupun demikian, karena

UNIVERSITAS
GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, bantalan gelinding diproduksikan menurut standar dalam berbagai ukuran dan bentuk. Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang sangat rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana, cukup dengan gemuk, bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumasan lagi.

Seperti yang terlihat pada gambar 9.4., dalam perancangan ini digunakan dua jenis bantalan untuk dapat menahan gaya aksial dan radial yang bekerja pada poros turbin. Berikut ini akan dijelaskan pemilihan jenis bantalan beserta perhitungan-perhitungan teknisnya.



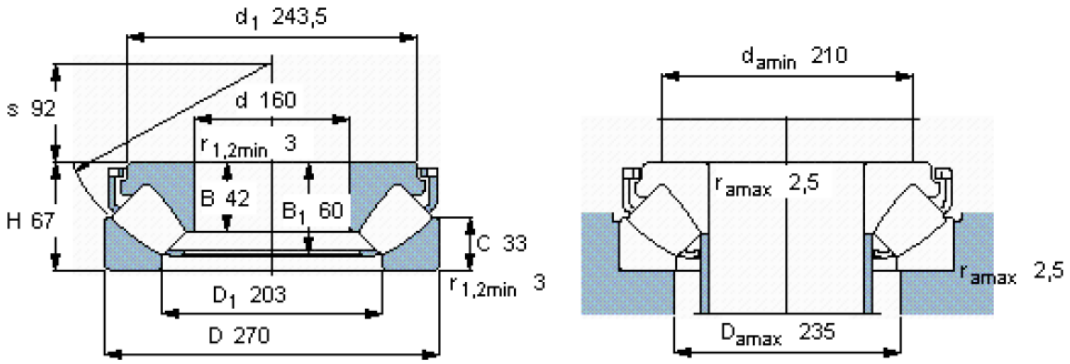
Gambar. 11.1. Gaya Aksial (F_a), Gaya Radial (F_r) dan Beban Dinamis (P) yang Bekerja Pada Bantalan. (www.skf.com)

PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

11.1. Pemilihan dan Perhitungan Bantalan Terdekat Dari *Runner* Turbin.

Seperti terlihat pada gambar 9.8., pada bantalan pertama atau bantalan yang terdekat dari *runner* turbin menderita 2 jenis gaya, yaitu gaya radial sebesar 10,6 kN dan gaya aksial sebesar 170,85 kN. Oleh karena itu, dalam memilih jenis bantalan harus dipilih jenis bantalan yang mampu menahan gaya aksial maupun gaya radial tersebut.

Maka dipilihlah bantalan jenis *Spherical Roller Thrust Bearing* yang mampu mengatasi gaya aksial dan radial. Pemilihan tipe *bearing* ini berdasarkan standard SKF untuk *bearing* dengan diameter poros yang digunakan 160 mm. Dari sumber *website* SKF.com, didapatkan data untuk *Spherical Roller Thrust Bearing* adalah sebagai berikut :



Gambar. 11.2. Dimensi-Dimensi Utama *Spherical Roller Thrust Bearing.* (www.skf.com)

- d (diameter dalam) = 160 mm
- D (diameter luar) = 270 mm
- H (tebal) = 67 mm
- C (konstanta dynamic load) = 1180 kN
- Co (konstanta static load) = 3450 kN
- P_u (fatigue load limit) = 375 kN
- A (minimum load factor) = 1,1

Untuk menjamin bantalan beroperasi dengan aman dan tahan lama, maka perlu dilakukan pemeriksaan kekuatan dan daya tahan bantalan terhadap beban

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

statis dan dinamis. Berikut ini adalah perhitungan utuk memeriksa tingkat keamanan bantalan terhadap beban statis ataupun dinamis:

1. Pemeriksaan Bantalan Terhadap Beban Dinamis.

   Perhitungan beban dinamis yang dialami oleh bantalan dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berikut: (www.skf.com)

$$P = 0{,}88(F_a + 1{,}2F_r) \qquad (11.1)$$

$$P = 0{,}88(170{,}85\ \text{kN} + (1{,}2 \times 10{,}6\ \text{kN}))$$

$$P = 161{,}54\ \text{kN}$$

$$\therefore \mathbf{P = 161{,}54\ kN \leq C = 1180\ kN}$$

   Karena nilai dari $P \leq C$ (konstanta *dynamic load*), maka bantalan jenis *Spherical Roller Thrust Bearing* dinyatakan sangat aman terhadap beban dinamis yang dialami bantalan pada saat turbin beroperasi.

2. Pemeriksaan Bantalan Terhadap Beban Statis.

   Perhitungan beban statis yang dialami oleh bantalan dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berikut: (www.skf.com)

$$P_0 = F_a + 2{,}7F_r \qquad (11.2)$$

$$P_0 = 170{,}85\ \text{kN} + (2{,}7 \times 10{,}6\ \text{kN})$$

$$P_0 = 199{,}47\ \text{kN}$$

$$\therefore \mathbf{P_0 = 199{,}47\ kN \leq C_0 = 3450\ kN}$$

   Karena nilai dari $P \leq C_0$(konstanta *static load*), maka bantalan jenis *Spherical Roller Thrust Bearing* dinyatakan sangat aman terhadap beban statis yang dialami bantalan pada saat turbin beroperasi.

3. Pemeriksaan Bantalan Terhadap Beban Aksial Minimum.

   Agar *bearing* dapat beroperasi dengan baik maka beban yang ditahan oleh *bearing* harus lebih besar daripada *minimum load bearing* yang dapat dihitung dengan persamaan berikut: (www.skf.com)

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

$$F_{a,min} = 1{,}8F_r + A.\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \qquad (11.3)$$

$$F_{a,min} = 1{,}8(10{,}6\ \text{kN}) + 1{,}1\left(\frac{1000\ \text{rpm}}{1000}\right)^2$$

$$\mathbf{F_{a,min} = 20,18\ kN}$$

Dapat disimpulkan bahwa *bearing* ini dapat beroperasi dengan baik karena telah memenuhi persyaratan $\mathbf{F_{a,min} \leq F_{ak} = 170{,}85\ kN}$, dan dalam operasinya *bearing* tidak memerlukan *preload.*

4. Usia Kerja Bantalan.

Untuk mencari jenis dan umur bantalan, digunakanlah perumusan sebagai berikut: (www.skf.com)

$$L_{nm} = a_1.a_{skf}\frac{10^6}{60_n}\left(\frac{C}{P}\right)^p \qquad (11.4)$$

Dimana:

a_1 = 1, untuk *reliability* dari *bearing* 90%

a_{skf} = 0,7

Nilai dari a_{skf} diambil berdasarkan grafik pada buku *general catalogue SKF* atau pada lembar lampiran dibelakang dengan nilai: $\eta_c = (P_u/P) = 3$ (*thrust roller bearing* dengan pelumasan oli) dan $k = \frac{v_{actual}}{v_{rated}}$ = rasio viskositas oli = 1.

C = 1180 kN

P = 161,54 kN, beban dinamis

n = 1000 rpm

p = konstanta umur *bearing* (10/3 untuk *roller bearing*)

$$L_{10m} = 1 \times 3 \times \frac{10^6}{60\ \times\ 1000\ \text{rpm}}\left(\frac{1180\ \text{kN}}{161{,}54\ \text{kN}}\right)^{10/3}$$

$$\mathbf{L_{10m} = 37.813,17\ jam}$$

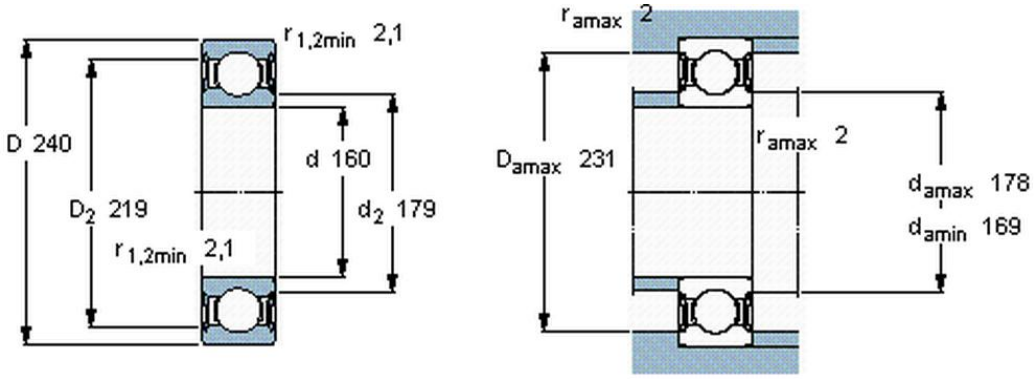
UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Jadi, bantalan akan dapat bertahan selama 37.813,17 jam atau hampir sekitar 4,32 tahun dengan *maintenance* yang baik, kondisi operasi yang ideal, temperatur kerja standard (40°C) serta pelumas yang tepat.

11.2. Pemilihan dan Perhitungan Bantalan Terjauh Dari *Runner* Turbin.

Seperti terlihat pada gambar 9.8., pada bantalan kedua atau bantalan yang terjauh dari *runner* turbin menderita satu jenis gaya, yaitu gaya radial sebesar 2,995 kN. Oleh karena itu, dalam memilih jenis bantalan harus dipilih jenis bantalan yang mampu menahan gaya aksial maupun gaya radial tersebut.

Maka dipilihlah bantalan jenis *Single Row Deep Groove Ball Bearing* yang mampu mengatasi gaya radial dengan baik. Pemilihan tipe *bearing* ini berdasarkan standard SKF untuk *bearing* dengan diameter poros yang digunakan adalah 160 mm. Dari sumber *website* SKF.com, didapatkan data untuk *Single Row Deep Groove Ball Bearing* adalah sebagai berikut :



Gambar. 11.3. Dimensi-Dimensi Utama *Single Row Deep Groove Ball Bearing.* (www.skf.com)

- d (diameter dalam) = 160 mm
- D (diameter luar) = 240 mm
- B (tebal) = 38 mm
- C (konstanta dynamic load) = 143 kN
- Co (konstanta static load) = 143 kN
- P_u (fatigue load limit) = 4,3 kN
- k_r = 0,025
- f_0 = 16

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Untuk menjamin bantalan beroperasi dengan aman dan tahan lama, maka perlu dilakukan pemeriksaan kekuatan dan daya tahan bantalan terhadap beban statis dan dinamis. Berikut ini adalah perhitungan utuk memeriksa tingkat keamanan bantalan terhadap beban statis ataupun dinamis:

1. Pemeriksaan Bantalan Terhadap Beban Dinamis.

   Perhitungan beban dinamis yang dialami oleh bantalan dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berikut: (www.skf.com)

$$P = F_r \tag{11.5}$$

$$P = 2{,}995 \text{ kN}$$

$$\therefore \mathbf{P = 2{,}995\ kN \leq C = 143\ kN}$$

   Karena nilai dari $P \leq C$ (konstanta *dynamic load*), maka bantalan jenis *Single Row Deep Groove Ball Bearing* dinyatakan sangat aman terhadap beban dinamis yang dialami bantalan pada saat turbin beroperasi.

2. Pemeriksaan Bantalan Terhadap Beban Statis.

   Menurut *manual book* yang ada pada website SKF.com diberikan persyaratan atau kondisi khusus dalam memperhitungkan beban statis bantalan *Single Row Deep Groove Ball Bearing*. Persyaratan tersebut adalah jika nilai dari $P_0 < F_r$ maka hasil perhitungan beban dari $P_0 = F_r$ yang digunakan.

   Maka dilakukan perhitungan beban statis menggunakan persamaan berikut terlebih dahulu: (www.skf.com)

$$P_0 = (0{,}5.F_a + 0{,}6.F_r) \tag{11.6}$$

$$P_0 = \big((0{,}5 \times 0 \text{ kN}) + (0{,}6 \times 2{,}995 \text{ kN})\big)$$

$$P_0 = 1{,}797 \text{ kN}$$

$$\therefore \mathbf{P_0 = 1{,}797\ kN < F_r = 2{,}995\ kN}$$

   Sesuai dengan persyaratan diatas, maka dalam perhitungan ini nilai P_0 yang digunakan adalah $P_0 = F_r = 2{,}995$ kN

$$\therefore \mathbf{P_0 = 2{,}995\ kN \leq C_0 = 143\ kN}$$

UNIVERSITAS GADJAH MADA
PERANCANGAN TURBIN FRANCIS KAPASITAS 2 MW DENGAN HEAD BERGUNA 143,5 M DAN DEBIT ALIRAN SUNGAI 2,125 M3/S
Wahyu Purwatmo Budi Utomo, Prof. Ir. Samsul Kamal, M.Sc., Ph.D
Universitas Gadjah Mada, 2011 | Diunduh dari http://etd.repository.ugm.ac.id/

Karena nilai dari $P \leq C_0$(konstanta *static load*), maka bantalan jenis *Single Row Deep Groove Ball Bearing* dinyatakan sangat aman terhadap beban statis yang dialami bantalan pada saat turbin beroperasi.

3. Pemeriksaan Bantalan Terhadap Beban Radial Minimum.

Agar *bearing* dapat beroperasi dengan baik maka beban yang ditahan oleh *bearing* harus lebih besar daripada beban radial minimum yang dapat dihitung dengan persamaan berikut: (www.skf.com)

$$F_{r,min} = k_r \times \left(\frac{v.n}{1000}\right)^{\frac{2}{3}} \times \left(\frac{d_m}{100}\right)^2 \qquad (11.7)$$

Dimana,

$F_{r,min}$ = Beban radial minimum (kN)

k_r = *minimum load factor*

v = Viskositas oli pada temperatur kerja (mm^2/s)

n = kecepatan putar (rpm)

d_m = *mean diameter* bantalan = 0,5 (d+D)

= 0,5 (160+240) = 200 mm

Nilai dari Viskositas oli pada temperatur kerja (v) didapatkan berdasarkan grafik "Viskositas Kinematis Pada Tempertur Kerja (40^o)" pada buku *general catalogue SKF* atau pada lembar lampiran dibelakang sebesar 8 mm^2/s. Sehingga nilai dari beban radial minimum sebesar:

$$F_{r,min} = 0{,}025 \times \left(\frac{8\,mm^2/s \times 1000\,rpm}{1000}\right)^{\frac{2}{3}} \times \left(\frac{200\,mm}{100}\right)^2$$

$$\mathbf{F_{r,min} = 0,4\ kN}$$