UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI TRIESTE

Dipartimento di Ingegneria e Architettura







Corso di MACCHINE [065IN]
Corso di MACCHINE MARINE [100IN]

Prof. Rodolfo Taccani
Prof. Lucia Parussini
Prof. Ronelly De Souza

A.A. 2026-2027

Similitudine delle turbomacchine

Cifre adimensionali per macchine idrauliche:

$$\phi = \frac{Q}{\omega D^3} \qquad k = \omega_s = \omega \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} = 2\pi n_s \qquad \Lambda = \frac{P_a}{\rho \omega^3 D^5}$$

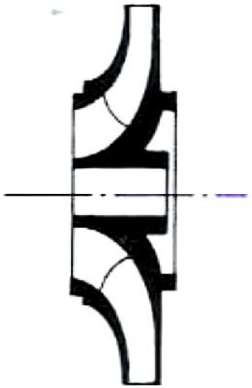
$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \qquad D_s = D \frac{(gH)^{1/4}}{\sqrt{Q}} \qquad \eta = \frac{\rho g Q H}{P_a}$$

Ricordiamo che:

$Re = \rho \omega D^2 / \mu$
$Ma = \omega D / a$ < 0.3 flusso incomprimibile

Numero caratteristico o velocità specifica di macchina

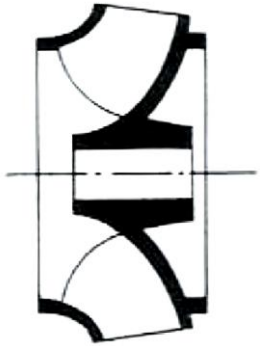
lenta (flusso radiale)



basse velocità di rotazione e/o basse portate e/o lavoro massico elevato

$$\omega_s = 0.2 \div 0.6$$

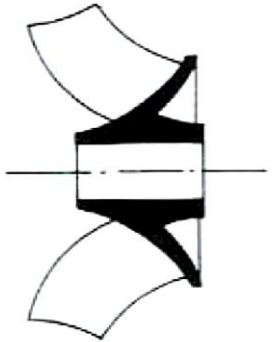
media (flusso radiale)



medie velocità di rotazione e/o medie portate e/o lavoro massico elevato

$$\omega_s = 0.6 \div 1.2$$

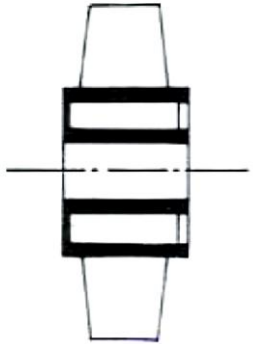
veloce (flusso misto)



alte velocità di rotazione e/o portate elevate e/o piccolo lavoro massico

$$\omega_s = 1.0 \div 3.0$$

ultraveloce (flusso assiale)



altissime velocità di rotazione e/o altissime portate e/o piccolo lavoro massico

$$\omega_s = 2.0 \div 10$$

Similitudine delle turbomacchine

Cifre adimensionali per macchine termiche:

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho_{01}\omega D^3}$$

$$k = \omega_s = \omega\frac{\sqrt{\dot{m}/\rho_{01}}}{(\Delta h)^{3/4}} = 2\pi n_s$$

$$\Lambda = \frac{P_a}{\rho_{01}\omega^3 D^5}$$

$$\psi = \frac{\Delta h_0^{is}}{\omega^2 D^2}$$

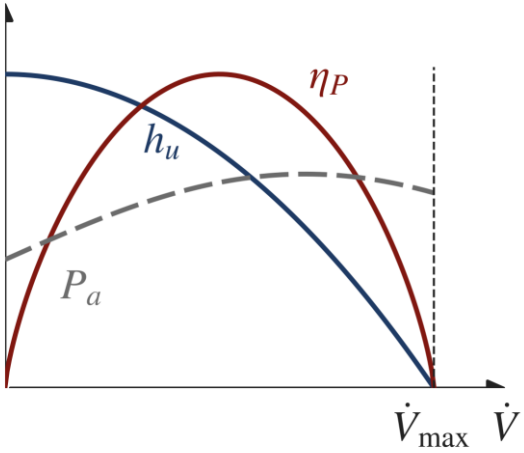
$$D_s = D\frac{(\Delta h)^{1/4}}{\sqrt{\dot{m}/\rho_{01}}}$$

$$\eta = \frac{\dot{m}\Delta h_0^{is}}{P_a}$$

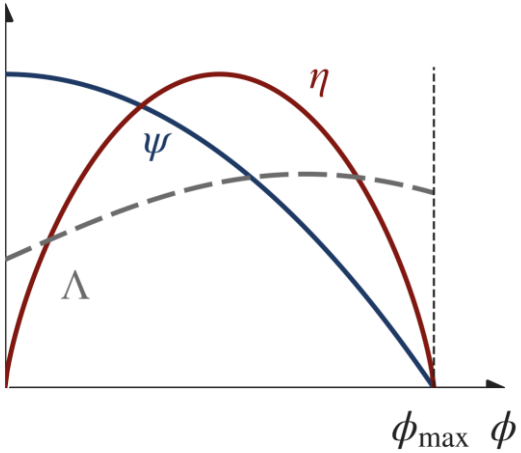
$$Re = \frac{\rho_{01}\omega D^2}{\mu_{01}}$$

$$Ma = \frac{\omega D}{a_{01}}$$

Curve caratteristiche



Curve caratteristiche di una pompa.



Curve caratteristiche adimensionali di una pompa: $\psi(\phi)$, $\eta(\phi)$, $\Lambda(\phi)$, uniche per pompe simili.

Esercitazione 1

Applicazione dei criteri di similitudine

Si vuole realizzare una pompa che presenti le seguenti caratteristiche (dati di progetto):

$$Q = 6\ m^3/s \qquad H = 160\ m \qquad n = 450\ rpm \qquad \eta_e = 0.89$$

Il fluido operativo è acqua: $\rho = 1000\ kg/m^3$

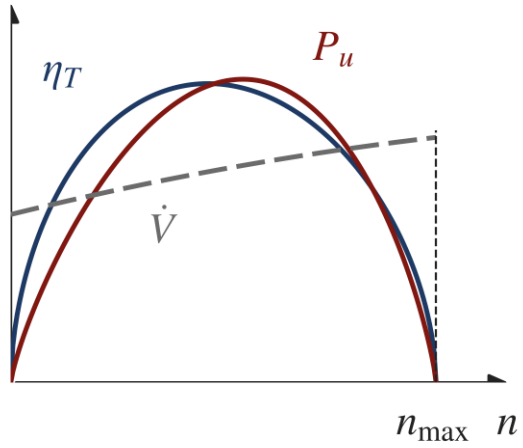
Si intende testarne un modello in similitudine geometrica nell'impianto di prova caratterizzato da:

$$Q_m = 0.15\ m^3/s \qquad P_{a,m} = 180\ kW$$

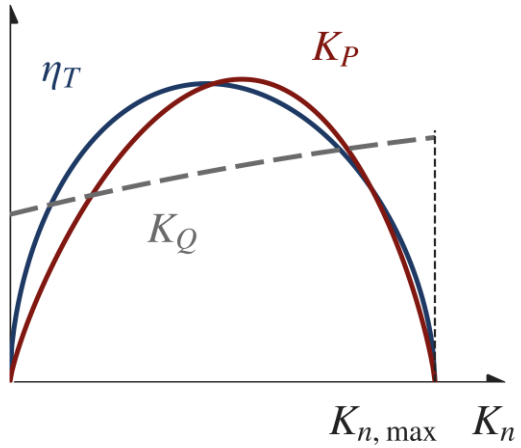
Si suppone che il rendimento del modello sia uguale a quello della pompa, pertanto: $\eta_{e,m} = \eta_e = 0.89$

1. Trovare il tipo di pompa da utilizzare per soddisfare le caratteristiche richieste.
2. Trovare la potenza assorbita dalla pompa (P_a).
3. Trovare le condizioni alle quali deve operare il modello, in termini di velocità di rotazione (n_m) e di prevalenza (H_m), affinché sia in condizioni di similitudine con la pompa da progettare.
4. Esprimere il rapporto tra il diametro della pompa e quello del modello (D/D_m).

Curve caratteristiche



Curve caratteristiche di una turbina a salto costante e apertura del distributore fissata.



Curve caratteristiche adimensionali di una turbina: $K_n = \omega D/\sqrt{(gH)} = \psi^{-1/2}$, $K_Q = Q/(D^2\sqrt{(gH)}) = \phi\psi^{-1/2}$, $K_P = P_u/(\rho D^2(gH)^{3/2}) = \Lambda\psi^{-3/2}$.

Esercitazione 2

Applicazione dei criteri di similitudine

Una turbina Kaplan ha i seguenti dati:
Potenza = 8.0 MW
salto utile = 10 m
velocità = 70 giri/min
efficienza = 85%

a) Determinare la portata attraverso la turbina e la sua velocità specifica.
b) Se si deve costruire un modello di dimensioni pari a 1/12 per un salto di 3 m, determinare la velocità, la portata e la potenza del modello. Si può ipotizzare lo stesso rendimento per il modello e per il prototipo.

Esercitazione 2

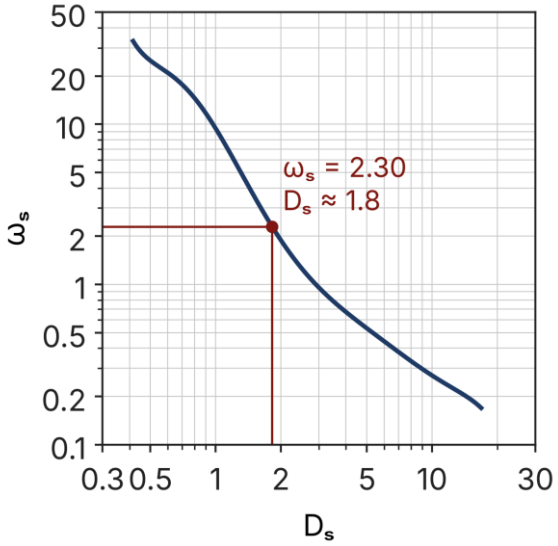


Diagramma di Cordier: $D_s = D(gH)^{1/4}/\sqrt{Q}$ in funzione di ω_s.

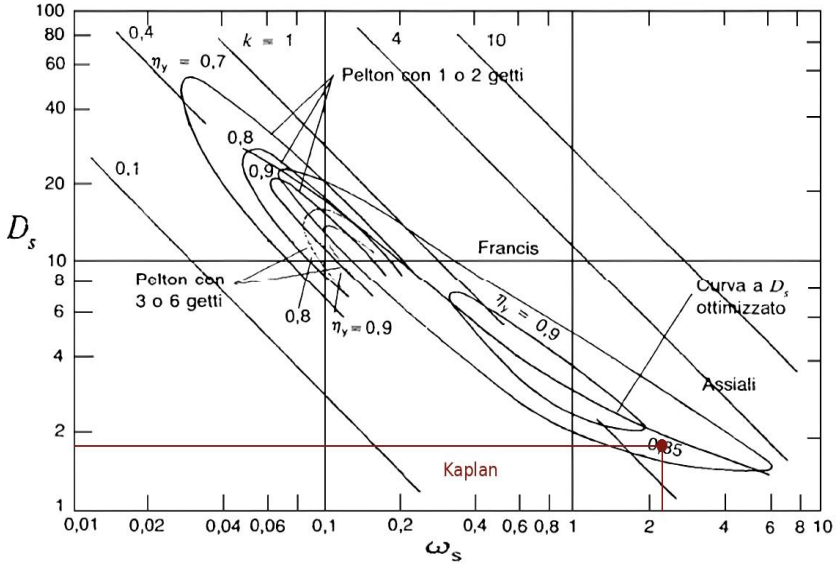


Diagramma di Baljé per turbine idrauliche: isorendimento η_y nel piano ω_s–D_s e campi di Pelton, Francis e assiali.

Fonti: O. Cordier, BWK 5 (1953); O. E. Baljé, Turbomachines: A Guide to Design, Selection and Theory, Wiley (1981). In rosso un esempio di lettura.

Esercitazione 3

Applicazione dei criteri di similitudine

Calcolare le velocità specifiche delle seguenti turbomacchine:

N.	Turbomacchina	n giri/s	P kW	Q m^3/s	Δh kJ/kg	Δp mm H_2O	ρ kg/m^3
1	Turbina a gas assiale	60	500	–	30	–	2
2	Turbina a gas radiale centripeta (IFR)	300	750	–	250	–	1
3	Compressore assiale	120	–	25	40	–	–
4	Compressore centrifugo	120	–	5	35	–	–
5	Ventilatore assiale	22	–	3.5	–	55	1.25
6	Ventilatore radiale	20	–	1.4	–	52	1.25

Δh: lavoro specifico (salto entalpico) in kJ/kg; Δp: prevalenza dei ventilatori in mm di colonna d'acqua (1 mm H_2O = 9.81 Pa).

Esercitazione 4

Verifica della cavitazione di una pompa

Si considera l'impianto di pompaggio raffigurato. Il fluido operativo è acqua. Il tratto orizzontale presenta una lunghezza $l = 4\ m$, l'altezza della pompa rispetto al pelo libero risulta $h_1 = 2.5\ m$ e l'altezza del tratto di tubazione immersa risulta $h_2 = 1.5\ m$.

Il diametro costante della tubazione di aspirazione risulta $D_a = 0.12\ m$.

La pompa opera con una portata $Q = 0.05\ m^3/s$.

La pressione al pelo libero coincide con quella atmosferica p_{atm}.

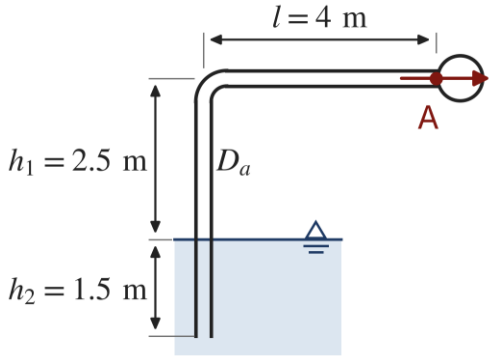
Nella flangia di aspirazione (punto A) si rilevano, in condizioni di incipiente cavitazione, una pressione $p_A = 45000\ Pa$ e una temperatura dell'acqua $T_A = 20°C$.

Le caratteristiche del fluido operativo, alla temperatura rilevata dal costruttore nella condizione di incipiente cavitazione durante la prova, sono:

$p_v = 2339\ Pa$ (tensione di vapore) $\quad \rho = 998.2\ kg/m^3 \quad \mu = 0.001\ Pa\ s$

Imbocco rientrante con $t/D = 0.02$ e curva a 90° con $R/D = 1.5$.

Valutare se si manifesta la cavitazione.



Esercitazione 4

Tab. 2A – Proprietà termodinamiche dell'acqua (liquido e vapore) alla saturazione

T	p	Volume specifico [m^3/kg]			Entalpia [kJ/kg]			Entropia [kJ/(kg K)]			t
°C	bar	v_l	$v_v - v_l$	v_v	h_l	r	h_v	s_l	r/T	s_v	°C
0	0.006 017	0.001 000 2	206.298	206.299	-0.0	2501.6	2501.6	-0.0	9.1578	9.1578	0
0.01	0.006 112	0.001 000 2	206.162	206.163	+0.0	2501.6	2501.6	0	9.1575	9.1575	0.01
2	0.007 055	0.001 000 1	179.922	179.923	8.4	2496.8	2505.2	0.0306	9.0741	9.1047	2
4	0.008 129	0.001 000 0	157.271	157.272	16.8	2492.1	2508.9	0.0611	8.9915	9.0526	4
6	0.009 345	0.001 000 0	137.779	137.780	25.2	2487.4	2512.6	0.0913	8.9102	9.0015	6
8	0.010 720	0.001 000 1	120.965	120.966	33.6	2482.6	2516.2	0.1213	8.8300	8.9513	8
10	0.012 270	0.001 000 3	106.429	106.430	42.0	2477.9	2519.9	0.1510	8.7510	8.9020	10
12	0.014 014	0.001 000 4	93.834	93.835	50.4	2473.2	2523.6	0.1805	8.6731	8.8536	12
14	0.015 973	0.001 000 7	82.899	82.900	58.8	2468.5	2527.2	0.2098	8.5963	8.8060	14
15	0.017 058	0.001 000 8	77.977	77.978	62.9	2466.1	2529.1	0.2243	8.5582	8.7826	15
16	0.018 168	0.001 001 0	73.383	73.384	67.1	2463.8	2530.9	0.2388	8.5205	8.7593	16
18	0.020 624	0.001 001 3	65.086	65.087	75.5	2459.0	2534.5	0.2677	8.4458	8.7135	18
20	0.023 366	0.001 001 7	57.837	57.838	83.9	2454.3	2538.2	0.2963	8.3721	8.6684	20
25	0.031 660	0.001 002 9	43.401	43.402	104.8	2442.5	2547.3	0.3670	8.1922	8.5592	25
30	0.042 415	0.001 004 3	32.928	32.929	125.7	2430.7	2556.4	0.4365	8.0181	8.4546	30
35	0.056 216	0.001 006 0	25.244	25.245	146.6	2418.8	2565.4	0.5049	7.8495	8.3543	35
40	0.073 750	0.001 007 8	19.545	19.546	167.5	2406.9	2574.4	0.5721	7.6861	8.2583	40
45	0.095 820	0.001 009 9	15.275	15.276	188.4	2394.9	2583.3	0.6383	7.5277	8.1661	45

Fonte: M. Fossa, Tabelle e diagrammi di Fisica Tecnica, DIME/TEC – Università degli Studi di Genova, 2012.

Esercitazione 4

Tab. 11 – Proprietà termofisiche dell'acqua alla saturazione

T temperatura
c_p calore specifico a p costante
β dilatazione termica volumetrica
k conducibilità termica
μ viscosità dinamica
ν viscosità cinematica
a diffusività termica
Pr numero di Prandtl
σ tensione superficiale
pedice l liquido saturo
pedice v vapore saturo secco

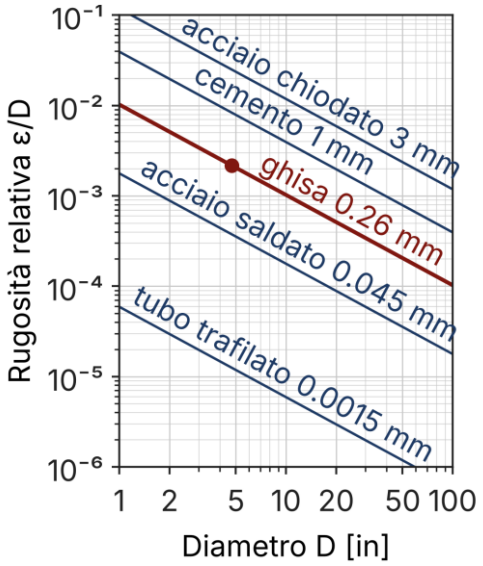
T	c_p		β		k		μ		ν		a		Pr		σ
°C	kJ/(kg K)		10^{-3} 1/K		10^{-3} W/(m K)		10^{-6} kg/(m s)		10^{-6} m²/s		10^{-6} m²/s		–		10^{-3} N/m
	liquido	vapore	liquido	vapore	liquido	vapore	liquido	vapore	liquido	vapore	liquido	vapore	liquido	vapore	liquido
0.01	4.229	1.868	−0.08044	3.672	561.0	17.07	1792	9.216	1.792	1898	0.1327	1883	13.51	1.008	75.65
10.00	4.188	1.874	0.08720	3.548	580.0	17.62	1306	9.461	1.307	1006	0.1385	999.8	9.434	1.006	74.22
20.00	4.183	1.882	0.2089	3.435	598.4	18.23	1002	9.727	1.004	562.0	0.1433	559.6	7.005	1.004	72.74
30.00	4.183	1.892	0.3050	3.332	615.4	18.89	797.7	10.01	0.8012	329.3	0.1478	328.3	5.422	1.003	71.20
40.00	4.182	1.904	0.3859	3.240	630.5	19.60	653.2	10.31	0.6584	201.3	0.1519	200.9	4.333	1.002	69.60
50.00	4.182	1.919	0.4572	3.156	643.5	20.36	547.1	10.62	0.5537	127.8	0.1558	127.7	3.555	1.001	67.95
60.00	4.183	1.937	0.5222	3.083	654.3	21.18	466.6	10.93	0.4746	83.91	0.1591	83.92	2.983	1.000	66.24
70.00	4.187	1.958	0.5827	3.018	666.3	22.07	404.1	11.26	0.4132	56.80	0.1620	56.85	2.551	0.9992	64.49
80.00	4.194	1.983	0.6403	2.964	670.0	23.01	354.5	11.59	0.3648	39.51	0.1644	39.56	2.219	0.9989	62.68

Fonte: M. Fossa, Tabelle e diagrammi di Fisica Tecnica, DIME/TEC – Università degli Studi di Genova, 2012.

Esercitazione 4

$D_a = 0.12\ m = 4.7$ in

Tubo in ghisa ε/D = 0.002



1 m=39.37 in 1 in = 0.0254 m

I materiali utilizzati per la produzione di tubazioni per l'acqua sono molti, vediamo i più utilizzati:

- **ghisa:** questo materiale viene utilizzato **per le acque di scarico.** Queste tubazioni hanno una "dilatazione termica" piuttosto bassa, ma necessitano di un **rivestimento sia interno che esterno** che gli consenta di poter resistere ai prodotti chimici presenti nelle acque di scarico;
- **acciaio inox:** materiale molto affidabile per ciò che riguarda le sollecitazioni meccaniche, affidabile anche sotto l'aspetto sanitario. Bisogna però prestare **attenzione alla sua corrosione e "dilatazione termica"** soprattutto per quegli impianti dove l'acciaio viene completamente ricoperto dal calcestruzzo;
- **rame:** si tratta di un materiale che può essere utilizzato **sia per l'acqua di carico che di scarico.** È un materiale affidabile e idoneo al contatto con l'acqua potabile, la "dilatazione termica" è simile a quella dell'acciaio. Per poter resistere alla corrosione esterna **deve essere rivestito con PVC.**
- **piombo:** è vietato l'utilizzo di questo materiale per il trasporto di acqua potabile, ma ancora molto **utilizzato per gli scarichi;**
- **plastica:** i vari materiali plastici che vengono utilizzati per la produzione di tubazioni hanno una "dilatazione termica" molto bassa, una buona resistenza alle fiamme, sono adatti al contatto con l'acqua ad uso sanitario e resistono molto bene alla corrosione. Presentano un piccolo difetto che è quello di **diventare piuttosto ruvidi all'interno,** creando così depositi che possono compromettere il corretto funzionamento della tubazione.

Esercitazione 4

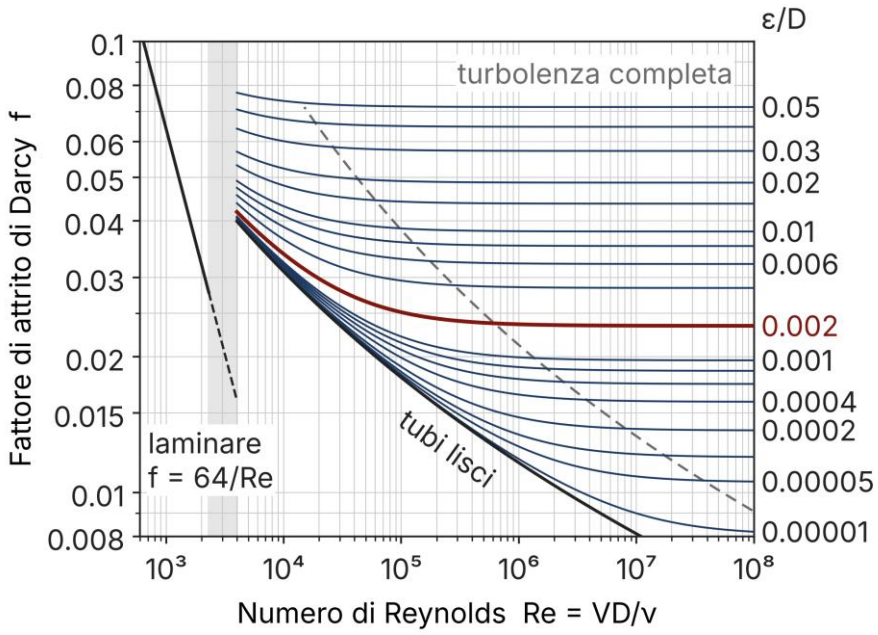


Diagramma di Moody

Perdite continue

$$h_c = f\frac{L}{D}\frac{V^2}{2g}$$

FORMULE SEMIEMPIRICHE

$$f = \frac{64}{\mathrm{Re}}$$

Flussi laminari

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0\log\left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{\mathrm{Re}\, f^{1/2}}\right)$$

Formula di Colebrook per flussi turbolenti

$$\frac{1}{f^{1/2}} \approx -1.8\log\left(\left(\frac{\varepsilon/d}{3.7}\right)^{1.11} + \frac{6.9}{\mathrm{Re}}\right)$$

Formula di Haaland (esplicita) per flussi turbolenti

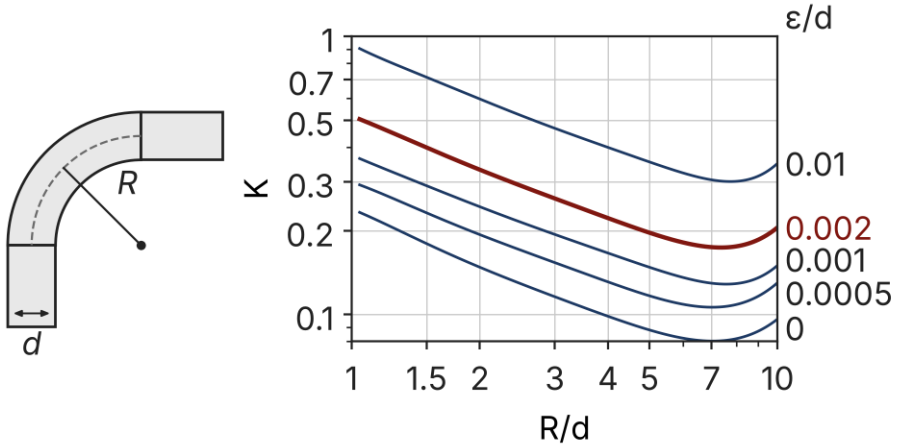
$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0\log\frac{\varepsilon/d}{3.7}$$

Formula per regione di rugosità piena

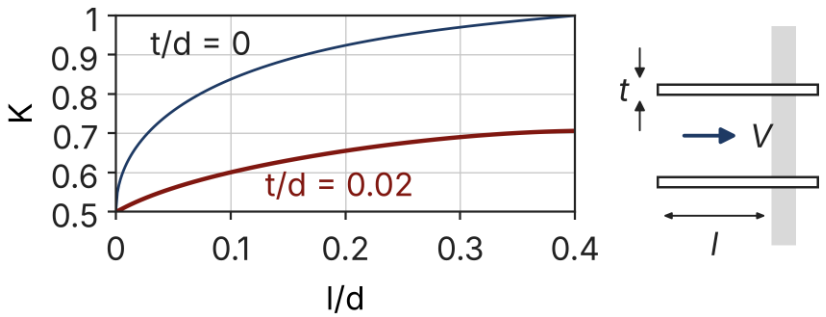
Esercitazione 4

Perdite accidentali $$h_a = K\frac{V^2}{2g}$$

Coefficiente di resistenza per curve di 90°



Coefficienti di perdita per ingresso rientrante



Perdite totali $$\frac{\Delta p_0}{\rho g} = h_c + h_a$$

Fonte delle figure: F. M. White, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, cap. 6 (curve ridisegnate dai grafici originali).

Esercitazione 5

Altezza massima di una turbina idroelettrica sopra il canale di restituzione (tail race)

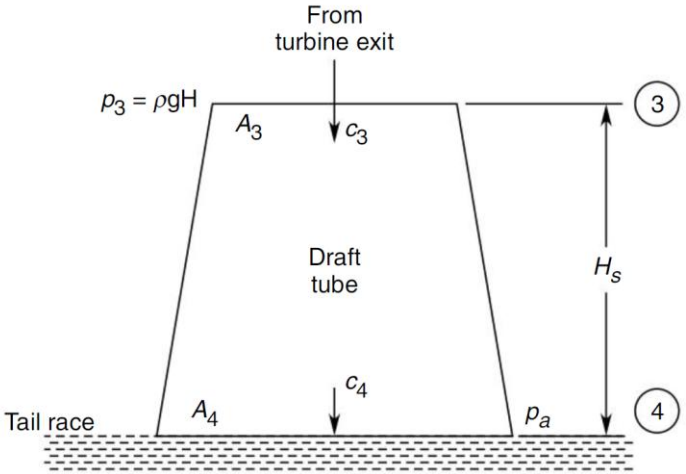
Delle turbine Francis (con le stesse caratteristiche) sono installate in quattro siti situati rispettivamente al livello del mare, a 1000 metri, 1500 metri e a 2000 metri sul livello del mare. Lavorano con un salto di 52 metri e all'uscita della girante (sezione 3) hanno velocità $c_3 = 6.5$ m/s; scaricano nel canale di restituzione attraverso un tubo di scarico; il rapporto delle aree del tubo di scarico è $A_r = 1.5$ e l'efficienza è $\eta_d = 75\%$.

(a) Calcolare i valori di NPSH e dell'altezza massima dell'uscita della turbina sopra il canale di restituzione (H_s) nei quattro siti. Considerare la temperatura ambiente di 20°C e la cifra di Thoma critica di 0.1.

(b) Quale sarà l'effetto della temperatura ambiente sul battente?

$$\frac{p_3}{\rho g} + \frac{c_3^2}{2g} + H_s = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{c_4^2}{2g} + h_L$$

con $h_L = (1 - \eta_d)\,(c_3^2 - c_4^2)/2g$ perdita nel tubo di scarico



Flow through the draft tube of a hydraulic turbine

Esercitazione 5

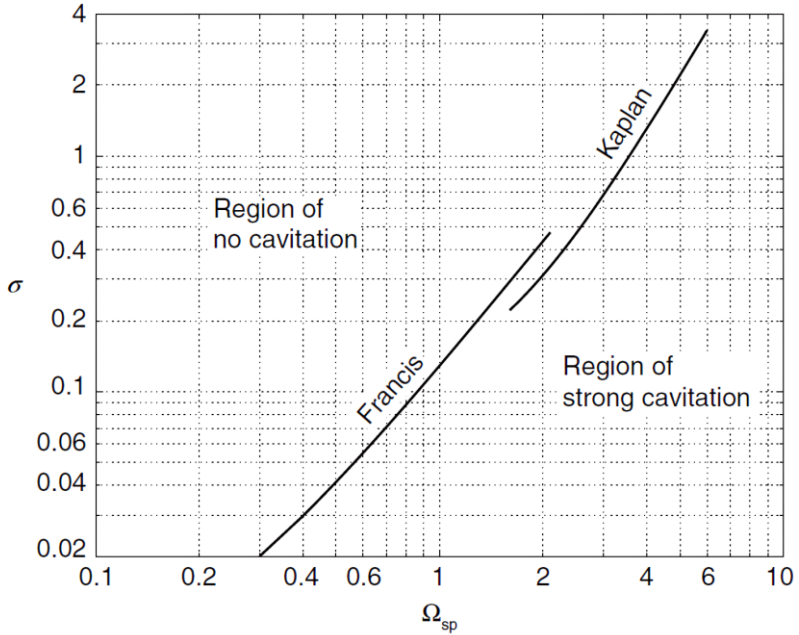
Altezza massima di una turbina idroelettrica sopra il canale di restituzione (tail race)

$$NPSH = \frac{p_a}{\rho g} - H_d - H_s - \frac{p_v}{\rho g}$$

$$A_3 c_3 = A_4 c_4 \rightarrow A_r = A_4/A_3 = c_3/c_4$$

$$H_d = \eta_d \frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} = \eta_d c_3^2 \frac{1 - 1/{A_r}^2}{2g}$$

$$\sigma = \frac{NPSH}{H}$$



Critical Thoma parameter for Francis and Kaplan turbines

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI TRIESTE

Dipartimento di
Ingegneria
e Architettura