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

PERCORSO DELLA LEZIONE

1 Proprietà dei fluidi e leggi di conservazione

2 Classificazione dei flussi e numeri adimensionali

3 Flussi interni incomprimibili e perdite di carico

4 Flussi esterni incomprimibili: strato limite, portanza e resistenza

5 Flussi comprimibili, onde d'urto e ugelli

Introduzione alla meccanica dei fluidi

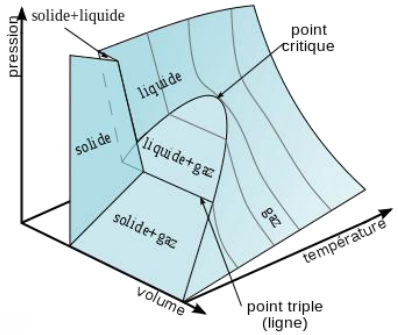
Proprietà dei fluidi

Stati della materia:

- Solido
- Fluido

→ Liquido

→ Aeriforme





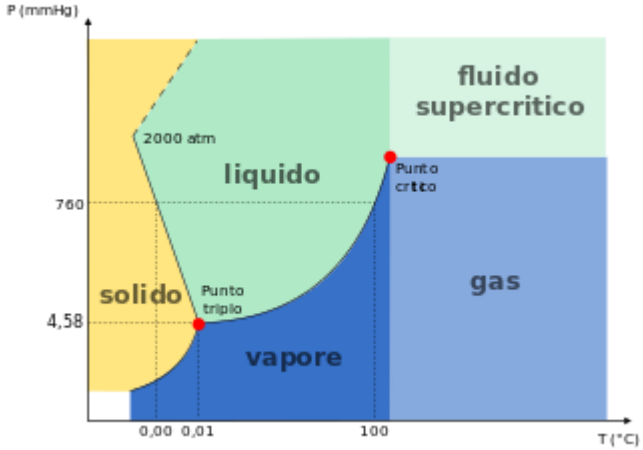


Diagramma di fase dell'acqua. A pressioni inferiori a 2000 atm la retta che contraddistingue l'equilibrio solido-liquido segue un andamento con pendenza negativa. Oltre il punto critico si ha la scomparsa dell'equilibrio liquido-vapore.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

PROPRIETÀ UTILIZZATE PER DESCRIVERE UN FLUIDO

Variabili di stato

- Pressione p
- Temperatura T
- Densità ρ

Proprietà termodinamiche

- Energia interna u
- Entalpia h
- Entropia s
- Calori specifici c_p e c_v

Proprietà di trasporto e risposta del fluido

- Coefficiente di viscosità dinamica μ
- Conducibilità termica λ
- Compressibilità K

Introduzione alla meccanica dei fluidi

La dinamica del fluido deve soddisfare:

- conservazione della massa
- conservazione della quantità di moto
- conservazione dell'energia
- equazione di stato
- condizioni al contorno

$$\mathbf{u}(x, y, z)$$
$$p(x, y, z)$$
$$\rho(x, y, z)$$
$$T(x, y, z)$$

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flusso tri-dimensionale, bi-dimensionale, mono-dimensionale, uniforme

In generale il flusso è TRI-DIMENSIONALE, dipendente dalle tre coordinate spaziali e dal tempo, ad es. $\mathbf{V}(x, y, z, t)$.

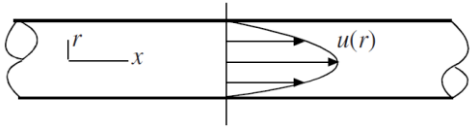
STAZIONARIO: non dipende dal tempo (es. flusso dell'aria vicino all'intersezione di un'ala e della fusoliera di un aereo in volo a velocità costante).

INSTAZIONARIO: dipende dal tempo (es. flusso dell'acqua in una lavatrice)

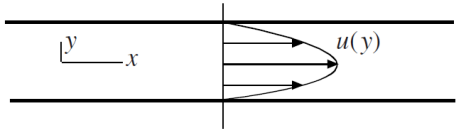
Flusso BI-DIMENSIONALE: dipendenti dipendono solo da due variabili spaziali (es. flusso nella regione di ingresso in un condotto o il flusso attorno a una sfera). Ad es. $p(r, \theta)$ o $\mathbf{V}(x, y, t)$.

Flusso MONO-DIMENSIONALE: dipende solo da una variabile spaziale, ad esempio flussi in condotti o canali.

Introduzione alla meccanica dei fluidi



Flusso mono-dimensionale in un condotto.



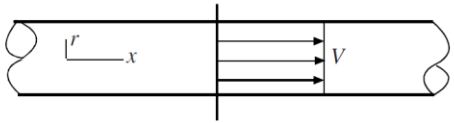
Flusso mono-dimensionale in un canale largo.

Flusso **PIENAMENTE SVILUPPATO**: il profilo di velocità non cambia nella direzione a valle.

Si verifica se il flusso nel condotto è molti diametri a valle di qualunque variazione di geometria, come l'ingresso, una valvola, un gomito, una contrazione o un'espansione.

Il flusso pienamente sviluppato può essere instazionario, ad es. può dipendere dal tempo come in presenza di una valvola che viene aperta e chiusa.

Introduzione alla meccanica dei fluidi



Flusso uniforme in un condotto.

Flusso **UNIFORME**: il profilo di velocità e altre grandezze come la pressione è uniforme attraverso la sezione del condotto.

Questo profilo è spesso assunto in condotti e canali poiché approssima bene il flusso turbolento.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Flusso viscoso e non viscoso

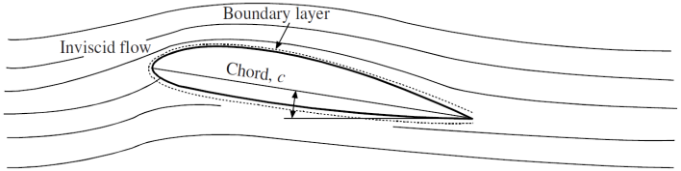
Flusso **VISCOSO:** gli effetti della viscosità non possono essere trascurati perché hanno effetti significativi sul flusso.

Ad es. flussi in condotti.



Flusso **NON VISCOSO:** gli effetti della viscosità sono trascurabili.

Ad es. flusso attorno a un profilo alare o un profilo idrodinamico se velocità abbastanza alta e lontano dallo strato limite (tutti gli effetti viscosi sono concentrati nello strato limite e portano ad avere velocità nulla sulla superfice del profilo - *condizione di non-scorrimento o no-slip condition*)



I flussi non viscosi sono più semplici da risolvere dei flussi viscosi

Equazione di Laplace (equazione differenziale lineare - SOVRAPPOSIZIONE DEGLI EFFETTI)

Flusso viscoso

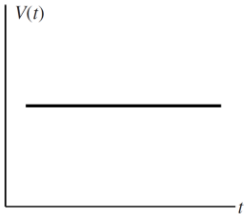
Un flusso viscoso può essere **LAMINARE** oppure **TURBOLENTO**



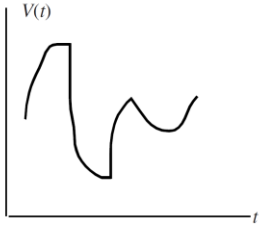
Nel flusso **LAMINARE** il mescolamento tra particelle fluide è trascurabile.

In un flusso **TURBOLENTO** c'è il mescolamento delle particelle fluide e il moto di una data particella è casuale e altamente irregolare.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

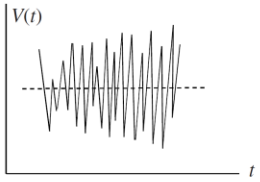


Flusso laminare stazionario

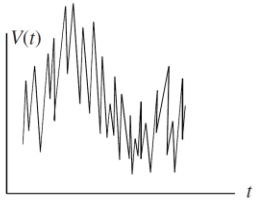


Flusso laminare instazionario





Flusso turbolento stazionario



Flusso turbolento instazionario



NUMERO DI REYNOLDS

$$Re = \frac{VL}{\nu}$$

V velocità caratteristica (la velocità media in un condotto o la velocità di un profilo alare)

L lunghezza caratteristica (il diametro di un condotto o la distanza dal bordo di attacco di una lastra piana *flat plate*)

$\nu = \mu/\rho$ viscosità cinematica

flusso laminare

$$Re < Re_c$$

flusso turbolento

$$Re > Re_c$$



Osborne Reynolds (1842 - 1912)
fisico e ingegnere inglese

NUMERO DI REYNOLDS

Per il flusso in un condotto circolare con parete ruvida $Re_c = 2000$, se la parete è liscia e priva di vibrazioni e il flusso all'ingresso è privo di disturbi può arrivare a 40000.

Per il flusso tra lastre parallele $Re_c = 1500$ usando la velocità media e la distanza tra le lastre.

Per lo strato limite su lastra piana con gradiente di pressione nullo Re_c è tra $3x10^5$ e 10^6 usando la distanza dal bordo di attacco.



Osborne Reynolds (1842 - 1912)
fisico e ingegnere inglese

Introduzione alla meccanica dei fluidi

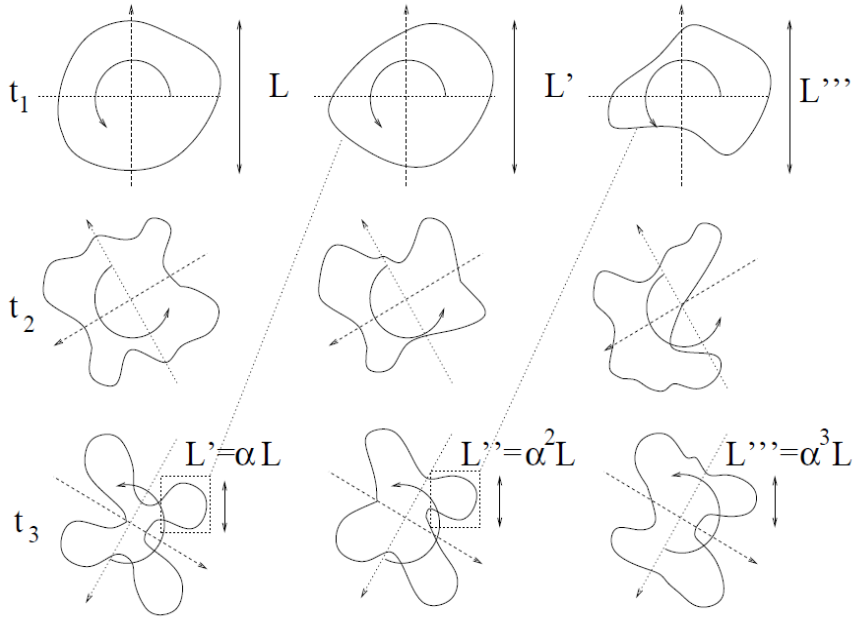
Flusso viscoso turbolento – CASCATA DI ENERGIA

Produzione Le strutture più grandi ricevono energia dal moto medio.

Trasferimento L'energia passa dalle strutture grandi a quelle progressivamente più piccole.

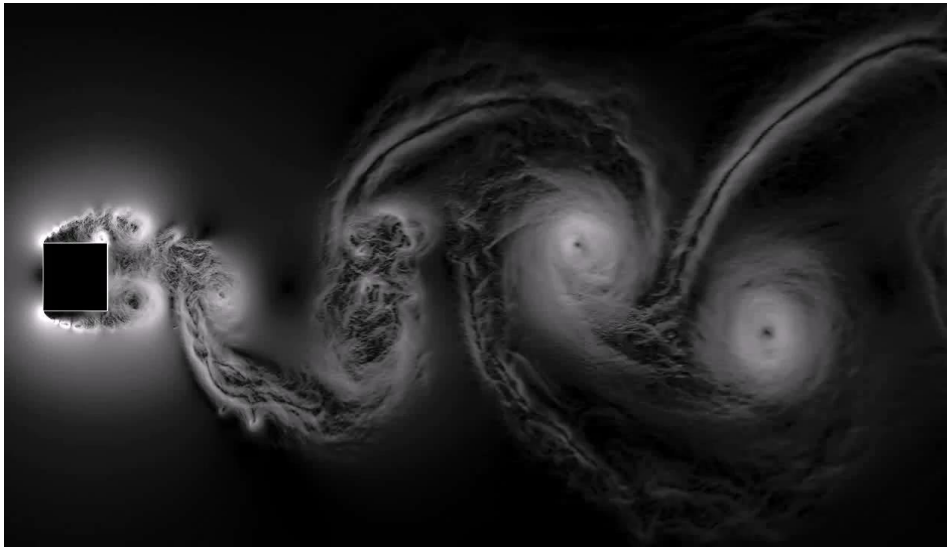
Dissipazione Alle scale più piccole la viscosità converte l'energia meccanica in calore.

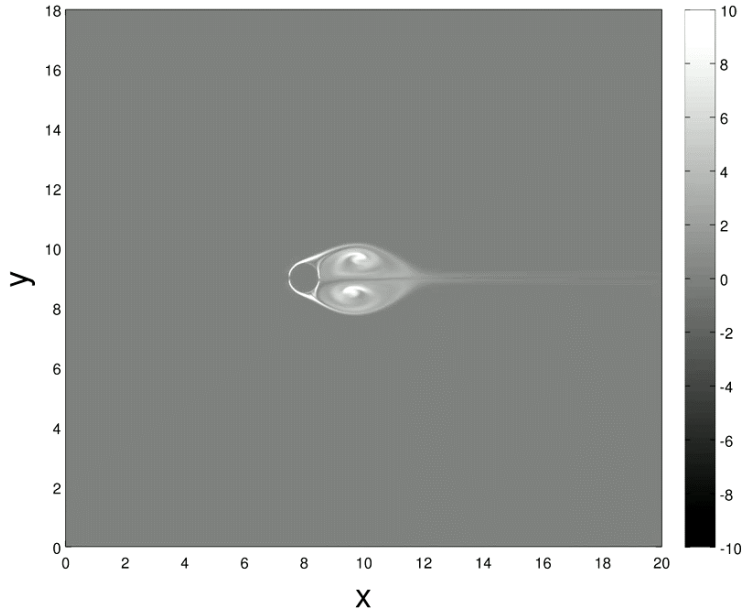
La viscosità agisce soprattutto alle scale più piccole, ma dissipa energia originariamente acquisita dalle strutture più grandi.



Flusso viscoso turbolento – DALLE SCALE TURBOLENTE ALLA DESCRIZIONE MEDIA

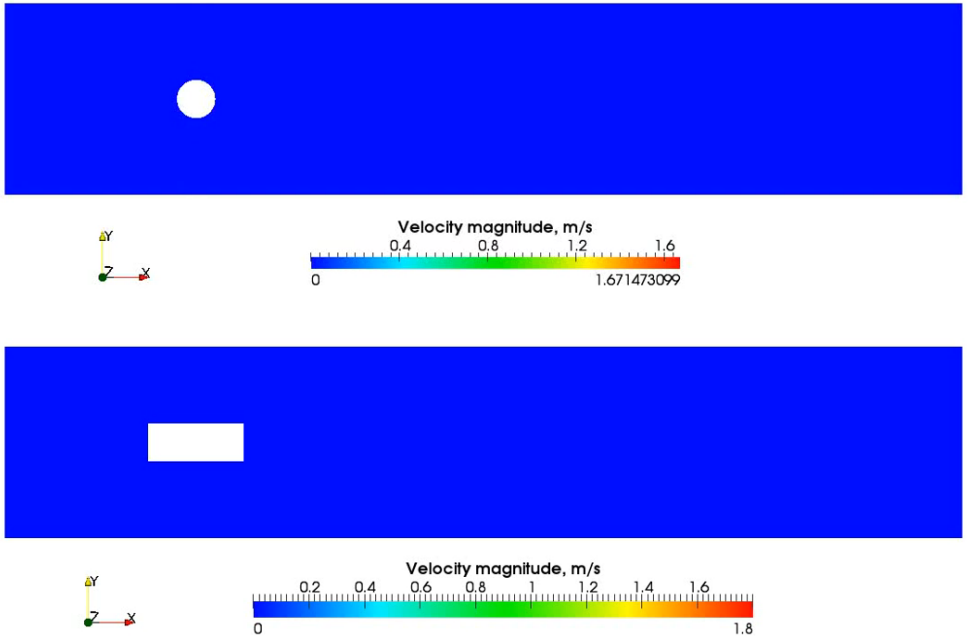
DNS Direct Numerical Simulation





Flusso viscoso turbolento – DALLE SCALE TURBOLENTE ALLA DESCRIZIONE MEDIA

RANS
Reynolds Average Navier-Stokes
(k-epsilon)



Flusso non viscoso

né laminare né turbolento

Flusso esterno a numeri di Reynolds elevati

Corrente libera o flusso indisturbato (*free-stream flow*)

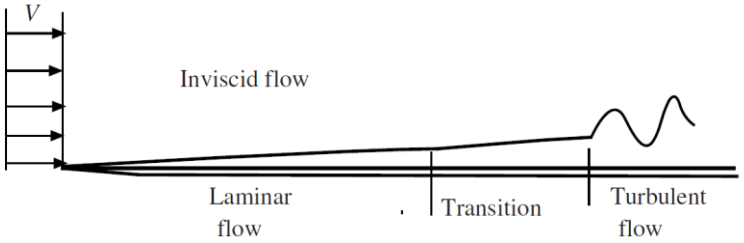
ha disturbi ma questi non sono accompagnati da sforzi tangenziali (shear stresses), requisito per flussi laminari e turbolenti; è un'approsimazione

Strato limite

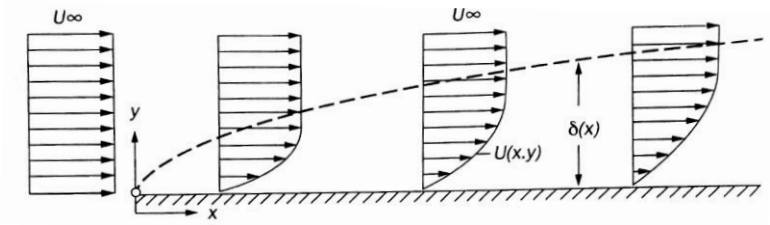
strato sottile di fluido attorno al corpo dove l'effetto della viscosità non è trascurabile causando l'attaccamento del fluido al contorno e quindi velocità nulla sulla parete

strato limite su una lastra piana: è laminare vicino al bordo d'attacco e subisce la transizione al flusso turbolento per lunghezze sufficienti.

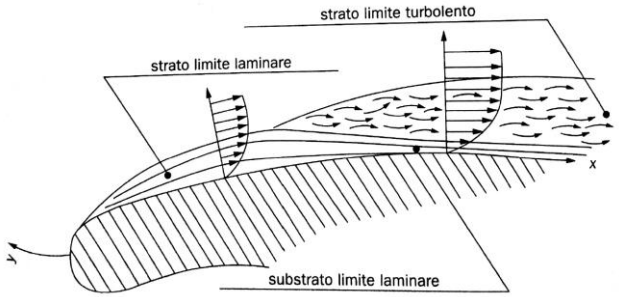
Per una lastra liscia rigida con basso livello di fluttuazione della corrente libera, lo strato limite laminare esiste fino a $Re = 10^6$, dove L è la distanza lungo la lastra dal bordo di attacco; per una lastra ruvida o in presenza di vibrazioni o elevate fluttuazioni della corrente libera fino a $Re = 3x10^5$.



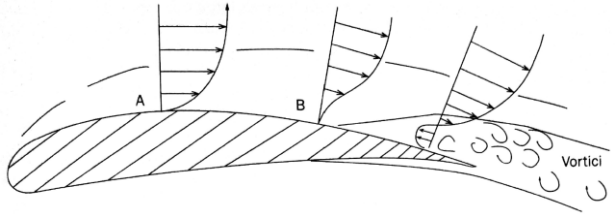
Strato limite



Profili di velocità in prossimità della parete e sviluppo dello strato limite su una lastra piana.



Sviluppo dello strato limite sul profilo della pala di una turbomacchina.



Andamento dello strato limite in un canale divergente, dove si evidenzia la zona di inversione del flusso con distacco dalla parete.

Flusso comprimibile e incomprimibile

In un flusso incomprimibile ogni particella fluida conserva la propria densità

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0$$

Se la densità è inoltre uniforme nello spazio e costante nel tempo, allora ρ =costante in tutto il dominio

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial \rho}{\partial y} = 0 \quad \frac{\partial \rho}{\partial z} = 0 \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

Il flusso di liquidi è considerato incomprimibile nella maggior parte dei casi (il colpo d'ariete è un'eccezione).

L'aria atmosferica a basse velocità è incomprimibile ma la densità decresce con l'altezza $\rho = \rho(z)$.

Il flusso dell'aria si può assumere incomprimibile se la velocità è sufficientemente bassa. Il flusso d'aria in condotti, attorno automobili e piccoli aerei, e il decollo e l'atterraggio dei aerei commerciali sono esempi di flussi incompressibili.

NUMERO DI MACH

$$M = \frac{V}{a}$$

V velocità caratteristica

$a = \sqrt{kRT}$ velocità del suono

$M < 0.3$ flusso incomprimibile

$M > 0.3$ flusso comprimibile

Per l'aria vicino al livello del mare la velocità del suono è circa 300 m/s (1224 km/h al livello del mare in atmosfera standard) così che molti flussi si possono considerare incomprimibili.

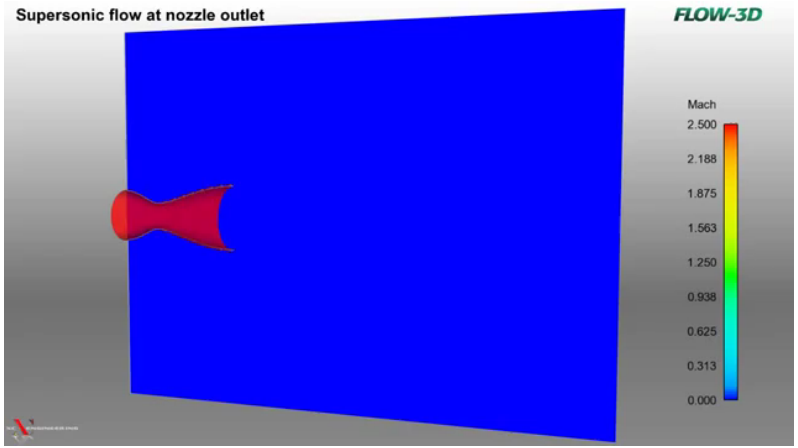


Ernst Waldfried Josef Wenzel Mach
(1838 - 1916)
fisico e filosofo austriaco

Flusso comprimibile

$M < 1$ flusso subsonico

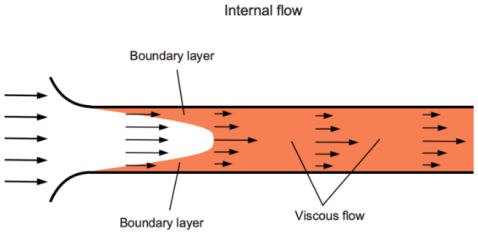
$M > 1$ flusso supersonico

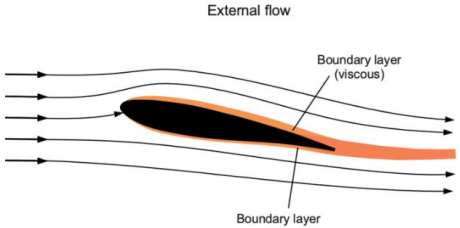


Introduzione alla meccanica dei fluidi

flussi interni
sono flussi confinati dalle pareti di un condotto. In questo caso gli strati limite viscosi crescono dal lato della parete verso l'interno, si incontrano a valle e riempiono l'intero condotto. Gli sforzi viscosi sono l'effetto dominante.
I flussi interni sono stati studiati estensivamente: c'è una piccola parte di teoria più una grande parte di sperimentazione.

flussi esterni
attorno a corpi immersi nella corrente fluida: hanno effetti viscosi importanti (sforzo di taglio e non scorrimento a parete) vicino alle superfici del corpo e nella sua scia, ma tipicamente sono praticamente non viscosi lontano dal corpo.
Sebbene la teoria dello strato limite sia utile per capire i flussi esterni, corpi con geometria complessa normalmente richiedono dati sperimentali per le forze e i momenti generati dal flusso.





Flussi interni incomprimibili

REGIMI DI FLUSSO VISCOSO

- flusso laminare a basso Re
- transizione a Re intermedi
- flusso turbolento a Re alti

VELOCITÀ DI TRANSIZIONE IN UN CONDOTTO CIRCOLARE

Confronto tra aria e acqua a 20 °C

Il numero di Reynolds di transizione normalmente accettato per un tubo a sezione circolare è $Re_c = 2300$.

Per il flusso in un tubo di diametro d di 5 cm, a quale velocità si verificherà la transizione per flusso d'aria e flusso d'acqua a 20°C ?

La transizione si ha per $Re_c = \rho V_{tr} d/\mu = 2300$.

Nota che quasi tutte le formule del flusso in condotti si basano sulla velocità media $V = Q/A$, non sulla velocità in corrispondenza della linea centrale o sulla velocità in un altro punto.

VELOCITÀ DI TRANSIZIONE IN UN CONDOTTO CIRCOLARE

Confronto tra aria e acqua a 20 °C

Con d noto, introduciamo le proprietà del fluido appropriate a 20°C:

Aria $\rho V_{tr} d/\mu = 1.205 \cdot V_{tr} \cdot 0.05 / 1.80 \cdot 10^{-5} = 2300$ $V_{tr} = 0.7\,m/s$

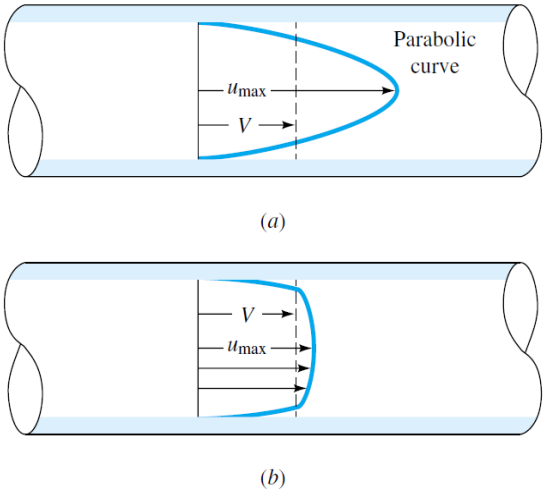
Acqua $\rho V_{tr} d/\mu = 998 \cdot V_{tr} \cdot 0.05 / 0.001 = 2300$ $V_{tr} = 0.046\,m/s$

Si tratta di velocità molto basse, quindi nelle applicazioni ingegneristiche la maggior parte di flussi di aria e acqua in condotti sono turbolenti, non laminari.

Potremmo aspettarci flussi laminari in condotti con fluidi più viscosi, come oli lubrificanti o glicerina.

CONFRONTO TRA IL PROFILO DI VELOCITA' LAMINARE E TURBOLENTO

In un condotto a parità di portata volumetrica



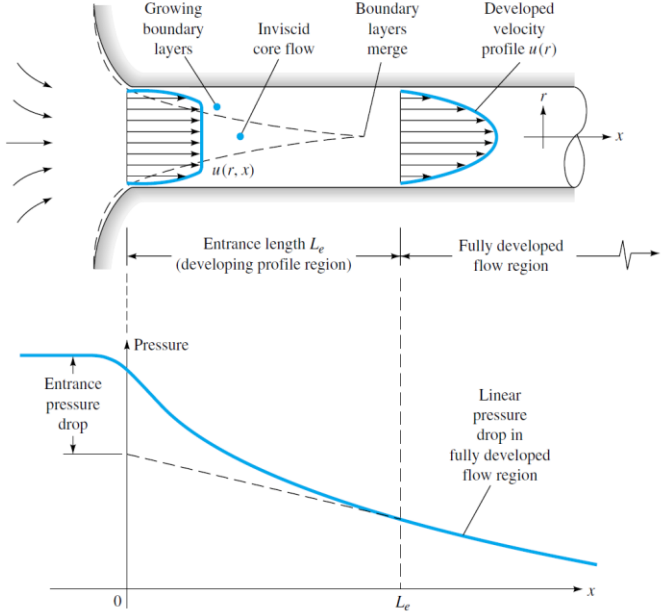
LUNGHEZZA DI INGRESSO

distanza fra la sezione d'ingresso del fluido e il punto in cui il profilo di velocità si stabilizza completamente

$L_e/d \approx 0.06\, Re$ flusso laminare

$L_e/d \approx 4.4\, Re^{1/6}$ flusso turbolento

Tipicamente la sezione di test di una galleria del vento a bassa velocità è 1 m di diametro e di lunghezza 5 m, con $V = 30$ m/s. Se prendiamo $\nu_{air} = 1.51 \cdot 10^{-5}$ m^2/s, allora $Re_d = 1.99 \times 10^6$ e dall'equazione turbolenta $L_e/d = 49$. La sezione di test ha $L/d = 5$, che è molto più corto che la lunghezza di ingresso. Alla fine della sezione lo strato limite a parete è spesso solo 10 cm lasciando 80 cm di nucleo non viscoso adatto per testare i modelli.



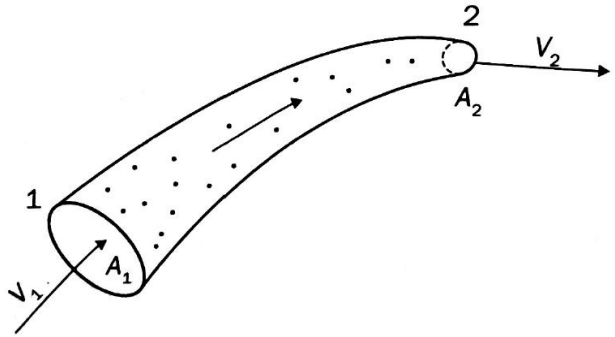
I profili di velocità e l'andamento della pressione in un condotto.

Introduzione alla meccanica dei fluidi

Definizioni

Portata massica $\dot{m} = \rho A V \quad [kg/s]$

Portata volumetrica $Q = AV \quad [m^3/s]$



Equazione di conservazione della massa

Se il flusso è instazionario

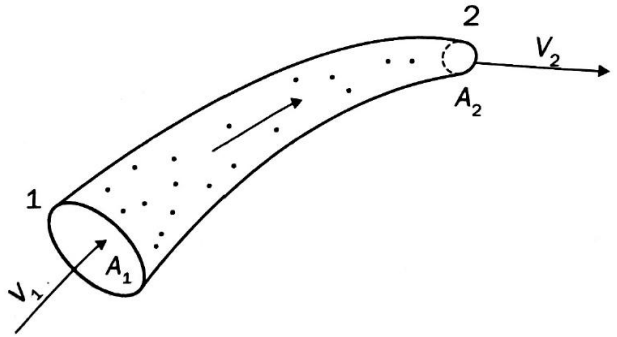
$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \rho_1 A_1 V_1 - \rho_2 A_2 V_2 = \frac{\partial m_\Omega}{\partial t} = \frac{\partial \int_\Omega \rho dV}{\partial t}$$

Equazione di conservazione della massa

Se consideriamo le seguenti ipotesi:

- Flusso stazionario
- Flusso monodimensionale

$$\dot{m}_1 = \rho_1 A_1 V_1 = \dot{m}_2 = \rho_2 A_2 V_2 = \dot{m} = \rho A V$$



Se flusso incomprimibile

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho = cost.$$

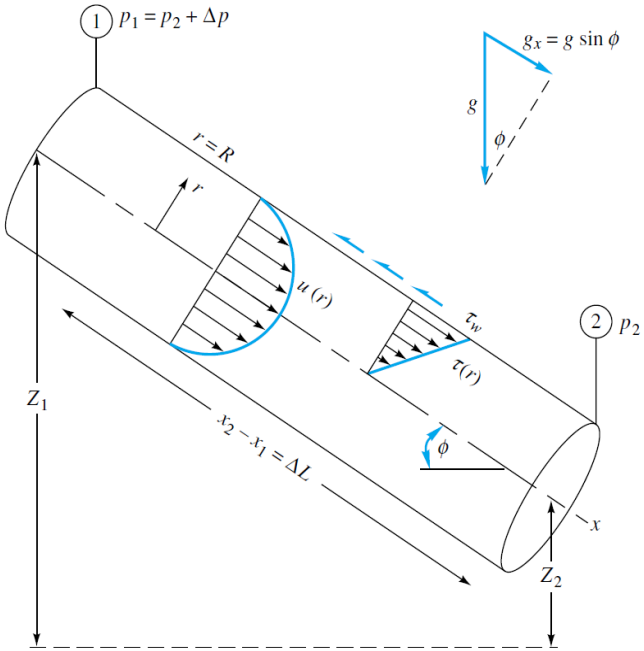
$$\downarrow$$

$$Q_1 = A_1 V_1 = Q_2 = A_2 V_2 = Q = AV$$

Flusso in un condotto circolare

Equazione di conservazione della massa

$$Q_1 = Q_2 \quad \rightarrow \quad V_1 = V_2 = \frac{Q}{A}$$



Volume di controllo di un flusso stazionario pienamente sviluppato tra due sezioni di un condotto inclinato

Flusso in un condotto circolare

Equazione di conservazione dell'energia

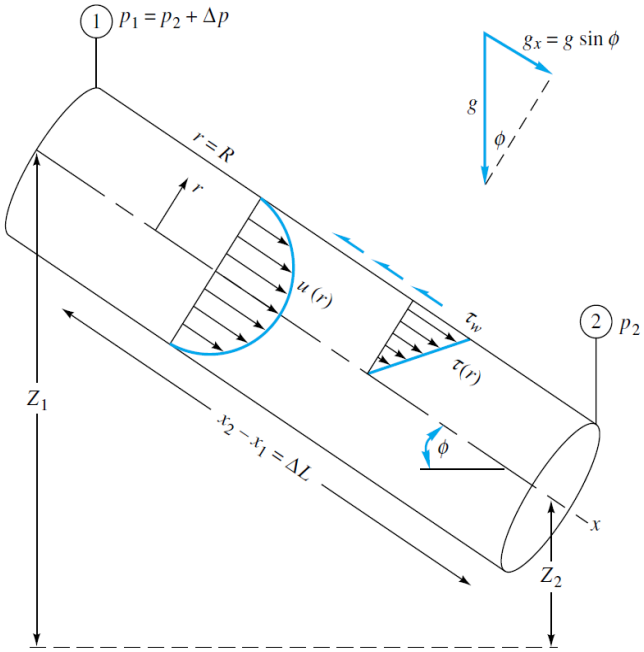
$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2}\alpha_1 V_1^2 + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2}\alpha_2 V_2^2 + gz_2 + gh_f$$

$\alpha = 2$ per flusso laminare, $\alpha = 1.08 \div 1.03$ per flusso turbolento

diminuisce all'aumentare di Re

PERDITA DI CARICO CONTINUA h_f

$$h_f = \left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1\right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + z_2\right) = \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z$$



Volume di controllo di un flusso stazionario pienamente sviluppato tra due sezioni di un condotto inclinato

Flusso in un condotto circolare

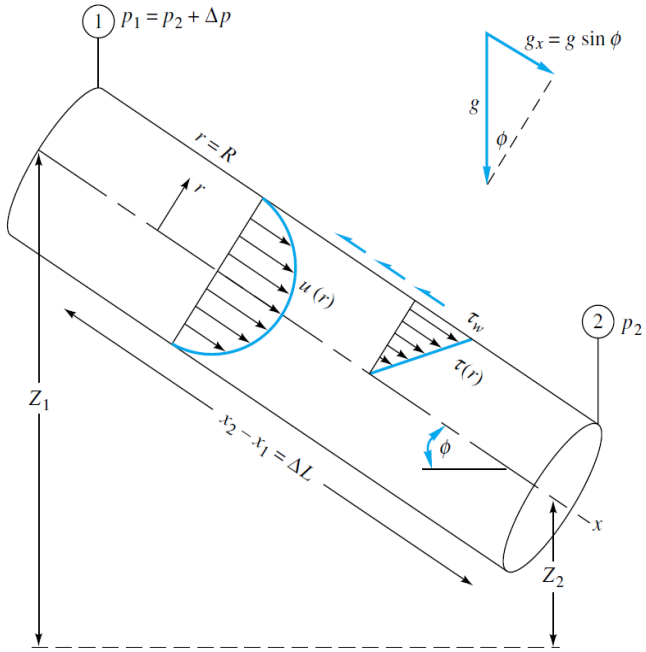
Equazione di conservazione della quantità di moto

Essendo $\dot{m}(V_2 - V_1) = 0$,

$$\Delta p \pi R^2 + \rho g \pi R^2 \Delta L \sin\phi - \tau_w 2\pi R \Delta L = 0$$

$$\downarrow$$

$$\frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z = 2\frac{\tau_w}{\rho g}\frac{\Delta L}{R}$$



Volume di controllo di un flusso stazionario pienamente sviluppato tra due sezioni di un condotto inclinato

Flusso in un condotto circolare

Equazione di conservazione della quantità di moto

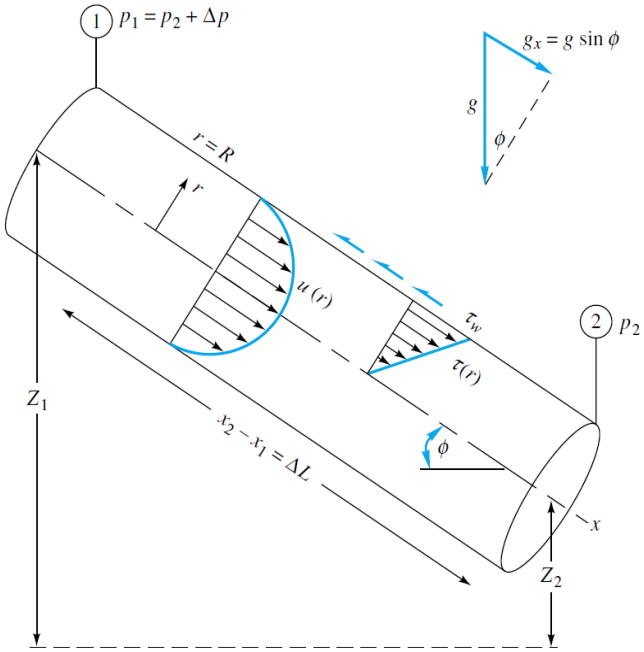
Essendo $\dot{m}(V_2 - V_1) = 0$,

$$\Delta p \pi R^2 + \rho g \pi R^2 \Delta L \sin\phi - \tau_w 2\pi R \Delta L = 0$$

$$\downarrow$$

$$\frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta z = 2\frac{\tau_w}{\rho g}\frac{\Delta L}{R}$$

uguale ad h_f per l'equazione di conservazione dell'energia



Volume di controllo di un flusso stazionario pienamente sviluppato tra due sezioni di un condotto inclinato

Flusso in un condotto circolare

τ_w dipende dale condizioni del flusso $\rho, V, \mu, d, \epsilon$

COEFFICIENTE D'ATTRITO

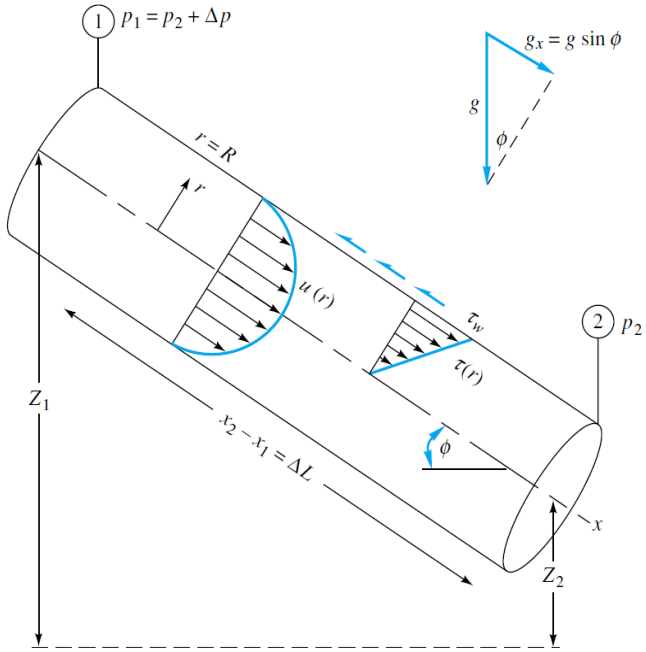
$$f = \frac{8\tau_w}{\rho V^2} = F\left(Re_d, \frac{\epsilon}{d}\right)$$

Essendo

$$h_f = 2\frac{\tau_w}{\rho g}\frac{\Delta L}{R}$$

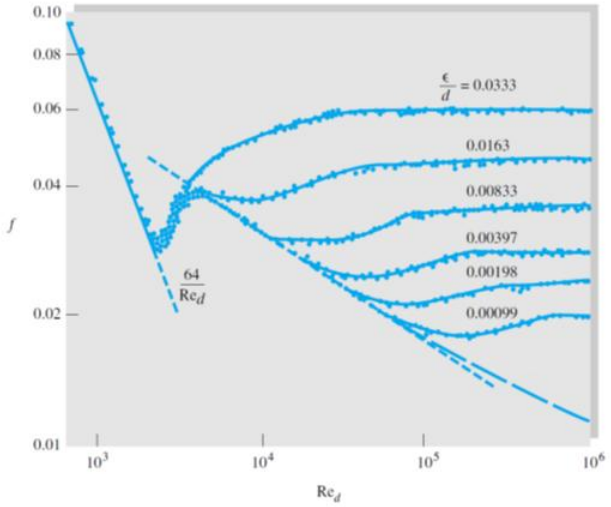
PERDITA DI CARICO CONTINUA

$$h_f = f\frac{\Delta L}{d}\frac{V^2}{2g}$$



Volume di controllo di un flusso stazionario pienamente sviluppato tra due sezioni di un condotto inclinato

PERDITA DI CARICO CONTINUA



Effetto della rugosità della parete su un flusso turbolento in un condotto: esperimenti con rugosità mostrano un sistematico aumento del coefficiente d'attrito con il coefficiente di rugosità

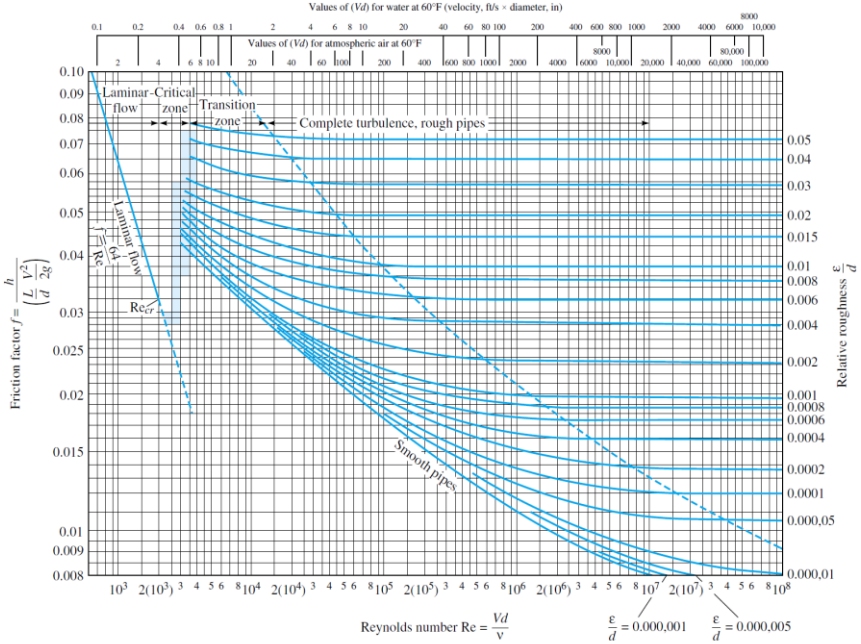


Diagramma di Moody - diagramma bilogaritmico che riporta il fattore di attrito di Darcy in funzione del numero di Reynolds al variare della rugosità secondo la correlazione di Colebrook

PERDITA DI CARICO CONTINUA

Formule semiempiriche

flussi laminari

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

formula di Haaland (esplicita) per flussi turbolenti

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

formula di Colebrook per flussi turbolenti

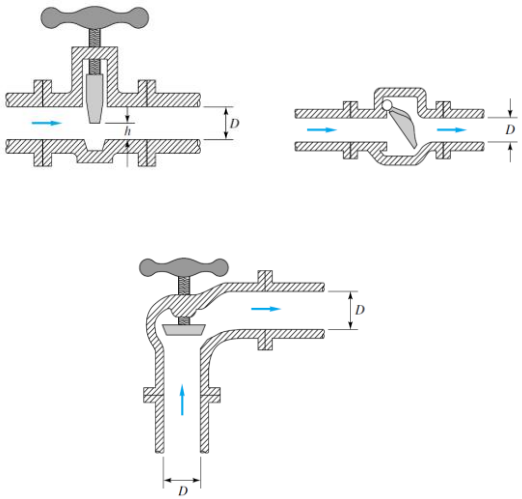
$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2\, log\left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re\, f^{1/2}}\right)$$

formula per regione di rugosità piena

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

PERDITA DI CARICO ACCIDENTALE

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

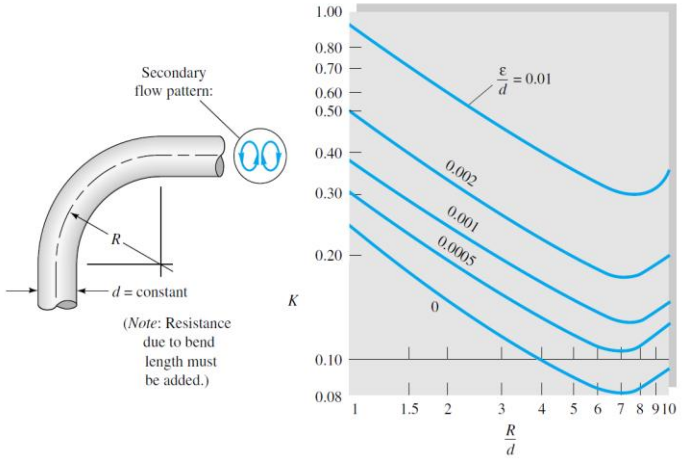


	Nominal diameter, in								
	Screwed				Flanged				
	½	1	2	4	1	2	4	8	20
Valves (fully open):									
Globe	14	8.2	6.9	5.7	13	8.5	6.0	5.8	5.5
Gate	0.30	0.24	0.16	0.11	0.80	0.35	0.16	0.07	0.03
Swing check	5.1	2.9	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
Angle	9.0	4.7	2.0	1.0	4.5	2.4	2.0	2.0	2.0
Elbows:									
45° regular	0.39	0.32	0.30	0.29					
45° long radius					0.21	0.20	0.19	0.16	0.14
90° regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.50	0.39	0.30	0.26	0.21
90° long radius	1.0	0.72	0.41	0.23	0.40	0.30	0.19	0.15	0.10
180° regular	2.0	1.5	0.95	0.64	0.41	0.35	0.30	0.25	0.20
180° long radius					0.40	0.30	0.21	0.15	0.10
Tees:									
Line flow	0.90	0.90	0.90	0.90	0.24	0.19	0.14	0.10	0.07
Branch flow	2.4	1.8	1.4	1.1	1.0	0.80	0.64	0.58	0.41

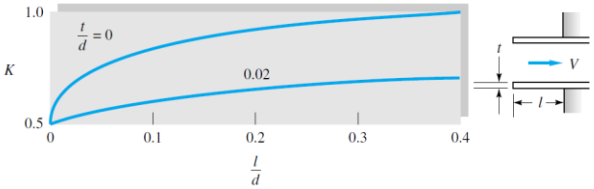
Coefficienti di resistenza K per valvole aperte, gomiti e raccordi con attacco filettato e flangiato

PERDITA DI CARICO ACCIDENTALE

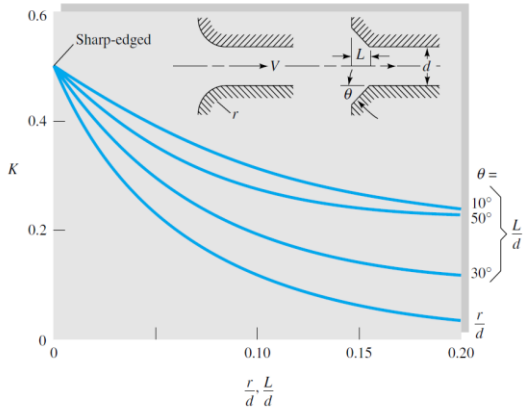
$$h_a = K\frac{V^2}{2g}$$



Coefficiente di resistenza per curve di 90°



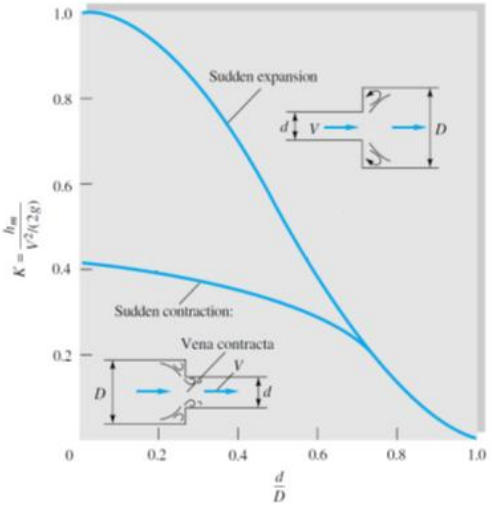
Coefficienti di perdita per ingresso rientrante



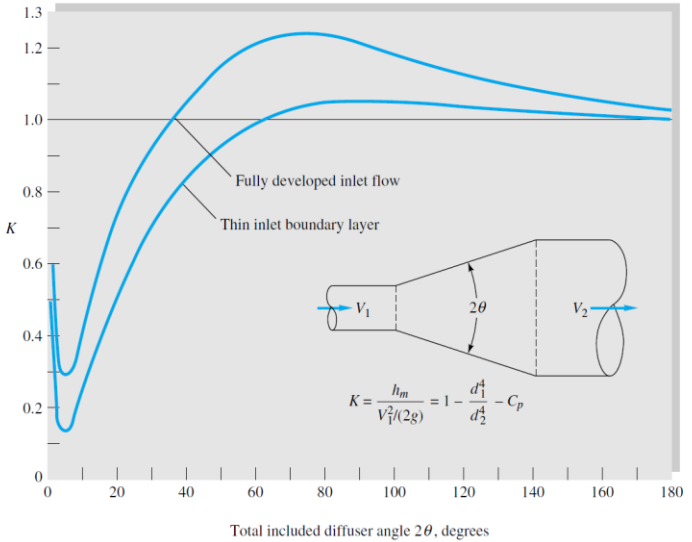
Coefficienti di perdita in entrate e uscita: ingressi arrotondati e smussati. Le perdite in uscita sono K =1.0 per tutte le geometrie di uscita

PERDITA DI CARICO ACCIDENTALE

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



Perdite per espansioni e contrazioni improvvise



Perdite di flusso in una regione conica che si espande gradualmente

Prestazioni di un diffusore

Confronto tra comportamento ideale e flusso separato

COEFFICENTE DI PRESSIONE

$$C_p = \frac{p_e - p_t}{p_{0t} - p_t}$$

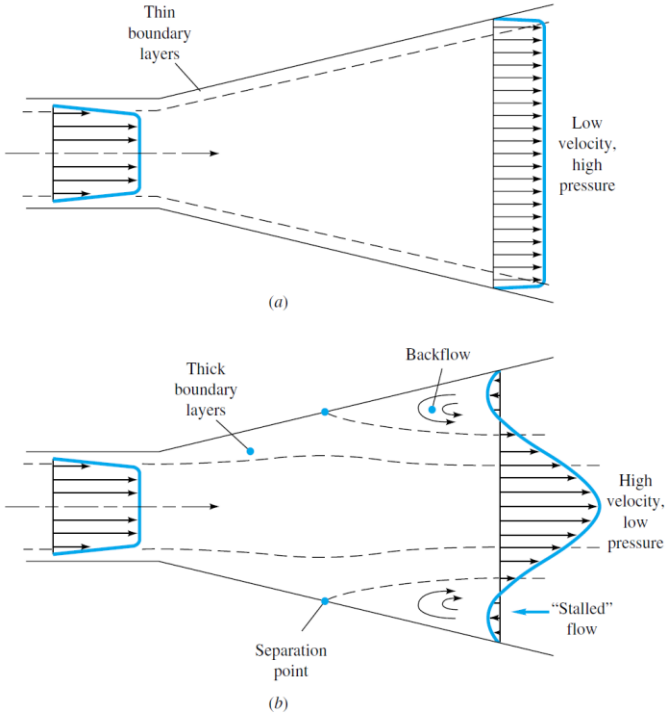
p_{0t} pressione di ristagno all'ingresso

p_t pressione statica all'ingresso

p_e pressione statica all'uscita

(a) schema ideale con buone prestazioni

(b) schema reale con separazione dello strato limite e risultante in basse prestazioni



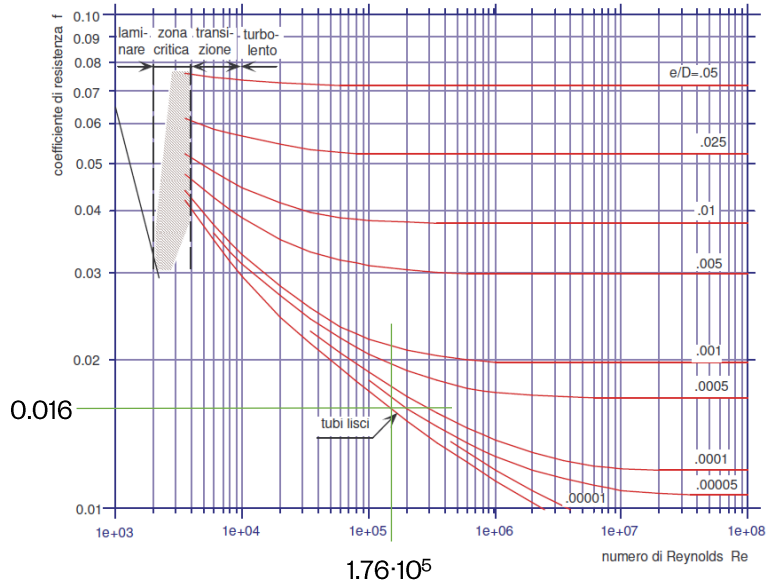
APPLICAZIONE CALCOLO DEL DISLIVELLO NECESSARIO A COMPENSARE LE PERDITE DI CARICO

Una portata volumetrica G_v =0.6 m^3/s d'aria alla temperatura T = 15°C scorre in un tubo liscio di diametro D = 0.3 m e lungo L = 50 m. Determinare la differenza di altezza fra ingresso z_1 e uscita z_2 affinché la pressione si mantenga costante $p_1 = p_2 = p_{atm}$.

Assumendo ρ = 1.227 kg/m^3 e μ = 0.0000178 kg/(m·s)

$$V_m = \frac{G_v}{\pi D^2/4} = 8.49\frac{m}{s} \quad \rightarrow \quad Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} = 176000$$

$$\rightarrow f \approx 0.016$$



APPLICAZIONE CALCOLO DEL DISLIVELLO NECESSARIO A COMPENSARE LE PERDITE DI CARICO

Equazione di conservazione dell'energia

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2}\alpha_1 V_{m1}^2 + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2}\alpha_2 V_{m2}^2 + gz_2 + gh_f$$

con

$$p_1 = p_2 \qquad \alpha_1 = \alpha_2 \qquad V_{m1} = V_{m2} \qquad h_f = f\frac{L}{D}\frac{V_m^2}{2g} = 9.8m$$

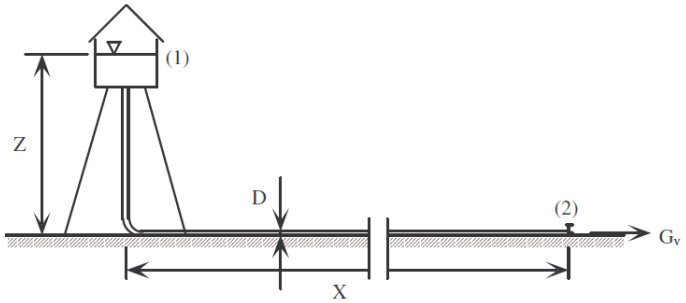
Da cui: $z_1 - z_2 = h_f = 9.8m$

Verifica ipotesi incompressibilità:

$$a = \sqrt{kRT} = \sqrt{1.4 \cdot 287 \cdot 288.15} = 340.26\frac{m}{s} \qquad M = \frac{V_m}{a} = 0.025$$

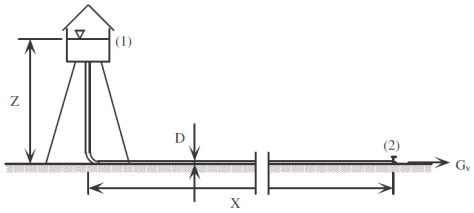
APPLICAZIONE PORTATA MASSIMA IN UN IMPIANTO ANTINCENDIO

Un impianto antincendio è formato da una torre d'acqua e da un tubo verticale alti $Z = 24$ m. Il tubo di distribuzione più lungo ha un diametro $D = 100$ mm $= 4$ in, ha una lunghezza $X = 180$ m, è fatto di ghisa vecchia di 20 anni e ha alla sua estremità una valvola a saracinesca. Determinare la massima portata di fluido che può passare attraverso la tubazione.



APPLICAZIONE PORTATA MASSIMA IN UN IMPIANTO ANTINCENDIO

Dati e schema

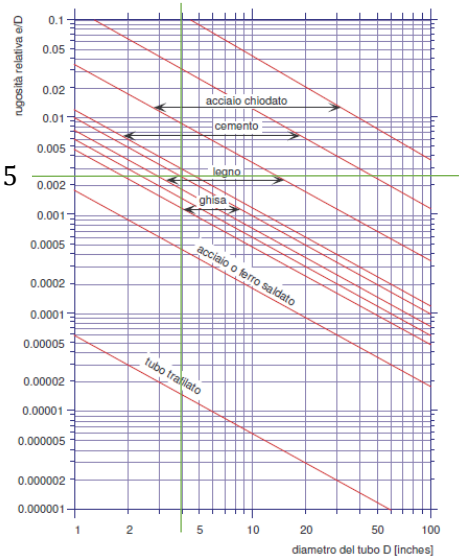


$Z = 24\,\text{m}$
$X = 180\,\text{m}$
$D = 100\,\text{mm} = 4\,\text{in}$

tipo di accessorio	lunghezza equivalente L_e/D
valvola a saracinesca	8
valvola a globo	340
valvola ad angolo	150
valvola a sfera	3
valvola di ritegno (alzata a globo)	600
valvola di ritegno (alzata ad angolo)	55
valvola di fondo (a movimento verticale)	420
valvola di fondo (incernierata)	75
curva a 45 °	16
curva a 90 °	30
curva a 180 °	50
T standard (flusso diritto)	20
T standard (flusso deviato)	60

$$h_a = f\frac{L_e}{D}\frac{V_m^2}{2g}$$

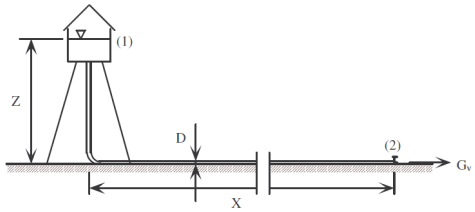
$$\frac{e}{D} = 0.0025$$



Fissiamo $e/D = 0.005$
(raddoppiato perché tubo vecchio)

APPLICAZIONE PORTATA MASSIMA IN UN IMPIANTO ANTINCENDIO

Bilancio energetico



Equazione di conservazione dell'energia

$$\frac{p_1}{\rho}+\frac{1}{2}\alpha_1 V_{m1}^2+gz_1=\frac{p_2}{\rho}+\frac{1}{2}\alpha_2 V_{m2}^2+gz_2+g\left(h_f+h_a\right)$$

Si assume moto turbolento ($Re_c = 2300$) e incomprimibile ($a = 1500 m/s$)

$$p_1 = p_2 = p_{atm} \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 1 \quad V_{m1} = 0 \quad V_{m2} = V_m \quad z_1 - z_2 = Z \quad L = Z + X$$

$$\rho = 1000\ \text{kg/m}^3 \quad \mu = 0.0014\ \text{kg/(m·s)}$$

$$gZ = \frac{1}{2}V_m^2 + f\frac{L}{D}\frac{V_m^2}{2} + f\frac{L_e}{D}\frac{V_m^2}{2} \quad \rightarrow \quad V_m = \sqrt{\frac{2gZ}{1+f\left(\frac{L}{D}+\frac{L_e}{D}\right)}} = \sqrt{\frac{470.88}{1+2048f}}$$

APPLICAZIONE PORTATA MASSIMA IN UN IMPIANTO ANTINCENDIO

Soluzione

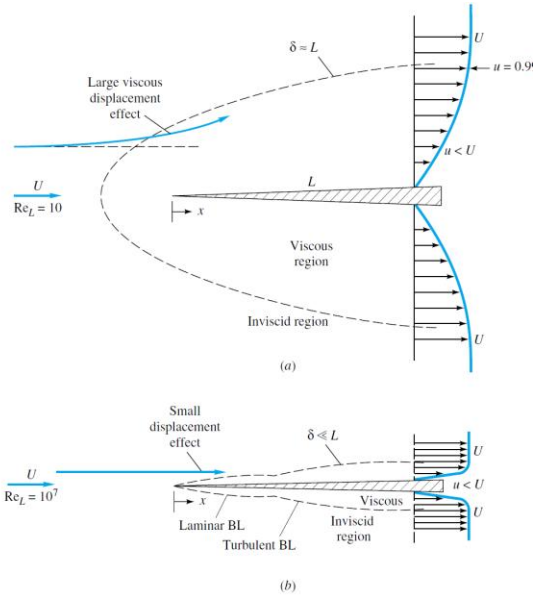
$$f = 0.03 \text{ nella regione di rugosità piena} \rightarrow \quad V_m = \sqrt{\frac{470.88}{1 + 2048f}} = 2.730 \frac{m}{s}$$

$$\rightarrow \; Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} = 239451 \rightarrow f = 0.031 \text{ dalla formula di Colebrook} \rightarrow \quad V_m = \sqrt{\frac{470.88}{1 + 2048f}} = 2.683 \frac{m}{s}$$

$$\rightarrow \; Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} = 235359 \rightarrow f = 0.031 \text{ dalla formula di Colebrook} \rightarrow \quad V_m = \sqrt{\frac{470.88}{1 + 2048f}} = 2.683 \frac{m}{s}$$

$$G_v = V_m \frac{\pi D^2}{4} = 0.0211 \; m^3/s$$

Flussi esterni incomprimibili



Confronto tra il flusso atrraverso una lastra piana appuntita a bassi e alti numeri di Reynolds: (*a*) laminare, flusso a basso Re; (*b*) flusso ad alto Re

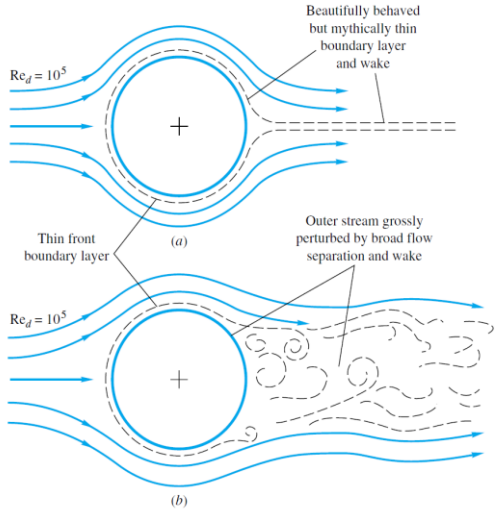
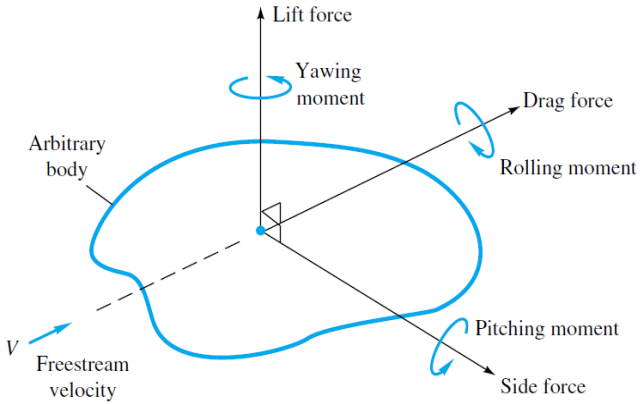


Illustrazione della forte interazione tra regione viscosa e non viscosa di un flusso nella parte posteriore di un corpo arrotondato: (*a*) schema idealizzato e certamente errato; (*b*) schema reale

FORZE E MOMENTI SU UN CORPO IMMERSO IN UN FLUSSO UNIFORME

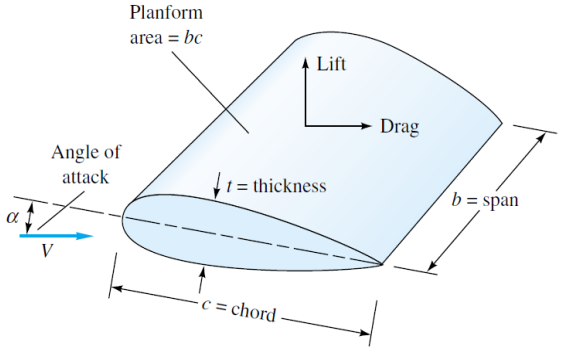
- Portanza
- Resistenza
- Forza laterale
- Momento di rollio (rolling)
- Momento di imbardata (yawing)
- Momento di beccheggio (pitching)

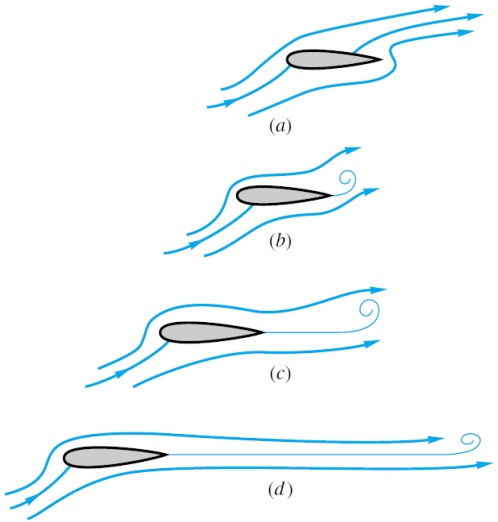
$$C_D = f(\mathrm{Re})$$



PROFILI PORTANTI

VORTICE DI AVVIAMENTO E SVILUPPO DELLA PORTANZA

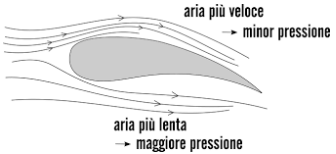




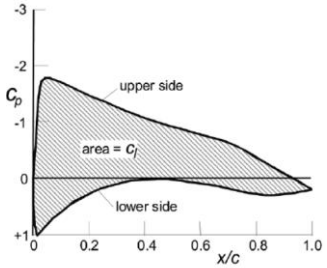
Fasi dello sviluppo della portanza:(*a*) istante iniziale: punto di ristagno posteriore sul dorso: nessuna portanza ; (*b*) il bordo d'uscita affusolato induce la separazione e si forma un vortice iniziale: poca portanza; (*c*) il vortice iniziale viene trascinato lontano e le line di flusso fluiscono regolarmente dal bordo di uscita: viene sviluppata l'80% della portanza; (*d*) il vortice iniziale viene trasportato molto a valle, il flusso al bordo d'uscita è ora molto regolare: la portanza è pienamente sviluppata.

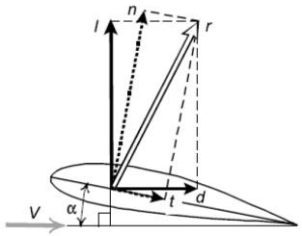
PROFILI PORTANTI

GEOMETRIA, INCIDENZA E PORTANZA

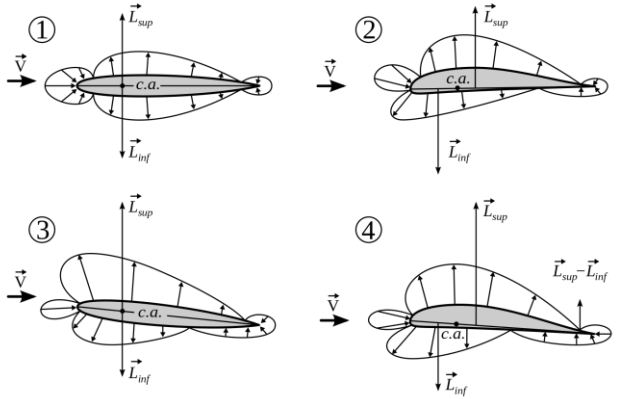


Distribuzione delle linee di flusso





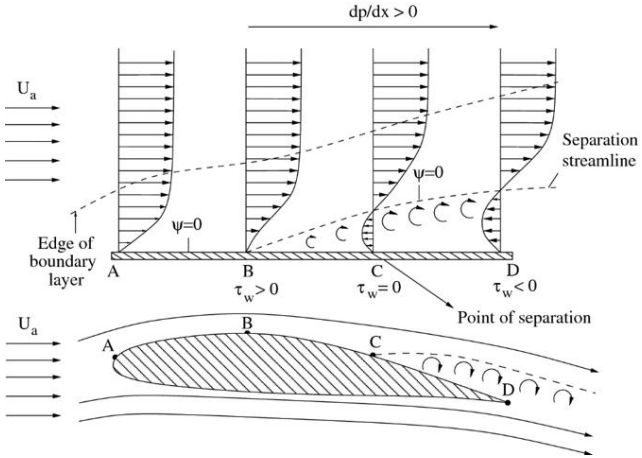
Coefficiente di pressione lungo la corda e forza generata



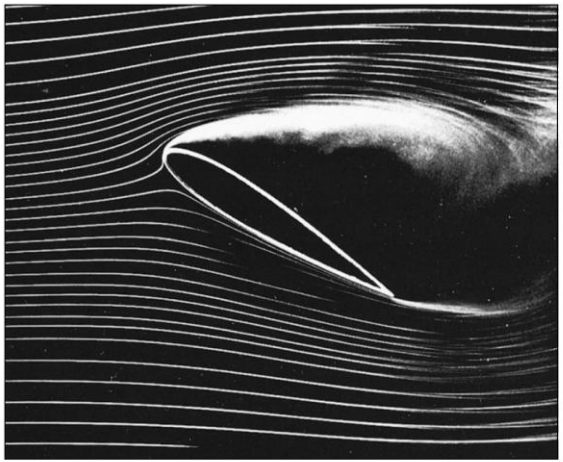
1: profilo simmetrico ad incidenza di portanza nulla
2: profilo asimmetrico ad incidenza di portanza nulla
3: profilo simmetrico ad incidenza di portanza positiva
4: profilo asimmetrico ad incidenza di portanza positiva

PROFILI PORTANTI

SEPARAZIONE DELLO STRATO LIMITE E STALLO



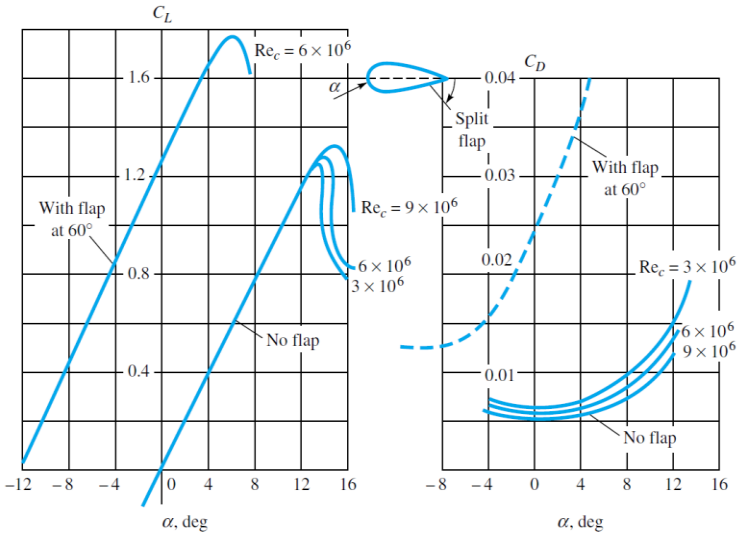
Separazione dello strato limite



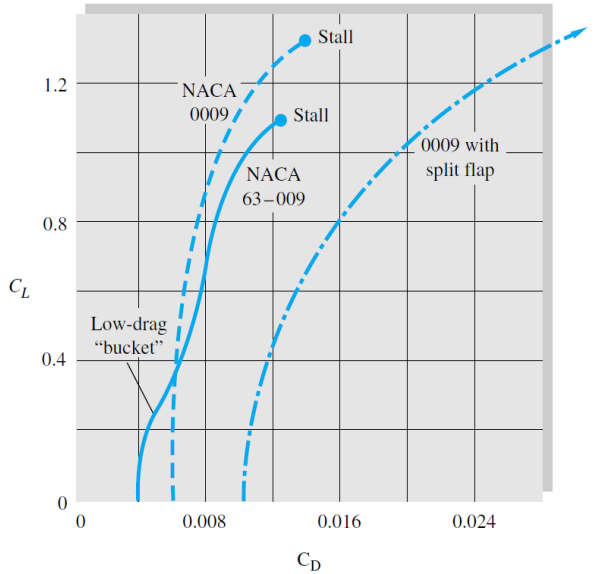
Ad un alto angolo di attacco la visualizzazione delle linee di fumo mostra lo stallo sul dorso di un profilo portante

PROFILI PORTANTI

PORTANZA E RESISTENZA, POLARE



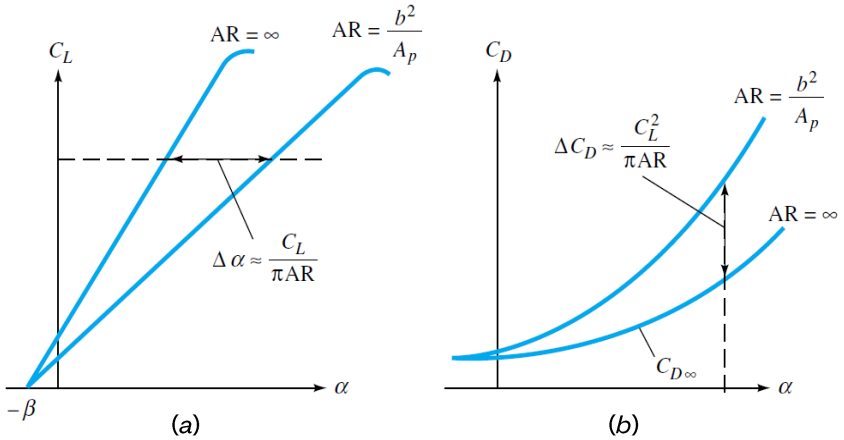
Portanza e resistenza di un profilo NACA 0009 simmetrico con span infinito, incluso l'effetto di un flap. Nota che la rugosità può far crescere il C_D dal 100 al 300 percento.



Polare della portanza-resistenza per un profilo NACA standard 0009 e uno a flusso laminare 63-009

PROFILI PORTANTI

EFFETTO DELL'ASPECT RATIO SU PORTANZA E RESISTENZA



Effetto di un aspect ratio finito sulla portanza e resistenza:
(*a*) aumento dell'angolo effettivo; (*b*) aumento della resistenza indotta.

Flussi comprimibili

La compressibilità di un fluido è definita dal **coefficiente di compressibilità isoterma.**

Il coefficiente di compressibilità è una proprietà del fluido, ma per considerare comprimibile un campo di moto occorre che gli effetti della compressibilità siano significativi.

Distinzione tra

comprimibilità del fluido (parametro termodinamico)

e

comprimibilità di un campo di moto (caratteristica termo-fluidodinamica)

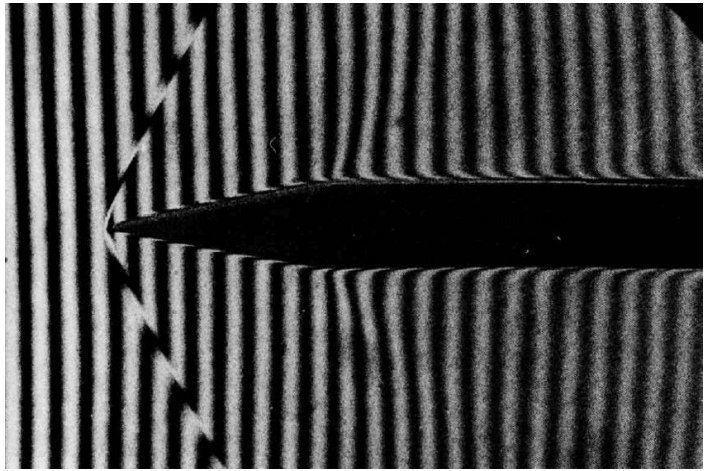
Gli effetti della comprimibilità sono determinati dal valore del **numero di Mach**.

I flussi comprimibili possono essere classificati in funzione del numero di Mach secondo il seguente criterio:

Flussi incomprimibili	$M < 0.3$
Flussi subsonici	$0.3 < M < 0.8$
Flussi transonici	$0.8 < M < 1.4$
Flussi supersonici	$1.4 < M < 5.0$
Flussi ipersonici	$M > 5.0$

EFFETTI DELLA COMPRIMIBILITÀ

Flusso supersonico su un cuneo e onde d'urto oblique



Si consideri l'interazione fra una corrente fluida supersonica uniforme ed un cuneo. Dato che la velocità di propagazione dei disturbi di pressione è inferiore a quella del fluido allora ogni disturbo dovuto alla presenza dell'ostacolo non può far risentire i suoi effetti a monte dell'ostacolo stesso.
Il fluido si accorge della presenza dell'ostacolo solo quando lo incontra, a quel punto, poiché non può attraversarlo devia bruscamente di un angolo θ detto *angolo di deviazione.* Ne risulta la formazione di un'**onda d'urto obliqua.**
Gli urti sono dei particolari fenomeni tipici dei flussi comprimibili supersonici.

EFFETTI DELLA COMPRIMIBILITÀ

Boom sonico e nube di condensazione

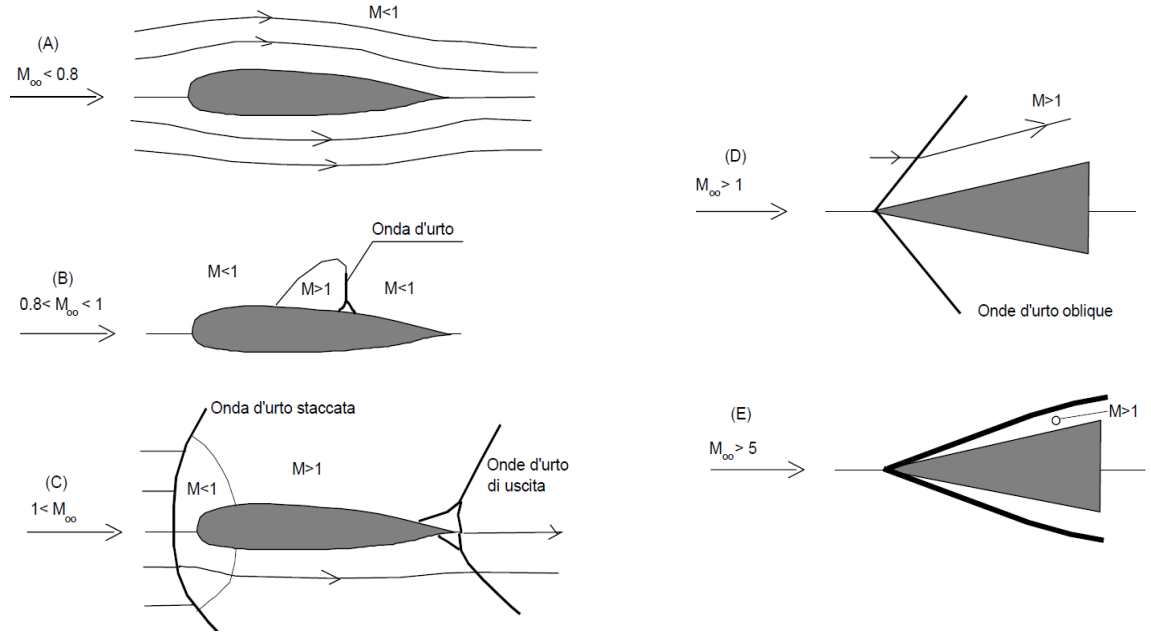
Il boom sonico, chiamato anche bang supersonico, in italiano boato sonico, è il suono prodotto dall'onda d'urto generata da un oggetto (ad esempio un aereo) quando questo si muove, in un fluido, con velocità superiore alla velocità del suono.



Nube di condensazione attorno a un velivolo prossimo alla velocità del suono. La diminuzione locale di pressione e temperatura provoca la condensazione del vapore acqueo. La nube non rappresenta direttamente l'onda d'urto né il boom sonico.

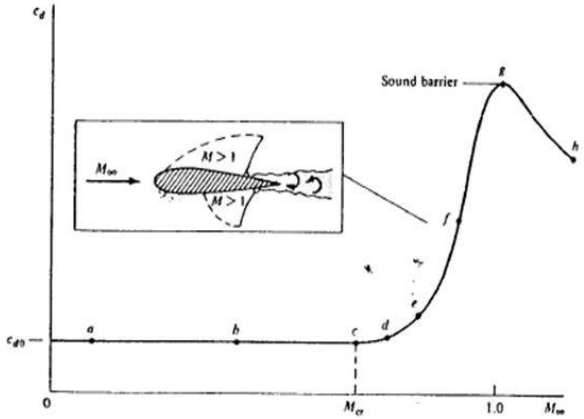
EFFETTI DELLA COMPRIMIBILITÀ

Campi di moto comprimibile attorno a profili alari



EFFETTI DELLA COMPRIMIBILITÀ

Divergenza della resistenza aerodinamica



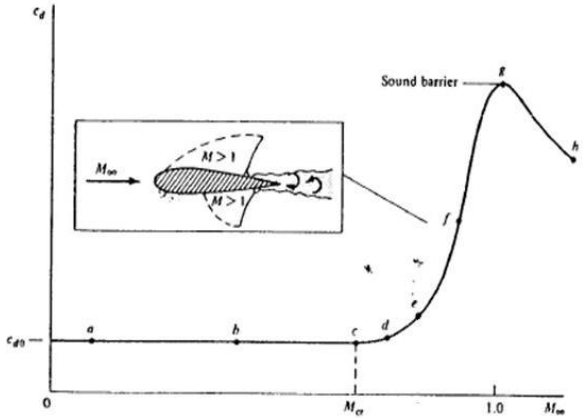
Se si aumenta il Mach di flusso indisturbato esiste un intervallo piuttosto ampio in cui si ha indipendenza fra il coefficiente di resistenza ed M.

Nel tratto c-e la resistenza del profilo cresce in maniera debole a causa della presenza sull'estradosso di una zona supersonica (M=1.02 – 1.05).

A partire dal punto e, **Mach drag-divergence** point, la resistenza inizia a crescere drasticamente, tipicamente di un fattore 10. Questo forte incremento è legato alla presenza di una zona supersonica molto estesa che termina con un'onda d'urto che scolla lo strato limite ed aumenta la resistenza della sezione alare.

EFFETTI DELLA COMPRIMIBILITÀ

Divergenza della resistenza aerodinamica



In figura è mostrato un ingrandimento del punto f nel quale troviamo un urto sia sull'estradosso che sull'intradosso; la zona di flusso supersonico termina esattamente in corrispondenza dell'urto. L'urto produce a valle una sovrappressione che produce il distacco dello strato limite dalla superficie del profilo alare a cui corrisponde un forte incremento della resistenza aerodinamica.

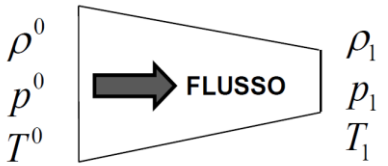
La curva presenta un massimo in corrispondenza del punto g in cui M=1.0.

EFFETTI DELLA COMPRIMIBILITÀ

Bloccaggio sonico negli ugelli

Negli ugelli convergenti è possibile accelerare il flusso non oltre la velocità del suono.

Tale condizione di funzionamento è dovuta al fatto che, raggiunto M=1 nella sezione di uscita dell'ugello, un ulteriore abbassamento della pressione statica non viene risentito all'interno del condotto in quanto la perturbazione di pressione ha una velocità relativa nulla rispetto alla velocità convettiva del flusso.



Tale fenomeno ha importanti implicazioni sulla portata massica elaborabile da un ugello convergente.

Un'ulteriore diminuzione della pressione non ha alcun effetto sulle caratteristiche del moto.

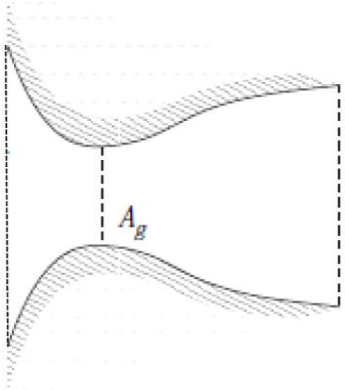
In tali condizioni il moto si dice **bloccato** o in *choking*.

EFFETTI DELLA COMPRIMIBILITÀ

Bloccaggio sonico negli ugelli

Per accelerare il flusso a numeri di Mach superiori all'unità è necessario aggiungere un tratto di condotto divergente a valle della sezione sonica.

Tuttavia bisogna sempre tener presente che la parte convergente dell'ugello è "bloccata" ed è quindi quella che determina la portata, l'introduzione del tratto divergente permette esclusivamente l'incremento della velocità a M>1.



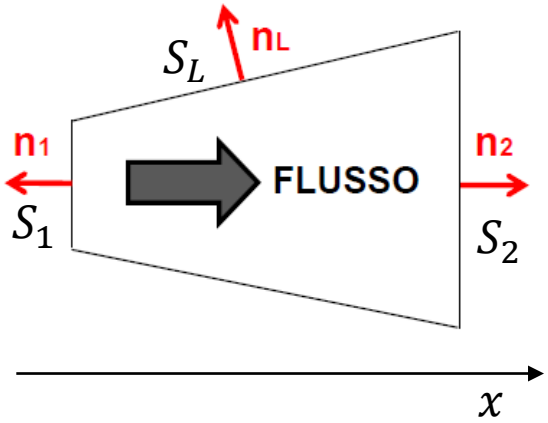
Flussi interni comprimibili

Modello quasi-unidimensionale

Per l'analisi del DEFLUSSO ADIABATICO DI UN GAS IDEALE IN UN CONDOTTO ORIZZONTALE STAZIONARIO:

Consideriamo il problema **QUASI-UNIDIMENSIONALI** cioè un volume di controllo per il quale si verifica che la sezione trasversale S varia di poco rispetto all'ascissa curvilinea x.

$$\frac{L}{S}\frac{dS}{dx} \ll 1$$



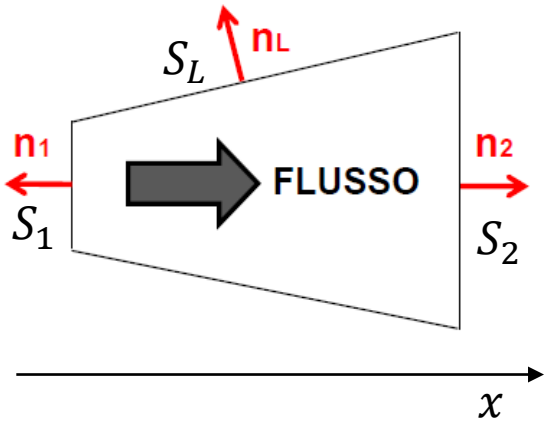
Consideriamo il problema **stazionario,** moto **senza attrito** ed **adiabatico** .

Equazioni di conservazione

$$\dot{m} = \rho u S = cost.$$

$$p_1 S_1 + \rho_1 u_1^2 S_1 = p_2 S_2 + \rho_2 u_2^2 S_2 + \int_{S_L} p dS_x$$

$$h + \frac{u^2}{2} = h_0$$



Relazioni energetiche e isentropiche

$$pv = RT \text{ per gas perfetti}$$
$$pv^k = cost \text{ per processo reversibile (o isoentropico)}$$
$$\rightarrow \quad p^{1-k}T^k = cost \quad \rightarrow \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1-k}{k}}$$

$$h_0 - h = c_p(T_0 - T) = c_p T_0\left(1 - \frac{T}{T_0}\right) \quad \text{con} \quad \begin{matrix} R = c_p - c_v \\ k = \frac{c_p}{c_v} \end{matrix} \rightarrow \quad c_p = \frac{k}{k-1}R$$

$$h + \frac{u^2}{2} = h_0 \quad \rightarrow \quad u = \sqrt{2(h_0 - h)} = \sqrt{2\frac{k}{k-1}RT_0\left(1 - \frac{T}{T_0}\right)} = \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_0 v_0\left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}$$

collega velocità con pressione e stato di ristagno

Portata massica e relazione tra area e pressione

Ricordando che $\rho = \rho_0 (p/p_0)^{\frac{1}{k}}$

$$\dot{m} = \rho u S = \rho S \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)} = S \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right)}$$

$$\downarrow$$

$$S = \dot{m} \left(\sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right)}\right)^{-1}$$

Sezione critica e condizione sonica

Se $\dot{m}, p_0, \rho_0$ costanti

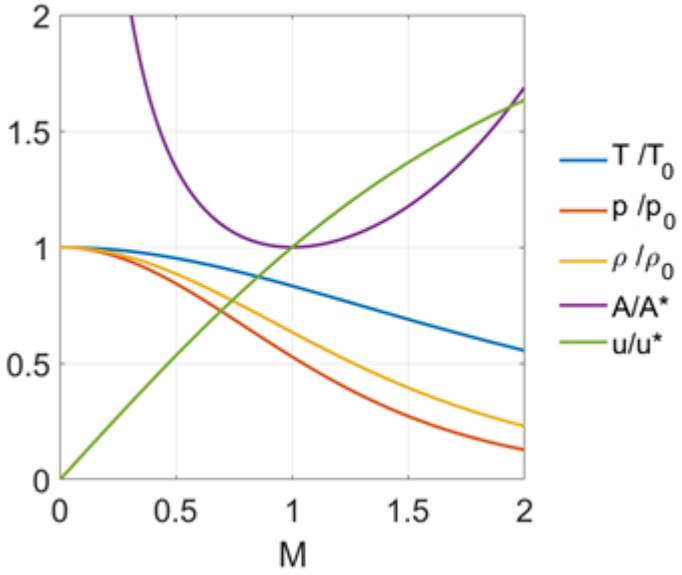
$$S = f\left(\frac{p}{p_0}\right),$$

S ha un minimo per

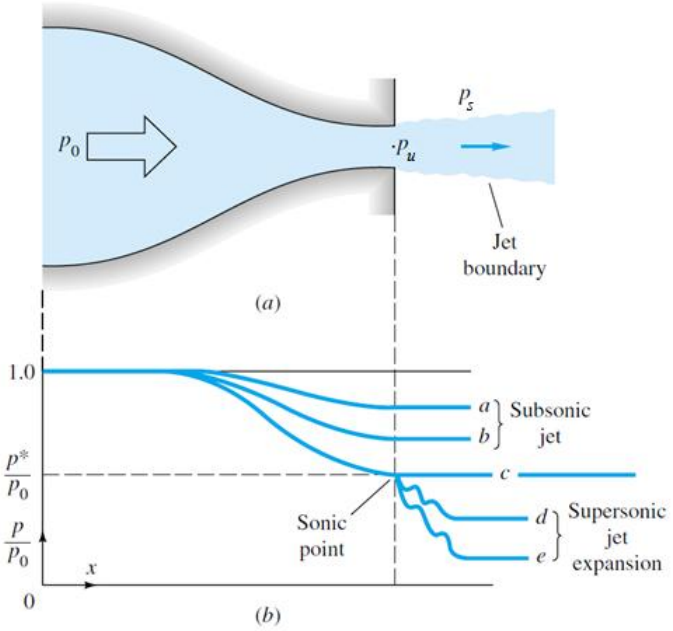
$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{k-1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

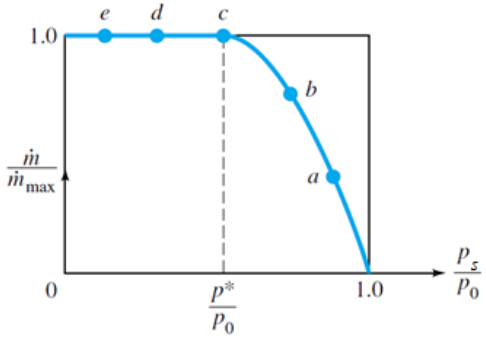
$$u_{cr} = \sqrt{kRT_{cr}}$$

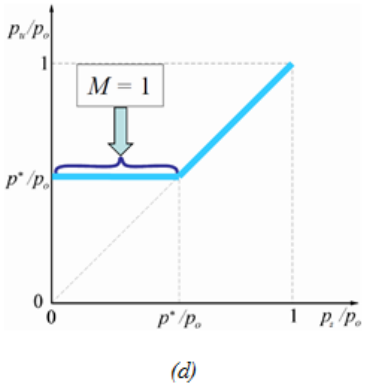
Nella sezione critica $M = u/a = 1$. Per assegnate condizioni di ristagno, in questa sezione la portata massica raggiunge il valore massimo e il flusso risulta bloccato.



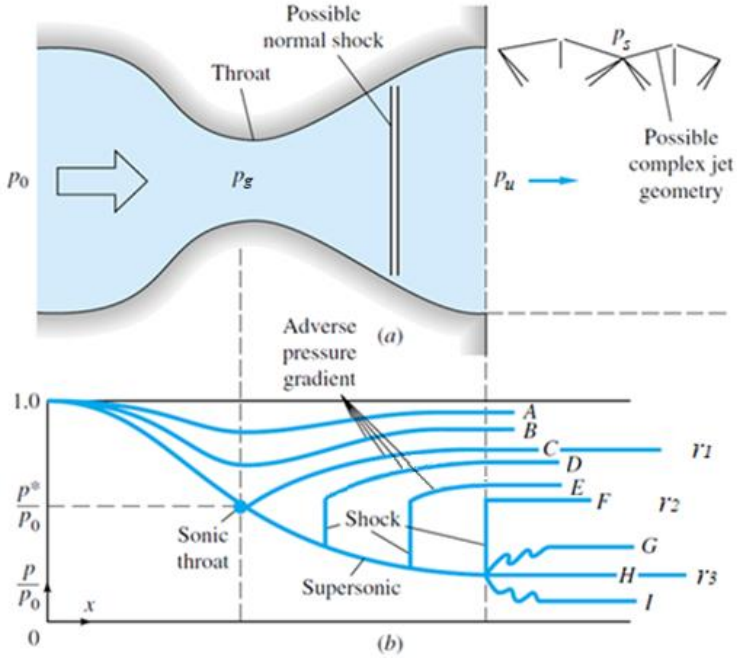
Ugello convergente: portata e bloccaggio sonico

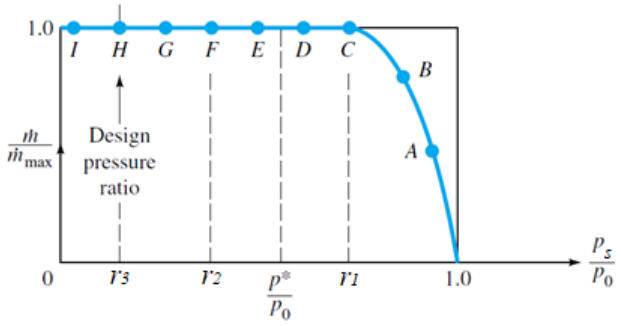




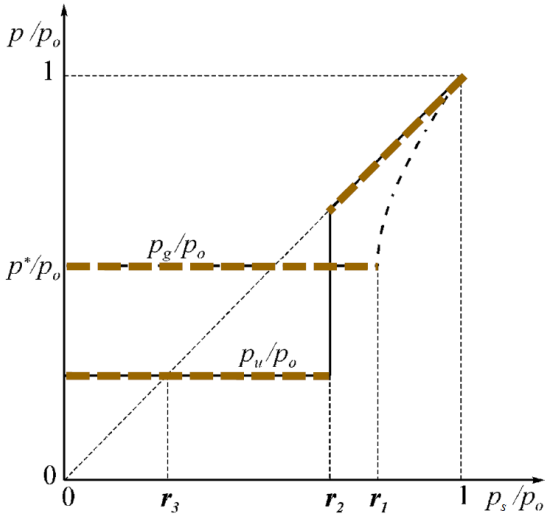


Ugello convergente-divergente: effetti della contropressione





Ugello convergente-divergente: pressioni di gola e di uscita al variare della contropressione



Il diagramma sintetizza gli andamenti della pressione nella sezione di uscita dell'ugello e della pressione nella gola dell'ugello in funzione della pressione ambiente. Entrambe queste pressioni sono adimensionalizzate rispetto alla pressione di ristagno.

In particolare si nota che, al diminuire della pressione ambiente, la p_g/p_0 resta fissata al valore p^*/p_0 per $p_s/p_0 \leq r_1$ cioè per un valore di p_s/p_0 maggiore di p^*/p_0.

Invece il rapporto p_u/p_o è uguale a p_s/p_o per $p_s/p_o > r_2$, dopo di ché resta costantemente bloccato al valore r_3. Si ricorda che r_2 può essere maggiore, minore o uguale a p^*/p_0.

CONCETTI DA RICORDARE

- Le ipotesi adottate determinano il modello con cui descriviamo il flusso.
- Il numero di Reynolds misura l'importanza relativa degli effetti inerziali e viscosi.
- Il numero di Mach indica quando gli effetti della comprimibilità diventano rilevanti.
- Nei flussi interni, attrito e perdite localizzate determinano la caduta di pressione.
- Nei flussi esterni, strato limite e separazione influenzano portanza e resistenza. Nei flussi comprimibili compaiono fenomeni specifici, come onde d'urto e choking.

Bibliografia

Micheli D. Dispense del Corso di Macchine e di Macchine Marine.
Appunti delle lezioni di fluidodinamica, prof. Carlo Vecile, Ed. Lint.
Elementi di gasdinamica, A. Cavallini e M. Sovrano, Ed. Patron.
Appunti di Turbolenza, Prof. Verzicco.

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI TRIESTE

MECCANICA DEI FLUIDI

Le basi fluidodinamiche per lo studio delle macchine a fluido

Dipartimento di
Ingegneria
e Architettura