

A.A. 2025-2026
ELEMENTI DI
TERMOFLUIDODINAMICA PER LE
MACCHINE

Lucia Parussini

Dipartimento di Ingegneria e Architettura, Università degli Studi di Trieste
Via Valerio 10 - 34127 Trieste - ITALY

E-mail: lparussini@units.it

Flussi interni e flussi esterni

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.

Flussi interni incomprimibili

Il numero di Reynolds di transizione normalmente accettato per un tubo a sezione circolare è $Re_{cr}=2300$. Per il flusso in un tubo di diametro di 5 cm, a quale velocità si verificherà la transizione per (a) flusso d'aria e (b) flusso d'acqua a 20°C ?

Soluzione

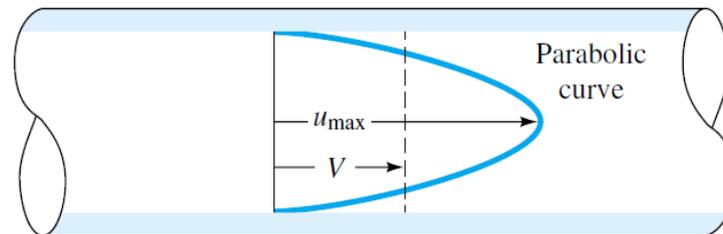
Quasi tutte le formule del flusso in condotti si basano sulla velocità media $V=Q / A$, non sulla velocità in corrispondenza della linea centrale o sulla velocità in un altro punto. Quindi la transizione si ha per $\rho Vd/\mu = 2300$. Con d noto, introduciamo le proprietà del fluido appropriate a 20°C:

(a) aria $\rho Vd/\mu = 1.205 \cdot V \cdot 0.05 / 1.80 \cdot 10^{-5} = 2300$ $V=0.7 \text{ m/s}$

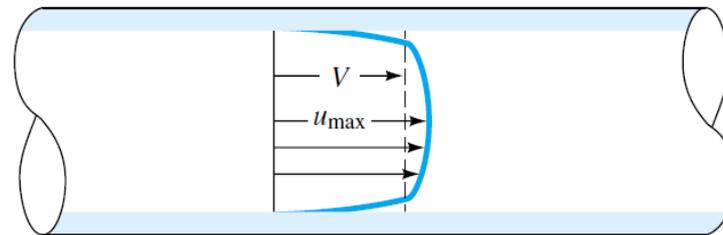
(b) acqua $\rho Vd/\mu = 998 \cdot V \cdot 0.05 / 0.001=2300$ $V=0.046 \text{ m/s}$

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.

Flussi interni incomprimibili



(a)

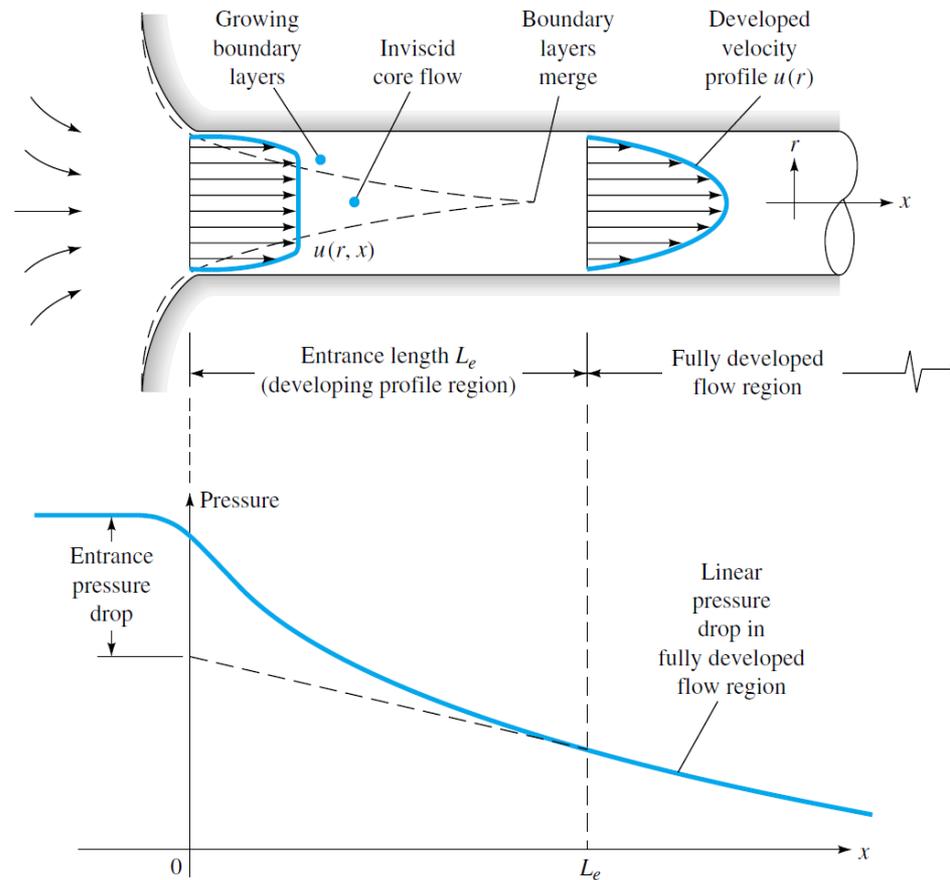


(b)

Confronto tra il profilo di velocità laminare e turbolento in un condotto a parità di portata volumetrica.

Flussi interni incomprimibili

Lunghezza di ingresso



I profili di velocità e pressione in un condotto.

Flussi interni incomprimibili

Lunghezza di ingresso

Laminare $\frac{L_e}{d} \approx 0.06Re$

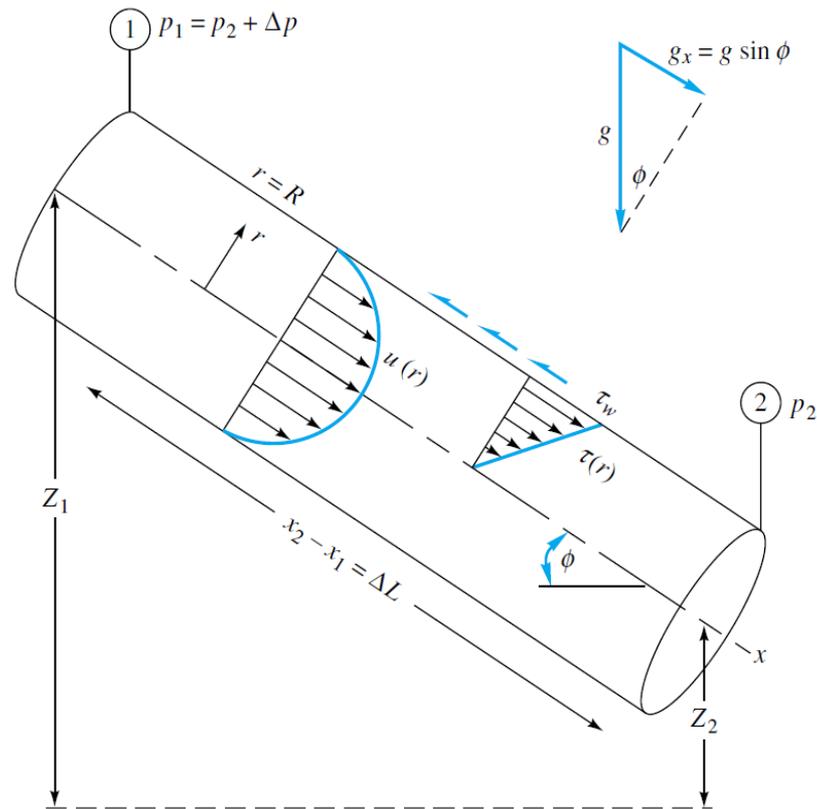
Turbolento $\frac{L_e}{d} \approx 4.4Re^{1/6}$

Re	2300	4000	10^4	10^5	10^6	10^7
L_e/d	138	18	20	30	44	67

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 $\nu_{\text{air}} = 1.51 \times 10^{-5}$ m²/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.

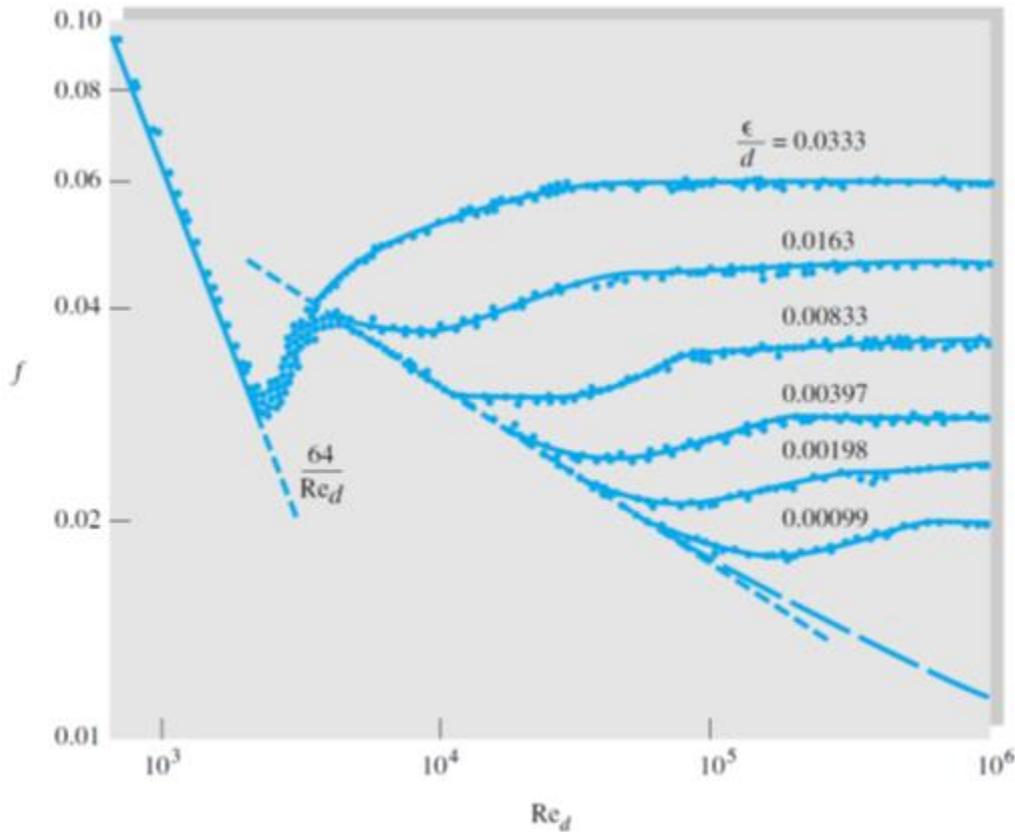
Flussi interni incomprimibili

Flusso in un condotto circolare



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

Flussi interni incomprimibili



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.

Flussi interni incomprimibili

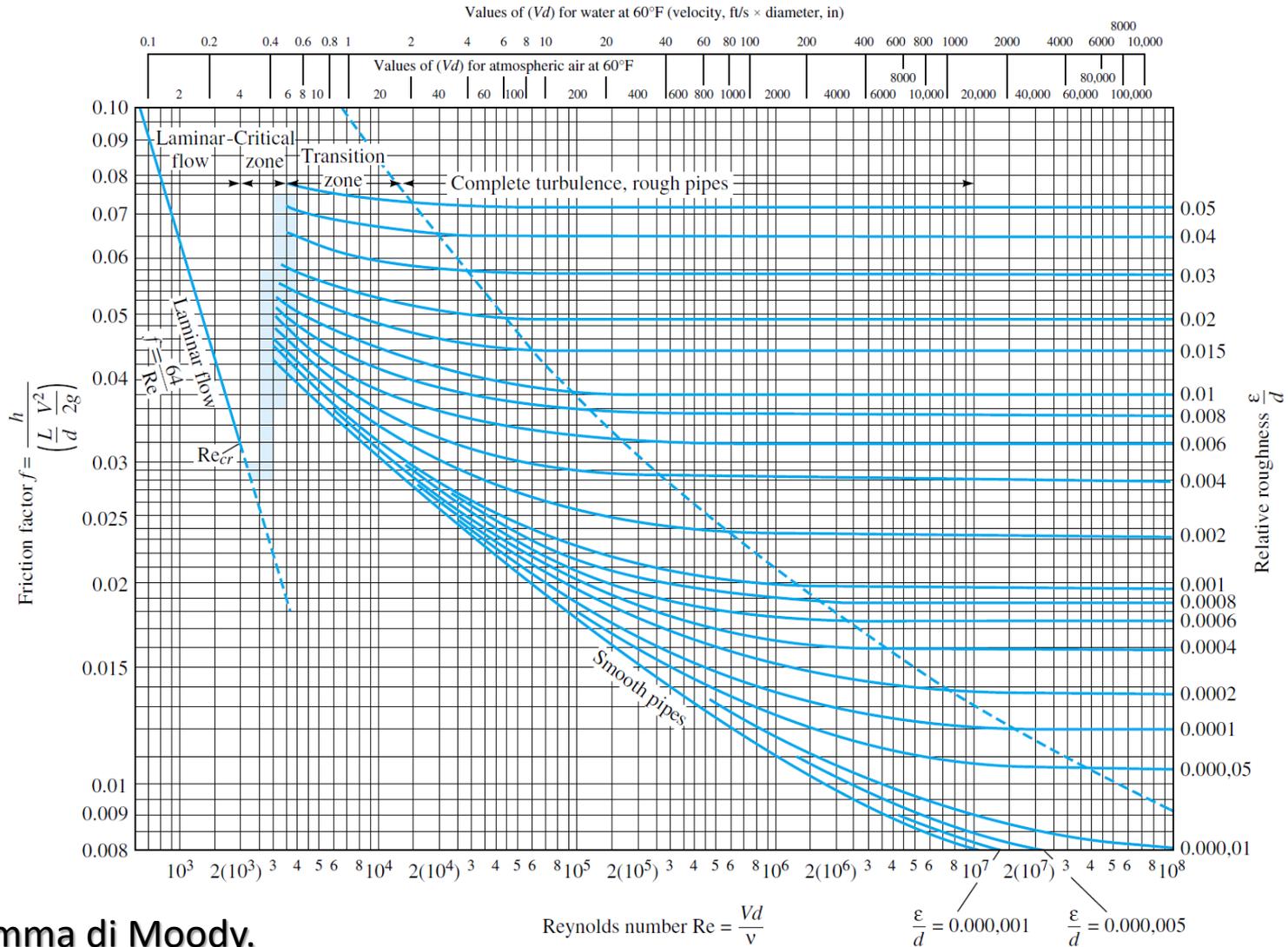


Diagramma di Moody.

Flussi interni incomprimibili

FORMULE SEMIEMPIRICHE

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

Flussi laminari

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

Formula di Colebrook per flussi turbolenti

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

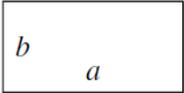
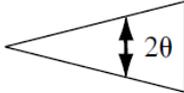
Formula di Haaland (esplicita) per flussi turbolenti

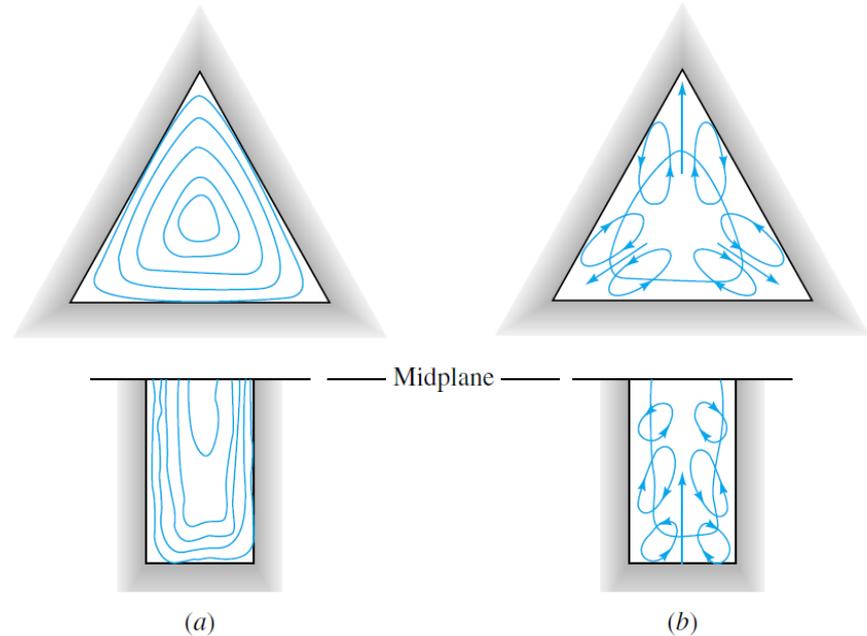
$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \frac{\varepsilon/d}{3.7}$$

Formula per regione di rugosità piena

Flussi interni incomprimibili

Flusso in un condotto non circolare

Rectangular		Isosceles triangle	
			
b/a	fRe_{D_h}	θ, deg	fRe_{D_h}
0.0	96.00	0	48.0
0.05	89.91	10	51.6
0.1	84.68	20	52.9
0.125	82.34	30	53.3
0.167	78.81	40	52.9
0.25	72.93	50	52.0
0.4	65.47	60	51.1
0.5	62.19	70	49.5
0.75	57.89	80	48.3
1.0	56.91	90	48.0

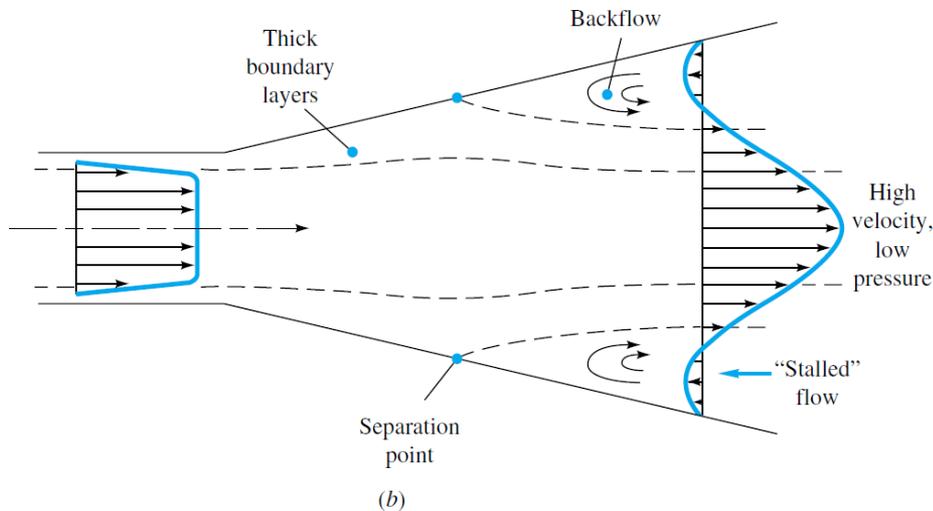
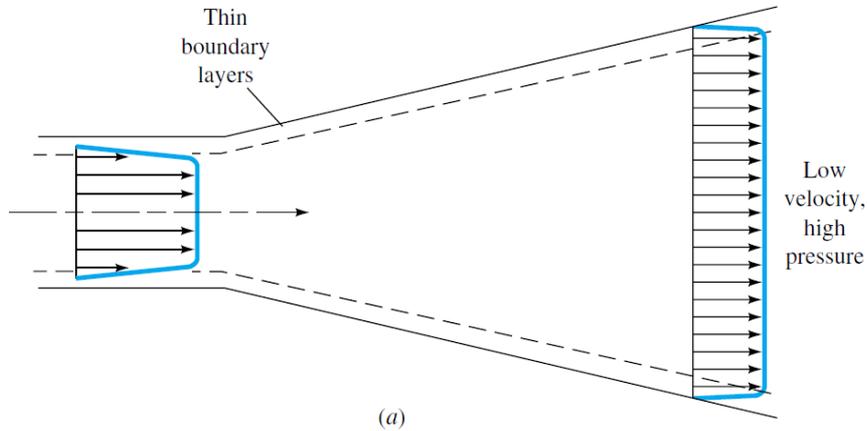


Costante d'attrito laminare fRe_{D_h} per condotti rettangolari e triangolari.

Illustrazione del flusso secondario turbolento in condotti non circolari: (a) contours della velocità media assiale; (b) moti secondari.

Flussi interni incomprimibili

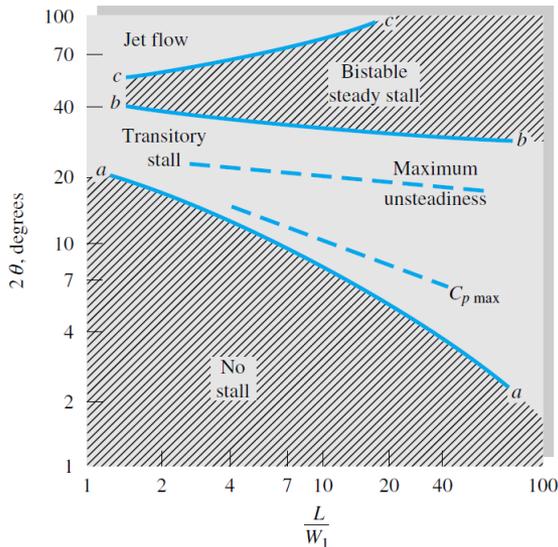
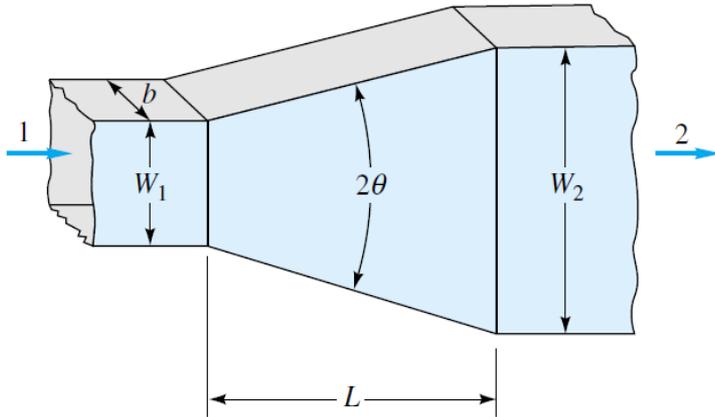
Prestazioni di un diffusore



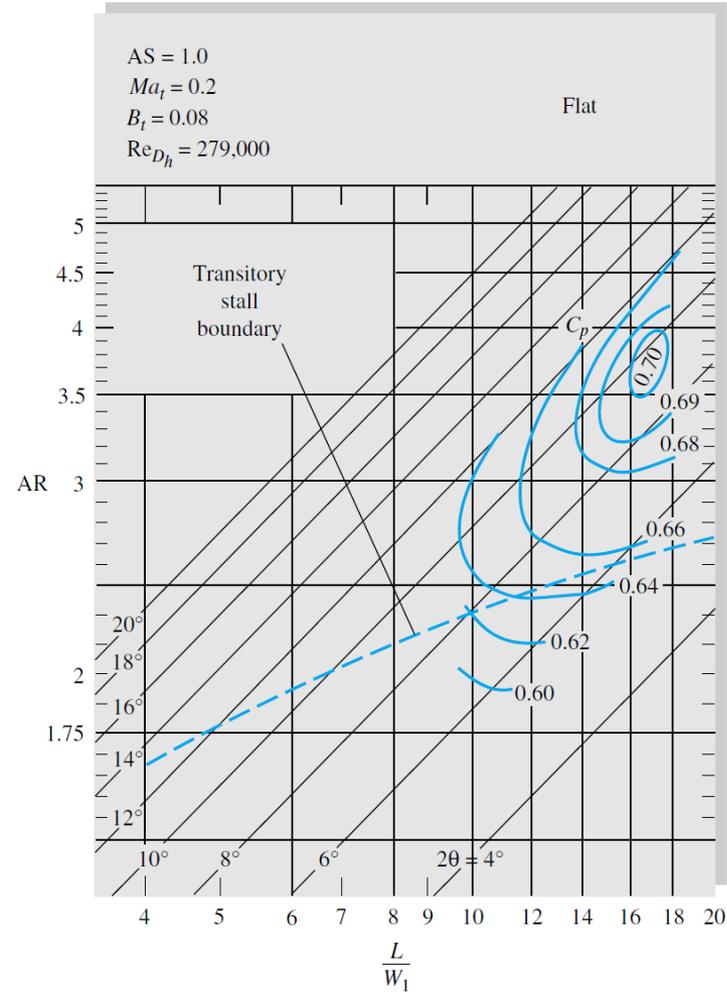
Prestazioni del diffusore: (a) schema ideale con buone prestazioni; (b) schema reale con separazione dello strato limite e risultante in basse prestazioni.

$$C_p = \frac{P_e - P_t}{P_{0t} - P_t}$$

Flussi interni incomprimibili



Mappa di stabilità.

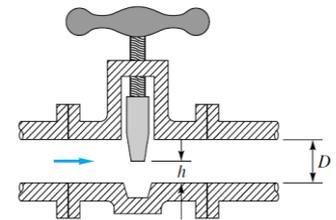
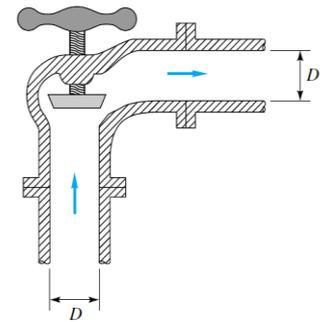


Tipica mappa delle prestazioni di un diffusore.

Flussi interni incomprimibili

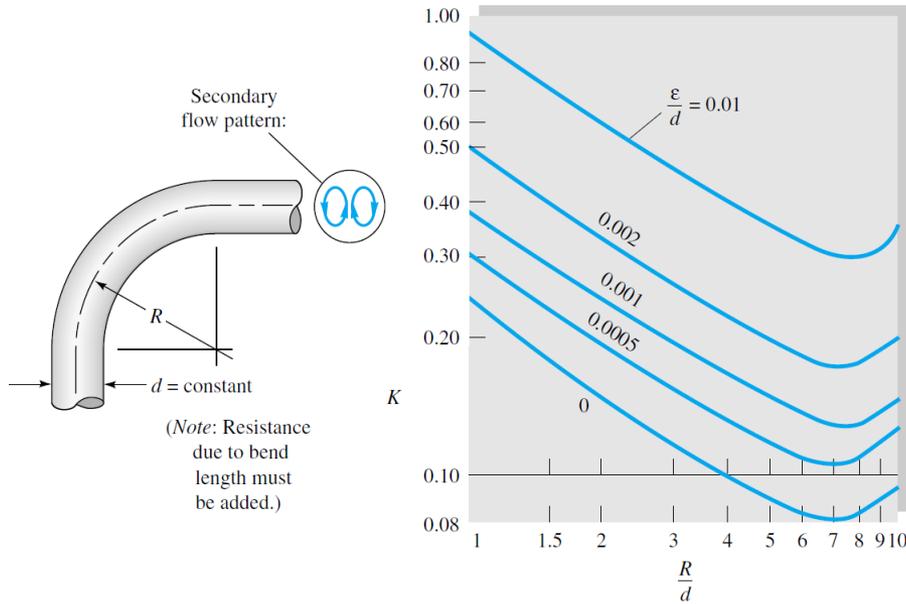
Perdite accidentali

	Nominal diameter, in									
	Screwed				Flanged					
	1/2	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	

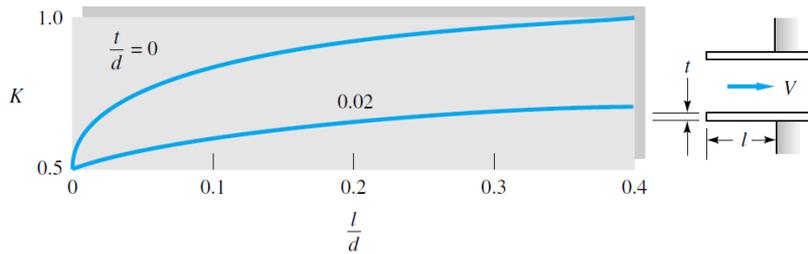


Coefficienti di resistenza $K=h_m/[V^2/(2g)]$ per valvole aperte, gomiti e raccordi.

Flussi interni incomprimibili

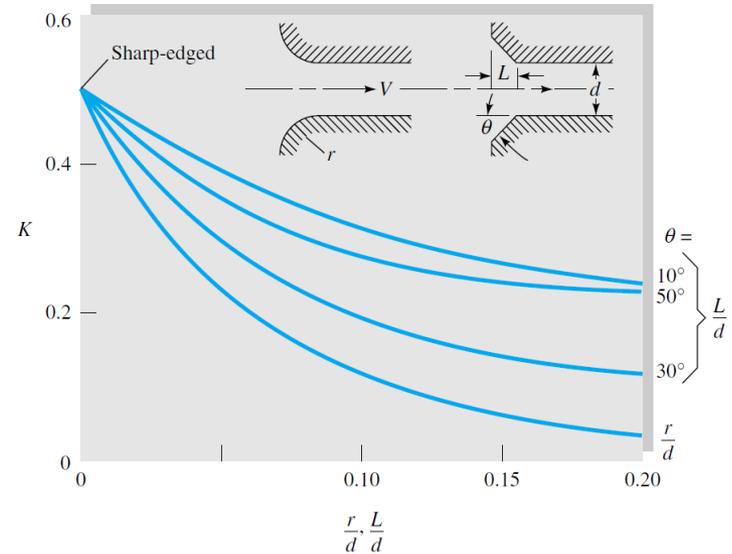


Coefficiente di resistenza per curve di 90° .

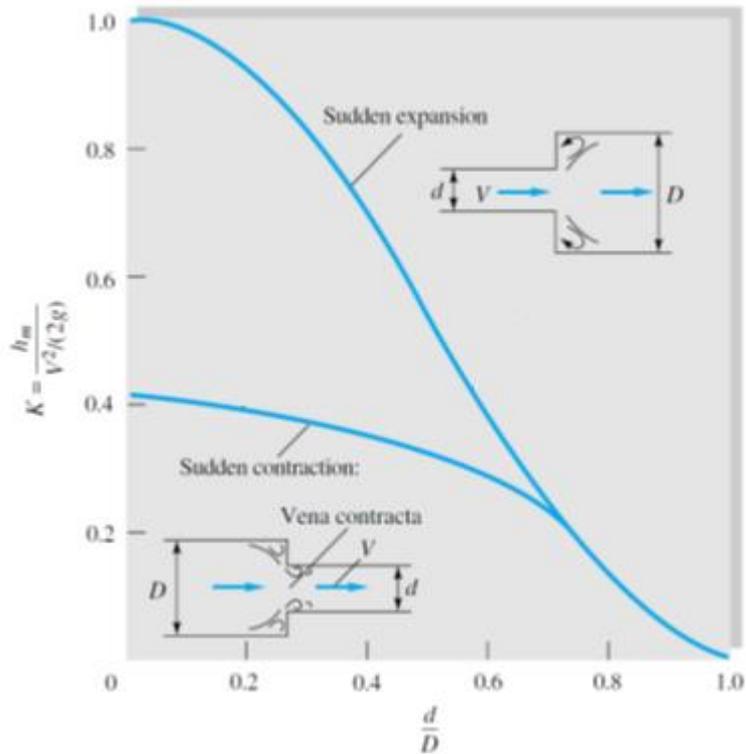


Coefficienti di perdita per ingresso rientrante.

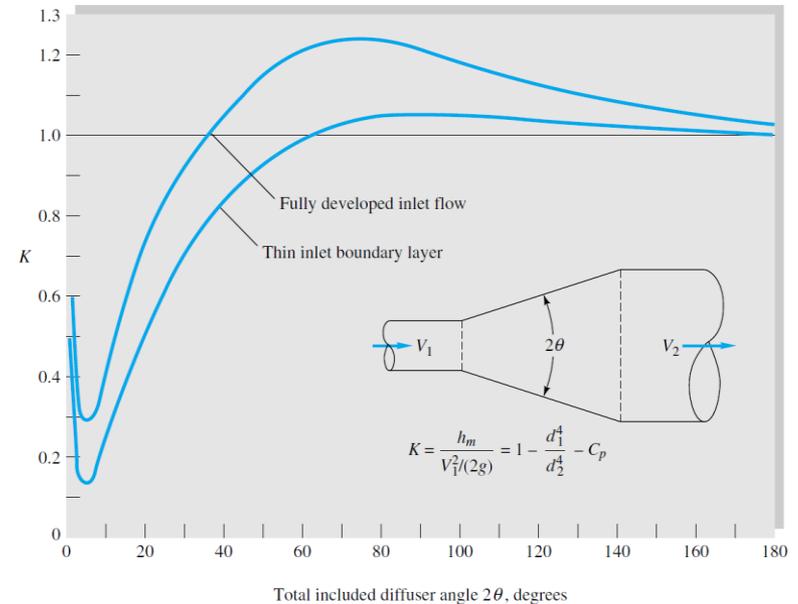
Coefficienti di perdita in entrate e uscita: ingressi arrotondati e smussati. Le perdite in uscita sono $K=1.0$ per tutte le geometrie di uscita.



Flussi interni incomprimibili



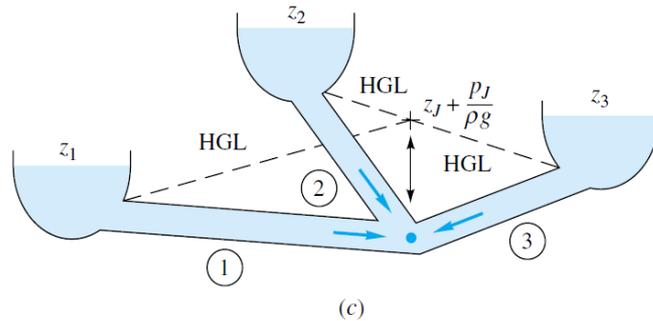
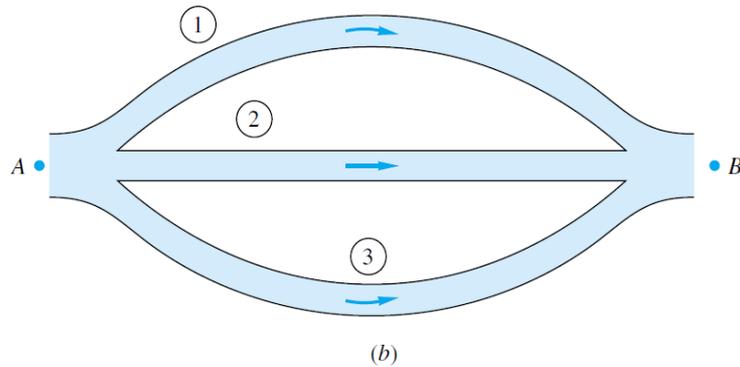
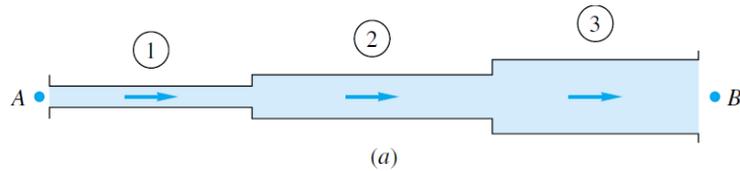
Perdite per espansioni e contrazioni improvvise.



Perdite di flusso in una regione conica che si espande gradualmente.

Flussi interni incomprimibili

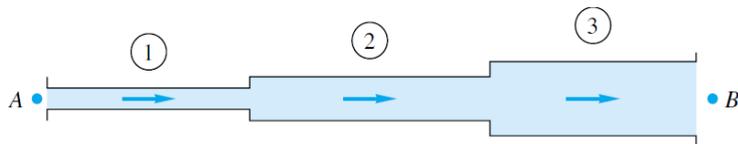
Sistemi di condotti



Esempi di sistemi di condotti multipli:
(a) condotti in serie; (b) condotti in
parallelo; (c) giunzione di serbatoi ad
albero.

Flussi interni incomprimibili

Sistemi di condotti



$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_{A \rightarrow B}$$

$$\Delta h_{A \rightarrow B} = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3$$

$$Q_1 = V_1 \pi \frac{d_1^2}{4}$$

$$Q_2 = V_2 \pi \frac{d_2^2}{4}$$

$$Q_3 = V_3 \pi \frac{d_3^2}{4}$$

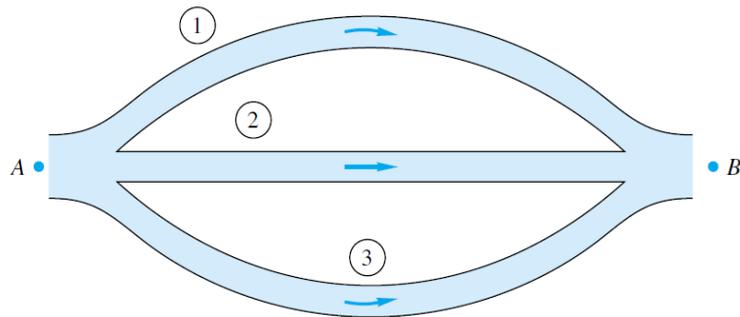
$$\Delta h_1 = f_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g}$$

$$\Delta h_2 = f_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g}$$

$$\Delta h_3 = f_3 \frac{L_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g}$$

Flussi interni incomprimibili

Sistemi di condotti



$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_{A \rightarrow B}$$

$$\Delta h_{A \rightarrow B} = \Delta h_1 = \Delta h_2 = \Delta h_3$$

$$Q_1 = V_1 \pi \frac{d_1^2}{4}$$

$$Q_2 = V_2 \pi \frac{d_2^2}{4}$$

$$Q_3 = V_3 \pi \frac{d_3^2}{4}$$

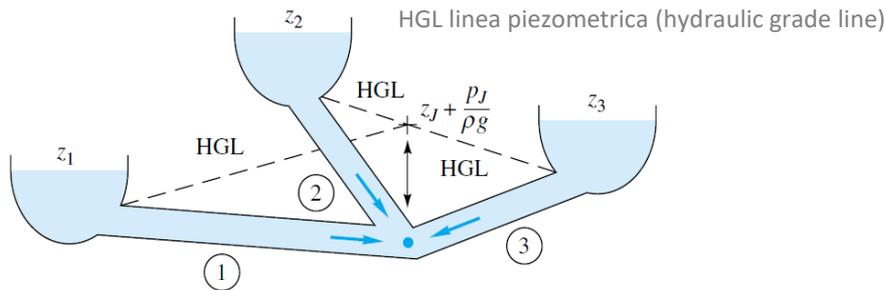
$$\Delta h_1 = f_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{V_1^2}{2g}$$

$$\Delta h_2 = f_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{V_2^2}{2g}$$

$$\Delta h_3 = f_3 \frac{L_3}{d_3} \frac{V_3^2}{2g}$$

Flussi interni incomprimibili

Sistemi di condotti



$$Q_1 = V_1 \pi \frac{d_1^2}{4}$$

$$Q_2 = V_2 \pi \frac{d_2^2}{4}$$

$$Q_3 = V_3 \pi \frac{d_3^2}{4}$$

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = 0$$

$$\Delta h_1 = f_1 \frac{L_1 V_1^2}{d_1 2g} = z_1 - h_J$$

$$\Delta h_2 = f_2 \frac{L_2 V_2^2}{d_2 2g} = z_2 - h_J$$

$$\Delta h_3 = f_3 \frac{L_3 V_3^2}{d_3 2g} = z_3 - h_J$$

$$h_J = z_J + \frac{p_J}{\rho g}$$

con

J giunzione dei condotti

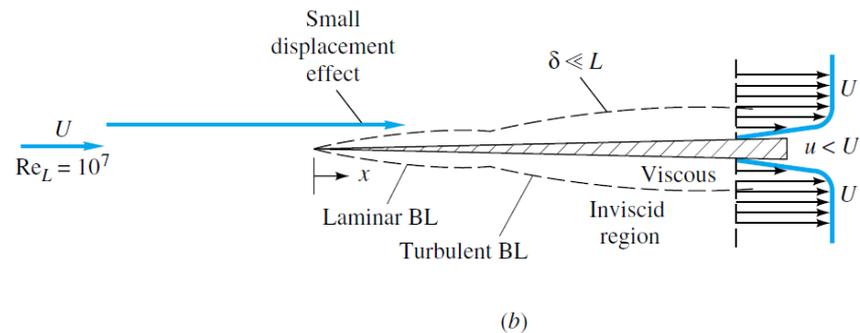
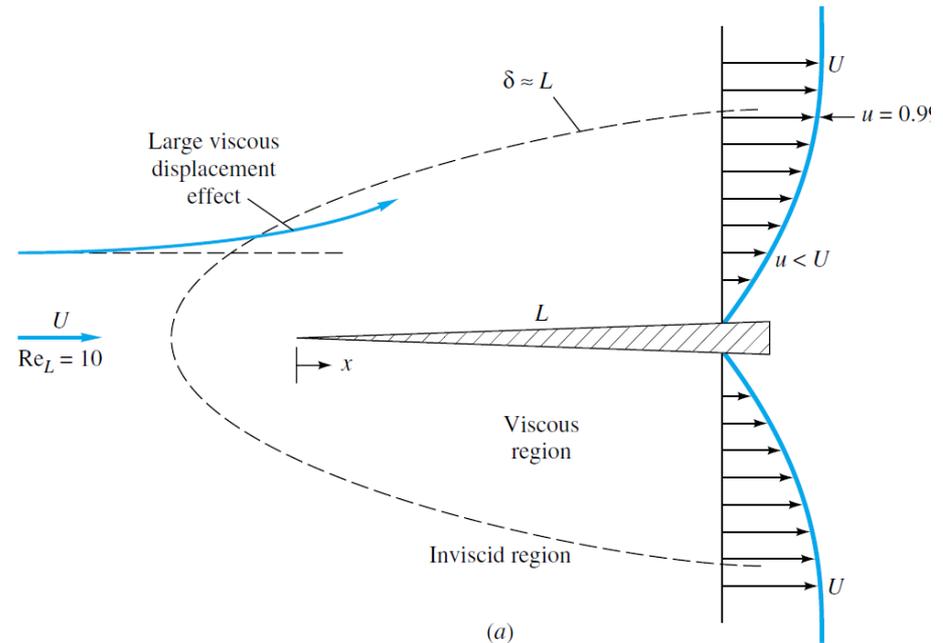
z_J quota geometrica

$\frac{p_J}{\rho g}$ altezza piezometrica (p_J pressione relativa)

$$z_i + \cancel{\frac{p_i}{\rho g}} + \cancel{\frac{V_i^2}{2g}} = z_J + \frac{p_J}{\rho g} + \cancel{\frac{p_i}{\rho g}} + \cancel{\frac{V_i^2}{2g}} + \Delta h_i$$

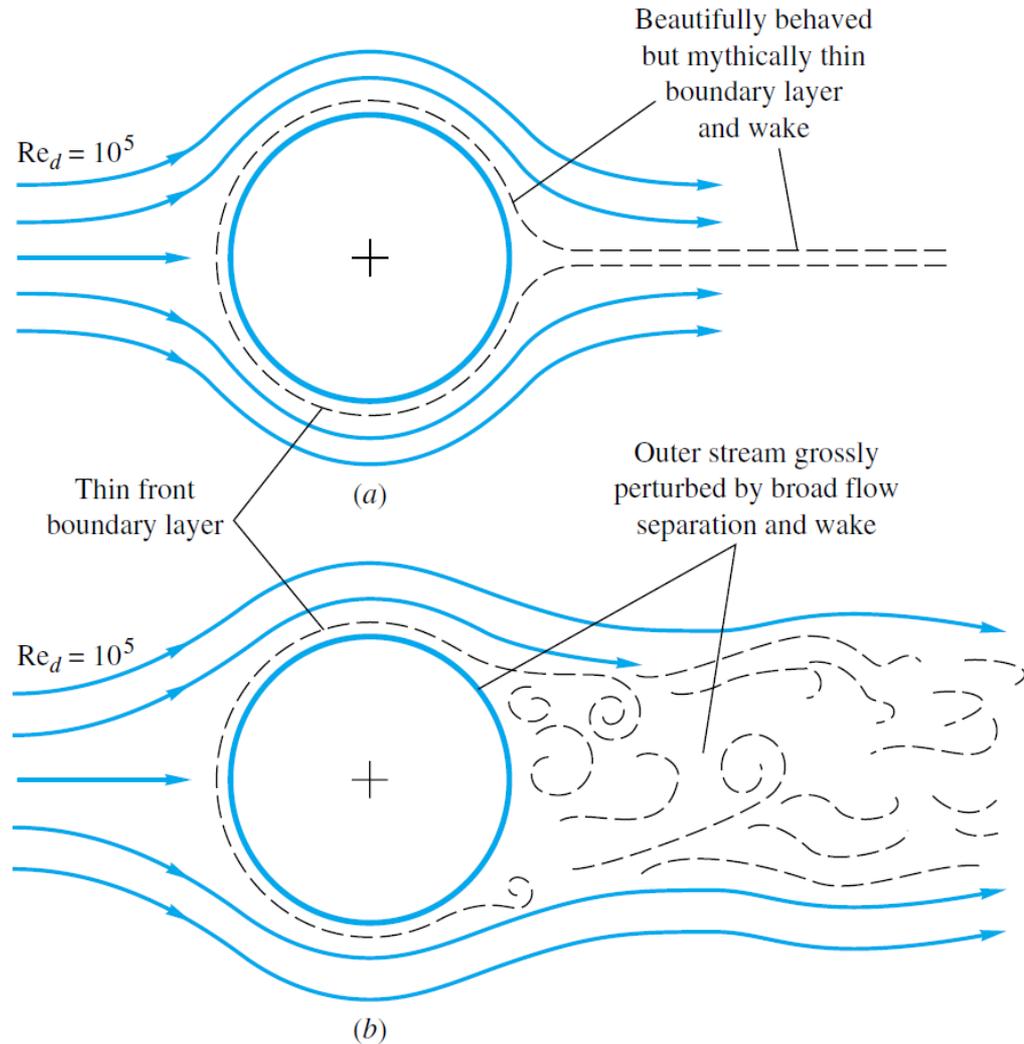
Flussi esterni incomprimibili

Confronto tra il flusso attraverso una lastra piana con bordo d'ingresso aguzzo a bassi e alti numeri di Reynolds: (a) laminare, flusso a basso Re; (b) flusso ad alto Re.



Flussi esterni incomprimibili

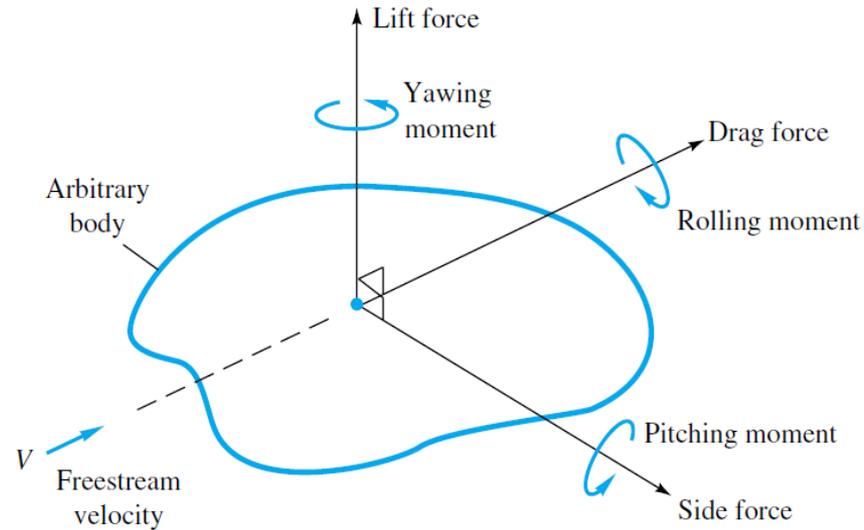
Illustrazione della forte interazione tra regione viscosa e non viscosa di un flusso nella parte posteriore di un corpo arrotondato: (a) schema idealizzato e certamente errato; (b) schema reale.



Flussi esterni incomprimibili

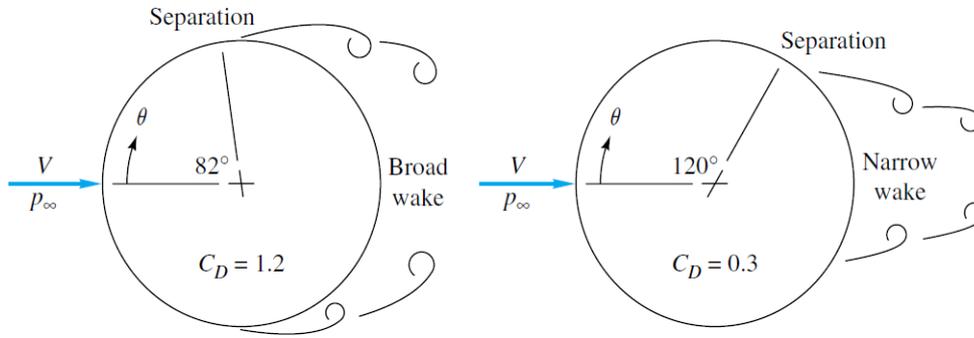
Definizione delle forze e dei momenti su un corpo immerso in un flusso uniforme.

$$C_D = f(Re)$$

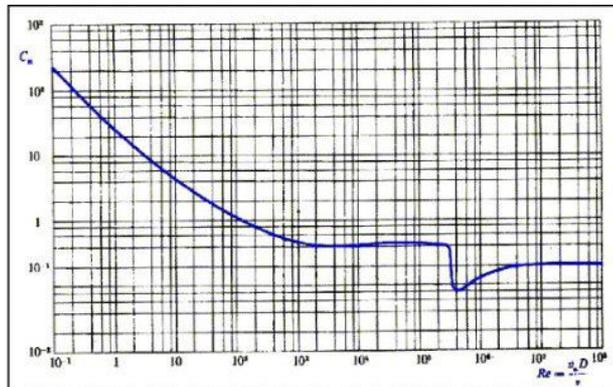
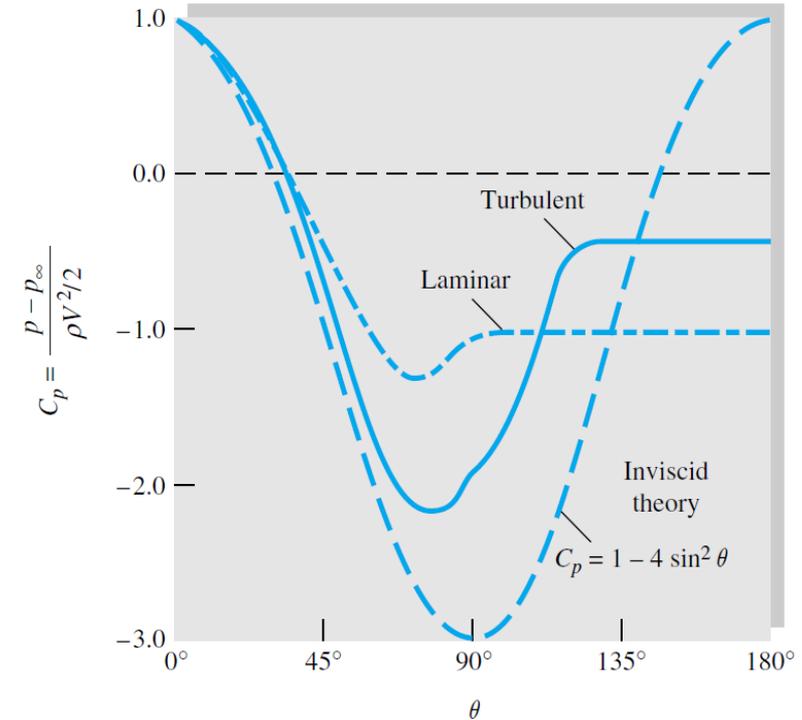


Flussi esterni incomprimibili

Resistenza

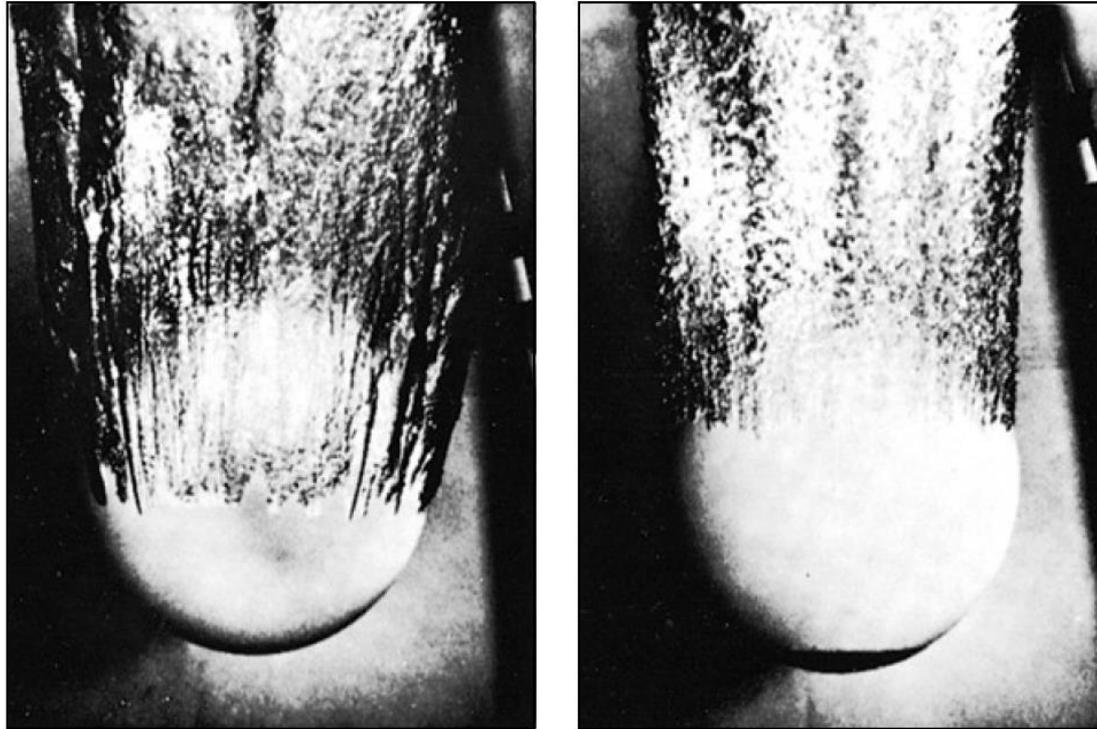


Flusso attorno a un cilindro circolare: separazione laminare e separazione turbolenta; distribuzione di pressione teorica e reale.



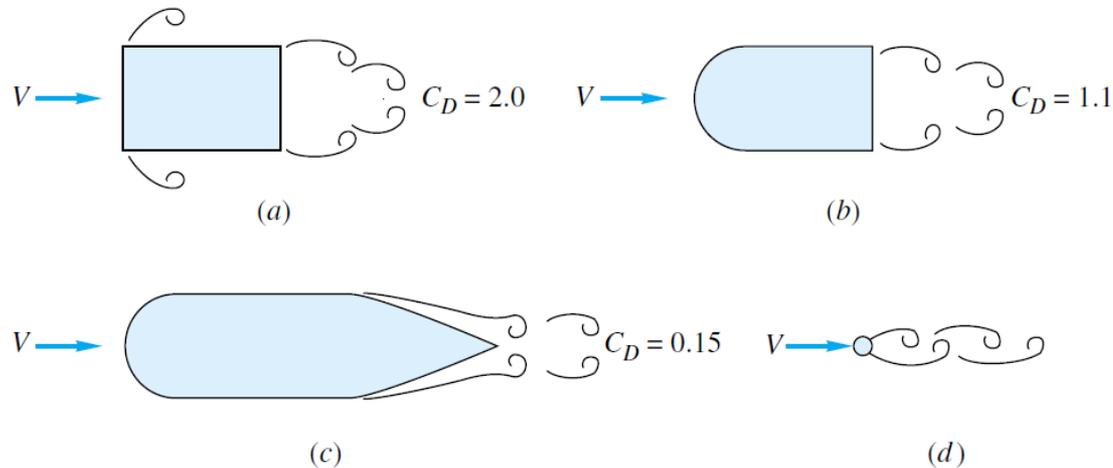
Coefficiente di resistenza in funzione del numero di Reynolds.

Flussi esterni incomprimibili



Forti differenze nella separazione laminare e turbolenta su una palla da bowling di 8.5 inch: palla liscia, strato limite laminare; flusso turbolento indotto da rugosità.

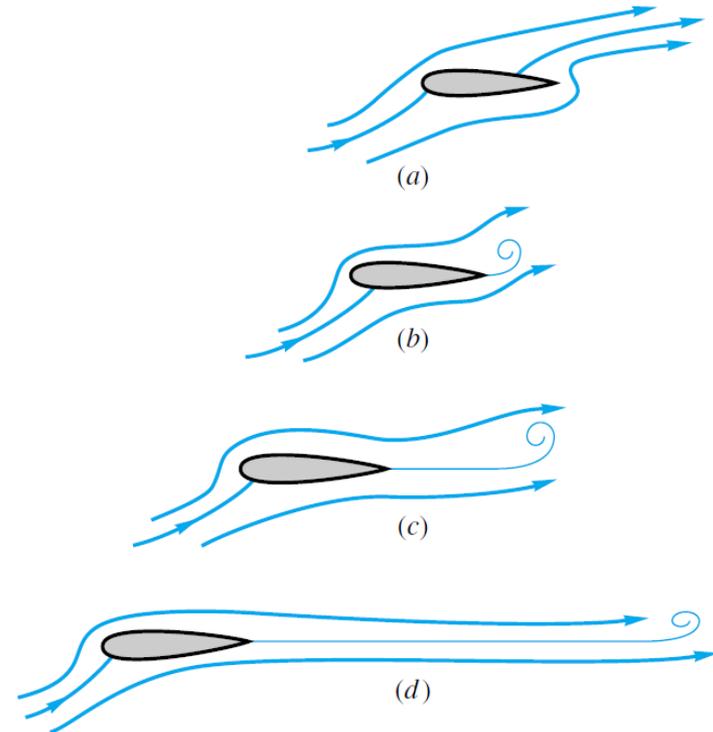
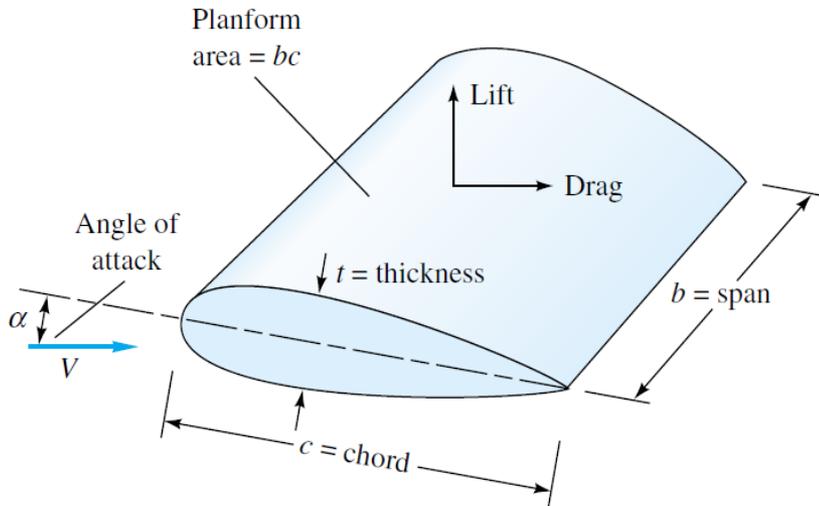
Flussi esterni incomprimibili



L'importanza dell'aerodinamica nel ridurre la resistenza di un corpo (C_D basato sull'area frontale): (a) cilindro rettangolare; (b) naso arrotondato; (c) naso arrotondato e bordo d'uscita aguzzo; (d) cilindro circolare con la stessa resistenza del caso (c).

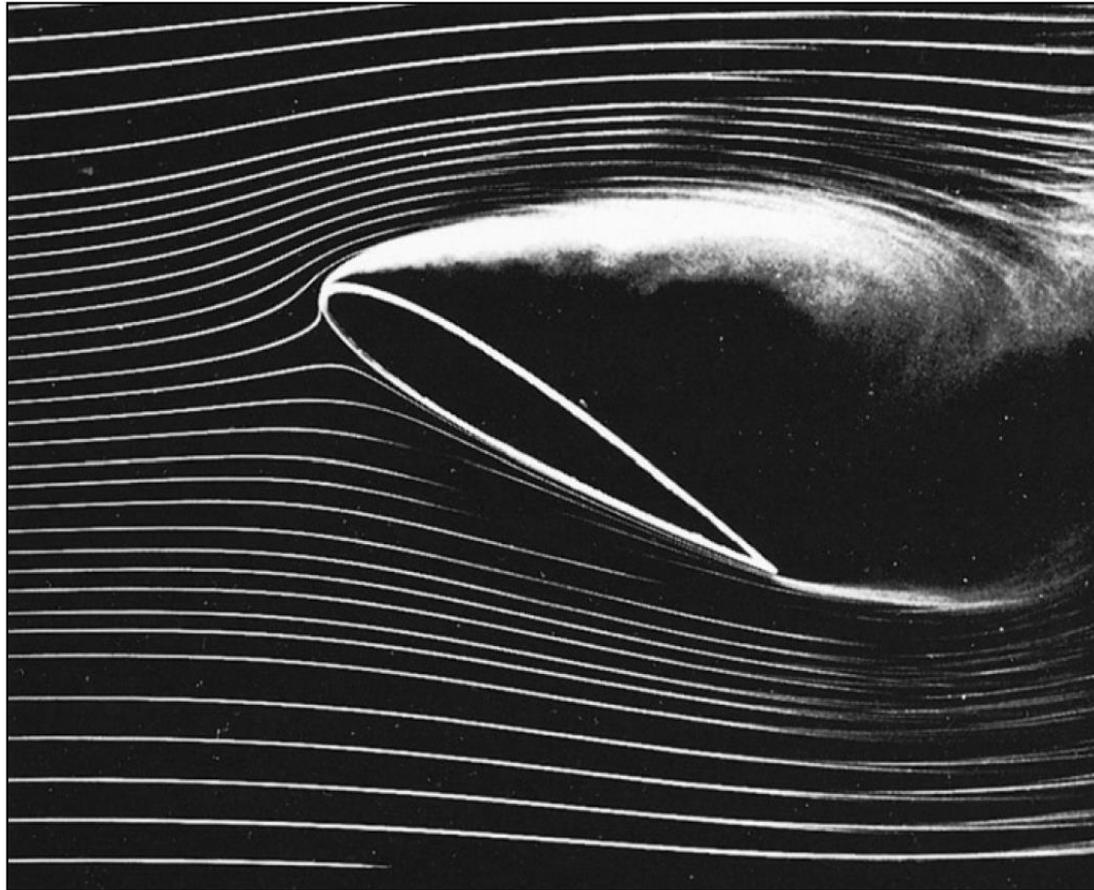
Flussi esterni incomprimibili

Profili portanti



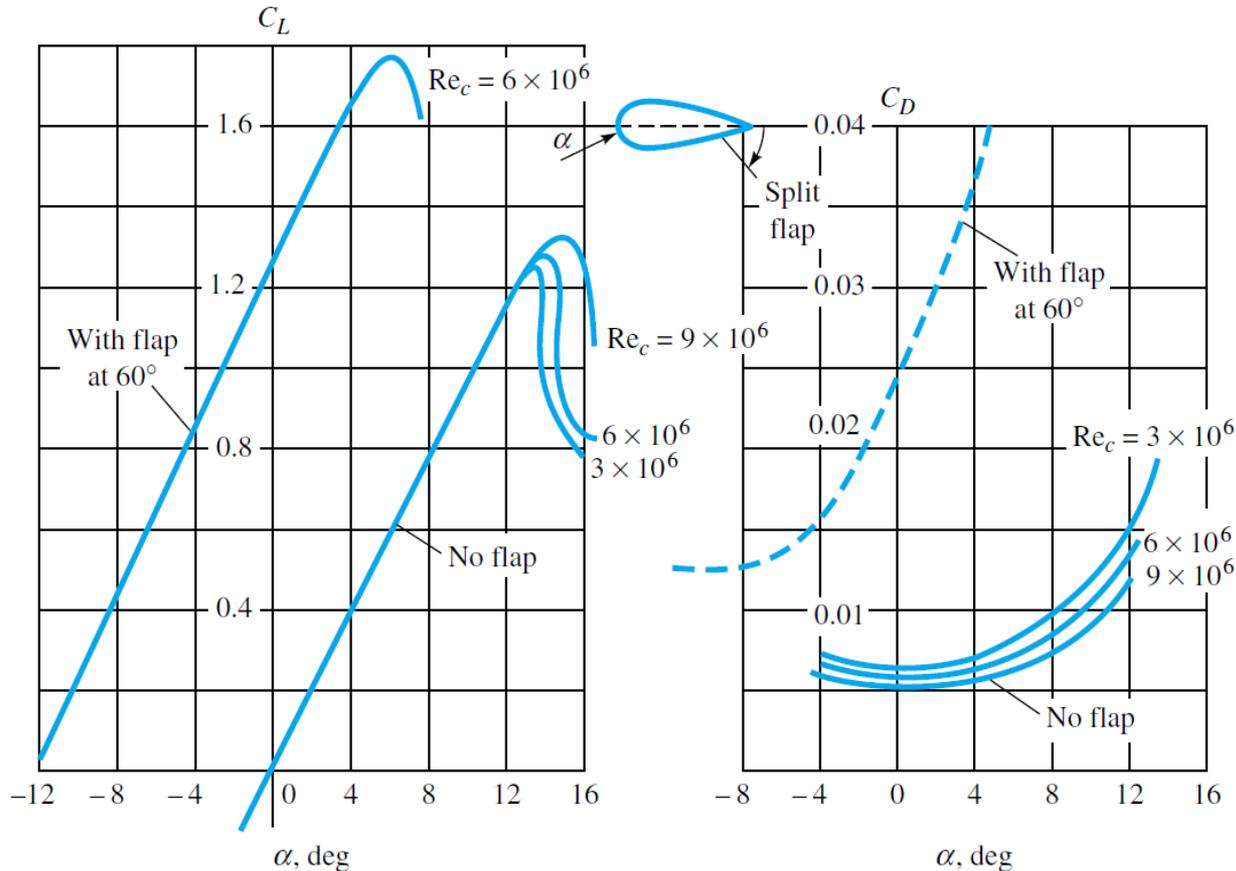
Fasi dello sviluppo della portanza: (a) istante iniziale: punto di ristagno posteriore sul dorso: nessuna portanza ; (b) il bordo d'uscita affusolato induce la separazione e si forma un vortice iniziale: poca portanza; (c) il vortice iniziale viene trascinato lontano e le linee di flusso fluiscono regolarmente 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.

Flussi esterni incomprimibili



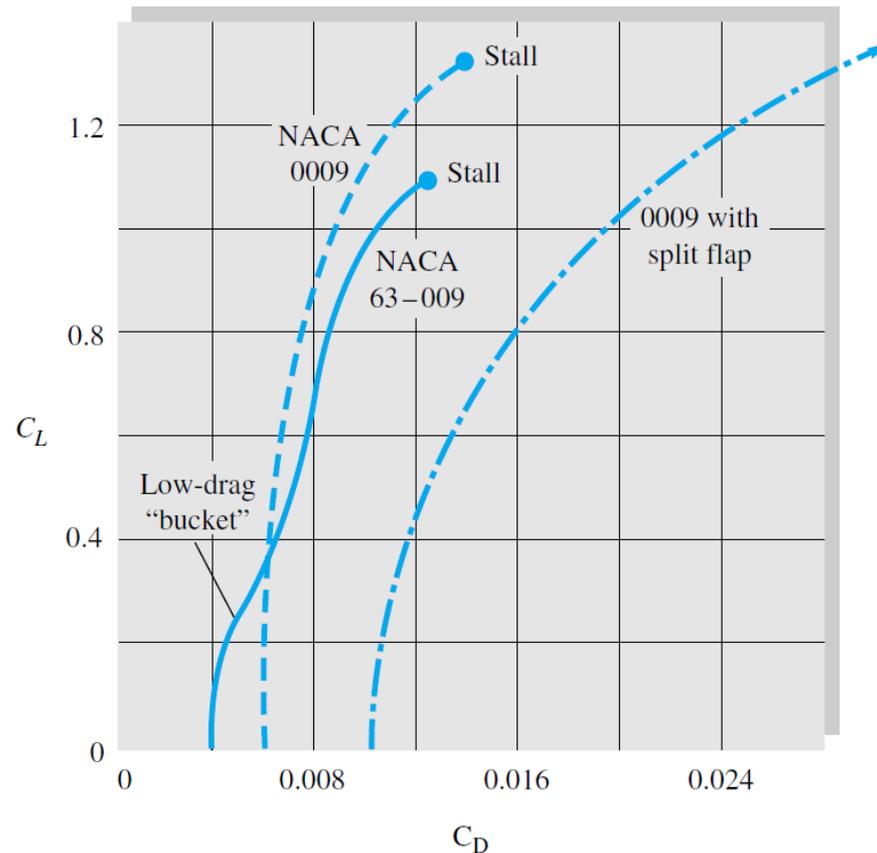
Ad un alto angolo di attacco la visualizzazione delle linee di fumo mostra lo stallo sul dorso di un profilo portante.

Flussi esterni incomprimibili



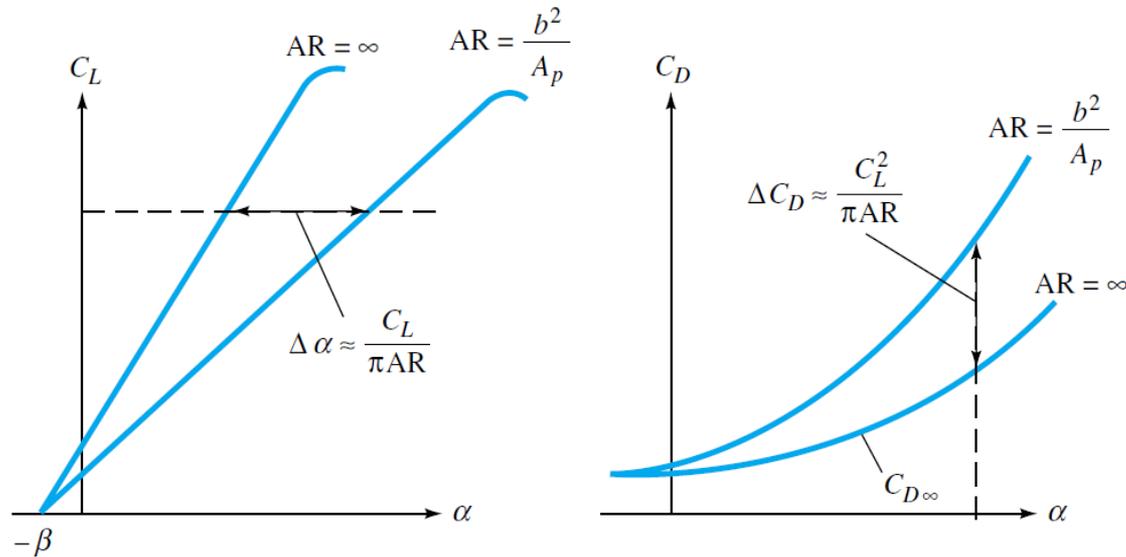
Portanza e resistenza di un profilo NACA 0009 simmetrico con span infinito, incluso l'effetto di un flap. Nota che la rugosità può far crescere il C_D dal 100 al 300 per cento.

Flussi esterni incomprimibili



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

Flussi esterni incomprimibili



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

$$C_L \approx \frac{2\pi \sin(\alpha + 2h/c)}{1 + 2/AR}$$

con h massima altezza di camber