

Capitolo 6

Impianti aerodinamici

Gli impianti utilizzati nella sperimentazione aerodinamica hanno lo scopo di produrre un flusso di aria o di altro fluido sotto precise e ben controllate condizioni che rispondono ai requisiti degli esperimenti da condurre. Tra le condizioni richieste sussiste naturalmente la necessità di riprodurre sul modello in scala le stesse condizioni di flusso che si realizzano nel caso reale. Innanzitutto, per applicazioni di tipo aeronautico, è necessario riprodurre lo stesso numero di Mach e ciò definisce immediatamente le due categorie principali di gallerie, e cioè, quelle ad alta velocità per $Ma > 0.5$ e quelle a bassa velocità per $Ma < 0.5$. La necessità di mantenere per quanto possibile la similitudine in Re (almeno raggiungendo un Re che sia maggiore di un determinato valore critico al di sopra del quale l'effetto della viscosità non dipende più dal Re stesso) impone in alcuni casi il ricorso ad impianti speciali, quali le gallerie pressurizzate o, nel caso incompressibile, le gallerie idrodinamiche e le vasche navali.

Gli impianti sono poi completati da opportuni apparati di misura adatti ai seguenti scopi:

- Misure del flusso indisturbato prima che il modello venga inserito o all'inizio dell'attività dell'impianto per le cosiddette procedure di qualificazione.
- Misure globali sul modello per la determinazione dei coefficienti di forza e di momento e del coefficiente di pressione.
- Misure del campo fluidodinamico prodotto dal modello (per validazione di codici di calcolo o per la stima degli effetti di bloccaggio).
- Visualizzazioni qualitative o quantitative.

Per la trattazione che segue è necessario richiamare alcuni concetti preliminari che verranno approfonditi nel seguito.

Nel sistema di riferimento adottato, l'asse x è diretta lungo l'asse longitudinale geometrico dell'impianto (ved. Fig. 1) a cui corrisponde la componente di velocità indicata nel seguito con U , mentre, V e W sono le componenti nelle direzioni trasversali.

Per caratterizzare alcune delle principali proprietà che definiscono la qualità del flusso, si definisce la deviazione standard della velocità u che quantifica le fluttuazioni della velocità rispetto al suo valore medio U . Per un campo di velocità tridimensionale è possibile definire tale quantità relativamente alle tre componenti di velocità, ovvero u , v , w . Nel caso di turbolenza isotropa si ha che $u=v=w$ e, se la turbolenza è anche omogenea, l'uguaglianza vale in qualsiasi punto del campo. La quantità che è necessario minimizzare per assicurare una buona qualità di flusso è il cosiddetto livello di turbolenza relativo (LTR) definito come:

$$u/U, v/U, w/U$$

avendo assunto U , il valore medio della velocità nella direzione parallela all'asse della galleria. Per maggiori dettagli si rimanda ai capitoli successivi.

6.1 Gallerie aerodinamiche a bassa velocità

Per Gallerie aerodinamiche a bassa velocità, si intendono quegli impianti nei quali il numero di Mach resta inferiore a 0.5 alle condizioni di livello del mare. Sono pertanto degli impianti nei quali gli effetti della compressibilità e di Ma possono essere trascurati o corretti mediante opportune similitudini (ved. Cap. 2.7).

Le gallerie a bassa velocità si dividono in:

- GALLERIE A CIRCUITO APERTO
- GALLERIE A CIRCUITO CHIUSO

6.1.1 Gallerie a circuito aperto

Analizziamo questo tipo di impianti con riferimento allo schema riportato nella Fig. 6.1. Le gallerie a circuito aperto sono sempre a sezione di prova chiusa in quanto in tale sezione la pressione (dalla legge di Bernouilli) è inferiore a quella atmosferica e quindi, nel caso in cui la sezione fosse aperta, ci sarebbe un richiamo di aria. Nella Fig. 6.1 è riportato lo schema di una galleria (galleria CT1 del CIRA) che presenta tutti gli elementi caratteristici volti alla realizzazione delle condizioni ottimali di flusso.

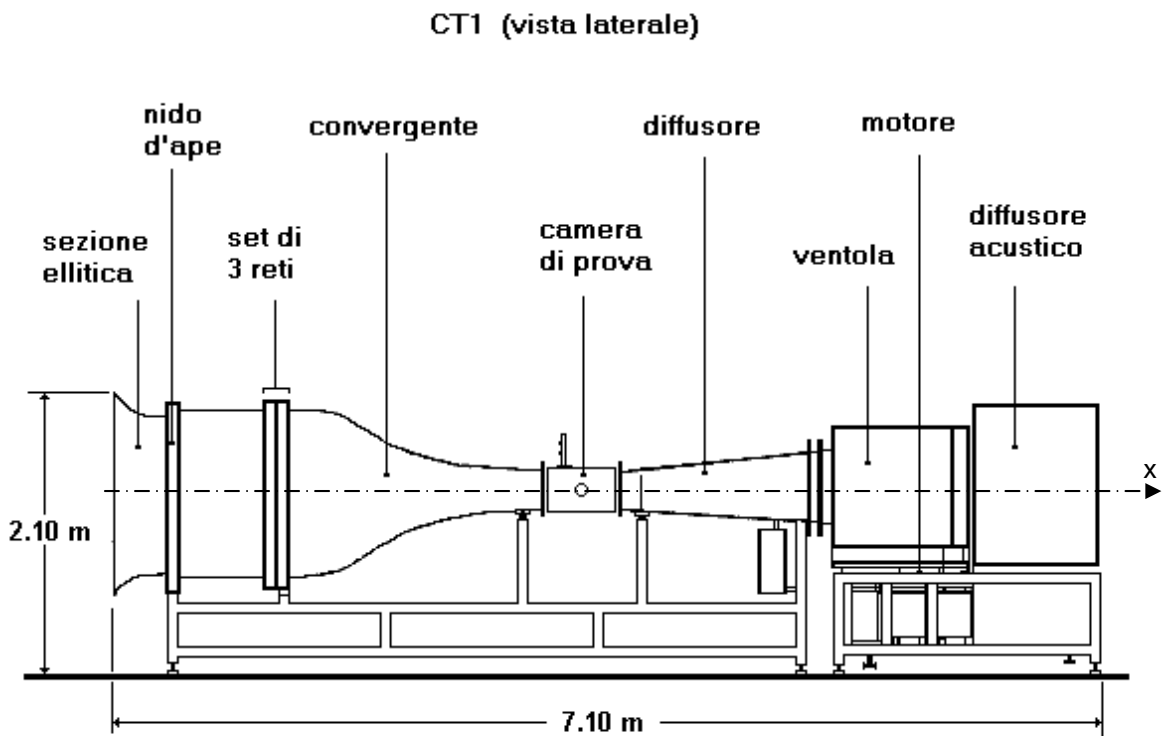


Fig.6.1: Schema rappresentativo di una galleria aerodinamica a circuito aperto (Galleria CT1 del CIRA)

Con riferimento alla Fig.6.1 si possono distinguere gli elementi principali che compongono una galleria a circuito aperto:

1. Sezione di entrata: generalmente ad imbuto.
2. Camera di calma: costituita da un tronco cilindrico con velocità di flusso la più bassa possibile. Lo scopo della camera di calma è quello di eliminare la vorticità proveniente dalla sezione di entrata. A tal fine nella camera di calma viene inserito un pannello di nido d'ape (honeycomb) con

sezioni dei canali di circa 1/10 della lunghezza. L'honeycomb è seguito da una serie di reti di setaccio di maglia decrescente (ad esempio nella galleria di Fig. 6.1 sono presenti 3 reti).

Come illustrato nella Fig. 6.2, attraverso il nido d'ape la vorticità aumenta ma ha una scala più piccola rispetto alla velocità a monte. Subito a valle della rete di setaccio, il flusso turbolento è caratterizzato da scale ancora più piccole, legate alle dimensioni dei vortici che si staccano dai fili della rete. Come indicato in Hinze (1959) e verificato da studi successivi riguardanti la turbolenza a valle di griglie (Comte-Bellot & Corrsin, 1971), indicando con M la dimensione della maglia della rete, si osserva che per distanze assiali $x/M > 20$ la turbolenza può essere considerata isotropa, cioè non dipendente dalla direzione, mentre la condizione di omogeneità viene generalmente raggiunta per $x/M > 80$.

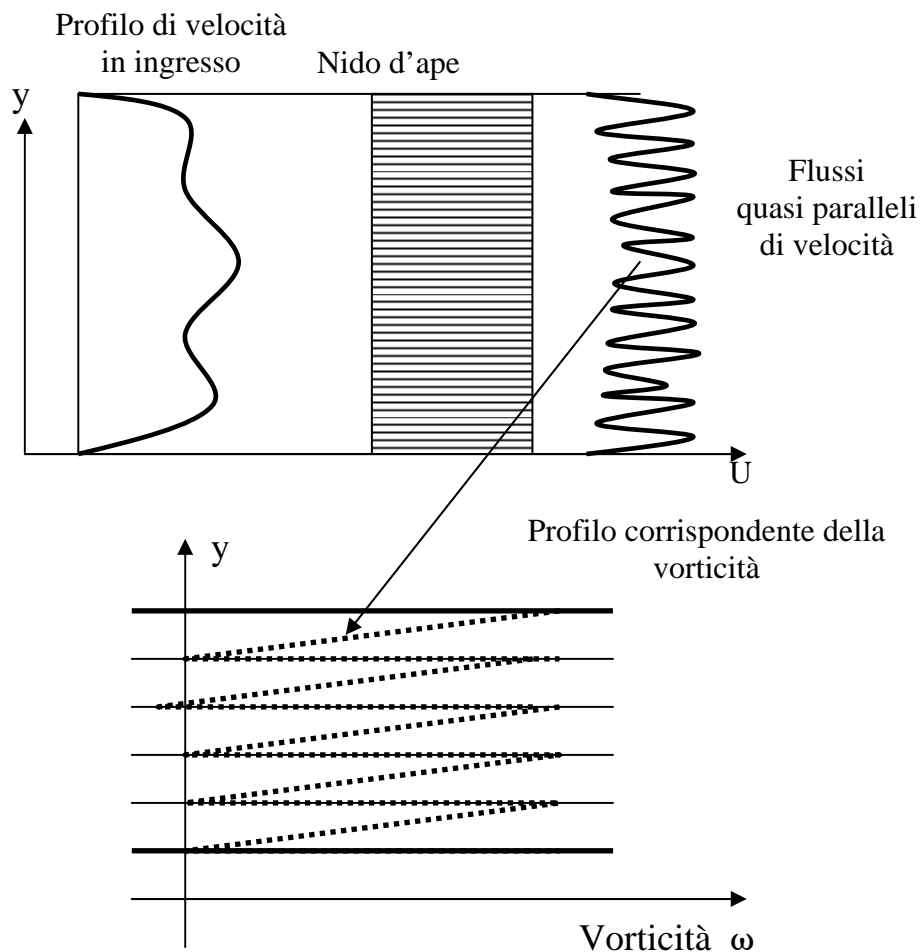


Fig.6.2: Disegno schematico dell'effetto del nido d'ape

Si è osservato, che per distanze maggiori, l'energia cinetica turbolenta, definita come u^2 (varianza della componente assiale della velocità), decade circa linearmente con la distanza dalla griglia. Si ha cioè:

$$\frac{U^2}{u^2} = \frac{c}{C_D} \left[\frac{x}{M} - \left(\frac{x}{M} \right)_0 \right]^n \quad \text{con } n \approx 1 \quad (6.1)$$

essendo U il valore medio della velocità assiale, c una costante (in genere circa 100) e C_D il coefficiente di resistenza della griglia per unità di area esprimibile come:

$$C_D = \frac{d/M (2 - d/M)}{(1 - d/M)^4}$$

dove d è il diametro dei fili. La legge (6.1) è valida se il numero di Reynolds basato su M e U (Re_M) è almeno dell'ordine di 5×10^3 . Nella Fig. 6.3 vengono riportati degli esempi di risultati che confermano la validità della relazione (6.1). Altri lavori hanno mostrato che un valore più accurato dell'esponente n del decadimento è 1.28.

Come mostrato in Fig.6.4, a distanze molto grandi dalla griglia ($x/M > 500$) così come per Re_M bassi (< 650), il decadimento è differente e più rapido ($n=5/2$).

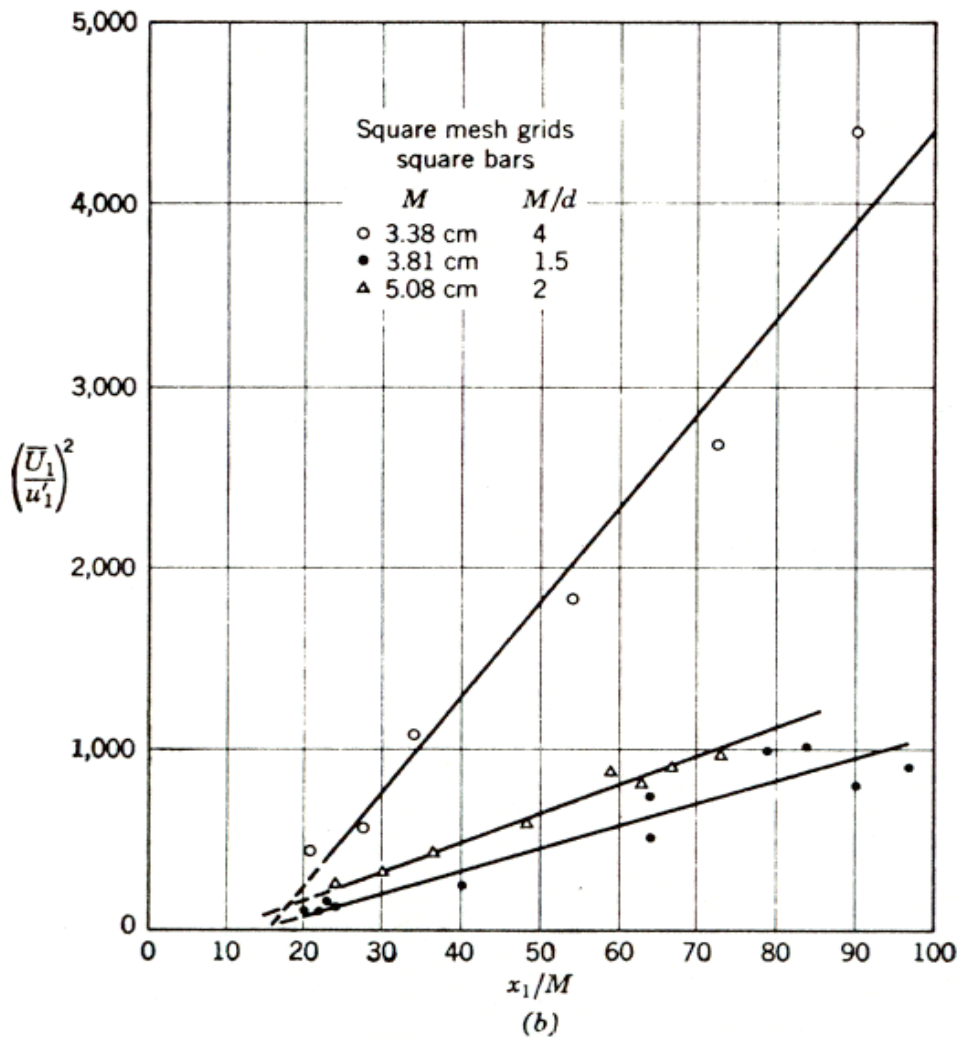
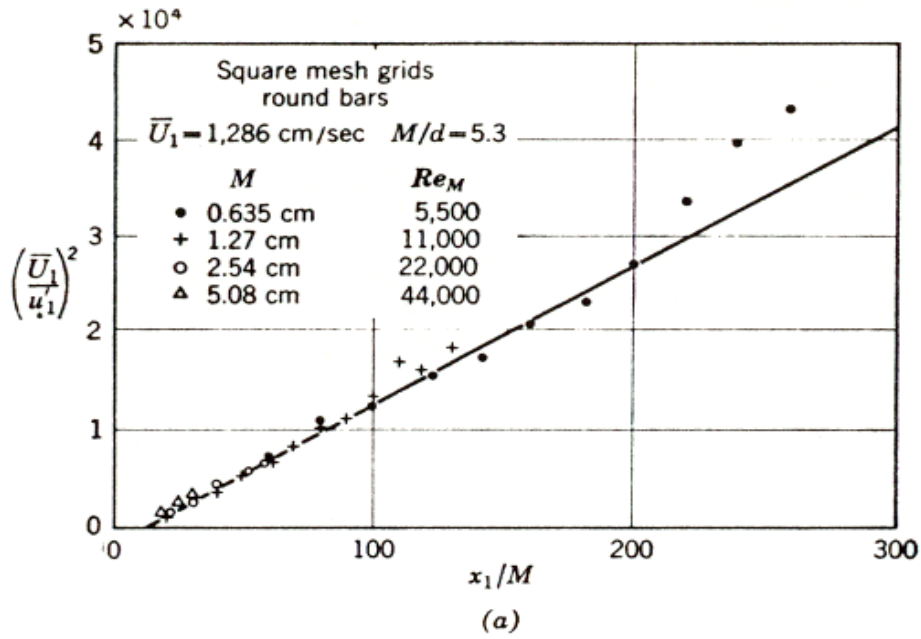


Fig. 6.3: Decadimento della turbolenza a valle di griglie (da Hinze, 1959)

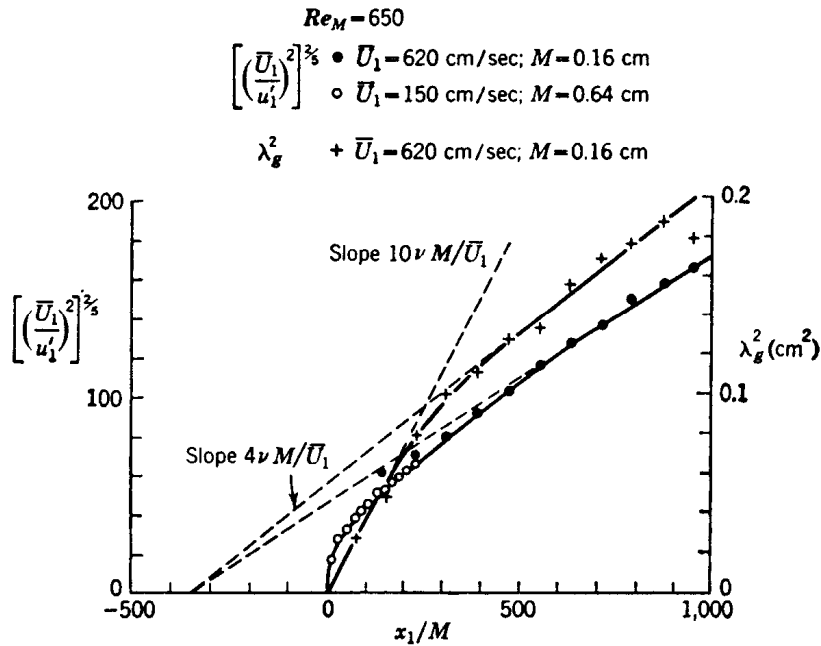


Fig. 6.4: Decadimento della turbolenza a valle di griglie nella regione lontana (da Hinze, 1959)

In generale, dalle leggi di decadimento della turbolenza a valle della griglia e sulla base del livello di turbolenza relativo (LTR), definito come $LTR (\%) = \frac{u}{U} \times 100$, desiderato in camera di prova, è possibile stabilire la lunghezza della camera di calma che assicuri un livello di turbolenza sufficientemente basso (ad esempio dell'ordine dello 0.1%).

3. Condotto convergente: Questo elemento ha il triplice scopo di aumentare la velocità (in relazione al rapporto di contrazione $\frac{A_{\text{camera di calma}}}{A_{\text{camera di prova}}}$ adottato) dal valore assunto in camera di calma al

valore desiderato in camera di prova, di ridurre le componenti trasversali della vorticità e di ridurre lo spessore dello strato limite. L'aumento della velocità è una conseguenza ovvia della legge di conservazione della massa in forma integrale (Cap. 1.1) assumendo il flusso incompressibile e le velocità uniformi nelle sezioni di ingresso e uscita del convergente. La relazione che si ottiene è la seguente:

$$U_p = \frac{A_c}{A_p} U_c$$

dove il pedice P indica le quantità in ingresso alla camera di prova, e il pedice C quelle in uscita dalla camera di calma. L'effetto di riduzione delle componenti trasversali della vorticità, è invece una conseguenza del terzo teorema di Helmholtz che afferma che le particelle di fluido che ad un dato istante appartengono ad un vortice, restano sempre all'interno del vortice stesso (ved. Dispense di Fluidodinamica I, G. Guj). Conseguentemente, se un vortice trasversale si accorcia perché trascinato nel convergente, il suo diametro cresce e, per la conservazione del momento della quantità di moto (ved. Anche Cap. 1.4.2), la vorticità deve diminuire. Infine, la riduzione dello spessore dello strato limite è conseguenza del gradiente favorevole di pressione che si realizza nel condotto convergente. Un limite dato al rapporto di contrazione è legato alla pressione in camera di prova che non può essere troppo bassa.

4. Sezione di prova: Come già accennato, nelle gallerie a circuito aperto la sezione o camera di prova deve essere sempre chiusa trovandosi sottopressione rispetto all'ambiente esterno. Generalmente almeno una della pareti che la delimitano viene realizzata in materiale trasparente per rendere possibile gli accessi ottici. In genere le pareti della camera di prova sono leggermente divergenti per tenere conto dell'aumento di spessore di scostamento dello strato limite che indurrebbe una leggera accelerazione della velocità media.

5. Diffusore o divergente: questo elemento ha il duplice scopo di allontanare l'elica del ventilatore (situato in genere a valle della camera di prova) dalla sezione di prova e di ridurre le perdite di energia cinetica all'uscita mediante una riduzione della velocità ed un aumento della pressione. Si consideri che la potenza associata al flusso di aria in moto è pari a:

$$P = \frac{1}{2} \rho U^2 \times UL^2 = \frac{1}{2} \rho U^3 L^2 \quad (\text{cioè energia cinetica} \times \text{volume di aria nell'unità di tempo})$$

Ad esempio, per una galleria con $A_p=1 \text{ m}^2$ senza diffusore e con $U=100\text{m/s}$, ed essendo $\rho=1.22 \text{ Kg/m}^3$ e L^2 la sezione della galleria, si avrebbe:

$$E_c = \frac{1}{2} \rho U^2 = 0.61 \times 10^4 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$$

$$P = E_c \times UL^2 = 610 \text{KWatt}$$

che è ovviamente un valore molto elevato. E' facile mostrare che utilizzando invece un diffusore con rapporto di contrazione 10, la potenza persa si riduce a 6.1KWatt , che è un valore estremamente contenuto anche se nella realtà il valore necessario è più elevato a causa delle perdite viscosse nella galleria). L'angolo di apertura del diffusore non può essere aumentato oltre un certo valore (in genere la semiapertura non può superare i 5°) in modo che l'aumento di spessore dello strato limite che si realizza in presenza del gradiente di pressione avverso non sia tale da provocare distacchi del flusso (fenomeni di stallo o getto del diffusore). La presenza di distacchi dello strato limite provoca infatti un aumento considerevole delle perdite viscosse e le fluttuazioni di pressione provocano disturbi che si possono risentire anche in camera di prova con conseguente degradazione della qualità del flusso.

6. Ventilatore o Compressore assiale o centrifugo: generalmente è posto alla fine del diffusore e deve essere collegato ad un motore di adeguata potenza.

A valle del ventilatore è posto spesso un silenziatore per ridurre l'impatto ambientale dal punto di vista acustico.

6.1.2 Gallerie a circuito chiuso

Si riportano nel seguito gli schemi di alcune gallerie rappresentative degli impianti a circuito chiuso (Fig. 6.5 e 6.6). Essendo presente un circuito di ritorno, la camera di prova può essere realizzata chiusa o aperta. Il circuito di ritorno ha generalmente sezione uguale a quella della camera di calma. La notevole dimensione del circuito di ritorno è giustificata dalla necessità di ridurre le perdite viscosse che sono dell'ordine di U^2 che quindi deve essere la più bassa possibile. Se per motivi costruttivi il circuito di ritorno ha sezione minore rispetto alla camera di calma, si utilizza spesso un cosiddetto *wide angle diffuser* per il raccordo con la camera di calma (Fig. 6.7). Nelle curve dei condotti di ritorno (*corners*) vengono poste delle palette fisse (*corner vanes*) che fungono da deviatori di flusso e servono a ridurre la dimensione dei vortici di grande scala.

Nelle gallerie a circuito chiuso il ventilatore è posto spesso a metà del diffusore per aumentare il cosiddetto rapporto di avanzamento $\frac{U}{\omega R}$ dove R è il raggio del ventilatore. Per aumentare

l'efficienza del ventilatore si utilizzano generalmente pale con allungamento elevato (anche dell'ordine di 50) e si riduce la velocità indotta limitando l'effetto di estremità delle pale mediante la minimizzazione della distanza tra l'estremità delle pale stesse e la superficie interna del condotto. Il numero delle pale è in genere richiesto piuttosto elevato per ridurre la superficie delle pale stesse e quindi la resistenza aerodinamica ad esse associata, e per minimizzare gli effetti di non stazionarietà. Anche il numero di Mach alle estremità delle pale deve essere limitato in modo da non generare effetti significativi di compressibilità e l'eventuale generazione di urti con conseguente aumento della resistenza e del rumore (in genere il Mach di estremità viene fissato < 0.6).

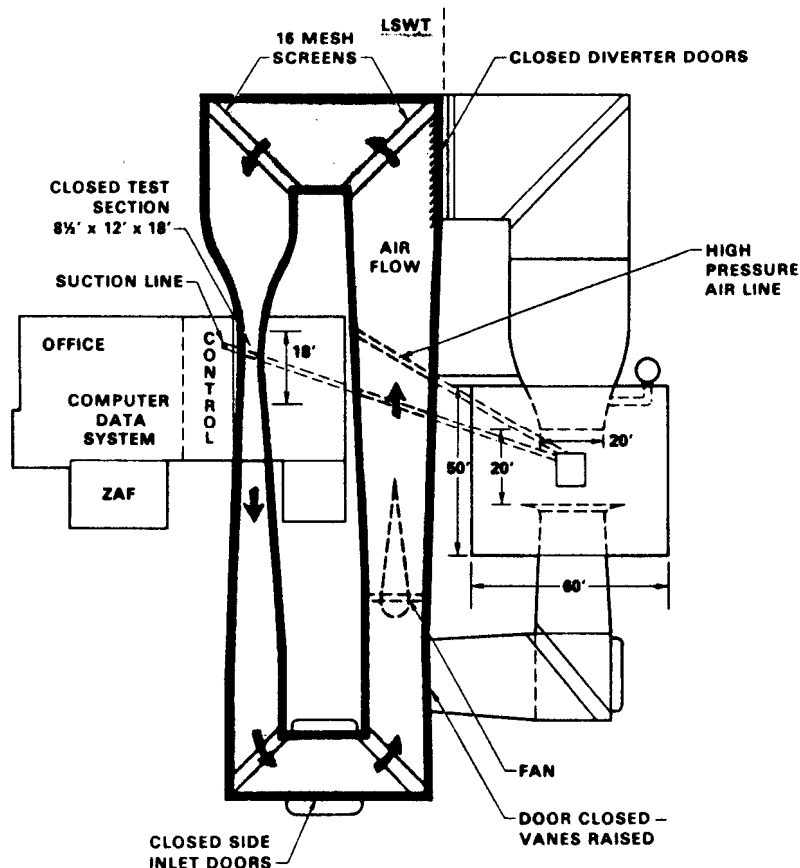


Fig. 6.5: Esempio di galleria a circuito chiuso (McDonnell Aircraft Company)

6.1.3 Riassunto delle caratteristiche principali

Riassumiamo i principali vantaggi e svantaggi delle gallerie a circuito aperto e chiuso:

	Vantaggi	Svantaggi
Circuito chiuso	<ul style="list-style-type: none"> • Maggiore controllo sulla qualità di flusso • Minore costo di gestione • Minore rumore • Possibilità di realizzare altre camere di prova nel circuito di ritorno 	<ul style="list-style-type: none"> • Maggiori costi di realizzazione • Inquinamento dell'aria ricircolante • Necessità di raffreddamento
Circuito aperto	<ul style="list-style-type: none"> • Minore costo di costruzione • Possibilità di condurre prove con combustione 	<ul style="list-style-type: none"> • Rumorosità • Maggiori costi di gestione • Difficoltà di controllo sulla qualità di

Notiamo infine che alcune gallerie (Fig. 6.8) hanno la possibilità di lavorare sia a circuito aperto che chiuso offrendo i vantaggi di entrambe le configurazioni.

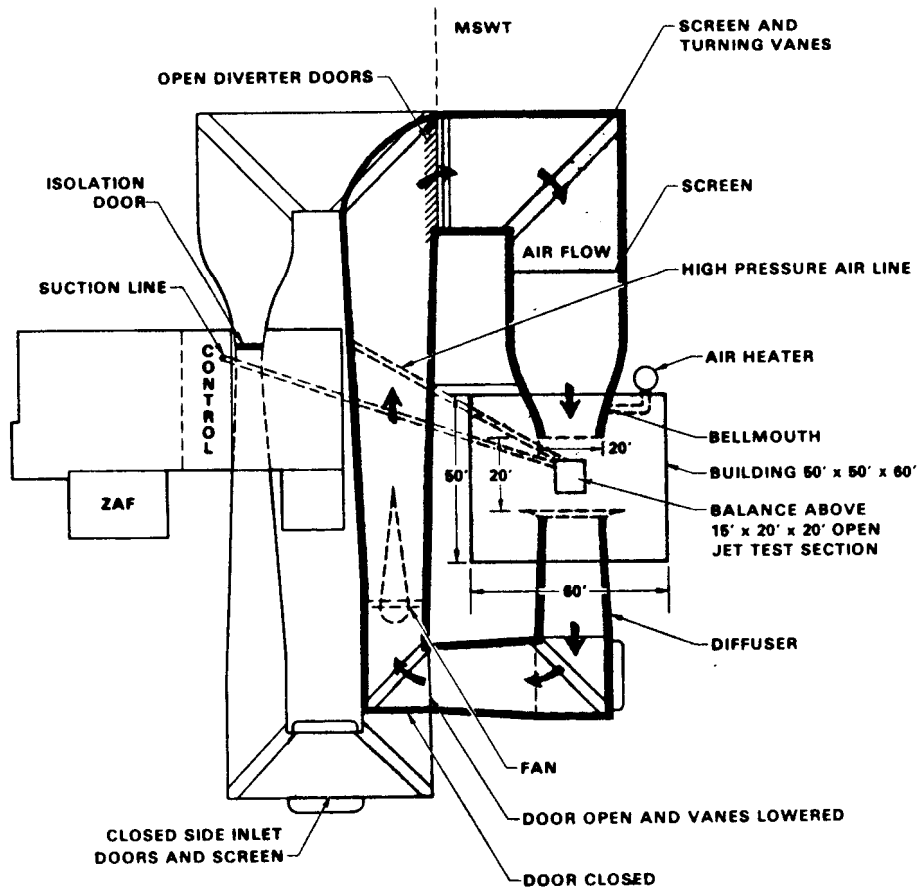


Fig. 6.6: Esempio di galleria a circuito chiuso (McDonnell Aircraft Company)

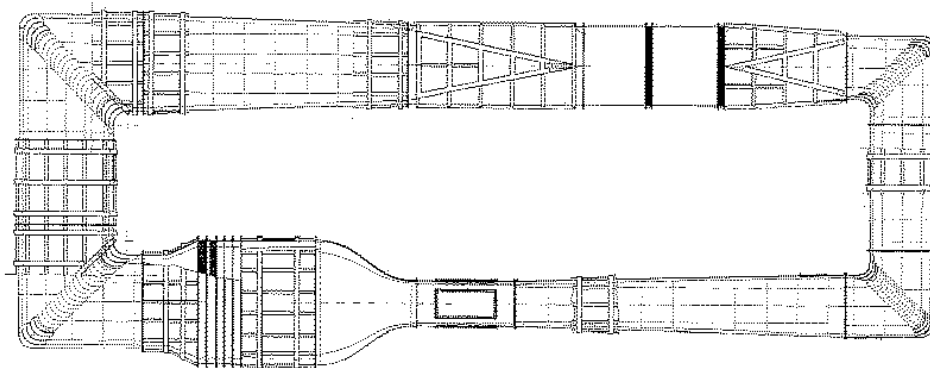


Fig. 6.7: Esempio di galleria a circuito chiuso con wide angle diffuser a monte della camera di calma (ENEA)

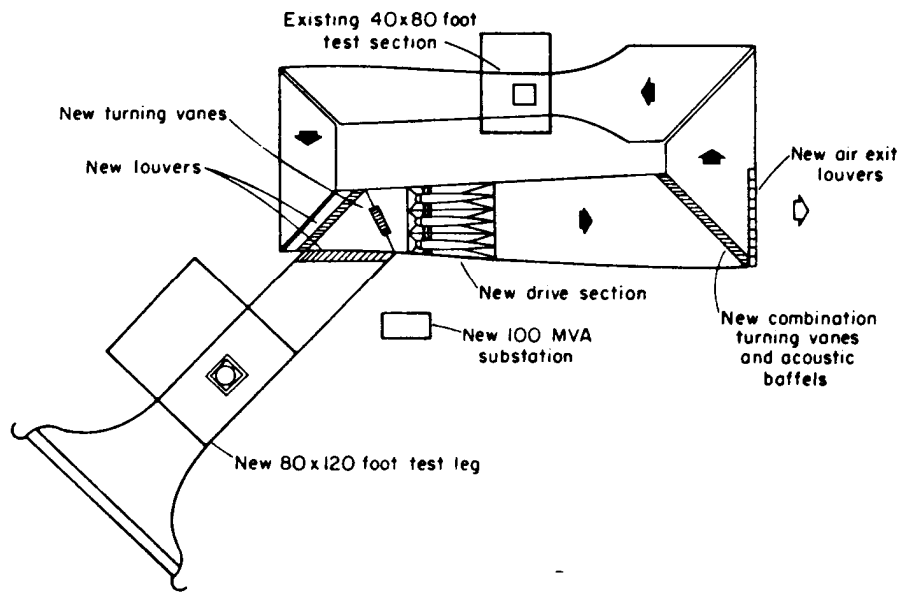


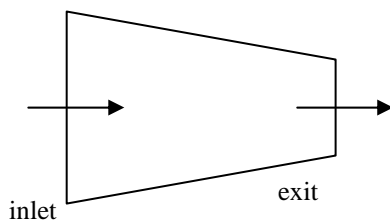
Fig. 6.8: Esempio di galleria a configurazione mista (NASA Ames Research Laboratories)

6.1.4 Questioni progettuali relative alle gallerie a bassa velocità

Uno degli aspetti principali nella fase di progettazione di un impianto a bassa velocità, è la determinazione delle perdite di carico e quindi delle cadute di pressione nei vari componenti dell'impianto. Questa fase del progetto viene generalmente affrontata quando si sia già stabilito un lay-out di massima della galleria che potrà essere eventualmente modificato sulla base delle simulazioni numeriche che danno le stime delle perdite di carico. Tale aspetto è importante per la determinazione delle prestazioni dell'impianto, in termini principalmente delle potenze necessarie, e quindi per la scelta del ventilatore da utilizzare.

6.1.4.1 Generalità

Consideriamo un elemento generico della galleria (elemento j -esimo) che può essere schematizzato come segue:



La caduta di pressione totale attraverso questo elemento può essere scritta come:

$$\Delta P_j = \left(P_i + \rho \frac{u_i^2}{2} \right) - \left(P_e + \rho \frac{u_e^2}{2} \right)$$

avendo trascurato le variazioni di quota e dove l'indice j indica l'elemento considerato.

Tali perdite in genere si calcolano come:

$$\Delta P_j = k_j \frac{1}{2} \rho u_{ji}^2 = k_j q_{ji}$$

dove k_j rappresenta il coefficiente di caduta di pressione dell'elemento j -esimo e q_{ji} è la pressione dinamica in ingresso (indice i) all'elemento j -esimo considerato. Il problema principale nella progettazione e verifica delle prestazioni di un impianto tipo gallerie aerodinamiche, sta nella determinazione dei valori di k_j per i vari elementi del circuito e quindi nel calcolo delle perdite di pressione globali. Per ciascun elemento del circuito il calcolo di k_j può essere ottenuto tramite opportuni modelli matematici o tramite analisi statistiche di dati empirici.

Nel seguito si descrivono gli elementi aerodinamici che costituiscono il circuito fornendo per ciascuno dei criteri e della metodologia adottata nel calcolo delle perdite. Come detto, il calcolo delle perdite di carico viene effettuato mediante la valutazione del coefficiente di caduta di pressione.

Per comodità viene anche definito

$$k_{0j} = \frac{\Delta P_j}{q_0}$$

essendo q_0 la pressione dinamica in sezione di prova. Inoltre essendo

$$k_{0j} = \frac{\Delta P_j}{q_0} = \frac{\Delta P_j}{q_{ij}} \cdot \frac{q_{ij}}{q_0} = k_j \cdot \frac{q_{ij}}{q_0}$$

e poiché

$$\frac{q_{ij}}{q_0} = \frac{D_0^4}{D_{ij}^4}$$

per k_{0j} si ha:

$$k_{0j} = k_j \frac{D_0^4}{D_{ij}^4}$$

essendo D_{ij} il diametro idraulico della sezione di ingresso all'elemento corrente, mentre il pedice 0 indica le grandezze relative alla sezione di prova.

E' possibile inoltre definire il rapporto di energia E_R :

$E_R = (\text{potenza cinetica in sezione di prova}) / (\text{potenza del fluido})$

Essendo la potenza cinetica:

$$P_c = q_0 Q = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_0 \cdot U_0^3$$

dove Q indica la portata, e la potenza assorbita dal fluido quella legata alle perdite di pressione globali:

Per cui si ha:

$$P_f = \Delta P Q = Q \sum_j \Delta P_j$$

$$E_R = \frac{q_0 Q}{Q \sum_j \Delta P_j} = \frac{q_0}{\sum_j \Delta P_j}$$

esprimendo le perdite di pressione in termini di k_{0j} si ottiene:

$$E_R = \frac{q_0}{q_0 \sum_j k_{0j}} = \frac{1}{\sum_j k_{0j}} = \frac{1}{K_0}$$

avendo indicato

$$K_0 = \sum_j k_{0j}$$

ed essendo esclusi i rendimenti del motore e del ventilatore.

Si noti che perdite dovute a lavorazioni meccaniche e dettagli costruttivi possono essere incluse in un aumento globale della potenza necessaria per tenere conto anche delle altre perdite non calcolabili teoricamente (ad es. un aumento pari complessivamente al 20%).

6.1.4.2 Perdite di carico nei vari componenti del circuito

Sezione di prova chiusa

Ai fini del calcolo della caduta di pressione, la sezione di prova viene considerata a sezione costante, trascurando il piccolissimo angolo di divergenza.

La caduta di pressione nella sezione di prova chiusa viene quindi calcolata, in analogia con tutti gli altri elementi a sezione costante, mediante la

$$k = \frac{\lambda \cdot L}{D}$$

essendo λ il coefficiente d'attrito, L la lunghezza del tronco e D il diametro idraulico.

Il valore di λ è calcolabile per alti Re (definito assumendo come lunghezza caratteristica il diametro idraulico D) e tubi lisci mediante la relazione:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log_{10} \text{Re} \sqrt{\lambda} - 0.8$$

utilizzando il metodo di Newton per la valutazione di λ che compare in forma implicita nell'equazione.

Sezione di prova aperta

La formula che si usa è la seguente:

$$k = 0.0845 L - 0.0845 \left(\frac{L}{D_i} \right)^2$$

dove L è la lunghezza della camera di prova.

Diffusore a piccolo angolo di divergenza

La caduta di pressione nei diffusori è calcolata mediante la formula che combina gli effetti delle perdite dovute all'attrito e quelle dovute all'espansione. In particolare si ha:

$$k = \left[\frac{\lambda}{8 \cdot \text{tg}(\alpha/2)} + 0.6 \cdot \text{tg}(\alpha/2) \right] \left(1 - \frac{D_i^4}{D_f^4} \right)$$

essendo α l'angolo di divergenza tra le pareti opposte, λ come al § 1, D_i diametro idraulico iniziale (minimo), D_f diametro idraulico finale (massimo).

Angoli a sezione costante

Gli angoli a sezione costante sono risolti per quanto riguarda le perdite di carico seguendo ancora il Rae & Pope [1984]:

$$k = 0.1 + \frac{4.55}{(\log_{10} \text{Re})^{2.58}}$$

essendo il Re calcolato assumendo come lunghezza caratteristica la corda delle palette deviatrici del flusso.

Tronchi a sezione costante

Le cadute di pressione nei tronchi a sezione costante o quasi costante sono calcolati come quelle per la sezione di prova chiusa.

Condotto del ventilatore

Le perdite nel condotto del ventilatore sono calcolate considerando: un condotto convergente per tenere in conto la presenza del mozzo, un condotto a sezione costante, un condotto divergente.

Diffusore rapido

La caduta di pressione nel diffusore rapido è calcolata mediante la formula seguente:

$$k = \left(\frac{A_R - 1}{A_R} \right)^2$$

essendo

$$A_R = \frac{D_u^2}{D_e^2}$$

essendo u ed e rispettivamente le sezioni di entrata e di uscita del diffusore.

Scambiatore di calore

Lo scambiatore di calore è posizionato nella sezione maggiore corrispondente alla camera di calma in quanto costituisce una notevole caduta di pressione per la sua elevata solidità ed è quindi bene collocarlo là dove le velocità sono minime. Inoltre, costituendo una caduta di pressione, garantisce che il flusso all'inizio della camera di calma sia attaccato.

Per la verifica termofluidodinamica dello scambiatore si può procedere nel modo seguente: sulla base dello studio di fattibilità e delle valutazioni fatte nell'ambito della progettazione delle potenze installate da assorbire mediante lo scambiatore, si determinano le caratteristiche ed i requisiti da inviare ai fornitori-progettisti dello scambiatore stesso. Si assumono i parametri caratteristici delle batterie di scambio da loro studiate quale base di partenza per la verifica che può essere condotta sia con tecniche di tipo tradizionale, sia con tecniche numeriche (ad esempio utilizzando dei codici di calcolo agli elementi finiti).

I dati di targa richiesti per lo scambiatore sono i seguenti:

Sezione disponibile A_c

Portata in massa Q_m

Potenza da asportare P_w

Temperatura aria ingresso T_a

Temperatura acqua (liquidi refrigerante) T_{H_2O}

Una volta effettuato il progetto dello scambiatore, si utilizzano delle relazioni empiriche per la sua verifica.

Si assegnano

- temperatura esterna polo freddo: (e.g. 30°C)
- differenza di temperatura tra fluido refrigerante e aria in galleria: (e.g. 10°C)
- temperatura max dell'aria in galleria: (e.g. 28°C)
- lunghezza: (in genere circa 20cm)
- area A_c

Si utilizzano le espressioni delle cadute di pressione espresse in termini adimensionali come numero di Eulero (Eu) date da Kakac et al. [1987]:

$$Eu = 3.2 \cdot Re^{-0.25} \cdot x_t^{-0.55} \cdot x_l^{-0.05} F^{0.5} \quad 10^3 < Re < 10^5$$

dove

Re = numero di Reynolds basato sul diametro dei tubi e sulla velocità nei canali $= \frac{U d_0 \rho}{\rho \mu}$

x = interasse tra i tubi in forma adimensionale (t=trasversale, l=longitudinale)

μ = coefficiente di viscosità

ρ = densità

d_0 = diametro dei tubi

F = funzione dipendente da parametri geometrici

p = porosità (ad es. pari a 0.75) (area disponibile al flusso diviso area totale).

e l'espressione del numero di Nusselt, (Kakac et al. [1987]):

$$Nu = G \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.25}$$

dove:

G = funzione dipendenti da parametri geometrici

Pr = numero di Prandtl del fluido $= \frac{\nu}{\alpha} \Big|_{\text{temperatura fluido all'infinito}}$

Pr_w = numero di Prandtl del fluido alla temperatura della parete.

Con questi dati si calcolano mediante un programma di calcolo le cadute di pressione, il salto di temperatura ed altri parametri di carattere geometrico (un esempio viene riportato nella tabella 1 insieme ai dati di entrata).

DATI:		
Sezione flusso aria	hxw	2.44 m × 3.20 m
Passo lamellare	S	4 mm
Larghezza lamelle	e _f	16.3 mm
Spessore lamelle	d _f	0.05 mm
Diametro dei tubi	d ₀	15 mm
Interasse trasversale	X _t	60 mm
Interasse longitudinale	X _l	42 mm
Velocità a monte	U	10m/s
Numero di ranghi	n _r	2
Potenza da asportare	P _w	150 kW
RISULTATI:		
Portata volumetrica aria	G _v	78.2 mc/s
Portata massica aria	G _m	95Kg/s
Porosità percentuale	p	77 %
Numero di Reynolds	Re	14.400
Numero di Nusselt	Nu	62.7
Numero di Eulero	Eu	0.43
Superficie bagnata	A	217 m ²
Differenza di temperatura	dT	6.97 °K
Coeff. Caduta di pressione K		1.49
Numero di lamelle	n _d	800
Numero di tubi per rango	n _t	40
Totale tubi	N	80

Tab. 1 Esempio di caratteristiche scambiatore di calore

Honeycomb

La caduta di pressione nel nido d'ape è calcolata mediante la seguente formula:

$$k = \lambda \left(3 + \frac{L}{D_i} \right) \cdot \frac{1}{P^2} + \left(\frac{1}{P} - 1 \right)^2$$

dove λ è il fattore d'attrito già definito, calcolato con Re riferito alla rugosità del nido d'ape, L è la lunghezza dei condotti (celle), D_i è il diametro idraulico degli stessi e P è la porosità (area disponibile al flusso diviso area totale).

Reti di setaccio

Le cadute di pressione nelle reti sono calcolate secondo Rae & Pope [1984]

$$k = \left[\frac{1 - 0.95 \cdot P}{0.95 \cdot P} \right]^2 + \frac{55.2}{Re}$$

dove Re è calcolato in base alle maglie dello schermo (M).

Convergente

La caduta di pressione nel convergente è calcolata mediante la seguente formula:

$$k = \lambda_0 \cdot \frac{L}{D_0}$$

dove λ_0 e D_0 sono calcolati nella sezione a valle a quella d'uscita (che generalmente corrisponde alla camera di prova) e L è la lunghezza del convergente.

6.1.4.3 Scelta del fan

Sulla base dei risultati ottenuti dall'analisi delle perdite di carico, si determina la prevalenza (in termini di pressione) e la potenza richiesta al ventilatore da adottare. Tenendo conto della velocità massima di esercizio è possibile effettuare la scelta del ventilatore più opportuno utilizzando dei diagrammi che riportano le curve di inviluppo dei ventilatori assiali tra i quali effettuare la scelta. Un esempio delle curve di inviluppo da utilizzare, viene riportato in Fig. 6.9:

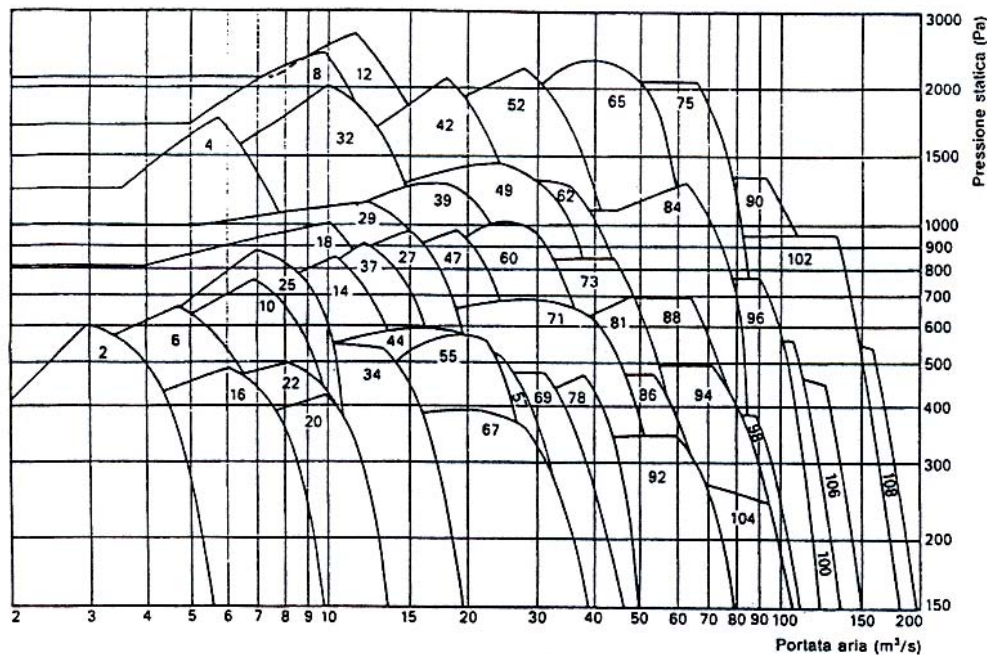


Fig. 6.9: Curve di inviluppo di alcuni dei principali ventilatori assiali in commercio

Alle curve sopra riportate corrispondono i seguenti ventilatori:

Curva n°	Modello ventilatore	Diam. mm	Giri/min.	Curva n°	Modello ventilatore	Diam. mm	Giri/min.
2	63KG40A-4-9	630	1470	57	140JG56A-6-9	1400	975
4	63KG40A-2-9	630	2950	60	140KG71A-6-16	1400	975
6	71KG40A-4-9	710	1470	62	140JG56A-4-9	1400	1470
8	71KG40A-2-9	710	2950	65	140KG71A-4-16	1400	1470
10	80KG40A-4-9	800	1470	67	160JG56A-8-9	1600	725
12	80KG40A-2-9	800	2950	69	160KG71A-8-16	1600	725
14	90JG40A-4-9	900	1470	71	160JG56A-6-9	1600	975
16	90KG56A-6-9	900	975	73	160KG71A-6-16	1600	975
18	90KG56A-4-9	900	1470	75	160KG71A-4-16	1600	1480
20	100JG40A-6-9	1000	975	78	180JG71A-10-16	1800	585
22	100KG56A-6-9	1000	975	81	180JG71A-8-16	1800	725
25	100HG71A-6-16	1000	975	84	180JG71A-6-16	1800	975
27	100JG40A-4-9	1000	1470	86	200JG71A-10-16	2000	585
29	100KG56A-4-9	1000	1470	88	200JG71A-8-16	2000	725
32	100HG71A-4-16	1000	1470	90	200JG71A-6-16	2000	975
34	112KG56A-6-9	1120	975	92	224JG71A-12-16	2240	485
37	112HG71A-6-16	1120	975	94	224JG71A-10-16	2240	585
39	112KG56A-4-9	1120	1470	96	224JG71A-8-16	2240	725
42	112HG71A-4-16	1120	1470	98	250JG71A-12-16	2500	485
44	125JG56A-6-9	1250	975	100	250JG71A-10-16	2500	585
47	125KG71A-6-16	1250	975	102	250JG71A-8-16	2500	725
49	125JG56A-4-9	1250	1470	104	280JG71A-16-16	2800	360
52	125KG71A-4-16	1250	1470	106	280JG71A-12-16	2800	485
55	140KG71A-8-16	1400	725	108	280JG71A-10-16	2800	585

Nota: Il n° di modello completo (es. 80KG40A-4-9) indica:

- il diametro del ventilatore in cm (80)
- il tipo di rapporto dimensionale fra mozzo e girante (K)
- la presenza di alette post-raddrizzatrici (G)
- il diametro del mozzo in cm (40)
- la serie dei Varofoil (A)
- la polarità del motore (4)
- il numero delle pale (9)

Nelle tavole seguenti si riportano alcuni esempi di risultati relativi alle perdite di carico in un impianto ed alle sue curve caratteristiche calcolate per diverse possibili configurazioni.

6.2 Gallerie aerodinamiche ad alta velocità

Per Gallerie aerodinamiche ad alta velocità, si intendono quegli impianti nei quali il numero di Mach raggiunto in camera di prova, è superiore a 0.5 alle condizioni di livello del mare. Sono pertanto degli impianti che lavorano in condizioni di flussi transonici o supersonici.

Nella Fig. 6.10 vengono riportati degli schemi che illustrano le tipologie principali di gallerie ad alta velocità.

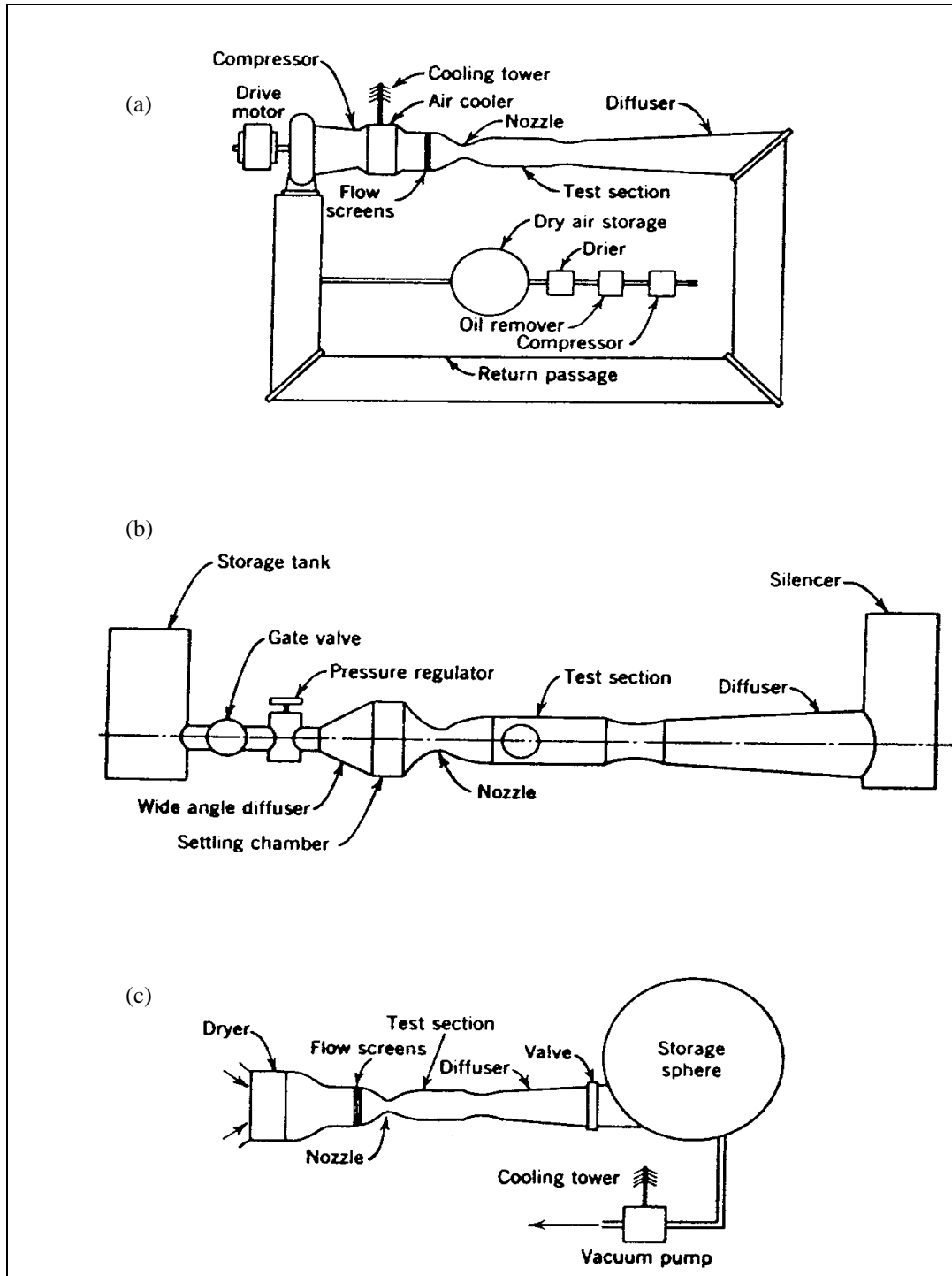


Fig. 6.10: Esempi di gallerie ad alta velocità. (a): galleria a circuito chiuso a funzionamento continuo. (b) Galleria a circuito aperto intermittente a svuotamento (*blowdown*). (c) Galleria a circuito aperto intermittente a riempimento (*indraft*).

Con riferimento alla Fig. 6.10, le gallerie ad alta velocità si possono dividere in:

- **GALLERIE A CIRCUITO CHIUSO**

che hanno funzionamento continuo

- **GALLERIE INTERMITTENTI**

che non hanno funzionamento continuo e si suddividono in:

- Gallerie a svuotamento
- Gallerie a riempimento

6.2.1 Caratteristiche principali degli impianti ad alta velocità

Vediamo alcune delle principali proprietà delle gallerie ad alta velocità secondo le tipologie sopra descritte e sempre facendo riferimento agli schemi di Fig. 6.10.

6.2.1.1 Gallerie a circuito chiuso continue

Questi impianti possono essere utilizzati per condizioni di funzionamento molto diverse (da flussi debolmente compressibili per $Ma=0.5$ fino a flussi ipersonici per $Ma>5$). Le caratteristiche principali possono essere riassunte come segue:

Alcuni vantaggi:

- In analogia con le gallerie a bassa velocità a circuito chiuso, le condizioni di flusso sono ben controllate e la velocità del flusso può essere variata in maniera semplice per l'analisi di diverse situazioni di flusso su di uno stesso modello e nel corso dello stesso test di prova.
- I tempi disponibili per l'effettuazione delle misure sono sufficientemente lunghi.

Alcuni svantaggi:

- Sono necessari sistemi di raffreddamento (torri di refrigerazione) per il controllo della temperatura e dell'umidità del fluido e sistemi di pulizia dell'aria (ad esempio per l'eliminazione delle gocce di olio provenienti dal compressore).
- La eventuale rottura di un modello può essere molto dannosa per l'intero impianto.
- Nelle fasi avviamento (molto lunghe) i carichi sul modello possono essere molto pesanti.
- Le potenze necessarie, legate alle perdite viscosive, sono molto alte e quindi i costi di funzionamento sono elevati.
- I costi di costruzione sono elevati

6.2.1.2 Gallerie intermittenti

Questi impianti prevedono costi di costruzione e di utilizzo più bassi rispetto ai precedenti. Questo spiega come mai essi siano molto più diffusi rispetto alle gallerie continue.

Alcuni vantaggi:

- E' possibile utilizzare un unico serbatoio di alimentazione (a pressione o a vuoto) per alimentare diversi tunnel con diverse condizioni di prova.
- Il test su modelli è più conveniente perché si possono effettuare misure senza dover aspettare che l'impianto vada in pressione.
- L'eventuale rottura del modello non provoca danni significativi.
- Sono disponibili extra-potenze necessarie per l'avviamento del tunnel.
- Il carico sui modelli durante i transitori è meno pesante.
- Sono poco rumorose.

- Nei tunnel a riempimento le condizioni di ristagno restano invariate.
- I tunnel a svuotamento possono realizzare pressioni molto elevate e quindi una migliore approssimazione nella verifica della similitudine in Reynolds.

Lo svantaggio principale dei tunnel intermittenti sta nella breve durata delle condizioni desiderate in camera di prova per cui è spesso necessario riavviare la galleria per ripetere i tests. Inoltre, nelle gallerie a svuotamento, la pressione raggiunta nel serbatoio è molto elevata diventano fondamentali i requisiti di sicurezza.

6.2.2 Questioni progettuali relative alle gallerie ad alta velocità

Alcuni aspetti legati al progetto di massima ed al funzionamento di gallerie aerodinamiche ad alta velocità vengono affrontati utilizzando il modello quasi-unidimensionale dei flussi isentropici e la teoria dell'urto normale. Si rimanda pertanto ai richiami di fluidodinamica presentati nel Cap. 1 per le principali formule che saranno utilizzate nel seguito.

Consideriamo come riferimento lo schema di una galleria supersonica a circuito chiuso riportato in Fig. 6.11, tenendo conto che le considerazioni che vengono presentate nel seguito sono valide anche per le gallerie intermittenti.

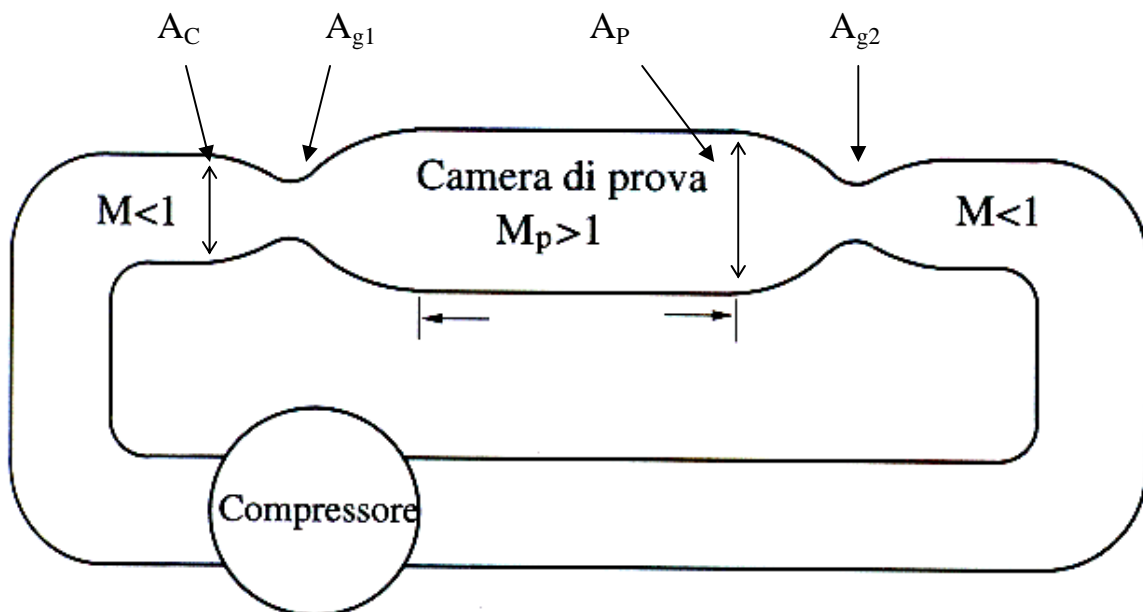


Fig. 6.11: Schema di un circuito gasdinamico con 2 gole: galleria supersonica.

Indichiamo con:

A_C : l'area della camera di calma

A_{g1} : l'area della prima gola

A_P : l'area camera di prova

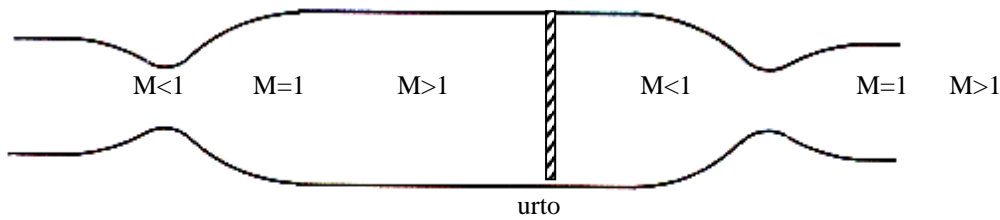
A_{g2} : l'area della seconda gola

Con riferimento allo schema di Fig. 6.11, riportiamo nel seguito gli aspetti principali da tenere conto nelle fasi di progettazione.

6.2.2.1 Dimensionamento dell'area della seconda gola

La prima gola che raggiunge le condizioni soniche è la gola di minore sezione. Vediamo ora quali sono le condizioni affinché la gola successiva (A_{g2}) vada in choking e quindi tra le due gole sia presente un flusso supersonico.

L'area della seconda gola è determinata dalla condizione di choking (soffocamento) dell'impianto nelle condizioni di avviamento. La situazione più gravosa si ha quando l'urto ha la massima intensità, il che avviene quando esso è situato in camera di prova (A_p). In queste condizioni la situazione è la seguente:



Poiché anche A_{g2} è in choking, l'urto resta intrappolato nella sezione di prova e non si ha possibilità di variare le condizioni di prova senza variare le condizioni a monte. Questa situazione è spesso detta di *bloccaggio*.

In tal caso, con riferimento allo schema di Fig. 6.11 e ricordando la (1.30), si ha:

$$\frac{A_{g2}}{A_p} = \frac{M_{p2}}{M_{g2}} H^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}(M_{p2}, M_{g2}, \gamma)$$

La condizione limite si ottiene per: $M_{g2} = M_{g2}^* = 1$, cioè (ved. 1.31):

$$\frac{A_{g2}^*}{A_p} = M_{p2} [H(M_{p2}, \gamma)]^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

dove M_{p2} può essere espressa in funzione di M_{p1} mediante le (1.37) e per $\gamma=1.4$ si ha:

$$\frac{A_{g2}^*}{A_p} = \frac{(5 + M_p^2)^{\frac{1}{2}} (7M_p^2 - 1)^{2.5}}{216M_p^6} \quad (6.2)$$

Tramite la (6.2) si dimensiona la seconda gola, la quale è al minimo uguale a $0,6 \cdot A_p$ ed è quindi estremamente grande. Il grafico relativo all'eq. (6.2) viene riportato in Fig. 6.12.

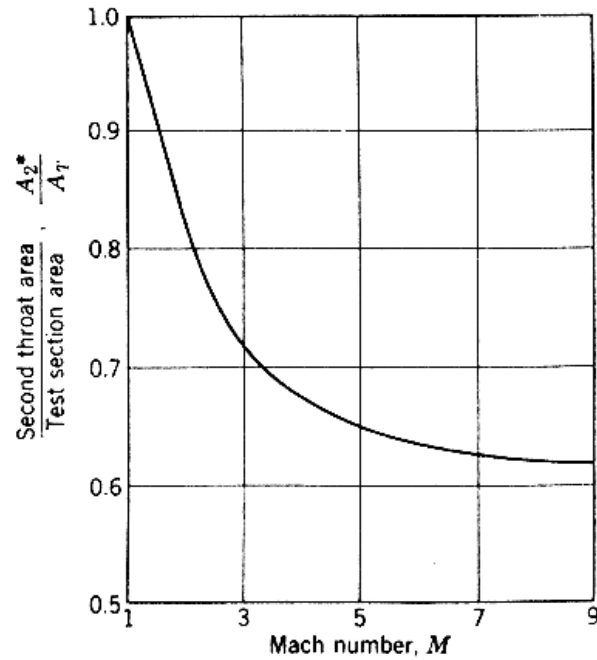


Fig. 6.12: Variazione del rapporto $\frac{A_{g2^*}}{A_p}$ in funzione del numero di Mach in camera di prova

6.2.2.2 Dimensionamento dell'area della prima gola e dell'area della camera di calma

In questo caso supponiamo assegnati A_p , M_p (numero di Mach in sezione di prova supersonico) e M_c (numero di Mach in camera di calma, in genere molto basso, ad es. 0.05). Si vogliono determinare A_{g1} e A_c .

Affinché in camera di prova ci sia un flusso supersonico, la prima gola deve essere in chocking. Utilizziamo ancora la legge delle aree (1.31) tenendo che $M_{g1} = 1$:

$$\frac{A_p}{A_{g1}^*} = \frac{1}{M_p} H^{*\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}(M_p, \gamma) \quad (6.3)$$

da cui, noti A_p e M_p si può determinare A_{g1}^* . Applicando la stessa legge tra A_{g1}^* e A_c si ottiene:

$$\frac{A_c}{A_{g1}^*} = \frac{1}{M_c} H^{*\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}(M_c, \gamma) \quad (6.3)$$

dalla quale, noti A_{g1}^* e M_c ci si calcola A_c .

6.2.2.3 Avviamento della galleria supersonica

Il problema dell'avviamento si riferisce al calcolo del rapporto tra le pressioni totali

$\lambda = \frac{P_{t2}}{P_{t1}}$ spesso chiamato rapporto di compressione, necessario ad avviare la galleria nelle

condizioni più gravose ovvero per l'urto di massima intensità che, come detto sopra, si realizza nella camera di prova. Per questo calcolo si possono utilizzare le tabelle degli urti normali o la relazione (1.41). Teniamo conto che nelle condizioni di funzionamento, il rapporto λ è determinato dalla presenza dell'urto nel diffusore non lontano dalla seconda gola.

Le condizioni che si realizzano all'avviamento sono riportate in Fig. 6.13.

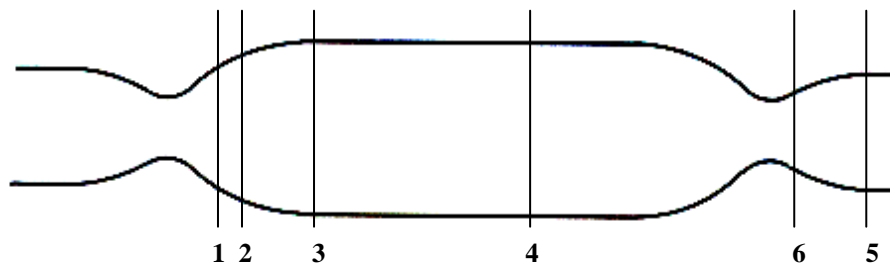


Fig. 6.13: Posizione dell'urto al crescere di λ .

Con riferimento allo schema di Fig. 6.13, vediamo le situazioni che si verificano nell'impianto (correttamente dimensionato) al crescere di λ . Inizialmente, per bassi valori di λ , il flusso è tutto subsonico ed il valore massimo di velocità si raggiunge in A_{g1} che sarà la prima sezione ad andare in choking. In queste condizioni il valore necessario di λ è legato esclusivamente alle perdite per attrito. Al crescere di λ si raggiunge $M_{g1}=1$ e si formerà un urto debole nel primo divergente che, per λ crescente, tenderà a spostarsi verso la camera di prova (posizioni **1-2**). Per valori di λ ancora crescenti, l'urto si sposta in **3** e successivamente in **4**, sempre nella camera di prova. In queste condizioni il λ raggiunto è legato soprattutto alle perdite dovute all'urto che ha l'intensità massima. Sono queste le condizioni di riferimento cui si accennava sopra, che definiscono il valore di λ per l'avviamento. Notiamo anche che a questo punto, se la seconda gola non è stata dimensionata correttamente, essa potrebbe andare in choking e quindi bloccare l'urto nella posizione **4**, con conseguente situazione bloccaggio. Se il progetto è stato effettuato correttamente, una piccola variazione di λ comporta il risucchio dell'urto nel secondo convergente che si posiziona in **5**. Notiamo che (ved. Sabetta, 1999) nella camera di prova a sezione costante l'urto si trova in condizioni di equilibrio indifferente mentre in un condotto convergente l'equilibrio è instabile. Questo spiega perché l'aumento di λ necessario a spostare l'urto da **4** a **5** è minimo. A questo punto è possibile diminuire λ affinché l'urto si sposti il più vicino possibile alla seconda gola (pos. **6**). In questo modo si cerca di minimizzare le perdite dovute all'urto che cerchiamo di rendere il meno intenso possibile. Per ridurre l'intensità dell'urto in queste condizioni, sono state disegnate sezioni della seconda gola con area variabile nel tempo in modo da avere all'avvio $A_{g2} > A_{g2}^*$ e successivamente $A_{g1}^* < A_{g2} < A_{g2}^*$.

Queste considerazioni spiegano per quali motivi il λ necessario per l'avviamento (relativo alla posizione **4**) è maggiore di quello necessario al funzionamento della galleria (posizione **6** con eventuale variazione dell'area della seconda gola). Questa circostanza rende le gallerie supersoniche intermittenti più adatte all'avvio mentre per le gallerie a circuito chiuso continue sono necessarie delle extra-potenze fornite dal compressore, che, di conseguenza, deve essere opportunamente dimensionato. Come mostrato in Fig. 6.14, i rapporti di compressione richiesti all'avviamento possono essere molto maggiori di quelli di funzionamento. Nella figura sono riportate anche le

curve sia teoriche (ottenute utilizzando il modello quasi-unidimensionale) sia reali (che contengono anche gli effetti della viscosità e richiedono, a parità di velocità, un rapporto di compressione maggiore).

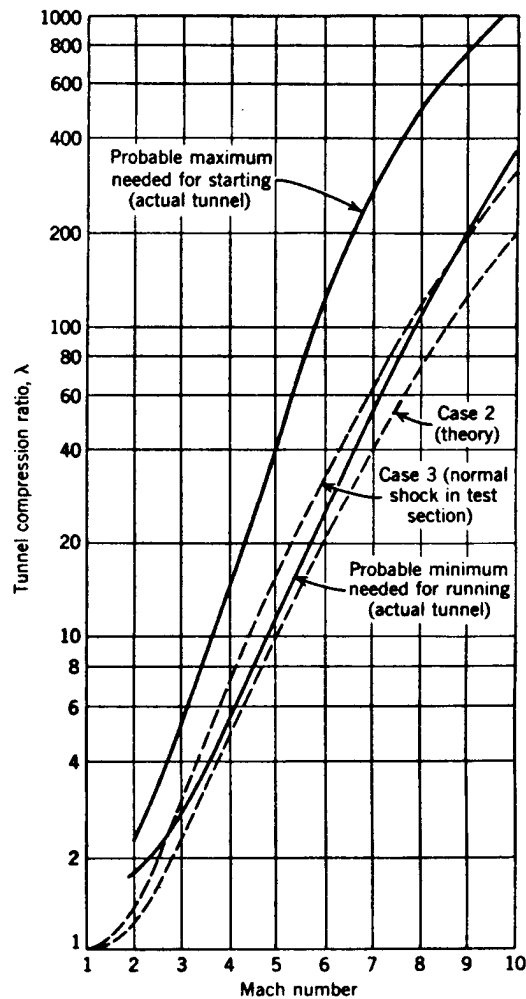


Fig. 6.14: Valori del rapporto di compressione necessari all'avvio ed in condizioni di funzionamento relativamente a gallerie supersoniche standard.

6.2.2.4 Effetto del modello e progetto del divergente

Il valore del rapporto di compressione all'avviamento, può essere ancora maggiore di quello previsto a causa del modello inserito in camera di prova e quindi delle perdite di pressione totale legate agli urti che si formano su di esso. Inoltre a causa della presenza del modello, l'area utile disponibile è ovviamente minore rispetto all'area della sezione di prova ed è quindi necessario assicurarsi che tale sezione utile non sia minore di A_{g1} onde evitare il verificarsi delle condizioni di choking. Questa considerazione, e con riferimento alla Fig. 6.12 espressa per l'area utile, limitano le dimensioni massime del modello utilizzabile.

Per ciò che riguarda il disegno del divergente si accenna solo al fatto che tale progetto si effettua utilizzando il metodo delle caratteristiche che non verrà trattato in questo corso. Per maggiori dettagli vedere Pope (1965) o Sabetta (1999).

6.3 Cenni su Gallerie Transoniche

6.3.1 Generalità

Le gallerie transoniche operano a velocità che variano dai valori in cui i primi effetti della compressibilità cominciano a farsi sentire ($M \approx 0.5$) fino a condizioni debolmente supersoniche ($M \approx 1.4$). Le cosiddette gallerie *nearsonic* coprono la parte inferiore di questo campo di velocità non oltrepassando il Mach unitario. Queste ultime gallerie sono state ormai quasi completamente sostituite da quelle transoniche, ma poiché ce ne sono molte ancora attive, sembra giusto discuterne alcune caratteristiche.

Il cosiddetto *nearsonic tunnel* è praticamente una galleria subsonica ad alta potenza. Di solito è a circuito chiuso e pilotata da un ventilatore che assicura la continuità delle operazioni. Ovviamente la sezione di prova ha l'area più piccola di tutto il circuito. Le pareti della sezione di prova sono rigide a differenza, come vedremo, di quelle delle gallerie transoniche e quindi non permettono alle linee di corrente intorno al modello di comportarsi come nelle condizioni di flusso libero. In corrispondenza del modello si avrà quindi la sezione più piccola del circuito. Quindi, in realtà, la condizione di chocking con $M=1$ si avrà presso il modello col risultato che questo non si troverà più in un flusso uniforme. Da un punto di vista operativo, questa condizione deve essere evitata e può essere evidenziata in tre modi:

- 1) attraverso il rapporto tra pressione statica alla parete e la pressione totale nella sezione in corrispondenza del modello che, nelle condizioni critiche, diventa uguale a circa 0.58 (ved. Tab. isentropiche, Shapiro, 1953), che indica il raggiungimento delle condizioni soniche;
- 2) dal fatto che, a causa delle condizioni di chocking, all'aumentare della potenza del fan non c'è variazione della pressione statica a monte (e quindi del numero di Mach);
- 3) dal fatto che all'aumentare della potenza del fan le forze sul modello non variano.

Come conseguenza pratica, si ha che la dimensione del modello che può essere testato senza "choking" diventa molto piccola all'approssimarsi del numero di Mach ad 1. Ad esempio, (con riferimento alla figura 6.12, ved. Anche formula (6.2) e par. 6.2.2.4), un modello con un'area frontale dello 0.9% dell'area della sezione di prova raggiungerà le condizioni di chocking ad un Mach di riferimento di 0.9, e un modello con area frontale dello 0.2% provocherà un chocking con un Mach di 0.95.

6.3.2 Cancellazione degli urti in gallerie transoniche

Nelle gallerie transoniche il problema principale è quello di ottenere la migliore *cancellazione* degli urti sulle pareti. Questo risultato può essere ottenuto attraverso l'utilizzo di camere di prova particolari le cui pareti si *adattano* in maniera continua alle linee di flusso intorno al modello. Esistono due tecniche per realizzare l'adattamento:

- 1) la deformazione delle pareti
- 2) la ventilazione delle pareti

Il primo dispositivo viene realizzato, nella maggior parte dei casi, con un sistema di martinetti collegati alle pareti della camera di prova in modo da realizzarne la deformazione necessaria all'adattamento. Il secondo dispositivo invece può essere realizzato con pareti porose aventi la superficie esterna collegata ad una serie di compartimenti la cui pressione corrispondente può essere variata opportunamente. Questa soluzione ha il vantaggio di consentire in maniera migliore l'assorbimento di eventuali onde d'urto, ma rende molto complicata la misurazione dell'angolarità del flusso e della pressione statica in prossimità della parete per la presenza di flussi tridimensionali

dovuti alla porosità della parete stessa. L'apporto computazionale al completo adattamento delle pareti alle condizioni del flusso, consiste nel confronto, ripetuto iterativamente, tra la pressione misurata su una superficie di controllo e le condizioni di flusso in assenza di pareti calcolate per via numerica sulle stesse superfici di controllo. Dal punto di vista pratico, però, non bisogna trascurare l'esigenza che i tempi di adattamento non dilatino eccessivamente il run-time della galleria e quindi i relativi costi di gestione. In quest'ottica diventa quindi indispensabile disporre di computer ad alta velocità e di codici di fluidodinamica adeguati. Questo anche perché in campo transonico la non linearizzabilità delle equazioni del campo di flusso mediante teorie semplificative (tipo piccole perturbazioni) fa aumentare i tempi di convergenza dei codici di calcolo. Nelle Fig. 6.15 e 6.16 si riportano dei disegni schematici che illustrano le due tecniche di cancellazione degli urti.

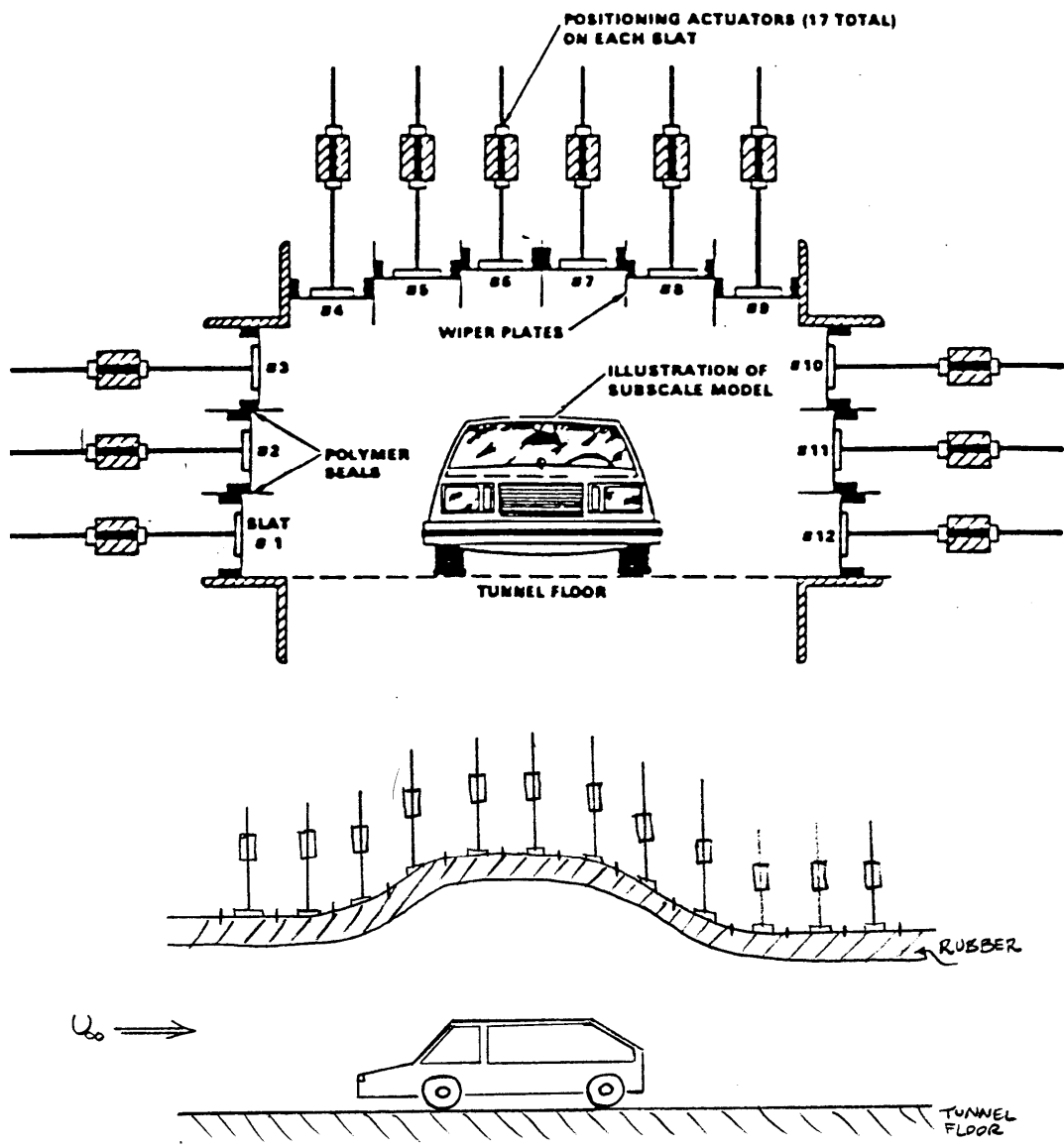


Fig. 6.15: Esempio di pareti adattative.

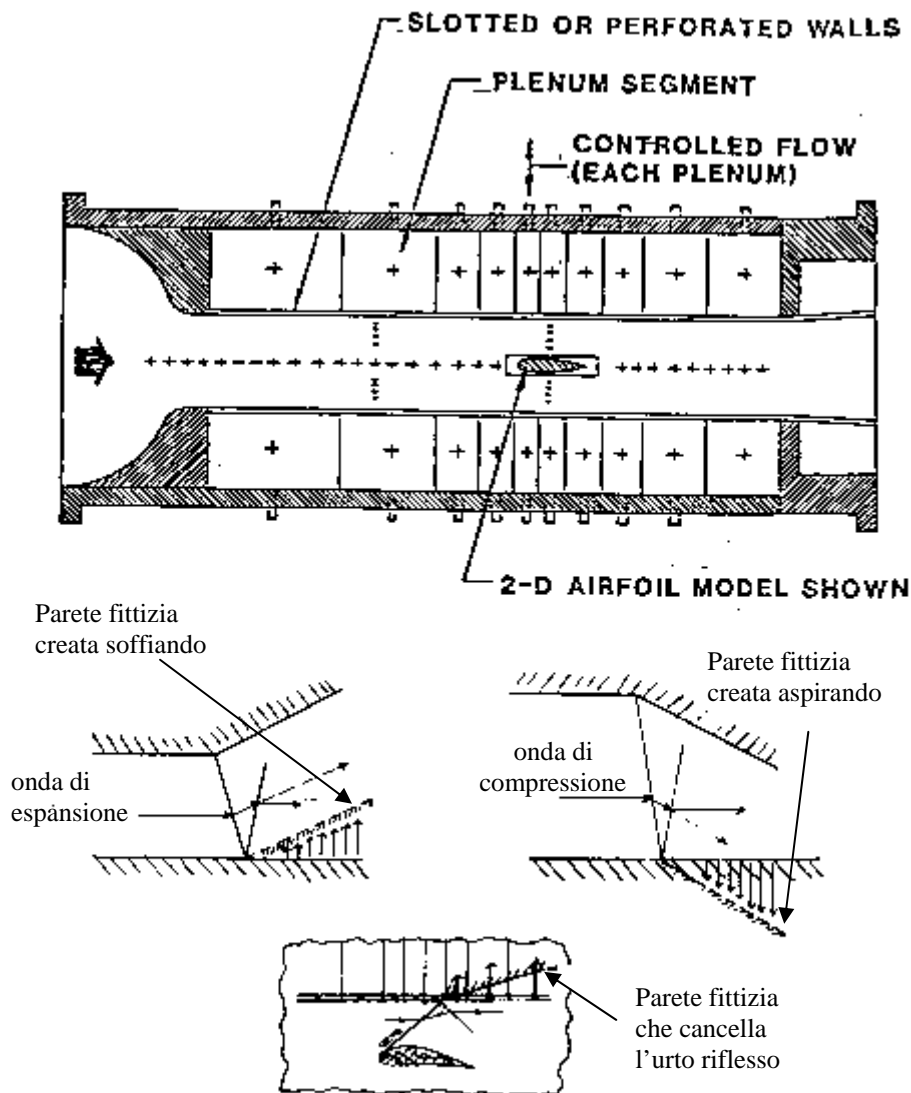


Fig. 6.15: Esempi di cancellazione di urti attraverso pareti ventilate.

6.3.3 Effetti del numero di Reynolds

L'effetto principale del numero di Reynolds in gallerie transoniche si rileva nelle misure di resistenza. Le resistenze aerodinamiche che sono influenzate dal numero di Reynolds sono la Resistenza di attrito superficiale (skin friction drag) e la Resistenza di forma (base drag). Esaminiamole brevemente nel loro comportamento in campo transonico. Alle basse velocità subsoniche la resistenza del profilo è praticamente tutta resistenza di attrito; la sua importanza diminuisce all'aumentare della velocità ma nel campo transonico il suo contributo è ancora rilevante. Questa resistenza è strettamente legata al numero di Reynolds ed al tipo di strato limite (ved. Cap. 2)

Mentre il valore assoluto del coefficiente di resistenza d'attrito è influenzato dagli effetti della compressibilità e della geometria della superficie, gli effetti del numero di Reynolds sono gli stessi di quelli che si riferiscono a più complesse geometrie o ad altre velocità. Ad esempio, su aerei a scala naturale in volo il numero di Reynolds è alto e la transizione tra strato limite laminare e turbolento avviene sulle parti anteriori delle superfici dell'aereo. Invece, sul modello in scala dell'aereo in galleria il flusso è laminare sulla maggioranza delle superfici e quindi il coefficiente di

resistenza è diverso da quello reale. In qualche caso si confrontano i dati relativi a misure sul modello e sull'aereo e dopo complesse elaborazioni si ricava il coefficiente di attrito, ma i risultati spesso sono poco affidabili anche perché il reale andamento del flusso sul modello durante le prove non è noto esattamente (flusso laminare o turbolento?). Spesso, invece di compiere questi laboriosi calcoli, si studia il modello creando artificialmente i punti di transizione che si fissano in corrispondenza di quelli sull'aereo reale in modo che la tipologia del flusso sia la stessa. In questo modo le differenze tra i coefficienti di resistenza misurati e reali sono dovute solamente al numero di Reynolds. I punti di transizione sul modello vengono realizzati utilizzando delle striscette di rugosità superficiale nota applicate nei punti desiderati. Un'altra tecnica più sofisticata per "applicare delle rugosità" sulla superficie è quella che consiste nel ricoprire la superficie con della carta lasciando esposti i punti (o le strisce) desiderati. Quindi si spruzza della sabbia con grani di dimensioni note (il carburo di silicio è il più utilizzato).

Nel campo di velocità transonico la resistenza di forma è una parte importante della resistenza totale. Essa viene molto influenzata dalla presenza dei supporti che sostengono i modelli nella camera di prova. La sua misurazione quindi è molto complessa anche perché la geometria del modello potrebbe essere influenzata dallo strato limite dei supporti e dalle sue modificazioni sul modello a causa dei supporti stessi. A causa di tutte queste influenze non è possibile definire accuratamente la resistenza di forma su un modello in galleria. La cosa migliore sarebbe quella di misurare separatamente la resistenza di forma e quindi correggere i risultati di conseguenza; ma anche questa misura è complessa e può essere realizzata solo attraverso delle strutture molto esili che sorreggano il modello, oppure con dei fili attaccati da un lato al modello e dall'altro alle pareti della camera di prova oppure ancora con un supporto a "forcella" che influisca il meno possibile sulla misura.

6.4 Impianti speciali

Si danno solo alcune informazioni di massima su qualche tipo di impianto che non rientra direttamente nelle tipologie trattate nei paragrafi precedenti.

6.4.1 Gallerie pressurizzate

Le gallerie pressurizzate sono state ideate per simulare il Re nel modello in scala senza aumentare troppo la velocità e quindi il M . In questo modo si realizza nel modo migliore possibile la similitudine dinamica. Questi impianti si utilizzano in genere per applicazioni industriali di carattere aeronautico.

Indichiamo col pedice V le condizioni reali relative al velivolo, e col pedice m le condizioni relative al modello. Si ha:

$$\text{velivolo: } Re_V = \frac{\rho_0 u_0 L_0}{\mu_0} \quad \text{modello: } Re_m = \frac{\rho_m u_m L_m}{\mu_m}$$

Uguagliando i due Re, e supponendo che $\mu_m = \mu_0$, si ottiene:

$$\frac{\rho_0}{\rho_m} = \frac{u_m L_m}{u_0 L_0}$$

Affinché la similitudine in M sia rispettata, si deve avere:

$$\frac{u_0}{u_m} = 1 \Rightarrow \frac{\rho_0}{\rho_m} = \frac{L_m}{L_0} \quad \text{e dall'equazione di stato, supponendo } T_0 = T_m, \text{ si ha}$$

$$\frac{P_0}{P_m} = \frac{\rho_0}{\rho_m}$$

Nei casi reali si ha generalmente

$$\frac{L_m}{L_0} \approx \frac{1}{10} \div \frac{1}{30}, \text{ quindi, assumendo } P_0 \approx 1 \text{Atm si ottiene che la pressione in galleria deve}$$

essere $P_m \approx 10 \div 30 \text{Atm}$ cioè molto elevata.

I principali svantaggi nell'utilizzo di questi impianti, sono:

- Tempo richiesto per la compressione ed il raggiungimento delle condizioni di pressione desiderate, che può essere molto lungo.
- Carichi elevati sui modelli
- Costi di costruzione e gestione elevati
- Difficoltà di isolamento delle sezioni di prova dal resto del circuito

6.4.2 Gallerie idrodinamiche

Le gallerie idrodinamiche spesso costruite per applicazioni navali, si prestano bene anche per sperimentazioni di aerodinamica incompressibile in quanto a parità di velocità e di scala geometrica si ottengono Re circa 10 volte maggiori. Infatti le viscosità cinematiche per aria e acqua sono:

$$\nu_{\text{aria}} (15^\circ\text{C}) = 1.45 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\nu_{\text{acqua}} (15^\circ\text{C}) = 1.138 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Per tale motivo lo stesso Re può essere realizzato con velocità del fluido circa 10 volte minori e pertanto queste gallerie si prestano meglio per eseguire visualizzazioni. Anche tecniche ottiche di misura, quali *Laser Doppler Anemometry* (LDA) e *Particle Image Velocimetry* (PIV) sono più facilmente eseguibili in acqua in quanto le particelle di insemminazione rimangono più facilmente in sospensione.

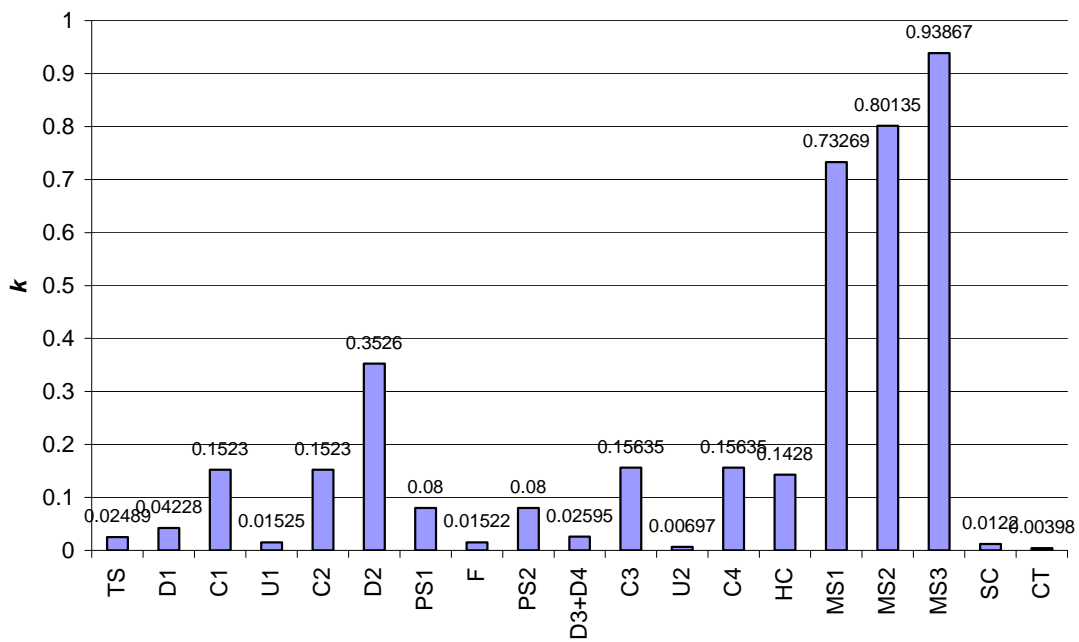
6.4.3 Vasche navali

Tali impianti funzionano sul principio di far muovere il modello, montato in particolari carrelli, dentro una lunga piscina in condizioni di acqua ferma. Tra i vantaggi c'è il bassissimo livello di turbolenza che può essere realizzato; tra gli svantaggi la necessità di notevoli lunghezze ($L \approx (100-500\text{m})$) necessarie per eseguire le misure e raggiungere le condizioni di moto stazionario.

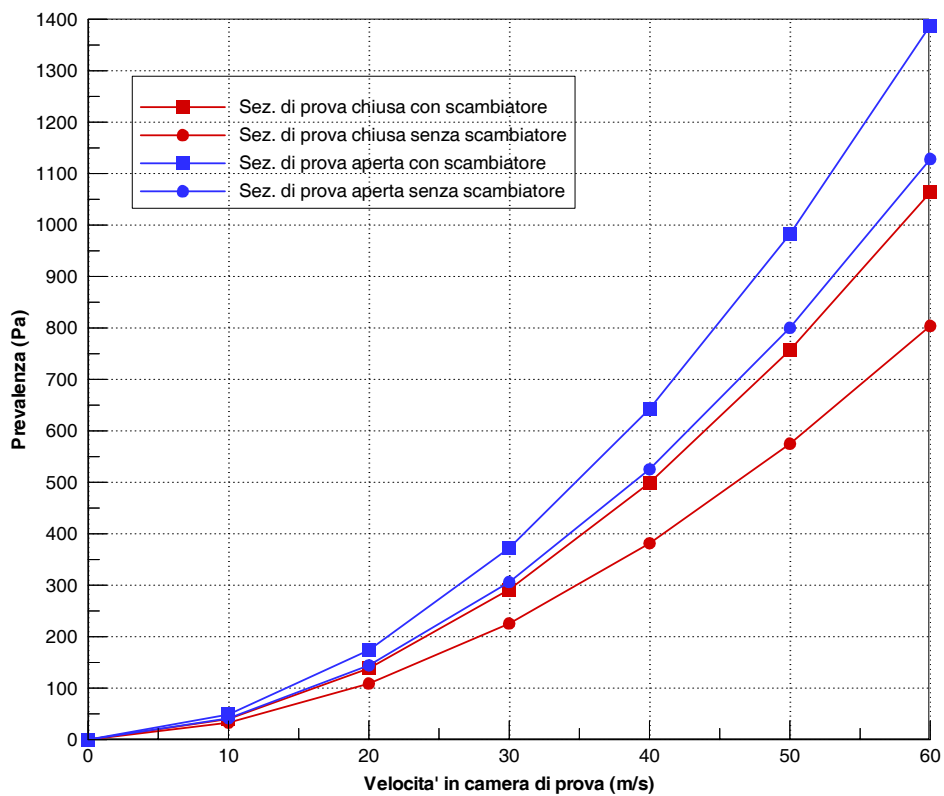
6.4.4 Gallerie per ingegneria civile e ambientale

Si realizza mediante opportuni generatori di turbolenza uno strato limite turbolento avente livello di turbolenza e profilo di velocità simile a quello che si realizza nello strato limite atmosferico. Le camere di prova, per assicurare che lo strato limite sia completamente sviluppato, devono essere molto lunghe.

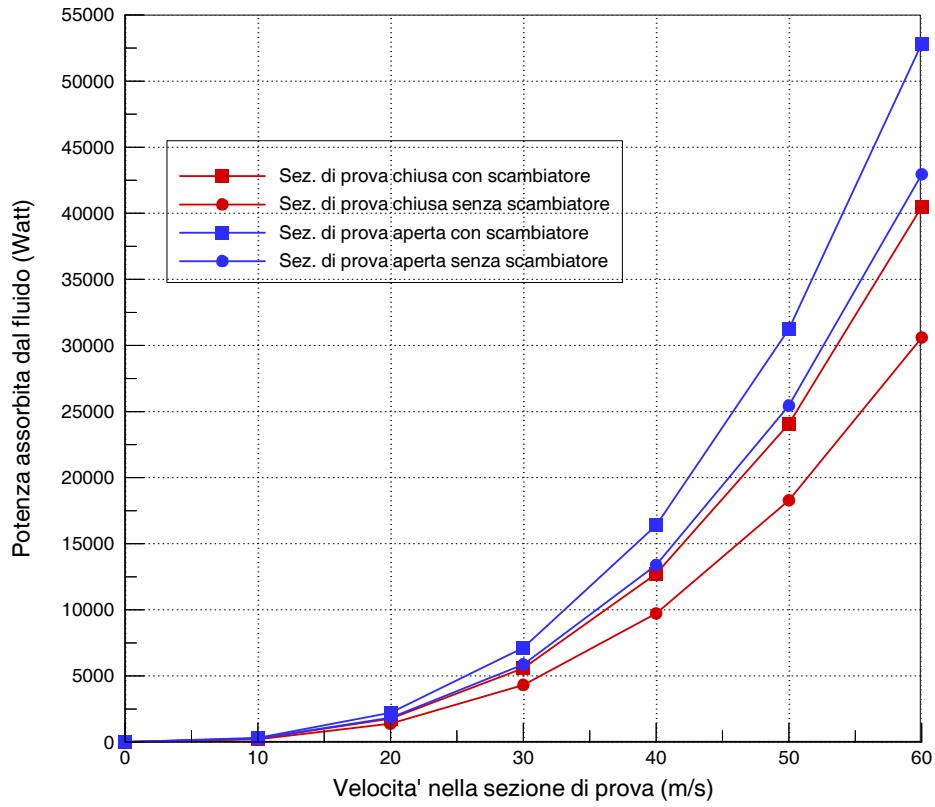
k_{oj} per i singoli elementi del circuito



Perdite di carico lungo il circuito



Potenza assorbita dal fluido



Energy ratio

