

PANDUAN PRAKTIKUM TURBIN PELTON

TEKNIK MESIN FT UMM



Disusun oleh:
Ir. Sudarman, MT
Ir. Herry Suprianto, MT
Khusnul Hadi, ST

NOVEMBER 8, 2021
LABORATORIUM KONVERSI ENERGI
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH MALANG

PANDUAN PRAKTIKUM

DAFTAR ISI

PENGESAHAN	Error! Bookmark not defined.
DAFTAR ISI.....	iii
DAFTAR NOTASI DAN SATUAN	iv
I. PENDAHULUAN	1
1.1. Tujuan	1
1.2. Peraturan	1
II. DASAR TEORI TURBIN PELTON.....	2
2.1. Turbin Pelton.....	2
2.2. Debit /discharge.....	2
2.3. Tinggi Jatuh /Head.....	5
2.4. Daya Air (water horsepower).....	5
2.4. Daya Poros	6
2.6. Nosel/pipa pancar	7
2.7. Efisiensi Turbin Pelton.....	7
2.8. Karakteristik Turbin.....	8
2.9. Kurva Karakteristik	9
2.10. Kecepatan spesifik.....	12
III. PROSEDUR PRAKTIKUM	13
3.1. Alat Percobaan.....	13
3.2. Instrumen Display.....	13
3.3. Pengoperasian Alat	14
3.4. Prosedur Percobaan	14
3.5. Lembar Data Percobaan	15
3.6. Tabulasi Hasil Perhitungan	16
REFERENSI	17

DAFTAR NOTASI DAN SATUAN

Simbol	NOTASI	Satuan
A	Luas penampang	m ²
C	konstanta	
D	Diameter Rotor	m
d	Diameter nosel	m
F	Gaya dinamometer	N
g	Percepatan gravitasi	m/s ²
H	Head total	m
h	head	m
N	<i>Speed</i>	rpm
N ₁	Signifikansi <i>Unit Speed</i>	rpm
N _s	<i>Specific Speed</i>	--
Nu	<i>Unit Speed</i>	rpm
O.G	Bukaan Gate / <i>Open Gate</i>	%
P	Power	W
P ₁	Signifikansi <i>Unit Power</i>	W
Pu	<i>Unit Power</i>	W
p	Tekanan Nosel/Head	kg/cm ²
r	Jari-jari pulley	m
Q	Debit	LPM, m ³ /s
Q ₁	Signifikansi <i>Unit Discharge</i>	m ³ /s
Qu	<i>Unit Discharge</i>	m ³ /s.
T	Torsi	kgm, Nm
V ₁	Kecepatan keluar nosel,	m/s
WHP	Daya Air Ideal / <i>Water horsepower</i>	W
z	Elevasi	m
α	Sudut keluar bucket	⁰ (derajat)
η _h	Efisiensi hidraulik	%
η _{h,max}	Efisiensi hidraulik maximum	%
η _m	Efisiensi mekanik	%
η _o	<i>Overall Efficiency</i>	%
ρ	Massa jenis air	kg/m ³
ω	Kecepatan sudut	rad/s
φ	<i>Speed ratio</i>	--

I. PENDAHULUAN

1.1. Tujuan

Tujuan praktikum pengujian turbin Pelton adalah mahasiswa diharapkan:

1. Menguasai metode pengujian Turbin Air Tipe Pelton
2. Mampu menganalisis dan menyajikan data kurva karakteristik turbin pelton
3. Mampu menggunakan data pengujian untuk desain turbin yang memiliki daya yang berbeda.

Capaian Pembelajaran:

- CPL 3: Mampu merancang dan melakukan percobaan, melaksanakan praktek rekayasa, dan menganalisis data
- CPL 4: Mampu menganalisa permasalahan rekayasa yang kompleks
- CPL 8: Mampu bekerja secara mandiri ataupun bekerjasama dalam tim

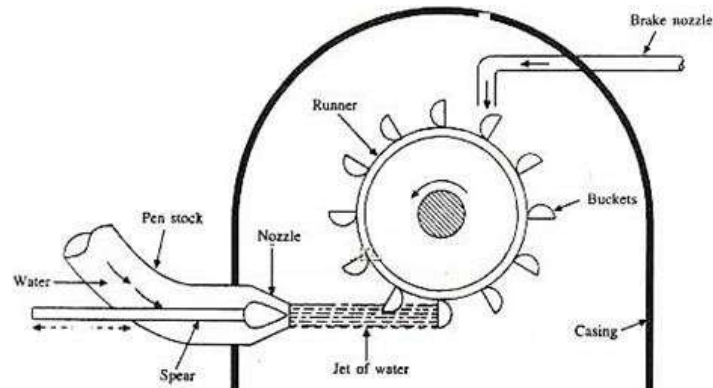
1.2. Peraturan

1. Data percobaan dan tabulasi hasil perhitungan saling tukar dengan kelompok yang ditunjuk instruktur/asisten praktikum.
2. Konsultasi ke pembimbing dilakukan selambat-lambatnya 1 minggu sesudah praktikum dilaksanakan, dan diselesaikan paling lambat 3 minggu sesudah praktikum.
3. Konsultasi bersifat individu.
4. Konsultasi dilakukan pada hari dan jam kerja.
5. Grafik boleh dibuat diatas kertas milimeter block.
6. Dosen pembimbing akan memberi tugas ke masing-masing individu.
7. Penyerahan naskah laporan dan tugas ke Laboratorium selambat-lambatnya 1 minggu sebelum UAS.
8. Penilaian terdiri atas a) Pre-test dan praktikum 50% tergantung aktivitas, b) konsultasi/ asistensi laporan ke pembimbing maksimum 30% (tergantung penguasaan materi/kecepatan menyelesaikan yang ditunjukkan melalui lembar asistensi/log aktivitas), c) tugas khusus maksimum 20%.
9. Penulisan laporan menggunakan sistematika laporan praktikum pengujian mesin.
10. Template penulisan laporan dapat diunduh di web mesin.umm.ac.id.

II. DASAR TEORI TURBIN PELTON

2.1. Turbin Pelton

Turbin Pelton merupakan pengembangan dari turbin impuls yang ditemukan oleh S. N. Knight tahun 1872 dan N. J. Colena tahun 1873 dengan pasang mangkok-mangkok pada roda turbin. Setelah itu turbin impuls dikembangkan oleh orang Amerika Serikat **Lester G. Pelton** (1880) yang melakukan perbaikan dengan penerapan mangkok ganda simetris, punggung membelah membagi jet menjadi dua paruh yang sama yang dibalikkan menyamping.



Gambar 2.1 Turbin Pelton

Turbin pelton digolongkan ke dalam jenis turbin impuls atau tekanan sama. Turbin ini memiliki komponen utama yakni:

1. Nozzle
2. Runner and Buckets
3. Casing, dan
4. Breaking Jet

2.2. Debit /discharge

Laju aliran volume disebut secara umum adalah Debit, atau Discharge yang diukur berapa besar volume air mengalir perdetik dalam saluran baik saluran terbuka maupun tertutup.

Pada dasarnya pengukuran kapasitas aliran atau debit dapat menggunakan persamaan kontinuitas. Jika A (m^2) adalah luas penampang pipa, dan V (m/s) adalah laju kecepatan fluida, maka debit Q (m^3/s) adalah ;

$$Q = V A$$

Kecepatan aliran sangat tergantung dari head yang terjadi, jika factor kecepatan ϕ akibat dari gesekan fluida maka hubungan tersebut adalah;

$$V = \phi \sqrt{2gH}$$

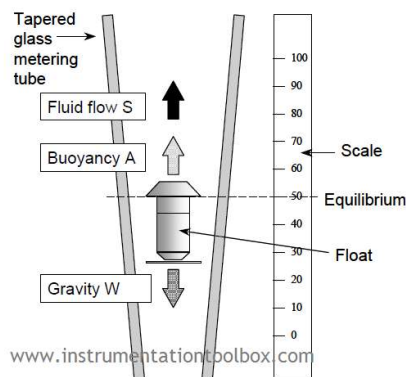
Untuk head dalam satuan tekanan, kg/m^2 dan density air ρ , m^3/s maka

$$V = \varphi \sqrt{2g \frac{p}{\rho g}} = \varphi \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

Sehingga debit dapat ditulis ulang menjadi:

$$Q = \varphi A \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

Rotameter sebagai alat ukur debit aliran dipasang secara vertikal dengan ujung sempit di bagian bawah dan penyadap tabung ke bagian atas yang lebih lebar. Aliran berasal dari bawah dan mendorong pelampung di dalam rotameter hingga titik di mana berat pelampung seimbang dengan gaya yang diberikan oleh aliran. Area annular antara pelampung dan dinding tabung kemudian dihubungkan dengan laju aliran volume.



Gambar 2.2. Skematik rotameter flowmeter

Selama kecepatan fluida secara substansial subsonik ($V < \text{mach } 0,3$), persamaan Bernoulli fluida tidak mampumampat berlaku.

$$\frac{V^2}{2g} + z + \frac{p}{\rho g} = C$$

dengan g adalah konstanta percepatan gravitasi ($9,81 \text{ m / s}^2$ atau $32,2 \text{ ft / s}^2$), V adalah kecepatan fluida, dan z adalah ketinggian di atas datum sembarang. C tetapan konstan di sepanjang aliran mana pun dalam aliran, tetapi bervariasi dari satu aliran ke aliran lainnya. Jika aliran tidak berotasi, maka C memiliki nilai yang sama untuk semua aliran.

Menerapkan persamaan ini ke garis arus yang bergerak ke atas sumbu tabung vertikal memberikan,

$$p_a - p_b = \rho g z_b - \rho g z_a + \frac{1}{2} \rho V_b^2 - \frac{1}{2} \rho V_a^2$$

di mana subskrip a mewakili posisi tepat di bawah pelampung, b adalah titik seimbang pelampung, biasanya bagian atas pelampung, V adalah kecepatan aliran, p adalah tekanan, dan massa jenis. Bentuk yang lebih pendek dari persamaan di atas adalah

$$\Delta p = \rho g h_f + \frac{1}{2} \rho V_b^2 \left[1 - \left(\frac{V_a}{V_b} \right)^2 \right]$$

dimana h_f adalah tinggi pelampung atau jarak dari dasar ke indikator pelampung yang bergantung pada desain pelampung.

Dari kontinuitas, laju aliran volume pada a adalah sama dengan laju aliran volume pada b, yaitu, $Q = V_a A_a = V_b A_b$ yang berarti $\frac{V_a}{V_b} = \frac{A_b}{A_a}$

Oleh karena itu, kecepatan V_b dapat diganti dari persamaan Bernoulli menjadi,

$$\Delta p = \rho g h_f + \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A_b} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{A_b}{A_a} \right)^2 \right]$$

Penurunan tekanan sebagian besar disebabkan oleh berat pelampung

$$\Delta p = \frac{W_{float}}{A_{float}} + \text{gesekan akibat penurunan tekanan} \approx \frac{W_{float}}{A_{float}}$$

$$\Delta p = \frac{W_{float} - B_{float}}{A_{float}} = \frac{V_f(\rho_f - \rho)g}{A_f}$$

di mana subskrip f melambangkan pelampung, V_f adalah volume, A_f adalah luas penampang, dan ρ_f adalah massa jenis pelampung.

Memecahkan laju aliran volumetrik Q, kita punya

$$Q = A_b \sqrt{\frac{2(\Delta p - \rho g h_f)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_b}{A_a} \right)^2 \right]}} = A_b \sqrt{\frac{2g \left(\frac{V_f(\rho_f - \rho)}{A_f} - \rho h_f \right)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_b}{A_a} \right)^2 \right]}}$$

Cairan yang ideal dan tidak pekat akan mengikuti persamaan di atas. Sejumlah kecil energi yang diubah menjadi panas dalam lapisan batas kental cenderung agak menurunkan kecepatan sebenarnya dari fluida nyata. Koefisien debit C biasanya diperkenalkan untuk memperhitungkan viskositas fluida,

$$Q = C A_b \sqrt{\frac{2g \left(\frac{V_f(\rho_f - \rho)}{A_f} - \rho h_f \right)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_b}{A_a} \right)^2 \right]}}$$

C ditentukan bergantung pada Bilangan Reynolds aliran. Untuk desain tertentu, luas penampang $A_a(z)$ dan $A_b(z)$ dari rotameter adalah fungsi dari tinggi z, dan geometri (h_f , A_f , V_f) dan kepadatan (f) pelampung juga diketahui. Jika kerapatan fluida diukur dan pembacaan posisi (z) pelampung di rotameter tersedia, laju aliran volume Q dapat dihitung dari rumus ini:

$$Q = CA_b(z) \sqrt{\frac{2g \left(\frac{V_f(\rho_f - \rho)}{A_f} - \rho h_f \right)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_b(z)}{A_a(z)} \right)^2 \right]}}$$

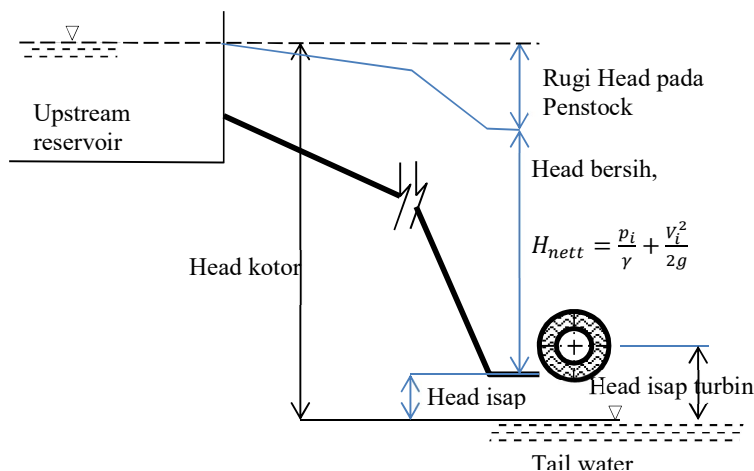
laju aliran massa dapat diperoleh dengan mengkalikan volume Q dengan massa jenis ρ ,
 $Q_{mass} = \rho Q$

Dalam percobaan ini Q dapat langsung diperoleh dalam satuan LPM (liter per menit), untuk perhitungan, maka

$$Q = \frac{q}{60000} \quad \frac{m^3}{s} \quad (1)$$

2.3. Tinggi Jatuh /Head

Head atau tinggi jatuh air diukur pada pipa sebelum masuk nosel, maka head dapat dihitung dengan megkonversikan satuan tekanan menjadi satuan head yakni meter kolom air (m.k.a atau meter saja) atau feet kolom air. Alat ukur yang biasa dipergunakan dalam pengukuran head adalah manometer. Manometer dapat menunjukkan tekanan dalam satuan kolom fluida ukur, tekanan dalam kg/cm^2 .



Gambar 2.3. Definisi Head

Jika tekanan manometer ditunjukkan dalam satuan kg/cm^2 diubah ke kg/m^2 , dimana $1 kg/cm^2 = 1/10.000 kg/m^2$, massa jenis air ρ dalam kg/m^3 , maka Head adalah:

$$H = p \left(\frac{kg}{m^2} \right) \times \frac{1}{\rho} \left(\frac{m^3}{kg} \right) = m \quad (1)$$

2.4. Daya Air (water horsepower)

Daya air adalah daya maksimum ideal yang dapat dibangkitkan oleh ekstraksi air pada turbin;

$$WHP = \rho QH$$

$$WHP = \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) Q \left(\frac{m^3}{s} \right) H(m) = \frac{kgm}{s}$$

1 kW = 102 kgm/s dan $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ maka persamaan dapat disederhanakan menjadi;

$$WHP = 1000 \left(\frac{kg}{m^3} \right) Q \left(\frac{m^3}{s} \right) H(m) \frac{1}{102 \frac{kgm}{s}} = 9,8 QH \text{ (kW)}$$

Atau

$$WHP = \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) g \left(\frac{m}{s^2} \right) Q \left(\frac{m^3}{s} \right) H(m) = \rho gQH \text{ (Watt)}$$

atau

$$WHP = \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) g \left(\frac{m}{s^2} \right) Q \left(\frac{m^3}{s} \right) \frac{p}{\rho} \left(\frac{kg m^3}{kg m^2} \right) = \rho Qp \text{ (Watt)} \quad (2)$$

Dalam praktik perhitungan dilapangan disederhanakan menjadi;

$$WHP = gQH \quad (kW)$$

2.4. Daya Poros

Daya berguna dari sebuah turbin adalah daya keluar yang diberikan oleh poros turbin. Dalam pengujian turbin, daya ini ditangkap menggunakan *brake dynamometer* sehingga daya ini juga disebut sebagai *Brake Horsepower*.

Jika gaya ditangkap oleh lengan pengereman $r = d/2 = 0,02 \text{ m}$, dan gaya yang ditangkap akibat gesekan permukaan antara disk dan tali $F \text{ (N)}$, maka momen torsi T dapat dihitung;

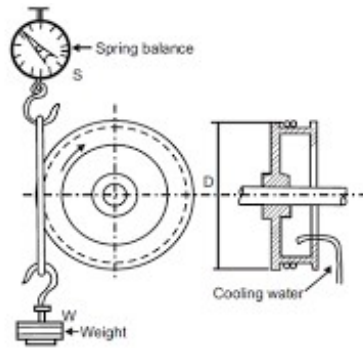
$$T = F r \text{ (Nm)} \quad (3)$$

Kecepatan sudut

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ rad/s} \quad (4)$$

Daya pengereman adalah momen torsi dikalikan dengan kecepatan sudut poros, maka

$$P = T \omega \quad (5)$$



Gambar 2.4. Rope friction dynamometer

Dalam alat percobaan ini, $r = 0,02$ m dan $\omega = 2\pi n/60$ maka

$$P = F N (0,02 \times 2 \times \pi \times 60^{-1}) \frac{Nm}{s}$$

$$P = 0,002093 F N \text{ (Watt)}$$

2.6. Nosel/pipa pancar

Pipa pancar merupakan pipa keluar dari pipa pesat dimana jet air dari pipa pancar akan dibenturkan ke sudu-sudu Pelton sehingga menghasilkan energy putar pada sudu-sudunya.

Jika V_1 adalah kecepatan jet pipa pancar, dan p tekanan sebelum masuk nosel, maka;

$$V_1 = \sqrt{2gH} = \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad \left(\frac{m}{s}\right) \quad (6)$$

Kecepatan keliling sudu

$$u = \frac{\pi D n}{60} \quad \left(\frac{m}{s}\right) \quad (7)$$

Perbandingan kecepatan (*speed ratio*) ϕ dapat ditulis sebagai

$$\Phi = \frac{u}{\sqrt{2gh}} \quad (8)$$

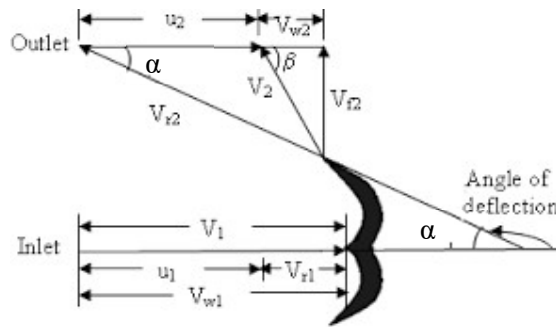
2.7. Efisiensi Turbin Pelton

Efisiensi Turbin terdiri atas efisiensi mekanik, efisiensi hidraulik, dan efisiensi total (*overall efficiency*).

Efisiensi Mekanik adalah perbandingan daya mekanik poros terhadap daya air yang diberikan.

$$\eta = \frac{P}{WHP} \quad (9)$$

Efisiensi Hidraulik adalah perbandingan kerja yang dihasilkan sudu terhadap kerja yang diberikan jet nosel.



Gambar 2.5. Segitiga kecepatan pada bucket Pelton

Jika V_1 adalah kecepatan air keluar nosel, u kecepatan keliling rotor, dan α adalah sudut sisi keluar bucket yang besarnya antara $15-20^\circ$ yakni 180° dikurangi sudut defleksi, maka efisiensi hidraulik adalah:

$$\eta_h = \frac{2u(V_1 - u)(1 + \cos \alpha)}{V_1^2} \quad (10)$$

Dan efisiensi hidraulik maksimum sebesar,

$$\eta_{h.max} = \frac{1 + \cos \alpha}{2} \quad (11)$$

Dari kedua efisiensi diatas, maka jumlah seluruh efisiensi adalah:

$$\eta_o = \eta_m \eta_h \quad (12)$$

Catatan :

1. Efisiensi akan maksimum jika $\cos \alpha = 1$ atau $\alpha = 180^\circ$. Namun secara praktis, semburan (jet) didefleksi hanya 160° hingga 165° . Karena jika semburan (jet) didefleksi 180° , air yang keluar dari 1 bucket akan mengenai bucket di depannya.
2. Secara aktual, telah ditemukan bahwa efisiensi maksimum terjadi jika kecepatan wheel 0,46 kali kecepatan semburan (jet), $u = 0,46 V$

2.8. Karakteristik Turbin

Daya dihasilkan oleh turbin yang bekerja dengan head sebesar 1 meter, disebut sebagai “*unit power*”, P_u .

$$P_u = \frac{P}{H^{\frac{3}{2}}} \quad (13)$$

Unit speed

Kecepatan turbin yang bekerja pada head 1 meter disebut “*unit speed*”.

$$N_u = \frac{N}{\sqrt{H}} \quad (14)$$

Unit discharge atau unit debit adalah debit turbin yang bekerja pada head 1 meter.

$$Q_u = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad (15)$$

Signifikansi *unit power*, *unit speed*, dan *unit discharge* adalah untuk membantu menetapkan kecepatan, daya, dan debit suatu turbin dengan desain yang sama pada ukuran head yang berbeda.

Jika turbin bekerja pada head H, rpm N dan debit Q, kemudian pergunakan pada head H₁, maka turbin akan menghasilkan daya P₁, N₁, dan Q₁, maka;

$$P_1 = P \left(\frac{H_1}{H} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (16)$$

Signifikansi unit speed:

$$N_1 = N \left(\frac{H_1}{H} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

Signifikansi unit discharge:

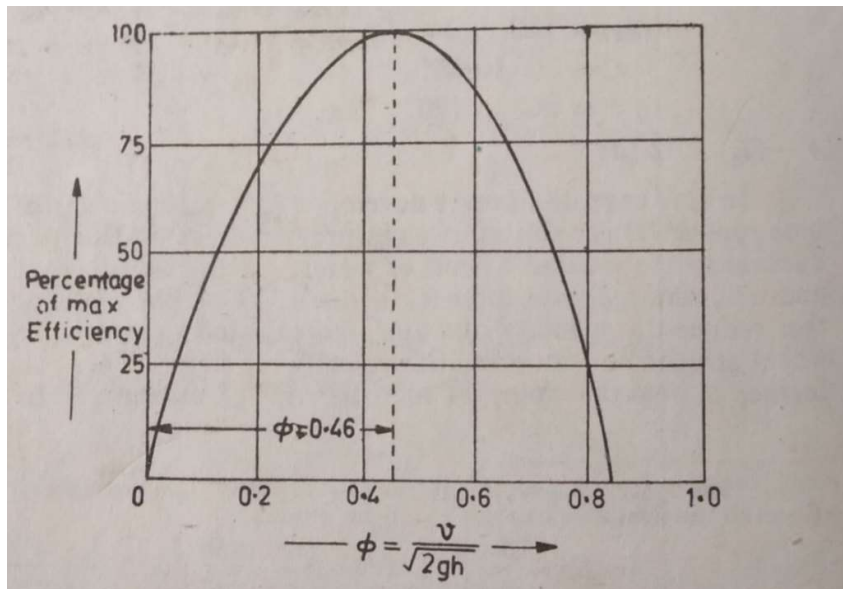
$$Q_1 = Q \left(\frac{H_1}{H} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

2.9. Kurva Karakteristik

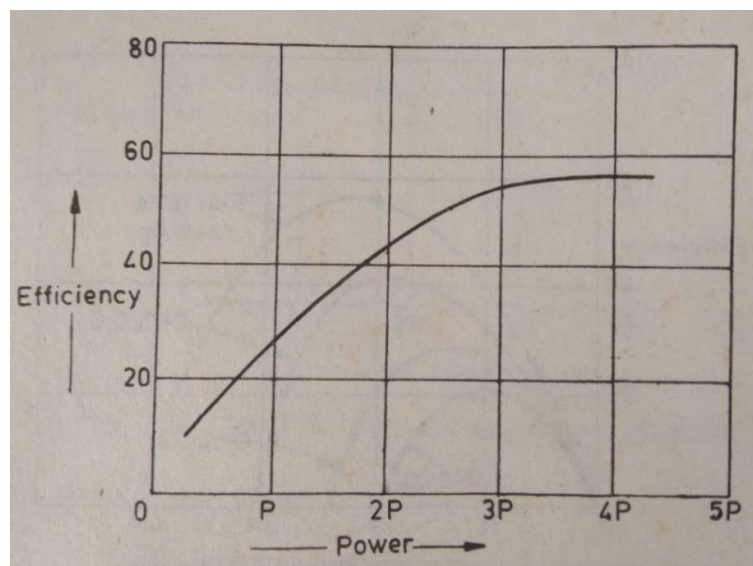
Turbin selalu dirancang dan diproduksi untuk bekerja di bawah serangkaian kondisi tertentu (atau kisaran kondisi terbatas) seperti debit, head of water, kecepatan, daya yang dihasilkan, efisiensi, dll. (Pada kecepatan penuh atau kecepatan satuan). Tetapi turbin mungkin harus digunakan dalam kondisi diluar dari yang telah dirancang. Oleh karena itu adalah penting artinya bahwa mengetahui perilaku turbin yang tepat dalam kondisi bervariasi harus ditentukan sebelumnya. Ini dapat diwakili secara grafis melalui kurva, yang dikenal sebagai kurva karakteristik.

Kurva arakteristik umumnya digambarkan untuk keadaan head konstan atau kecepatan konstan runner turbin. Terkadang kurva ini digambarkan dalam beberapa variasi bukaan gate, gate opening, G.O seperti bukaan penuh, 0,75, 0,5, 0,3 dan sebagainya. Biasanya turbin tanpa beban beroperasi minimum bukaan gate sebesar 30% untuk menjaga kestabilan daya /rpm saat ada permintaan daya.

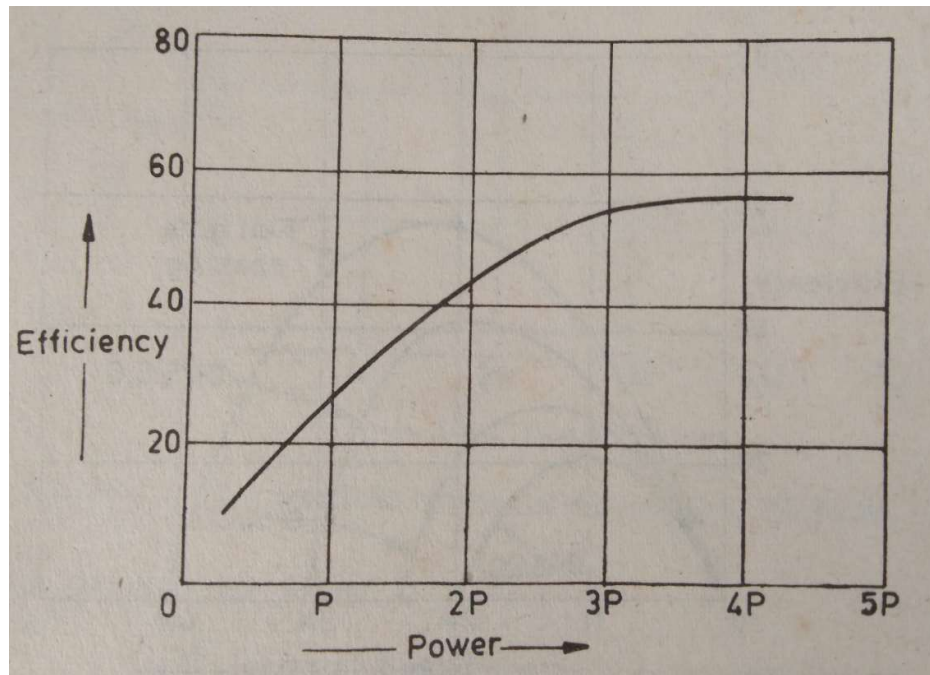
Kurva digambarkan sebagaimana lazimnya penyebutan untuk membuat kurva x (absis) dan y (ordinat) sehingga sebutan pertama pada absis dan sebutan kedua sebagai ordinat.



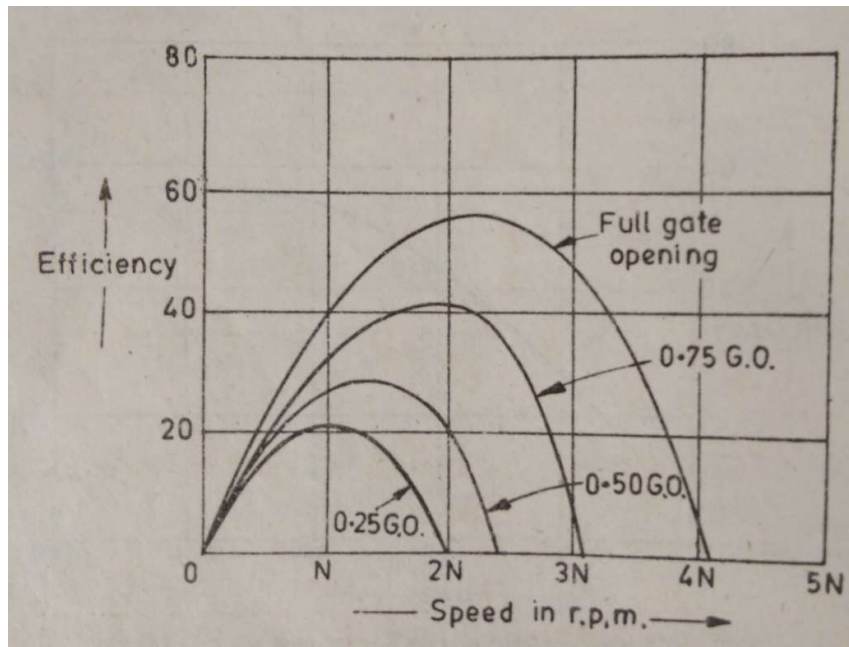
Gambar 2.6. Kurva karakteristik untuk speed ratio vs persentase efisiensi maksimum^[2], Khurmi, 848, fig 32.2. v pada kurva diatas sama dengan u (kecepatan keliling) pada persamaan 7 buku ini.



Gambar 2.7 Kurva karakteristik untuk daya vs efisiensi^[2], Khurmi, 849, fig 32.3



Gambar 2.8. Kurva karakteristik untuk kecepatan putar vs daya^[2], Khurmi, 849, fig 32.4



Gambar 2.9. Kurva karakteristik kecepatan putar vs efisiensi,^[2] Khurmi, 850, fig 32.5

Catatan: Untuk kurva gabungan dapat dibuat mengacu pada gambar-gambar diatas, atau menggunakan referensi lainnya.

2.10. Kecepatan spesifik.

Dibandingkan dengan desain turbin lainnya, kecepatan spesifik roda Pelton yang relatif rendah, menyiratkan bahwa geometri secara inheren merupakan desain "low gear". Jadi paling cocok dipergunakan pada rasio aliran Q terhadap tekanan H yang kecil, artinya debit rendah dan head relative tinggi.

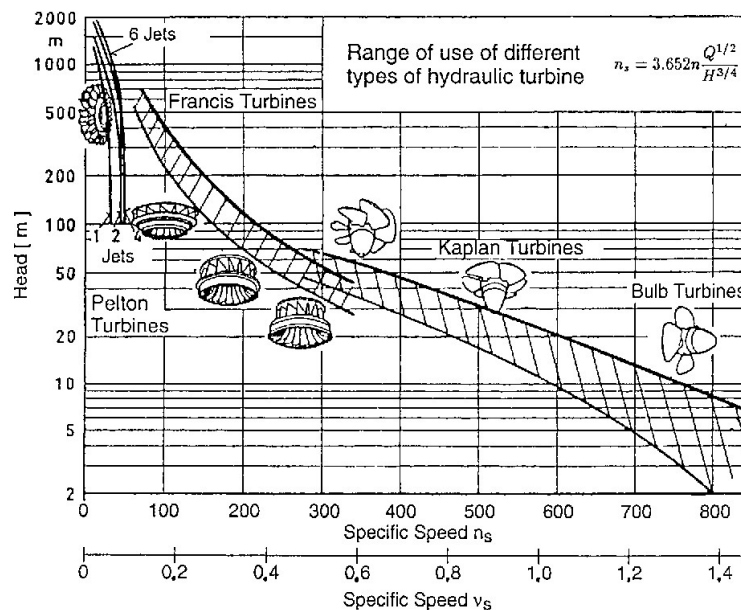
Kecepatan spesifik adalah kriteria utama untuk memilih hidroelektrik tertentu dengan jenis turbin yang optimal. Ini juga memungkinkan desain turbin baru diskalakan dari desain yang ada dengan kinerja yang diketahui.

Parameter non dimensi kecepatan spesifik N_s dirumuskan jika kecepatan putar turbin n (rpm), daya turbin P (kW) dan Head H (m) diketahui, maka kecepatan spesifik dapat dihitung [2] sebagai:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^4} \quad (19)$$

N_s juga dapat dipergunakan untuk memilih jenis turbin yang sesuai dengan potensi sumberdaya air yang dapat direkayasa seperti gambar 2.10 [1] dengan kecepatan spesifik dipergunakan adalah;

$$N_s = 3,652N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (20)$$



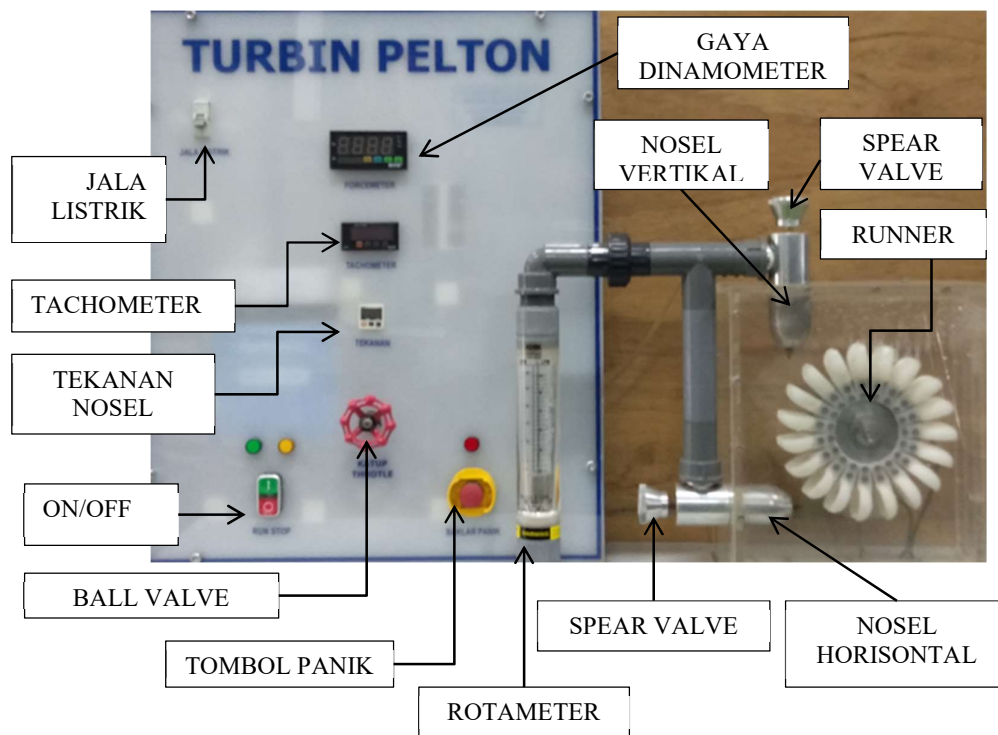
Gambar 2.10. Kurva pemilihan jenis turbin^[1]

III. PROSEDUR PRAKTIKUM

3.1. Alat Percobaan

Tipe Turbin	:	Pelton, Horizontal Shaft
Jumlah Bucket	:	19
Sudut defleksi bucket	:	
Putaran tanpa beban	:	1800 rpm
Diameter	:	140 mm
Nosel	:	Horizontal & Vertikal
Diameter nosel	:	14,4 mm
Tekanan maksimum	:	2,2 kg/cm ²
Pompa Pemasok	:	
Type pompa	:	Multistage centrifugal pump
Kapasitas	:	100 liter/menit
Maksimum Head	:	50 m

3.2. Instrumen Display



Gambar 3.1. Instrument Board

Pengaturan laju aliran pada Nosel dilakukan *spear valve*, sedangkan pengaturan tekanan dilakukan pada *ball valve*. Laju aliran diukur dengan menggunakan *rotameter flowmeter* dan putaran diukur menggunakan *tachometer*. Torsi pada poros turbin diukur menggunakan sistem pengereman tali.

3.3. Pengoperasian Alat

1. Tekan tombol darurat
2. Hubungkan sumber listrik
3. Buka katup pengatur aliran maksimal
4. Atur katup *spear valve* pada nosel sampai jarum tidak tampak
5. Kedua *spear valve* pada nosel tidak boleh tertutup
6. Pengatur beban terbuka (tanpa bandulan)
7. Lepaskan tombol darurat (putar)
8. Nyalakan pompa, tekan tombol hijau *run stop*
9. Lakukan pengaturan sesuai kebutuhan, berikan beban secukupnya
10. Setelah pengambilan data tekanan dapat diturunkan dengan mengatur katup aliran *by pass*
11. Matikan, turunkan tekanan, tekan tombol merah run stop.
12. Tekan tombol darurat

3.4. Prosedur Percobaan

Percobaan I

1. Tutup penuh *spear valve* nosel vertikal,
2. Buka penuh *spear valve* nosel horizontal,
3. Buka penuh ball valve (putar ke kiri),
4. Jalankan pompa, tekan tombol hijau *run*
5. Tutup perlahan *ball valve* sampai penuh (putar ke kanan),
6. Atur *spear valve* nosel horizontal dan tuas beban sesuai keperluan, sampai menunjukkan 1 kg/cm^2 ,
7. Catat Q rotameter (LPM, l/menit), F beban, dan N putaran pada tabel,
8. Lanjutkan atur tekanan nosel minimum, beban tidak dilakukan perubahan,
9. Ulangi langkah 7 sampai tekanan maksimum,

Percobaan II

Lakukan percobaan yang sama dengan katup nosel horizontal tertutup dan nosel vertikal terbuka.

Percobaan III

1. Tutup penuh nosel vertikal dan horizontal,
2. Buka kedua katup dengan menghitung putaran yang sama sampai penuh,
3. Buka penuh *ball valve*,
4. Jalankan pompa, tekan tombol hijau *run*,
5. Tutup perlahan *ball valve* sampai penuh,
6. Atur *spear valve* kedua nosel dengan hitungan bukaan yang sama dan tuas beban sesuai keperluan, sampai menunjukkan 1 kg/cm^2 ,
7. Catat Q rotameter (LPM, l/menit), F beban (N), dan N putaran pada tabel,
8. Lanjutkan atur tekanan nosel 1.2 kg/cm^2 , beban tidak dilakukan perubahan,
9. Ulangi langkah 7 sampai tekanan nosel 2.2 kg/cm^2 .

3.5. Lembar Data Percobaan

PENGUJIAN PRESTASI TURBIN PELTON

Kelompok : _____ Hari/Tanggal : _____
 Maksimum Head : 2,2 kg/cm² Waktu : _____ sd _____
 Putaran maksimum : 1800 rpm Massa Jenis Air : _____ kg/m³
 Temperatur Kamar : _____ °C Tekanan Barometer : _____ mmHg

Nosel : Vertikal

NO	BUKAAN KATUP		PARAMATER TERUKUR			
	Ball/ O.G	Spear	Debit (LPM)	P Nosel (kg/cm ²)	Speed (rpm)	Gaya (N)
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						

Nosel : Horizontal

NO	BUKAAN KATUP		PARAMATER TERUKUR			
	Ball/ O.G	Spear	Debit (LPM)	P Nosel (kg/cm ²)	Speed (rpm)	Gaya (N)
1						
2						
3						
4						
5						

Nosel : Vertikal dan Horizontal

NO	BUKAAN KATUP		PARAMATER TERUKUR			
	Ball/ O.G	Spear	Debit (LPM)	P Nosel (kg/cm ²)	Speed (rpm)	Gaya (N)
1						
2						
3						
4						
5						

PRAKTIKAN

No	Nama mahasiswa	NIM	Tanda tangan
1			
2			
3			
4			
5			

Malang,
 Disetujui
 Instruktur Praktikum

3.6. Tabulasi Hasil Perhitungan

Kelompok	:		Hari/Tanggal	:	
Maksimum Head	:	2,2 kg/cm ²	Waktu	:	_____sd_____
Putaran maksimum	:	1800 rpm	Massa Jenis Air	:	_____ kg/m ³
Temperatur Kamar	:	_____ °C	Tekanan Barometer	:	_____ mmHg

PARAMETER ^(Pers)	Simbol	Satuan	PERC. 1	PERC. 2	PERC. 3	PERC. 4
DATA ALAT PERCOBAAN						
Jari-jari pulley	r	m	0,02			
Diameter Rotor	D	m	0,140			
Diameter nosel	d	m	0,0144			
Sudut keluar bucket	α	derajat	20			
Massa jenis air	ρ	kg/m ³				
DATA PERCOBAAN						
Bukaan Gate	O.G					
<i>Speed</i>	N	rpm				
Debit	Q	LPM				
Tekanan Nosel/Head	p	kg/cm ²				
Gaya dinamometer	F	N				
OUTPUT						
Debit	Q	m ³ /s				
Head ⁽¹⁾	H	m				
Daya Air Ideal ⁽²⁾	WHP	W				
Kecepatan sudut ⁽³⁾	ω	rad/s				
Torsi ⁽⁴⁾	T	kgm				
Power ⁽⁵⁾	P	W				
Kecepatan keluar nosel, ⁽⁶⁾	V ₁	m/s				
Kecepatan keliling rotor ⁽⁷⁾	u	m/s				
<i>Speed ratio</i> ⁽⁸⁾	ϕ	--				
Efisiensi mekanik ⁽⁹⁾	η_m	%				
Efisiensi hidraulik ⁽¹⁰⁾	η_h	%				
Max Efi hidraulik ⁽¹¹⁾	$\eta_{h,max}$	%				
<i>Overall Efficiency</i> ⁽¹²⁾	η_o	%				
<i>Unit Power</i> , ⁽¹³⁾	P _u	W				
<i>Unit Speed</i> , ⁽¹⁴⁾	N _u	rpm				
<i>Unit Discharge</i> , ⁽¹⁵⁾	Q _u	m ³ /s.				
<i>Specific Speed</i> ⁽¹⁹⁾	N _s	--				
<i>Specific Speed</i> ⁽²⁰⁾	N _s	--				
TUGAS KHUSUS						
Signifikansi <i>Unit Power</i> ⁽¹⁶⁾	P ₁	W				
Signifikansi <i>Unit Speed</i> ⁽¹⁷⁾	N ₁	rpm				
Signifikansi <i>Unit Discharge</i> ⁽¹⁸⁾	Q ₁	m ³ /s				

REFERENSI

- [1]. Dietzel, Fritz. Sriyono, Dakso, (1992), Turbin, Pompa, dan Kompresor, Cetak ke 3, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- [2]. Khurmi R.S, (1985), *A Text Book of Fluid Mechanic, Fluid Dynamic, and Hydraulic Machines*, 14nd Ed, S. Chand & Co. Ltd, Ram Nagar, New Delhi. Chap 30, 31, & 32.