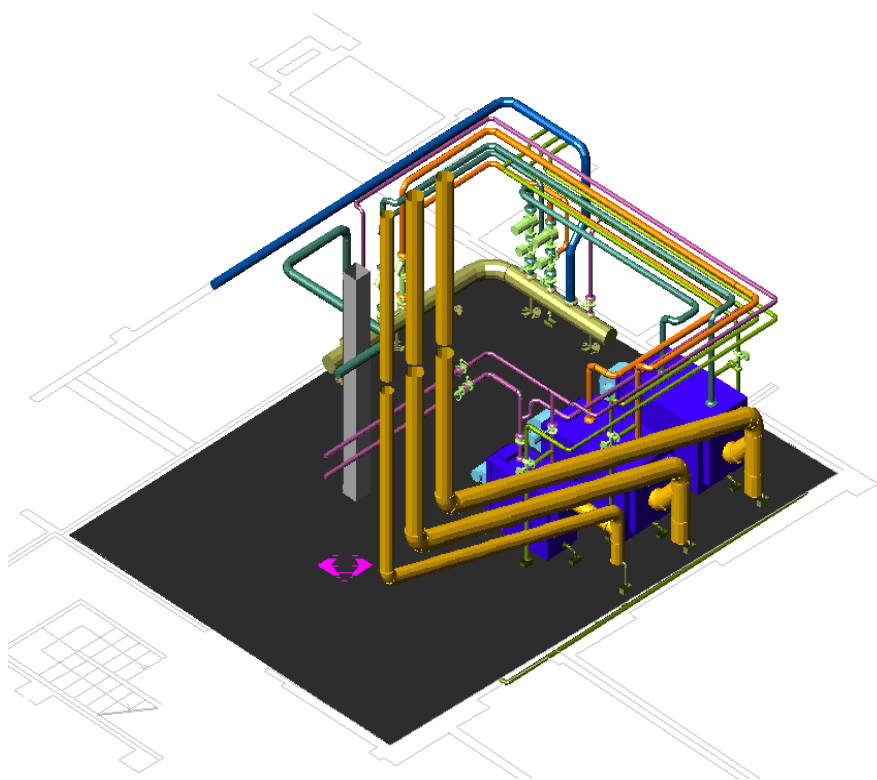


2014

IMPIANTI TERMOTECNICI – VOLUME III
RETI TECNOLOGICHE – ANTINCENDIO
RUMORE NEGLI IMPIANTI



PROF. GIULIANO CAMMARATA

Dipartimento di Ingegneria

Industriale di Catania

A.A 2014/15

FILE: IMPIANTI TERMOTECNICI - VOLUME 3 NO - 14.docx
AUTORE: GIULIANO;CAMMARATA
DATA: 27 SETTEMBRE 2014

www.giulianocammarata.it
gcamma@diim.unict.it
cammaratagiuliano@gmail.com

La riproduzione a scopi didattici di quest'opera è libera da parte degli Studenti purché non siano cancellati i riferimenti all'Autore sopra indicati. Non sono consentiti usi commerciali di alcun genere senza il consenso dell'Autore

STRUTTURA DEL VOLUME

1.	<u>CENNI DI FLUIDODINAMICA</u>	<u>4</u>
2.	<u>LE RETI TECNOLOGICHE*</u>	<u>45</u>
3.	<u>LE RETI IDRONICHE*</u>	<u>53</u>
4.	<u>IDRONICA DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE*</u>	<u>107</u>
5.	<u>LE RETI DI AEREAULICHE*</u>	<u>119</u>
6.	<u>PROGETTO DI RETI COMPLESSE</u>	<u>151</u>
7.	<u>ISOLAMENTO TERMICO DELLE TUBAZIONI</u>	<u>175</u>
8.	<u>CIRCOLAZIONE DEI FLUIDI BIFASE</u>	<u>185</u>
9.	<u>RETI DI DISTRUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA</u>	<u>221</u>
10.	<u>RETI PER LA DISTRIBUZIONE DEL VAPORE</u>	<u>224</u>
11.	<u>IMPIANTI ANTINCENDIO*</u>	<u>230</u>
12.	<u>LA PREVENZIONE DEGLI INCENDI</u>	<u>261</u>
13.	<u>IL RUMORE NEGLI IMPIANTI TECNOLOGICI</u>	<u>267</u>

INTRODUZIONE

Gli impianti termotecnici rispettano la sequenza di sezioni impiantistiche già vista in precedenza nei due precedenti volumi:

Sezione di produzione dell'energia \Rightarrow *Sezione di trasporto dell'energia* \Rightarrow *Sezione di scambio*

Ciascuna di esse ha caratteristiche costruttive e progettuali proprie. In ogni caso è da tenere presente che l'obiettivo finale di riscaldare o raffreddare gli ambienti si raggiunge solamente se tutte e tre le sezioni sono congruenti e correttamente progettate.

In questo volume si parlerà della sezione di **trasporto dell'energia** che potrà avvenire con uno o più fluidi termovettori solitamente **acqua** e **aria**.

Nel caso di impianti con batterie ad espansione diretta il fluido di lavoro è lo stesso fluido frigorifero utilizzato dai compressori sia per gli impianti di refrigerazione che per gli impianti a pompe di calore.

Qualunque sia il fluido termovettore il progetto delle reti tecnologiche segue un percorso proprio in quanto l'obiettivo delle reti non è quello del solo trasporto di fluidi di lavoro ma anche e soprattutto quello di far funzionare le apparecchiature ad esse collegate.

Così, ad esempio, per un impianto sanitario un cambiamento di portata di acqua fredda ad un rubinetto di un bagno non ne pregiudica il funzionamento avendosi tutt'al più un tempo maggiore o minore per la raccolta della massa di acqua.

Per un impianto di riscaldamento questo non va bene in quanto una variazione di portata comporta anche una corrispondente variazione di flusso termico scambiato con l'ambiente secondo il semplice bilancio:

$$\underbrace{\dot{m}_c (t_{mandata} - t_{ritorno})}_{\text{Potenza_dalla_rete}} = \underbrace{KS (T_{m_{corpo_scaldante}} - T_{aria})}_{\text{Flusso_trasmesso_all'ambiente}} \quad [1]$$

Si intuisce come ad una variazione della portata, \dot{m} , corrisponda, a parità di condizioni, un minore flusso scambiato con l'aria ambiente. Inoltre è importante comprendere come il salto di temperatura del fluido di lavoro ($t_{mandata} - t_{ritorno}$) sia un parametro di progetto fondamentale che non può più essere variato per gli impianti a **portata costante**.

Il sistema di controllo degli impianti (sia di riscaldamento che di raffreddamento) può far variare questa differenza di temperatura per far sì che il flusso termico ceduto all'ambiente sia pari al suo carico termico (positivo e/o negativo) istantaneo, ovvero che sia verificato il bilancio:

$$\underbrace{\dot{m} c_p (t_{\text{mandata}} - t_{\text{ritorno}})}_{\text{Potenza_dalla_rete}} = \underbrace{KS (T_{m_{\text{corpo_scaldante}}} - T_{\text{aria}})}_{\text{Flusso_trasmesso_all'ambiente}} = \underbrace{Q_{\text{ambiente}}}_{\text{Carico_ambiente}} \quad [2]$$

Oggi, al fine di raggiungere una riduzione dei consumi, si utilizzano impianti a **portata variabile** cioè impianti nei quali il salto termico del fluido di lavoro è mantenuto costante mentre il bilanciamento del carico termico ambiente viene attuato con la variazione di portata del fluido di lavoro.

Questa scelta presenta diversi vantaggi:

- I generatori di calore lavorano a temperatura il più possibile costante e con rendimento massimo;
- La potenza degli organi di circolazione (pompe e/o soffianti) si riduce al decrescere della portata di lavoro secondo la nota equazione:

$$P = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho \eta_m}$$

Il progetto delle reti tecnologiche si presenta complesso perché, come si vedrà nel prosieguo, si ha un numero di variabili incognite maggiore del numero di equazioni di bilancio. Ciò comporta l'introduzione di alcuni **criteri di progetto** che in qualche modo riducono le incognite.

Si parlerà di metodi di progetto a:

- Velocità costante: se si impone una velocità di flusso e si calcolano, di conseguenza, le altre variabili incognite;
- Perdita Specifica costante: se è questa la grandezza imposta e le altre vengono risolte dalle equazioni di bilancio;
- A recupero di pressione: nel caso in cui il fluido sia l'aria. Si tratta di un metodo più articolato e vantaggioso per il progetto delle reti di distribuzione dell'aria.

L'utilizzo di opportuni codici di calcolo o di semplici fogli elettronici consente di ottimizzare i calcoli con il bilanciamento delle reti e la notevole riduzione dei tempi di calcolo.

La nozione di **bilanciamento**¹ sarà sviluppata nel prosieguo e consiste nel fare in modo che la somma delle perdite distribuite e concentrate di ogni circuito che fa capo ad una pompa o ad una soffiante sia sempre pari alla prevalenza che l'organo motore mette a disposizione. Qualora le reti non fossero ben bilanciate allora i circuiti con minori perdite complessive avranno una portata maggiore e, viceversa, i circuiti con perdite totale maggiori avranno portate minori, mantenendo la portata totale attraverso la pompa o la soffiante costante.

Per quanto dianzi detto, una variazione di portata comporta una variazione della potenza termica trasportata e quindi anche della potenza termica resa all'ambiente, vedi la [2], e quindi si ha uno scompenso fra il carico termico dell'ambiente e la potenza resa dal corpo scaldante.

Sono disponibili due nuovi fogli di calcolo (**Reti Idroniche** e **Reti Aerauliche**) sviluppati in VBA che consentono la progettazione completa delle reti idroniche e delle reti aerauliche. Si tratta di veri e propri programmi sviluppati in ambiente Excel e che traggono vantaggio dall'interfaccia di questo foglio elettronico. Entrambi i programmi sono corredati di corposi manuali d'uso ai quali si fa riferimento per il corretto utilizzo degli stessi. Di questi programmi non si parlerà in questo volume.

La filosofia di questi programmi è quella di lasciare all'Utente il compito di fornire i dati di progetto e lasciare poi che siano i programmi a fare il lavoro in modo del tutto trasparente.

In questo volume si esamineranno anche gli impianti antincendio che costituiscono una categoria molto importante di impianti di sicurezza sia in ambito civile che industriali. Si farà cenno al calcolo dei carichi di incendio e alla progettazione dei sistemi di protezione attiva (reti a idranti e sprinkler).

¹ Il D.Lgs. 192/02 impone il bilanciamento delle reti di distribuzioni.

Infine si dedica l'ultimo capitolo al controllo della rumorosità degli impianti termotecnici e alle modalità di controllo e riduzione del rumore prodotto secondo gli standard di progetto indicati dalle norme e dalle leggi vigenti.

Allo scopo di guidare gli Allievi nel loro studio, vista anche la vastità e complessità della materia, i capitoli o i paragrafi che si ritengono più importanti sono contrassegnati con un asterisco.

Buon lavoro.

Catania 27 settembre 2014

Prof. Ing. Giuliano Cammarata

1. CENNI DI FLUIDODINAMICA

1.1 PREMESSE

La Fluidodinamica² ha grande importanza non solamente nell'ambito degli *Impianti Termotecnici*.

I fluidi sono capaci di modificare la loro forma e sono suddivisi in liquidi e in aeriformi. Il moto dei fluidi ed il loro comportamento sono soggetti a specifiche leggi fisiche. Si vuole qui approfondire maggiormente la problematica relativa al moto dei fluidi e alle reti di condotti. Si generalizzerà la trattazione al caso generico di fluidi perché è importante conoscere sia il comportamento dei liquidi che quello degli aeriformi.

Ad esempio nell'ambito dell'impiantistica civile si hanno reti per il trasporto di acqua (*calda e/o fredda*) per gli impianti idrotermici come anche reti per il trasporto di aria (*vedansi gli impianti di climatizzazione ad aria*) che reti di gas tecnologici in genere (*ad esempio di gas medicali per gli ospedali*). Dopo avere ripreso i concetti fondamentali di *Fluidodinamica* già visti, per altro, in *Fisica Tecnica*, si approfondiranno gli aspetti progettuali delle reti tecnologiche, cioè di quelle reti di distribuzione di fluidi di lavoro (*acqua, aria, vapore, aria compressa, gas medicali,*) funzionali agli impianti ai quali sono asservite.

Una rete di distribuzione di acqua sanitaria o non tecnologica in genere non produce malfunzionamenti negli impianti nei quali sono inserite: in pratica se da un rubinetto sanitario esce una portata di acqua fredda o calda maggiore o minore di quella nominale di progetto non succede nulla se non un possibile disturbo dell'Utente. Se una rete tecnologica fallisce il suo obiettivo allora tutto l'impianto ne risente. Ad esempio se ad un radiatore arriva una portata di acqua calda minore di quella di progetto allora (ricordando la relazione $Q = \dot{m} c_p \Delta T$) esso cede all'ambiente una quantità di calore minore e quindi in quest'ultimo non si raggiungeranno le condizioni termigrometriche di progetto.

1.2 CARATTERISTICHE TERMOFLUIDODINAMICHE

Un fluido è caratterizzato da alcune caratteristiche termofisiche e fluidodinamiche che qui brevemente si cercherà di richiamare. Intanto alcuni di questi parametri sono già noti dallo studio della Termodinamica.

1.2.1 CARATTERISTICHE ELASTO -TERMOMETRICHE

Fra le caratteristiche elastiche si ricorda:

- v volume specifico, $[m^3/kg]$;
- ρ massa specifica (detta anche densità) con $\rho=1/v$, $[kg/m^3]$;

Fra le caratteristiche termometriche:

² Questo Capitolo è quasi del tutto ripreso dal corso di *Fisica Tecnica* ed è qui riportato per comodità degli Allievi. Si sono integrati i paragrafi progettuali anche alla luce di quanto emerso sin qui dai capitoli precedenti. Anche le conoscenze di *Meccanica dei Fluidi* possono risultare utili all'Allievo specialmente per gli aspetti matematici che in questa sede sono necessariamente ridotti.

- c_p calore specifico a pressione costante, [kJ/kg];
- c_v calore specifico a volume costante, [kJ/kg];
- k rapporto di adiabacità $k=c_p/c_v$;
- β coefficiente di dilatazione isobaro, $\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$, [K⁻¹].

1.2.2 CARATTERISTICHE FLUIDODINAMICHE

Fra le caratteristiche più importanti vi è la *viscosità* di un fluido che caratterizza l'attitudine che esso ha a non cambiare il suo stato di quiete o di moto. Si consideri la situazione di Figura 1 ove una superficie S è fatta scorrere con velocità w rispetto ad un piano fisso.

La distribuzione della velocità è triangolare, come indicato in Figura 1. Newton ha mostrato che la forza da applicare per mantenere le condizioni di moto è:

$$F = \mu \frac{dw}{dy} S \quad [3]$$

Il coefficiente μ è una proprietà del fluido e prende il nome di *viscosità dinamica*. Le sue unità di misura sono [Ns/m²] o anche [Pa.s]. Osservando la distribuzione della velocità si può anche dire che ogni strato del fluido agisce in modo da rallentare lo strato più veloce che lo sovrasta e da velocizzare lo strato più lento sottostante. La relazione di Newton può anche scriversi in una forma opportuna:

$$\tau = \frac{F}{S} = \mu \cdot \text{grad}(\vec{w}) \quad [4]$$

e quindi lo sforzo tangenziale τ che ogni strato esercita è funzione del gradiente trasversale di velocità e quindi è tanto maggiore quanto maggiore è la variazione di velocità imposta. Se μ si mantiene costante con il gradiente il fluido si dice *newtoniano*. Nella realtà si hanno quasi sempre fluidi non newtoniani (fanghi, acque nere, acque reflue, ...) il cui studio risulta molto complesso e al di fuori dei limiti di questo corso.

In Figura 2 si ha l'andamento tipico di alcune varietà di fluidi reali. Il fluido *newtoniano* è rappresentato da una retta con inclinazione costante.

Gli altri fluidi hanno μ variabile con $dw/dy = \text{grad}(w)$ e possono essere di diverso tipo (corpi plastici, tipici delle acque nere). Si hanno anche fluidi con uno sforzo iniziale τ_0 residuo, come avviene, ad esempio per alcuni fluidi usati nell'industria o anche per le paste dentifriche per le quali occorre uno sforzo iniziale prima che avvenga il moto.

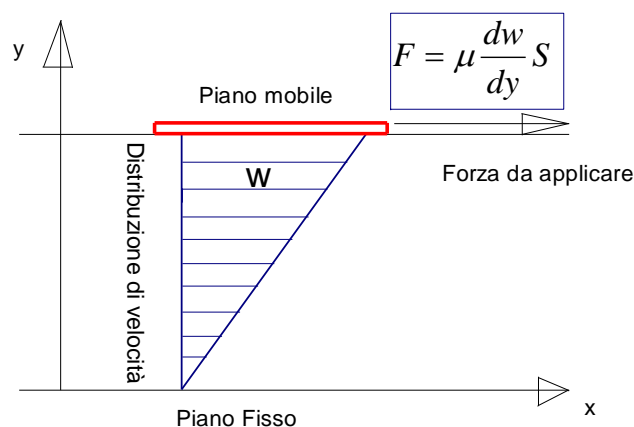


Figura 1: Moto di Couette fra due piani paralleli

Lo studio dei fluidi non newtoniani, invero assai complesso, esula dal presente corso. Si possono trovare notizie utili nei testi di Reologia.

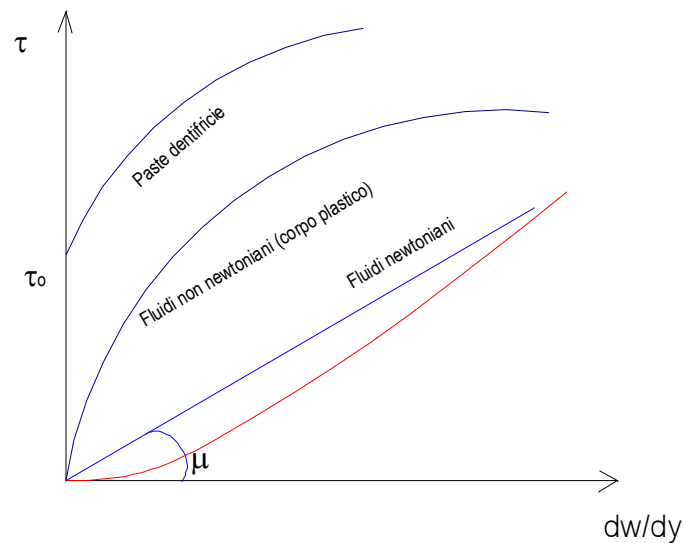


Figura 2: Diagramma sforzo – scorrimento per i fluidi

Viene spesso utilizzata un'altra grandezza fluidodinamica importante detta *viscosità cinematica* (o anche *diffusività meccanica*) definita dal rapporto:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad [5]$$

Le unità di misura di ν sono quelle di una velocità areolare [m^2/s]. Per l'acqua si può calcolare la *viscosità cinematica* mediante l'utile relazione:

$$\nu = 10^{-6} (1.67952 - 0.042328t + 0.000499t^2 - 0.00000214t^3) \quad [6]$$

con t in $^{\circ}C$.

Per l'acqua (fluido di lavoro fra i più importanti nell'impiantistica, specialmente negli impianti di riscaldamento e di condizionamento) si ha la seguente tabella di riferimento:

Temperatura ($^{\circ}C$)	Viscosità cinematica (m^2/s)	Viscosità dinamica (cSt)	Massa volumica (kg/m^3)
0	$1.79 \cdot 10^{-6}$	1.79	999.8
5	$1.52 \cdot 10^{-6}$	1.52	999.7
10	$1.31 \cdot 10^{-6}$	1.31	999.6
15	$1.14 \cdot 10^{-6}$	1.14	999.4
20	$1.01 \cdot 10^{-6}$	1.01	998.2
30	$0.80 \cdot 10^{-6}$	0.806	995.4
40	$0.65 \cdot 10^{-6}$	0.65	992.0
50	$0.56 \cdot 10^{-6}$	0.56	987.7
60	$0.48 \cdot 10^{-6}$	0.48	983.0
70	$0.42 \cdot 10^{-6}$	0.42	977.2
80	$0.37 \cdot 10^{-6}$	0.37	972.0
90	$0.33 \cdot 10^{-6}$	0.33	964.6
100	$0.30 \cdot 10^{-6}$	0.30	958.0

Tabella 1: Valori termofisici per l'acqua

1.3 REGIMI DI MOTO

Il moto dei fluidi può avvenire in due regimi fondamentali³ detti:

- **Laminare:** *quando gli strati di fluido si muovono gli uni parallelamente agli altri. Il moto è ordinato e non si hanno oscillazioni interne. Se iniettassimo getti di inchiostro colorato a varie altezze questi scorrerebbero parallelamente senza mescolamenti.*
- **Turbolento:** *quando le particelle di fluido sono dotate di moto casuale e pertanto si ha mescolamento fra gli strati di fluido. I getti di inchiostro a varie altezze si mescolerebbero rapidamente fra loro per la vorticosità del moto. Il moto turbolento è quindi un moto disordinato.*
- *Vi è anche un terzo regime di moto, detto di **transizione** e che corrisponde ad un regime non definito che porta il fluido a passare, in modo alternato, dal regime laminare a quello turbolento e viceversa.*

Questo regime è fortemente dissipativo ed è opportuno evitarlo nelle applicazioni impiantistiche. Un modo per caratterizzare il regime di moto è di verificare il Numero di Reynolds. Questo, infatti, è definito, come più volte detto anche nei capitoli precedenti, dal rapporto:

$$Re = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{\rho w^2}{\mu \frac{w}{d}} \cap \frac{\text{Forze di inerzia}}{\text{Forze viscosse}}$$

Pertanto se il Numero di Reynolds è elevato (rispetto ad un valore limite caratteristico del tipo di moto, come si vedrà fra poco) allora prevalgono le forze di inerzia (proporzionali a ρw^2) ed il moto è turbolento.

Se, invece, Re è piccolo (sempre rispetto al valore limite) allora prevalgono le forze viscosse (proporzionali al $\mu w/d$ per la [3]) e il moto è laminare. Vedremo fra poco i valori limiti di riferimento per i regimi di moto.

1.3.1 STRATI LIMITI DINAMICI

Il moto dei fluidi a contatto con le pareti generano un fenomeno molto interessante detto strato limite dinamico. Se si osserva la seguente Figura 3 si ha alla sinistra una corrente di fluido indisturbata con distribuzione costante della velocità.

Non appena il fluido tocca la parete fissa i primi strati molecolari del fluido aderiscono ad essa fermandosi. L'azione di aderenza viene esercitata, tramite la viscosità dinamica, anche agli strati soprastanti che, pur non arrestandosi del tutto, vengono rallentati.

La distribuzione di velocità cambia, come si può osservare nella stessa Figura 3: solo al di sopra della zona tratteggiata il diagramma è ancora invariato mentre al di sotto della zona tratteggiata la velocità varia da zero (alla parete) fino al 99% della velocità indisturbata.

La zona ove il disturbo è manifesto e la velocità varia al di sotto del 99% del valore iniziale viene detta *strato limite dinamico*. Essa caratterizza l'azione di attrito e quindi di modifica del profilo iniziale della velocità del fluido. Se le condizioni iniziali sono tipiche del regime laminare lo strato limite è detto laminare altrimenti è detto turbolento.

Si osserva, però, che anche se lo strato limite è turbolento si ha sempre, nelle immediate vicinanze della parete, uno strato limite detto *sublaminare* nel quale è forte l'azione di attrito della parete e in esso il regime di moto è tipicamente laminare.

³ Questo è vero per fluidi monofase mentre per i fluidi bifase o multifase in genere si hanno molteplici regimi di moto (a nebbia, a tappi, anulare, ...). Si tralascia questa trattazione considerata la finalità del presente corso.

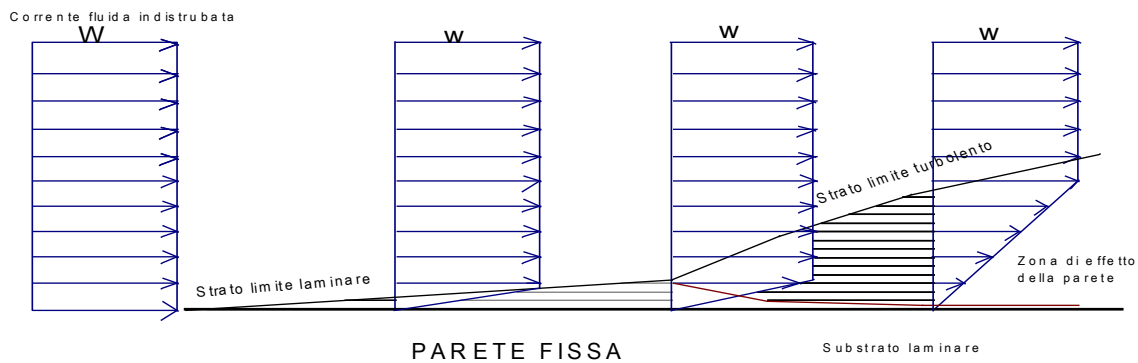


Figura 3: Formazione dello strato limite dinamico

Lo spessore, δ , dello strato limite dinamico per il caso dello strato piano si dimostra essere proporzionale alla distanza dal bordo di attacco e inversamente proporzionale al numero di Reynolds secondo la relazione:

$$\delta = 4.92 \frac{x}{\sqrt{Re}} \quad [7]$$

Il valore limite caratteristico per il passaggio dal regime laminare a quello turbolento è $Re=5 \cdot 10^5$, pertanto per valori inferiori ad esso si ha il regime laminare mentre per valori superiori si ha il regime turbolento. Un fenomeno analogo si ha nel moto all'interno dei condotti. In questo caso il moto è confinato superiormente dalle pareti del condotto e quindi lo spessore δ non può crescere indefinitamente perché si ha il congiungimento sull'asse degli strati limiti generati da pareti opposte.

In Figura 4 si ha una presentazione schematica del fenomeno. Come si vede a partire da un certo punto lo strato limite dinamico raggiunge l'asse del condotto.

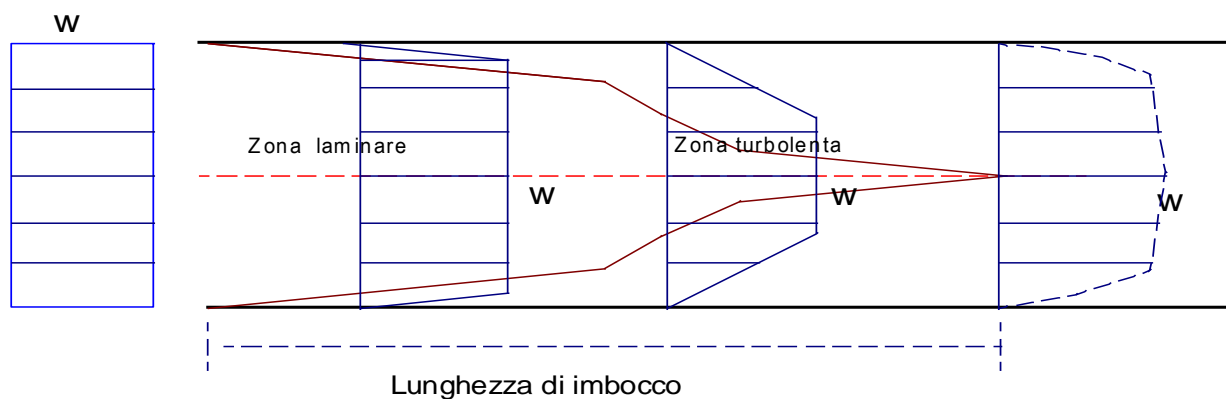


Figura 4: Lunghezza di imbocco nei condotti.

A partire da questo punto il profilo di velocità si stabilizza. In figura sono anche rappresentate le zone laminari e quelle turbolente. La lunghezza di imbocco può essere stimata pari a *70 diametri*.

Per condotti inferiori o comparabili con questa lunghezza (*tubi corti*) si hanno notevoli perdite per attrito (vedi §1.5.1) e quindi è opportuno evitarli. Il regime di moto è laminare, nei condotti circolari o ad essi assimilabili, per $Re < 2300$.

Diviene turbolento per $Re > 2900$. Nell'intervallo $2300 < Re < 2900$ il moto si dice *di transizione* e, come già accennato, è opportuno evitarlo perché fortemente dissipativo.

1.4 LEGGI FONDAMENTALI DELLA FLUIDODINAMICA

Scriviamo subito alcune equazioni valide in generale per il moto di qualunque fluido. Si è già parlato di questo argomento in *Termodinamica Applicata* ma si vuole qui presentare in forma organica l'apparato matematico-fisico⁴ che interessa le applicazioni delle quali si parlerà in seguito.

1.4.1 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI APERTI STAZIONARI

Abbiamo già scritto l'equazione dell'energia in regime stazionario per i sistemi aperti che qui si ripete per comodità:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + h_2 - h_1 = q - l \quad [8]$$

Possiamo scrivere ancora la stessa equazione nella forma:

$$h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2 = h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1 + q - l \quad [9]$$

Pertanto la *metalpia*⁵ nella sezione di uscita 2 è pari alla somma della *metalpia* nella sezione di ingresso 1 più la somma algebrica (riferita alla convenzione dei segni per la *Termodinamica*) della quantità di calore e di lavoro scambiati per kg di fluido fra le due sezioni. Ciò, evidentemente, esprime in parole diverse il *Primo Principio della Termodinamica* o di *Conservazione dell'energia*.

Qualora si desideri riferire la [8] ad una portata \dot{m} si ha, per estensione diretta:

$$\dot{m} \left[\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + h_2 - h_1 \right] = \dot{m}(q - l) = \dot{Q} - \dot{L} \quad [10]$$

ove è:

- $\dot{m}q = \dot{Q}$ il flusso termico totale scambiato, [W];
- $\dot{m}l = \dot{L}$ il lavoro totale effettuato, positivo se fatto dal fluido, [W].

L'equazione [10] è ancora il Primo Principio scritto in forma globale (regime stazionario).

1.4.2 EQUAZIONE DI BERNOULLI PER I SISTEMI APERTI STAZIONARI

L'equazione dell'energia [10] si può scrivere in una nuova forma che utilizza solamente termini meccanici e detta equazione di Bernoulli.

Infatti se si ricorda che (per fluidi ideali) vale l'equazione:

$$q = \Delta h - \int_1^2 v dp \quad [11]$$

Nella quale non è esplicitato il lavoro resistivo che degrada in calore. Allora la [10] diviene:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + h_2 - h_1 = h_2 - h_1 - \int_1^2 v dp - l$$

da cui: [12]

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \int_1^2 v dp + l = 0$$

⁴ In questa breve introduzione si tralasciano le equazioni costitutive di *Navier Stokes* alle quali si rimanda per uno studio più approfondito dell'argomento.

⁵ Si definisce *metalpia* la somma dei termini energetici $h + \frac{w^2}{2} + gz$. Nel caso di condotto isolato che non scambia lavoro e calore essa rimane costante.

Il lavoro l può ancora essere espresso come somma del *lavoro motore* e del *lavoro resistente (attrito)*:

$$l = l_m + l_r \quad [13]$$

e pertanto si ha:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \int_1^2 v dp + l_m + l_r = 0 \quad [14]$$

In questa equazione il lavoro motore è quello effettuato nel tratti 1-2 del condotto considerato ed analogamente l_r è il lavoro resistivo (*sempre presente*) nello stesso tratto di condotto.

Per fluidi incompressibili (quali l'acqua o anche gli aeriformi a velocità piccole rispetto alla celerità del suono⁶ e in gran parte delle applicazioni si è certamente in queste condizioni) la precedente relazione si può scrivere in forma più diretta, risolvendo l'integrale che dipende dalla trasformazione che qui si suppone a $v = \text{costante}$:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + v(p_2 - p_1) + l_m + l_r = 0 \quad [15]$$

L'equazione [15] diviene:

$$p_2 v_2 + \frac{w_2^2}{2} + g z_2 = p_1 v_1 + \frac{w_1^2}{2} + g z_1 - l_m - l_r \quad [16]$$

In Idraulica si definisce *piezometrica* la somma $p v + \frac{w^2}{2} + g z$; quest'ultima, sempre a condotto isolato, si mantiene invariata passando dalla sezione 1 alla sezione 2 per un fluido *ideale* (resistenze interne nulle) mentre per un fluido *reale* viene diminuita del lavoro complessivamente svolto nel tratto di condotto. L'applicazione delle precedenti equazioni [15] e [16] richiede che ci si riferisca ad un *tubo di flusso* di sezione molto piccola in modo che si possa parlare, senza commettere errore, di un'unica velocità, un unico volume specifico, di una sola quota e proprietà termofisiche costanti nella sezione di condotto considerata.

Se, invece, la sezione del condotto è molto grande allora le variazioni dei parametri sono significative ed occorre riscrivere le precedenti equazioni in forma differenziale e poi integrate all'intera sezione. In forma differenziale si ha, per l'equazione dell'energia:

$$w dw + g dz + dh = dq - dl \quad [17]$$

e ancora:

$$w dw + g dz + v dp + dl_m + dl_r = 0 \quad [18]$$

Si vuole qui osservare che le due equazioni [17] e [18] sono solo apparentemente diverse: in realtà esse esprimono sempre il principio di *Conservazione dell'energia* già citato.

Nell'equazione dell'energia [17] si hanno forme energetiche anche termiche mentre nell'equazione di Bernoulli [18] si hanno solo forme energetiche meccaniche. Ma l'equazione [11] lega le due forme di energia e pertanto solo apparentemente nella [12] si hanno termini meccanici poiché nel lavoro è anche presente il calore scambiato (anche per attrito visto che l_r degrada in calore e si trasforma internamente al fluido in *energia interna*). In alcuni casi può essere utile vedere

⁶ Si dimostra (vedi *Fluidi comprimibili*) che la *celerità del suono* è data dalla relazione $c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} = \sqrt{kRT}$ per i

gas a comportamento ideale. Se un gas si muove a velocità elevate ($>0.1c$) gli effetti della variazione di pressione comportano anche sensibili effetti nella variazione della densità ρ (o del volume specifico v) che non possono essere trascurati. La *Gasdinamica* si occupa di questo tipo di fluidi detti *compressibili* e che trovano grande riscontro in *Aeronautica* ed *Astronautica*.

l'equazione di Bernoulli [15] in modo diverso per esaltarne alcune caratteristiche fisiche. Ad esempio se dividiamo per l'accelerazione di gravità g tutti i termini dell'equazione [14] si ottiene:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \int_1^2 \frac{v}{g} dp + \frac{l_m}{g} + \frac{l_r}{g} = 0 \quad [19]$$

Si osservi che ogni termine della [19] espresso nel S.I. è omogeneo a ad un'altezza e quindi si esprime in *metri*. Si tenga ancora presente che nella [19] si ha:

$$\frac{v}{g} = \frac{1}{\rho g} = \frac{1}{\gamma} \quad [20]$$

ove γ è il peso specifico del fluido (N/m^3).

Per la loro caratteristica unità di misura la precedente equazione è detta *equazione delle altezze* e i singoli termini sono detti:

- $z_2 - z_1$ *altezza geometrica;*
- $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ *altezza dinamica;*
- $\int_1^2 \frac{v}{g} dp$ *altezza di pressione*
- $\frac{l_r}{g} = \Delta z_r$ *altezza di perdita di carico per attrito.*

Qualche volta è anche comodo scrivere l'equazione di Bernoulli [15] in termini di pressione:

$$p_2 + \rho \frac{w_2^2}{2} + g \rho z_2 = p_1 + \rho \frac{w_1^2}{2} + g \rho z_1 - \rho l_m - \rho l_r \quad [21]$$

In questo caso ogni termine della [21] è omogeneo ad una pressione e quindi si esprime in termini di *Pascal* ($[Pa] = [N/m^2]$). Dalla [21] si può ancora ricavare un'interessante espressione molto utile nelle applicazioni future:

$$p_2 - p_1 = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + g \rho (z_1 - z_2) - \Delta p_m - \Delta p_r \quad [22]$$

Quindi la differenza di pressione (*primo membro*) è dovuta alla somma di tre effetti: la caduta cinetica più la caduta gravimetrica più la caduta per lavoro (*motore e resistivo*).

Data l'arbitrarietà nello scegliere le sezioni 1 e 2 si può fare in modo che il lavoro motore non sia presente nel bilancio [21] e pertanto possiamo scrivere che la caduta di pressione in un tratto di condotto è data dalla relazione:

$$p_1 - p_2 = \rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \rho (z_2 - z_1) + \Delta p_r \quad [23]$$

1.5 LE PERDITE DI PRESSIONE PER ATTRITO

Le perdite per attrito sono dovute essenzialmente a due cause: le perdite per attrito distribuito (*dovute all'interazione fra fluido e pareti*) e perdite per attrito concentrato (*dovute a bruschi cambiamenti di direzione o per la presenza di ostruzioni lungo tratti molto piccoli di condotto*).

1.5.1 PERDITE PER ATTRITO DISTRIBUITO

Per calcolare Δp_r per attrito distribuito occorre utilizzare la relazione di *Weissbach -Darcy*:

$$\Delta p_a = \xi \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho \quad [24]$$

ove ξ è detto *fattore di attrito distribuito*. La [24] ci dice che le perdite distribuite sono direttamente proporzionali alla lunghezza del condotto e all'energia cinetica per unità di volume e sono inversamente proporzionali al diametro del condotto. Il fattore di attrito è funzione dai seguenti parametri:

$$\xi = \xi(\rho, w, d, \mu, e) \quad [25]$$

ove:

- ρ è la densità del fluido, $[\text{kg}/\text{m}^3]$;
- w è la velocità del fluido, $[\text{m}/\text{s}]$;
- d è il diametro del condotto, $[\text{m}]$;
- μ è la viscosità dinamica del fluido, $[\text{kg}\cdot\text{s}/\text{m}^2]$;
- e è la scabrezza assoluta, $[\text{m}]$.

La scabrezza assoluta è l'altezza delle singole asperità superficiali presenti nel condotto.

Esse sono sempre presenti, qualunque sia il grado di finitura superficiale del condotto; in alcuni casi, tubi per impiantistica in genere, si hanno valori assoluti molto piccoli tanto da far ritenere questi condotti come *lisci*, cioè privi di asperità. E' comunque una semplificazione di calcolo.

Applicando il *Teorema di Buckingham*⁷ alla [25], assumendo come unità fondamentali $[M, L, T]$ e ipotizzando una funzione monomia⁸ del tipo:

$$\xi = C \cdot \rho^a w^b d^c \mu^f e^g \quad [26]$$

con le dimensioni:

$$\begin{aligned} [\rho] &= [\text{ML}^{-3}] \\ [w] &= [\text{LT}^{-1}] \\ [d] &= [\text{L}] \\ [e] &= [\text{L}] \\ [\mu] &= [\text{ML}^{-1}\text{T}^{-1}] \\ [\xi] &= [1] \end{aligned}$$

si perviene alla seguente equazione di omogeneità dimensionale

$$[1] = C [ML^{-3}]^a [LT^{-1}]^b [L]^c [ML^{-1}T^{-1}]^f [L]^g \quad [27]$$

da cui deriva il sistema:

$$\begin{cases} 0 = a + f & \text{Per } M \\ 0 = -3a + b + c - f + g & \text{Per } L \\ 0 = -b - f & \text{Per } T \end{cases}$$

Si hanno 5 incognite e 3 equazioni indipendenti (minore caratteristico pari a 3) e quindi si possono avere infinito elevato a $5-3=2$ soluzioni.

Scelte due variabili indipendenti e risolvendo il sistema si trova che la [26] diviene:

$$\xi = C \left[\frac{\rho w d}{\mu} \right]^m \left[\frac{e}{d} \right]^n \quad [28]$$

I gruppi dimensionali sono, quindi:

$$\text{Re} = \frac{\rho w d}{\mu} = \frac{w d}{\nu} \quad \text{Numero di Reynolds;}$$

⁷ L'analisi adimensionale qui presentata è una semplificazione della trattazione generale tramite le equazioni di *Navier Stokes* già vista nel corso di *Trasmissione del Calore*. Quanto qui presentato vuole essere un rapido richiamo ed una presentazione di un nuovo punto di vista semplificato.

⁸ Si ricordi che la dipendenza di tipo monomiale non è necessaria ma viene qui ipotizzata per semplificare la trattazione.

$$\varepsilon = \frac{e}{d} \quad \text{Scabrezza relativa.}$$

Possiamo scrivere la [28] nella forma:

$$\xi = C \cdot \text{Re}^m \cdot \varepsilon^n \quad [29]$$

Per regimi laminari ($\text{Re} < 2300$) si usa la relazione di Weissbach:

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

Una relazione che rispetta il legame funzionale della [29] per regimi turbolenti è la relazione esplicita di **Haaland**:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.7d} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right] \quad [30]$$

Un'altra relazione esplicita per il fattore di attrito è data dalla relazione di **Swamee e Jim**:

$$\xi = \frac{0.25}{\left\{ \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{\text{Re}_D} \right] \right\}^2} \quad (31)$$

Per tubi *lisci* si può utilizzare la relazione di *Weissbach*:

$$\xi = 0.184 \cdot \text{Re}^{-0.2} \quad [32]$$

valida per $2 \cdot 10^4 < \text{Re} < 3 \cdot 10^5$. Un'altra relazione valida per tubi lisci è quella di *Blasius*⁹:

$$\xi = 0.316 \text{Re}^{-0.25} \quad [33]$$

valida per $10^4 < \text{Re} < 5 \cdot 10^5$.

Il calcolo del fattore di attrito ξ può agevolmente essere effettuato utilizzando l'abaco di *Moody* riportato nella Figura 5. In esso abbiamo in ascissa il numero di Reynolds (Re), in coordinate logaritmiche, e in ordinate il fattore di attrito ξ .

Nella zona relativa al regime laminare ($\text{Re} < 2300$) si dimostra essere (regime di *Poiseille*):

$$\xi = \frac{64}{\text{Re}} \quad [34]$$

e pertanto il fattore d'attrito non dipende dalla scabrezza relativa ε .

Nella zona relativa al regime turbolento ($\text{Re} > 2900$) è ben visibile la dipendenza, oltre da Re , da ε . Tuttavia osservando le curve al variare di ε si può notare che ξ non varia più con Re a partire da una certa ascissa per ogni valore della scabrezza relativa. In effetti una curva trasversale ben indicata nella Figura 5 individua due zone: nella prima (a sinistra) ξ varia sia con Re che con ε mentre nella seconda (a destra, detta anche regione di *turbolenza completa*) ξ varia solo con ε .

Dalla [24] si può ancora ricavare il *lavoro perduto per attrito distribuito* dato da:

$$l_{rd} = \xi \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \quad [35]$$

le cui unità sono $[J/kg]$ essendo sempre omogeneo ad un lavoro specifico.

La scabrezza relativa indicata in Figura 5 dipende dal tipo di tubazione.

⁹ Per acqua a 70 °C si ha la comoda relazione:

$$\text{Re} = 2385 w d$$

Con velocità espressa in m/s e il diametro interno del condotto in mm .

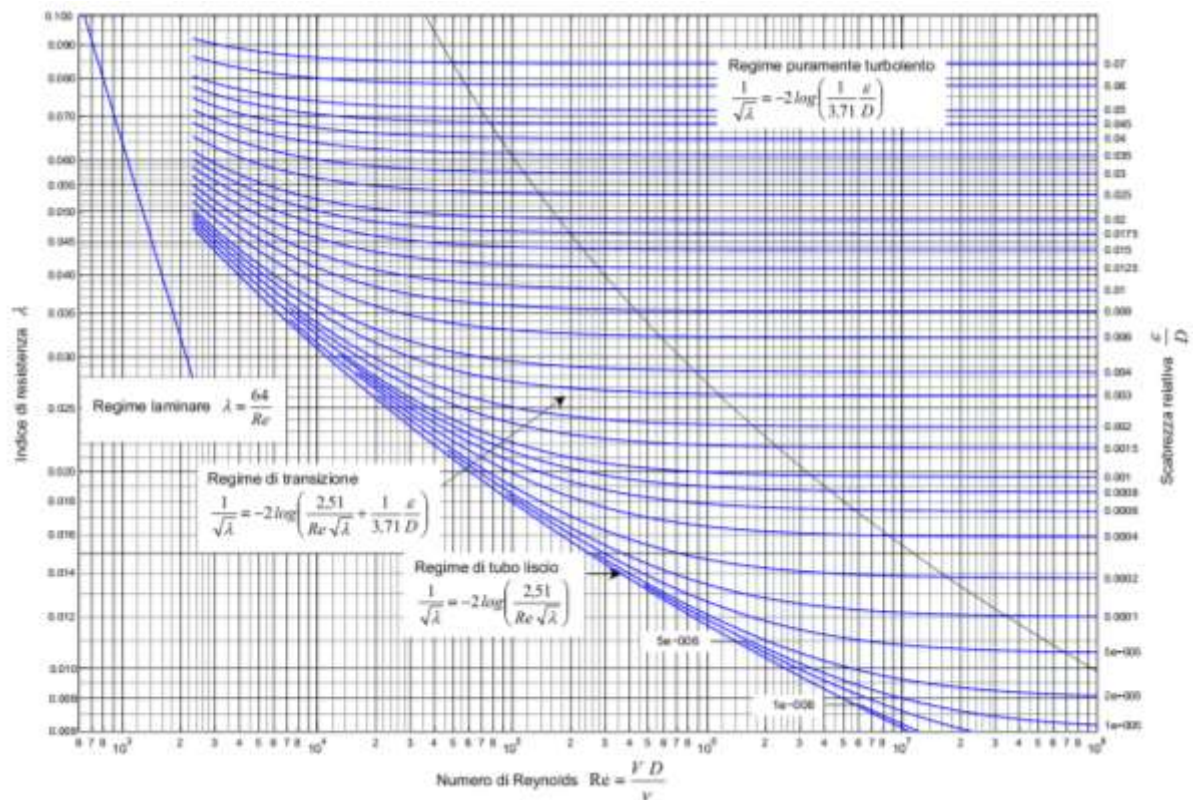


Figura 5: Abaco di Moody

Materiale costituente la tubazione	$\frac{\varepsilon}{D}$
Vetro	0,001÷0,002
PVC, PEAD, PP	0,002÷0,004
Rame, Ottone	0,004÷0,01
Alluminio	0,015÷0,05
Acciaio zincato	0,02÷0,03
Acciaio saldato nuovo	0,04÷0,1
Acciaio trafilato nuovo	0,2÷0,5
Acciaio incrostato e corrosivo	0,2÷1,0
Acciaio trafilato in uso	0,6÷1,2
Ghisa nuova	0,6÷1,2
Ghisa in uso	2÷4
Ghisa centrifugata in uso	2÷4
Ghisa in uso da vari anni	3,5÷6
Ghisa incrostata	6÷10

Tabella 2: Valori medi del coefficiente di scabrezza relativa

Ai fini delle applicazioni impiantistiche si fa spesso l'ipotesi che i tubi in ferro Mannesmann, i tubi zincati o in rame siano lisci e che pertanto valgano le relazioni ridotte di *Weissbach* [32] e di *Blasius* [33] sopra descritte per il calcolo del fattore di attrito in regime turbolento. Per gli altri casi si utilizzano le relazioni più complete e complesse quali la [30] di **Colebrook**:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{Re \sqrt{\xi}} + \frac{\varepsilon}{3.71d} \right] \quad [36]$$

Questa relazione è data in forma implicita (cioè ξ è funzione di sé stessa) e richiede una risoluzione numerica *iterativa*, contrariamente a quella di *Haaland* che è esplicita ma che fornisce

un errore inferiore al 3% (*accettabilissimo nelle applicazioni pratiche*). La relazione di Colebrook può essere utilizzata anche per tubi lisci ($\varepsilon=0$) per regimi turbolenti con Re oltre $10^5 \div 10^6$ (relazioni di *Weissbach e Blasius*). In questo caso la relazione, ancora implicita, diviene (*Prandtl – Von Karmann – Nikuradze*):

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \text{Log} \left(\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\xi}} \right) \quad [37]$$

Nella zona di regime di transizione (cioè fra $2300 < \text{Re} < 2900$) si applica ancora la relazione implicita di *Colebrook*:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \text{Log} \left[\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\xi}} + \frac{\varepsilon}{3.71d} \right]$$

Qualora il regime di moto sia *turbolento*, detto anche *regime idraulico sviluppato*, cioè quando risulta al di là della curva di *Rouse*¹⁰ data dall'equazione:

$$\text{Re} = \frac{200}{\sqrt{\xi} \frac{\varepsilon}{D}}$$

allora si può porre:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \text{Log} \frac{\varepsilon}{3.71d} \quad [38]$$

e pertanto il fattore di attrito dipende solo dalla scabrezza relativa ε e non da Re.

1.5.2 PERDITE PER ATTRITO CONCENTRATO

Le perdite per attrito concentrato (dette anche *perdite localizzate*) sono espresse dalla relazione di *Darcy* per il lavoro resistivo:

$$l_{rc} = c \frac{w^2}{2} \quad [39]$$

e per le perdite di pressione:

$$\Delta p_c = c \frac{w^2}{2} \rho \quad [40]$$

Il fattore c è detto di *Darcy* e varia in funzione del tipo di perdita localizzata esaminata. Spesso si utilizza un modo diverso per esprimere l_c o Δp_c ricorrendo al concetto di *lunghezza equivalente*. Si suppone, infatti, di avere un tratto di condotto lungo l' in modo da avere perdite distribuite pari alla perdita localizzata che si desidera eguagliare, cioè si pone:

$$\xi \frac{l'}{d} \frac{w^2}{2} = c \frac{w^2}{2}$$

dalla quale deriva:

$$l' = c \frac{d}{\xi} \quad [41]$$

e quindi la *lunghezza equivalente* è funzione del fattore di *Darcy*, del diametro del condotto e del *fattore di attrito*. Nei manuali si hanno tabelle o nomogrammi che consentono di avere sia il

¹⁰ Se si osserva l'abaco di Moody si può constatare che al di là di un certo valore di Re il fattore di attrito dipende solo dalla scabrezza relativa e non più da Re. La curva di Rouse individua questo limite. Il regime di moto oltre la curva di Rouse viene detto *idraulico sviluppato*.

fattore di Darcy che la lunghezza equivalente. Nella Figura 19 si hanno alcune perdite per il *fitting* (*raccorderia*) per le tubazioni utilizzate negli impianti idro-termo-sanitari. Nella Figura 22 si hanno i fattori di perdita per alcuni tipi di valvolame utilizzato nello stesso tipo di *Impianti Termotecnici*. Nella Figura 26 si hanno i fattori di *Darcy* e le lunghezze equivalenti per alcuni componenti di *Impianti Termotecnici*. Nelle seguenti tabelle si hanno i valori più ricorrenti per l'impiantistica di riscaldamento e condizionamento.

DIRAMAZIONI	
Lungo il tronco che si dirama a T	1.5
Idem ma con angolo a 90°	0.75
Lungo il tronco che confluisce a T	1.0
Idem ma con angolo a 90°	0.5
Lungo i due tronchi con una doppia diramazione a T	3.0
Idem ma con curve di raccordo	2.0
Lungo i due tronchi con una doppia confluenza a T	3.0
Idem ma con curve di raccordo	2.0
Lungo la linea principale che non cambia sezione	0.0
Lungo la linea principale che cambia sezione	0.5
VARIAZIONI DI DIAMETRO	
Restringimento brusco	0.5
Restringimento raccordato (valore medio)	0.35
Allargamento brusco	1.0
Allargamento raccordato (valore medio)	0.75
COMPONENTI	
Radiatore	3.0
Caldaia	3.0
Piastra	4.5

Tabella 3: Valori sperimentali del fattore di Darcy per alcune perdite localizzate

RACCORDERIA E VALVOLAME	D 8÷16 mm	D 18÷28 mm	D > 28 mm
Gomito a 90°	2.0	1.5	1.0
Curva a 90° normale	1.5	1.0	0.5
Curva a 90 ° larga	1.0	0.5	0.3
Doppio gomito a 180 °	3.0	2.0	1.5
Curva a 180° normale	2.0	1.5	1.0
Saracinesca a passaggio pieno	0.2	0.2	0.1
Saracinesca a passaggio ridotto	1.2	1.0	0.8
Valvola inclinata a Y	4.5	4.0	3.5
Valvola a sfera a passaggio pieno	0.2	0.2	0.1
Valvola sfera a passaggio ridotto	1.5	1.0	0.8
Valvola a d angolo	4.0	4.0	3.0
Valvola di ritegno a Clapet	3.0	2.0	1.0
Valvola a farfalla	3.0	2.0	1.5
Valvola a tre vie	10.0	10.0	8.0
Valvola a quattro vie	6.0	6.0	4.0

Tabella 4: Valori del fattore di Darcy per la raccorderia e Valvolame

Si osservi come tali fattori *dependono anche dal diametro della tubazioni in cui tale resistenze concentrate sono inserite*. Di questo fatto si dovrà tener conto allorquando parleremo dei criteri per il dimensionamento delle reti idriche per l'impiantistica. Analoghe tabelle si hanno per il moto dell'aria nei canali di distribuzione. Nella Figura 6 si hanno le perdite localizzate per una curva di un canale d'aria a sezione rettangolare. Analogamente nella Figura 10 si hanno le perdite localizzate per una curva in canali a sezione circolare. Nella Figura 11 e nella Figura 12 si hanno i fattori di perdita localizzata per varie tipologie (curve, raccordi, separazioni, unioni,) per canali d'aria. Si osservi come in alcuni casi si ha solamente il fattore di Darcy e in altri la sola lunghezza equivalente (magari espressa in numero di diametri o di altra grandezza geometrica caratteristica del canale) o in altri ancora entrambi i parametri.

Perdite localizzate per i canali dell'aria

A causa delle dimensioni dei canali d'aria le perdite localizzate assumono grande importanza.

Nelle seguenti figure si possono osservare gli effetti di creazione di turbolenza e di vortici dissipativi per curve e/o per confluenze e diramazione dei canali d'aria. Gli abachi e le tabelle seguenti consentono di calcolare i fattori di Darcy o le lunghezze equivalenti per varie tipologie di perdite localizzate. Il manuale *ASHRAE Fundamentals* riporta con grande dettaglio le metodologie di calcolo delle perdite localizzate per i canali dell'aria. Al fine di ridurre sia le perdite di pressione che la rumorosità prodotta è possibile inserire all'interno dei canali opportuni setti guida che hanno lo scopo di evitare il distacco dei filetti fluidi e quindi evitare la formazione dei vortici.

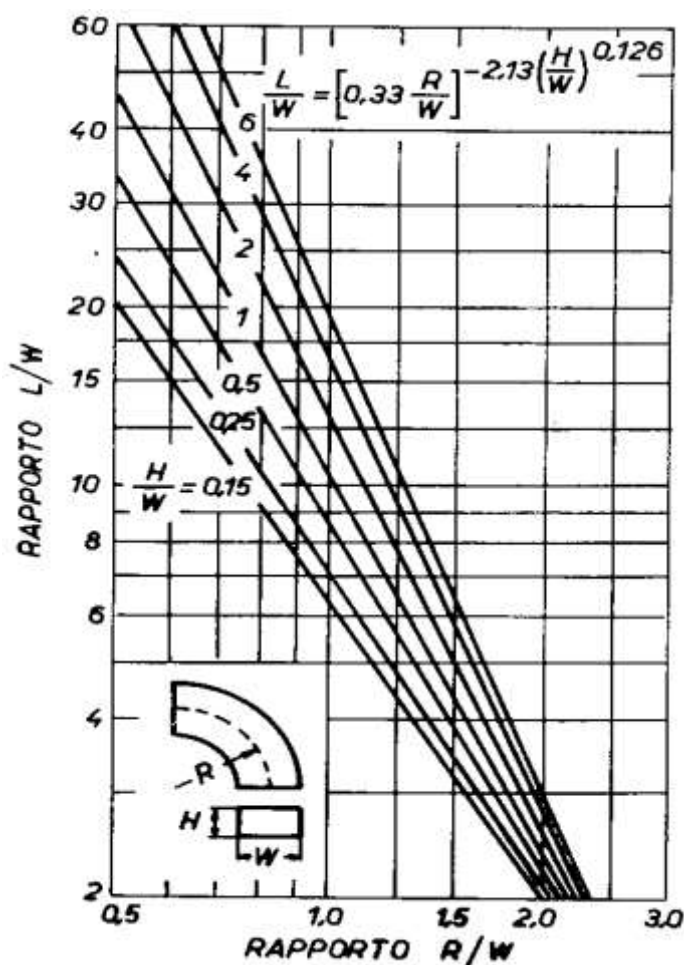


Figura 6: Perdite localizzate per una curva a sezione rettangolare

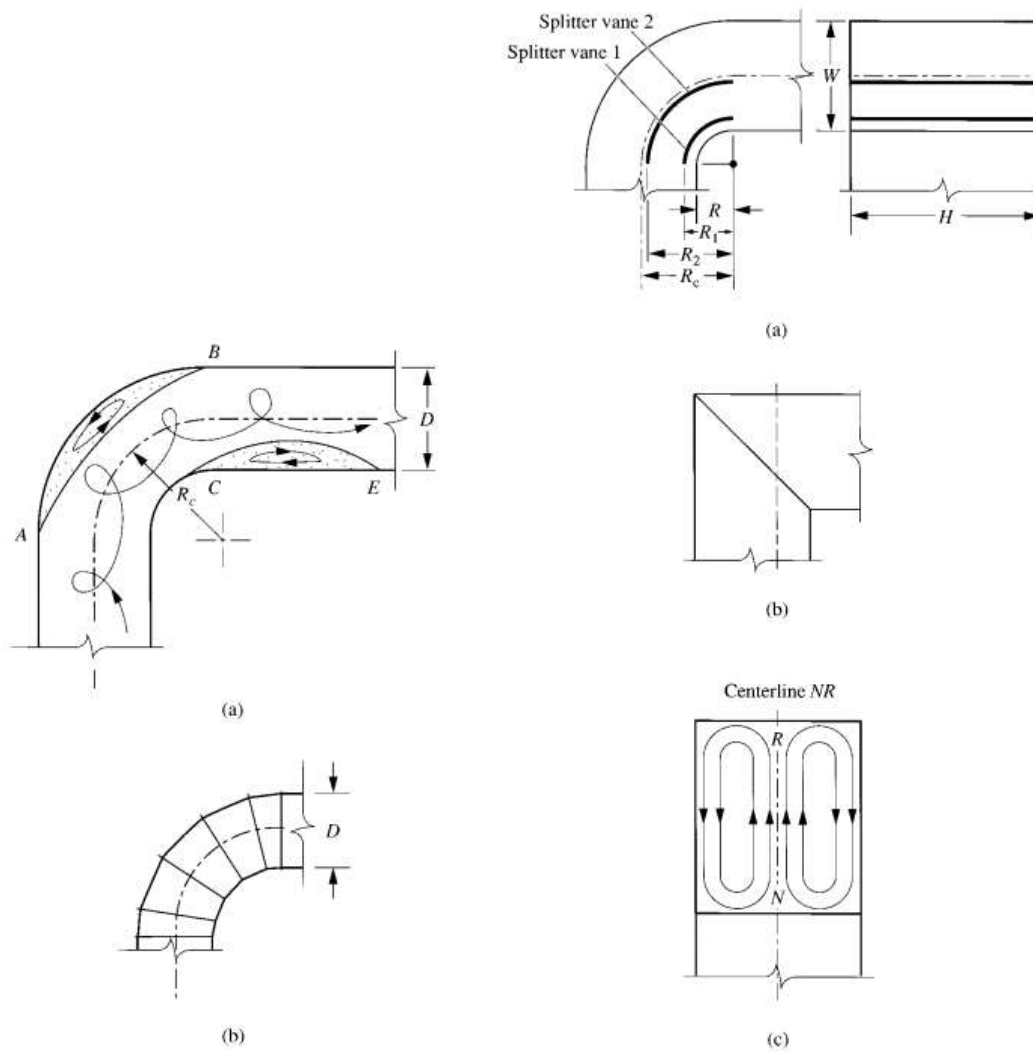


Figura 7: Perdite localizzate per le curve e nei canali rettangolari

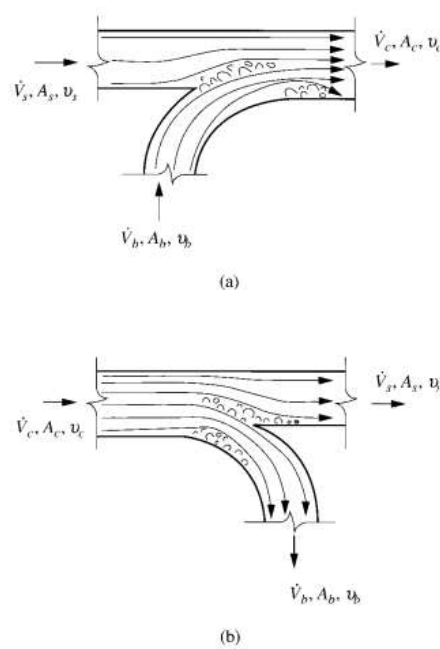


Figura 8: perdite localizzate per confluenze e separazioni

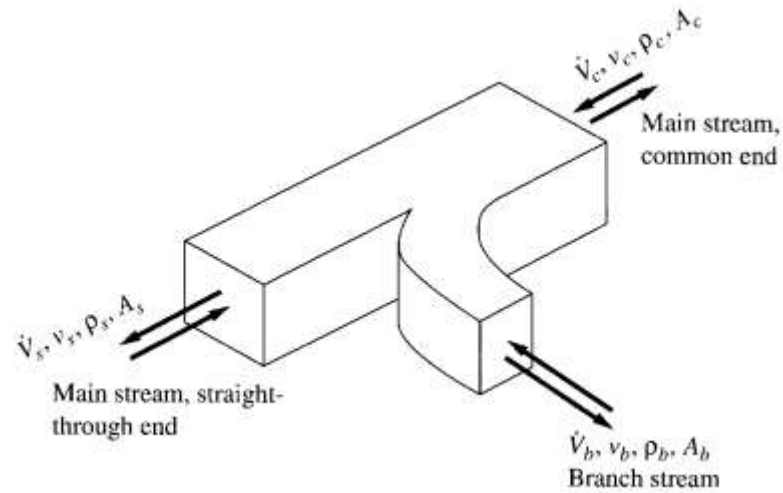


Figura 9: Combinazione dei flussi in una convergenza o separazione

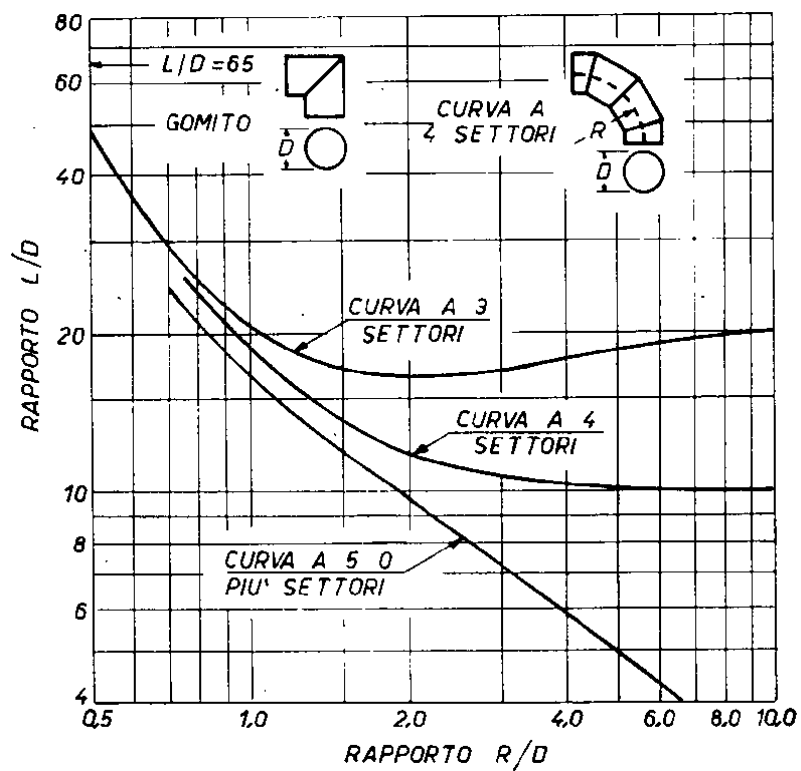


Figura 10: Perdite localizzate per una curva a sezione circolare


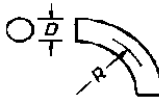
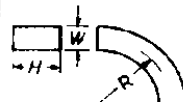




TIPO	FIGURA	CARATTERISTICHE	PERDITA DI PRESSIONE				
			C	L/D	L/W		
CURVA A N°		RETTANGOLARE O ROTONDA, CON O SENZA ALETTE	N°90 x PERDITA DI UNA CURVA UGUALE A 90°				
CURVA A 90° SEZIONE ROTONDA		GOMITO R/D = 0.5 0.75 1.0 1.5 2.0	1.30 0.90 0.45 0.33 0.24 0.19	65 23 17 12 10			
CURVA A 90° SEZIONE RETTANGOLARE		H/W R/W					
		0.25 { GOMITO 0.5 0.75 1.0 1.5	1.25 1.25 0.60 0.37 0.19		25 25 12 7 4		
		0.5 { GOMITO 0.5 0.75 1.0 1.5	1.47 1.10 0.50 0.28 0.13		49 40 16 9 4		
		1.0 { GOMITO 0.5 0.75 1.0 1.5	1.50 1.00 0.41 0.22 0.09		75 50 21 11 4.5		
		4.0 { GOMITO 0.5 0.75 1.0 1.5	1.38 0.96 0.37 0.19 0.07		110 65 43 17 6		
		CURVA A 90° SEZIONE RETTANGOLARE CON DEFLETTORI		R/W R1/W R2/W			
		GOMITO 0.5 0.5 0.4 0.7 0.6 1.0 1.0 1.5	0.70 0.13 0.12		28 19 12 7.2		
		GOMITO 0.3 0.5 0.5 0.2 0.4 0.75 0.4 0.7 1.0 0.7 1.0 1.5 1.3 1.6	0.45 0.12 0.10 0.15		22 16		
		GOMITO CON ALETTE		DA LAMIERA AERODINAMICHE	C = 0.10 ÷ 0.35 SECONDO LA COSTRUZIONE		
		GOMITO A T CON ALETTE		CONSIDERARLO UGUALE AD UNA CURVA ANALOGA. PERDITA BASATA SULLA VELOCITA' IN ENTRATA			
T CURVILINEO							

Figura 11: Perdite localizzate per i raccordi dei canali d'aria

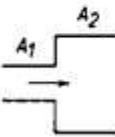
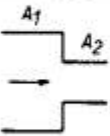
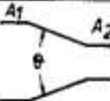
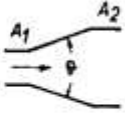

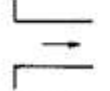
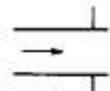
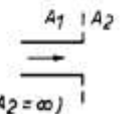
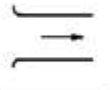
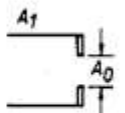
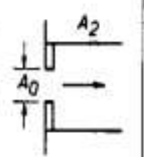
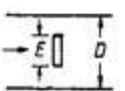
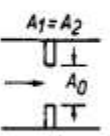
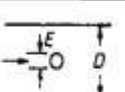
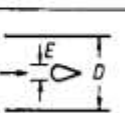
TIPO	FIGURA	CARATTE = RISTICHE	COEFFICIENTE		TIPO	FIGURA	CARATTE = RISTICHE	COEFFI = CIENTE		
ESPANSIONE BRUSCA		A_1/A_2	C_1	C_2	CONTRAZIONE BRUSCA SPIGOLI VIVI		A_2/A_1	C_2		
		0.1	0.81	81			0.0	0.34		
		0.2	0.64	16			0.2	0.32		
		0.3	0.49	5			0.4	0.25		
		0.4	0.36	2.25			0.6	0.16		
		0.5	0.25	1.00			0.8	0.06		
		0.6	0.16	0.45	CONTRAZIONE GRADUALE		θ			
		0.7	0.09	0.18			30°	0.02		
		0.8	0.04	0.06			45°	0.04		
0.9	0.01	0.01	60°	0.07						
ESPANSIONE GRADUALE		θ	C_r		TRASFORMAZIONE AD AREA COSTANTE		$A_1 = A_2$	C		
		5°	0.17				$\theta \leq 14^\circ$	0.15		
		7°	0.22		INGRESSO A FLANGIA		$A = \infty$	C		
		10°	0.28					0.34		
		20°	0.45				INGRESSO A CANALE		$A = \infty$	C
		30°	0.59							0.85
40°	0.73									
EFFLUSSO BRUSCO		$A_1/A_2 = 0.0$	1.00		INGRESSO GRADUALE		$A = \infty$	C		
								0.03		
ORIFIZIO DI EFFLUSSO A SPIGOLI VIVI		A_0/A_1	C_0		ORIFIZIO DI INGRESSO A SPIGOLI VIVI		A_0/A_2	C_0		
		0.0	2.50				0.0	2.50		
		0.2	2.44				0.2	1.96		
		0.4	2.26				0.4	1.39		
		0.6	1.96				0.6	0.96		
		0.8	1.54				0.8	0.61		
1.0	1.00		1.0	0.64						
SBARRA ATTRAVERSO IL CANALE		E/D	C		ORIFIZIO A SPIGOLI VIVI NEL CANALE		A_0/A	C_0		
		0.10	0.7				0.0	2.50		
		0.25	1.4				0.2	1.86		
		0.50	4.0				0.4	1.21		
TUBO ATTRAVERSO IL CANALE		E/D	C				0.6	0.64		
		0.10	0.20				0.8	0.20		
		0.25	0.55				1.0	0.0		
SBARRA A PRO- FILO AERODINA- MICO ATTRAVER- SO IL CANALE		E/D	C							
		0.10	0.07							
		0.25	0.23							
		0.50	0.90							

Figura 12: perdite localizzate per variazione di sezione dei canali d'aria

(1) Elbow; 3, 4, and 5 pieces, round

5-piece

4-piece

3-piece

Coefficients for 90° elbows C_o

No. of pieces	R_c/D			
	0.75	1.0	1.5	2.0
5	0.46	0.33	0.24	0.19
4	0.50	0.37	0.27	0.24
3	0.54	0.42	0.34	0.33

Angle correction factors K_θ (Idelchik, 1986; diagram 6-1)

θ	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K_θ	0	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40

Figura 13: Fattori di attrito per curve

The diagram illustrates a tee junction where a main pipe of diameter A_c and velocity v_c splits into a branch of diameter A_s and velocity v_s . The branch flow velocity v_b is also indicated. The condition $A_c = A_s$ is noted. To the right, a smaller diagram shows a tee junction with a circular reservoir at the inlet, representing a different flow configuration.

Branch

v_b/v_c	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
$C_{c,b}$	1.0	0.88	0.77	0.68	0.65	0.69	0.73	0.88	1.14	1.54	2.2

Main

v_s/v_c	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0
$C_{c,s}$	0.40	0.32	0.26	0.20	0.14	0.10	0.06	0.02	0

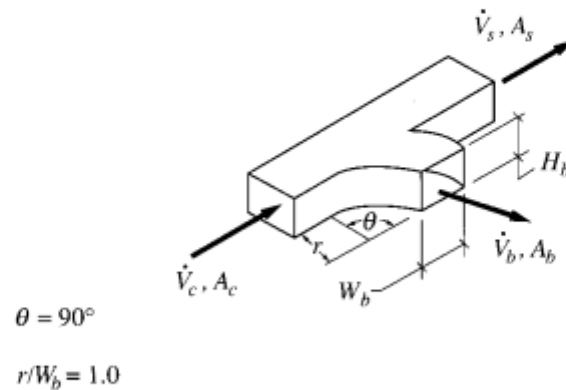
(4) Tee, diverging, round, with 45° elbow, branch 90° to main

Figura 14: fattori di attrito per diramazioni

Branch											
V_b/V_c	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
$C_{e,b}$	1.0	1.32	1.51	1.60	1.65	1.74	1.87	2.0	2.2	2.5	2.7

For main local loss coefficient $C_{e,s}$ see values in (3)

(5) Tee, diverging, rectangular (Idelchik, 1986; diagram 7-21)



		Branch, $C_{e,b}$									
		\dot{V}_b/\dot{V}_c									
A_b/A_s	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.25	0.25	0.55	0.50	0.60	0.85	1.2	1.8	3.1	4.4	6.0	
0.33	0.25	0.35	0.35	0.50	0.80	1.3	2.0	2.8	3.8	5.0	
0.5	0.5	0.62	0.48	0.40	0.40	0.48	0.60	0.78	1.1	1.5	
0.67	0.5	0.52	0.40	0.32	0.30	0.34	0.44	0.62	0.92	1.4	
1.0	0.5	0.44	0.38	0.38	0.41	0.52	0.68	0.92	1.2	1.6	
1.0	1.0	0.67	0.55	0.46	0.37	0.32	0.29	0.29	0.30	0.37	
1.33	1.0	0.70	0.60	0.51	0.42	0.34	0.28	0.26	0.26	0.29	
2.0	1.0	0.60	0.52	0.43	0.33	0.24	0.17	0.15	0.17	0.21	

Main, $C_{e,s}$											
		\dot{V}_b/\dot{V}_c									
A_b/A_s	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.25	0.25	-0.01	-0.03	-0.01	0.05	0.13	0.21	0.29	0.38	0.46	
0.33	0.25	0.08	0	-0.02	-0.01	0.02	0.08	0.16	0.24	0.34	
0.5	0.5	-0.03	-0.06	-0.05	0	0.06	0.12	0.19	0.27	0.35	
0.67	0.5	0.04	-0.02	-0.04	-0.03	-0.01	0.04	0.12	0.23	0.37	
1.0	0.5	0.72	0.48	0.28	0.13	0.05	0.04	0.09	0.18	0.30	
1.0	1.0	-0.02	-0.04	-0.04	-0.01	0.06	0.13	0.22	0.30	0.38	
1.33	1.0	0.10	0	0.01	-0.03	-0.01	0.03	0.10	0.20	0.30	
2.0	1.0	0.62	0.38	0.23	0.23	0.08	0.05	0.06	0.10	0.20	

Source: ASHRAE Handbook 1989, Fundamentals. Reprinted with permission. For details, refer to ASHRAE Handbook.

Figura 15: Fattori di attrito per diramazioni e/o confluenze

1.5.3 TEOREMA DI BORDA – CARNOT

Fra le perdite concentrate rivestono particolare importanza le perdite di *imbocco* nel condotto e di *sbocco* dal condotto. Si dimostra per allargamenti o restringimenti bruschi (*teorema di Borda – Carnot*) la perdita di pressione vale:

$$\Delta p = \frac{(w_2 - w_1)^2}{2} \rho \quad [42]$$

e quindi la perdita è data dalla variazione cinetica corrispondente alla variazione di sezione considerata. Se il fluido è fermo in un recipiente allora $w_1 = 0$ e quindi risulta:

$$\Delta p_{imbocco} = \frac{w^2}{2} \rho \quad [43]$$

Analogamente se il fluido *sbocca* in un grande recipiente nel quale la velocità finale è nulla.

1.5.4 DIAMETRO EQUIVALENTE AI FINI DELLA PORTATA

Le relazioni finora riportate utilizzano il *diametro* del condotto quale elemento geometrico di riferimento. Spesso, però, occorre utilizzare sezioni aventi geometria diversa e/o più complessa di quella circolare. Ad esempio sono molto utilizzate le sezioni rettangolari per i canali d'aria o si possono configurare geometrie più complesse negli scambiatori di calore (ad esempio a sezione esagonale per meglio riempire una sezione di passaggio).

Ci chiediamo allora se è possibile definire una grandezza di riferimento per qualsivoglia geometria in modo da potere continuare ad utilizzare le relazioni precedenti senza dover ricorrere a nuove riscritture e parzializzazioni. In effetti se ricordiamo l'equazione di continuità (o di *Leonardo*) a regime stazionario per fluidi non compressibili:

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot S \quad [44]$$

possiamo dire che una equivalenza fra geometrie si ha sulla base del valore dell'area della superficie della sezione di passaggio S . Per la sezione circolare (supposta tutta bagnata dal fluido di passaggio) è possibile scrivere:

$$S = \frac{\pi d}{4} d = \frac{P}{4} d \quad [45]$$

dalla quale si può ricavare:

$$d = \frac{4 \cdot S}{P} \quad [46]$$

La [46] consente, allora, di esprimere il *diametro equivalente* di una qualsivoglia sezione nella forma:

$$d_{equivalente} = \frac{4 \cdot \text{Sezione} _ \text{Passaggio}}{\text{Contorno} _ \text{Bagnato}} \quad [47]$$

E' bene che l'Allievo ricordi questa definizione e si abitui ad usarla nel modo indicato. Facciamo qualche esempio. Se utilizziamo una sezione rettangolare di dimensioni a e b tutta *bagnata* dal fluido allora il diametro equivalente è dato dalla relazione:

$$d_e = \frac{4 \cdot (a \cdot b)}{2 \cdot (a + b)} = 2 \cdot \frac{(a \cdot b)}{(a + b)} \quad [48]$$

Se l'altezza a è piccola rispetto a b allora la [48] diviene:

$$d_e = 2 \cdot \frac{(a \cdot b)}{(a + b)} \cong 2 \cdot a \quad [49]$$

Pertanto il diametro equivalente è dato dalla somma delle due lati di dimensioni minori e le perdite di pressione, per la [49], sono tanto maggiori quanto minore è l'altezza a . Segue da quanto detto che utilizzare i canali a sezione rettangolare¹¹ non è sempre del tutto *equivalente* rispetto

¹¹ I canali circolari sono quelli che hanno perdite di pressione minore, a parità di portata, rispetto a qualsivoglia altra geometria. Purtroppo non è agevole sistema questi canali all'interno delle abitazioni poiché si verrebbe ad abbassare notevolmente l'altezza utile dei vani ove questi canali passano. Si utilizzano, quindi, le sezioni rettangolari che presentano il grosso vantaggio di potere fissare liberamente l'altezza e quindi di ridurre l'inconveniente sopra indicato. Ad esempio una sezione rettangolare di

all'uso dei canali circolari a causa degli effetti di bordo che producono maggiori perdite per attrito rispetto ai condotti circolari. Questi effetti sono tanto maggiori quanto più sono schiacciati i condotti rettangolari.

1.5.5 DIAMETRO EQUIVALENTE AI FINI DELLA PERDITA DI PRESSIONE

Un concetto diverso si ha quando ci pone il problema di determinare il *diametro equivalente* non più solamente a pari portata di fluido bensì anche a pari *perdita di pressione*. Lo sviluppo analitico è più complesso di quanto visto nel paragrafo precedente.

Canali rettangolari

Con riferimento alle geometrie circolari e rettangolari si perviene alla seguente relazione analitica:

$$d_e' = 1.3 \frac{(a \cdot b)^{0.625}}{(a + b)^{0.250}} \quad [50]$$

con dimensioni tutte espresse, come si è soliti fare nelle applicazioni impiantistiche, in *mm*.

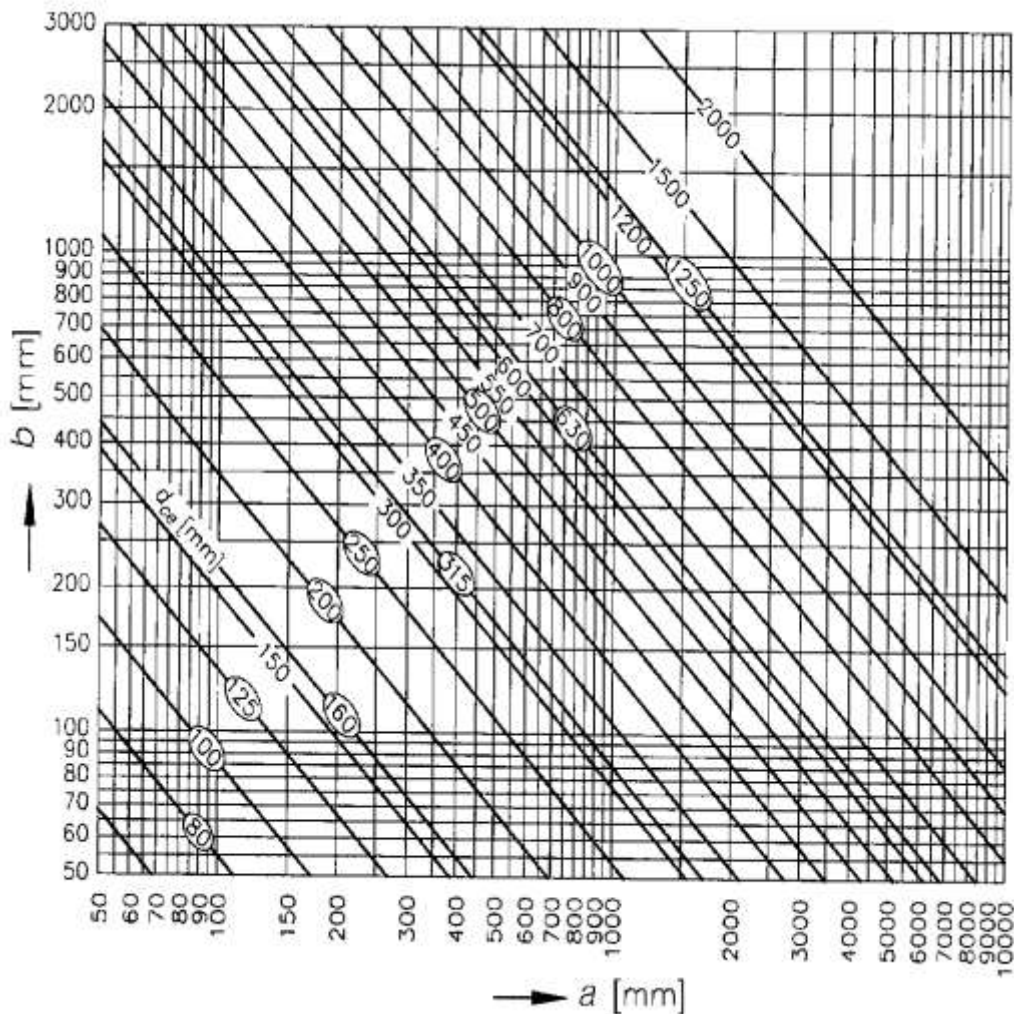


Figura 16: Abaco per la selezione dei diametri equivalenti dei canali rettangolari

300x1200 mm equivale ad una sezione circolare di 480 mm: si vede bene come l'abbassamento di un eventuale controsoffitto ponga minori problemi con il canale rettangolare che non con quello circolare.

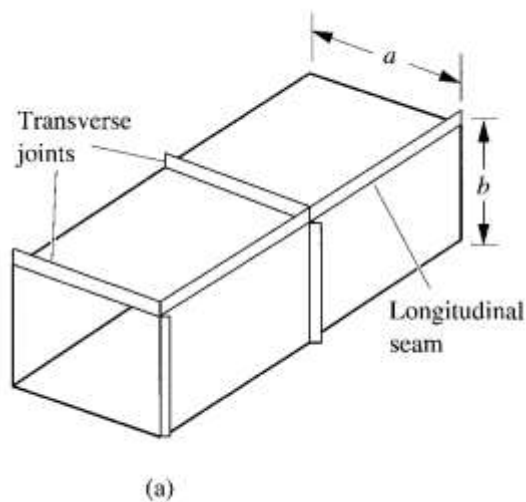


Figura 17: Canali a sezione rettangolari

Si osserva che, a parità di portata e di perdita di pressione, anche in conseguenza della [24], la velocità nel canale rettangolare è inferiore rispetto a quella che avrebbe nel canale a sezione circolare e quindi la sezione del canale rettangolare equivalente deve essere maggiore di quella del canale circolare. Nei manuali specializzati è possibile avere la [50] anche sotto forma tabellare, come riportato nella Tabella 5 e nella Figura 16.

Canali ovali

Per canali ovali il diametro equivalente a pari caduta di pressione è data dalla relazione:

$$d_e = 1.55 \frac{A^{0.625}}{P^{0.25}}$$

con A la sezione di passaggio del condotto ovale (mm²) data da:

$$A = \frac{\pi b^2}{4} + b(a - b)$$

e il perimetro P (mm) calcolato con la relazione:

$$P = \pi b + 2(a + b)$$

Ove *a* e *b* sono i diametri maggiore e minore del condotto ovale.

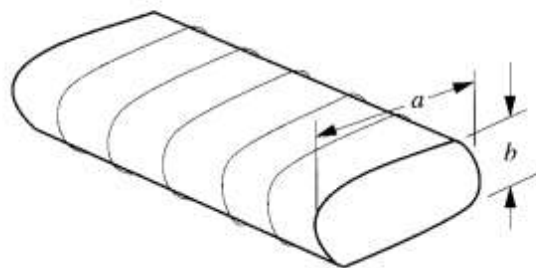


Figura 18: Canali a sezione ovale

a [mm]	b [mm]										
	100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
200	0,020 133 149 0,60	0,030 171 186 0,70	0,040 200 218 0,80								
250	0,025 143 165 0,70	0,038 188 206 0,80	0,050 122 241 0,90	0,063 250 273 1,00							
300	0,030 150 180 0,80	0,045 200 224 0,090	0,060 240 262 1,00	0,075 273 296 1,10	0,090 300 327 1,20						
400	0,040 160 205 1,00	0,060 218 255 1,10	0,080 267 299 1,20	0,10 308 337 1,30	0,12 343 373 1,40	0,16 400 436 1,60					
500		0,075 231 283 1,30	0,10 286 331 1,40	0,13 333 374 1,50	0,15 375 413 1,60	0,20 444 483 1,80	0,25 500 545 2,00				
600		0,090 240 307 1,50	0,12 300 359 1,60	0,15 353 406 1,70	0,18 400 448 1,80	0,24 480 524 2,00	0,30 545 592 2,20	0,36 600 654 2,40			
800			0,16 320 410 2,00	0,20 381 463 2,10	0,24 436 511 2,20	0,32 533 598 2,40	0,40 615 675 2,60	0,48 686 745 2,80	0,64 800 872 3,20		
1000				0,25 400 512 2,50	0,30 462 566 2,60	0,40 571 662 2,80	0,50 667 747 3,00	0,60 750 825 3,20	0,80 889 965 3,60	1,00 1000 1090 4,00	
1200					0,36 480 614 3,00	0,48 600 706 3,20	0,60 706 812 3,40	0,72 800 896 3,60	0,96 960 1049 4,00	1,20 1091 1184 4,40	1,44 1200 1308 4,80
1400						0,56 622 771 3,60	0,70 737 871 3,80	0,84 840 962 4,00	1,12 1018 1125 4,40	1,40 1167 1270 4,80	1,68 1292 1403 5,20
1600						0,64 640 819 4,00	0,80 762 925 4,20	0,96 873 1022 4,40	1,28 1067 1195 4,80	1,60 1231 1350 5,20	1,92 1371 1491 5,60
1800							0,90 783 976 4,60	1,08 900 1078 4,80	1,44 1108 1261 5,20	1,80 1286 1424 5,60	2,16 1440 1573 6,00
2000							1,00 800 1024 5,00	1,20 923 1131 5,20	1,60 1143 1323 5,60	2,00 1333 1494 6,00	2,40 1500 1650 6,40

A_c = sezione [m²]; d_{eq} = diametro idraulico o equivalente [mm]; d_{ce} = diametro circolare equivalente [mm]; A_e = superficie esterna [m²/m].

Tabella 5: Diametri equivalenti per sezioni rettangolari

1.6 RETI DI CONDOTTI

Quanto sin qui esaminato consente di affrontare il problema di progettare le reti di condotti. E' questo un problema importante sia per l'impiantistica termotecnica (riscaldamento e condizionamento) che per quella idrica (sia per acqua fredda che calda di consumo) e antincendio.

Progettare una rete vuol dire, sostanzialmente, determinare i diametri dei condotti che la compongono visto che le loro lunghezze sono, quasi sempre, un problema geometrico imposto dalla configurazione di impianto. Il problema presenta aspetti diversi a seconda che si abbiano circuiti aperti o circuiti chiusi.

1.6.1 COLLEGAMENTO IN SERIE DEI CONDOTTI

Si ha un collegamento in serie quando la portata di fluido che attraversa i condotti è sempre la stessa, come indicato in Figura 20.

Ciascuno dei condotti ha suoi parametri: diametro, velocità e fattori di attrito (distribuito e localizzato).

Se indichiamo con l_{t1} ed l_{t2} le lunghezze totali somma di quelle reali (responsabili delle perdite per attrito distribuito) e quelle equivalenti di tutte le resistenze localizzate presenti in ciascun condotto, allora possiamo applicare la [35] e scrivere¹²:

$$\Delta p_{totale} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{t2} = \left(\xi_1 \frac{l_{t1}}{d_1} \frac{w_1^2}{2} + \xi_2 \frac{l_{t2}}{d_2} \frac{w_2^2}{2} \right) \rho \quad [51]$$

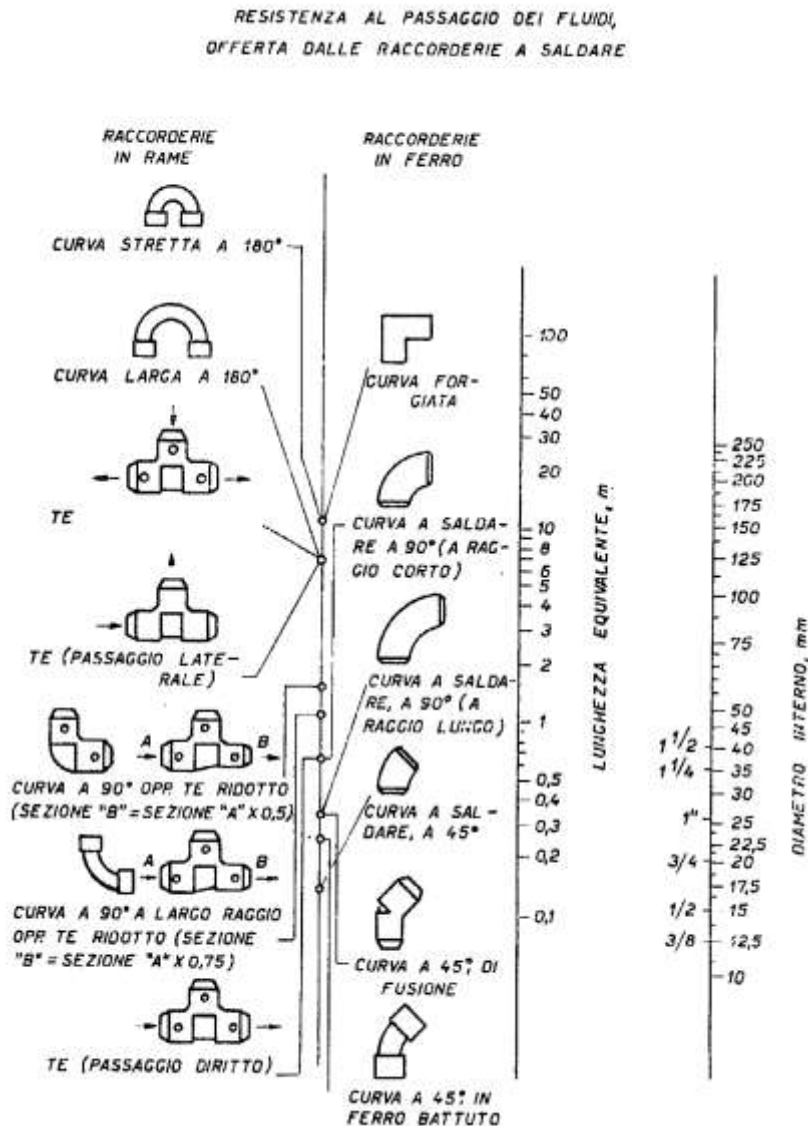


Figura 19: Perdite localizzate per la raccorderia delle tubazioni

Possiamo scrivere diversamente la [51] esprimendo la velocità in funzione della portata mediante l'equazione di continuità [44]. Infatti si ha:

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot S = \rho w \frac{\pi d^2}{4} \quad [52]$$

da cui deriva:

$$w = \frac{4}{\pi \rho d^2} \dot{m} = k \frac{\dot{m}}{d^2} \quad [53]$$

¹² Si ricordi che $l = \Delta p \cdot v$ e pertanto risulta $\Delta p = l \cdot \rho$.

ove k indica un valore costante $\frac{4}{\pi\rho}$ caratteristico del fluido che scorre nel condotto.

Tenendo conto della [53] la [51] diviene:

$$\Delta p_{totale} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{t2} = \left(\xi_1 \frac{l_{t1}}{d_1} \frac{1}{2d_1^2} + \xi_2 \frac{l_{t2}}{d_2} \frac{1}{2d_2^2} \right) k^2 \rho \dot{m}^2$$

che possiamo ancora ordinare nella forma:

$$\Delta p_{totale} = (R_1 + R_2) k \cdot \rho \cdot \dot{m}^2 \quad [54]$$

avendo indicata con *resistenza totale fluidodinamica* di ciascun tratto l'espressione:

$$R = K \xi \frac{l}{d^5} \quad [55]$$

dipendente solamente dai parametri fluidodinamici del tratto di condotto considerato. In K sono inglobati tutti i valori costanti numerici. Si conclude che per condotti in serie si sommano le *resistenze fluidodinamiche* di ciascun tratto.

1.6.2 COLLEGAMENTO IN PARALLELO DEI CONDOTTI

Si ha un collegamento in parallelo quando i vari rami partono e arrivano tutti negli stessi punti e pertanto quando la caduta di pressione ai loro estremi è costante, come indicato in Figura 21. Adesso la portata entrante in A si divide in due: \dot{m}_1 ed \dot{m}_2 .

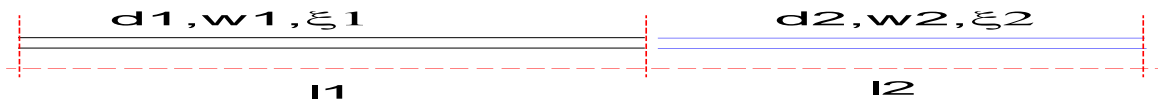


Figura 20: Collegamento in serie di condotti

L'elemento comune ai due tronchi è la differenza di pressione $p_A - p_B$. Sempre applicando la [44] e la [24] si può scrivere:

$$\Delta p = \xi \frac{l}{d} \cdot \left(k \frac{\dot{m}}{d^2} \right)^2 \rho = K \frac{l}{d^5} \dot{m}^2 \quad [56]$$

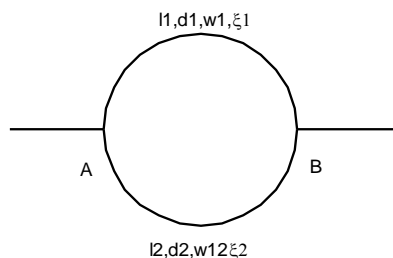


Figura 21: Collegamento in parallelo dei circuiti

Allora la portata totale diviene:

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \sqrt{\Delta p} \left(\sqrt{\frac{d_1^5}{l_1}} Y_1 + \sqrt{\frac{d_2^5}{l_2}} Y_2 \right) = \sqrt{\Delta p} (A_1 + A_2) \quad [57]$$

ove nella [57] si sono indicate con A le *aperture equivalenti* dei singoli tronchi:

$$A = \sqrt{Y \frac{d^5}{l}} \quad [58]$$

ove Y è una costante che raggruppa tutti gli altri termini derivanti dalla relazione di Darcy.

Possiamo dire, per la [57], che per i circuiti in parallelo si sommano le *aperture equivalenti* di ogni ramo collegato.

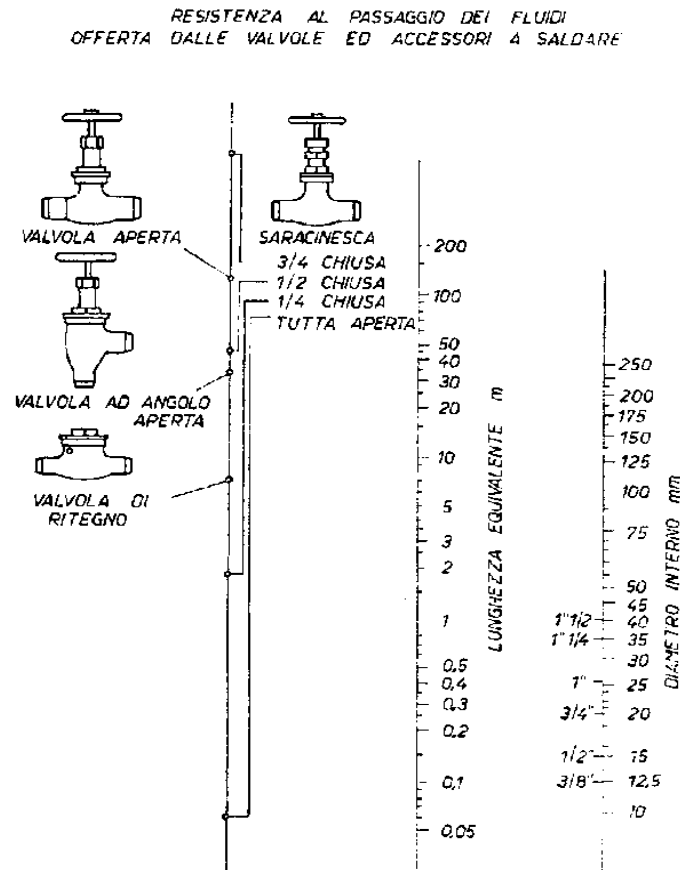


Figura 22: Perdite localizzate per alcuni tipi di valvole per tubazioni

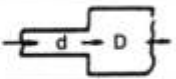
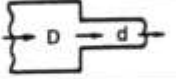
Diametro nominale tubo [mm]	Raccordi a gomito						Raccordi a T			
								Flusso diretto		
								Senza riduzione	Riduzione 1/4	Riduzione 1/2
10	0,4	0,3	0,7	0,2	0,3	0,7	0,8	0,3	0,4	0,4
15	0,5	0,3	0,8	0,2	0,4	0,8	0,9	0,3	0,4	0,5
20	0,6	0,4	1,0	0,3	0,5	1,0	1,2	0,4	0,6	0,6
25	0,8	0,5	1,2	0,4	0,6	1,2	1,5	0,5	0,7	0,8
32	1,0	0,7	1,7	0,5	0,9	1,7	2,1	0,7	0,9	1,0
40	1,2	0,8	1,9	0,6	1,0	1,9	2,4	0,8	1,1	1,2
50	1,5	1,0	2,5	0,8	1,4	2,5	3,0	1,0	1,4	1,5
65	1,8	1,2	3,0	1,0	1,6	3,0	3,7	1,2	1,7	1,8
80	2,3	1,5	3,7	1,2	2,0	3,7	4,6	1,5	2,1	2,3
90	2,7	1,8	4,6	1,4	2,2	4,6	5,5	1,8	2,4	2,7
100	3,0	2,0	5,2	1,6	2,6	5,2	6,4	2,0	2,7	3,0
125	4,0	2,5	6,4	2,0	3,4	6,4	7,6	2,5	3,7	4,0
150	4,9	3,0	7,6	2,4	4,0	7,6	9,0	3,0	4,3	4,9
200	6,1	4,0	-	3,0	-	10	12	4,0	5,5	6,1
250	7,6	4,9	-	4,0	-	13	15	4,9	7,0	7,6
300	9,1	5,8	-	4,9	-	15	18	5,8	7,9	9,1
350	10	7,0	-	5,5	-	17	21	7,0	9,1	10
400	12	7,9	-	6,1	-	19	24	7,9	11	12
450	13	8,8	-	7,0	-	21	26	8,8	12	13
500	15	10	-	7,9	-	25	30	10	13	15
600	19	12	-	9,1	-	29	35	12	15	18

Nota: R/D c.a. uguale 1 (ampio raggio c.a. uguale 1,5).

Figura 23: Lunghezze equivalenti di alcune resistenze localizzate






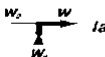
Diametro nominale [mm]	Valvole a globo	Valvole a 60°	Valvole a 45°	Valvole ad angolo	Valvole a saracinesca	Valvole di ritegno a paletta	Valvole di ritegno a sollevamento
10	5,2	2,4	1,8	1,8	0,2	1,5	Valvole a sfera o a sollevamento verticale come valvole a globo
15	5,5	2,7	2,1	2,1	0,2	1,8	
20	6,7	3,4	2,1	2,1	0,3	2,2	
25	8,8	4,6	3,7	3,7	0,3	3,0	
32	12	6,1	4,6	4,6	0,5	4,3	
40	13	7,3	5,5	5,5	0,5	4,9	
50	17	9,1	7,3	7,3	0,73	6,1	
65	21	11	8,8	8,8	0,9	7,6	
80	26	13	11	11	1,0	9,1	
90	30	15	13	13	1,2	10	
100	37	18	14	14	1,4	12	Valvole a sollevamento ad angolo come valvole ad angolo
125	43	22	18	18	1,8	15	
150	52	27	21	21	2,1	18	
200	62	35	26	26	2,7	24	
250	85	44	32	32	3,7	30	
300	98	50	40	40	4,0	37	
350	110	56	47	47	4,6	41	
400	125	64	55	55	5,2	46	
450	140	73	61	61	5,8	50	
500	160	84	72	72	6,7	61	
600	186	98	81	81	7,6	73	

Figura 24: Lunghezze equivalenti di alcuni tipi di valvole

Diametro nominale [mm]	Brusco allargamento, d/D			Brusca contrazione, d/D		
	1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4
						
10	0,4	0,2	0,1	0,2	0,2	0,1
15	0,5	0,3	0,1	0,3	0,3	0,1
20	0,8	0,5	0,2	0,4	0,3	0,2
25	1,0	0,6	0,2	0,5	0,4	0,2
32	1,4	0,9	0,3	0,7	0,5	0,3
40	1,8	1,1	0,4	0,9	0,7	0,4
50	2,4	1,5	0,5	1,2	0,9	0,5
65	3,0	1,9	0,6	1,5	1,2	0,6
80	4,0	2,4	0,8	2,0	1,5	0,8
90	4,6	2,8	0,9	2,3	1,8	0,9
100	5,2	3,4	1,2	2,7	2,1	1,2
125	7,3	4,6	1,5	3,7	2,7	1,5
150	8,8	6,7	1,8	4,6	3,4	1,8
200	-	7,6	2,6	-	4,6	2,6
250	-	9,8	3,4	-	6,1	3,4
300	-	12	4,0	-	7,6	4,0
350	-	-	4,9	-	-	4,9
400	-	-	5,5	-	-	5,5
450	-	-	6,1	-	-	6,1
500	-	-	-	-	-	-
600	-	-	-	-	-	-

Nota: il diametro da considerare è quello più piccolo.

Figura 25: Lunghezze equivalenti per bruschi allargamenti o restringimenti

	Diametro nominale (DN)													
	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Curva arrotondata (raggio curv./diam. = 1,5)	←----- 0,5 -----→													
Gomito	2	2	1,5	1,5	←----- 1 -----→									
Brusco allargamento (sbocco) 	←----- 1+1,2 -----→													
Brusca restrizione (imbocco) 	←----- 0,5÷0,7 -----→													
Radiatore	7	4,5	3,5	2,5										
Valvola per radiatore (o detentore)	17	10	9	8										
Caldaia	←----- 3 -----→													
Valvola a sfera (passaggio totale) o saracinesca	←----- 0,5 -----→													
Valvola a sfera (passaggio ridotto)	←----- 1 -----→													
T diretto 	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	
T deviato 	2,5	2	1,5	1,5	1,5	1,5	1,4	1,4	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	
T confluyente 	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	
T confluyente 	1,7	1,3	1	1	1	1	1	1	0,9	0,9	0,9	0,8	0,8	
Valvola di ritegno a clapet	←----- 4 -----→													
Filtro a "Y" (pulito)	←----- 4÷5 -----→													
Valvola di ritegno a disco a molla morbida	←----- 10÷12 -----→													

Nella formula delle perdite di carico concentrate, per i raccordi a "T" ed i cambiamenti di sezione, il valore delle velocità da utilizzare è quello indicato w .

Per altri tipi di componenti, consultare i cataloghi tecnici dei costruttori.

Figura 26: Perdite localizzate in alcuni componenti di impianto

velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,10	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	5,9	6,4	6,9	7,4
0,11	0,6	1,2	1,8	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4	6,0	6,6	7,2	7,8	8,4	9,0
0,12	0,7	1,4	2,1	2,9	3,6	4,3	5,0	5,7	6,4	7,1	7,8	8,6	9,3	10	11
0,13	0,8	1,7	2,5	3,3	4,2	5,0	5,9	6,7	7,5	8,4	9,2	10	11	12	13
0,14	1,0	1,9	2,9	3,9	4,9	5,8	6,8	7,8	8,7	9,7	11	12	13	14	15
0,15	1,1	2,2	3,3	4,5	5,6	6,7	7,8	8,9	10	11	12	13	14	16	17
0,16	1,3	2,5	3,8	5,1	6,3	7,6	8,9	10	11	13	14	15	16	18	19
0,17	1,4	2,9	4,3	5,7	7,2	8,6	10	11	13	14	16	17	19	20	21
0,18	1,6	3,2	4,8	6,4	8,0	9,6	11	13	14	16	18	19	21	22	24
0,19	1,8	3,6	5,4	7,2	8,9	11	13	14	16	18	20	21	23	25	27
0,20	2,0	4,0	5,9	7,9	9,9	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
0,21	2,2	4,4	6,6	8,7	11	13	15	17	20	22	24	26	28	31	33
0,22	2,4	4,8	7,2	9,6	12	14	17	19	22	24	26	29	31	34	36
0,23	2,6	5,2	7,9	10	13	16	18	21	24	26	29	31	34	37	39
0,24	2,9	5,7	8,6	11	14	17	20	23	26	29	31	34	37	40	43
0,25	3,1	6,2	9,3	12	15	19	22	25	28	31	34	37	40	43	46
0,26	3,3	6,7	10	13	17	20	23	27	30	33	37	40	44	47	50
0,27	3,6	7,2	11	14	18	22	25	29	33	36	40	43	47	51	54
0,28	3,9	7,8	12	16	19	23	27	31	35	39	43	47	50	54	58
0,29	4,2	8,3	13	17	21	25	29	33	38	42	46	50	54	58	63
0,30	4,5	8,9	13	18	22	27	31	36	40	45	49	54	58	62	67
0,31	4,8	9,5	14	19	24	29	33	38	43	48	52	57	62	67	71
0,32	5,1	10	15	20	25	30	36	41	46	51	56	61	66	71	76
0,33	5,4	11	16	22	27	32	38	43	49	54	59	65	70	76	81
0,34	5,7	11	17	23	29	34	40	46	52	57	63	69	74	80	86
0,35	6,1	12	18	24	30	36	42	49	55	61	67	73	79	85	91
0,36	6,4	13	19	26	32	39	45	51	58	64	71	77	83	90	96
0,37	6,8	14	20	27	34	41	47	54	61	68	75	81	88	95	102
0,38	7,2	14	21	29	36	43	50	57	64	72	79	86	93	100	107
0,39	7,5	15	23	30	38	45	53	60	68	75	83	90	98	106	113
0,40	7,9	16	24	32	40	48	55	63	71	79	87	95	103	111	119
0,41	8,3	17	25	33	42	50	58	67	75	83	92	100	108	117	125
0,42	8,7	17	26	35	44	52	61	70	79	87	96	105	114	122	131
0,43	9,2	18	27	37	46	55	64	73	82	92	101	110	119	128	137
0,44	9,6	19	29	38	48	58	67	77	86	96	106	115	125	134	144
0,45	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
0,46	10	21	31	42	52	63	73	84	94	105	115	126	136	147	157
0,47	11	22	33	44	55	66	77	88	99	109	120	131	142	153	164
0,48	11	23	34	46	57	68	80	91	103	114	126	137	148	160	171
0,49	12	24	36	48	59	71	83	95	107	119	131	143	155	167	178
0,50	12	25	37	50	62	74	87	99	110	124	136	149	161	173	186
0,51	13	26	39	52	64	77	90	103	116	129	142	155	168	180	193
0,52	13	27	40	54	67	80	94	107	121	134	147	161	174	188	201
0,53	14	28	42	56	70	84	97	111	125	139	153	167	181	195	209
0,54	14	29	43	58	72	87	101	116	130	144	159	173	188	202	217
0,55	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225
0,56	16	31	47	62	78	93	109	124	140	155	171	186	202	218	233
0,57	16	32	48	64	80	97	113	129	145	161	177	193	209	225	241
0,58	17	33	50	67	83	100	117	133	150	167	183	200	217	233	250
0,59	17	34	52	69	86	103	121	138	155	172	190	207	224	241	259
velocità m/s	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

Tabella 6: Calcolo rapido delle resistenze localizzate.

Diametri nominali delle tubazioni

Per le tubazioni in acciaio si hanno i dati riportati nella Tabella 7 per le tubazioni Gas e nella Tabella 8 per le tubazioni DIN.

diametro pollici	diametro esterno mm	diametro interno mm	superficie esterna m ² /m	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo nero kg/m	peso tubo zincato kg/m
3/8"	16,7	12,7	0,052	127	0,13	0,72	0,78
1/2"	21,0	16,3	0,066	209	0,21	1,08	1,16
3/4"	26,4	21,7	0,083	370	0,37	1,39	1,48
1"	33,2	27,4	0,104	589	0,59	2,17	2,30
1 1/4"	41,9	36,1	0,132	1.023	1,02	2,79	2,95
1 1/2"	47,8	42,0	0,150	1.385	1,38	3,21	3,40
2"	59,6	53,1	0,187	2.213	2,21	4,51	4,77
2 1/2"	75,2	68,7	0,236	3.705	3,70	5,76	6,12
3"	87,9	80,6	0,276	5.100	5,10	7,58	8,03
4"	113,0	104,9	0,355	8.638	8,64	10,88	11,58
5"	138,5	128,8	0,435	13.023	13,02	15,98	16,88
6"	163,9	154,2	0,515	18.665	18,67	19,01	20,02

Tabella 7: Dati per tubazioni in acciaio Gas

Per le tubazione in rame si hanno i dati di Tabella 9.

1.7 DISPOSITIVI PER LA CIRCOLAZIONE DEI FLUIDI

Prima di procedere alle problematiche del dimensionamento delle reti occorre fare un breve cenno alle macchine che consentono ai fluidi di circolare: le pompe per i liquidi e le soffianti per gli aeriformi.

1.7.1 LE POMPE DI CIRCOLAZIONE

Le pompe di circolazione sono di vario tipo a seconda dell'esigenza impiantistica da soddisfare. Non affronteremo in questa sede lo studio di questi componenti di impianti in senso macchinistico ma vedremo solamente gli elementi necessari alla loro utilizzazione in sede progettuale e impiantistica. Gli elementi che le caratterizzano sono:

- La portata volumetrica q_v [m³/s] o la portata massica \dot{m} [kg/s];
- La prevalenza in termini di altezza di colonna di fluido, Δz [m], (equazione [19]) o di pressione, Δp [Pa], (equazione [22]);
- La potenza impressa al fluido, P_i [W];
- La potenza elettrica impegnata nel motore di alimentazione, [W];
- Il rendimento espresso come rapporto fra la potenza ceduta al fluido e la potenza elettrica impegnata nel motore di alimentazione: $\eta = \frac{P_i}{P}$;
- L'NPSH, altezza positiva netta di aspirazione, [m].
- La velocità di rotazione n (giri al secondo, [s⁻¹]).

In Figura 30 si ha una rappresentazione tipica delle caratteristiche di una pompa di circolazione per una data velocità di rotazione (pompa centrifuga). In ascissa è indicata la portata volumetrica ma è anche possibile avere la portata massica¹³. La potenza elettrica impegnata è data da:

¹³ La portata volumetrica è $q_v = wS$ mentre la portata ponderale è $\dot{m} = \rho wS = \rho q_v$.

$$P = \frac{\dot{m} g \Delta z}{\eta} \quad [59]$$

Con P potenza elettrica, η , il rendimento globale della pompa e Δz la differenza di prevalenza manometrica.

diametro esterno mm	diametro interno mm	superficie esterna m ² /m	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
30,0	25,4	0,094	506	0,51	1,57
33,7	29,1	0,106	665	0,66	1,78
38,0	32,8	0,119	845	0,84	2,27
42,4	37,2	0,133	1.086	1,09	2,55
44,5	39,3	0,140	1.212	1,21	2,69
48,3	43,1	0,152	1.458	1,46	2,93
54,0	48,8	0,170	1.869	1,87	3,29
57,0	51,2	0,179	2.058	2,06	3,87
60,3	54,5	0,189	2.332	2,33	4,10
70,0	64,2	0,220	3.235	3,24	4,80
76,1	70,3	0,239	3.880	3,88	5,23
88,9	82,5	0,279	5.343	5,34	6,76
101,6	94,4	0,319	6.995	7,00	8,70
108,0	100,8	0,339	7.976	7,98	9,26
114,3	107,1	0,359	9.004	9,00	9,82
133,0	125,0	0,418	12.266	12,27	12,72
139,7	131,7	0,439	13.616	13,62	13,38
159,0	150,0	0,499	17.663	17,66	17,14
168,3	159,3	0,528	19.921	19,92	18,17
193,7	182,9	0,608	26.260	26,26	25,06
219,1	207,3	0,688	33.734	33,73	31,01
244,5	231,9	0,768	42.215	42,22	36,99
273,0	260,4	0,857	53.229	53,23	41,42
323,9	309,7	1,017	75.295	75,29	55,44

Tabella 8: Dati per tubazioni in acciaio DIN

diametro esterno mm	diametro interno mm	sezione interna mm ²	contenuto acqua l/m	peso tubo kg/m
10	8,0	50	0,05	0,25
12	10,0	79	0,08	0,31
14	12,0	113	0,11	0,37
16	14,0	154	0,15	0,42
18	16,0	201	0,20	0,48
22	20,0	314	0,31	0,59
28	25,0	491	0,49	1,12
35	32,0	804	0,80	1,41
42	39,0	1.194	1,19	1,70

Tabella 9: Dati per tubazioni in rame

- Per pompe di tipo centrifugo (quali sono le pompe alle quali ci riferiremo nel prosieguo) al variare del numero di giri della girante si hanno le seguenti relazioni:

$$1. \quad \frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad [60]$$

$$\frac{\Delta z_1}{\Delta z_2} = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

- per le quali si può supporre, con buona approssimazione, $\eta_1 = \eta_2$.

Queste relazioni risultano comode sia per costruire le curve caratteristiche al variare del numero di giri della girante, come rappresentato in Figura 32 che per modificare i dati di impianto in sede di bilanciamento¹⁴ della rete.

I Costruttori di circolatori sono soliti presentare una *famiglia* di componenti con caratteristiche tali da ricoprire aree di lavoro diverse. Le curve caratteristiche compressive formano una *diagramma a zone* (o anche *a conchiglia*) come indicato in Figura 33.

Come si può osservare, al variare della portata volumetrica e della differenza di pressione generata si hanno famiglie, indicate con numeri, di curve in gradi di soddisfare le varie esigenze di impianto.

All'interno di ogni zona numerata si hanno più curve caratteristiche del tipo indicate in Figura 32 al variare del numero di giri: questi vengono variati mediante un reostato elettrico con tre o quattro posizioni (numeri di giri) possibili.

In Figura 34 si hanno le curve caratteristiche reali dei circolatori di Figura 27 sia installati singolarmente che in parallelo.

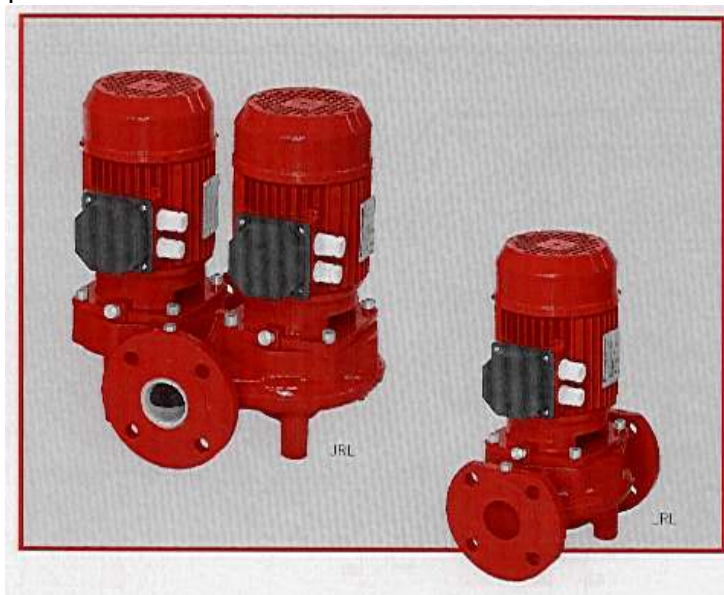


Figura 27: Esempio di circolatori per acqua fredda e/o calda in versione singola o gemellata

¹⁴ Si vedrà in seguito cosa si intende per *bilanciamento* di una rete. Adesso basti sapere che è un'operazione complessa con la quale si cerca di equilibrare le portate nei vari rami di un circuito.

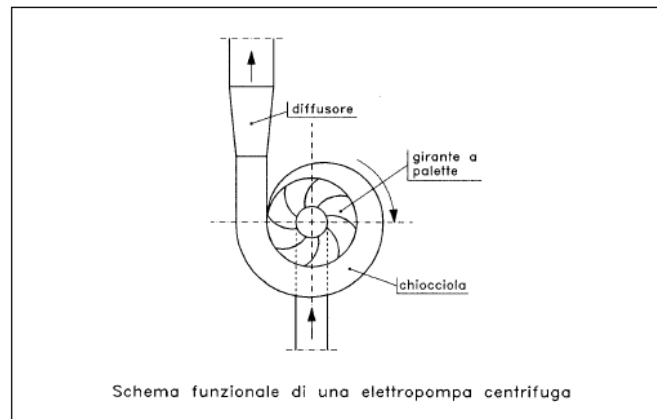


Figura 28: Schema di una elettropompa centrifuga

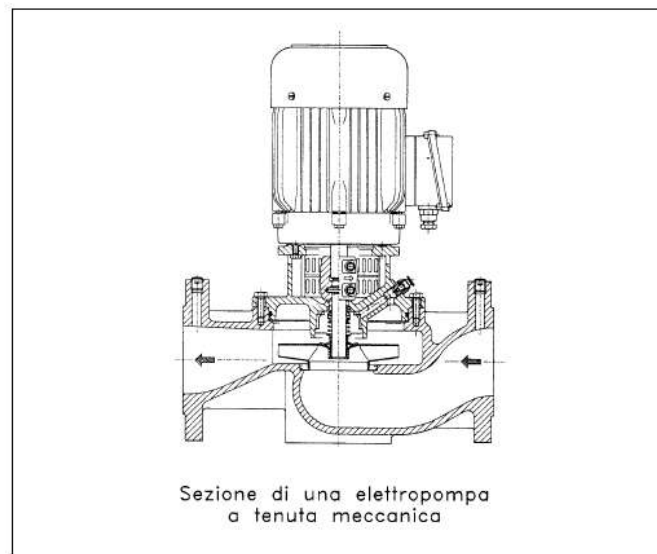


Figura 29: Sezione di una elettropompa centrifuga

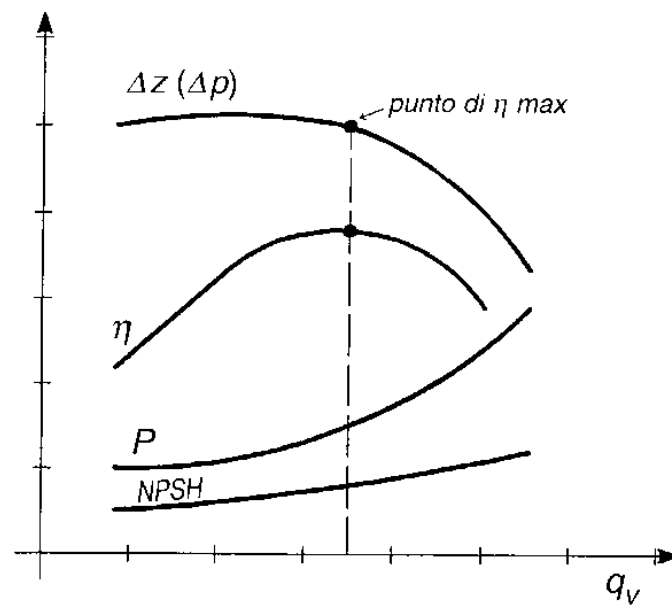


Figura 30: Curve caratteristiche di una pompa di circolazione

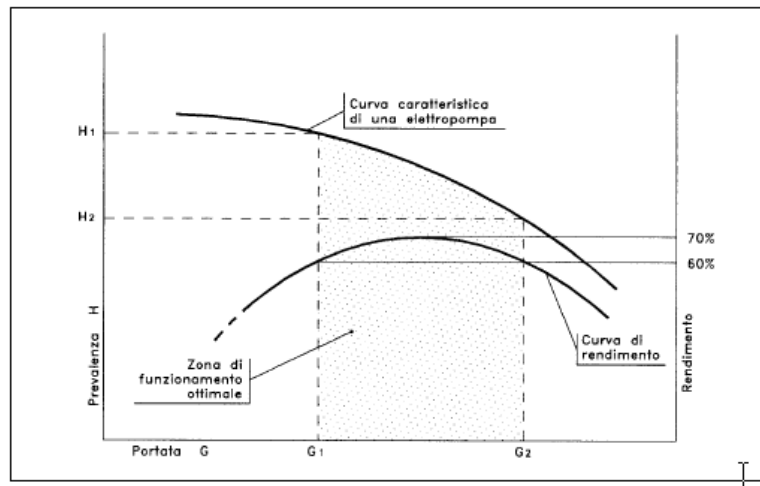


Figura 31: Zona di funzionamento ottimale di una pompa

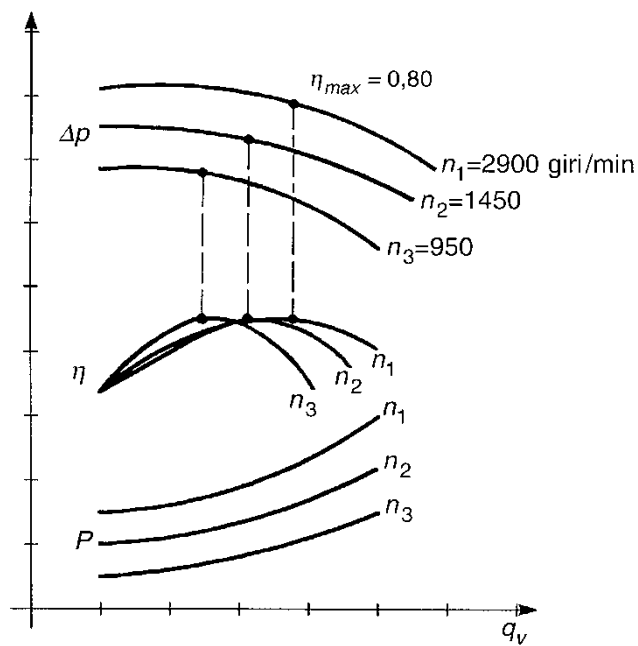


Figura 32: Curve caratteristiche al variare del numero di giri

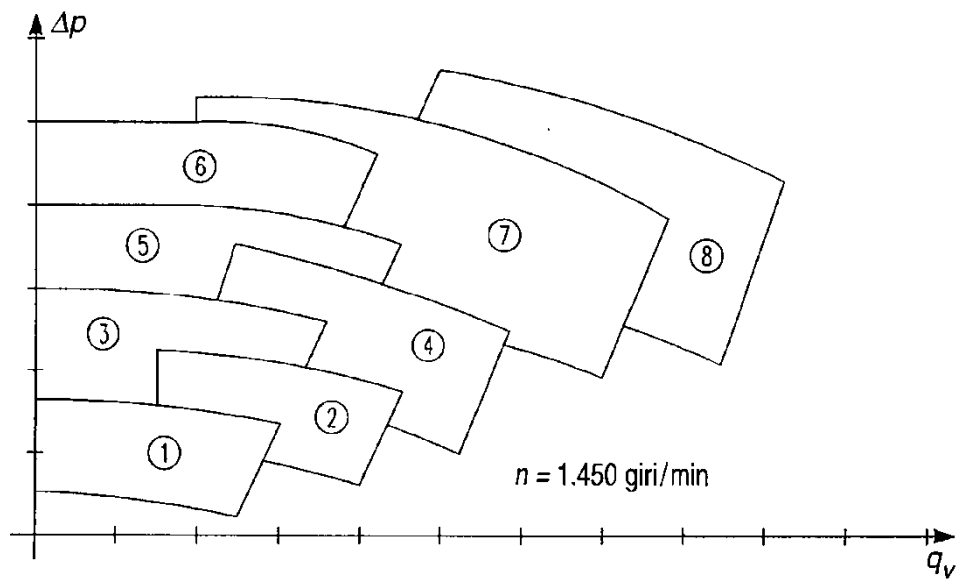


Figura 33: Diagramma a zone per le pompe di circolazione

1.7.2 LE SOFFIANTI

Per muovere i fluidi aeriformi si utilizzano le *soffianti* (dette anche *ventilatori*). Esse sono macchine dotate di palette in grado di imprimere all'aria (o al gas in generale) che l'attraversa energia cinetica sufficiente a vincere le perdite di pressione della rete (o *canalizzazione*) seguente. In conseguenza dell'incremento della velocità si ha un incremento della *pressione dinamica* ($\rho \frac{w^2}{2}$) che si aggiunge alla pressione statica prodotta. La somma della pressione statica e della pressione dinamica è detta *pressione totale* della soffiante. Le curve caratteristiche di queste macchine sono del tipo indicato in Figura 35. Vi sono due tipologie di soffianti: a *pale in avanti* e a *pale indietro*. Esse si diversificano per la pressione totale che riescono a creare sul fluido.

Le soffianti a *pale in avanti* sono utilizzate quando si richiedono elevate *prevalenze*. In Figura 36 si ha una fotografia di un ventilatore reale inserito all'interno di un contenitore insonorizzato per ridurre la rumorosità trasmessa nei canali d'aria che da esso si dipartono.

Ventilatori centrifughi con pale in avanti

Questo tipo di ventilatore trova applicazione nelle *Unità di Trattamento Aria* costruite in serie e nelle quali la pressione statica prodotta non supera 1200 Pa (120 mm. c.a.).

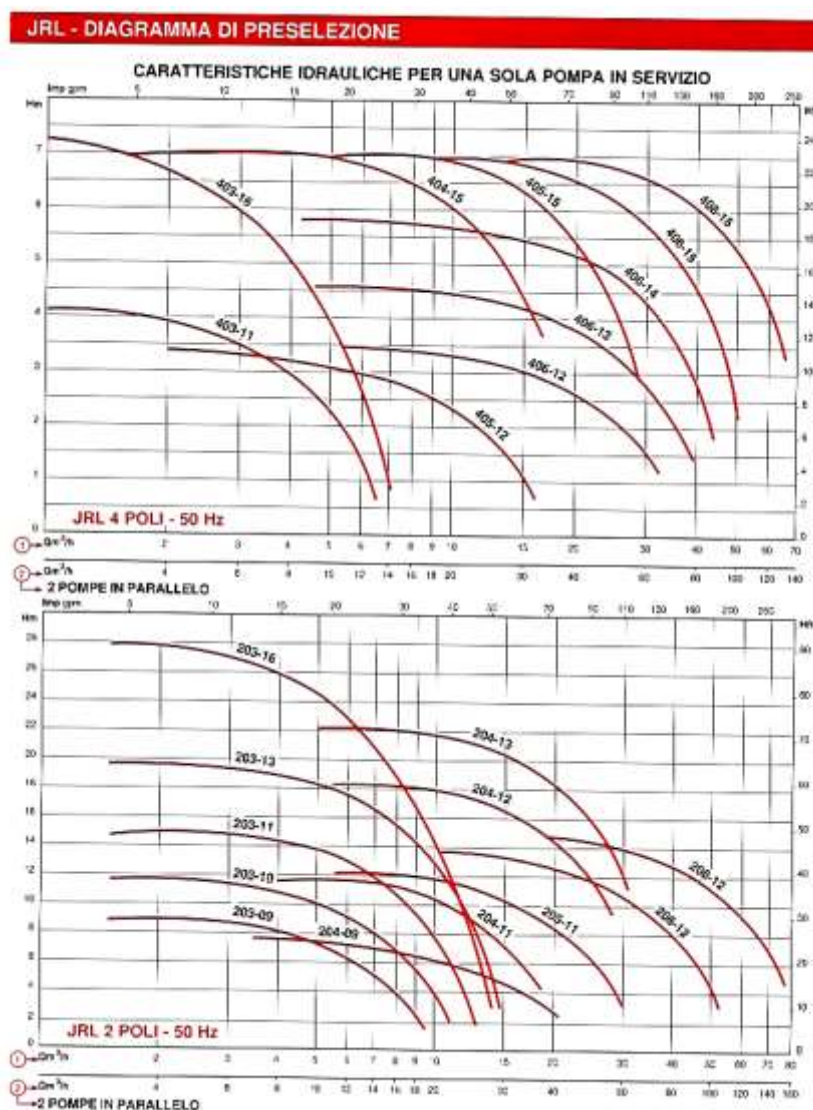


Figura 34: Curve caratteristiche reali di circolatori singoli e in parallelo

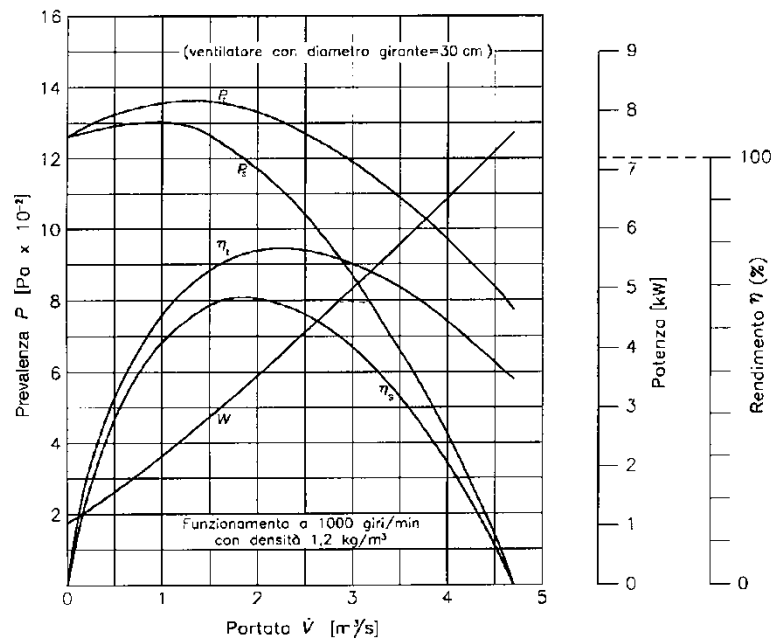


Figura 35: Curve caratteristiche di una soffiante del tipo a pale in avanti



Figura 36: Ventilatore nel suo contenitore insonorizzato

Questi ventilatori hanno una curva caratteristica piatta e quindi con ridotto incremento di pressione con portate d'aria inferiori. Hanno anche un ingombro ridotto e costo inferiore alle altre tipologie. Per contro questi ventilatori presentano un rendimento inferiore rispetto agli altri tipi, la potenza assorbita dal motore aumenta proporzionalmente alla portata d'aria trattata e pertanto il motore deve essere necessariamente dimensionato per la portata massima e protetto dai sovraccarichi.

Inoltre questi ventilatori non sono in genere adatti in impianti con elevate perdite di carico e quando si richiede una forte regolazione della portata d'aria trattata.

Ventilatori centrifughi con pale rovesce

Questo tipo di ventilatore viene impiegato nel caso si richiedano grandi portate e con pressioni statiche superiori a 1200 Pa. In alcuni casi (con portate elevate e quindi con grandi dimensioni frontali) le pale rovesce sono sostituite da pale con profilo alare.

Questi ventilatori hanno buoni rendimenti ed una curva caratteristica non soggetta a sovraccarichi: la potenza elettrica assorbita dal motore raggiunge un valore massimo per poi diminuire. Inoltre presentano buone capacità di adattamento alle condizioni di carico desiderate.

Per contro la curva caratteristica presenta una notevole pendenza e quindi generano un aumento rilevante della pressione quando la portata d'aria varia. In genere la configurazione a pale rovesce necessita di un maggiore ingombro ed ha un maggior costo rispetto alle altre tipologie.

Ventilatori assiali

Questi ventilatori hanno pale a passo variabile e vengono impiegati negli impianti con portate d'aria molto elevate con pressioni statiche finì a 2000 Pa.

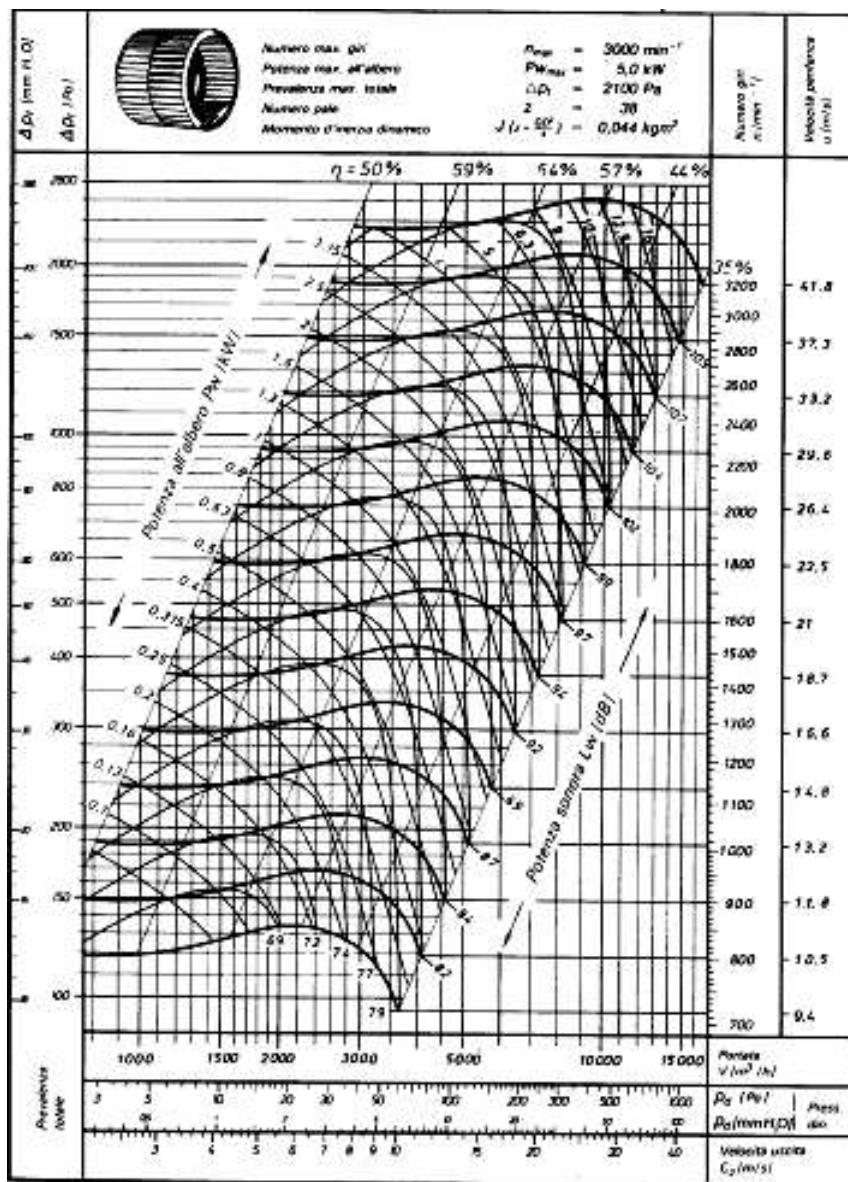


Figura 37: Curve caratteristiche di un ventilatore a pale in avanti

Presentano un buon rendimento ed una buona capacità di adattamento ai carichi grazie all'orientabilità delle pale.

Per contro la loro curva caratteristica presenta una pendenza notevole. La loro convenienza si ha nei modelli che consentono la variazione del passo con giranti in moto. Hanno un costo elevato e pertanto non sono convenienti per unità di trattamento aria di tipo standard.

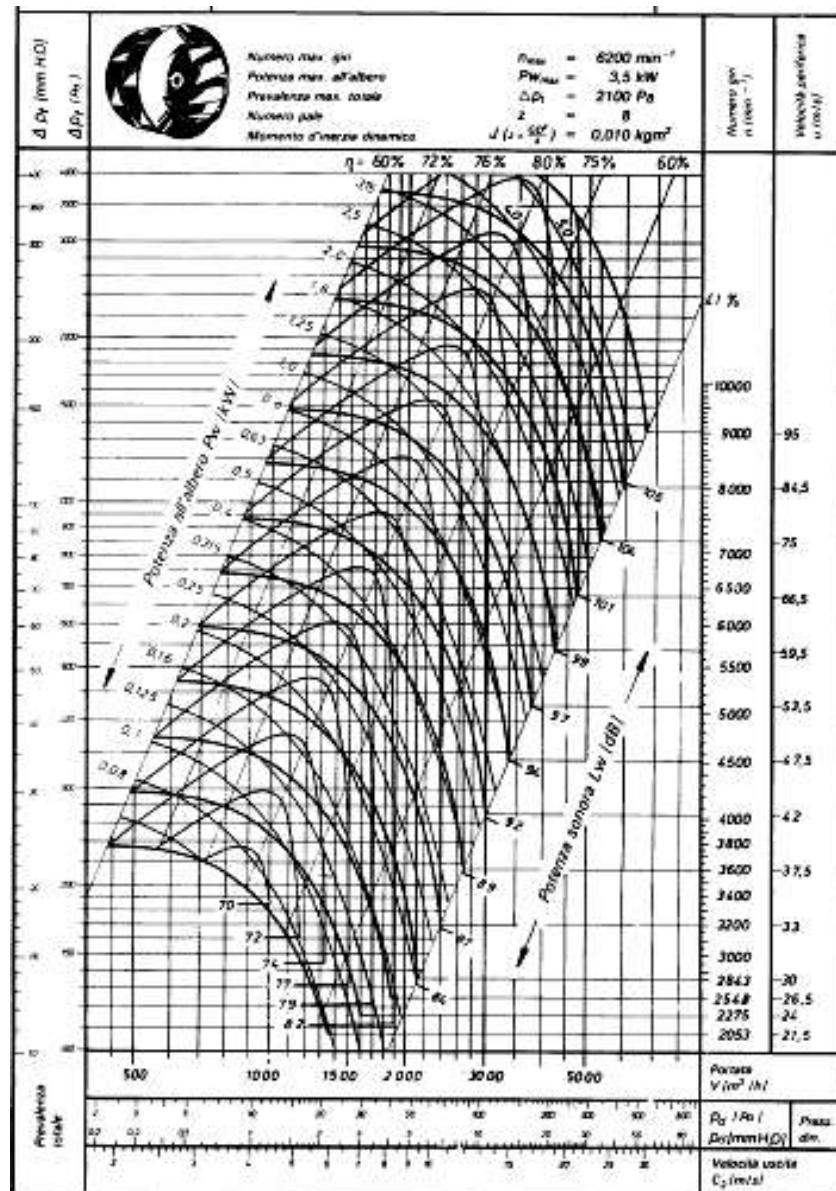


Figura 38: Curve caratteristiche di un ventilatore a pale rovesce

1.7.3 COLLEGAMENTI DI POMPE IN PARALLELO E IN SERIE

Spesso occorre collegare fra loro due o più pompe per modificare in modo opportuno le caratteristiche complessive. Se colleghiamo in parallelo due pompe della stessa famiglia si ottiene un gruppo che, operando a pari Δp perché in parallelo, consentono di avere portate doppie, come indicato in Figura 40. Se si collegano due pompe in serie (stessa portata di fluido) le curve caratteristiche si modificano come indicato in Figura 41: a pari portata si ha un raddoppio della differenza di pressione Δp generata. Pertanto il collegamento in serie o in parallelo può fornire curve caratteristiche complessive che meglio si adattano alle esigenze impiantistiche nei casi in cui non siano disponibili a listino circolatori che rispondono direttamente a queste esigenze perché si hanno portate volumetriche troppo grandi o differenze di pressioni troppo elevate.

Quanto detto per le pompe di circolazione si può applicare anche al collegamento in serie e in parallelo delle soffianti. Naturalmente sono da considerare con attenzione le problematiche sui collegamenti delle soffianti.

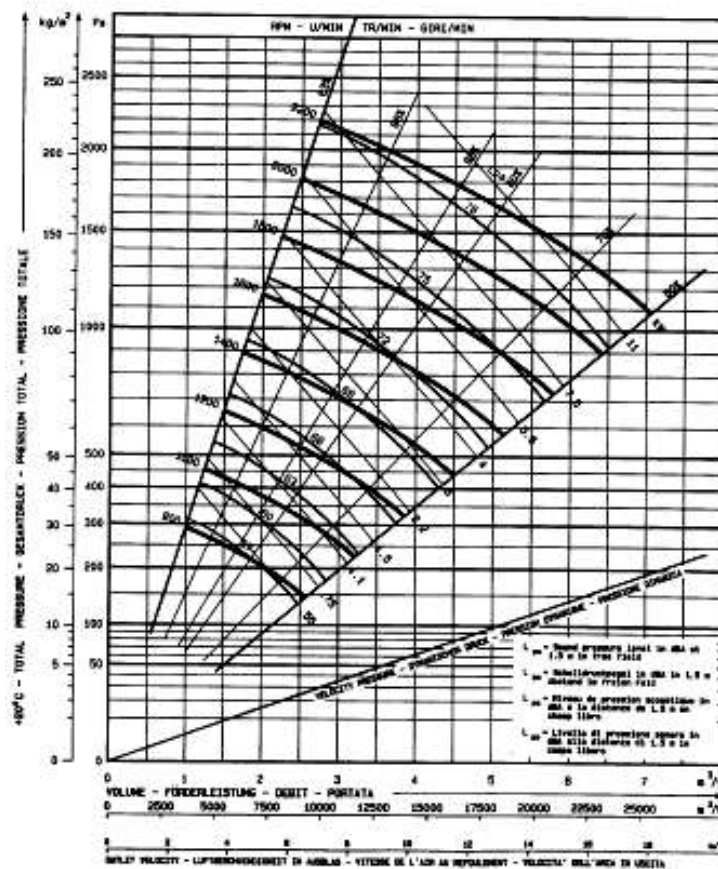


Figura 39: Curve caratteristiche di un ventilatore a pale rovesce a profilo alare

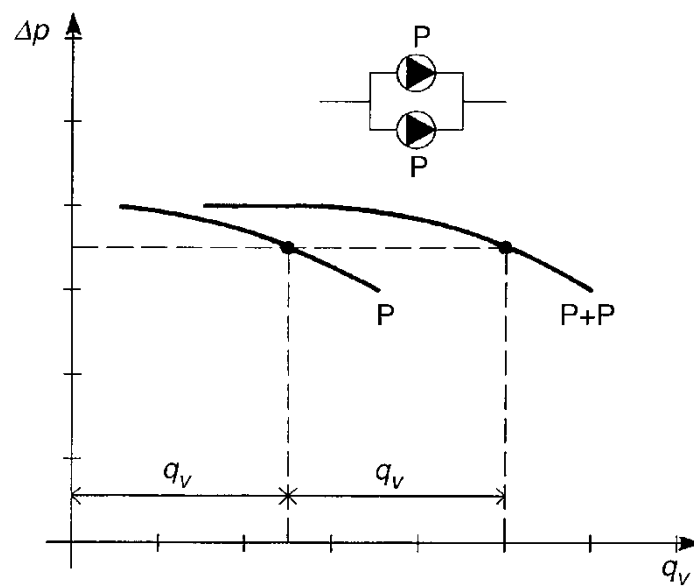


Figura 40: Collegamento di pompe in parallelo

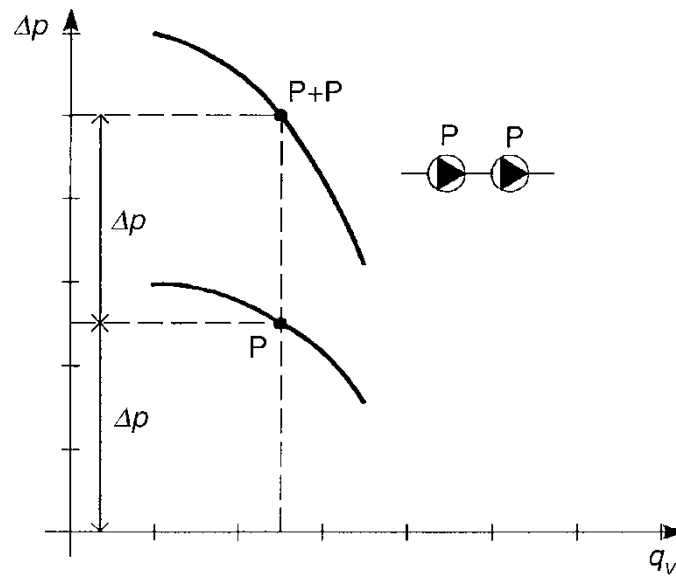


Figura 41: Collegamento di pompe in serie

2. LE RETI TECNOLOGICHE*

2.1 PREMESSA

Definiamo *tronco* il condotto compreso fra due nodi. Esso è l'elemento base delle reti.

Chiamiamo *circuito* l'insieme di tronchi che partono dall'organo motore (pompa o soffiante) collegano un terminale (radiator, fan coil, scambiatore di calore, bocchetta o diffusore, ...) e ritornano all'organo motore. Pertanto si hanno tanti circuiti quanti sono i terminali nella rete.

2.2 CIRCUITI APERTI

Per i circuiti aperti (cioè che non partono e arrivano allo stesso punto) il fluido è spostato da punto ad un altro del circuito, come rappresentato in Figura 42: esso si porta dalla sezione 1 alla sezione 2 che può anche essere a quota diversa. Per questi circuiti vale l'equazione di Bernoulli:

$$p_1 - p_2 = \rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g\rho(z_2 - z_1) + \Delta p_r$$

e quindi sono presenti tutte le componenti della caduta di pressione:

- la caduta di pressione cinetica $\rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$;
- la caduta di pressione gravimetrica $g\rho(z_2 - z_1)$;
- la perdita di pressione totale per attrito Δp_r .

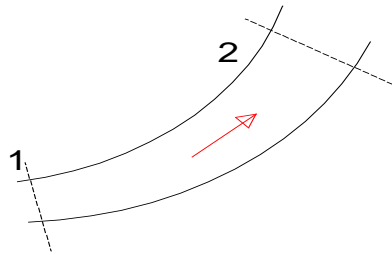


Figura 42: Circuito aperto

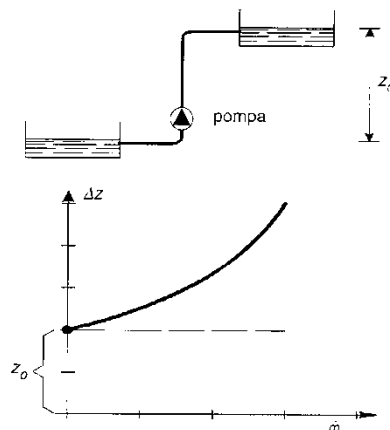


Figura 43: Circuiti aperti fra ambienti a diversa quota

2.3 CIRCUITI CHIUSI

I circuiti chiusi partono e arrivano allo stesso punto. Nel caso delle reti tecnologiche a liquido solitamente il punto di partenza e di arrivo è la pompa di circolazione.

Per le reti aerauliche si considerano chiusi i circuiti che partono dalla soffiante e si chiudono negli ambienti a pressione atmosferica, trascurando le deboli variazioni della pressione con l'altezza nel caso di reti su più piani.

Ciò che differenzia le reti aperte da quelle chiuse è che tutti i circuiti idronici sono in parallelo alla stessa pompa di circolazione e pertanto debbono tutti avere la stessa caduta di pressione pari alla prevalenza della pompa.

I circuiti aeraulici sono considerati ancora una volta in parallelo fra la soffiante e l'ambiente. In pratica hanno tutti la stessa pressione iniziale (quella di uscita dalla soffiante) e la stessa pressione finale (quella atmosferica) e pertanto la caduta totale di pressione (concentrata e distribuita) deve essere per tutti i circuiti aeraulici la stessa e pari alla prevalenza della pompa.

Si possono avere due tipologie di circuiti chiusi.

Reti a ritorno diretto

Reti semplici, con mandata e ritorno separati (dette a ritorno diretto, come in Figura 44). Sono le reti più semplici ed economiche da realizzare. Richiedono, però, una maggiore attenzione progettuale in quanto per loro natura squilibrate (a causa della diversa lunghezza dei circuiti) e quindi bisognose di equilibratura (concetto che sarà sviluppato nel prosieguo).

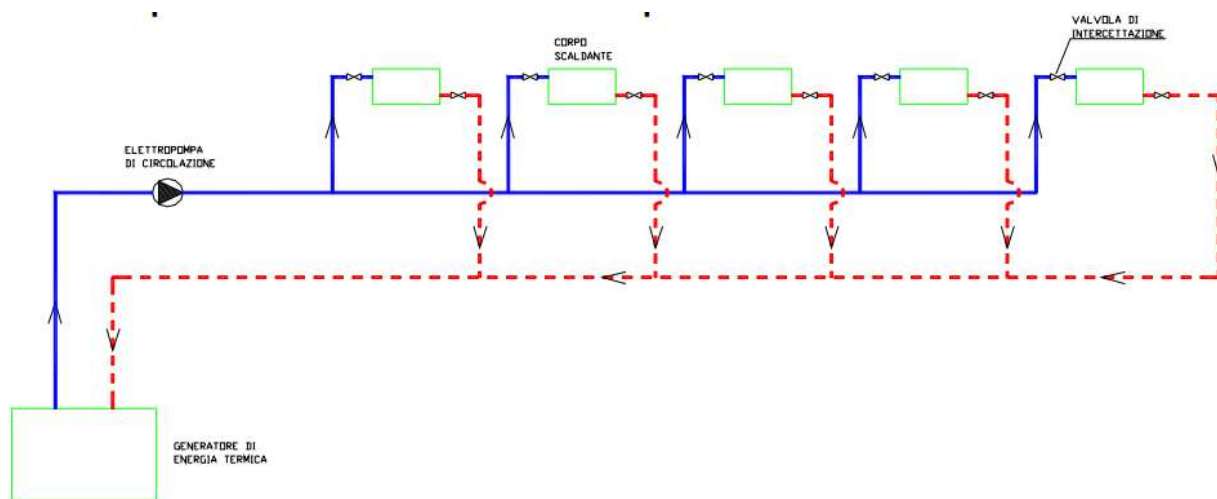


Figura 44: Esempio di reti a ritorno diretto per estate e inverno

Reti a ritorno inverso

Reti a *ritorno inverso* (dette anche ad anello di *Tickelmann*), vedi Figura 45, nelle quali il ritorno dai terminali avviene attraverso una tubazione inversa, parallela a quella di mandata, che rende quasi eguali le lunghezze totali dei vari circuiti.

In pratica l'anello inverso (detto anche a *tre tubi*) bilancia automaticamente le reti di distribuzione equalizzando le *perdite distribuite*.

Le perdite concentrate possono essere diverse per i diversi circuiti e questo può squilibrare la rete. Questo tipo di collegamento va bene quando le perdite localizzate sono praticamente le stesse per ciascun corpo scaldante (o componente, in generale) e pertanto si può correggere il contributo delle perdite distribuite rendendo il più possibile eguali le lunghezze dei circuiti.

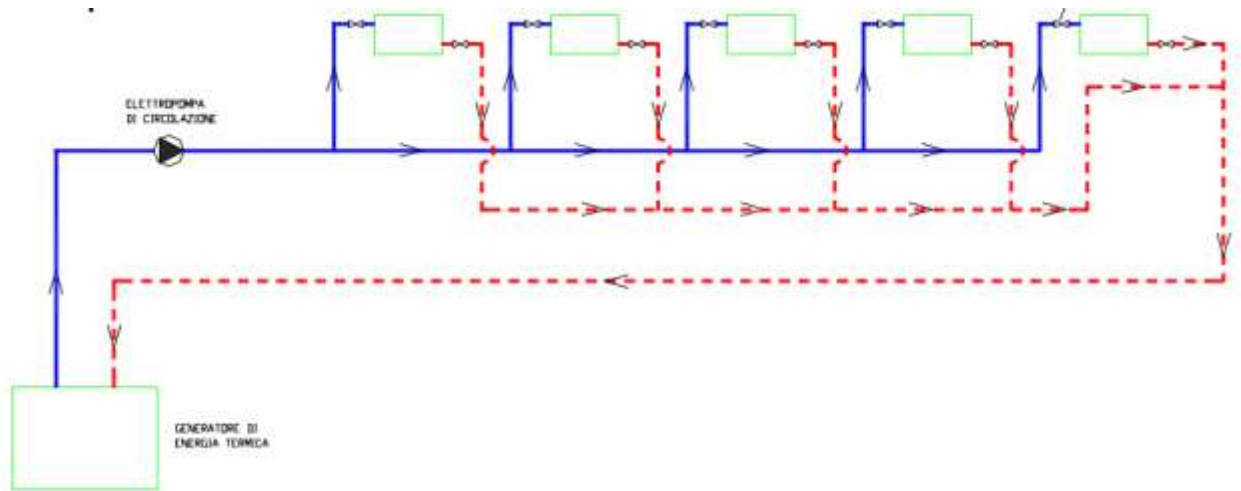


Figura 45: Reti a ritorno inverso (Anello di Tickelmann)

Reti a collettori complanari

Questa tipologia di reti utilizza come organi di distribuzione i *collettori complanari* (dei quali si parlerà nel prosieguo) per alimentare i corpi scaldanti, vedi Figura 46.

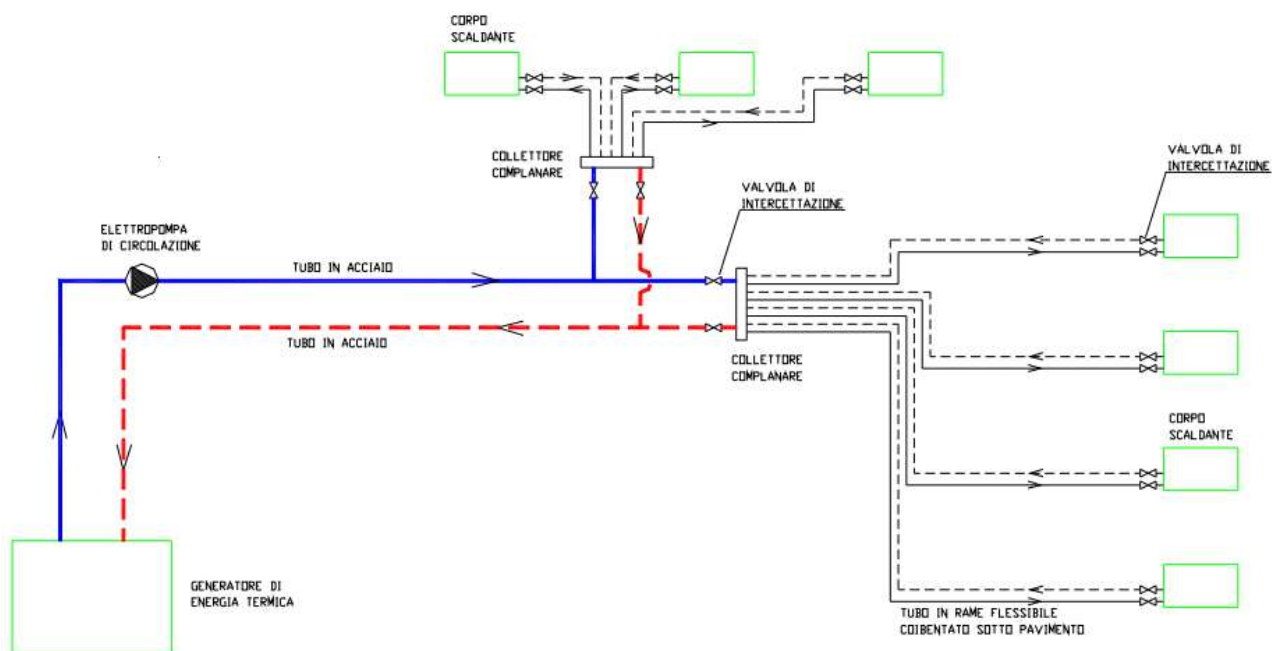


Figura 46: Reti a collettori complanari

Un collettore complanare è un tratto di condotto di sezione grande rispetto a quella dei tubi che da esso si dipartono (*collettore di mandata*) o arrivano (*collettore di ritorno*). In genere basta che il diametro del collettore sia almeno doppio del maggiore dei diametri dei tubi collegati. Infatti ricordando la relazione di Darcy si ha:

$$\Delta p_d = k \frac{m^2}{d^5}$$

E pertanto fra due condotti aventi diametro uno doppio dell'altro $d_2 = 2 d_1$ si ha, a pari portata, un rapporto della caduta di pressione pari a:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{d_2^5}{d_1^5} = \frac{(2d_1)^5}{d_1^5} = 2^5 = 32$$

cioè $\Delta p_2 = 1/32 \Delta p_1$. In pratica il tratto di grossa tubazione si comporta come un nodo ideale da cui dipartono o arrivano le tubazioni. Se si tiene conto anche delle portate questo rapporto si riduce ma è sufficiente che si abbia 1/10 (cioè un ordine di grandezza in meno) per avere un buon funzionamento.

Questo tipo di circuiti è molto utilizzato negli impianti di riscaldamento per alimentare le reti interne dei singoli appartamenti. I collettori complanari posso avere fino a 9 tubi collegati e pertanto un collettore complanare può servire un intero appartamento.

2.4 CADUTA DI PRESSIONE SPECIFICA

Per il dimensionamento del condotto occorre utilizzare la [15] con la quale è possibile risolvere rispetto ad una incognita. Naturalmente per questo condotto vale l'equazione di continuità $\dot{m} = \rho w S$.

I parametri in gioco sono:

- La portata di massa del fluido, \dot{m} , [kg/s];
- La sezione di passaggio, S [m²], ovvero anche il diametro, d [m], essendo $S = 0.25 \pi d^2$;
- La caduta di pressione, $p_1 - p_2$, [Pa];
- La velocità, w , del fluido [m/s].

Si suppongono note le quote, z_1 e z_2 , delle due sezioni 1 e 2. In base alla [15] occorre conoscere le perdite per attrito (distribuito più localizzato) che a loro volta dipendono dal diametro (vedi [24] e [40]), ancora incognito, del condotto.

Avendo due equazioni (la [15] e la [44]) si possono risolvere solo due incognite e pertanto le altre grandezze presente nelle due relazioni debbono essere note *a priori* o anche *imposte* mediante opportuni criteri progettuali. Di solito, se è nota la portata di massa, si fissa la velocità massima che il fluido può avere nel condotto. Ciò per diverse ragioni fra le quali si ricorda la necessità di ridurre il lavoro di pompaggio (che dipende dal quadrato della velocità del fluido) e il *rumore* prodotto dal passaggio. I valori massimi consigliati sono di 1 m/s nel caso di condotti inseriti in ambienti sensibili nei quali non si desidera immettere rumorosità generata dal fluido, di 2÷4 m/s nel caso di condotte principali lontane da luoghi sensibili.

Naturalmente fissare la velocità massima non significa avere esattamente questa velocità per il fluido: del resto l'equazione di continuità risolve completamente il problema del dimensionamento poiché si ha:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot w_{\max} \cdot \pi}} \quad [61]$$

In realtà così facendo dalla [15] si può trovare p_2 se si conosce p_1 . Se invece la caduta di pressione Δp è imposta allora la [15] consente di calcolare, unitamente all'equazione di continuità, il diametro e la velocità congruenti con i dati imposti.

Il problema risolutivo si ha nella [15] poiché le perdite di pressione per attrito, Δp_a , dipendono esse stesse dal diametro del condotto e quindi non essendo esplicitabili direttamente rappresentano esse stesse un'altra incognita del problema o quanto meno si ha un'equazione implicita che richiede più iterazioni di calcolo.

Per facilitare il calcolo si suole scrivere la [15] in una forma più comoda per gli sviluppi futuri. Infatti si ha:

$$\psi = \frac{\Delta p}{l} = \xi \frac{w^2}{2d} \rho = H \frac{w^2}{d} \quad [62]$$

ove ψ è detta *perdita specifica di pressione* ([Pa/m] nel SI e [mm.ca/m] nel ST). Per la [44] si ha anche:

$$\psi = \frac{\Delta p}{l} = \xi \frac{w^2}{2d} \rho = \xi k \frac{\dot{m}^2}{d^5} = N \frac{\dot{m}^2}{d^5} \quad [63]$$

ed N indica un fattore ingloba i valori costanti della [63]. Se si prendono i logaritmi di ambo i membri della [63] e della [62] si hanno le equazioni:

$$\begin{aligned} \log \psi &= 2 \log w - \log d + \log H \\ \log \psi &= 2 \log \dot{m} - 5 \log d + \log N \end{aligned} \quad [64]$$

Queste due relazioni risultano comode per costruire un abaco del tipo riportato in Figura 47. Di questi abachi se ne hanno diversi a seconda del tipo di tubazioni o di fluido considerato. In Figura 48 si hanno le perdite specifiche di pressione per aria in canali circolari.

In ciascuno di questi abachi si hanno portate, perdite specifiche ψ , velocità e diametri dei condotti. Fissati due qualunque di questi parametri si possono determinare gli altri due.

Il problema del dimensionamento del circuito aperto si risolve se, scelta la velocità massima e imposta la caduta di pressione per perdite distribuite¹⁵, si calcola, nota la lunghezza geometrica reale l del ramo, la perdita specifica $\psi = \Delta p_d / l$.

Dall'abaco corrispondente al caso in esame si determina il diametro (commerciale o equivalente) corrispondente.

Poiché quasi mai il punto di selezione nell'abaco corrisponde ad un diametro commerciale allora occorre scegliere o il diametro inferiore o quello superiore.

Nel primo caso si avranno velocità e perdite specifiche maggiori di quella inizialmente imposta e nel secondo caso si ha l'opposto.

Fissato il diametro commerciale desiderato si può adesso calcolare la caduta di pressione per le resistenze concentrate e verificare che sia:

$$\Delta p = \Delta p_d + \Delta p_c \quad [65]$$

Qualora questa condizione non sia rispettata occorre ripetere il calcolo con nuovi valori di tentativo per Δp_c fino a quando la [65] è verificata.

Spesso i circuiti aperti collegano ambienti a quote diverse, come riportato in Figura 43, allora si può riportare in diagramma (vedi grafico in basso di Figura 43) in funzione della portata sia la caduta di pressione (espressa in *metri* come nell'equazione [19]) che la variazione di quota.

Poiché le perdite di pressione sono proporzionali (vedi [24]) al quadrato della portata ($\Delta p = k \frac{\dot{m}^2}{d^5}$) ne segue che tale curva è una parabola che parte dalla quota gravimetrica z_0 iniziale (vedi ancora Figura 43).

¹⁵ Poiché sussiste il problema implicito delle *perdite localizzate funzioni del diametro*, si può in una prima fase assegnare un'aliquota della caduta di pressione alle perdite distribuite che sappiamo dipendono dalla lunghezza reale del circuito. Ad esempio si può, inizialmente, assegnare il 40% della Δp alle sole perdite distribuite e quindi la ψ diviene immediatamente nota.

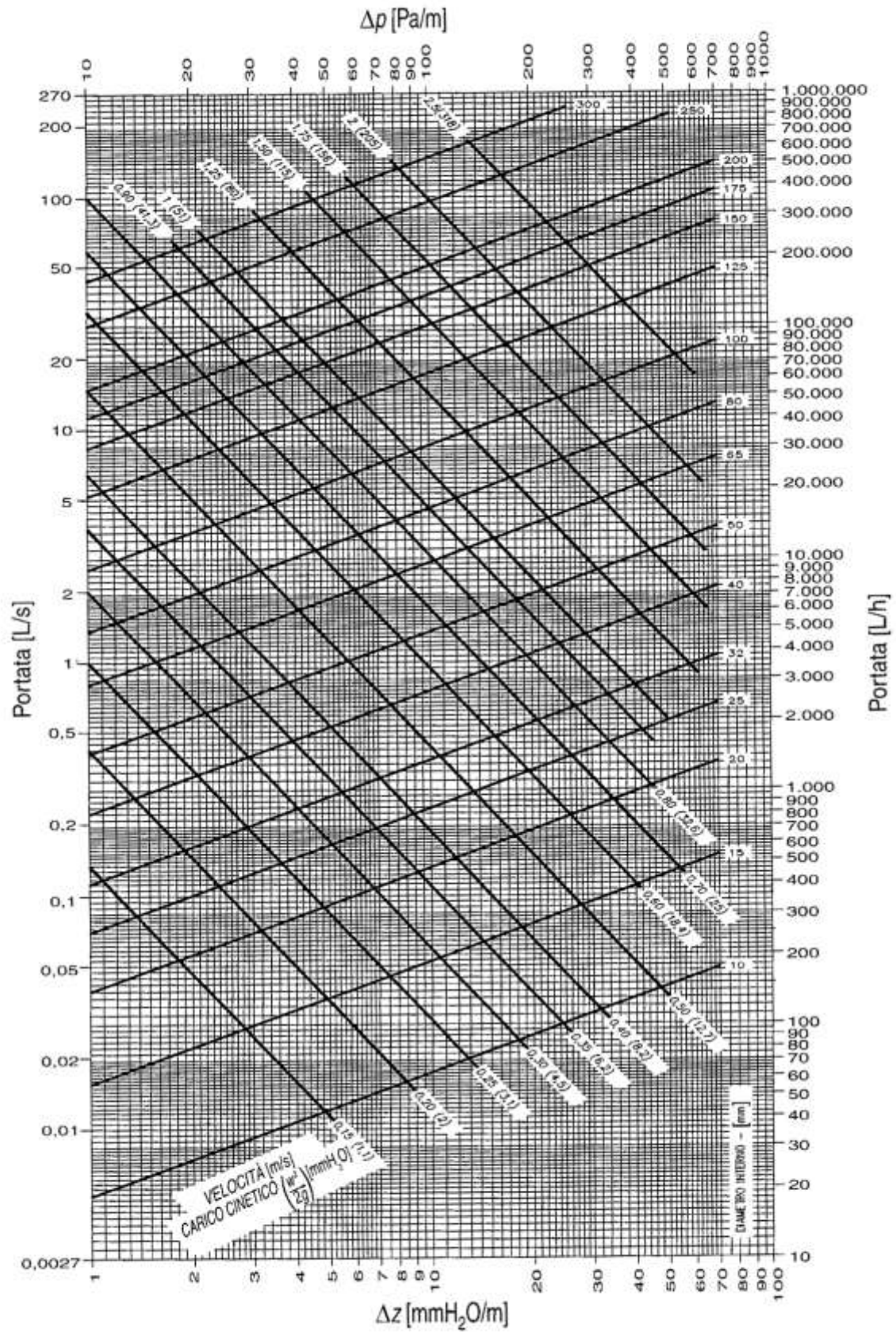


Figura 47: Perdite specifiche in tubi in acciaio con acqua a 80 °C

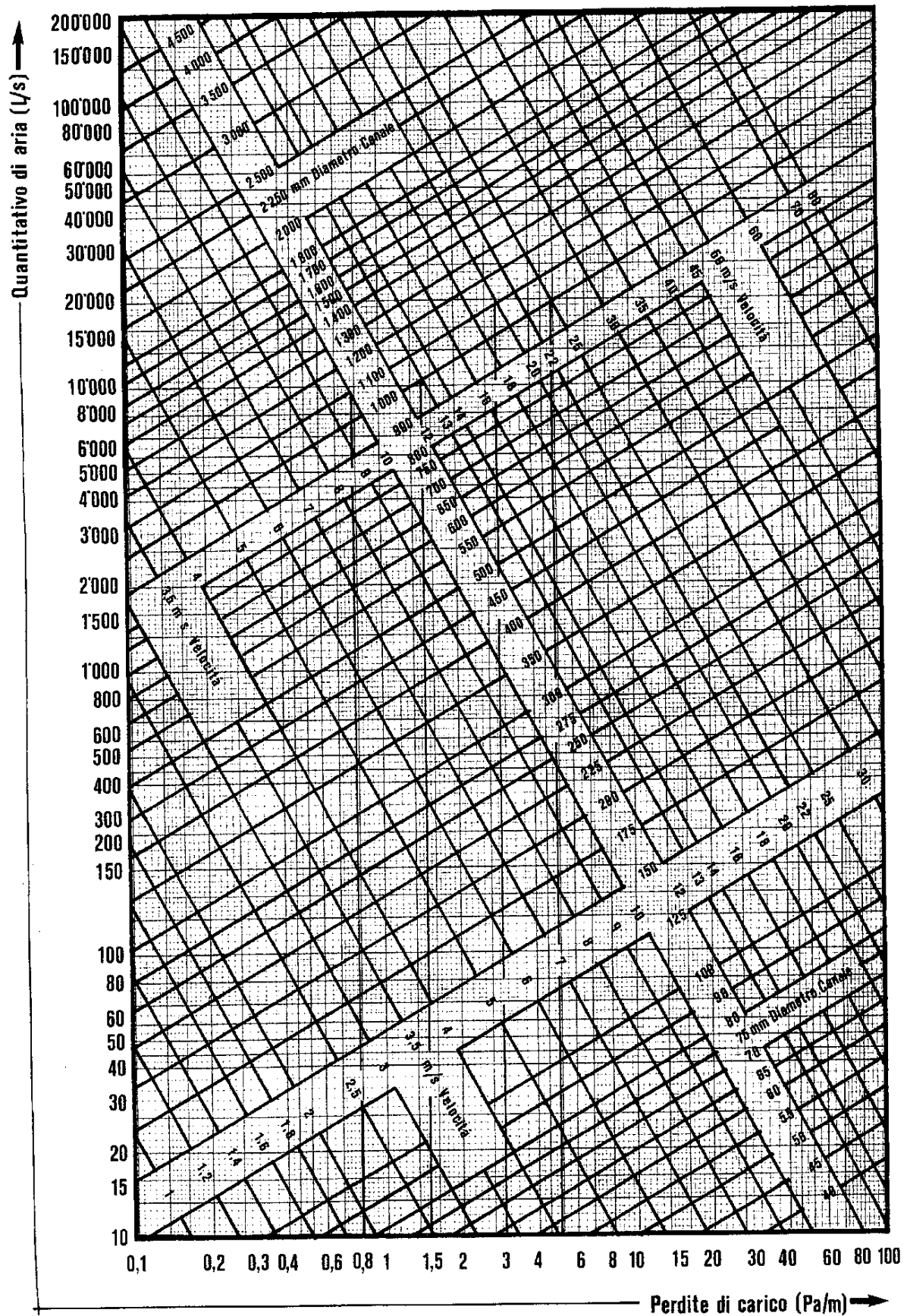


Figura 48: Perdite di pressione in canali d'aria

2.4.1 CRITERI DI DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CHIUSI

Un circuito si dice chiuso, come già detto, quando i punti iniziali e finali coincidono, come rappresentato in Figura 49. In essa con P si indica la pompa e V la valvola di intercettazione.

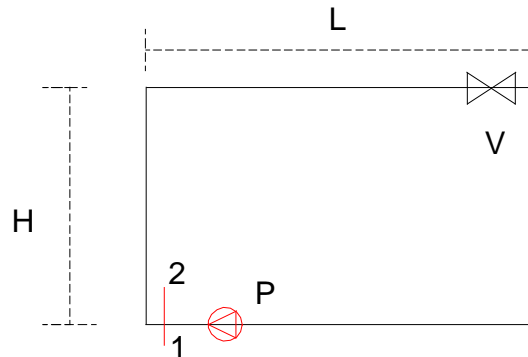


Figura 49: Circuito chiuso

L'equazione di Bernoulli [15] porta ad avere (essendo 1 e 2 coincidenti):

$$l_m + l_r = 0 \quad [66]$$

e quindi il *lavoro motore* (effettuato dalla pompa) deve bilanciare il *lavoro resistente* (generato dagli attriti e dalle perdite localizzate). Le variazioni di quote e di velocità all'interno del circuito non influenzano questo bilancio. Per la valutazione del *lavoro resistivo* occorre utilizzare le relazioni di *Weissbach* e *Darcy*.

Vale ancora quanto detto a proposito dei circuiti aperti e sulle problematiche che si hanno nel dimensionamento dei circuiti.

Anche in questo caso occorre rispettare diversi vincoli quali, la velocità massima, il lavoro fatto dalla pompa e, negli impianti termici, i bilanci energetici¹⁶ relativi agli impianti,

¹⁶ Negli impianti termici per il riscaldamento per l'edilizia si hanno tre distinte fasi da realizzare: generare il calore necessario a riscaldare gli ambienti, trasportarlo in modo che ogni ambiente abbia la quantità necessaria e infine cederlo agli ambienti. Ogni fase, apparentemente distinta dalle altre, condiziona il corretto funzionamento degli impianti. E' perfettamente inutile generare più calore se non si è in grado di trasportarlo agli ambienti perché la rete di distribuzione è sottodimensionata. Così pure è inutile trasportare più energia di quanto i terminali (ad esempio i radiatori) non riescono a cedere agli ambienti. Nei circuiti idrici questi problemi non si hanno perché le reti di distribuzione debbono solamente trasportare quanto necessario per i fabbisogni nei singoli ambienti.

3. LE RETI IDRONICHE*

Spesso occorre progettare non un solo circuito ma una rete complessa composta di più circuiti chiusi, caso tipico negli impianti di riscaldamento o di raffrescamento ad acqua. In Figura 50 si ha un semplice esempio schematico¹⁷ di rete di distribuzione composta da due circuiti, ciascuno che alimenta di due radiatori.

La pompa di circolazione, *P*, è **unica** e pertanto la differenza di pressione che essa può generare è unica. Ne deriva che entrambi i circuiti debbono avere la stessa caduta di pressione, cioè il fluido partendo dalla bocca premente, 1, e ritornando nella bocca aspirante, 2, deve subire sempre la stessa caduta di pressione. I percorsi qui possibili sono ben quattro:

- Circuito 1: **1-A-B-R1-F-H-2- P**
- Circuito 1: **1-A-C-R2-F-H-2- P**
- Circuito 2: **1-A-D-R3-G-H-2- P**
- Circuito 2: **1-A-E-R4-G-H-2- P**

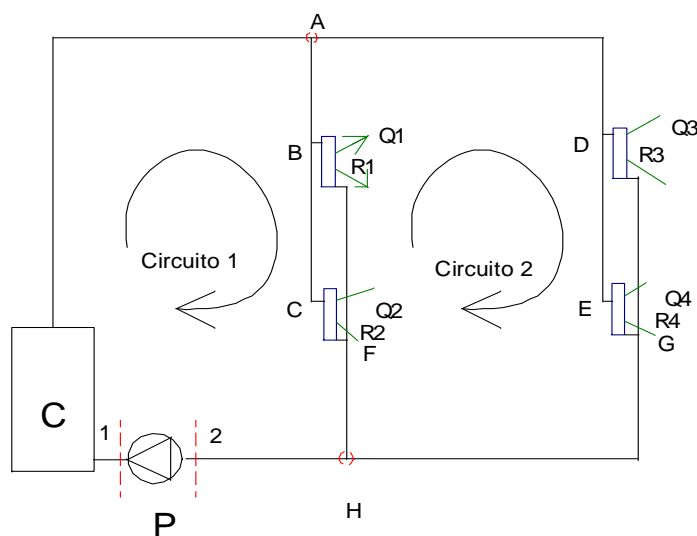


Figura 50: Rete di distribuzione

A differenza di quanto avviene per le reti idriche nelle quali la portata è imposta dai fabbisogni richiesti nei punti di utenza, le *reti tecnologiche* debbono trasportare energia mediante il fluido di lavoro. Se, seguendo l'esempio di una rete per riscaldamento domestico di Figura 50, si utilizza acqua calda, allora l'energia che essa trasporta è data dalla relazione:

$$Q = c_p \dot{m} \Delta T \quad [67]$$

ove vale il solito simbolismo e con ΔT si indica la differenza di temperatura del fluido fra la mandata e il ritorno.

¹⁷ Si tenga presente che nella figura mancano molti componenti circuitali che per semplicità non sono stati aggiunti, quali, ad esempio, il vaso di espansione, le valvole di regolazione e di intercettazione,

La [67] ci dice che se vogliamo fornire ad ogni radiatore la potenza richiesta (Q_1, Q_2, Q_3, Q_4) occorre che la portata d'acqua, per determinato ΔT che qui supponiamo costante¹⁸ per semplicità, sia quello che l'applicazione della [67] comporta.

Si deve, in definitiva, fornire a ciascun radiatore la portata necessaria:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \Delta T} \quad [68]$$

e quindi avremo le portate termodinamiche $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4$. Sei radiatori ricevono portate diverse essi non potranno fornire ali ambienti le quantità di calore richieste e quindi non si raggiungeranno le condizioni di comfort desiderate. In pratica se si dimensiona male la rete si avrà anche un impianto di riscaldamento non funzionante secondo le specifiche di progetto.

Calcolate le portate necessarie nei *rami* finali (cioè quelli che alimentano i radiatori) si possono determinare, applicando semplicissime regole di congruenza, le portate nei singoli rami dei due circuiti: ad esempio per il caso esaminato si hanno le portate riportate nella seguente Tabella 10.

RAMO	PORTATA
1-A	$m''_1 + m''_2 + m''_3 + m''_4$
A-D	$m''_3 + m''_4$
D-R3	m''_3
R3-G	m''_3
G-H	$m''_3 + m''_4$
H-2	$m''_1 + m''_2 + m''_3 + m''_4$
2-P	$m''_1 + m''_2 + m''_3 + m''_4$
D-E	m''_4
E-R4	m''_4
R4-G	m''_4
A-B	$m''_1 + m''_2$
B-R1	m''_1
R1-F	m''_1
F-H	$m''_1 + m''_2$
B-C	m''_2
C-R2	m''_2
R2-F	m''_2

Tabella 10: Calcolo delle portate nei singoli rami

Adesso il problema del progetto della rete è quello di determinare i diametri dei singoli condotti in modo che si abbiano le portate desiderate nei singoli rami. Si hanno due criteri principali che possono essere adottati e che qui brevemente si illustrano.

Nel caso precedente si suppone di avere come terminali i radiatori e di potere determinare, di conseguenza, la portata di acqua nota la potenza da fornire all'ambiente e il salto di temperatura. In alcuni casi la portata necessari ai terminali è imposta dal Costruttore, come ad esempio avviene con i fan coil. In questi casi occorre allora partire dalle portate dei singoli terminali per determinare le portate dei rami principali con un procedimento analogo a quello sopra esposto.

¹⁸Nella realtà occorre tenere conto del raffreddamento per dispersioni termiche del fluido nel passaggio dalla caldaia al radiatore considerato. Se le tubazioni sono ben coibentate allora in una prima fase di calcolo si può trascurare questo disperdimento e considerare che la temperatura di ingresso in ogni radiatore sia costante e pari a quella di uscita dalla caldaia. La Legge 10/91 e il DPR 412/93 impongono le modalità di isolamento e tengono conto dei disperdimenti mediante un *rendimento di distribuzione* (si rimanda allo studio della L. 10/91 per l'approfondimento di questo argomento).

3.1 METODO DEL RAMO PRINCIPALE

Il criterio qui seguito per il dimensionamento della rete è noto come **metodo del ramo principale** e consiste nel ritenere ogni *circuito indipendente* dagli altri, salvo le congruenze di portate e pressioni, e di calcolare i circuiti partendo da quello più **sfavorito**. Il circuito più sfavorito è di solito quello di maggiore sviluppo in lunghezza ma questa regola non è sempre verificata poiché si possono avere circuiti di minore lunghezza ma con resistenze localizzate di maggior peso.

Più correttamente si può dire che *il circuito più sfavorito è quello che ha la maggiore lunghezza equivalente*.

Sfortunatamente la lunghezza equivalente non è calcolabile a priori poiché non sono noti i diametri¹⁹ dei condotti e quindi il criterio guida per la scelta rimane quello della maggiore lunghezza geometrica, salvo poi a verificare l'ipotesi fatta calcolando le lunghezze equivalenti. Il *circuito più sfavorito* viene dimensionato con uno dei criteri che si illustreranno nel prosieguo (a velocità costante o a perdita specifica di pressione costante). Dopo il dimensionamento di questo circuito molti rami della rete sono già dimensionati e sono note le pressioni in corrispondenza dei nodi comuni al circuito più sfavorito e pertanto si possono dimensionare gli altri circuiti (in genere la parte restante dei rami non comuni dei vari circuiti) con gli stessi criteri di progettazione.

3.2 METODO A VELOCITÀ COSTANTE

In questo caso si fissa la velocità massima che si desidera avere in ogni ramo, così come indicato nel §2.1, e allora si può utilizzare l'abaco delle perdite specifiche di Figura 47: la portata è nota e pertanto imponendo la velocità si determina il punto interno all'abaco cui corrisponde un diametro (non è detto che sia quello commerciale!) e la perdita specifica di pressione corrispondente. In Figura 51 si ha un esempio di applicazione del metodo esposto: si può osservare come, scegliendo un diametro commerciale minore di quello teorico si ha una perdita specifica maggiore e viceversa con la scelta del diametro commerciale maggiore.

Anche la velocità nel condotto varia con la scelta del diametro commerciale in modo concorde alla perdita specifica. Di solito è opportuno scegliere i diametri maggiori per i tratti di circuito che portano maggiori portate (ad esempio nei rami 1A, A-D, G-H, H-2) mentre è conveniente scegliere i diametri minori nei rami terminali (*compatibilmente con le esigenze di rumorosità ambientale*).

Ripetendo lo stesso procedimento per tutti i rami dei due circuiti si ottiene una nuova tabella contenente i diametri selezionati, le velocità e le perdite specifiche effettive. Adesso è possibile valutare le perdite localizzate di ciascun ramo (curve, gomiti, derivazioni, valvole, radiatori, caldaie, ...) secondo quanto indicato nella Figura 26. Alla fine siamo in grado di conoscere le perdite totali (distribuite più localizzate) di ciascun ramo:

$$\Delta p_{\text{ramo}} = \psi L + \sum_{\text{ramo}} \Delta p_{\text{distr.}} = \psi \left(L + \sum_{i \text{ del ramo}} l_i \right) \quad [69]$$

Sommando le perdite totali di ogni ramo di ciascun percorso dei due circuiti si ottengono le perdite di pressione calcolate secondo lo schema seguente:

- Circuito 1: **1-A-B-R1-F-H-2- P** $\Delta p_1 = \sum_{\text{circuito-1-percorso-1}} \Delta p_{ti}$
- Circuito 1: **1-A-C-R2-F-H-2- P** $\Delta p_2 = \sum_{\text{circuito-1-percorso-2}} \Delta p_{ti}$
- Circuito 2: **1-A-D-R3-G-H-2- P** $\Delta p_3 = \sum_{\text{circuito-2-percorso-1}} \Delta p_{ti}$

¹⁹ Si ricordi che il fattore di Darcy per le perdite concentrate o la loro lunghezza equivalente non è determinabile se non si conosce il diametro del condotto. Per questo motivo in una prima fase si procede a considerare solamente le perdite distribuite per la determinazione dei diametri e poi, noti i diametri, si procede a valutare le perdite concentrate.

$$\cdot \quad \text{Circuito 2: } \mathbf{1-A-E-R4-G-H-2-P} \quad \Delta p_4 = \sum_{\text{circuito-2-percorso-2}} \Delta p_{ii}$$

Ben difficilmente si ottengono Δp eguali (come richiesto dall'unicità della pompa).

Di solito i circuiti più corti hanno perdite distribuite minori per la [69] e quindi (assumendo che ogni ramo terminale serva un radiatore e quindi il numero e tipologie di resistenze localizzate sia sostanzialmente equivalente) le perdite di pressione totali dei percorsi più brevi sono inevitabilmente minori di quelle relative ai circuiti di maggior lunghezza.

Il risultato di questa incongruenza è facilmente prevedibile: si tratta, come si può osservare nella Figura 50, di circuiti in parallelo ai capi della pompa (che è quella che crea la differenza di pressione positiva) e quindi se Δp è unica il circuito che offre minore resistenza totale avrà una portata maggiore degli altri circuiti (in generale si hanno più circuiti) secondo quanto visto nel §1.6.2. Di conseguenza la distribuzione delle portate non è più quella di progetto indicata nella Tabella 10 ma una nuova (e soprattutto diversa) che comporta uno squilibrio nel funzionamento dei radiatori (per quanto detto in precedenza).

Nasce quindi la necessità di **equilibrare la rete di distribuzione** cioè di fare in modo che le cadute totali di pressione in tutti i percorsi dei vari circuiti siano eguali e pari a quelle di progetto. Per fare ciò si utilizzano opportune valvole dette *di taratura* che provocano perdite di pressione localizzate note in funzione di una ghiera tarata (vedi §3.6).

Pertanto è bene inserire (*anche in fase di progetto*) questo tipo di valvole nei vari rami dei circuiti in modo da potere poi effettuare correttamente l'equilibratura della rete.

Si badi bene che non è necessario misurare le portate per effettuare l'equilibratura della rete. Se si fa in modo che negli ambienti si abbia la temperatura desiderata (*di progetto*) allora vuol dire che i radiatori stanno fornendo il calore necessario per soddisfare il carico termico e quindi, poiché deve essere $Q = \dot{m} c_p \Delta t$, che la portata di acqua calda ricevuta è quella giusta. Dall'abaco corrispondente al caso in esame si determina il diametro (*commerciale o equivalente*) corrispondente. Poiché quasi mai il punto di selezione nell'abaco corrisponde ad un diametro commerciale allora occorre scegliere o il diametro inferiore o quello superiore. Nel primo caso si avranno velocità e perdite specifiche maggiori di quella inizialmente imposta e nel secondo caso si ha l'opposto. Fissato il diametro commerciale desiderato si può adesso calcolare la caduta di pressione per le resistenze concentrate e verificare che sia:

$$\Delta p = \Delta p_d + \Delta p_c \quad [70]$$

In genere è meglio scegliere prima il circolatore e poi fare in modo che la rete sia soddisfatta dal Δp generato, come vedremo con il metodo *a perdita specifica costante*.

3.3 METODO A PERDITA SPECIFICA DI PRESSIONE COSTANTE

Questo metodo è certamente più equilibrato del precedente anche se leggermente più laborioso. Se scegliamo prima il circolatore, in base all'esperienza di progettazione e alla tipologia di impianto, allora si deve ottenere l'eguaglianza:

$$\Delta p = \Delta p_d + \Delta p_c \quad [71]$$

In questa equazione non è possibile conoscere le perdite concentrate Δp_c perché esse dipendono dal diametro delle tubazioni (vedi §1.5.2) mentre le perdite distribuite, Δp_d , possono essere calcolate mediante la relazione:

$$\Delta p_d = \sum_{i=1}^{\text{Rami Circuito}} \psi_i L_i \quad [72]$$

Si osserva immediatamente che, se conoscessimo a priori Δp_d potremmo scrivere, per ogni circuito:

$$\psi_{media} = \frac{\Delta p_d}{\sum_{i=1}^{Rami\ Circuito} L_i} \quad [73]$$

La sommatoria a denominatore è la lunghezza geometrica complessiva del circuito esaminato e quindi un dato di progetto poiché la dimensione della rete dipende dall'architettura dell'edificio che è nota *a priori*.

La perdita distribuita totale possiamo stimarla, inizialmente, supponendo che essa sia un'aliquota della perdita di pressione totale Δp , ad esempio si può supporre che sia il 30-50% della perdita totale.

Allora, essendo Δp_d noto²⁰, avendo scelto già la pompa (e quindi le sue curve caratteristiche sono note), ne segue che la [73] definisce univocamente la ψ_{media} del circuito.

L'abaco delle perdite specifiche di pressione di Figura 47 consente di calcolare, note le portate e la ψ_{media} , sia il diametro teorico che la velocità del fluido.

In realtà si ha sempre la necessità di dovere scegliere un diametro commerciale che solo poche volte coincide con quello teorico. Pertanto si procede come già detto con il precedente metodo: si sceglie il diametro maggiore nei tratti che hanno maggiore portata e il diametro minore per quelli terminali.

In Figura 52 si ha la schematizzazione esemplificativa del metodo. Si è tracciata una linea verticale corrispondente alla ψ_{media} calcolata con la [73]. Per varie portate si sono individuati i punti di intersezione con questa retta: ogni punto individua un diametro teorico e per uno di essi si sono indicate le possibili scelte di diametri maggiore e minore con l'evidenziazione delle perdite specifiche e delle velocità reali corrispondenti.

Eseguite queste operazioni per tutti i rami dei circuiti si possono calcolare le perdite concentrati reali e quindi le perdite di pressione totali sia dei rami che dei circuiti mediante le equazioni del tipo [73] e quindi si avranno i Δp_i di tutti i percorsi della rete.

Anche in questo caso, a seguito della discretizzazione dei diametri commerciali, si hanno in genere valori non coincidenti con il Δp scelto della pompa ma gli scostamenti sono di gran lunga inferiori rispetto al metodo a *velocità costante* per effetto della scelta della ψ_{media} iniziale che porta ad avere valori sensibilmente vicini a quanto indicato dalla [73].

I vantaggi del metodo sono evidenti nel momento in cui lo si applica veramente e i risultati ottenuti portano quasi sempre ad un minor lavoro di equilibratura della rete di distribuzione. La scelta iniziale della pompa, inoltre, garantisce da eventuali eccessi di potenza di pompaggio richiesta.

²⁰ Si ricordi che noto il Δp della pompa e fissata la percentuale presunta per le perdite distribuite, ad esempio il 40%, si determina univocamente Δp_d disponibile.

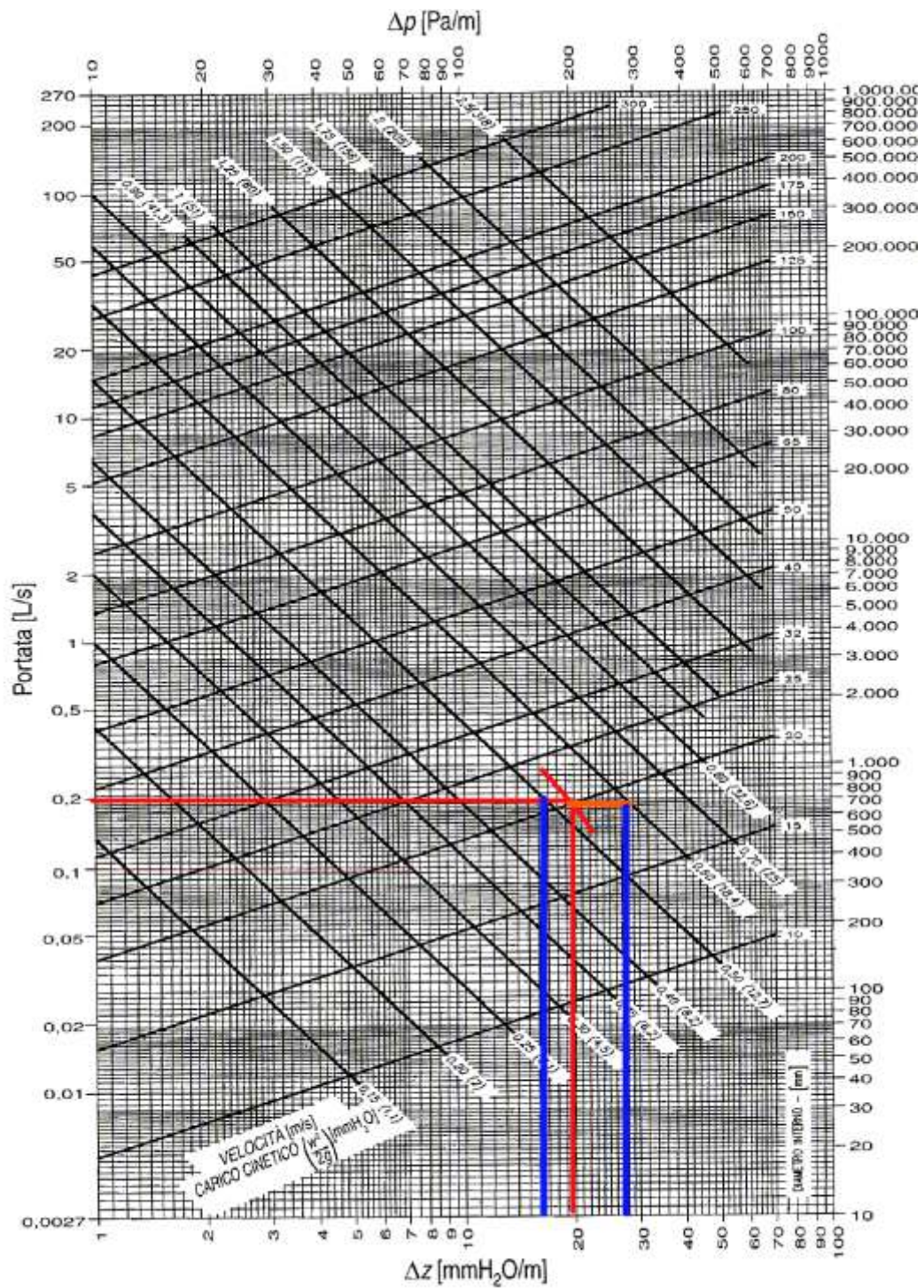


Figura 51: Esempio d'uso dell'abaco delle perdite specifiche con velocità costante imposta

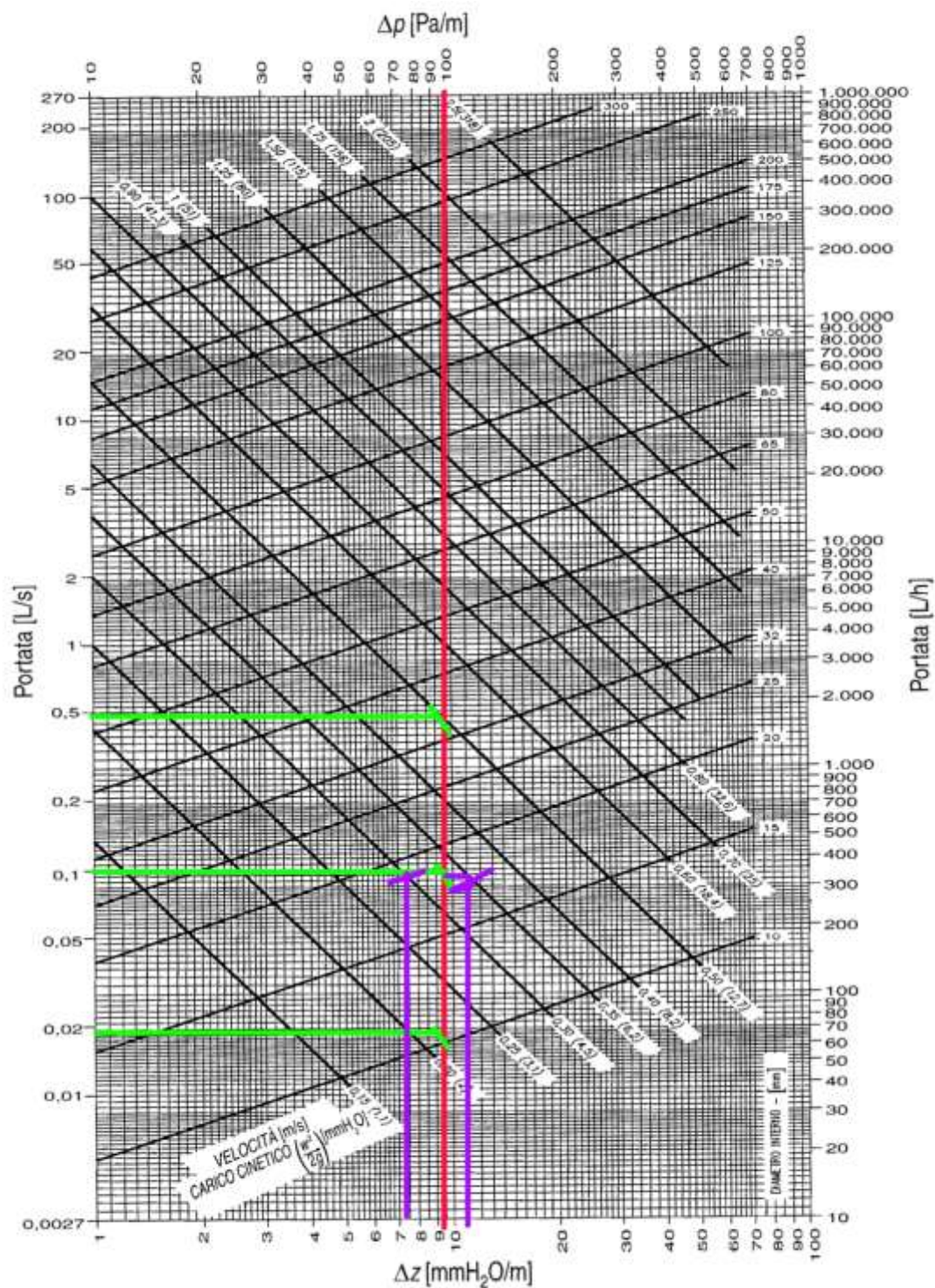


Figura 52: Esempio d'uso dell'abaco con il metodo della perdita specifica costante

3.3.1 DIMENSIONAMENTO DELLE RETI D'ACQUA PER I FAN COIL

Si è detto, nel volume 2° sul Condizionamento, che i fan coil debbono fornire una potenza (termica o frigorifera) mediante una batteria di scambio a due o tre ranghi. Si è detto anche che per garantire l'efficienza nominale delle batterie occorre fornire in ingresso una portata di acqua (calda o fredda) pari al valore nominale che ciascun Costruttore indica per i vari modelli, come illustrato in Tabella 11.

MODELLO				01	02	03
Impianto a 2 tubi						
RAFFREDDAMENTO Temp. acqua ingresso 7 °C Temp. acqua uscita 12 °C Temp. aria ambiente 27 °C db-19 °C db	Potenza frigorifera totale	W	max	2040	2250	4420
		W	med	1730	1630	4200
		W	min	1450	1710	3710
	Potenza frigorifera sensibile	W	max	1700	1660	3440
		W	med	1450	1590	3320
		W	min	1200	1450	2690
	Portata acqua	l/h	max	351	423	760
	Perdite carico lato acqua	kPa	max	16	20	66,1
RISCALDAMENTO Temp. aria 20 °C Temp. ingresso acqua 30 °C	Potenza termica	W	max	2590	2690	5640
		W	med	2220	2110	5240
		W	min	1610	1920	4510
	Portata acqua	l/h	max	351	423	760
	Perdite carico lato acqua	kPa	max	16,7	17	59,5
RISCALDAMENTO Temp. aria 20 °C Temp. ingresso acqua 70/90 °C	Potenza termica	W	max	4500	5600	9416
		W	med	3924	5249	6792
		W	min	3234	4617	7654
	Portata acqua	l/h	max	367	462	610
	Perdite carico lato acqua	kPa	max	16	16	62,6
ULTERIORI DATI	Portata aria	m ³ /h	max	440	433	660
		m ³ /h	med	334	365	746
		m ³ /h	min	266	355	565
	Livello di potenza sonora	dB(A)	max	56	54	61
		dB(A)	med	54	52	57
		dB(A)	min	49	46	50
	Livello di pressione sonora	dB(A)	max	47	45	52
		dB(A)	med	45	43	46
		dB(A)	min	40	39	41
	Potenza elettroventilatore	W	max	30	30	60
	Corrente elettroventilatore	A	max	0,13	0,13	0,26
	Contenuto d'acqua	L	-	0,56	0,64	1,6
	Peso netto	kg	-	9	9	21

- Unità standard a bocca libera: pressione statica esterna = 0 Pa
 - Livello di potenza sonora: secondo ISO 23741
 - Livello di pressione sonora: considerata 0,6 dB(A) inferiore rispetto alla potenza sonora in una stanza di 90m³ con un tempo di riverbero di 0,5 sec.

Tabella 11: Dati tecnici nominali di alcuni fan coil

Ne consegue che la rete di distribuzione dei fan coil deve essere dimensionata con riferimento alle *portate nominali* dei fan coil indicate dai costruttori e non sui carichi termici dei singoli ambienti. Sarà la regolazione a far sì che la potenza ceduta dalla batteria del fan coil sia pari a quella richiesta dall'ambiente.

Ricordando la sequenza:

$$\text{Calore_prodotto} = \text{Calore_trasportato} = \text{Calore_ceduto}$$

allora si deduce che anche il generatore deve soddisfare la sommatoria delle potenze delle batterie da alimentare. Anche in questo caso la regolazione elettronica sul generatore garantirà che il calore prodotto sia pari al calore ceduto.

3.4 COMPONENTI PRINCIPALI PER LE RETI IDRONICHE

La realizzazione di una rete di distribuzione ad acqua è ben diversa dalla progettazione teorica, come descritto nei precedenti paragrafi. Quando si costruisce una rete di distribuzione tecnologica occorre fare i conti con effetti particolari dovuti al bilanciamento non perfetto, all'accoppiamento fra circuiti, alla regolazione della rete (spesso molto vasta e complessa con migliaia di rami).

Per ottenere gli effetti teorici desiderati (cioè che ad ogni terminale arrivi la portata teorica di acqua calda o fredda alla temperatura desiderata) occorre inserire alcuni componenti fondamentali e assolutamente necessari che verranno descritti nei prossimi paragrafi.

Si tratta di componenti di reti (*fittings*) di tipo commerciale per la cui presentazione si è ampiamente e volutamente fatto ricorso a dati tecnici reperibili nei manuali tecnici pubblicati dai vari Costruttori e ai quali si rimanda per altri approfondimenti.

3.4.1 I COLLETTORI COMPLANARI

Da qualche decennio si è imposta una tecnica impiantistica per la distribuzione dell'acqua calda e fredda negli impianti sia termici che sanitari che utilizza i *collettori complanari*, vedi Figura 53. Questi sono grossi tratti di condotti di diametro grande dai quali si dipartono (o arrivano, nel caso del ritorno dell'acqua in circuiti chiusi) i condotti che alimentano i radiatori, fan coils, ..., vedi in Figura 54.

La rete di distribuzione risulta maggiormente semplificata e più razionalmente disposta rispetto ad altri tipi. Il primo vantaggio è che un collettore complanare può avere da 2 a 8 uscite e pertanto si può centralizzare la distribuzione di un appartamento, vedi Figura 57.

La rete di distribuzione principale, pertanto, si occupa di alimentare i collettori complanari (uno o più) dei singoli appartamenti e da questi, solitamente con tubazioni in rame (facilmente flessibile e quindi comodo per la posa in opera) o in plastica opportunamente irrigidita (Wirsoflex o similare), si alimentano i terminali.

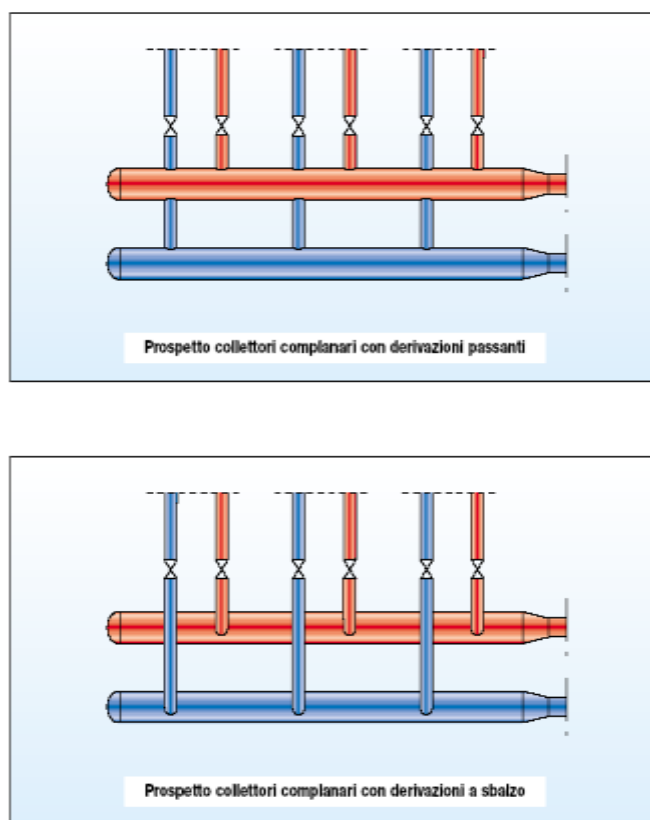


Figura 53: Tipologia di collettori complanari

Caratteristica fondamentale dei collettori complanari è di presentare una resistenza molto bassa, teoricamente nulla, rispetto a quella delle reti ad essi collegate. Ricordando l'equazione di Darcy $\Delta p = k \frac{m^2}{d^5}$ si osserva che l'inversa proporzionalità alla quinta potenza del diametro comporta una forte riduzione delle perdite di pressione al crescere di questo. In pratica per avere cadute di pressione molto basse nel collettore è sufficiente avere un diametro almeno doppio rispetto ai diametri dei tubi che in esso confluiscono.



Figura 54: Distributore a collettore complanare

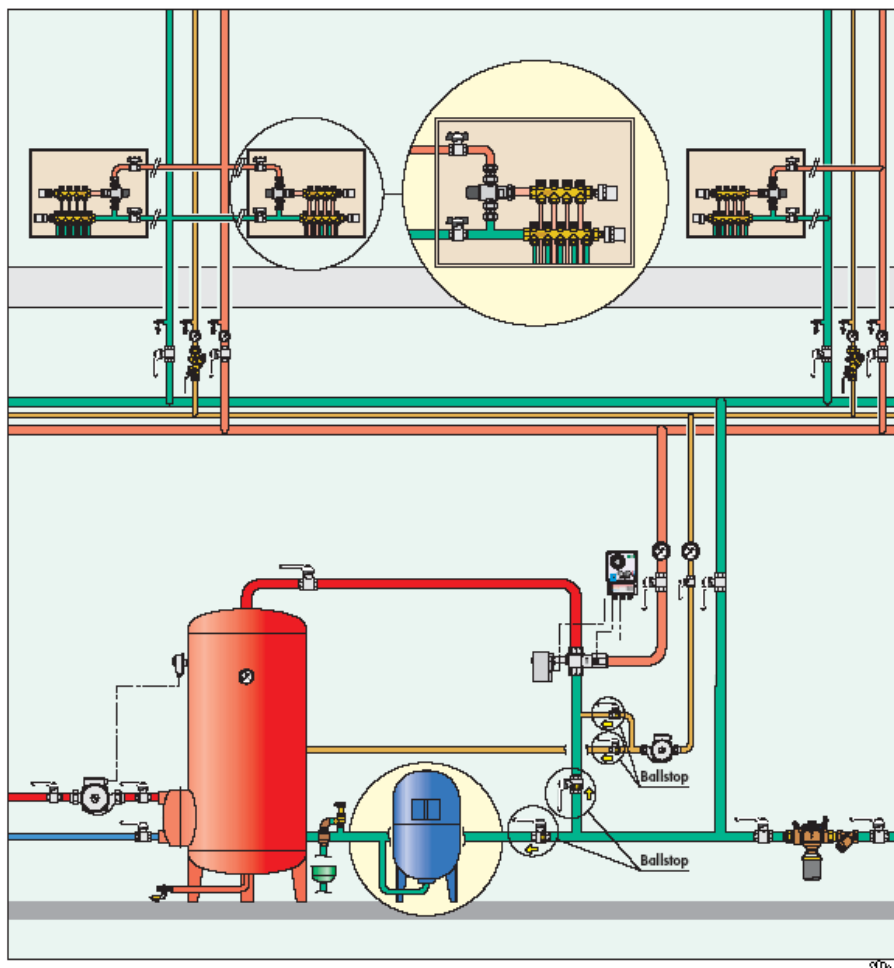


Figura 55: Esempio di inserimento di collettori complanari in una rete di distribuzione

Le dimensioni dei collettori complanari debbono essere compatibili con gli spessori delle murature dove, di solito, vengono inseriti (vedi Figura 54). Pertanto le dimensioni massime commerciali sono di 1" ½. Ciò non toglie che si possano costruire collettori complanari ad hoc di dimensioni maggiori.

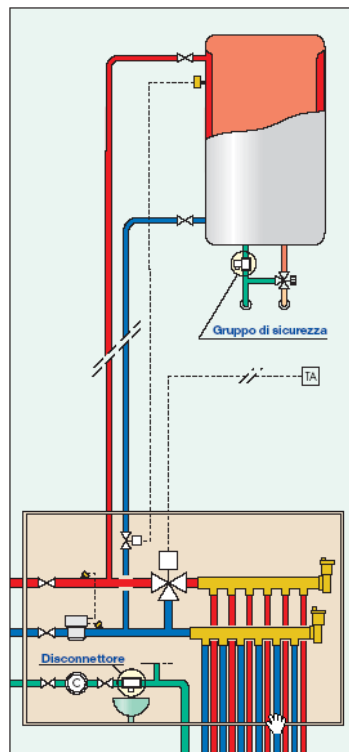


Figura 56: Esempio di collettori complanari per usi sanitari

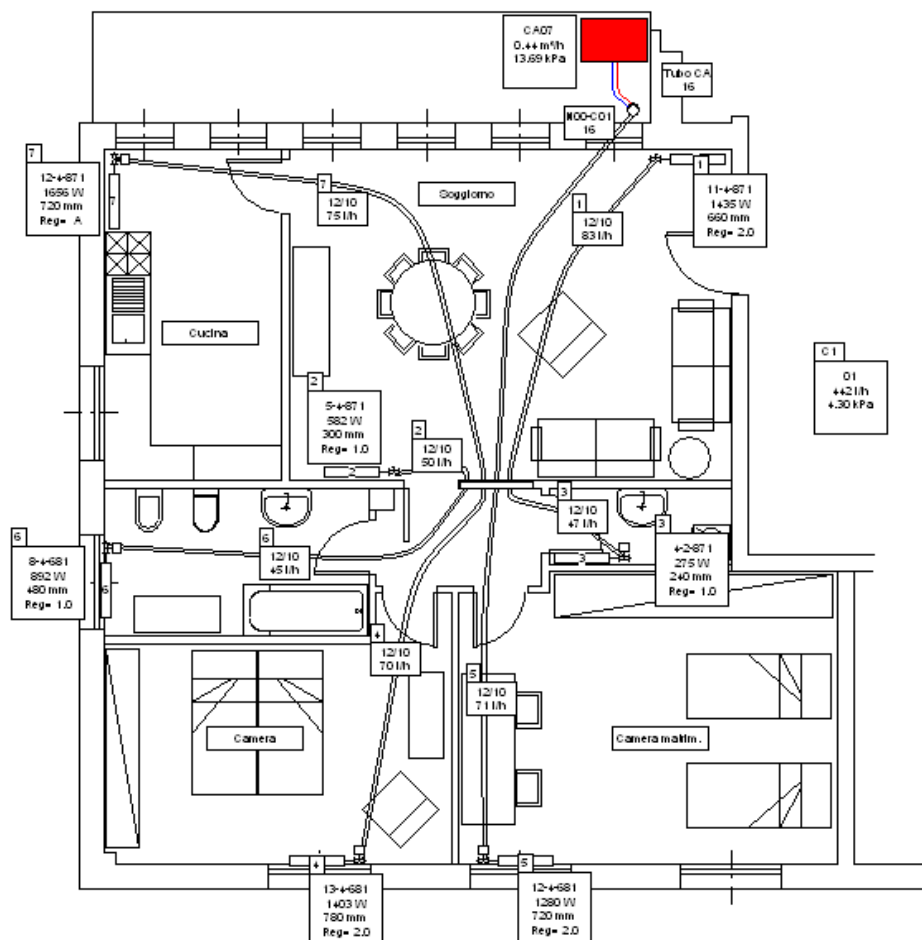


Figura 57: Esempio di distribuzione dell'acqua calda con collettore complanare in un appartamento

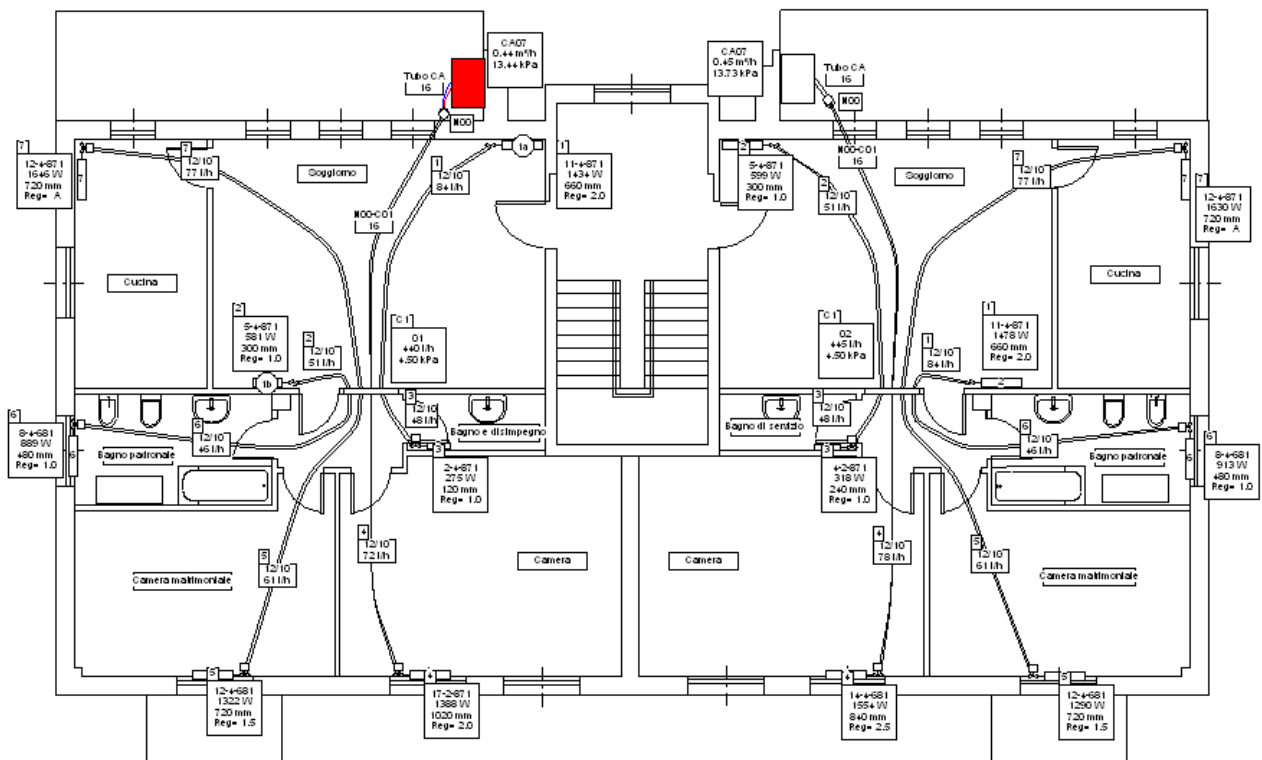


Figura 58: Esempio di distribuzione mediante collettori complanari in due appartamenti

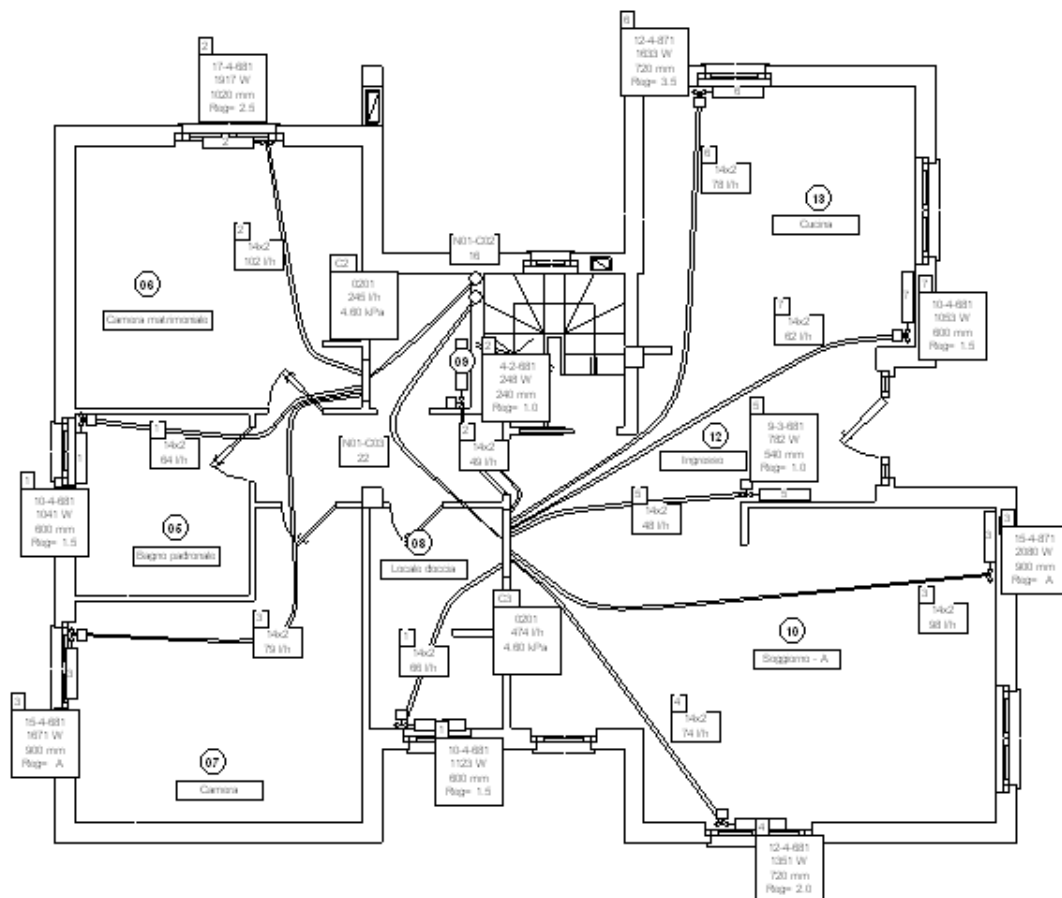


Figura 59: Distribuzione in edificio a due piani: piano terra

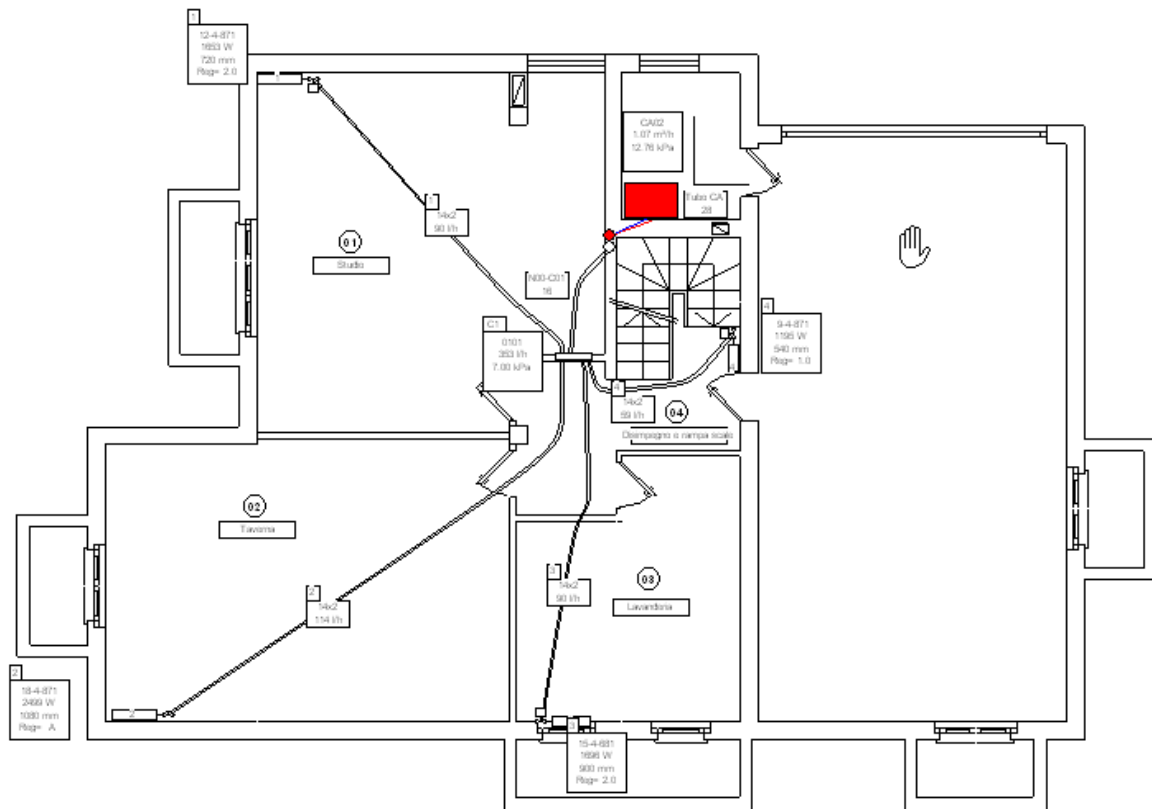


Figura 60: : Distribuzione in edificio a due piani: piano Primo

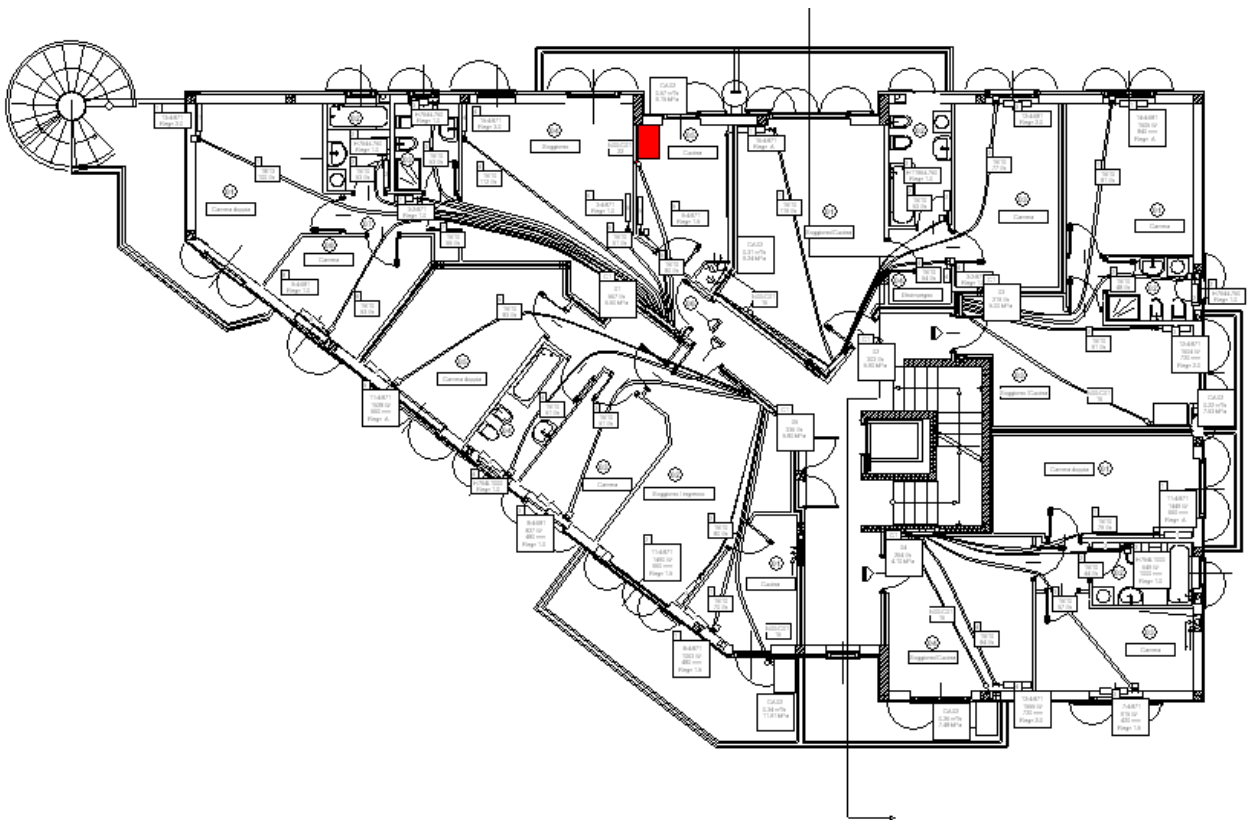


Figura 61: Esempio di impianti a collettori complanari su più appartamenti

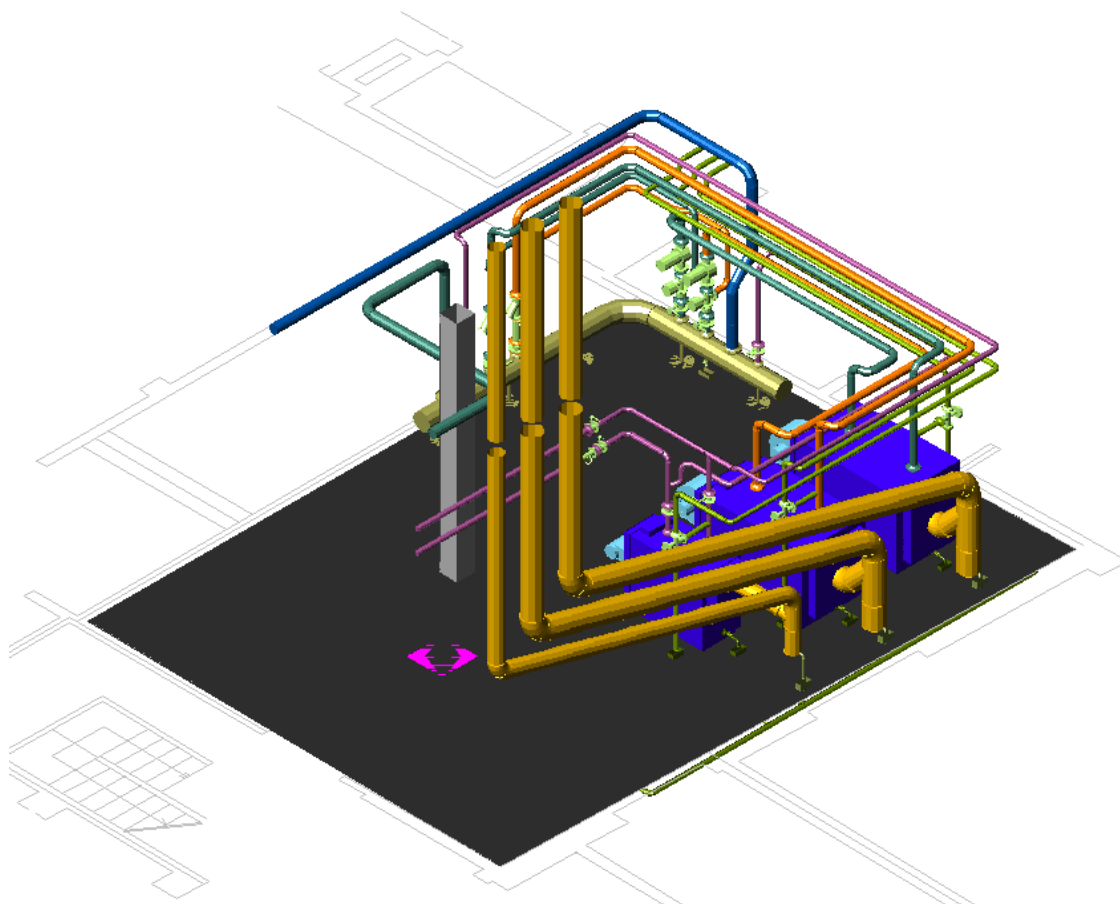


Figura 62: Vista assonometrica del piping per una centrale termica

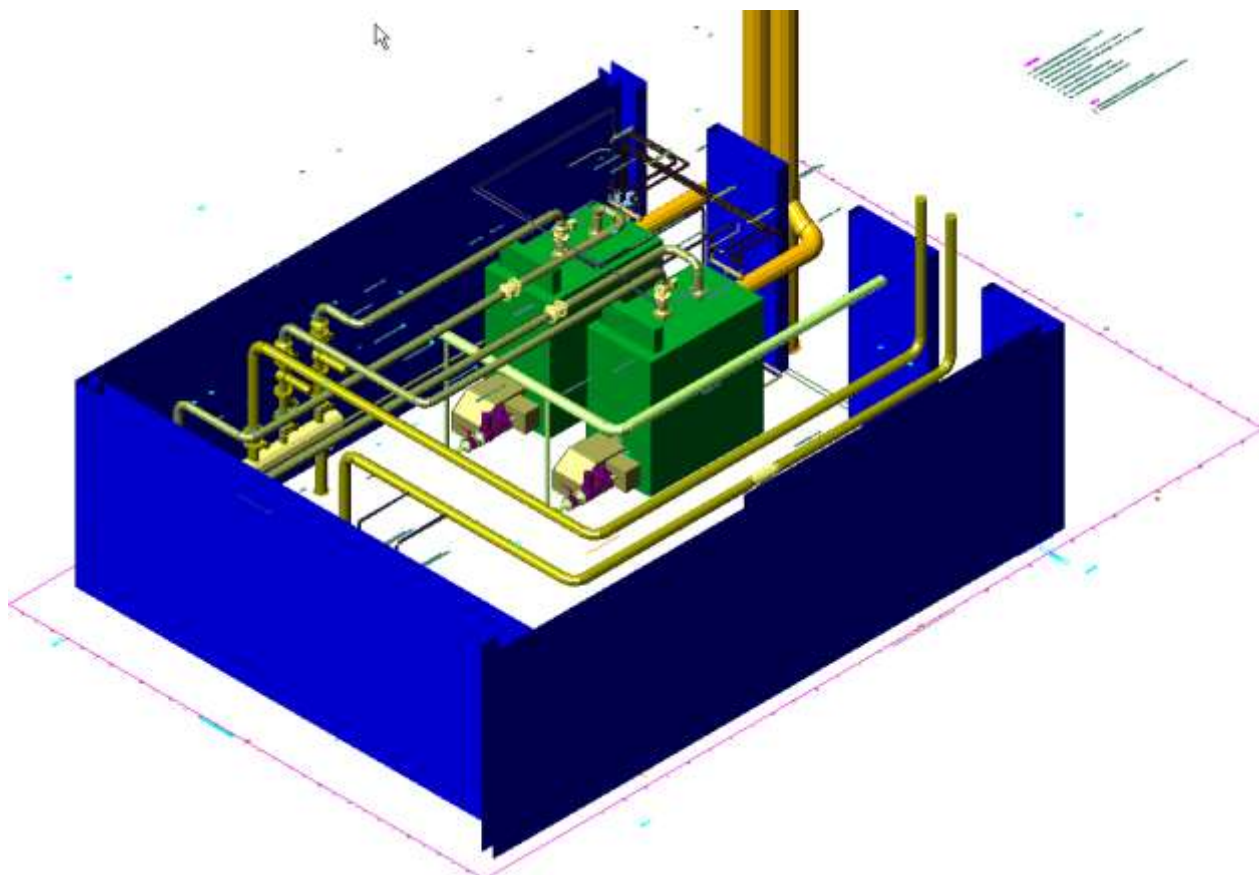


Figura 63: Vista assonometrica di una centrale termica con piping interno

I collettori complanari rappresentano praticamente un nodo da cui si dipartono i vari circuiti. E' allora importante che le perdite nel collettore complanare siano piccole rispetto a quella dei singoli circuiti (che sono praticamente in parallelo rispetto ad esso). Ci si può rendere conto di questo fatto osservando che la relazione di Darcy è:

$$\Delta p = k \frac{m^2}{d^5}$$

e pertanto basta avere un diametro almeno doppio rispetto ai diametri collegati per avere una caduta di pressione di circa trenta volte inferiore e quindi trascurabile,

Per questo motivo il numero di attacchi varia a seconda del diametro degli attacchi stessi. I collettori complanari hanno solitamente una valvola di chiusura a monte che consente la manutenzione dell'impianto in modo agevole.

Nel caso di impianti di riscaldamento si hanno coppie di collettori, uno per la mandata ed uno per il ritorno dell'acqua calda, come indicato in Figura 55. Per gli impianti idrici e sanitari (*acqua di consumo*) si hanno collettori singoli per l'acqua fredda e per l'acqua calda, a meno che non si preveda il sistema di distribuzione ad anello e quindi con doppio collettore.

Si osservi che nel caso di alimentazione di fan coil i collettori complanari potrebbero risultare ingombranti a causa dell'elevata portata d'acqua richiesta da questi terminali. In questo caso si può utilizzare una distribuzione ad anello classica senza i collettori complanari.

3.4.2 COLLETTORI DI CENTRALE (MANIFOLD)

Nelle centrali termiche si suole utilizzare grossi collettori complanari, detti manifold, a cui collegare i circuiti delle reti tecnologiche.



Figura 64: Esempi di collettori di centrale

Date le dimensioni di questi componenti di solito vengono costruiti ad hoc utilizzando tubazioni di grande diametro. Formando i fondi e gli attacchi per le tubazioni circuitali e per la strumentazione di misura (barometri, termometri, ...). Vale ancora quanto detto in precedenza per le dimensioni del collettore rispetto alle tubazioni ad esso collegate.

3.4.3 COLPI DI ARIETE NELLE RETI DI DISTRIBUZIONE

Sono colpi forti e in rapida successione che si generano nelle condotte chiuse quando il fluido è frenato o accelerato in *tempi molto brevi*: ad esempio quando si chiude rapidamente un rubinetto, oppure quando si avvia o si arresta una pompa. Sono colpi provocati dall'energia, ceduta o sottratta al fluido, *quando si varia la sua velocità*.

L'intensità dei colpi d'ariete idraulici dipende da fattori complessi da determinare e da collegare fra loro. Tuttavia (*considerando l'ordine delle grandezze in gioco*) possiamo ritenere che la sovrappressione massima indotta da un colpo d'ariete sia data da:

$$\Delta p = \frac{2vl}{g\Delta t}$$

ove si ha:

- ΔP = sovrappressione del colpo d'ariete, (m c.a)
- v = velocità dell'acqua, m/s
- l = lunghezza del tubo, m
- g = accelerazione di gravità (9,81 m/s²)
- Δt = tempo di chiusura della valvola, s.

Tanto più rapido è il tempo di interruzione del flusso, tanto più elevata è la sovrappressione generata dal colpo di ariete. Ad esempio per $v = 2$ m/s, $l = 500$ m, $\Delta t = 0,5$ s si ha $\Delta P = 407$ m. c.a, cioè 411 MPa circa. Negli impianti di climatizzazione, questi effetti sono, in genere, assai limitati e quindi trascurabili. Al contrario, negli impianti idrosanitari possono essere di notevole rilievo e provocare:

- *rotture o forti deformazioni dei materiali a minor resistenza meccanica (bollitori, tubi in plastica, riduttori di pressione, valvole ecc. ...);*
- *usura delle giunzioni e delle saldature;*
- *forti rumori e vibrazioni;*
- *deterioramento dei rubinetti di erogazione.*

La formula precedente evidenzia che per eliminare o almeno mitigare sensibilmente i colpi d'ariete, bisogna diminuire le velocità del fluido e aumentare i tempi di chiusura dei rubinetti.

È però difficile intervenire su questi tempi, in quanto si usano ormai generalmente rubinetti e a chiusura rapida. Pertanto, per poter tenere con certezza sotto controllo i colpi d'ariete è consigliabile adottare appositi apparecchi ammortizzatori che possono essere del tipo:

- - *acqua-aria,*
- - *a stantuffo,*
- - *a membrana,*
- - *a molla.*

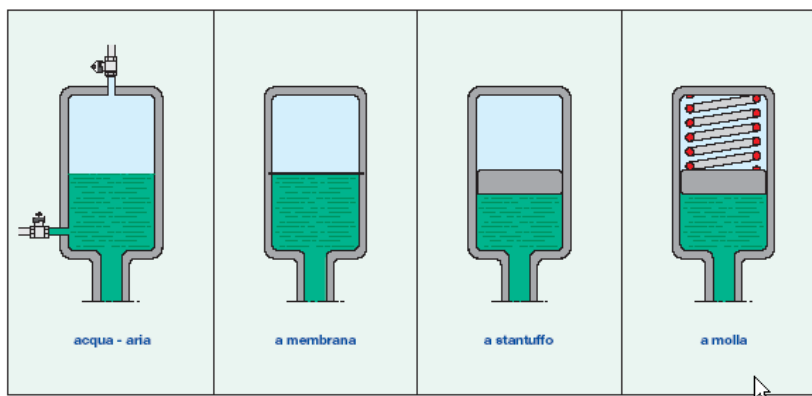


Figura 65: tipologia di ammortizzatore di colpi di ariete

Quelli acqua-aria sono, in genere, da evitare perché richiedono il costante rinnovo del cuscino d'aria che tende a sciogliersi nell'acqua. Sono utilizzati ammortizzatori di colpi di ariete sopra le colonne, come indicati in Figura 66. È la soluzione tradizionale adottata per impianti grandi e medio-grandi con sviluppo a colonne. Gli ammortizzatori sono posti (in cassette o cavedi ispezionabili) sopra le colonne di acqua fredda e calda. Le colonne di ricircolo sono collegate direttamente a quelle dell'acqua calda. È una soluzione che consente di ottenere risultati validi per quanto riguarda l'attenuamento dei colpi d'ariete. Gli ammortizzatori, infatti, non sono troppo lontani dai rubinetti: cioè dalle sorgenti dei colpi d'ariete. È, però, una soluzione che presenta anche controindicazioni per quanto riguarda la sicurezza antilegionella. Controindicazioni legate al fatto che in alcune zone dell'impianto l'acqua calda non può circolare. Pertanto, in queste zone (dette zone morte) non può essere attuata la disinfezione termica. Nel caso specifico le zone morte sono di due tipi:

- le prime sono costituite dai tratti di tubo che (sopra gli attacchi al ricircolo) collegano le colonne
- d'acqua calda agli ammortizzatori;
- le seconde corrispondono alle zone degli ammortizzatori che contengono acqua.

Un'altra soluzione adottabile è quella di disporre gli ammortizzatori a molla (vedi Figura 67) sui collettori di distribuzione, vedi Figura 68. È una soluzione che prevede la messa in opera sui collettori di piccoli ammortizzatori a molla. Con simile soluzione si sposta l'azione di smorzamento dei colpi d'ariete dalla sommità delle colonne all'interno delle cassette di distribuzione.

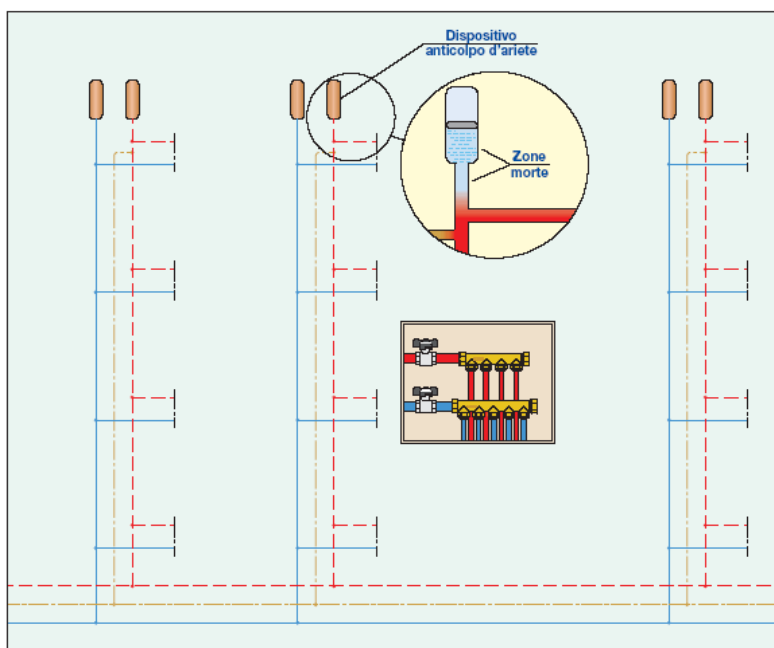


Figura 66: Ammortizzatori di colpi di ariete sopra le colonne

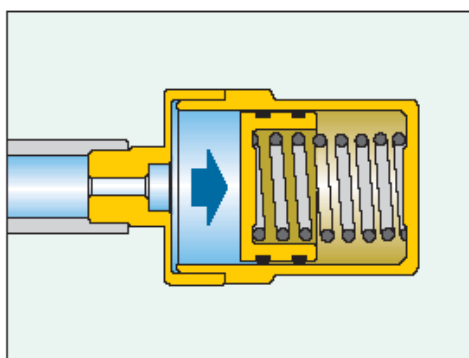


Figura 67: Ammortizzatore di colpo di ariete a molla

In pratica, si passa da un'azione smorzante di tipo semicentralizzato ad una di tipo periferico, con vantaggi legati al fatto che gli ammortizzatori operano nelle immediate vicinanze dei rubinetti: cioè dei punti in cui hanno principalmente luogo i colpi di ariete. I miscelatori antiscottatura servono a rendere possibili e sicuri i trattamenti termici antilegionella, sia quelli continui che quelli periodici.

I collettori di distribuzione sono, inoltre, dotati di valvole in grado di intercettare le singole derivazioni. E questa è una funzione di rilievo, perché, in caso di perdite, consente di escludere solo il rubinetto responsabile.

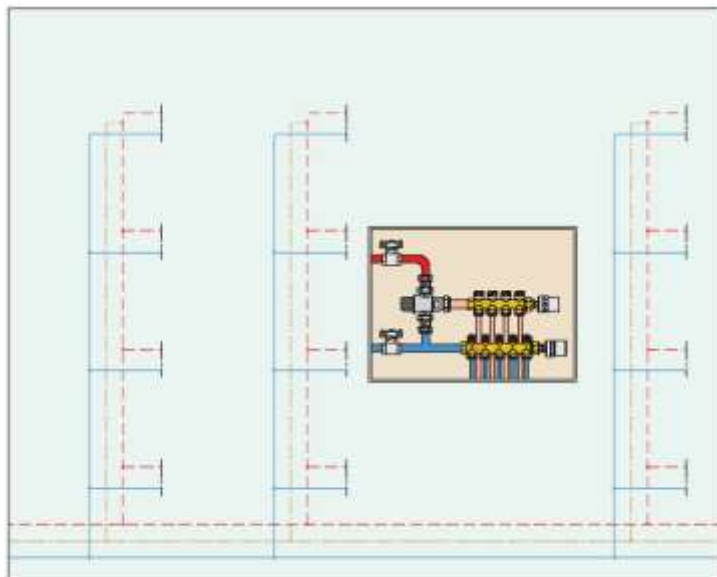


Figura 68: Ammortizzatori a molle sui collettori di distribuzione

3.4.4 REGOLAZIONE DI PORTATA NELLE RETI AD ACQUA

Si possono avere due casi:

Circuiti senza valvola di regolazione

In questo caso la pompa di circolazione, vedi Figura 69, può essere attivata o disattivata da un termostato, oppure può funzionare in continuo negli impianti con regolazioni periferiche, cioè negli impianti con:

- *valvole di zona;*
- *valvole termostatiche;*
- *ventilconvettori ed aerotermi;*
- *macchine di trattamento aria con regolazione sulle macchine stesse.*

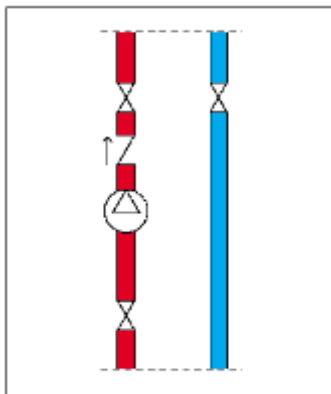


Figura 69: Circuiti senza valvola di regolazione

La valvola di ritegno serve (*a pompa ferma*) per impedire circolazioni indesiderate: circolazioni che possono essere naturali (*l'acqua calda tende ad andare in alto e quella fredda in basso*) oppure indotte dalle altre pompe, come vedremo meglio in seguito.

Circuiti con valvola di regolazione

In questo caso si inserisce una valvola di regolazione come indicato in Figura 70.

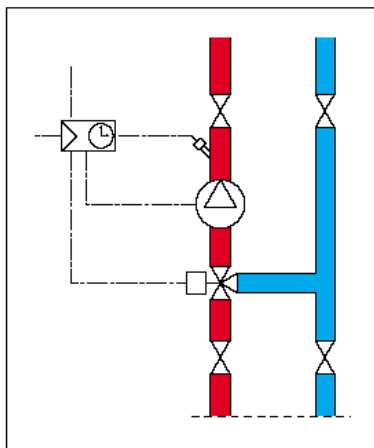


Figura 70: Circuiti con valvola di regolazione

Miscelando opportunamente il ritorno con l'andata, la valvola di regolazione consente di ottenere fluido alla temperatura richiesta per alimentare i terminali. Per evitare pendolamenti della valvola e rese inadeguate dei terminali, questi circuiti devono poter funzionare a portata costante (quella di progetto).

È però questa una prestazione che un normale circuito di regolazione non può dare, perché la sua valvola, agendo come uno spartitraffico mobile, modifica continuamente i flussi del fluido e quindi le portate dei vari tratti di circuito. Ad esempio (con riferimento allo schema della Figura 70) la portata nel circuito terminali sarà:

- *minima con valvola aperta: la pompa deve vincere le resistenze sia del circuito terminali, sia del circuito caldaia;*
- *massima con valvola chiusa: la pompa infatti deve praticamente vincere solo le resistenze del circuito terminali;*
- *intermedia con valvola modulante.*

Pertanto tutti i terminali si trovano ad una pressione esterna praticamente identica.

Bilanciamento con valvole di taratura

Nel caso di bilanciamento con valvola di taratura questo si ottiene ponendo una valvola di taratura sul by-pass di regolazione, regolandola in modo che essa contrasti il passaggio del fluido con resistenze pari a quelle del circuito caldaia. Il circuito presenta così le stesse resistenze sia con valvola aperta, che con valvola chiusa.

Pertanto, sia con valvola aperta che con valvola chiusa, funziona a portata costante. Si può ritenere che funzioni a portata costante anche con valvola modulante, pur essendo questa deduzione un po' arbitraria e non del tutto vera. Dal punto di vista pratico, il sistema di bilanciamento con valvola di taratura presenta due inconvenienti:

- *esige una corretta taratura della valvola (cosa non sempre agevole);*
- *può essere facilmente starato.*

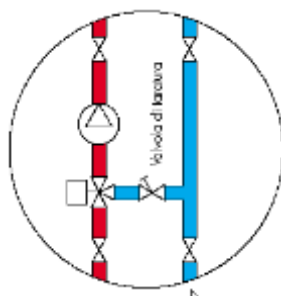


Figura 71: Inserimento della valvola di taratura

Bilanciamento con valvole Autoflow

Il bilanciamento con valvole dinamiche si può ottenere ponendo un *Autoflow* sul by-pass (come la valvola di taratura), oppure ponendo un *Autoflow* sul ritorno del circuito, come illustrato nello schema di Figura 72.

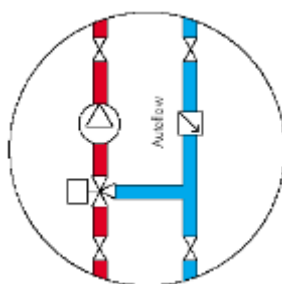


Figura 72: Inserimento della valvola di Autoflow

Posto sul ritorno l'Autoflow assicura non solo una portata costante del circuito, ma garantisce anche una portata rigorosamente uguale a quella stabilita progettualmente. Infatti, in tale posizione, l'Autoflow esercita la sua azione autoregolante non solo a valvola chiusa, ma anche a valvola aperta e modulante.

Effetti della regolazione sui terminali

Nei circuiti di regolazione, va pure considerato che può manifestarsi un fenomeno alquanto strano: i terminali continuano a restare caldi (cioè continuano a cedere calore) anche a valvola chiusa. Per cercare di capire la causa di tale fenomeno, esamineremo dapprima il flusso dell'acqua che in teoria siamo indotti a ritenere più logico, e poi il flusso che in realtà si instaura nel circuito.

A valvola chiusa, nel circuito che serve i corpi scaldanti dovrebbe circolare solo acqua fredda, in quanto il circuito non riceve (o meglio non dovrebbe ricevere) alcun apporto di calore.

Caldi invece dovrebbero rimanere i tratti di circuito (di andata e di ritorno) posti a monte del by-pass, in quanto collegati (direttamente o attraverso i collettori) alla caldaia.

Schematicamente la situazione potrebbe essere rappresentata come in Figura 73. In realtà però le cose vanno in modo un po' diverso. Nella zona d'innesto tra il by-pass e il tubo di ritorno, l'acqua non scorre in modo continuo. Scorre bensì in modo turbolento, con vene di acqua fredda che entrano nella zona dell'acqua calda.

Si creano così dei vortici che risucchiano acqua calda dal tubo di ritorno e la portano in circolazione. Ed è questa acqua calda risucchiata ad impedire il raffreddamento del circuito che alimenta i terminali. A valvola chiusa i corpi scaldanti possono restare caldi anche quando la valvola fila. Un mezzo efficace per capire cosa in realtà sta avvenendo è quello di sentire con mano (non c'è pericolo di scottature) la temperatura superficiale del tubo di by-pass.

Se la temperatura del tubo è omogenea si tratta di trafilamento, se invece la temperatura è eterogenea (cioè se ci sono zone più calde che si alternano a zone più fredde) si tratta di una

circolazione per risucchio. Il manifestarsi o meno di questo fenomeno, dipende da molti fattori difficili da definire e da collegare fra loro.

Può comunque essere praticamente evitato adottando una delle seguenti misure:

- *mantenere una distanza (D) fra il by-pass e il collettore non inferiore a 8 diametri del by-pass stesso (tale distanza non dovrebbe mai essere inferiore a 50 cm);*
- *realizzare un'ansa di protezione fra il by-pass e il collettore, in modo che la controtendenza introdotta ostacoli la risalita dell'acqua calda fra il collettore e la zona di risucchio;*
- *installare, fra il by-pass e il collettore, una valvola di ritegno;*
- *installare, fra il by-pass e il collettore, una Ballstop invece della semplice valvola di intercettazione normalmente prevista.*

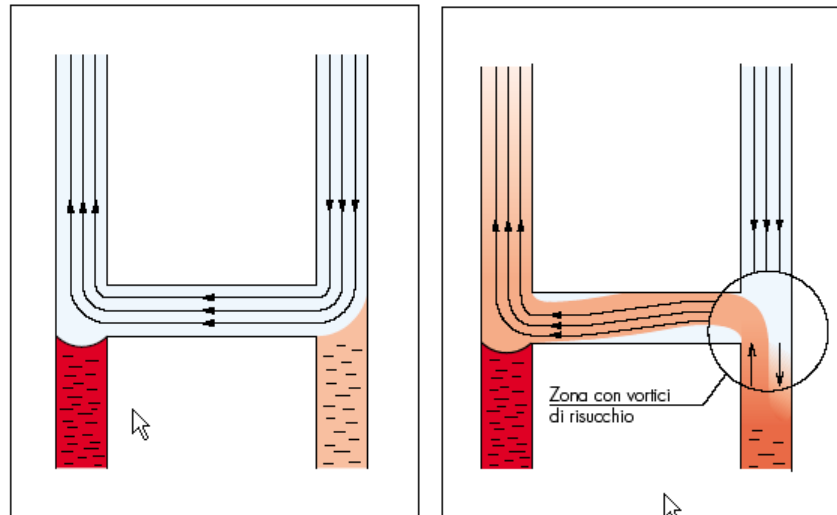


Figura 73: Effetti di risucchio nella zona di chiusura della valvola

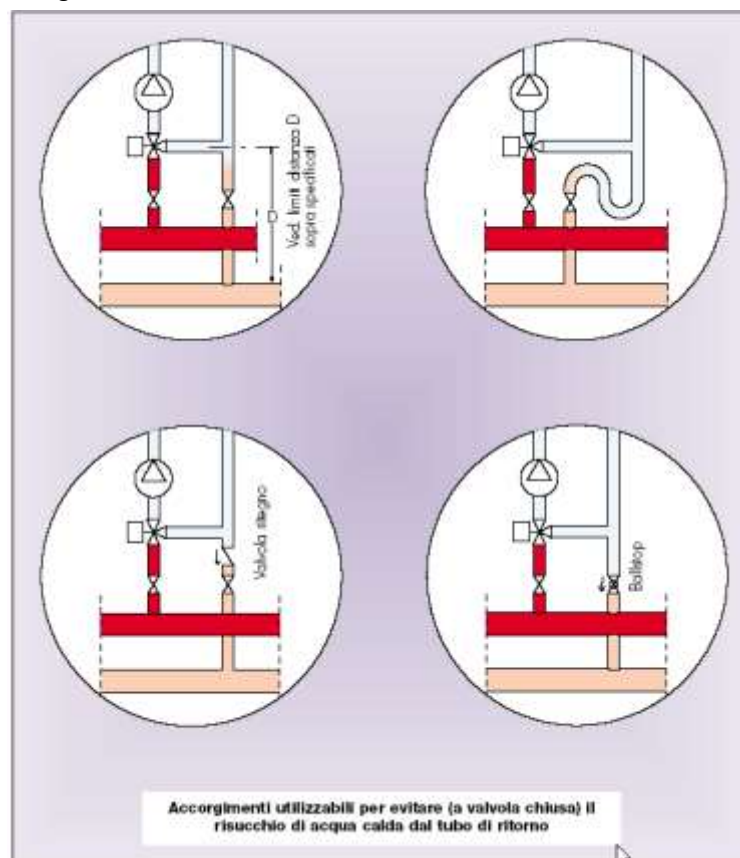


Figura 74: Accorgimenti per evitare il fenomeno del risucchio

Separatori idraulici

I separatori idraulici sono prodotti destinati ad assumere un ruolo sempre più importante nel modo di concepire e realizzare i circuiti idraulici in generale, e le centrali termiche in particolare. La loro funzione è essenzialmente quella di rendere indipendenti (cioè di *separare*) i vari circuiti di un impianto. Ed è una funzione che serve ad evitare, nei circuiti stessi, l'insorgere di interferenze e disturbi reciproci. Quando nello stesso impianto si hanno sia un circuito primario di produzione dotato della propria pompa che un circuito secondario di utenza con una o più pompe di distribuzione, ci possono essere delle condizioni di funzionamento dell'impianto per cui le pompe interagiscono, creando variazioni anomale delle portate e delle prevalenze ai circuiti (*vedi nel prosieguo*).

Il separatore idraulico crea una zona a ridotta perdita di carico, che permette di rendere idraulicamente indipendenti i circuiti primario e secondario ad esso collegati; il flusso in un circuito non crea flusso nell'altro **se la perdita di carico nel tratto comune è trascurabile**. In questo caso la portata che passa attraverso i rispettivi circuiti dipende esclusivamente dalle caratteristiche di portata delle pompe, evitando la reciproca influenza dovuta al loro accoppiamento in serie.

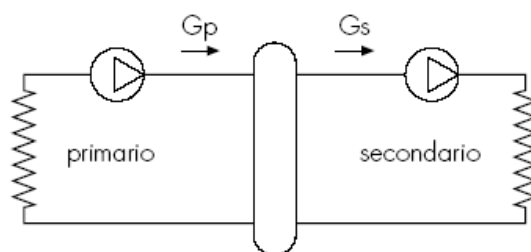


Figura 75: Schema di funzionamento di un separatore idraulico

Utilizzando, quindi, un dispositivo con queste caratteristiche, la portata nel circuito secondario viene messa in circolazione solo quando la relativa pompa è accesa, permettendo all'impianto di soddisfare le specifiche esigenze di carico del momento.

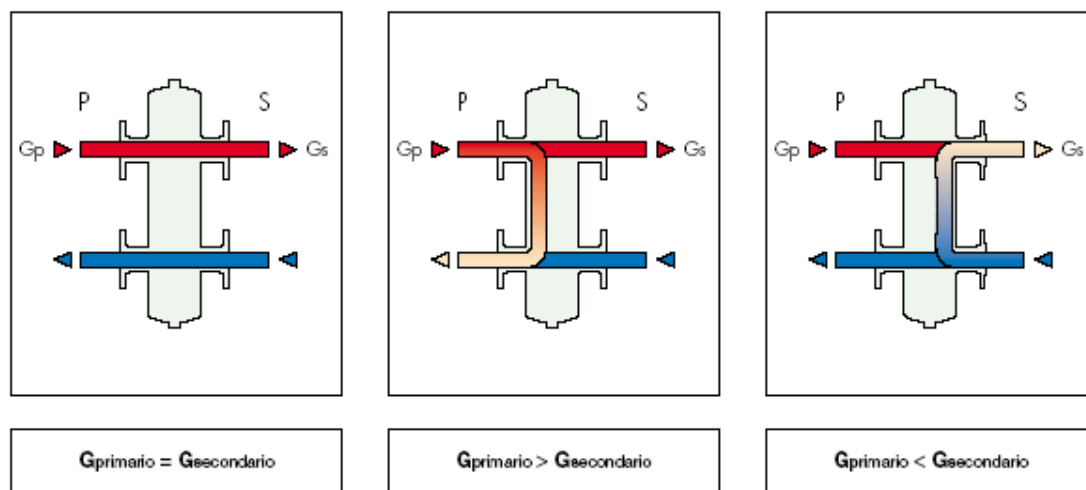


Figura 76: Schemi di intervento del separatore idraulico

Quando la pompa del secondario è spenta, non c'è circolazione nel corrispondente circuito; tutta la portata spinta dalla pompa del primario viene by-passata attraverso il separatore. Con il separatore idraulico si può così avere un circuito di produzione a portata costante ed un circuito di distribuzione a portata variabile, condizioni di funzionamento tipicamente caratteristiche dei moderni impianti di climatizzazione. Di seguito, al fine di presentare in modo adeguato utilità e prestazioni di questi nuovi prodotti dovremo:

- *analizzare come interferiscono fra loro i circuiti negli impianti tradizionali;*

- *definire un indice per misurare tali interferenze;*
- *esaminare le anomalie di funzionamento che le interferenze possono causare;*
- *vedere, infine, come i separatori idraulici impediscono il nascere di qualsiasi interferenza fra i circuiti ad essi collegati.*

Per evidenziare interferenze fra i vari circuiti, prenderemo in esame l'impianto sotto riportato e cercheremo di vedere cosa succede man mano che si avviano le pompe.

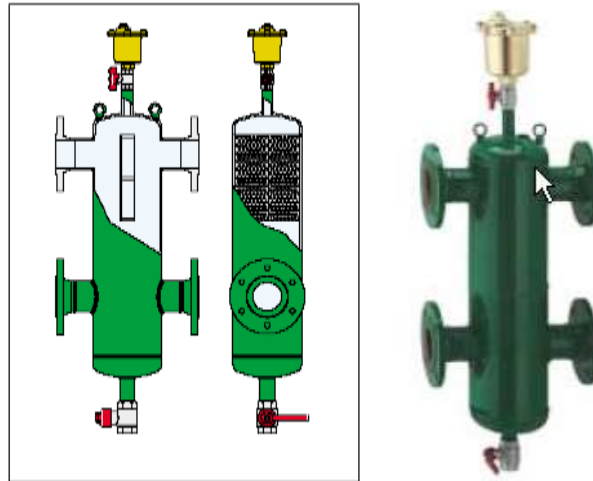


Figura 77: Separatore idraulico

Per ragioni che possiamo già intuire, ma che vedremo meglio in seguito, presteremo la nostra attenzione soprattutto a come varia la pressione fra i due collettori al netto del loro dislivello: differenza che, per brevità, chiameremo ΔP . Il variare di tale pressione sarà previsto per via teorica, cercando in ogni caso di evitare considerazioni troppo astratte e complesse.

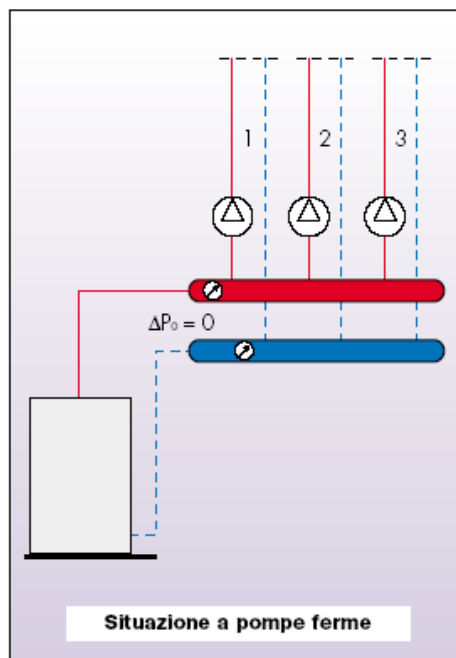


Figura 78: Situazione dei circuiti a pompa ferma

È comunque possibile verificare in pratica le conclusioni a cui ci porterà l'analisi teorica.

A tal fine, basta infatti: poter disporre di una centrale a più circuiti, installare (se non ci sono già) due manometri sui collettori, attivare una pompa per volta e, dopo ogni attivazione, leggere i relativi ΔP sui manometri. Esaminiamo cosa succede attivando le pompe del circuito di Figura 78.

Pompe Ferme

Se non consideriamo il fenomeno della circolazione naturale, in questa situazione il fluido dell'impianto resta fermo e il ΔP è nullo.

Pompa del circuito 1 attivata

Mette in movimento il fluido del suo circuito e fa crescere il ΔP fra i collettori.

Tale crescita è uguale alla pressione che la pompa deve spendere per far passare il fluido dal collettore di ritorno a quello di andata: vale a dire attraverso il circuito caldaia. Lo stesso ΔP sussiste logicamente anche agli attacchi dei circuiti 2 e 3 con pompa ferma, e può pertanto attivare in essi circolazioni parassite: circolazioni peraltro di senso contrario a quello normalmente previsto, dato che la pompa attiva lavora in aspirazione sul collettore di mandata.

Pompa del circuito 2 attivata

Per mettere in movimento, nel giusto senso, il fluido del suo circuito, questa pompa deve inizialmente vincere il ΔP contrario indotto dalla pompa 1 (ΔP esistente tra i due collettori).

La sua attivazione comporta poi un'ulteriore aumento del ΔP fra i collettori, in quanto aumenta la portata del circuito caldaia, e quindi la pressione che deve essere spesa per far passare il fluido attraverso tale circuito.

Pompa del circuito 3 attivata

Per mettere in movimento, nel giusto senso, il fluido del suo circuito, la pompa deve vincere il ΔP contrario indotto dalle pompe 1 e 2. Lo sforzo richiesto potrebbe essere così impegnativo da rendere la pompa incapace di servire adeguatamente il suo circuito.

L'attivazione della pompa comporta comunque un ulteriore incremento del ΔP per i motivi sopra specificati.

Indice di interferenza fra i vari circuiti

Come abbiamo visto, in un impianto tradizionale, man mano che si attivano le pompe cresce sia il ΔP fra i collettori, sia il reciproco disturbo (cioè il livello d'interferenza) fra le pompe dei vari circuiti. Possiamo quindi, in base ad una simile correlazione, assumere il ΔP come indice atto a valutare l'interferenza fra i circuiti. Ed è questo un indice di grande utilità pratica, perché ci consente di valutare (numericamente e in modo molto semplice) l'intensità di un fenomeno altrimenti molto difficile e complesso da rappresentare quantitativamente.

Non è possibile stabilire con precisione valori al di sotto dei quali si può ritenere accettabile il ΔP : cioè valori, al di sotto dei quali l'interferenza fra i circuiti non causa evidenti irregolarità di funzionamento. Tali valori dipendono infatti da troppe variabili, e sono legati anche al tipo di pompe utilizzate. Si possono tuttavia ritenere generalmente accettabili ΔP inferiori a $0,4 \div 0,5$ m c.a. Valori più elevati (e non è raro trovare centrali con ΔP di $1,5 \div 2,0$ m c.a.) possono invece provocare gravi inconvenienti. Gli inconvenienti di maggior rilievo possono essere così riassunti:

Pompe che non riescono a dare la portata richiesta

È una grave disfunzione che succede soprattutto negli impianti in cui ci sono sia pompe grandi, sia pompe piccole. In questi impianti, infatti, spesso le pompe piccole non riescono a "farcela" perché (come visto in precedenza) devono spendere troppe energie per vincere l'azione contraria delle pompe più grandi. Ce la possono fare solo se viene disattivata una o più pompe degli altri circuiti, cioè solo se diminuisce il ΔP contrario indotto dalle altre pompe. Ma di certo questa non è una soluzione generalmente perseguibile.

Pompe che si bruciano facilmente

È una disfunzione legata al fatto che le interferenze fra i circuiti possono portare le pompe a lavorare fuori campo, vale a dire in condizioni che portano le pompe stesse a bruciarsi facilmente.

Radiatori caldi anche a pompa ferma

Come l'anomalia è dovuta alle correnti parassite inverse generate dalle pompe attive.

Va considerato che fenomeni simili possono succedere anche per circolazione naturale o per circolazione nei by-pass con valvole di regolazione chiuse. Quando è dovuta ad un elevato ΔP fra i collettori, questa anomalia presenta però caratteristiche specifiche che la fanno riconoscere facilmente: i radiatori hanno superfici calde in modo irregolare e i loro attacchi di ritorno sono più caldi di quelli di mandata: logica conseguenza del fatto che i radiatori sono riscaldati con correnti di senso inverso a quello previsto.

Altre anomalie

Accanto alle anomalie segnalate, ce ne sono altre, magari meno visibili, ma non per questo meno importanti. Anomalie che possiamo riassumere con una semplice constatazione: ben difficilmente gli impianti tradizionali con elevato ΔP tra i collettori (cosa che succede quasi sempre negli impianti medio-grandi) possono lavorare nelle condizioni di progetto previste: cioè nelle condizioni ottimali.

Uso del separatore idraulico per azzerare le interferenze fra i circuiti

Per giustificare la fondatezza di questa tesi, possiamo considerare l'impianto sotto riportato e dimostrare che il suo ΔP fra i collettori è praticamente sempre uguale a zero.

In vero si tratta di una dimostrazione abbastanza facile. Infatti, come visto in precedenza, a pompe attive il ΔP fra i collettori è uguale alla pressione che le pompe devono spendere per far passare il fluido dal collettore di ritorno a quello di andata: pressione che, nel caso in esame, è praticamente nulla perché il fluido, per passare da un collettore all'altro, deve vincere solo le resistenze del separatore, vale a dire resistenze sostanzialmente nulle, dato che il separatore altro non è che un largo by-pass fra i collettori. Dunque, con questa specie di uovo di Colombo, si può evitare, in modo molto semplice, il nascere di qualsiasi interferenza fra i circuiti e pertanto si possono evitare tutti i problemi connessi.

Aspetti da considerare quando si usa un separatore idraulico

Sono aspetti che riguardano essenzialmente il dimensionamento delle pompe e il bilanciamento dei circuiti di regolazione.

Pompe a monte del separatore

La portata di queste pompe va determinata in base al calore che esse devono trasportare e al salto termico ipotizzato per tale "trasporto", normalmente variabile da 10 a 20°C.

Pompe dei circuiti derivati dai collettori

La loro prevalenza va determinata considerando che, a differenza di quanto avviene negli impianti tradizionali, non devono essere messe in bilancio le perdite di carico del circuito caldaia.

Bilanciamento dei circuiti di regolazione

Non è necessario bilanciare il by-pass con valvola di taratura o con Autoflow (vedi quanto detto in precedenza). Infatti, a differenza di quanto avviene negli impianti tradizionali, il circuito da cui deriva calore e il circuito di by-pass hanno, in qualsiasi posizione della valvola, perdite di carico sostanzialmente uguali in quanto sostanzialmente nulle.

Separatori idraulici lungo le linee di distribuzione

Oltre che per evitare interferenze fra i circuiti, i separatori possono essere vantaggiosamente utilizzati anche per servire sottostazioni di impianti a sviluppo esteso.

In questi casi, servono ad evitare l'inserimento di scambiatori nelle sottocentrali, oppure ad impedire che le pompe della distribuzione principale disturbino troppo quelle che lavorano nelle sottostazioni.

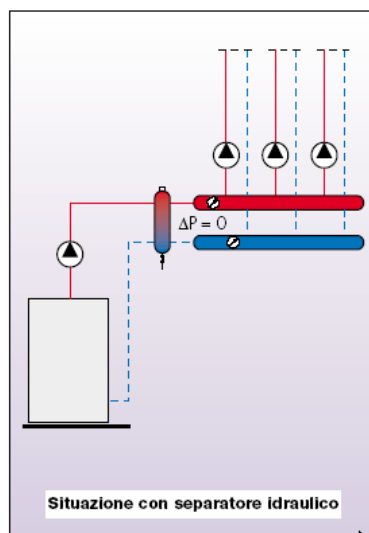


Figura 79: Uso del separatore idraulico fra i circuiti

Lo schema, riportato in Figura 80, illustra in merito la soluzione adottata per riscaldare una scuola con un'unica centrale termica e quattro sottostazioni, poste a servizio di edifici fra loro indipendenti. Gli Autoflow sono utilizzati per dare ad ogni separatore, e quindi ad ogni sottostazione, la giusta quantità di fluido.

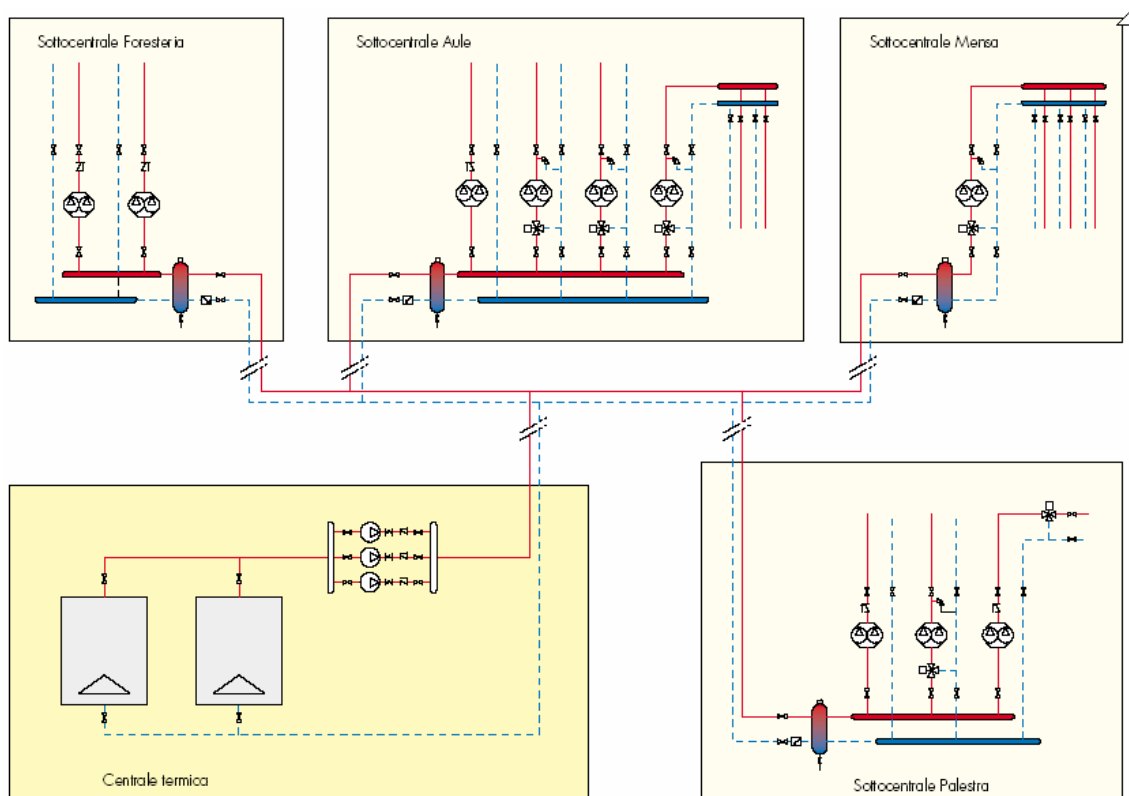


Figura 80: Inserimento dei separatori idraulici lungo le linee di distribuzione

Osservazioni conclusive sui separatori idraulici

Prima di chiudere questo lungo discorso è opportuno soffermare la nostra attenzione su alcuni aspetti, organizzativi e operativi, che riguardano più da vicino la realizzazione della Centrale termica. Va subito ben sottolineato che è decisamente sconsigliabile iniziare i lavori senza un piano preciso, sperando che, strada facendo, tubo dopo tubo, l'insieme della Centrale si definisca da solo: anzi questa è la via più sicura per ottenere pessimi risultati.

È necessario invece, ancor prima di iniziare i lavori, aver ben chiaro dove installare la caldaia, che tipo di collettori utilizzare, dove far passare i tubi, dove installare i vasi di espansione, le pompe, le apparecchiature di regolazione e tutti i componenti principali: cioè è necessario aver ben chiaro lo sviluppo esecutivo della Centrale.

Per definire tale sviluppo, in genere non servono dettagliati disegni in bella copia: possono bastare semplici abbozzi o schizzi. Risultano molto utili i moderni CAD termotecnici che consentono di definire con molta precisione il layout sia della Centrale termica che dell'intera rete. In Figura 81 e in Figura 82 si hanno due esempi di layout ottenuto con un CAD termotecnico di nuova generazione. È importante, inoltre, che le Centrali siano pensate e realizzate in modo semplice e razionale: la loro "trama" deve essere facilmente "leggibile". Centrali troppo complicate costano di più non solo in fase di realizzazione, ma anche (rendendo tutto più difficile) in fase di gestione e di manutenzione.

Va infine considerato che la *Centrale* è, quasi sempre, la zona dell'impianto che esige più esperienza ed impegno. D'altra parte è anche la zona dell'impianto che meglio può ripagare il lavoro svolto, perché meglio può far risultare le scelte, la serietà e la professionalità di chi l'ha realizzata, oltre che essere motivo di giusto orgoglio per chi "ci tiene" al proprio lavoro.

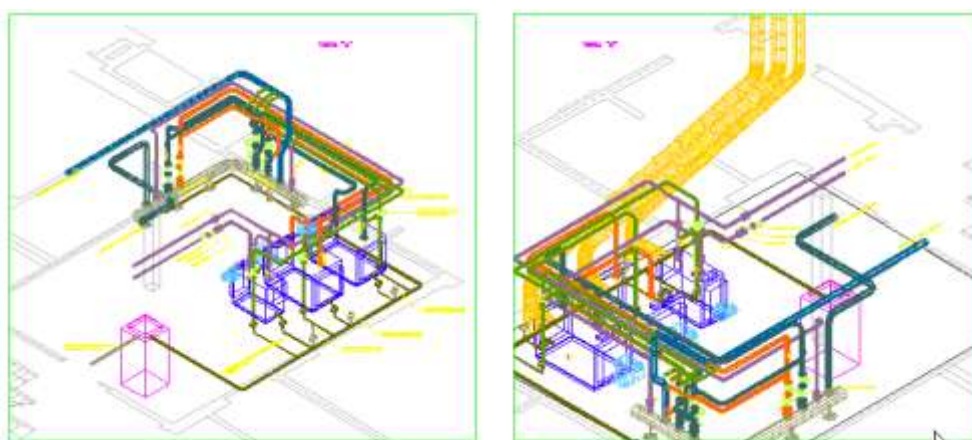


Figura 81: Esempio di piping di una centrale termica con un moderno CAD termotecnico

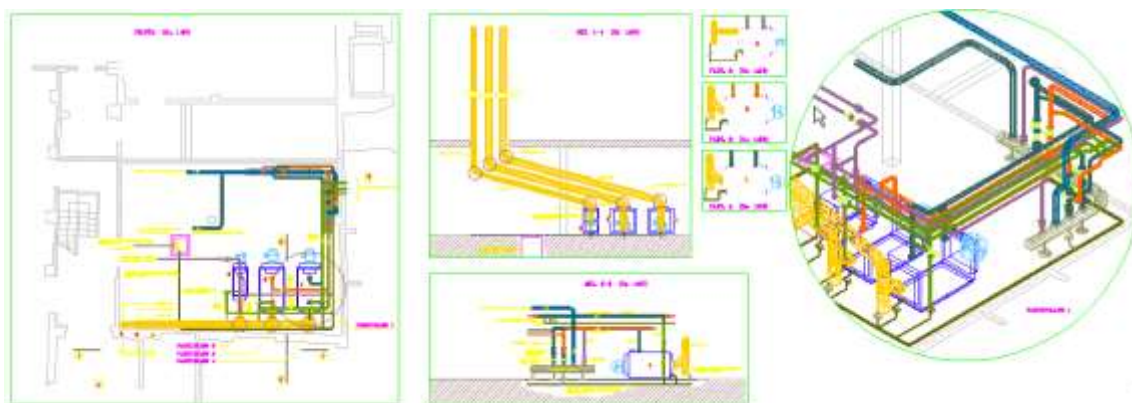


Figura 82: Esempio di dettagli costruttivi per il piping di centrale con un moderno CAD

3.4.5 IL DISPOSITIVO AUTOFLOW

Il dispositivo *Autoflow* è uno stabilizzatore automatico di portata la cui funzione è quella di mantenere costante la portata al variare della pressione differenziale tra monte e valle.

L'elemento regolatore dell'*Autoflow* è costituito di due parti essenziali (Figura 83):

- 1. un pistone che presenta, quali sezioni di passaggio per il fluido, un foro di testa e aperture laterali a geometria variabile;
- 2. una molla a spirale che contrasta la spinta del fluido sul pistone.

L'equilibrio si realizza tra la forza della molla e la forza creata dalla pressione differenziale tra monte e valle sulla superficie della testa del pistone.

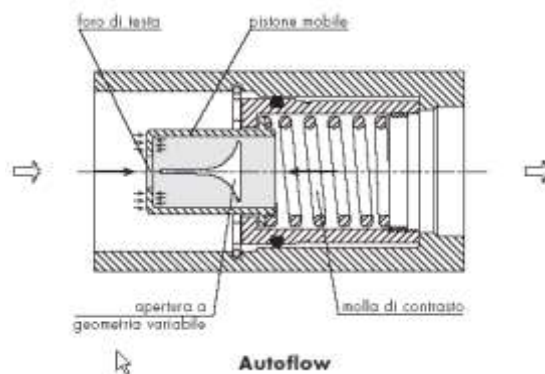


Figura 83: Sezione di un dispositivo di Autoflow

Le leggi dell'equilibrio dell'*Autoflow* sono le seguenti:

$$G = K A \Delta p^{0.5}$$

$$F = \Delta p A_0$$

$$F = K_s X$$

ove si ha il seguente simbolismo:

- G portata del fluido;
- K coefficiente di equilibrio;
- A Sezione di passaggio del fluido;
- F Forza;
- Δp Pressione differenziale;
- A_0 Superficie della testa del pistone;
- K_s Costante caratteristica della molla;
- X spostamento del pistone.

Elaborando opportunamente le relazioni precedenti si arriva a definire la geometria che deve avere la sezione di passaggio del fluido affinché la portata rimanga costante al variare della pressione differenziale., come si può osservare in Figura 83. A seconda della portata nominale e del campo di pressione differenziale di lavoro, cambiano le forme e le dimensioni delle sezioni di passaggio. Queste sono legate naturalmente alle dimensioni di ingombro complessive del regolatore stesso.

Per questo motivo i regolatori *Autoflow* vengono costruiti con forme e grandezze differenti. Il funzionamento del dispositivo *Autoflow* può essere meglio compreso facendo riferimento alla curva Δp - G e ad uno schema di base che evidenzino l'andamento delle grandezze in gioco. Si hanno tre casi possibili.

Flusso sotto il campo di lavoro

In questo caso il pistone di regolazione resta in equilibrio senza comprimere la molla e offre al fluido la massima sezione libera di passaggio. In pratica il pistone agisce come un regolatore fisso e, quindi, la portata che attraversa l'Autoflow dipende solo dalla pressione differenziale.



Figura 84: Curva Δp -G per un Autoflow sotto il campo di lavoro

Flusso entro il campo di lavoro

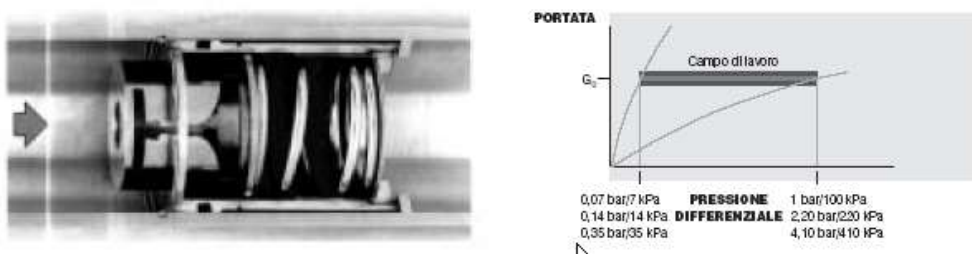


Figura 85: Curva Δp -G per un Autoflow entro il campo di lavoro

Se la pressione differenziale è compresa nel campo di lavoro, il pistone comprime la molla e offre al fluido una sezione di libero passaggio tale da consentire il regolare flusso della portata per cui è abilitato. La portata nominale viene mantenuta con una tolleranza del 5%.

Flusso fuori dal campo di lavoro

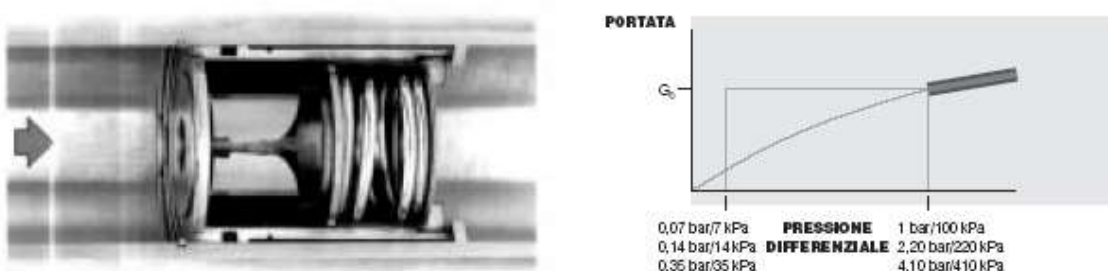


Figura 86: Δp -G per un Autoflow fuori dal campo di lavoro

In questo campo di lavoro il pistone comprime completamente la molla e lascia solo il foro di testa come via di passaggio per il fluido. Come nel primo caso il pistone agisce da regolatore fisso. La portata che attraversa l'Autoflow dipende, quindi, solo dalla pressione differenziale.

Applicazione dell'Autoflow nei circuiti

Seguono alcuni esempi di applicazione dell'Autoflow nei vari tipi di circuiti.

I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno del circuito. Servono a far fluire, attraverso le colonne, le quantità di fluido richieste.

Squilibri nella ripartizione delle portate possono, comunque, determinarsi lungo le colonne per i motivi evidenziati nell'esame dei circuiti semplici. Per tale ragione, questi circuiti sono normalmente utilizzati in edifici che non superano i 5 o 6 piani.

I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno del circuito. Sono in grado di far fluire, attraverso ogni terminale, le quantità di fluido richieste.

Si fa notare come in questo caso non sia necessario bilanciare tra di loro le colonne, dato l'ampio campo di lavoro dell'Autoflow.

Nel caso di valvole manuali invece, si sarebbero dovute bilanciare anche queste ultime tra di loro inserendo in più una valvola di bilanciamento per ogni colonna stessa.

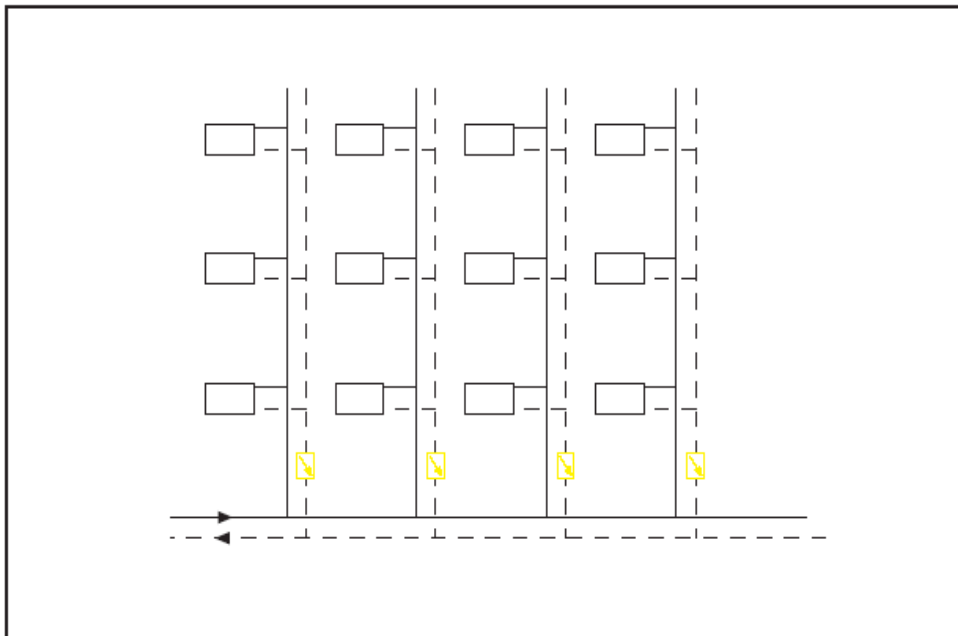


Figura 87: Bilanciamento con Autoflow ai piedi delle colonne

Gli Autoflow posti sul ritorno delle derivazioni di zona consentono di mantenere costante la portata di ogni derivazione sia a valvole aperte, sia a valvole chiuse.

In questo caso non è necessario bilanciare le vie di by-pass delle valvole a tre vie, in quanto l'Autoflow assorbe automaticamente le eventuali variazioni di perdite di carico tra la via aperta verso l'utenza o aperta verso il by-pass.

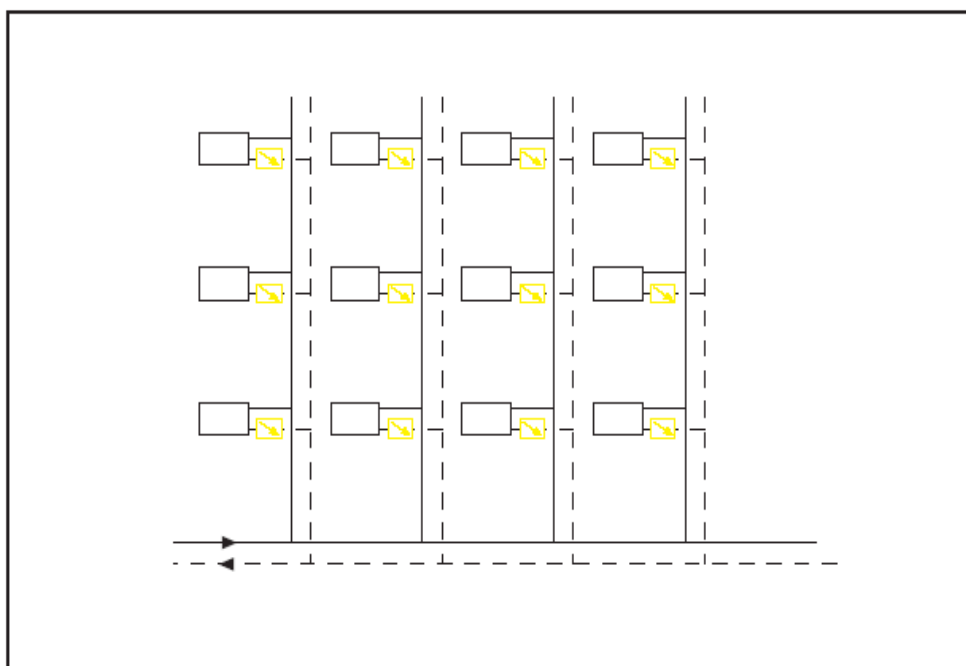


Figura 88: Bilanciamento con Autoflow in ogni terminale

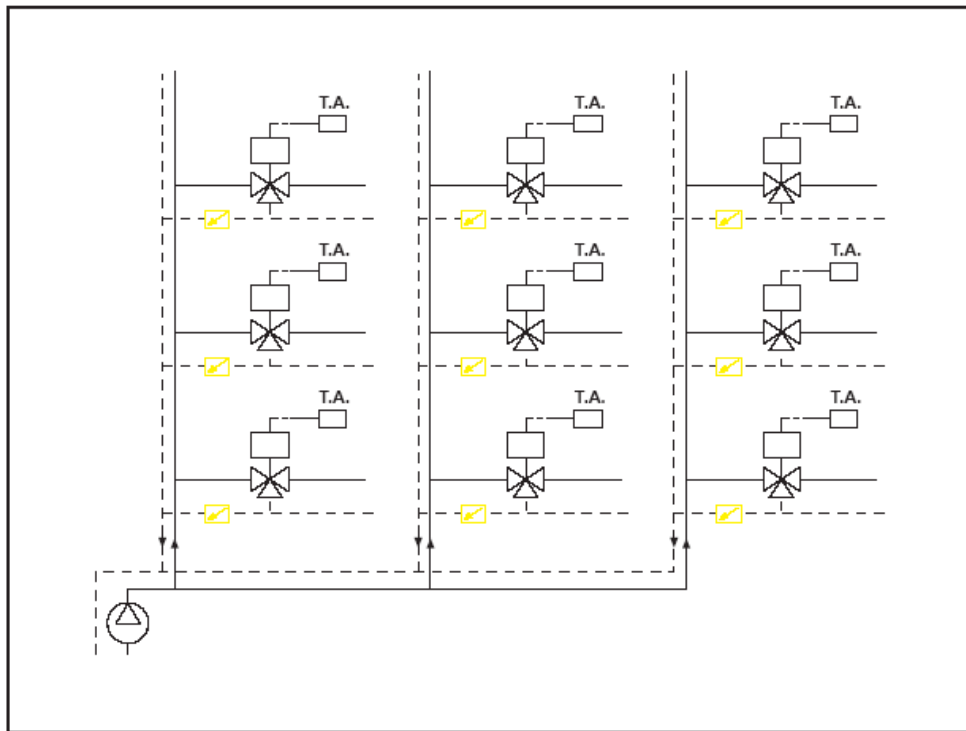


Figura 89: Bilanciamento con Autoflow in impianti con valvole a tre vie

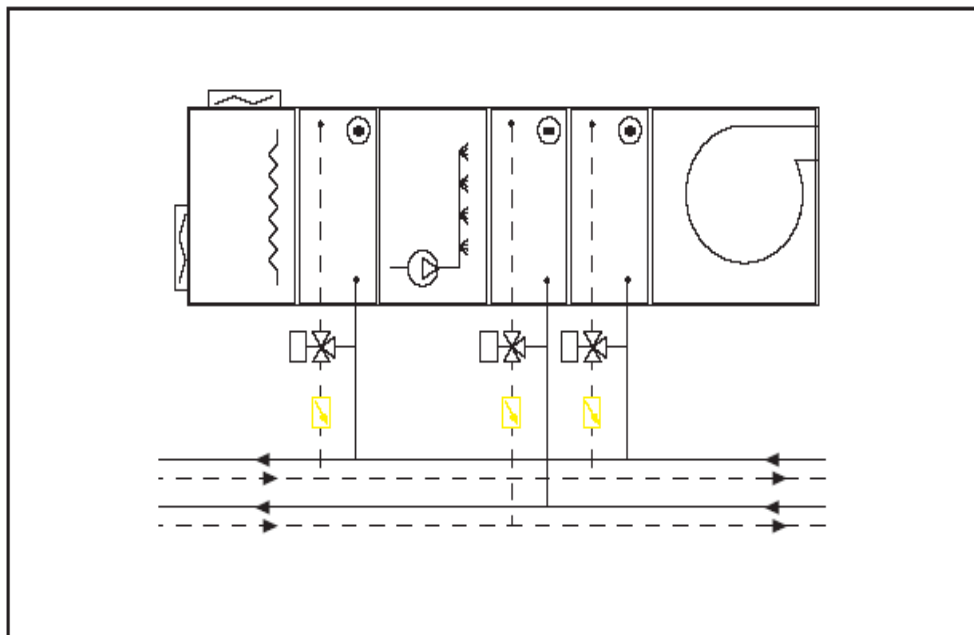


Figura 90: Regolazione con Autoflow delle batterie con valvole a tre vie

Inoltre, nel caso di valvole a tre vie modulanti, esso mantiene costante la portata complessiva anche nelle posizioni intermedie dell'otturatore della valvola.

I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno del circuito. Gli Autoflow consentono di mantenere costanti le portate dei circuiti di distribuzione sia a valvole aperte, sia a valvole chiuse. Inoltre, nel caso di valvole a tre vie modulanti, esso mantiene costante la portata complessiva anche nelle posizioni intermedie dell'otturatore della valvola.

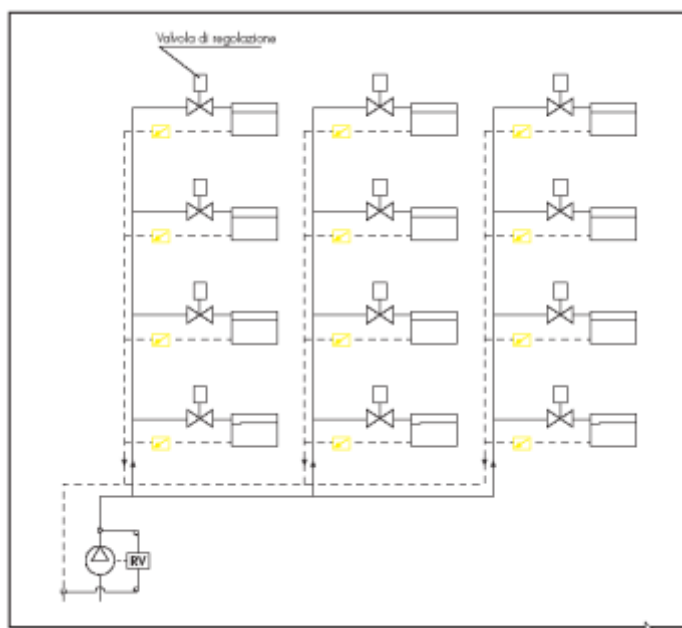


Figura 91: Regolazione con valvole a due vie e pompa a velocità variabile

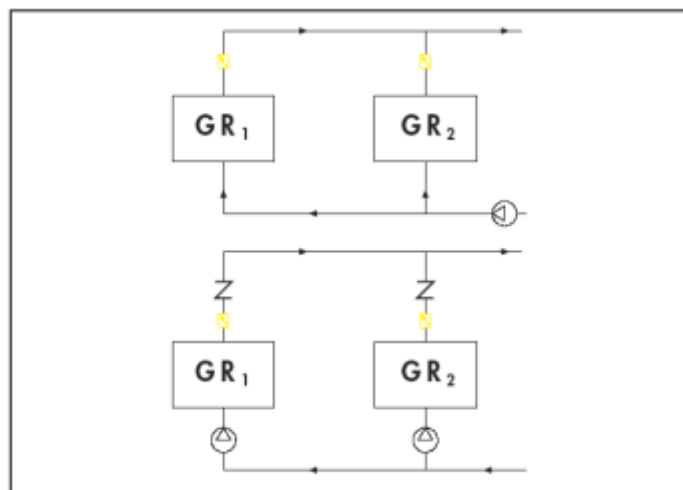


Figura 92: Bilanciamento di gruppi di refrigerazione acqua con Autoflow

I dispositivi Autoflow vanno installati sulla tubazione di ritorno del circuito. Questa soluzione è utilizzata soprattutto in impianti con ventilconvettori e valvole di regolazione modulanti. Gli Autoflow servono a stabilizzare la quantità di fluido che passa attraverso i terminali.

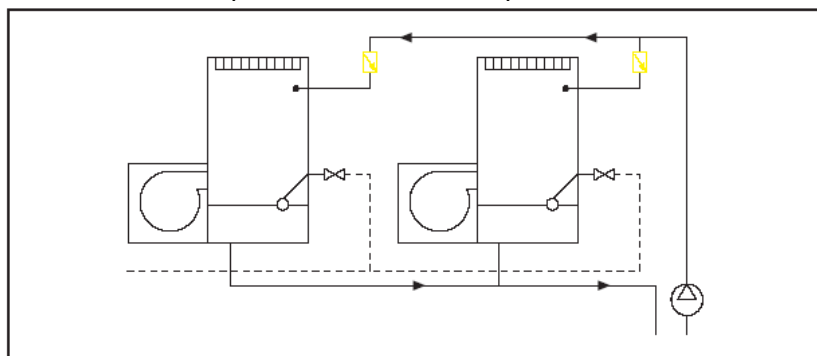


Figura 93: Bilanciamento delle torri di raffreddamento con Autoflow

In un impianto con valvole a due vie e pompa a velocità variabile, senza una riequilibratura automatica dell'impianto a carico ridotto (cioè senza Autoflow) si possono avere terminali con flusso insufficiente.

Tale situazione riduce, per esempio, in modo considerevole le capacità dei terminali di deumidificazione. Per bilanciare i circuiti che servono gli evaporatori o i condensatori dei gruppi refrigeranti; sugli scambiatori la portata è sempre costante anche nel caso di parzializzazione dei gruppi, con conseguente ottimizzazione delle prestazioni.

Negli impianti di teleriscaldamento, per bilanciare le varie sottocentrali e limitarne la potenza termica al valore nominale; si assicurano così le condizioni ottimali di funzionamento degli scambiatori di calore.

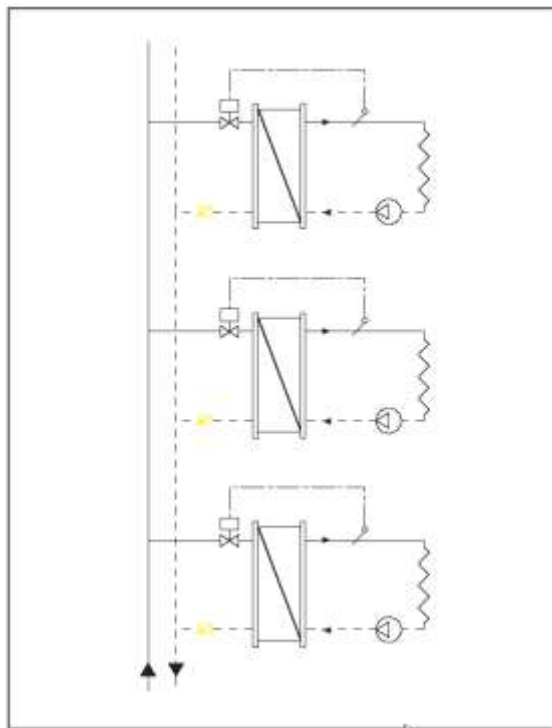


Figura 94: Bilanciamento di impianti di teleriscaldamento con Autoflow

3.4.6 RIDUTTORI DI PRESSIONE

Sono dispositivi, vedi Figura 95, che servono a ridurre la pressione disponibile ad un valore predefinito e costante. Sono essenzialmente costituiti da:

- – *un disco di regolazione,*
- – *una molla di contrasto,*
- – *una membrana elastica,*
- – *uno stelo con otturatore collegato alla membrana.*

Funzionano nel seguente modo:

- 1. *quando la pressione a valle supera quella di taratura del riduttore, il fluido comprime la membrana e manda in parziale chiusura il dispositivo stelo-otturatore. In tal modo si determina un incremento della resistenza al passaggio del fluido e di conseguenza una diminuzione della pressione a valle.*
- 2. *quando la pressione a valle è inferiore a quella di taratura del riduttore, il fluido fa decomprimere la membrana e manda in parziale apertura il dispositivo stelo-otturatore. In tal modo si determina una diminuzione della resistenza al passaggio del fluido e di conseguenza un incremento della pressione a valle, il cui valore in ogni caso non può superare quello della pressione disponibile a monte.*

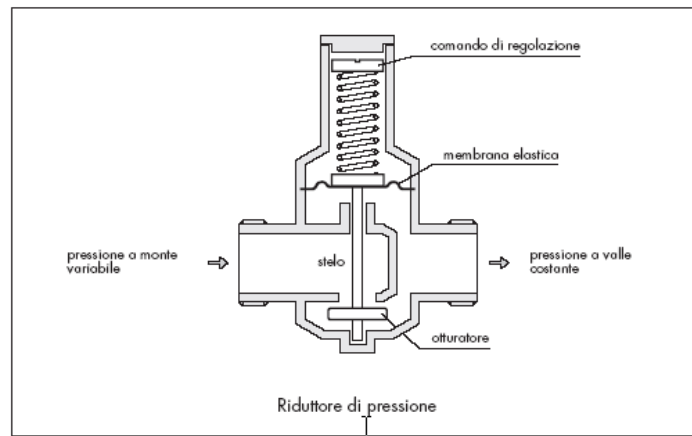


Figura 95: Sezione di un riduttore di pressione

I riduttori di pressione possono essere a sede normale e a sede compensata. Quelli a sede compensata consentono prestazioni migliori soprattutto per quanto riguarda la precisione e la stabilità di funzionamento

3.4.7 I DISCONNETTORI

Sono dispositivi antinquinamento che servono a garantire il “non ritorno” dell'acqua. Si usano per proteggere le reti di acqua potabile da possibili contaminazioni di natura chimica o batteriologica.

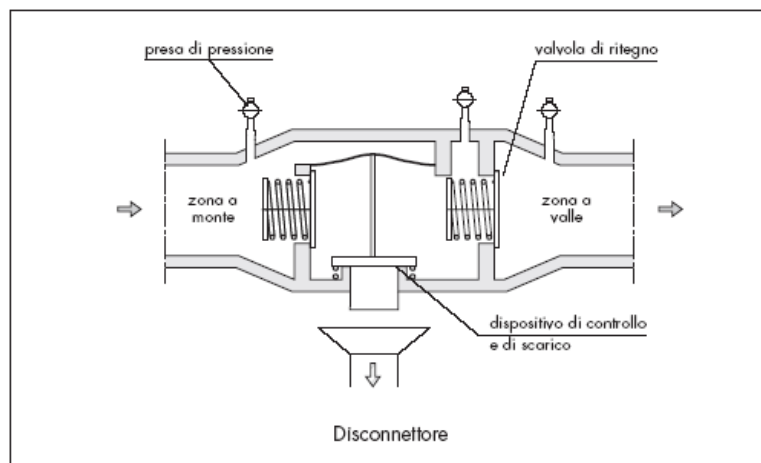


Figura 96: Sezione di un disconnettore

Sono essenzialmente costituiti da tre zone fra loro indipendenti:

- *zona a monte: è separata dalla zona intermedia mediante una valvola di ritegno a molla.*
- *zona intermedia: è dotata di un meccanismo che scarica l'acqua all'esterno quando la sua pressione supera quella della zona a monte: cioè quando sussistono le condizioni per un'inversione di flusso del fluido.*
- *zona a valle: è separata dalla zona intermedia mediante una valvola di ritegno a molla.*

I disconnettori possono essere con o senza prese di pressione. Quelli con prese di pressione consentono di verificare il funzionamento o meno delle valvole di ritegno e del meccanismo di scarico.

3.4.8 VALVOLE DI RITEGNO

Sono valvole che servono a consentire il passaggio del fluido in un solo senso. Possono essere così classificate:

- *Valvole a battente o a Clapet,*
- *Valvole a disco o a tappo,*
- *Valvole a sfera,*
- *Valvole a fuso.*

Le loro caratteristiche principali sono descritte nei manuali tecnici dei vari Costruttori.

Valvole a Clapet

Sono caratterizzate dall'avere un otturatore a battente (o a Clapet) incernierato al corpo valvola. Il flusso normale mantiene aperto il battente, mentre il suo peso e il contro-flusso lo mandano in chiusura. Sono utilizzate dove si richiedono basse perdite di carico.

Le normali valvole a battente provocano vibrazioni e farfallamenti nei regimi idraulici variabili. In tali regimi è bene installare valvole speciali con battente equilibrato a contrappeso.

Nota: La messa in opera di queste valvole deve essere fatta in modo che l'otturatore resti chiuso in assenza di flusso.

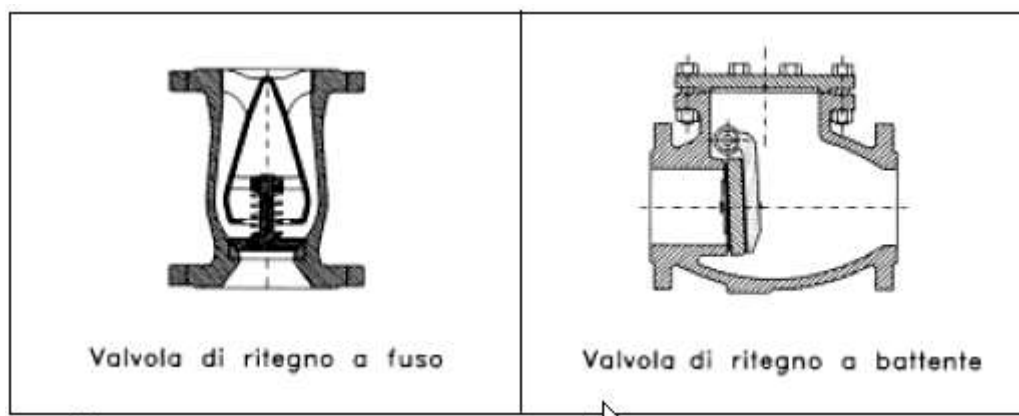


Figura 97: Sezioni di alcuni tipi di valvole di ritegno

Valvole a tappo o a disco

Aprono e chiudono mediante un otturatore (a tappo o a disco) che scorre come un pistone in una apposita guida. Il flusso normale solleva il pistone, mentre il suo peso, il contro-flusso e l'eventuale azione di molle lo mandano in chiusura. Possono essere utilizzate anche in regimi idraulici pulsanti. Limiti d'uso: depositi e incrostazioni possono compromettere la tenuta della chiusura.

Valvole a sfera

La loro azione di apertura-chiusura è affidata ad un otturatore a sfera. Il flusso normale solleva la sfera, mentre il suo peso e il contro-flusso la mandano in chiusura. Sono utilizzate con fluidi viscosi e con liquidi sporchi. E' sconsigliabile il loro uso in regimi idraulici pulsanti.

Valvole a fuso

Aprono e chiudono mediante un otturatore a forma di fuso e con richiamo a molla. Il flusso normale solleva il fuso, mentre il peso del fuso stesso, l'azione di una o più molle e il contro-flusso

lo mandano in chiusura. Sono utilizzate per limitare gli effetti dei colpi d'ariete. Limiti d'uso: depositi e incrostazioni possono compromettere la tenuta della chiusura.

3.4.9 VINCOLI DELLE TUBAZIONI

Vi sono dispositivi meccanici che servono ad equilibrare le forze, statiche e dinamiche, che normalmente agiscono sulle reti di distribuzione. Forze di natura statica sono il peso proprio dei tubi, il peso del fluido in essi contenuto e il peso di eventuali apparecchiature e accessori (raccordi, valvole, pompe, rivestimenti, ecc ...). Forze di natura dinamica sono, invece, quelle che derivano dalle dilatazioni termiche dei tubi. I vincoli delle tubazioni devono essere disposti in modo da evitare:

- *sollecitazioni troppo elevate, specie in prossimità di attacchi flangiati e di saldature;*
- *percorsi a onda, che possono causare sacche d'aria (negli impianti di riscaldamento) e depositi di acqua condensata (negli impianti a vapore).*
- *In base al tipo di azione esercitata, i vincoli si possono così classificare:*
- *punti fissi, servono a "bloccare" le tubazioni nei punti voluti;*
- *guide, permettono lo spostamento dei tubi in una sola direzione;*
- *appoggi o sostegni, hanno esclusivamente il compito di sostenere il peso delle tubazioni.*

Punti fissi

Sono vincoli che bloccano le tubazioni in modo da impedire qualsiasi movimento. Si possono classificare in punti fissi principali e punti fissi secondari.

Punti fissi principali

Si trovano all'inizio e alla fine dell'impianto, vedi Figura 98, come pure nei tratti con curve. Devono essere dimensionati in modo da poter resistere all'azione delle seguenti forze:

- *spinte conseguenti alla deformazione dei dilatatori (per i dilatatori artificiali, il valore di tale spinta è in genere fornito dal costruttore);*
- *resistenza dovuta agli attriti delle guide che sono comprese fra il compensatore e il punto fisso;*
- *spinta dovuta alla pressione del fluido (praticamente da considerarsi solo in impianti a vapore o ad acqua surriscaldata);*
- *forza centrifuga indotta dalla velocità del fluido (generalmente questa spinta si considera solo per tubazioni che hanno diametro superiore a 300 mm).*

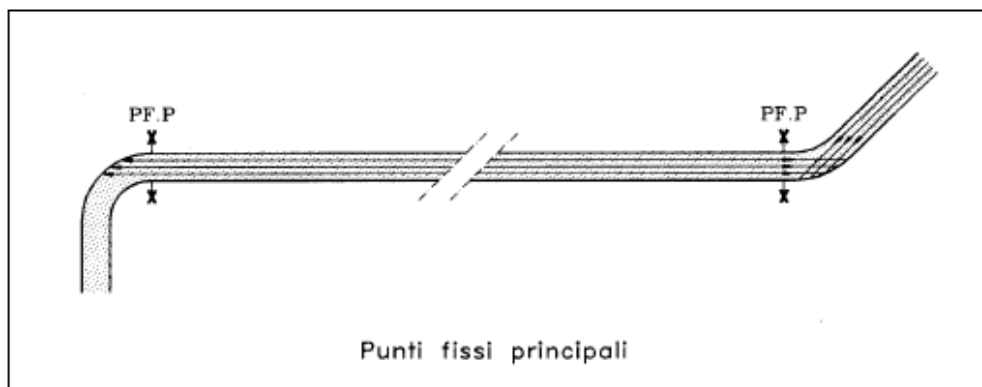


Figura 98: Schematizzazione dei punti fissi principali

Punti fissi secondari o intermedi

Sono posti su tubazioni rettilinee con lo scopo di suddividere queste in tratti di minor lunghezza, aventi ciascuno una dilatazione propria.

Se si utilizzano compensatori artificiali, la lunghezza dei tratti compresi fra due punti fissi è generalmente scelta in base alla corsa massima dei compensatori stessi. I punti fissi secondari devono resistere alle spinte conseguenti alla deformazione dei dilatatori e alla resistenza dovuta agli attriti delle guide.

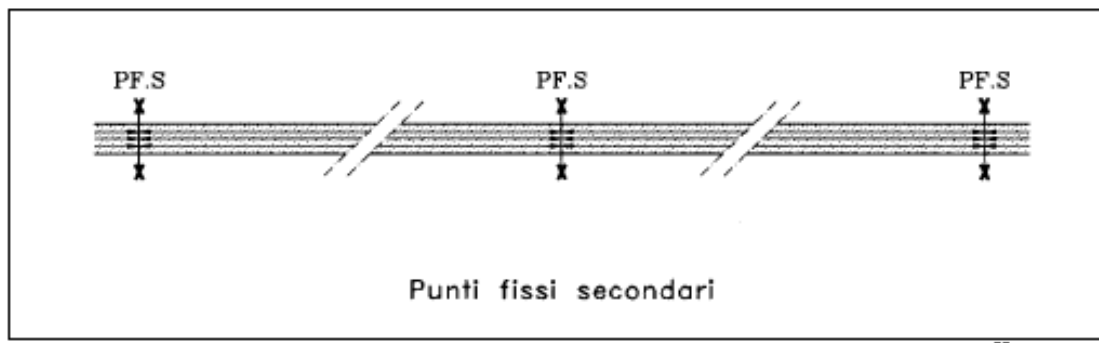


Figura 99; Schematizzazione dei punti fissi secondari

Guide

Sono vincoli che consentono alle tubazioni di muoversi solamente lungo una direzione prefissata. In base al tipo di scorrimento, si possono classificare in guide ad attrito radente e in guide ad attrito volvente. Le guide ad attrito radente scorrono per strisciamento sulle superfici di appoggio. Le guide ad attrito volvente si muovono, invece, su appositi rulli e consentono spostamenti più uniformi. Sono da preferirsi per i tubi di grande diametro.

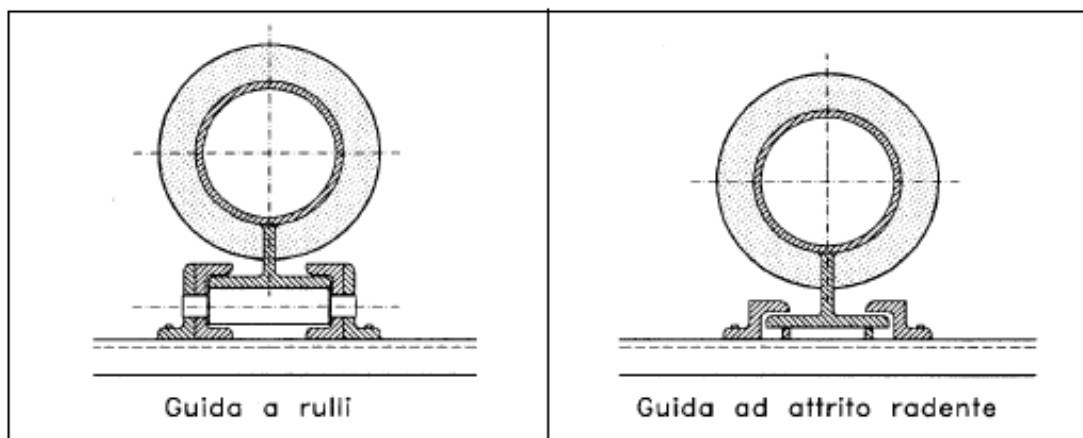


Figura 100: Esempi di guide

Appoggi e sostegni

Sono vincoli che lasciano alle tubazioni la possibilità di muoversi assialmente e lateralmente. Gli appoggi lavorano in compressione e scaricano il peso dei tubi su travi o mensole di supporto.

I sostegni sono vincoli che lavorano in trazione e tengono sospesi i tubi mediante collari pensili.

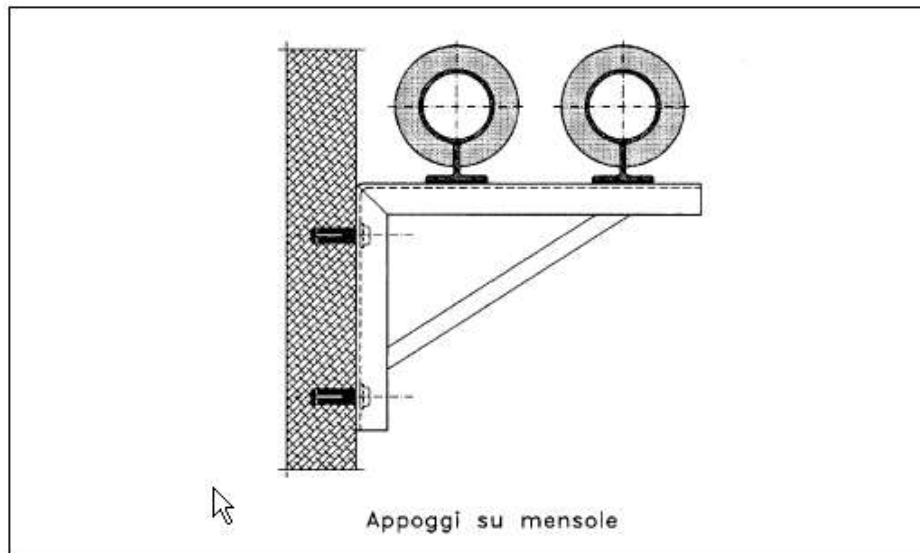


Figura 101: Esempi di sostegni a mensole

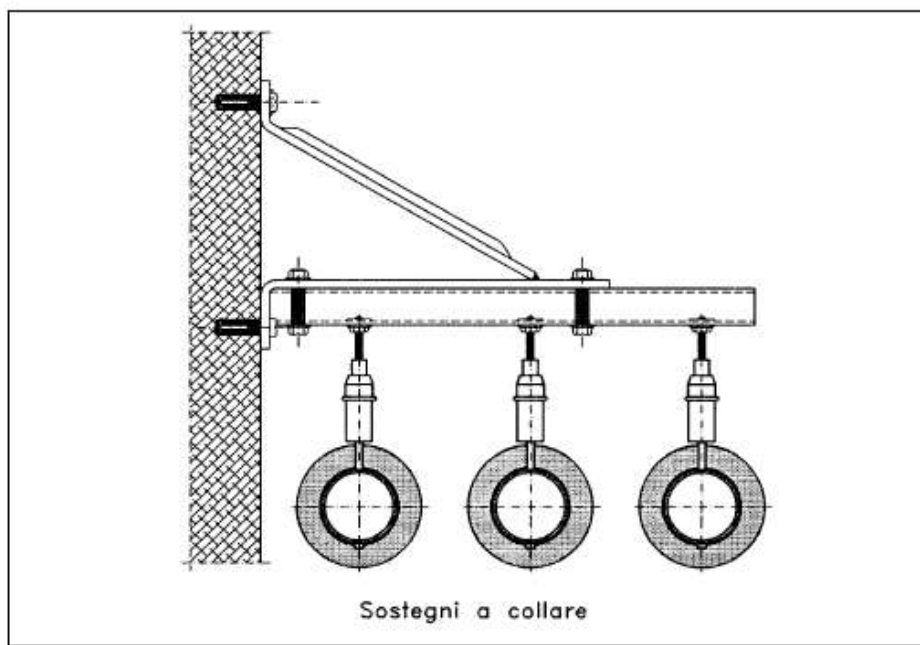


Figura 102: Esempi di sostegni a collare

3.4.10 CIRCUITI INVERSI

Questo circuito, definito anche *“compensato”* o *“bilanciato”*, consente di garantire ai suoi terminali (corpi scaldanti, colonne o derivazioni di zona) valori di prevalenza pressoché uguali fra loro.

Simile prestazione si ottiene sviluppando il circuito in modo tale che:

- *il primo terminale dell’andata sia l’ultimo del ritorno;*
- *il secondo terminale dell’andata sia il penultimo del ritorno;*
- *il terzo terminale dell’andata sia il terzultimo del ritorno, e così via fino a che*
- *l’ultimo terminale dell’andata sia il primo del ritorno.*

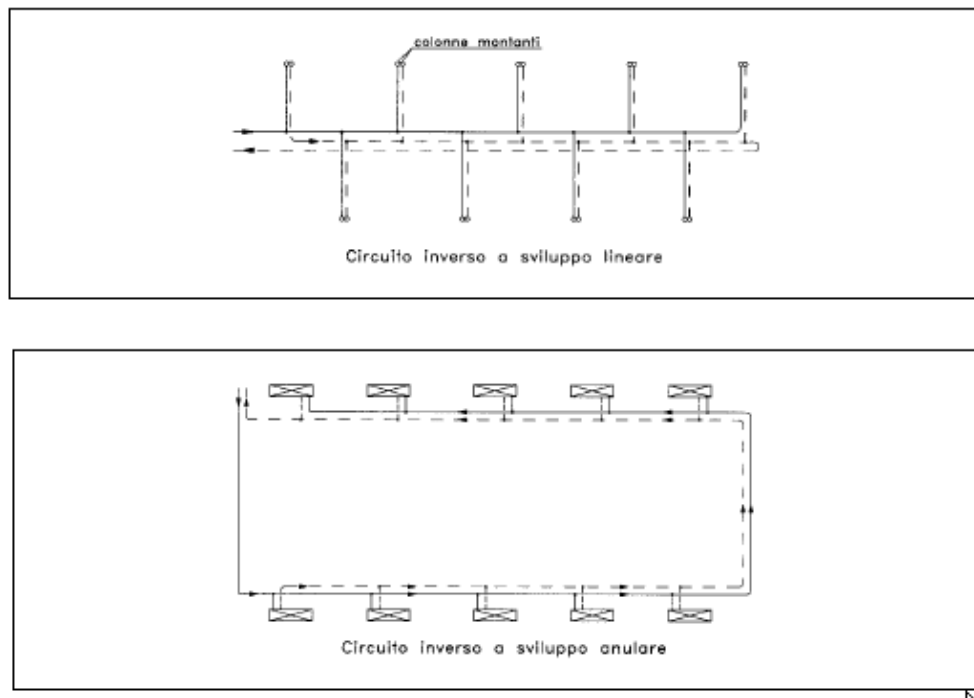


Figura 103: Esempi di reti a circuito inverso

Il circuito inverso può essere del tipo a sviluppo lineare (comunemente detto a *tre tubi* o anello di *Tickelmann*) oppure a sviluppo anulare (falso tre tubi).

Le applicazioni di questo circuito (specie nel tipo a sviluppo lineare) sono limitate soprattutto dai suoi costi relativamente elevati. In molti casi, il bilanciamento delle derivazioni di rete può essere ottenuto più convenientemente con valvole di taratura o con limitatori di portata.

3.4.11 DILATAZIONI LINEARI DELLE TUBAZIONI

Per effetto della temperatura del fluido di lavoro le tubazioni sono soggette a dilatazione termica della quale si deve tenere conto in sede progettuale.

Le dilatazioni termiche lineari possono essere calcolate con la formula:

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta T$$

dove:

- ΔL = dilatazione termica lineare, mm
- α = coefficiente di dilatazione termica lineare, mm/m°C
- L = lunghezza della tubazione, m
- ΔT = differenza di temperatura, °C

Nella seguente Tabella 12 sono riportati i valori di α per i tubi normalmente utilizzati negli impianti idro-termosanitari.

Acciaio	0,0114
Rame	0,0170
PEX (polietilene reticolato)	0,1400
PEad (polietilene ad alta densità)	0,1300
PVC (policloruro di vinile)	0,0800
PP (polipropilene)	0,1500

Tabella 12: Coefficienti di dilatazione per alcuni materiali

In alternativa alla tabella si può utilizzare l'abaco di Figura 104 che fornisce i coefficienti di dilatazione per i vari materiali d'uso in funzione della temperatura.

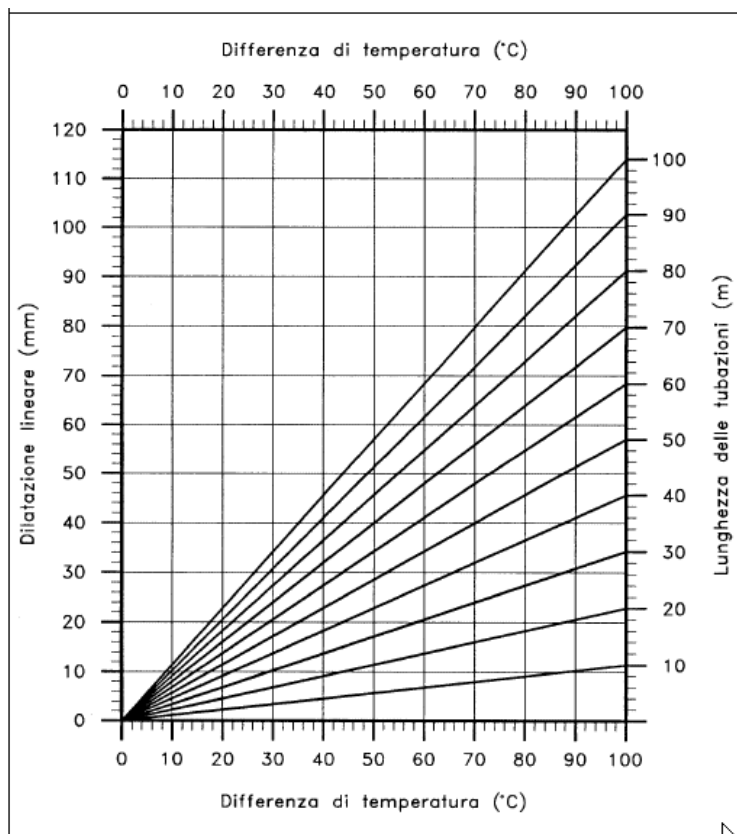


Figura 104: Abaco per il calcolo dei coefficienti di dilatazione lineare

Controllo delle dilatazioni termiche

Negli impianti con reti di distribuzione a sviluppo limitato, le dilatazioni termiche dei tubi sono in genere assorbite dall'elasticità "*naturale*" delle reti stesse. Tale elasticità dipende soprattutto dal numero e dal tipo di curve inserite nella rete.

Le curve, infatti, si deformano facilmente e possono così assorbire in modo "*naturale*" l'allungamento e l'accorciamento dei tubi. Le curve che meglio assorbono le dilatazioni termiche dei tubi sono quelle che hanno diametri piccoli ed elevati raggi di curvatura.

Al contrario, negli impianti a grande sviluppo, l'elasticità propria delle reti non è in genere sufficiente a garantire l'assorbimento delle dilatazioni termiche. In questi casi si deve provvedere alla messa in opera di appositi compensatori che possono essere di tipo naturale o artificiale.

Compensatori naturali

Sono così definiti i compensatori ottenuti con tratti rettilinei e con curve degli stessi tubi che costituiscono le reti di distribuzione. Questi dispositivi di dilatazione sono facili da realizzare, sono poco costosi e hanno un elevato grado di sicurezza.

Possono però presentare l'inconveniente di richiedere molto spazio e, quindi, non sempre sono realizzabili, specie quando i tubi sono posti in cunicoli o in cavedi.

Per limitare le loro dimensioni, questi compensatori possono essere messi in opera con una pretensione, cioè con uno stato di tensione di segno contrario a quello indotto dalla dilatazione termica dei tubi. Simile tecnica di montaggio consente di ridurre l'entità della dilatazione effettiva da assorbire.

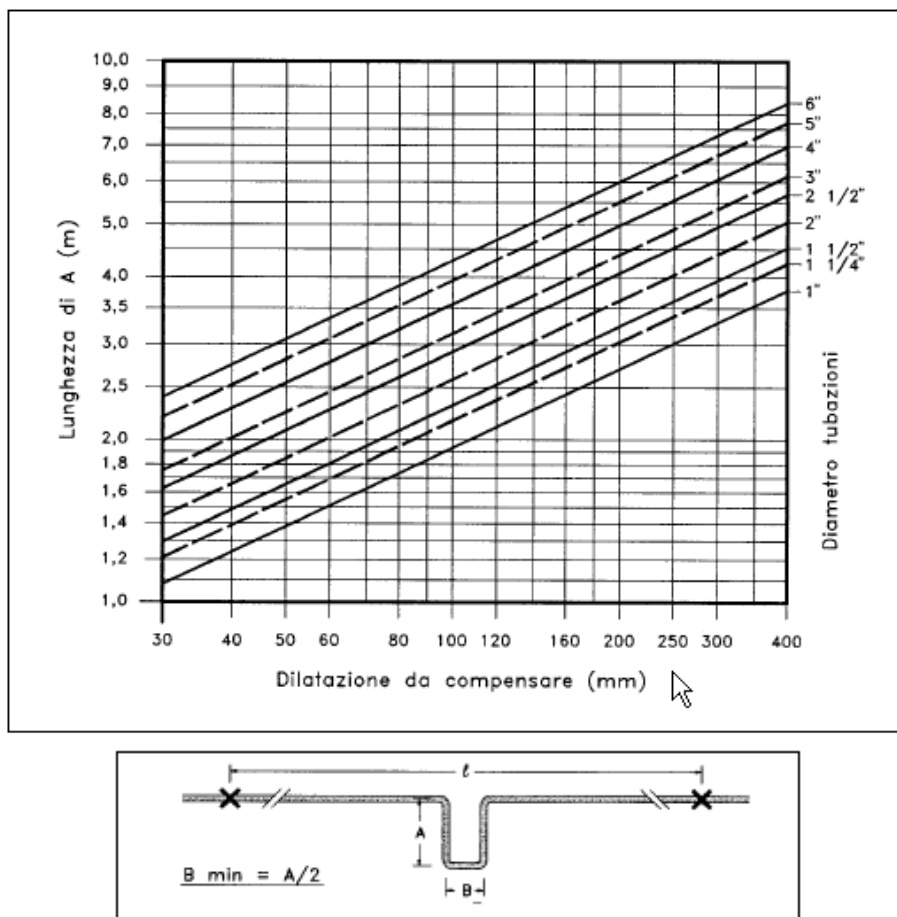


Figura 105: Abaco per i dilatatori ad U

Solitamente conviene che l'allungamento di pretensione sia uguale a metà della dilatazione termica prevista. I compensatori naturali più comunemente usati sono quelli che hanno forma geometrica a **U**, **L** e **Z**. In genere i compensatori a **U** devono essere realizzati appositamente, mentre i compensatori a **L**, oppure a **Z**, possono essere ricavati anche dal normale percorso delle tubazioni, posizionando opportunamente i punti fissi e le guide di scorrimento.

I diagrammi di Figura 105, Figura 106 e Figura 107 consentono di dimensionare i compensatori del tipo a **U**, **L** e **Z** in relazione al loro diametro e al valore della dilatazione da compensare.

Compensatori artificiali

Sono dispositivi meccanici, deformabili con facilità, appositamente costruiti per poter assorbire le dilatazioni termiche dei tubi. Commercialmente sono disponibili nei tipi: a soffiutto metallico, in gomma, a telescopio e a tubo flessibile.

Compensatori a soffiutto metallico

Sono tratti di condotto costituiti principalmente da una parete metallica ondulata e deformabile, simile ad un soffiutto. Assicurano una buona tenuta (anche con forti pressioni e con temperature elevate), non sono ingombranti e hanno la possibilità di compiere un'ampia gamma di movimenti. Per queste loro caratteristiche, i compensatori a soffiutto metallico sono molto utilizzati negli impianti sanitari e di riscaldamento nonché negli impianti industriali. Secondo il tipo di movimento si classificano in: assiali, laterali e angolari.

E' importante ricordare che questi compensatori per poter lavorare correttamente debbono avere le *omega* non in tensione inizialmente.

Essi vengono montati con una compressione iniziale in modo che la successiva dilatazione termica venga assorbita dalla dilatazione delle omega.

Se montati non correttamente questi dilatatori possono provocare incidenti anche gravi (specialmente nelle tubazioni ad acqua surriscaldata) per rottura a fatica delle omega.

Compensatori in gomma

Sono dispositivi di compensazione costituiti essenzialmente da un tratto di condotto in gomma con superficie a "onda" semplice o multipla. Sono in grado di assicurare compensazioni assiali, laterali e angolari.

Sono, inoltre, particolarmente utili per assorbire le vibrazioni e per interrompere la continuità metallica.

Questi compensatori non sono utilizzabili né con alte temperature (temperatura massima $100\div 105^{\circ}\text{C}$), né con elevate pressioni (pressione massima $8\div 10\text{ atm}$) e neppure con quei fluidi che, per le loro caratteristiche fisico-chimiche, non possono essere convogliati in condotti di gomma.

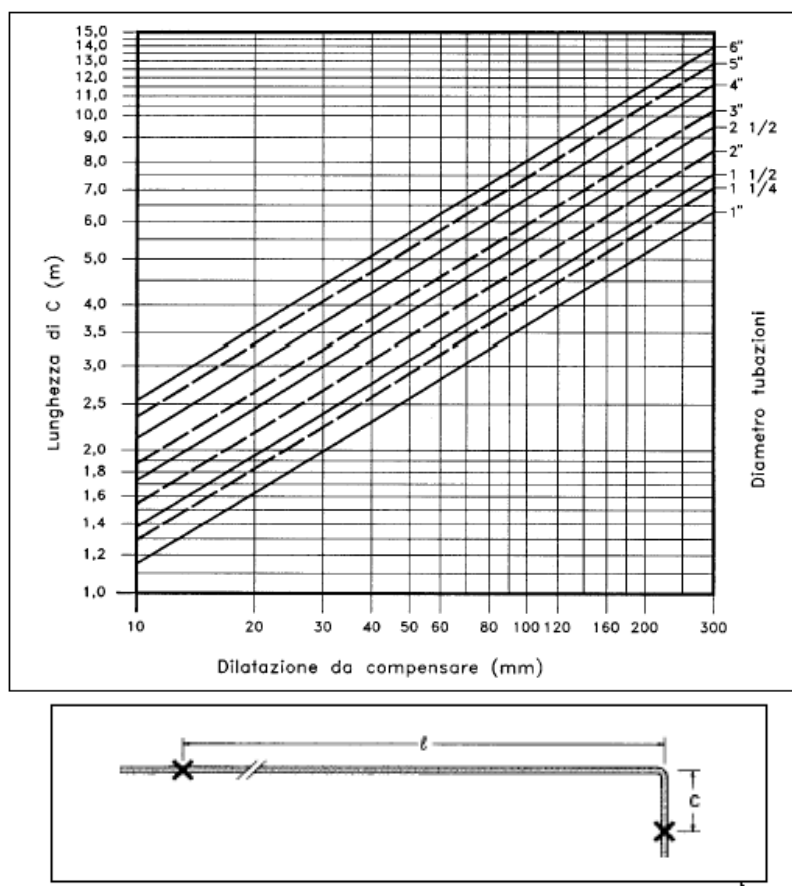


Figura 106: Abaco per dilatatori ad L

Compensatori telescopici

Sono realizzati con due tubi coassiali liberi di scorrere fra loro come gli elementi del tubo di un telescopio. La tenuta idraulica è ottenuta con una o più guarnizioni in materiale elastico.

I compensatori telescopici possono essere utilizzati solo con pressioni limitate e con movimenti delle tubazioni rigorosamente assiali.

Se i movimenti delle tubazioni non sono assiali, i tubi interni dei compensatori tendono ad "impuntarsi", compromettendo così l'efficienza della tenuta idraulica.

Compensatori a tubo flessibile

Sono dei semplici tubi flessibili. Devono essere installati perpendicolarmente alla direzione in cui avviene la dilatazione termica.

I compensatori a tubo flessibile sono utilizzati soprattutto per assorbire le dilatazioni dei tubi piccoli e medi. Con i tubi di elevato diametro, questi compensatori risultano troppo ingombranti.

Si tenga presente quanto detto per i compensatori a soffietto: anche questi compensatori debbono lavorare correttamente evitando che la dilatazione termica produca tensioni superiori a quella di rottura.

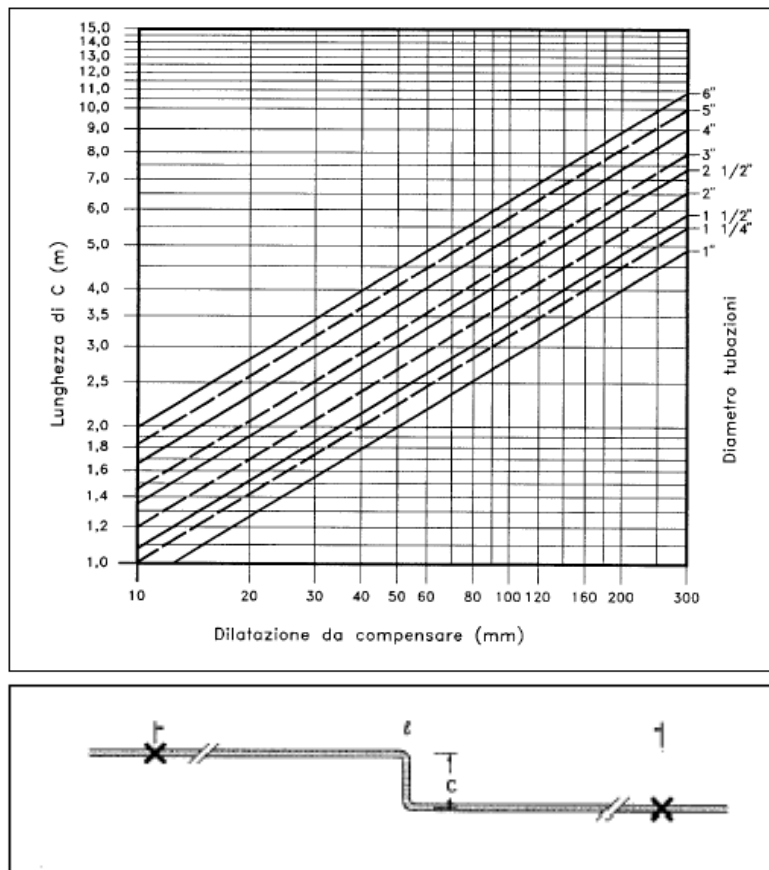


Figura 107: Abaco per dilatatori a Z

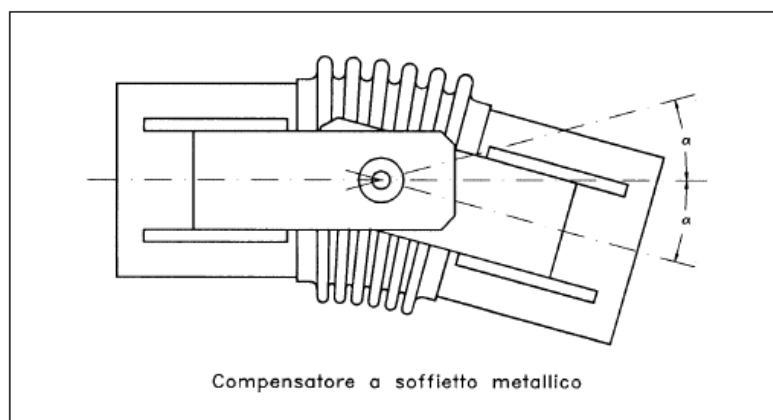


Figura 108: Schema di funzionamento dei compensatori a soffietto

3.5 PROGRAMMI PER RETI DI DISTRIBUZIONE DELL'ACQUA CALDO E/O FREDDA

Reti di distribuzione in acciaio

Per le *reti ad acqua calda* con tubazioni in *acciaio* si può immaginare un algoritmo di progettazione a $\psi = \text{costante}$ schematizzato nelle seguenti fasi (*che riepilogano quanto sopra fatto*).

- Numerare i nodi della rete in modo da individuare, per ciascun circuito, i singoli tratti;
- Calcolare la portata di acqua calda per ciascun tratto terminale di circuito mediante la [68];
- Calcolare la portata totale dei vari rami applicando il criterio di congruenza;
- Scegliere da catalogo una pompa di circolazione con prevalenza giudicata sufficiente per il tipo di impianto e per la portata totale sopra calcolata;
- Fissare la percentuale di perdite distribuite da utilizzare per il calcolo della ψ_{media} di ogni circuito mediante la [73] nella quale la lunghezza totale è nota;
- Calcolare per ciascun tratto il diametro teorico mediante abachi o utilizzando la relazione²¹:

$$d = 3.84 \frac{\dot{m}^{0.36}}{\psi^{0.2}}$$

- ove le unità di misura sono: d [mm], \dot{m} [kg/h], ψ [mm. c.a.];
- Scegliere il diametro commerciale più vicino (in difetto o in eccesso) a quello teorico sopra calcolato;
- Calcolare la perdita specifica di pressione reale conseguente al diametro commerciale selezionato mediante abaco o con la relazione:

$$\psi = 834.94 \frac{\dot{m}^{1.8}}{d^5}$$

con d [mm], \dot{m} [kg/h], ψ [mm. c.a.];

- Calcolare la velocità effettiva del fluido corrispondente al diametro commerciale selezionato mediante abaco o mediante la relazione:

$$w = 0.00858 \cdot \psi^{0.556} \cdot d^{0.778}$$

con d [mm], w [m/s], ψ [mm. c.a.];

- calcolare le perdite distribuite del ramo, $\Delta p_{di} = \psi_i L_i$, e le perdite concentrate e quindi le perdite totali del ramo;
- ripetere le fasi precedenti per tutti i rami e quindi calcolare le perdite totali di ogni circuito mediante la relazione $\Delta p_{circuito} = \sum_{Rami} \Delta p_i$;
- ripetere il calcolo per tutti i circuiti tenendo conto che i tratti comuni sono già dimensionati (partendo dai circuiti più lunghi) e che di questi si conoscono le perdite specifiche vere e quindi nel calcolo della ψ_{media} si deve tenere conto solamente dei rami ancora da dimensionare e della Δp che hanno disponibile;
- Confrontare le cadute di pressione di tutti i circuiti e provvedere al calcolo delle resistenze di compensazione (rispetto alla caduta di pressione maggiore) dei circuiti più favoriti;
- Verificare la scelta della pompa di circolazione.

²¹ Queste relazioni sono desunte direttamente dagli abachi visti in precedenza.

Reti di distribuzione in Rame

Per tubi a bassa rugosità, quali sono le tubazioni in rame, si deve tenere conto delle minori perdite per attrito. Usando ancora la relazione di Blasius, [33], si può calcolare:

$$\psi = 0.214 \nu^{0.25} \rho \frac{\dot{m}^{1.75}}{d^{4.75}} \quad (Pa/m) \quad [74]$$

ovvero:

$$\psi = 14.68 \nu^{0.25} \rho \frac{\dot{m}^{1.75}}{d^{4.75}} \quad (mm.c.a./m) \quad [75]$$

con d in (mm), ν in (m^2/s), ρ in (kg/m^3) e portata in (kg/s) per il S.I. e (*litri/ora*) nel S.T.

Si ricordi che per l'acqua sia ρ che ν variano con la temperatura. Ad esempio si hanno:

Temperatura (°C)	Viscosità cinematica ν (m^2/s)	Densità ρ (kg/m^3)
10	$1.30 \cdot 10^{-6}$	999.6
80	$0.39 \cdot 10^{-6}$	971.1

Tabella 13: Parametri termofisici per l'acqua

Relazione di Hazen Williams²²

Per calcolare la perdita di pressione specifica si può usare la relazione di Hazen Williams seguente:

$$\psi = \frac{6.05 \dot{m}^{1.85} 10^9}{C^{1.85} d^{4.87}}$$

Con:

- \dot{m} portata del fluido, [l/m];
- ψ Perdita specifica di pressione, [$mm.ca/m$];
- d diametro della tubazione, [mm];
- C costante funzione del tipo di tubazione:
 - $C=100$ tubi in ghisa
 - $C=120$ tubi in acciaio
 - $C=140$ tubi in rame
 - $C=150$ tubi in plastica.

Dalla stessa relazione, nota ψ , si può calcolare il diametro della tubazione con la relazione:

$$d = \left(\frac{6.05 \dot{m}^{1.85} 10^9}{C^{1.85} \psi} \right)^{0.205}$$

Queste due relazioni possono essere utilizzate in sostituzione delle precedenti.

Verifiche di funzionalità

Quanto sopra esposto si riferisce al puro calcolo delle reti di distribuzioni dell'acqua calda e/o fredda. Nulla si è detto circa la verifica di funzionalità dell'impianto di distribuzione.

Il calcolo della portata di fluido è effettuata con la relazione

²² Questo metodo è indicato per la progettazione delle reti antincendio mediante idranti.

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \Delta T}$$

ove ΔT è la differenza di temperatura del fluido fra l'andata e il ritorno:

$$\Delta T = T_m - T_r$$

Ricordando che il terminale cede calore all'ambiente mediante la relazione:

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta T_{ml} \cdot F$$

con:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad \text{con: } \theta = t_{f1} - t_{f2}$$

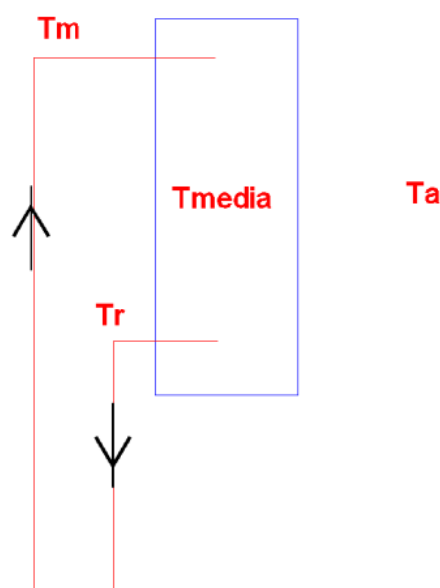


Figura 109: Schema di collegamento di un terminale

ed F opportuno fattore geometrico di scambio si ha che la trasmissione di calore all'ambiente dipende dalla differenza di temperatura media logaritmica e dalla forma del corpo scaldante. Di solito si pone lo scambio termico nella forma:

$$Q_{CS} = C \Delta T_{cs-amb}^n$$

ove si ha:

- - ΔT_{cs-amb} differenza di temperatura fra la T_{media} del corpo scaldante e l'aria ambiente;
- - C coefficiente di scambio termico;
- - n esponente che dipende dal corpo scaldante.

Si è visto nel Volume 2° di questo corso che n è fornito dai Costruttori dei corpi scaldanti con riferimento ad uno scambio nominale (EN 442) di 50 °C fra corpo scaldante ed ambiente.

Nella Tabella 14 e nella Tabella 15 si hanno i dati funzionali di radiatori e fan coil commerciali con l'indicazione dell'esponente n dianzi accennato.

Se, ad esempio, si ha una temperatura di mandata di 80 °C e di ritorno di 60 °C si ha una temperatura media del corpo scaldante di $T_{media} = (80+60)/2 = 70$ °C.

Pertanto la differenza di temperatura fra il corpo riscaldante e l'ambiente (supposto a 20 °C) è pari a $\Delta T = 70 - 20 = 50$ °C.

Cod.	Tipo	Alt. mm	Inter. mm	Largh. mm	Prof. mm	Filett. "	Qn UNI W	Esp. n	Cont. dm³	Massa kg
901	713/ 450	713	420	450	30	1/2	344	1,25	3,1	7
902	713/ 500	713	470	500	30	1/2	373	1,25	3,4	7,5
903	713/ 550	713	520	550	30	1/2	403	1,24	3,7	8
904	713/ 600	713	570	600	30	1/2	433	1,24	4	8,6
905	713/ 750	713	720	750	30	1/2	533	1,23	4,9	10,2
906	713/1000	713	970	1000	30	1/2	672	1,22	6,4	12,8
907	1145/ 450	1145	420	450	30	1/2	513	1,23	5	11,1
908	1145/ 500	1145	470	500	30	1/2	562	1,23	5,5	12
909	1145/ 550	1145	520	550	30	1/2	612	1,23	5,9	12,8
910	1145/ 600	1145	570	600	30	1/2	662	1,23	6,4	13,7
911	1145/ 750	1145	720	750	30	1/2	810	1,24	7,8	16,2
912	1145/1000	1145	970	1000	30	1/2	1059	1,24	10,1	20,4
913	1757/ 450	1757	420	450	30	1/2	790	1,22	7,9	17
914	1757/ 500	1757	470	500	30	1/2	864	1,22	8,6	18,3
915	1757/ 550	1757	520	550	30	1/2	939	1,22	9,3	19,6
916	1757/ 600	1757	570	600	30	1/2	1014	1,22	10	20,9
917	1757/ 750	1757	720	750	30	1/2	1238	1,22	12,1	24,8
918	1757/1000	1757	970	1000	30	1/2	1612	1,22	15,7	31,3

Tabella 14: Dati di libreria di radiatori commerciali

Cod.	Tipo	Alt. mm	Largh. mm	Prof. mm	Filett. "	Cont. dm³	Massa kg	K	Esp.	P min. risc. W	P med. risc. W	P max. risc. W
8301	S 610/4	150	685	0	1 1/2	0,7	16	0,000271	2	10858	0	0
8302	S 611/4	150	685	0	1 1/2	0,7	16	0,00211	2	12000	0	0
8303	S 620/4	200	685	0	1 1/2	1,05	18	0,000127	2	14433	0	0
8304	S 621/4	200	685	0	1 1/2	1,05	18	0,00101	2	16134	0	0
8305	S 630/4	300	685	0	1 1/2	1,72	23	0,000047	2	21279	0	0
8306	S 631/4	300	685	0	1 1/2	1,72	23	0,000407	2	24245	0	0
8307	S 810/4	253	910	0	1 1/2	1,95	32	0,0000859	2	28997	0	0
8308	S 811/4	253	910	0	1 1/2	1,95	32	0,000724	2	32721	0	0
8309	S 820/4	303	910	0	1 1/2	2,5	35	0,000061	2	35233	0	0
8310	S 821/4	303	910	0	1 1/2	2,5	35	0,000502	2	38921	0	0
8311	S 830/4	353	910	0	1 1/2	2,9	42	0,0000394	2	45000	0	0
8312	S 831/4	353	910	0	1 1/2	2,9	42	0,000313	2	51218	0	0
8313	S 840/4	453	910	0	1 1/2	3,85	49	0,000022	2	54462	0	0
8314	S 841/4	453	910	0	1 1/2	3,85	49	0,000177	2	59015	0	0
8315	S 610/6	150	685	0	1 1/2	0,7	16	0,000302	2	8215	0	0
8316	S 611/6	150	685	0	1 1/2	0,7	16	0,00225	2	9087	0	0
8317	S 620/6	200	685	0	1 1/2	1,05	18	0,000137	2	10928	0	0
8318	S 621/6	200	685	0	1 1/2	1,05	18	0,00107	2	12209	0	0
8319	S 630/6	300	685	0	1 1/2	1,72	23	0,0000521	2	16108	0	0
8320	S 631/6	300	685	0	1 1/2	1,72	23	0,00041	2	18349	0	0
8321	S 810/6	253	910	0	1 1/2	1,95	32	0,00009	2	21950	0	0
8322	S 811/6	253	910	0	1 1/2	1,95	32	0,00078	2	24767	0	0
8323	S 820/6	303	910	0	1 1/2	2,5	35	0,000065	2	26669	0	0

Tabella 15: Dati di libreria di fan coil commerciali

Modello	Resa $\Delta T=50$ EN442 [W]	n	Cont. acqua [L]	Prof.	Alt.	Inter.	Lungh.	Φ attacco [pollici]	Massa [kg]
TEMA 2-558	55	1,288	0,53	60	558	500	60	1	3,40
TEMA 2-681	69	1,287	0,60	60	681	623	60	1	3,90
TEMA 2-871	82	1,3	0,77	60	871	813	60	1	5,00
TEMA 3-400	55	1,295	0,51	94	400	342	60	1	3,70
TEMA 3-558	13	1,295	0,73	94	558	500	60	1	4,80
TEMA 3-640	84	1,3	0,75	94	640	581	60	1	5,30
TEMA 3-681	88	1,3	0,85	94	681	623	60	1	5,8

TEMA 3-790	102	1,305	0,9	94	790	731	60	1	6,5
TEMA 3-871	109	1,315	1	94	871	813	60	1	6,80
TEMA 4-558	93	1,299	0,84	128	558	500	60	1	5,80
TEMA 4-681	111	1,276	1,07	128	681	623	60	1	7,90
TEMA 4-871	137	1,331	1,34	128	871	813	60	1	8,60
TEMA 5-558	114	1,312	1,01	162	558	500	60	1	7,30
TEMA 5-681	136	1,322	1,23	162	681	623	60	1	9,00
TEMA 5-871	166	1,324	1,7	162	871	813	60	1	11,00
TEMA 8-300	103	1,326	1,18	267	300	242	60	1	6,70
NEOCLASSIC 4-571	80	1,295	0,68	141	576	500	55	1	4,65
NEOCLASSIC 4-665	92	1,309	0,74	141	669	595	55	1	5,25
NEOCLASSIC 4-871	112	1,345	0,86	141	871	800	55	1	6,89
NEOCLASSIC 6-665	134	1,3	0,96	222	665	595	55	1 1/4	8,30
NEOCLASSIC 6-871	169	1,32	1,5	222	871	800	55	1 1/4	10,80

Tabella 16: Esempio di dati per radiatori commerciali

In queste condizioni la potenza ceduta dal corpo scaldante è quella nominale (vedi Tabella 14). Nel caso in cui si abbia un ΔT fra corpo scaldante ed ambiente diversa da 50 °C (*valore nominale*) allora occorre apportare la correzione seguente:

$$Q_{Nom} = Q_{Eff} \left(\frac{50}{\Delta T_{reale}} \right)^n$$

per calcolare l'effettiva potenza ceduta dal corpo scaldante. Così, ad esempio, se si alimenta un radiatore a 70 °C e la temperatura di ritorno è 60 °C risulta la $\Delta T_{media} = 65$ °C e quindi la $\Delta T_{CS-amb} = 65 - 20 = 45$ °C. In base ai dati, ad esempio, della Tabella 16, si avrebbe per il TEMA 2-558 (prima riga) $n = 1.288$ ed una variazione di potenza ceduta pari a:

$$\frac{Q_{Nom}}{Q_{Eff}} = \left(\frac{50}{45} \right)^{1.288} = 1.145$$

E quindi $Q_{Eff} = Q_{Nom} / 1.145$. In definitiva l'avere ridotto il ΔT fra radiatore e ambiente comporta una perdita del 14,5% di potenza termica ceduta. Ciò significa anche che occorre selezionare un corpo scaldante di maggiori dimensioni per ottenere la potenza nominale di 55 W/elemento (con riferimento all'esempio relativo al primo rigo della Tabella 16).

Oltre al comportamento del corpo scaldante occorre anche verificare che la portata che ad esso perviene sia quella di progetto e cioè che sia verificata la relazione:

$$Q = \dot{m} c_p (T_m - T_r) = C \Delta T_{cs-amb} = C \left(\frac{T_m + T_r}{2} - T_{amb} \right)$$

Ne consegue che non basta indicare, nel calcolo della rete di distribuzione, la sola ΔT fra mandata e ritorno del fluido per avere la suddetta congruenza ma occorre anche verificare che ΔT_{CS-amb} sia quello desiderato (50 °C nel caso di valore nominale) o che si sia scelto il corpo scaldante con superficie corretta per i valori effettivi di scambio.

3.6 BILANCIAMENTO DELLE RETI IDRONICHE

Il DPR 59/09 introduce l'obbligo di bilanciamento delle reti di distribuzione dei fluidi di lavoro. Quest'innovazione si rende opportuna e necessaria per incrementare l'efficienza dell'impianto e ridurre le perdite di energia che si avrebbero senza un bilanciamento.

La problematica è molto importante perché una rete di distribuzione non bilanciata porta ad avere potenze cedute dai terminali che non eguagliano quelle richieste dagli ambienti. Capita sovente di avere una totale assenza di regolazione sia centralizzata che locale e pertanto l'impianto marca sempre a potenza massima con la necessità per gli occupanti, ad esempio in inverno, di aprire le finestre per evitare il surriscaldamento o, in estate, per evitare il surraffreddamento.

I dimensionamenti delle reti di distribuzione consentono di calcolare le cadute di pressione totali di ciascun circuito collegato ai terminali e quindi di valutare lo sbilanciamento di ciascun circuito rispetto a quello di massima caduta di pressione.

L'inserimento di una valvola di regolazione di pari valore di caduta di pressione (vedi più avanti per le modalità) consente di avere reti perfettamente bilanciate. La conseguenza del bilanciamento è che le portate nominali dei singoli rami sono rispettate e quindi le portate di alimentazioni dei singoli terminali sono corrette.

Se il bilanciamento non è effettuato allora i circuiti con perdite di pressione minori sono alimentati con portate di fluido maggiori per avere un bilanciamento reale delle cadute totali dei circuiti. La conseguenza è che alcuni terminali ricevono più fluidi ed altri, per conseguenza a parità di portata totale, una minore portata.

La verifica del bilanciamento delle reti può essere effettuata in modo semplice a patto di potere operare su valvole di regolazione regolarmente installate sui singoli circuiti.

A parità di condizioni climatiche esterne si opera sulle valvole di bilanciamento (in chiusura o in apertura a seconda dei casi) in modo tale che tutti gli ambienti siano alla stessa temperatura.

Se l'intero progetto, a partire dal calcolo dei carichi termici, è stato fatto correttamente e se la regolazione elettronica (sia dei generatori che locale) funziona correttamente allora la temperatura misurata comune degli ambienti sarà quella di progetto altrimenti si avrà un sovradimensionamento o un sottodimensionamento dei generatori a seconda delle stagioni e del segno della differenza di temperatura fra quella di progetto e quella reale.

Come già osservato è importante che le valvole di regolazione siano installate e cioè che si abbia la possibilità di regolare le cadute di pressione dei singoli rami e/o dei singoli circuiti. Se, come spesso accade per ridurre i costi di installazione, mancano le valvole di regolazione allora il problema del bilanciamento delle reti può non essere risolvibile se non intervenendo materialmente sui circuiti.

Si vedranno ora i metodi più utilizzati per attuare il bilanciamento delle reti.

3.6.1 METODO DELLE PORTATE NOMINALI

Quando si bilancia una rete di distribuzione variando le portate occorre variare la prevalenza²³ applicata mediante la relazione:

$$\dot{m}_1 = \dot{m} \left(\frac{\Delta p_1}{\Delta p} \right)^{0.525} \quad [76]$$

ove si ha:

- \dot{m}_1 portata di bilanciamento (nuovo valore da assegnare), (kg/s) o (L/h);
- \dot{m} portata del circuito da bilanciare, (kg/s) o (L/h);
- Δp_1 nuova prevalenza, (Pa) o (mm c.a)
- Δp prevalenza del circuito da bilanciare, (Pa) o (mm c.a)

²³ Con questo termine si indica anche la Δp creata dalla pompa. Nel S.T. si suole indicarla in (mm. c.a) mentre nel S.I. è espressa in (Pa).

La [76] si basa sull'ipotesi che le perdite di carico totali risultano dipendenti dalla portata di fluido con potenza di valore 1.9.

Questa relazione vale abbastanza bene per tubazioni (in acciaio o in rame) per acqua. Il rapporto fra le portate:

$$k = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}} \quad [77]$$

determina anche la variazione da applicare, per ogni derivazione o corpo scaldante della rete di distribuzione, dopo il bilanciamento.

3.6.2 MODALITÀ OPERATIVE DEL BILANCIAMENTO DELLE RETI

Se due circuiti aventi portate e prevalenze assegnate debbono confluire in un nodo essi debbono presentare la stessa caduta di pressione al nodo.

Allora se si conoscono le portate di ciascun circuito e le loro cadute di pressione si possono bilanciare secondo tre criteri:

- *Bilanciamento alla prevalenza maggiore: in questo caso si varia la portata dell'altro circuito mediante la [76] e poi si determinano le portate nei radiatori secondo il fattore [77]. Questo metodo garantisce una buona resa dei corpi scaldanti in quanto accresce la portata del circuito a prevalenza minore; in compenso crescono anche le velocità e quindi si può avere maggior rumorosità*
- *Bilanciamento alla prevalenza minore: in questo caso si applicano le due relazioni precedenti al circuito che ha maggiore caduta di pressione. In questo caso decresce la portata nei corpi scaldanti del circuito che prima aveva prevalenza maggiore. In compenso non crescono le velocità e quindi si riducono i rischi di rumorosità.*
- *Bilanciamento alla prevalenza media: si calcola il valore medio delle due cadute di pressione e si applicano la [76] e la [77] ad entrambi i circuiti. Questo metodo raggiunge un compromesso fra i due precedenti.*

3.6.3 BILANCIAMENTO CON VALVOLE DI TARATURA

Oltre che agendo sulle portate si può agire sulle perdite di pressione provocate da opportune valvole tarate. In questo modo si fa in modo da avere la stessa Δp per tutti i circuiti.

Occorre avere l'avvertenza di inserire in ogni circuito e nei rami principali queste valvole che sono caratterizzate dall'avere un collare graduato in modo che ad ogni giro o anche parte di esso si abbia una caduta di pressione calibrata e prevedibile, vedi Figura 110.

I Costruttori ne forniscono diversi modelli (valvole diritte, a squadra, ...) e per ciascun modello, in funzione anche del diametro nominale, forniscono le curve di taratura del tipo di quelle riportate in Figura 111.

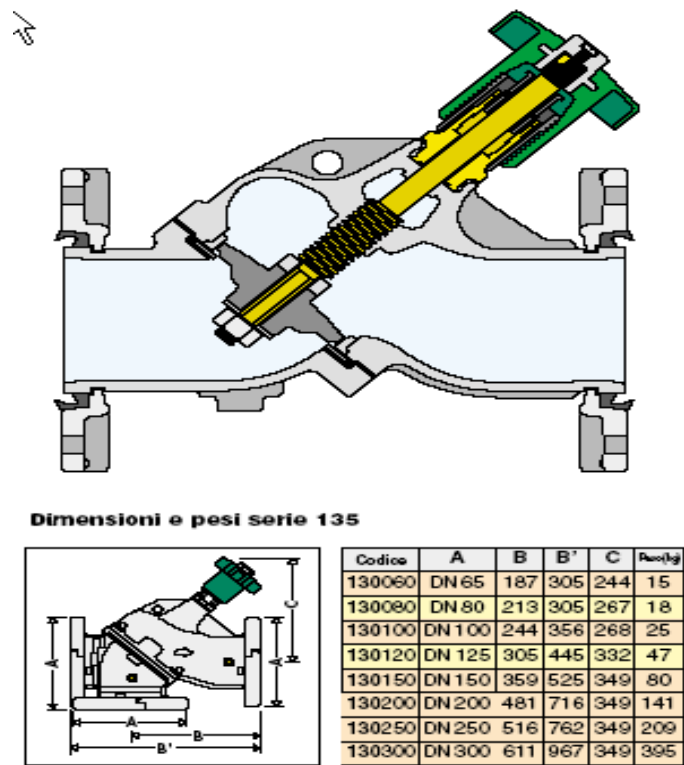


Figura 110: Sezione e caratteristica di una valvola di bilanciamento

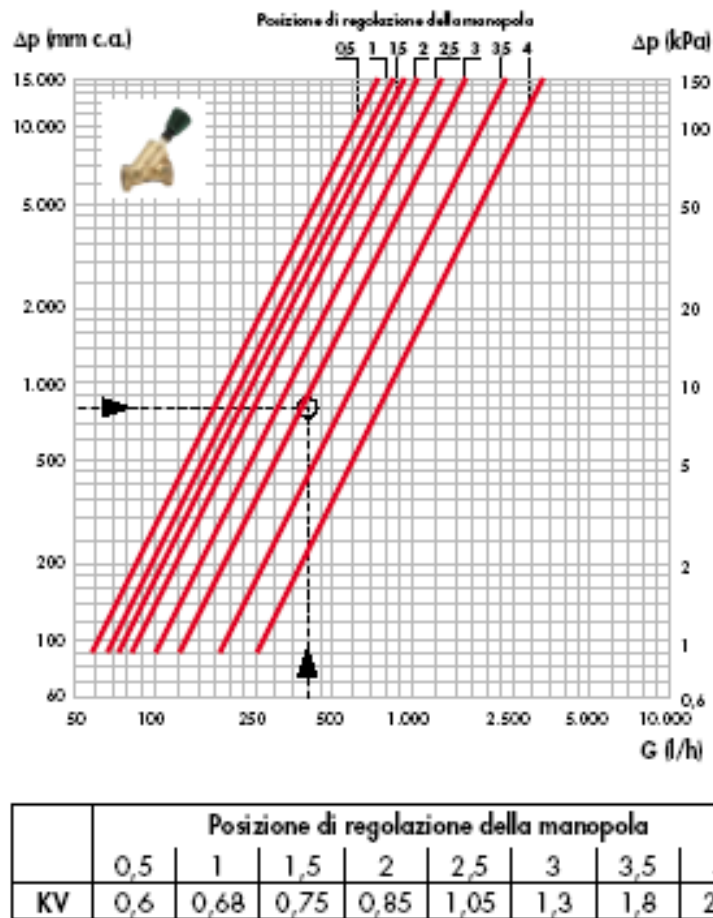


Figura 111: Esempio di utilizzo dell'abaco di calcolo delle valvole di bilanciamento



Figura 112: Tipi di gradazione delle regolazioni

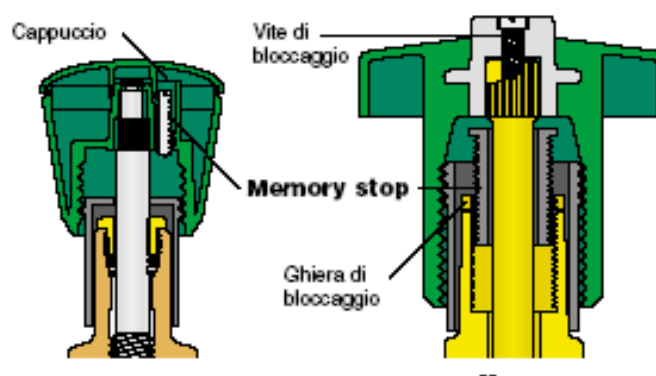


Figura 113: Tipo di bloccaggio delle ghiera



Figura 114: Esempi di valvole di bilanciamento filettate e flangiate

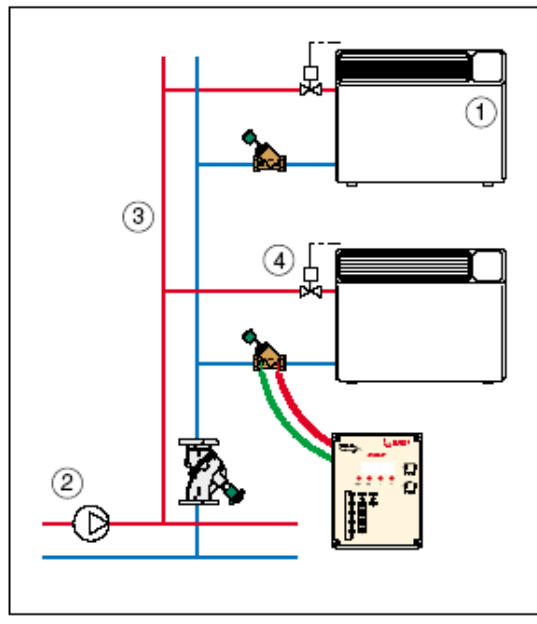


Figura 115: Esempio di installazione di una valvola di bilanciamento

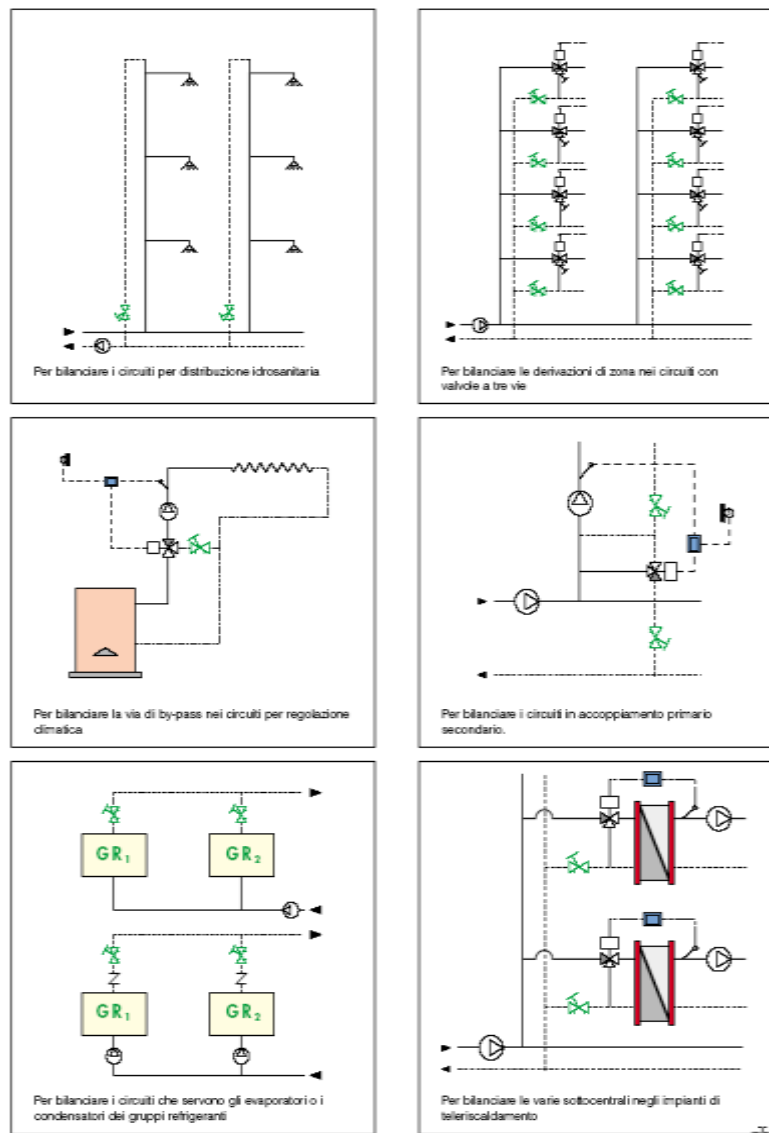


Figura 116: Esempi di installazione delle valvole di bilanciamento

Esempio di equilibratura delle reti

Le reti a ritorno diretto presentano l'inconveniente di avere lunghezze dei percorsi dei vari circuiti diverse a seconda della distanza dalla pompa di circolazione.



Figura 117: Esempio di rete a ritorno diretto con equilibratura dei circuiti

In Figura 118 si ha un esempio di calcolo delle cadute di pressione per i vari circuiti della rete di distribuzione di acqua da un refrigeratori a 6 fan coil: si può osservare come il circuito relativo al fan coil più lontano abbia una caduta di pressione di 20 kPa mentre quello più vicino ha una caduta di 10 kPa. Pertanto una rete a ritorno inverso può spesso essere squilibrata.

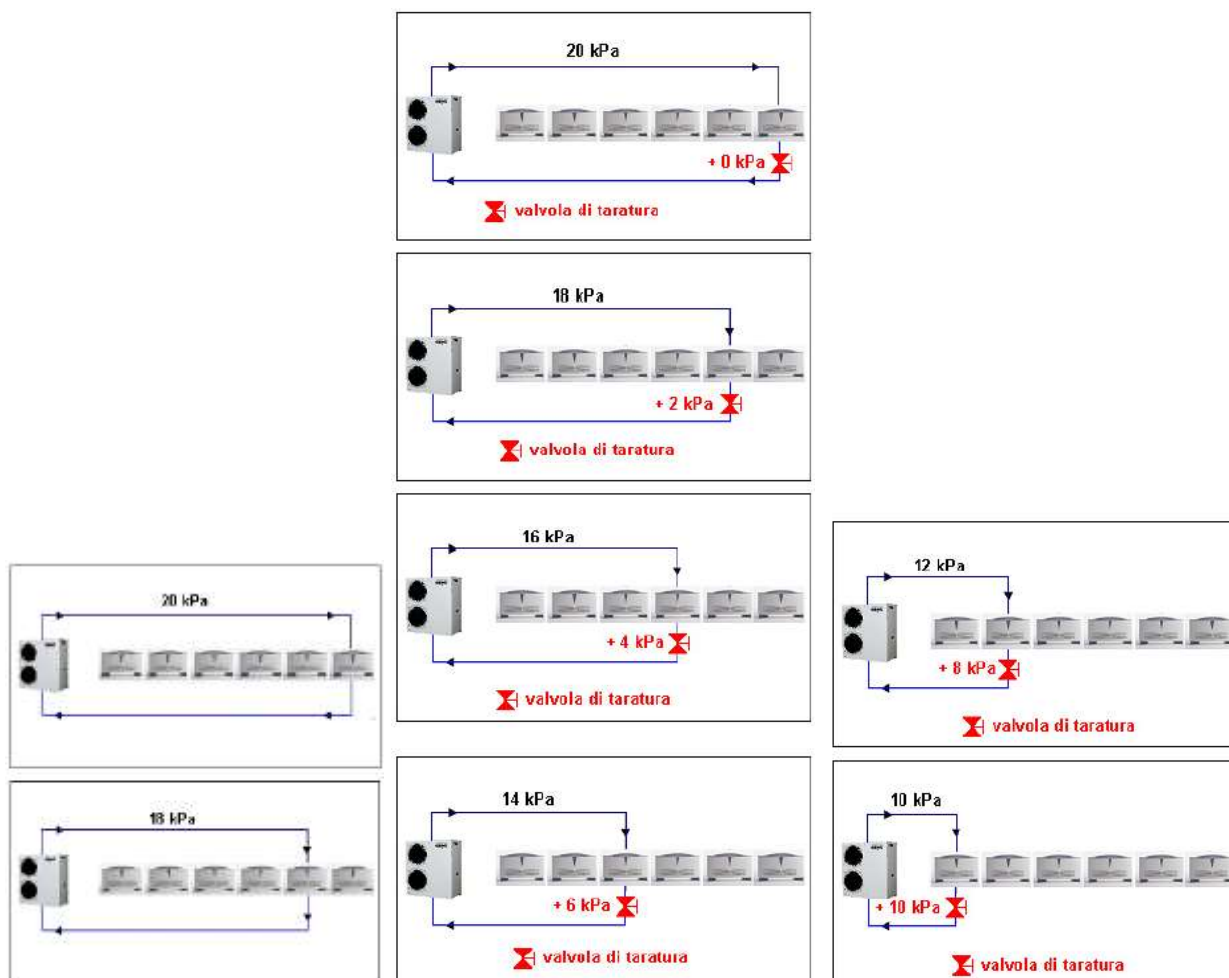


Figura 118: Cadute di pressione nei vari circuiti della rete a ritorno diretto

Nella stessa Figura 118 si ha l'indicazione di una valvola di taratura che deve provocare una caduta di pressione pari alla differenza fra la caduta massima e quella del circuito in elaborazione.

4. IDRONICA DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE*

4.1 PREMESSE

La formazione dei circuiti delle reti tecnologiche è spesso complessa e dettata da esigenze funzionali e/o di fruibilità delle reti stesse. Ad esempio la zonizzazione degli edifici porta ad avere circuiti di alimentazione con utilizzi diversi a seconda della zona servita. Un edificio che ha attività commerciali nei piani terra ed uffici o appartamenti residenziali nei piani superiori ha circuiti di alimentazione separati anche in funzione degli orari di utilizzo.

Ne consegue che aprire o chiudere un circuito in partenza da un manifold può far variare le cadute di pressioni totali della rete in modo non sempre accettabile. Può, allora. Essere conveniente avere circuiti alimentati con pompe di circolazione separate.

In questo modo, tuttavia, si complica il funzionamento della rete perché occorre tenere presenti le conseguenze che l'accensione o lo spegnimento di ciascuna pompa può avere per le altre pompe. Spesso si suole avere un circuito primario che collega i generatori (sia termici che frigoriferi) ai manifold. Da questi ultimi si dipartono più circuiti destinate ad utenze separate e ciascuno con pompe di alimentazione diverse. Si vuole studiare, in questo capitolo, il modo più congruente ed efficace di collegamento dei circuiti.

In Figura 119 si ha un esempio di circuito di centrale: un generatore (termico o frigorifero) alimenta un circuito primario nel quale sono inseriti due collettori (*manifold*), uno di mandata e uno di ritorno, che collegano i circuiti di alimentazione delle reti di distribuzione dell'impianto.

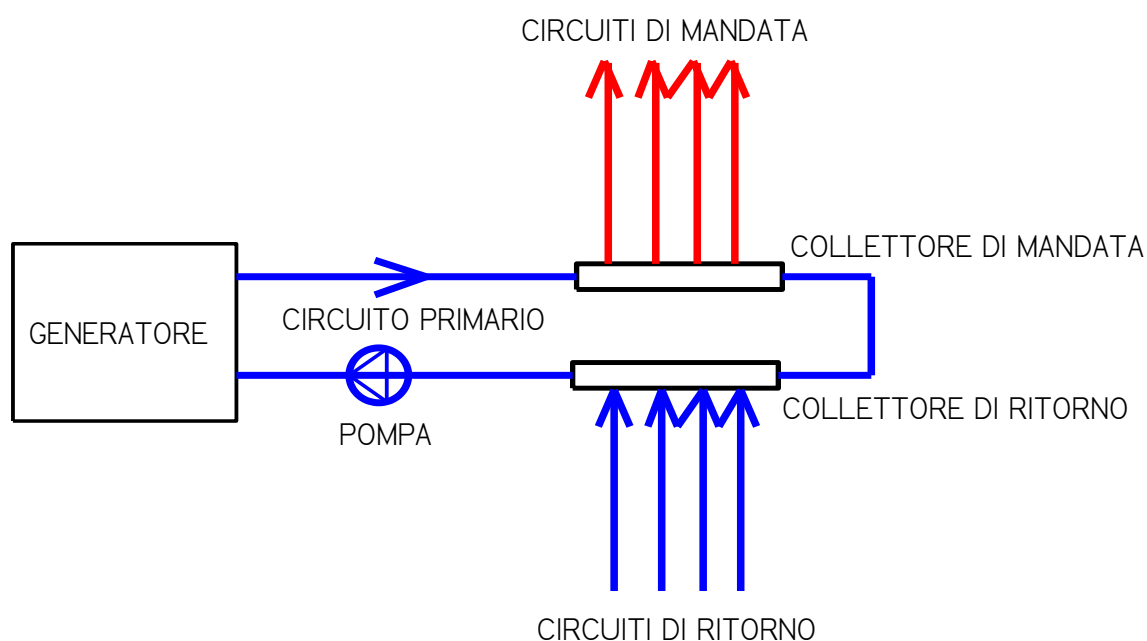


Figura 119: Schema di un circuito di centrale con collegamento fra i collettori

Si osserva la chiusura del circuito primario (in colore blu) fra i due collettori. Questo consente di avere un funzionamento più regolare in quanto le variazioni di portate dei circuiti di distribuzione (ad esempio per chiusura di uno o più circuiti) non sbilanciano gli circuiti.

Per contro il circuito di Figura 120 non ha la chiusura fra i due collettori. In questo caso la chiusura di uno o più circuiti secondari comporta la redistribuzione della portata totale fra quelli restanti con conseguenza sull'equilibratura degli stessi.

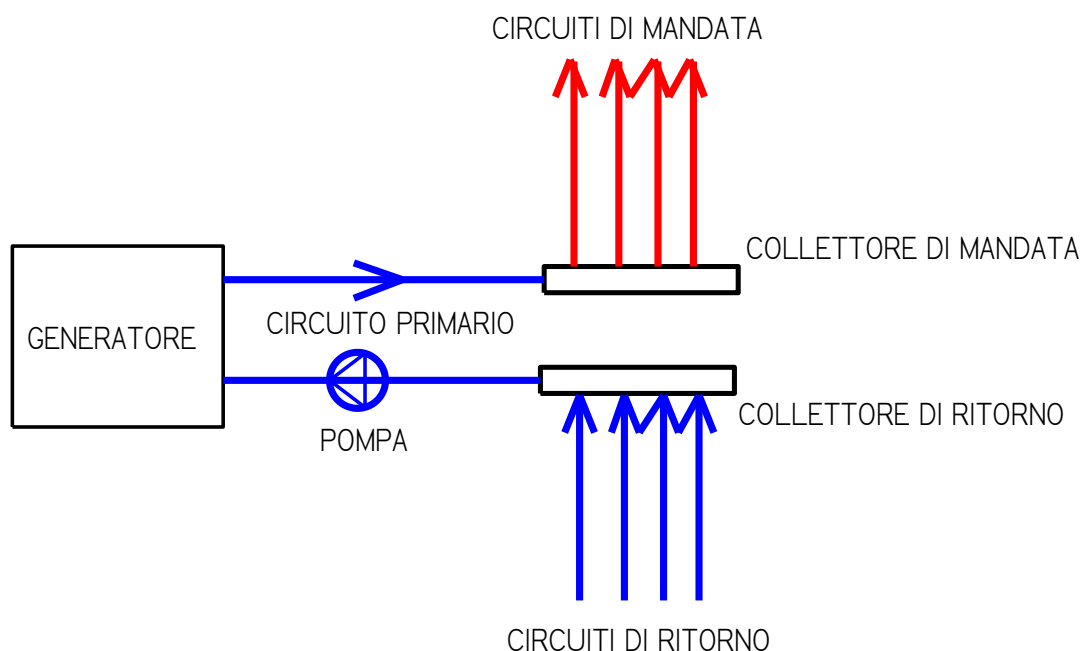


Figura 120: Circuito di centrale senza la chiusura

Un risultato migliore si può avere con l'uso di un separatore idraulico (vedi figura) che ha il compito di disaccoppiare il circuito primario dal funzionamento dei circuiti secondari.

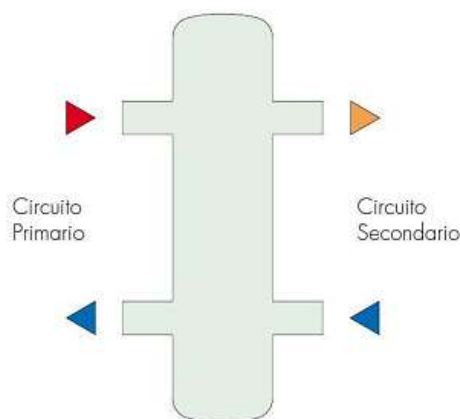


Figura 121: Schema di funzionamento di un separatore idraulico

In Figura 122 si ha un esempio di rete con circuito primario, collettori di mandata e di ritorno e separatore idraulico che provvede a bilanciare il circuito principale e i secondari.

Se le portate dei circuiti principali e secondari sono eguali allora il separatore resta neutrale, vedi Figura 123. Nel caso si abbia uno squilibrio fra le portate allora il separatore idraulico, vedi Figura 124, rimanda l'eccesso di portata nel circuito in cui questo si verifica, mantenendo perfettamente bilanciato l'altro.

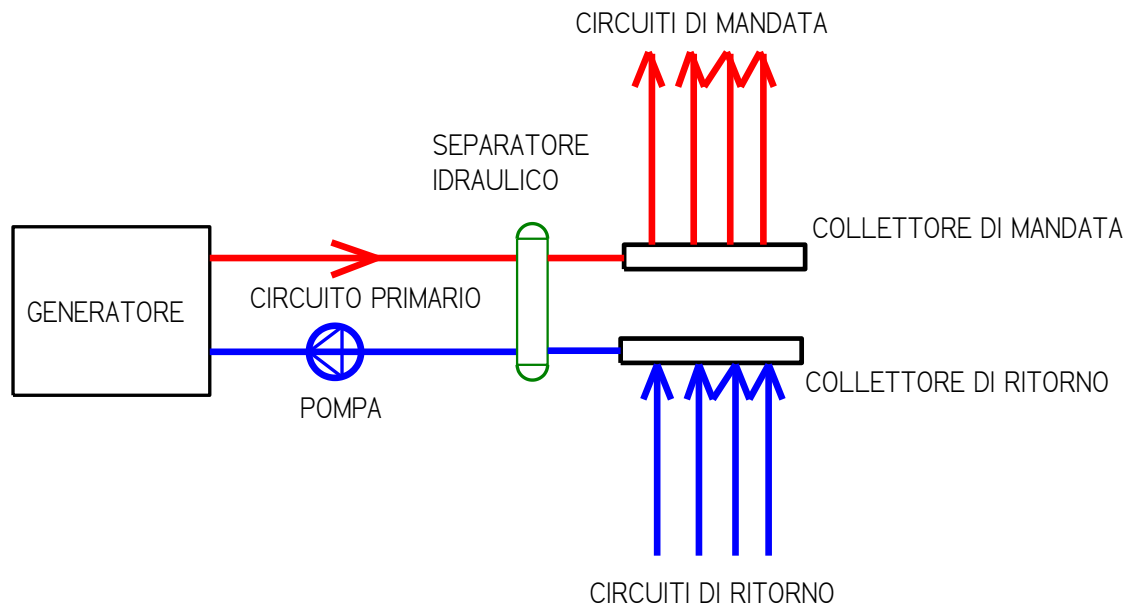


Figura 122: Esempio di circuito con separatore idraulico

Nei successivi paragrafi si vedranno altre configurazioni circuitali che completano la casistica delle reti di centrale.

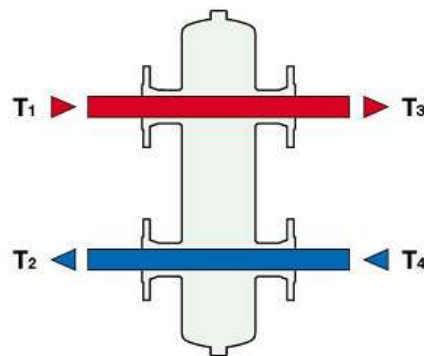


Figura 123: Separatore idraulico nel caso di portate eguali

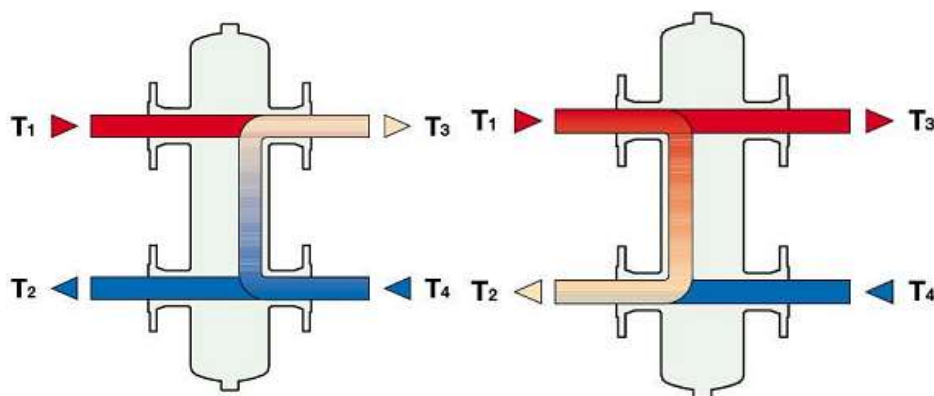


Figura 124: Separatore idraulico con portate squilibrate

4.2 SISTEMI DI REGOLAZIONE DI ZONA

Neri circuiti complessi si ha una centrale termica (e/o frigorifera) dalla quale si dipartono più circuiti che alimentano utenze distribuite su vari livelli o per varia tipologia. In Figura 188 si ha un esempio di reti di distribuzione multiple che si dipartono dallo stesso collettore complanare in centrale termica.

Si possono fare le seguenti osservazioni.

- Il circuito principale collega il generatore termico al collettore di mandata e di ritorno ed è dotato di pompa di circolazione principale;
- I collettori di mandata e di ritorno sono collegati fra loro in modo da avere un circuito chiuso;
- Ogni circuito in partenza dal collettore di mandata ha una sua pompa di circolazione;
- Ogni circuito in uscita dal collettore principale ha una sua valvola a tre vie di regolazione.

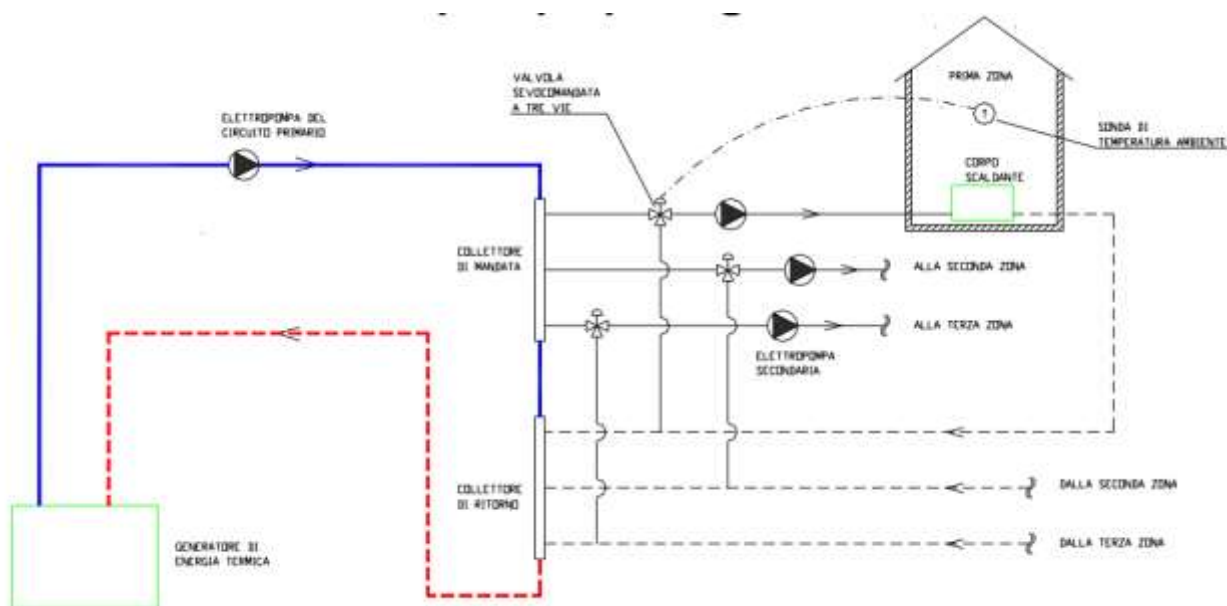


Figura 125: Regolazione dei circuiti con valvole a tre vie

Questa tipologia di rete consente di avere un funzionamento indipendente di ciascun circuito. Se si chiudesse un circuito la portata principale nel circuito del generatore sarebbe in eccesso rispetto a quella richiesta dagli altri circuiti rimanenti. Il collegamento fra i due collettori consente di ricircolare la portata in eccesso senza influenzare i circuiti attivi.

La presenza delle valvole a tre (vedi nel prosieguo i componenti circuitali) vie consente di avere temperature di alimentazioni delle utenze diverse (ad esempio radiatori a 70 °C e ventilconvettori a 45 °C) e di potere sezionare le utenze dei vari circuiti senza influenzare gli altri.

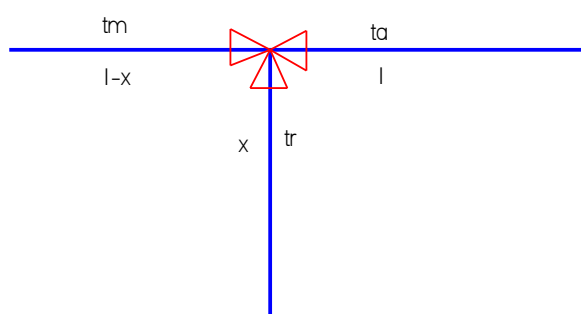


Figura 126: Funzionamento della valvola miscelatrice

In questo caso la valvola a tre vie è del tipo miscelatrice (vedi nel prosieguo) e la regolazione della temperatura avviene per miscelazione fra l'acqua di mandata, ad esempio a 70 °C, e l'acqua di ritorno, ad esempio a 30 °C. Una semplice equazione di bilancio consente di calcolare la portata ricircolata. Se indichiamo con t_m la temperatura di mandata del generatore, t_r la temperatura dell'acqua di ritorno dal carico, t_a la temperatura dell'acqua di alimentazione al carico, x la frazione di acqua ricircolata è calcolabile dal bilancio:

$$t_m(1-x) + t_r x = t_a$$

da cui si ricava la relazione:

$$x = \frac{(t_a - t_m)}{(t_r - t_m)}$$

Questo tipo di sistema di distribuzione garantisce sia il corretto funzionamento del generatore termico, evitando gli shock termici dovuti alle variazioni di portata principale, sia il bilanciamento di ciascun circuito collegato alla propria pompa di circolazione.

Per contro la rete di Figura 127 risulta più semplice del precedente ma presenta una serie di inconvenienti. Si riducono le elettropompe di circolazione con minor costo della rete ma non sempre si ha una portata d'acqua costante nel circuito primario con conseguente rischio di shock termico per il generatore. Inoltre il bilanciamento idrico dei diversi circuiti è molto più complicato poiché non più indipendente dagli altri circuiti.

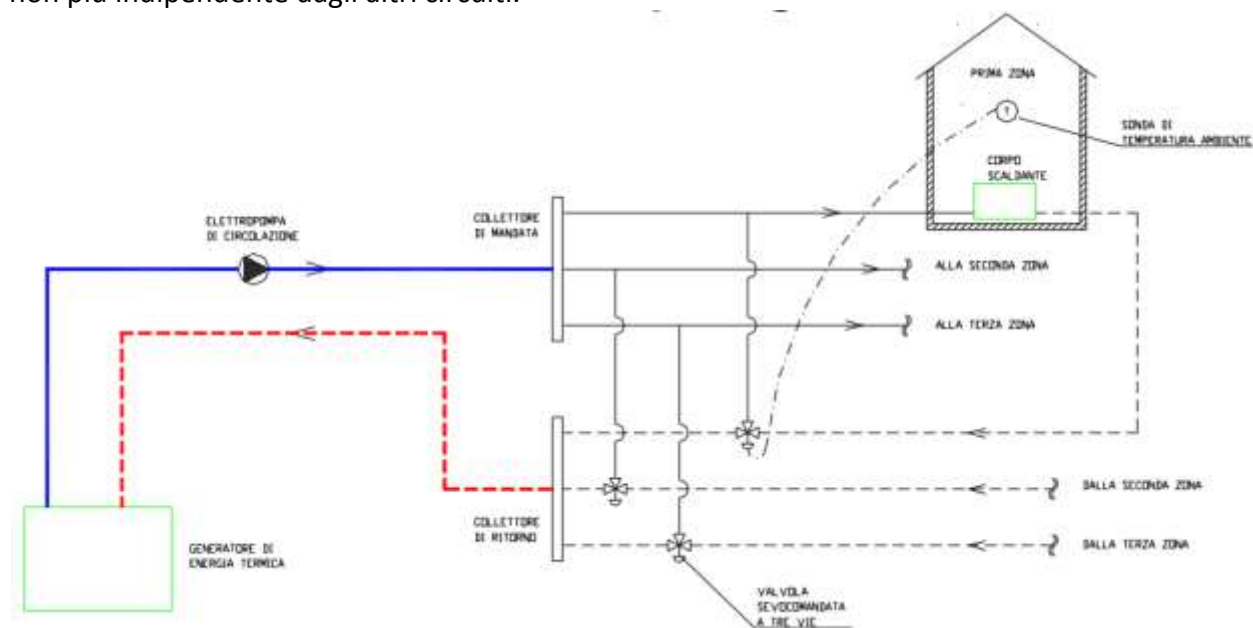


Figura 127: Esempio di rete con una sola pompa

Ora, infatti, si ha una sola pompa di circolazione e quindi il bilanciamento deve essere fatto sull'intera rete con conseguenti complicazioni in caso di chiusura di uno o più circuiti.

La rete di

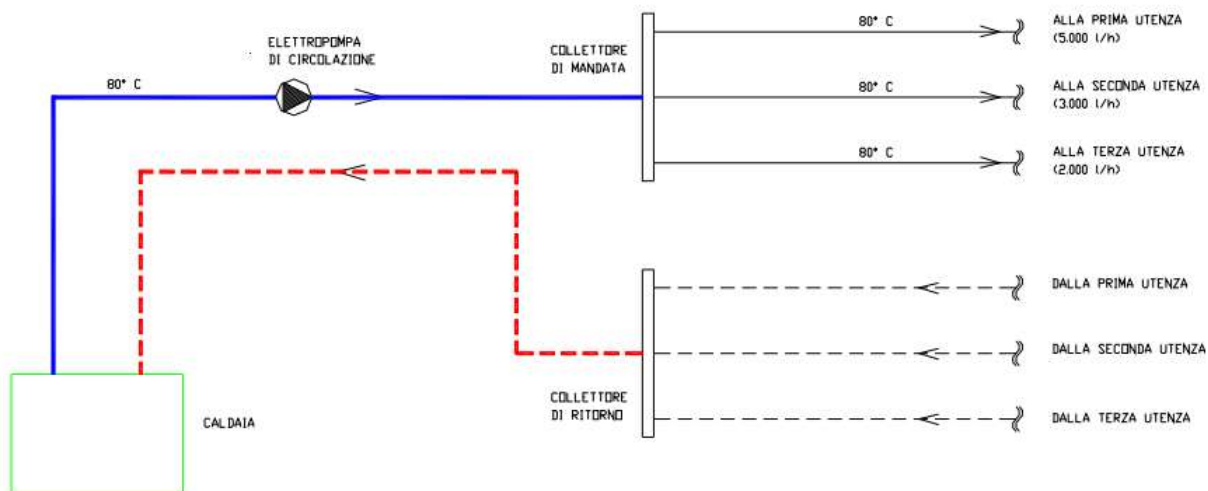


Figura 128 è la più problematica di tutte perché l'assenza delle valvole a tre vie non consente il sezionamento dei circuiti né la regolazione della temperatura.

Questo tipo di rete va bene quando si deve lavorare in condizioni di funzionamento costanti, come, ad esempio, in un impianto di processo.

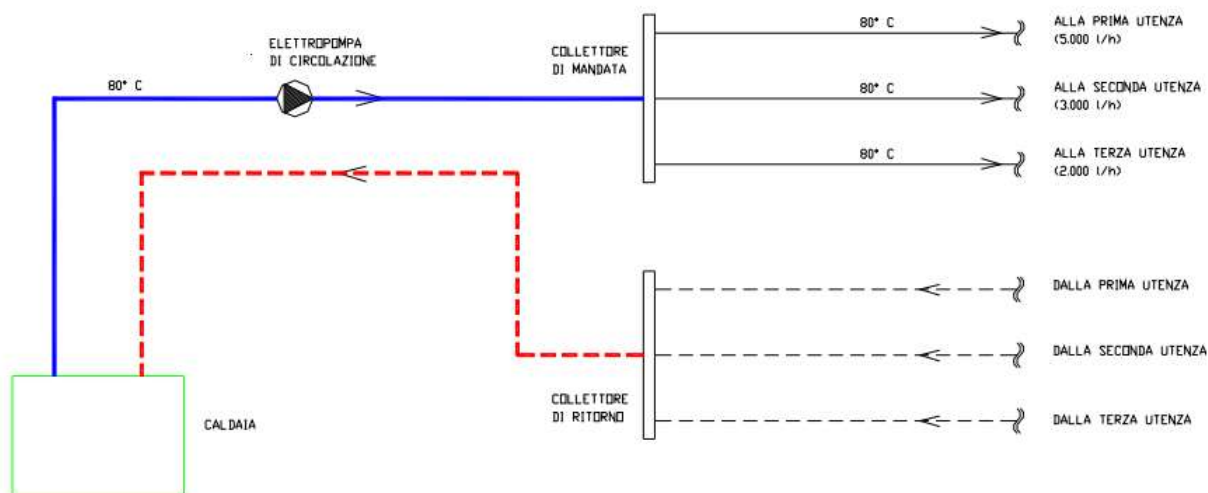


Figura 128: Rete con una sola pompa senza valvole a tre vie

4.3 INSERIMENTO DELLE VALVOLE DI REGOLAZIONE

Inserendo le valvole di regolazione nei circuiti si hanno vari effetti dei quali occorre tenere conto nella progettazione e nell'esercizio.

Segue una breve trattazione sulle funzioni fondamentali.

4.3.1 INSERIMENTO DI UNA VALVOLA DI REGOLAZIONE A DUE VIE

La situazione è quella indicata in Figura 129: la valvola a due vie è modulata dal servomotore variando la posizione dell'otturatore. La conseguenza è che la portata di fluido al carico varia con la posizione dell'otturatore mentre la temperatura del fluido resta costante. In pratica si realizza un circuito a portata variabile.

La caratteristica della valvola deve essere scelta in modo che la pressione totale ai capi del circuito si mantenga costante. In pratica le perdite di pressione nelle tubazioni cresce quasi quadraticamente con il crescere della portata mentre la prevalenza della pompa decresce con la portata.

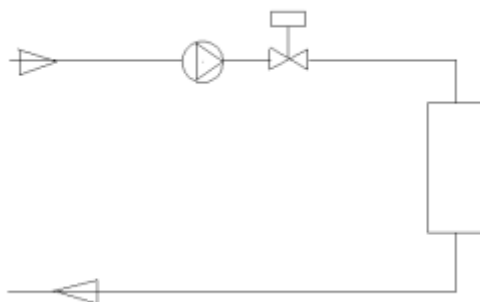


Figura 129: Circuito con valvola di regolazione a due vie

Pertanto la valvola deve compensare queste variazioni con un Δp variabile in funzione della differenza delle suddette cadute di pressione.

4.3.2 INSERIMENTO DI UNA VALVOLA A TRE VIE MISCELATRICE

L'inserimento di una valvola a tre vie miscelatrice, vedi Figura 130, divide il circuito in due circuiti: quello che contiene la pompa è a portata costante mentre quello che contiene il carico è a portata variabile. La valvola miscelatrice, infatti, suddivide la portata totale in due rami, quello che confluisce verso la valvola a tre vie e quello che contiene il carico.

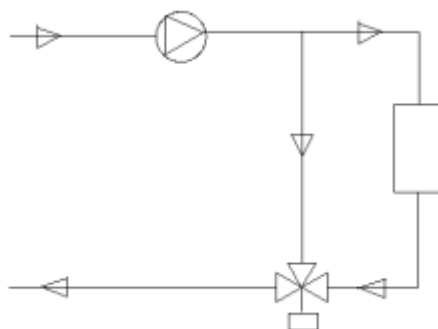


Figura 130: Circuito con valvola di regolazione a tre vie miscelatrice

La temperatura nel ramo del carico è, tuttavia, costante e questo fatto può risultare comodo, ad esempio, per le batterie di raffreddamento con deumidificazione per le quali si desidera una temperatura superficiale costante.

4.3.3 INSERIMENTO DI UNA VALVOLA A TRE VIE MISCELATRICE CON PORTATA COSTANTE SUL CARICO

L'inserimento di una valvola a tre vie miscelatrice può fornire una portata variabile sul carico qualora la si monti come indicato in Figura 131. In questo caso la pompa è montata a valle della

valvola miscelatrice, nel ramo contenente il carico. In questo modo anche la pompa è attraversata da una portata costante.

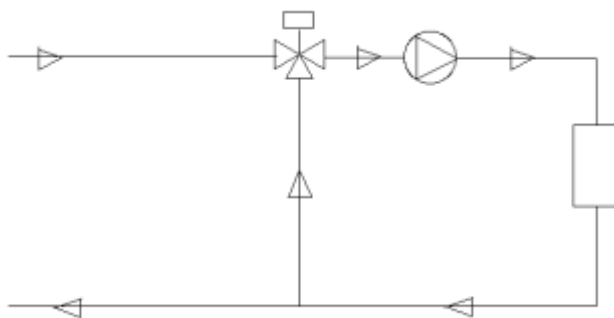


Figura 131: Circuito con valvola di regolazione a tre vie miscelatrice con portata costante sul carico

4.4 IMPIANTI A PORTATA VARIABILE CON REFRIGERATORI D'ACQUA

Gli impianti a portata variabile hanno il grande pregio di ridurre sensibilmente le spese di pompaggio, specialmente in circuiti di grandi dimensioni nei quali le potenze in gioco non sono trascurabili. In genere ancora oggi si tende a mantenere costante la portata nei refrigeratori d'acqua facendo variare la portata nei circuiti secondari (che vedono i carichi).

Una tale situazione è data in Figura 132 ove si può osservare come i refrigeratori abbiano ciascuno la propria pompa di alimento che assicura una portata costante e pari al valore nominale di ciascun refrigeratore. Il circuito secondario, regolato con valvole a due o a tre vie, risulta a portata variabile.

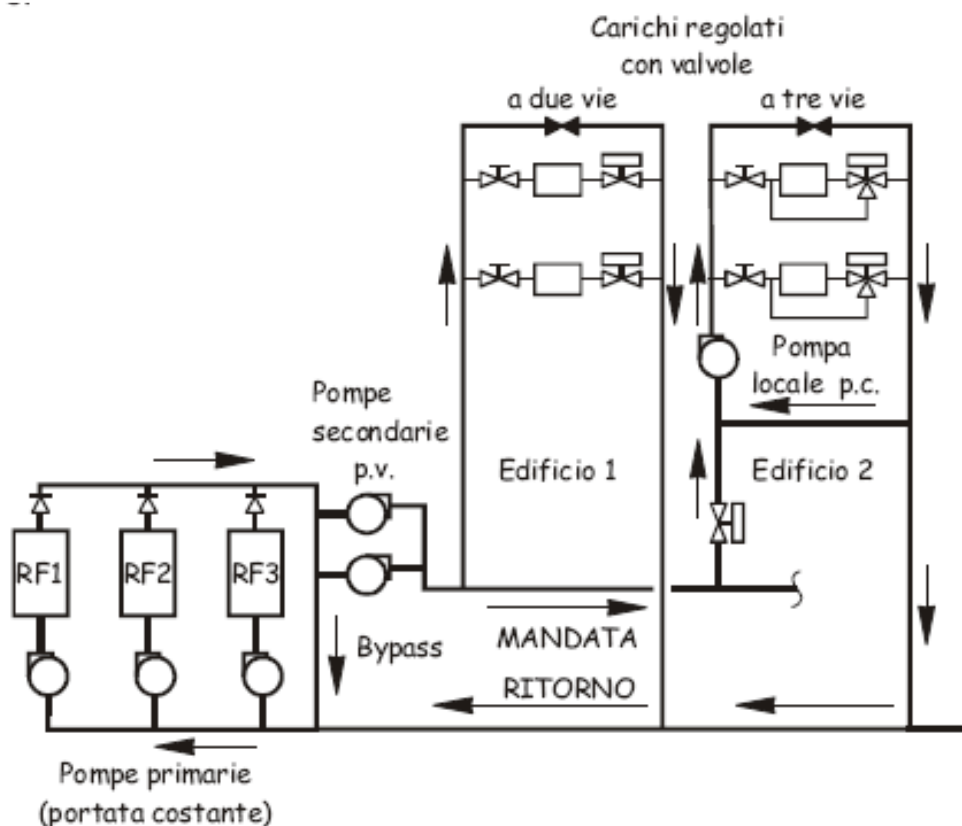


Figura 132: Circuito primaria a portata costante e secondario a portata variabile

Questa circostanza è del tutto compatibile con il funzionamento del circuito primario contenente i refrigeratori poiché i due circuiti sono disaccoppiati mediante l'inserimento di un bypass a monte delle pompe del circuito secondario.

Il bypass deve evitare il mescolamento fra l'acqua fredda del primario e quella più calda del secondario. Pertanto occorre inserire un dispositivo che impedisca l'inversione di flusso rispetto a quello indicato in figura. Si osservi che il ΔT dell'acqua del circuito secondario deve essere quello di progetto in modo che i refrigeratori funzionino correttamente con la portata nominale. Per raggiungere questo scopo occorre inserire opportuni sistemi di bilanciamento (e quindi di regolazione) dei terminali del secondario. Qualora questa condizione non venisse rispettata si avrebbe una temperatura di ritorno dell'acqua del secondario inferiore a quella di progetto con conseguenze anche gravi sul corretto funzionamento dell'impianto.

In Figura 133 si ha un esempio di circuito secondario disaccoppiato dal primario mediante un bypass, come detto in precedenza, ma con gruppo di pompaggio comune.

Le pompe operano a portata costante e il circuito secondario opera a portata variabile con terminali regolati con valvole a due vie. Il dimensionamento del circuito secondario è effettuato per la massima portata contemporanea.

Questo schema fa lavorare i refrigeratori in condizioni nominali e questi possono essere parzializzati in parallelo. La portata di acqua rimane costante attraverso ogni evaporatore per qualsiasi condizione di carico. La valvola a due vie nel ramo di bypass consente di rilevare la caduta di pressione conseguente alla variazione di portata nel secondario e quindi è possibile attivare e/o spegnere uno o più refrigeratori. In Figura 134 si ha l'esempio di una riduzione del 33% di portata nel secondario e conseguente spegnimento di un refrigeratore d'acqua in modo che gli altri due lavorino a potenza nominale. Una variante con circuito secondario a portata variabile disaccoppiato ma con pompe diversificate è rappresentato in Figura 135.

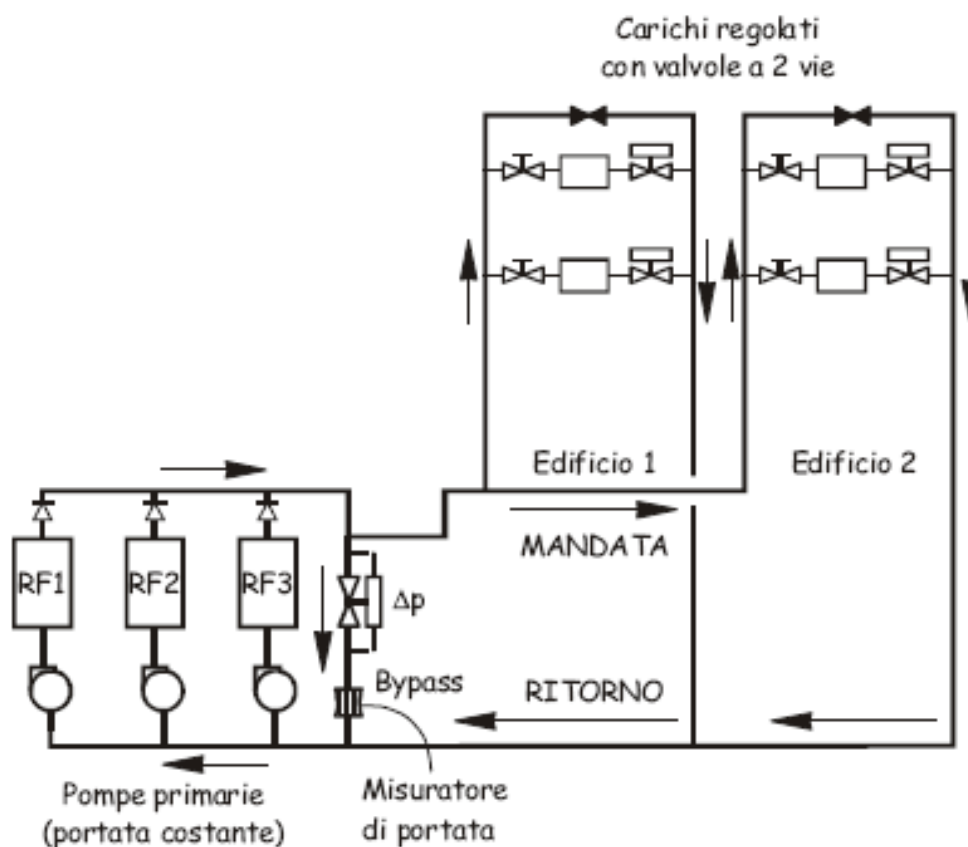


Figura 133: Portata variabile nel circuito secondario con disaccoppiamento e pompe comuni

I refrigeratori operano a portata costante e parzializzati in parallelo. La portata del circuito primario deve essere sempre superiore a quella del secondario.

Quando necessario (raramente negli impianti con rete secondaria estesa data la massa di acqua nei circuiti) il serbatoio inerziale deve essere miscelato e possibilmente inserito nel circuito primario, **sul ritorno** comune dei refrigeratori, vedi Figura 136.

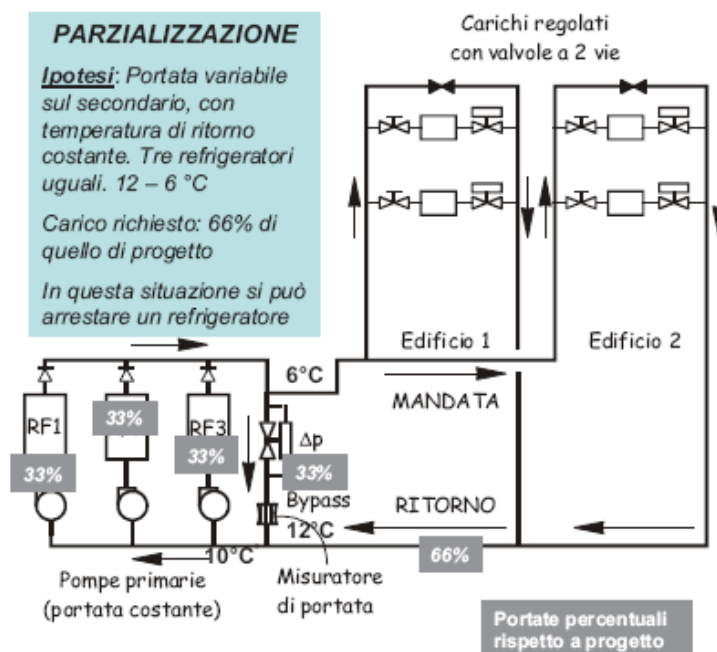


Figura 134: Portata variabile nel secondario con disaccoppiamento e pompe comuni: esempio di regolazione

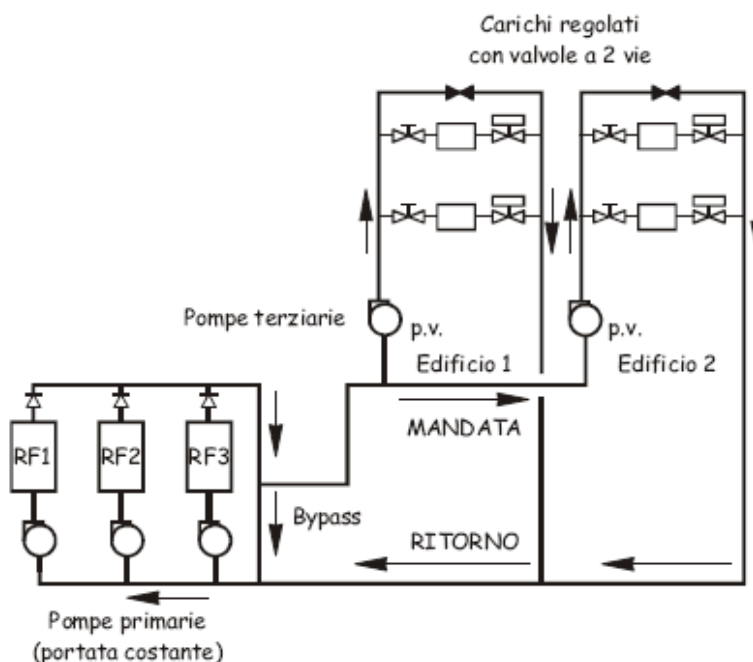


Figura 135: Portata variabile nel secondario con disaccoppiamento e pompe diversificate

In tal modo svolge infatti anche la funzione di attenuare la velocità di variazione della temperatura dell'acqua refrigerata in ingresso ai refrigeratori in funzione, quando si inserisce o disinserisce una macchina.

Occorre evitare di posizionare il serbatoio di accumulo sulla mandata, come indicato in Figura 137, poiché in questo modo l'inevitabile miscelamento dell'acqua nel serbatoio fa perdere il controllo della temperatura dell'acqua di mandata ai carichi, senza produrre alcun beneficio.

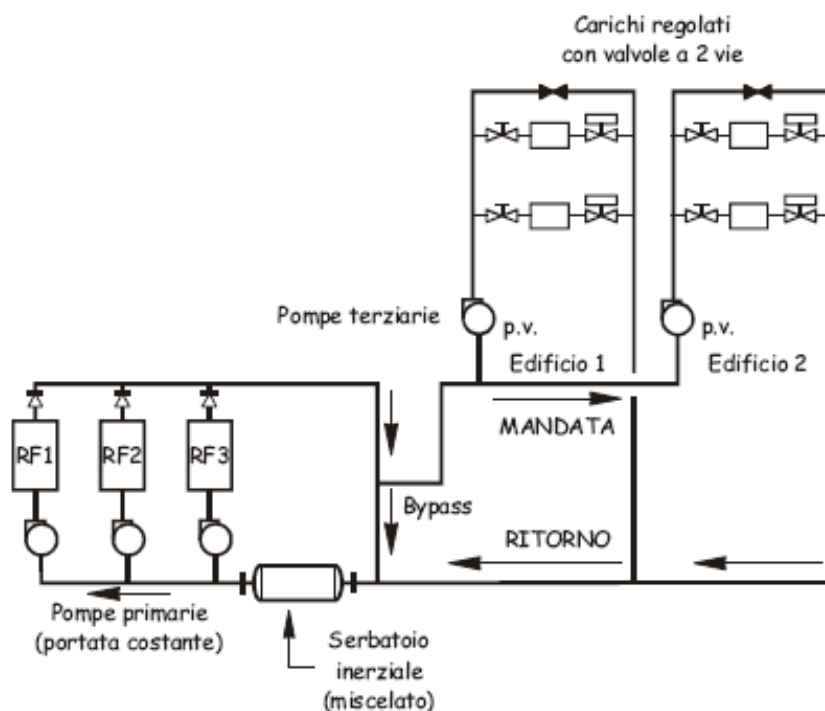


Figura 136: Corretto inserimento di un serbatoio di accumulo sul ritorno

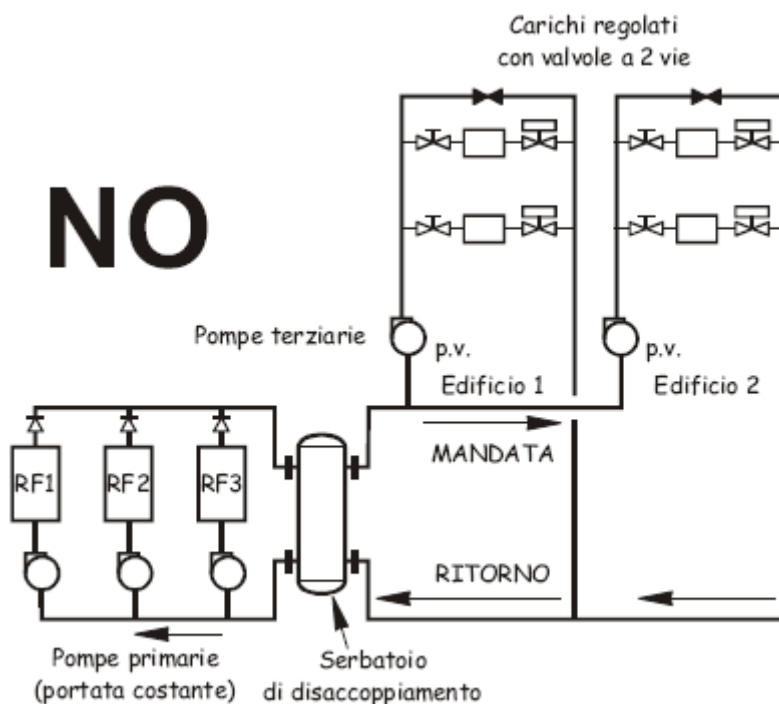


Figura 137: Inserimento errato di un serbatoio di accumulo sulla mandata dei refrigeratori

Il serbatoio di accumulo può essere disposto anche correttamente nel ramo di bypass, come indicato in Figura 138 anche se risulta più razionale lo schema di Figura 136.

Alcuni produttori accettano una variazione della portata nominale dei refrigeratori in modo da consentire la portata variabile anche nel circuito primario.

Tuttavia occorre sempre inserire opportuni controlli dei flussi per evitare la ghiacciatura degli evaporatori.

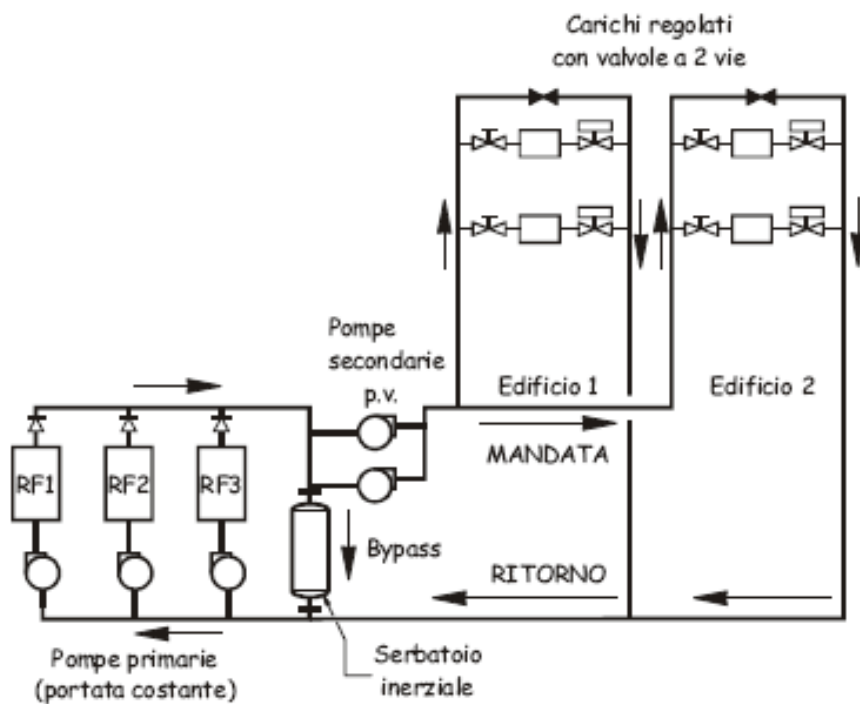


Figura 138: Inserimento del serbatoio di accumulo nel ramo di bypass

5. LE RETI DI AERAILICHE*

5.1 PREMESSE

Le reti di distribuzione per l'aria (aerailiche) presentano specificità derivanti dal fluido di lavoro gassoso e quindi con bassa densità. Il progetto delle reti aerailiche presenta maggiori criticità rispetto a quelle idrauliche perché l'aria genera più facilmente vorticosità e quindi perdite per attrito localizzato.

Esse possono essere classificate in:

- *condotte di mandata;*
- *condotte di ripresa;*
- *condotte di aspirazione;*
- *condotte di espulsione.*

Questa classificazione è sostanzialmente ininfluenza sulla tecnologia costruttiva delle condotte, poiché la tecnica della loro realizzazione non varia, nella maggior parte dei casi, con la variazione di direzione del flusso d'aria.

La distinzione può diventare invece importante nel momento in cui intervengono fattori o vincoli che determinano un diverso dimensionamento delle condotte, oppure esigenze che obbligano al conseguimento di una determinata tenuta alle fughe d'aria, oppure ancora le problematiche connesse alla coibentazione termica.

5.2 CLASSIFICAZIONE DEI CANALI

Negli impianti di condizionamento esistono due metodi per convogliare l'aria verso i locali condizionati, chiamati "a bassa" e "ad alta" velocità. La linea di separazione tra i due sistemi non è ben definita, tuttavia, come valori di riferimento per le velocità iniziali, il progettista può assumere i seguenti:

- 1. Impianti commerciali e residenziali:
 - a) Bassa velocità: fino a 13 m/s. Normalmente compresa fra i 6 e gli 11 m/s;
 - b) Alta velocità: sopra i 13 m/s.
- 2. Impianti industriali:
 - a) Bassa velocità: fino a 13 m/s. Normalmente compresa tra gli 11 ed i 13 m/s;
 - b) Alta velocità: da 13 a 25 m/s.

I canali di ripresa negli impianti a bassa o ad alta velocità vengono normalmente dimensionati a bassa velocità. Per i canali di ripresa le velocità raccomandate sono:

- 1. Impianti commerciali e residenziali:
 - Bassa velocità: fino a 10 m/s. Normalmente compresa tra 7.5 e 9 m/s.
- 2. Impianti industriali:
 - Bassa velocità: fino a 13 m/s. Normalmente compresa tra 9 e 11 m/s.

In base alle pressioni, i canali per la distribuzione dell'aria vengono divisi in tre categorie.

Queste, che corrispondono alle classi I, II e III dei ventilatori, vengono definite nel modo seguente:

- 1. Bassa pressione: fino a 900 Pa, ventilatore della classe I.
- 2. Media pressione: da 900 a 1700 Pa, ventilatore della classe II.
- 3. Alta pressione: da 1700 a 3000 Pa, ventilatore della classe III.

Questi valori si riferiscono alla pressione totale e comprendono le perdite di carico che si verificano nella centrale di trattamento dell'aria, nei canali di distribuzione e nei diffusori.

La funzione di una rete di canali è di convogliare l'aria dalla centrale di trattamento ai vari locali da condizionare. Per assolvere questa funzione nel migliore dei modi, la rete di distribuzione deve essere progettata avendo presente diversi fattori, quali: lo spazio a disposizione, le perdite di carico, la velocità dell'aria, il livello di rumorosità, le rientrate e le dispersioni di calore, le fughe per la non perfetta tenuta.

Per i canali di mandata e di ripresa, lo spazio disponibile per la loro sistemazione e l'aspetto estetico determinano, molto spesso, il progetto ed impongono, a volte, un tipo di impianto.

Negli alberghi e negli uffici, con una disponibilità di spazio limitata, l'impiego di terminali ad induzione con canali d'aria circolari ad alta velocità può risultare spesso, a parte ogni altra considerazione, la soluzione migliore.

Nei grandi magazzini o nei grossi centri commerciali già esistenti, l'impianto può richiedere dei canali in vista appesi al soffitto. In questo caso sono particolarmente consigliati dei canali a sezione rettangolare costante che assumono l'aspetto di travi.

Per ottenere questo risultato, i canali dovranno essere esternamente lisci e ridotti al massimo i cambiamenti di sezione. Negli impianti industriali, l'ingombro e l'aspetto estetico dei canali assumono un'importanza secondaria. Anche per questi impianti, comunque, spesso il canale a forma rettangolare rappresenta la soluzione migliore e più economica.

Le canalizzazioni, possono essere dimensionati, analogamente a quanto visto per le reti ad acqua, con i metodi a velocità costante, perdita specifica di pressione costante e con un nuovo metodo, valido solo per i canali d'aria, detto *a recupero di pressione (vedi nel prosieguo)*.

In questo caso, però, occorre tenere conto che la distribuzione dell'aria trova i terminali *alla stessa pressione, quella ambientale*.

5.2.1 CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE DEGLI ISOLANTI PER I CANALI

I requisiti costruttivi delle coibentazioni per le reti aerauliche possono così sintetizzarsi:

- *Basso coefficiente di conducibilità al fine di garantire un migliore isolamento termico;*
- *Basso valore del calore specifico;*
- *Facilità di posa in opera;*
- *Buona resistenza al fuoco e all'usura;*
- *Inorganicità e stabilità chimica.*

Si utilizzano principalmente i seguenti materiali:

- *Gomma sintetica;*
- *Schiume poliuretaniche;*
- *Materiali fibrosi in lana minerale (di roccia o di vetro).*

5.2.2 CANALI IN TESSUTO

Oltre ai canali in lamiera zincata o in materiale plastico si hanno anche i canali in plastica. Questi possono essere utilizzati per grandi distribuzioni d'aria in ambito industriale o in edifici commerciali.



Figura 139: Canali in tessuto



Figura 140: Distribuzione dell'aria con canali in tessuto

La sezione è circolare e pertanto l'ingombro in altezza richiede spazi ed altezze opportuni dei locali. La velocità consentita varia fra 6 – 20 m/s (a seconda del diametro) e questo consente di smaltire grandi portate con diametri contenuti.

Presentano cadute di pressione variabili fra 100 e 200 Ps.

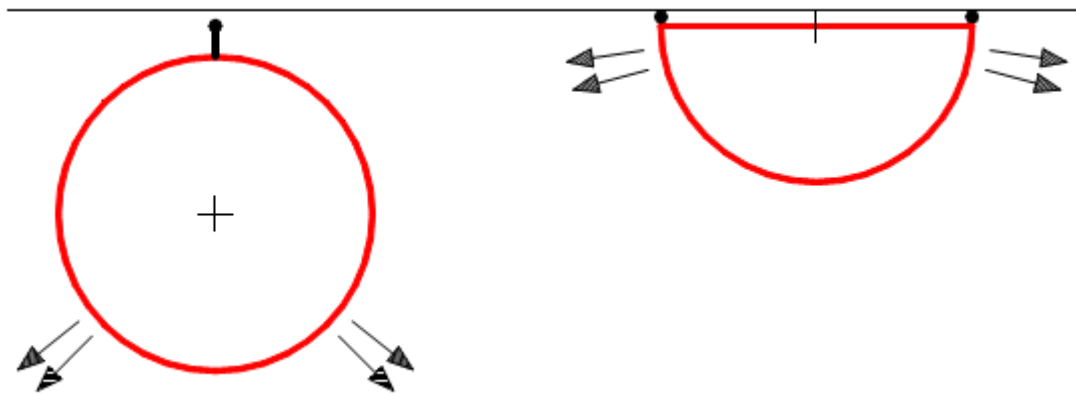


Figura 141: Tipologia di distribuzione con canali in tessuto

In alcuni casi i canali possono essere forati e ciò consente una diffusione dell'aria in ambiente in modo graduale ed uniforme.

I diffusori tessili in PVC vengono realizzati con file di fori su tessuto non permeabile all'aria (Figura 143). Consentono di lanciare l'aria nelle direzioni e con la velocità voluta, quindi possono essere usati per altezze di installazione anche elevate, sia per il riscaldamento che per il raffreddamento, come si fa con i diffusori tradizionali.

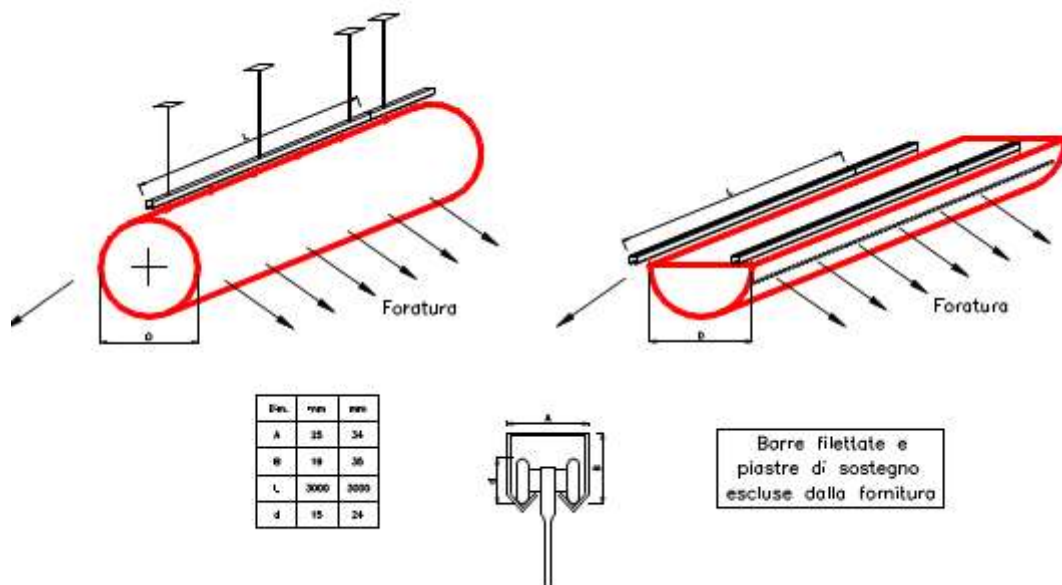


Figura 142: Installazione dei canali in tessuto

L'elevata induzione (miscelazione dell'aria ambiente con l'aria immessa) garantisce un'ottima distribuzione ed uniformità della temperatura. La velocità residua dell'aria sulle persone viene mantenuta entro i limiti previsti dalle norme UNI 10339 e UNI EN 13779.

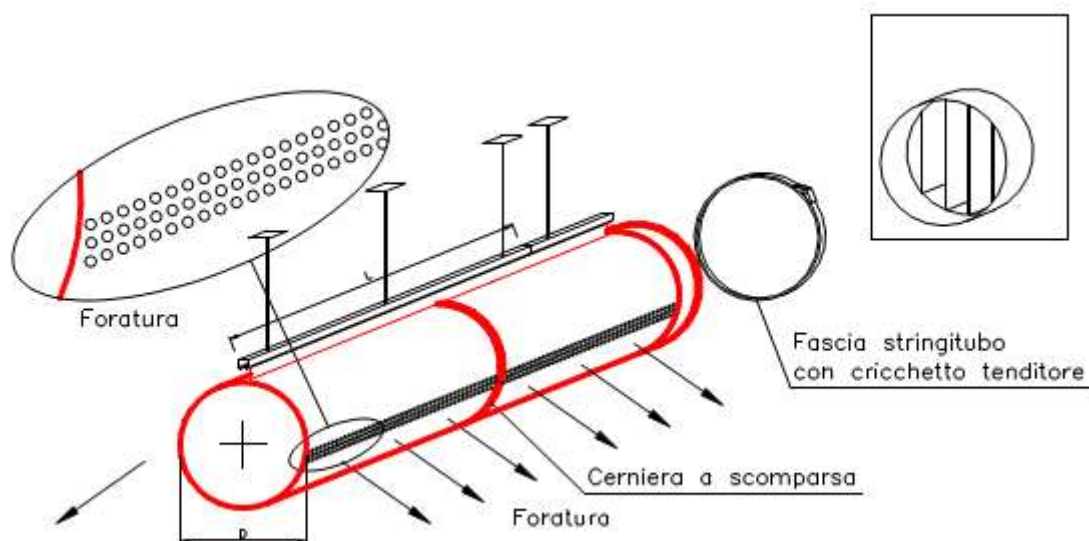


Figura 143: Canali in tessuto forati

I canali in tessuti sono sostenuti da speciali binari e carrelli con ruote o con profili di alluminio e gratili cuciti al diffusore tessile.


La scelta dei diametri può essere effettuata mediante la Tabella 17 sia per diffusori circolari che per quelli semicircolari.

Le perdite di carico possono calcolarsi con i soliti abachi per tubi lisci. Occorre tenere presente che la velocità dell'aria all'interno di questi canali si riduce dalla sezione iniziale fino a quella finale (velocità nulla) e quindi le perdite per attrito sono inferiori a quelle usuali.

Nella Tabella 17 si hanno le perdite di pressione indicative per una progettazione di massima. Le perdite di carico dipendono solo dalla velocità iniziale e non dalla lunghezza del diffusore.


<i>Diametro</i> <i>mm</i>	<i>Diffusori circolari</i>			<i>Diffusori semicircolari</i>		
	<i>Portata m³/h</i>			<i>Portata m³/h</i>		
	<i>100 Pa</i>	<i>150 Pa</i>	<i>200 Pa</i>	<i>100 Pa</i>	<i>150 Pa</i>	<i>200 Pa</i>
200	800	900	1.100	400	500	600
250	1.200	1.400	1.800	600	700	900
300	1.800	2.000	2.500	900	1.000	1.300
350	2.400	2.800	3.500	1.200	1.400	1.700
400	3.200	3.600	4.500	1.600	1.800	2.300
450	4.000	4.600	5.700	2.000	2.300	2.900
500	4.900	5.700	7.100	2.500	2.800	3.500
550	6.000	6.800	8.500	3.000	3.400	4.300
600	7.100	8.100	10.200	3.600	4.100	5.100
650	8.400	9.600	11.900	4.200	4.800	6.000
700	9.700	11.100	13.800	4.800	5.500	6.900
750	11.100	12.700	15.900	5.600	6.400	7.900
800	12.700	14.500	18.100	6.300	7.200	9.000
850	14.300	16.300	20.400	7.100	8.200	10.200
900	16.000	18.300	22.900	8.000	9.200	11.400
950	17.900	20.400	25.500	8.900	10.200	12.800
1.000	19.800	22.600	28.300	9.900	11.300	14.100
1.050	21.800	24.900	31.200	10.900	12.500	15.600
1.100	23.900	27.400	34.200	12.000	13.700	17.100
1.150	26.200	29.900	37.400	13.100	14.900	18.700
1.200	28.500	32.600	40.700	14.200	16.300	20.300
1.250	30.900	35.300	44.200	15.500	17.700	22.100
1.300	33.400	38.200	47.800	16.700	19.100	23.900
1.350	36.100	41.200	51.500	18.000	20.600	25.800
1.400	38.800	44.300	55.400	19.400	22.200	27.700
1.450	41.600	47.500	59.400	20.800	23.800	29.700
1.500	44.500	50.900	63.600	22.300	25.400	31.800
1.550	47.500	54.300	67.900	23.800	27.200	33.900
1.600	50.600	57.900	72.300	25.300	28.900	36.200

Tabella 17: Scelta rapida dei diametri dei canali in tessuto



← d →

FOGLIO DI CALCOLO DEI DIFFUSORI TESSILI CIRCOLARI



← d →

DATI DI INGRESSO

PORTATA ARIA: 15.000 m³/h


DIAMETRO DIFFUSORE: 800 mm

LUNGHEZZA DIFFUSORE: 30,00 m

RISULTATI


VELOCITA' IN INGRESSO: 8,3 m/s

PRESSIONE STATICA IN INGRESSO: 151 Pa



← d →

FOGLIO DI CALCOLO DEI DIFFUSORI TESSILI SEMICIRCOLARI



← d →

DATI DI INGRESSO

PORTATA ARIA: 7.500 m³/h

DIAMETRO DIFFUSORE: 800 mm

LUNGHEZZA DIFFUSORE: 20,00 m

RISULTATI

VELOCITA' IN INGRESSO: 8,3 m/s

PRESSIONE STATICA IN INGRESSO: 145 Pa

Figura 144: Esempio di dimensionamento dei canali in tessuto

I dati di installazione richiesti sono:

Portata	m ³ /h	
Lunghezza dei diffusori	m	
Dimensioni degli ambienti	m	
Altezza di installazione del filo inferiore dei diffusori	m	
Distanza tra i diffusori	m	
Temperature aria immessa e aria ambiente, in riscaldamento	°C	
Temperature aria immessa e aria ambiente, in raffrescamento	°C	
Colore del tessuto		

Tabella 18: Dati di installazione dei canali in tessuto

5.3 LA PRESSIONE UTILE DI PROGETTO

Una rete aeraulica è in genere formata da (vedi Figura 145:

- una rete di canali per la ripresa dell'aria;
- una centrale di trattamento aria (UTA);
- una rete di canali di mandata.

La prevalenza della soffiante²⁴ deve bilanciare le cadute di pressione:

- della rete di canali di ripresa, $\Delta p_{\text{ripresa}}$;
- dell'attraversamento dell'UTA, Δp_{UTA} ;
- della rete di canali di mandata, $\Delta p_{\text{mandata}}$.

In pratica deve essere:

$$\Delta p_{\text{soffiante}} = \Delta p_{\text{ripresa}} + \Delta p_{\text{UTA}} + \Delta p_{\text{mandata}}$$

²⁴ Se la rete di ripresa dell'aria è estesa si può avere anche una soffiante dedicata alla ripresa.

La caduta di pressione nell'UTA è determinata dalla selezione di questo componente e dalla tipologia di componenti (filtri, batterie di scambio termico, umidificatori, recuperatori di calore, ventilatori, silenziatori, ...) posti all'interno.

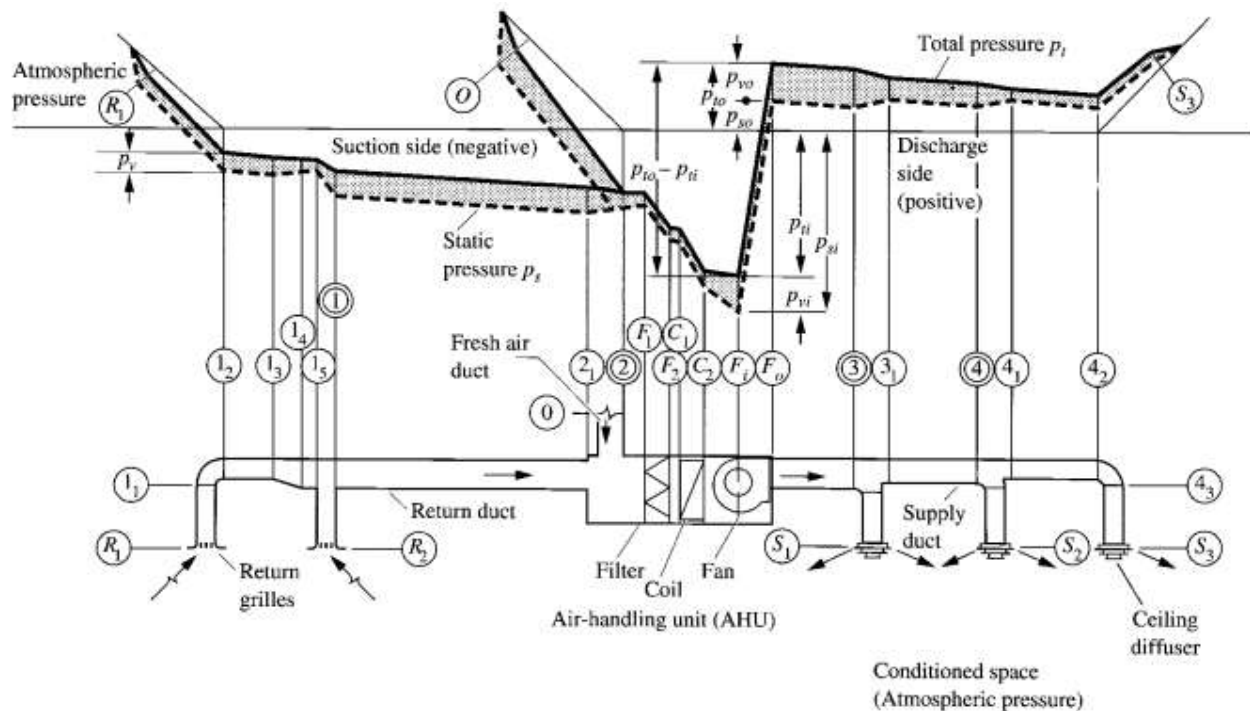


Figura 145: Rete aerologica con canali di ripresa e di mandata

In pratica la caduta di pressione nell'UTA può essere determinata una volta definita la struttura dell'UTA da parte del Costruttore.

Le cadute di pressione nelle reti di ripresa e di mandata sono invece calcolabili in sede di progetto con i metodi che si discuteranno nei prossimi paragrafi, indipendentemente dall'UTA.

Per questo motivo quando si progetta la rete si utilizza il concetto di *pressione utile* come la Δp disponibile per le sole cadute di pressioni delle reti aerologiche, ad esclusione della caduta di pressione nell'UTA. Cioè si ha:

$$\Delta p_{\text{utile}} = \Delta p_{\text{ripresa}} + \Delta p_{\text{mandata}}$$

In questo modo il Costruttore dell'UTA selezionerà la soffiante in modo che bilanci sia la Δp_{utile} che quella dell'UTA stessa:

$$\Delta p_{\text{soffiante}} = \Delta p_{\text{UTA}} + \Delta p_{\text{utile}}$$

La Δp_{utile} va scelta in fase di progetto tenendo presente sia le caratteristiche (estensione e portate di aria) delle reti di ripresa e di mandata che delle caratteristiche della soffiante (a pale in avanti, a pale rovesce, assiali).

Solitamente si ha valori variabili secondo la seguente tabella.

Δp nell'UTA	600-1200 Pa
Δp nella rete di ripresa	100-100 Pa
Δp nella rete di mandata	100 – 2000 Pa

Tabella 19: Cadute di pressione tipiche nelle reti aerologiche

Nella Figura 146 si ha un esempio di selezione di un'UTA con la specificazione delle pressioni utili per la ripresa e la mandata dell'aria.

GRANDEZZA 39CI			
Portata aria [m³/h]		5000	
Massima velocità aria [m/s] *		2,7	
Modello Vel. aria [m/s] *			
08	2,9	Profondità [mm] (A)	1210
09	2,6		
10	2,3		
		Altezza [mm] (H)	910
* (nell'attraversamento batterie)			

PROFIL	
Profilo alluminio estruso [mm]	40
Pannello	100 / Doppio pannello Zincato/Zincato
Coibente	B1 / Poliuretano Espanso
Spessore [mm]	23
Lato interno	A1 / Acciaio Zincato
Lato esterno	A1 / Acciaio Zincato

VENTILATORI		
	RIPRESA	MANDATA
Portata aria [m³/h]	2500	5000
Pressione statica utile [Pa]	150	200

Figura 146: Esempio di selezione delle pressioni utili

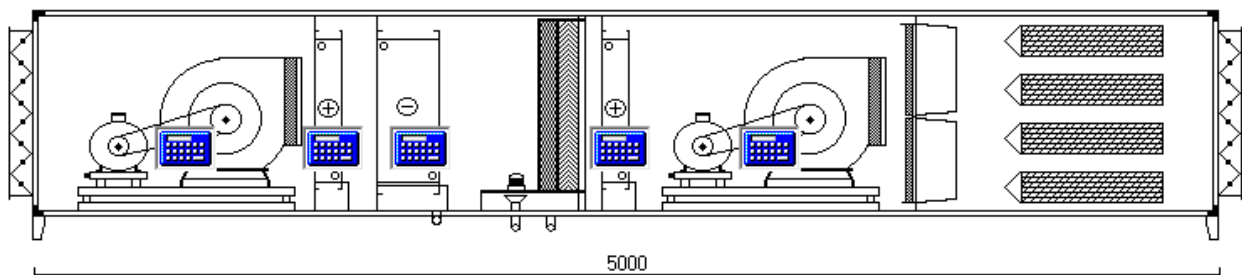


Figura 147: UTA con ventilatore di ripresa e di mandata

5.4 FATTORI DIMENSIONALI PER I CANALI DELL'ARIA

A differenza delle reti idroniche le reti aerauliche occupano notevoli spazi, come ad esempio mostrato in Figura 148 e in Figura 149.

Del resto è proprio il fluido di lavoro, l'aria, a determinare i maggiori ingombri a causa della ridotta densità ($1,21 \text{ kg/m}^3$ contro i 1000 kg/m^3 dell'acqua) come conseguenza dell'equazione di continuità $\dot{m} = \rho w S$ (a parità di portata massica e di velocità la sezione è inversamente proporzionale alla densità del fluido).

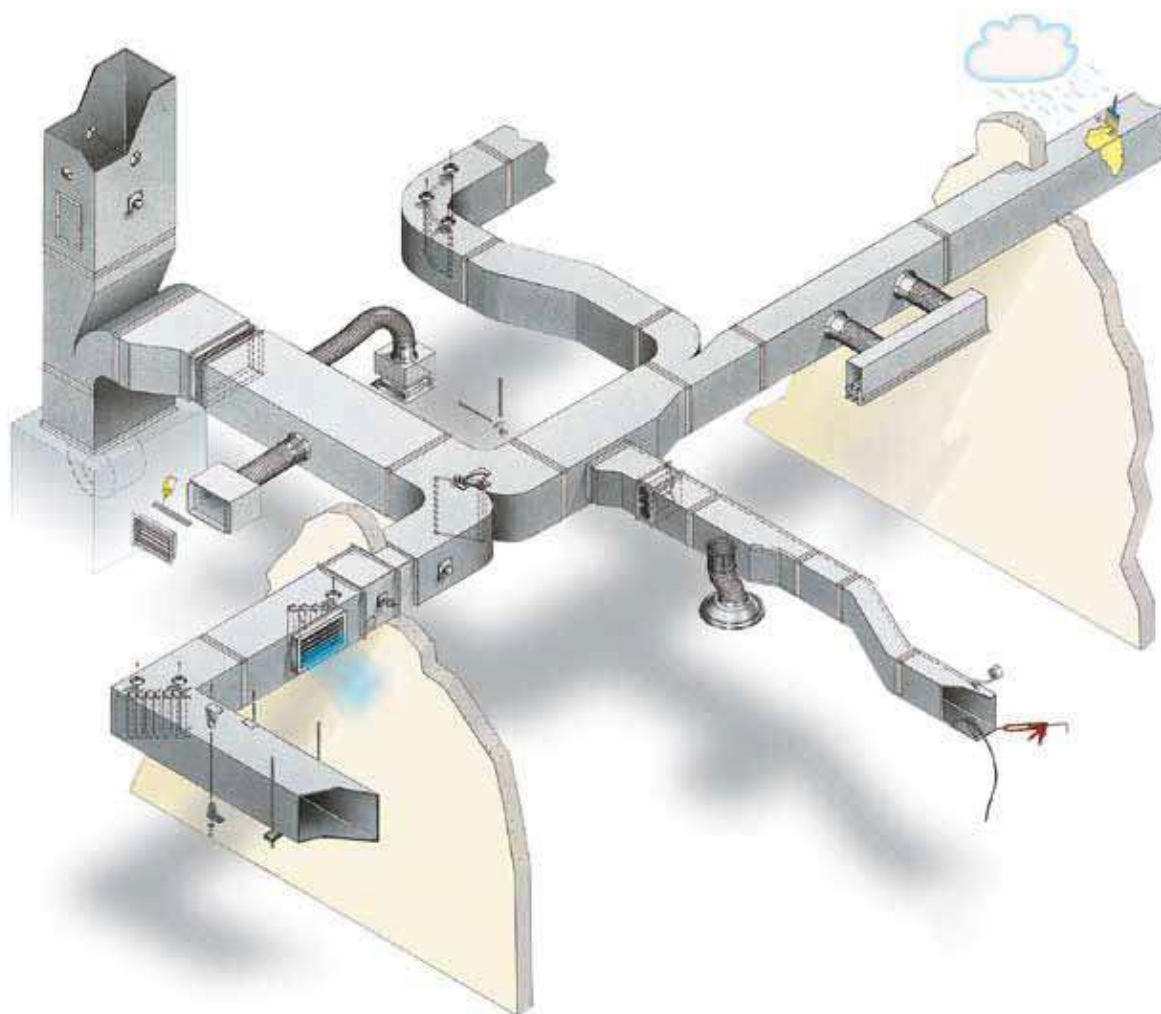


Figura 148: Occupazione degli spazi di una rete aeraulica

Le dimensioni dei canali aeraulici possono essere (e solitamente lo sono) un grave problema impiantistico perché non sempre gli spazi sono disponibili sia perché colpevolmente non previsti dai progettisti architettonici che per i vincoli esistenti negli edifici²⁵.

Si aggiunga ancora che in Italia gli spazi tecnici fanno volumetria²⁶ e pertanto i progettisti tendono sempre più a ridurli perché sottraggono spazi utili all'utilizzo. La conseguenza di questa limitazione è quella di limitare fortemente l'altezza dei canali dell'aria in modo da poterli inserire nelle intercapedini lasciate libere dai controsoffitti.

Se si considera lo standard costruttivo con altezze lorde di 3,20 m per piano si può fare rapidamente un calcolo. Si hanno 20 cm per i solai (e spesso anche 30 cm se destinati ad edifici pubblici), 2,70 m è l'altezza minima che le attuali norme indicano per gli spazi abitativi e quindi restano 20 – 30 cm di spazio per l'intercapedine e di conseguenza l'altezza dei canali dell'aria viene limitata a circa 250-300 mm (si ricordi che le dimensioni dei canali sono sempre indicate in millimetri).

²⁵ Si pensi, ad esempio, agli edifici storici nei quali le murature sono portanti e di grande spessore, oppure alla presenza di volte negli ambienti o anche ai semplici vincoli che le soprintendenze ai beni culturali pongono sugli edifici storici.

²⁶ In alcune nazioni gli spazi tecnici sono esclusi dal calcolo della volumetria e pertanto si possono meglio integrare i canali e gli altri impianti in questi spazi. Negli edifici americani, ad esempio, per ciascun piano si ha un piano di quasi pari altezza per gli impianti tecnologici.



Figura 149: Dimensioni dei canali principali per la distribuzione dell'aria

A complicare le cose si ha poi, nelle zone climatiche dalla C in su, la necessità del ricircolo dell'aria per i recuperatori di calore e quindi si ha la presenza sia dei canali di mandata che di quelli di ripresa negli stessi spazi.

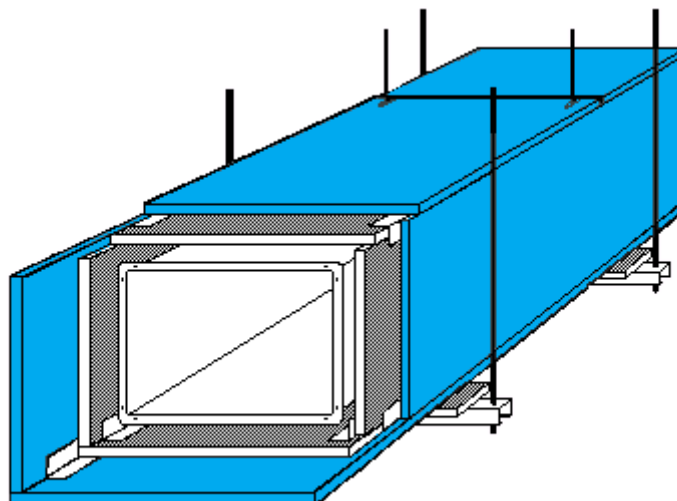


Figura 150: Particolare di posa dei canali con staffe di ancoraggio

Gli incroci dei canali sono zone fortemente critiche perché si è costretti a ridurre l'altezza di ciascun canale in modo da restare entro i limiti delle intercapedini disponibili. Questi schiacciamenti producono forti perdite di pressione che debbono essere compensate dalle soffianti con una maggiore prevalenza. Un problema analogo si ha con il passaggio al di sotto delle travi a taglio con formazioni di curve attorno alle travi (o ai pilastri) e conseguente schiacciamento delle altezze per potere restare all'interno delle intercapedini.



Figura 151: Cassetta miscelatrice per impianti a doppio condotto

Negli impianti a doppio condotto (*dual conduit*) i problemi di occupazione dei canali dell'aria si acuiscono ulteriormente per la presenza dei due canali d'aria (fredda e calda) e quella delle unità miscelatrici (vedi Figura 151).

Altro problema importante per le reti aerauliche è l'attraversamento dei solai da piano a piano. Nel caso di canali principali si hanno ingombri notevoli che richiedono cavedi di passaggio paragonabili alle trombe delle scale o dei vani ascensori. Se questi cavedi sono previsti (come dovrebbe essere) non si hanno difficoltà di sorta ma se sono stati ignorati in fase progettuale allora si pongono grossi problemi impiantistici.



Figura 152: canali dell'aria posti fuori dall'edificio

Solitamente l'ignoranza²⁷ progettuale si vede subito perché gli impianti appaiono posticci, posti all'esterno e senza una vera integrazione architettonica. Del resto non si possono negare i problemi dimensionali appena esposti ma è anche vero che è doveroso sforzarsi di integrare al meglio gli impianti negli edifici. Renzo Piano ha dato un esempio di questo tipo di integrazione nel Centro Pompidou di Parigi: i canali dell'aria sono divenuti elementi architettonici e posti in vista, come indicato in Figura 153.

²⁷ Cioè la mancanza di coordinamento fra la progettazione architettonica e quella impiantistica.



Figura 153: Centro Pompidou a Parigi

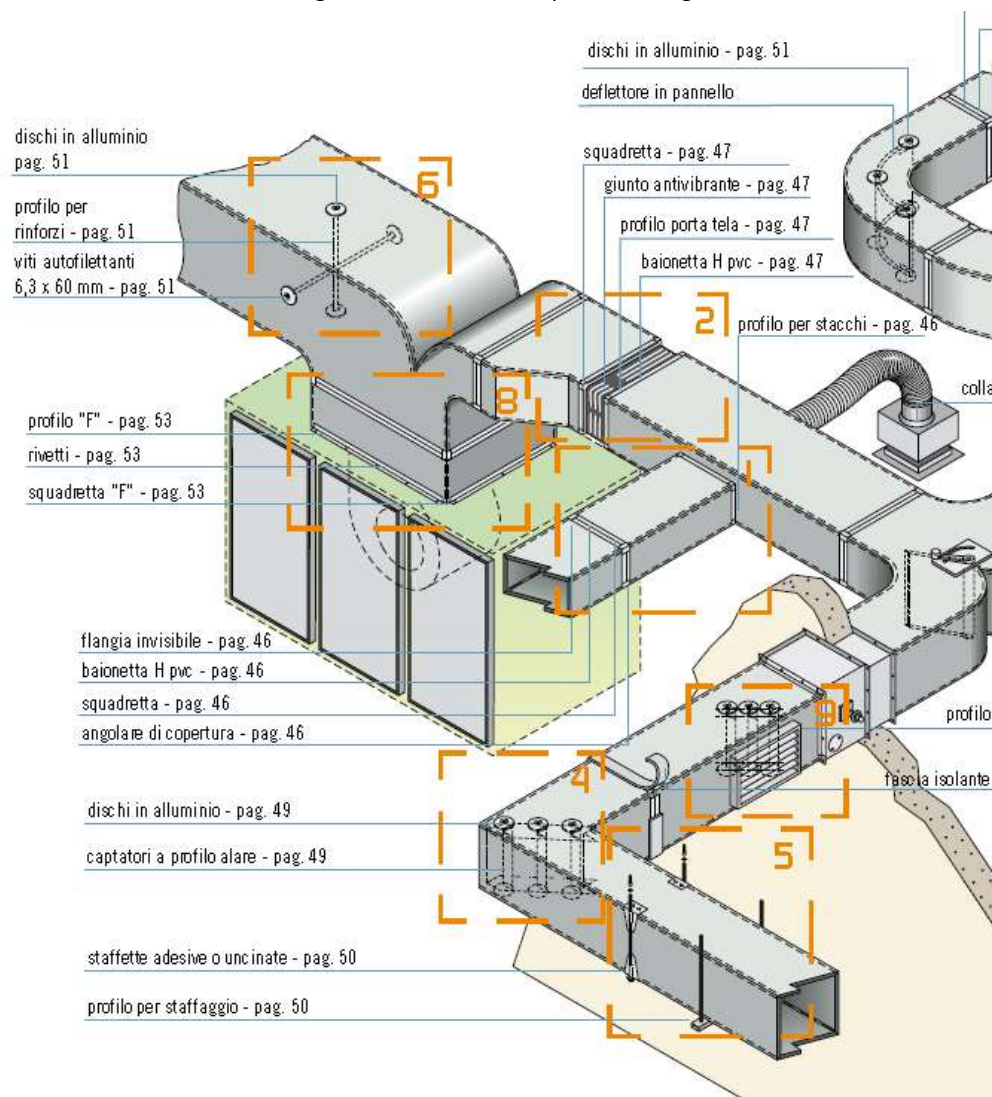


Figura 154: Esempio di rete aeraulica e sue dimensioni invasive

La complessità delle reti aerauliche e la loro specificità non deve mai essere sottovalutata se si vuole il buon funzionamento di tutti gli impianti da queste dipendenti.

Occorre sempre prevedere la possibilità di potere intervenire per operazioni di manutenzione (ordinarie e straordinarie e pertanto occorre potere accedere alle reti di canali senza dover demolire parte dell'edificio e dei soffitti.

Negli impianti destinati ad edifici pubblici occorre potere intervenire per eventuali bonifiche (ad esempio per la legionella) e pertanto è necessario prevedere le porte di ispezione ben distanziate per l'inserimento dei robot di pulizia e comunque per potere effettuare le operazioni necessarie.



Figura 155: Ispezione di canali d'aria

5.5 METODO A VELOCITÀ COSTANTE PER I CANALI D'ARIA

Nel primo caso si procede sostanzialmente come già indicato per le tubazioni dell'acqua. La portata da immettere in ogni ambiente tramite i terminali (bocchette di mandata o diffusori) è calcolata in proporzione al carico termico dell'ambiente rispetto a quello totale.

$$\dot{m}_i = \dot{m}_0 \frac{Q_i}{Q_0} \quad [78]$$

con Q_i carico totale dell'ambiente *i.esimo*, Q_0 carico totale dell'edificio, \dot{m}_0 portata massica totale dell'edificio dell'aria, \dot{m}_i portata massica dell'aria nell'ambiente *i.esimo*.

Note le portate nei tronchi terminali²⁸ si calcolano le portate nei tronchi principali. Si impone la velocità in ogni tronco avendo cura di scegliere il valore più opportuno temperando le esigenze di economicità della rete con quelle dell'efficienza e della silenziosità. I valori consigliati, per edifici civili, sono i seguenti:

	Velocità minima (m/s)	Velocità massima (m/s)
Tronchi principali	4	8
Tronchi secondari e terminali	2	4
Tronco in partenza dalla soffiante	4	16

Tabella 20: Valori consigliati delle velocità dell'aria nei canali

Utilizzando l'abaco di Figura 48 per l'aria si determina, note le coppie (\dot{m}_i, w_i) il diametro equivalente, D_{eq} , e la perdita specifica di pressione ψ_i di ogni ramo.

Noto il diametro equivalente si determinano le dimensioni a e b della sezione rettangolare equivalente (a parità delle perdite di pressione) mediante la relazione:

²⁸ Cioè quelli che portano l'aria ai diffusori negli ambienti.

$$D_{eq} = 1.3 \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}} \quad [79]$$

ove una delle dimensioni deve essere fissata a priori. Di solito si impone l'altezza a del canale per motivi di ingombro (*controsoffitto*) e quindi la precedente relazione consente di calcolare b . I Valori usuali delle dimensioni dei canali variano a modulo di 50 mm.

Pertanto determinata la sezione rettangolare finale occorre ricalcolare il D_{eq} mediante la [79] e poi, tramite l'abaco per l'aria, riottenere i valori finali della velocità e della perdita specifica di pressione.

Spessore (mm)	Lamiera nera	Lamiera zincata	Rame	Alluminio
0,5	4,0	4,0	4,5	1,4
0,6	4,8	4,8	5,4	1,7
0,7	5,6	5,6	6,3	1,9
0,8	6,4	6,4	7,2	2,2
0,9	7,2	7,2	8,1	2,5
1,0	8,0	8,0	9,0	2,8
1,2	9,6	9,6	10,8	3,4
1,3	10,4	10,4	11,7	3,6
1,5	12,0	12,0	13,5	4,2

Tabella 21: Pesì dei canali d'aria

$a, b =$ dimensioni rettangolo/quadrato, mm					$D_{eq} =$ diametro equivalente, mm												$f =$ fattore correttivo viscosità	
b	a	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	a	b
100	θ_e	109	133	162	189	229	266	307	343	377	406	436	463	493	519	548	θ_e	100
	f	0,94	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85	0,84	0,82	0,81	0,80	0,79	0,77	0,75	0,75	0,74	f	
150	θ_e	133	164	199	230	269	308	346	380	411	439	468	494	521	548	576	θ_e	150
	f	0,93	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,87	0,86	0,85	0,84	0,82	0,82	0,81	0,80	f	
200	θ_e	162	189	219	244	266	286	305	321	337	352	365	378	391	402	414	θ_e	200
	f	0,91	0,93	0,94	0,94	0,93	0,92	0,91	0,90	0,89	0,88	0,87	0,86	0,85	0,85	0,84	f	
250	θ_e	189	210	234	253	269	282	293	303	310	318	324	329	334	339	343	θ_e	250
	f	0,89	0,92	0,94	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,91	0,90	0,90	0,89	0,88	0,87	0,87	f	
300	θ_e	219	229	266	299	328	354	370	380	389	396	400	404	408	411	414	θ_e	300
	f	0,87	0,91	0,93	0,94	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,92	0,91	0,90	0,90	0,89	0,89	f	
350	θ_e	245	245	286	322	354	380	400	410	419	426	430	433	436	438	440	θ_e	350
	f	0,85	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,92	0,91	0,91	0,90	0,90	f	
400	θ_e	269	260	305	343	376	400	419	429	438	444	448	451	453	455	456	θ_e	400
	f	0,84	0,89	0,91	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,92	0,91	0,91	f	
450	θ_e	274	274	321	359	400	433	464	492	519	543	567	589	610	630	649	θ_e	450
	f	0,82	0,87	0,90	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,93	0,93	0,92	0,92	f	
500	θ_e	287	287	337	381	420	450	488	518	547	573	598	622	644	664	683	θ_e	500
	f	0,81	0,86	0,89	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,93	0,93	0,93	0,93	f	
550	θ_e	296	296	352	398	439	477	511	543	573	601	620	639	657	670	677	θ_e	550
	f	0,80	0,85	0,88	0,90	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,93	f	
600	θ_e	310	310	365	414	457	496	533	567	598	628	656	683	700	712	718	θ_e	600
	f	0,79	0,84	0,87	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	f	
650	θ_e	323	321	378	429	474	515	553	589	622	653	683	711	737	760	787	θ_e	650
	f	0,77	0,83	0,86	0,89	0,90	0,92	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	f	
700	θ_e	331	331	391	443	490	533	573	610	644	677	708	737	765	790	819	θ_e	700
	f	0,76	0,82	0,85	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	f	
750	θ_e	341	341	402	457	506	550	592	630	666	700	732	763	792	820	847	θ_e	750
	f	0,75	0,81	0,85	0,87	0,89	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	f	
800	θ_e	350	350	414	470	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875	θ_e	800
	f	0,74	0,80	0,84	0,87	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	f	
850	θ_e	359	359	424	482	534	582	626	668	706	743	778	811	842	872	901	θ_e	850
	f	0,74	0,79	0,83	0,85	0,88	0,89	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,93	0,94	0,94	0,94	f	
900	θ_e	369	367	435	494	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	θ_e	900
	f	0,73	0,79	0,82	0,85	0,87	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,93	0,94	0,94	f	
950	θ_e	378	378	445	506	561	612	659	703	744	783	820	855	889	921	952	θ_e	950
	f	0,72	0,78	0,82	0,85	0,87	0,88	0,90	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,93	0,94	0,94	f	
1000	θ_e	391	384	454	517	574	626	674	719	762	802	840	875	911	944	976	θ_e	1000
	f	0,71	0,77	0,81	0,84	0,86	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,93	0,94	f	
1100	θ_e	413	399	473	538	598	652	703	751	796	838	878	915	953	988	1.022	θ_e	1100
	f	0,70	0,76	0,80	0,83	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,93	f	
1200	θ_e	424	413	490	558	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1.030	1.066	θ_e	1200
	f	0,69	0,74	0,79	0,82	0,84	0,86	0,87	0,89	0,90	0,90	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	f	
1300	θ_e	434	426	506	577	642	701	757	808	857	904	948	990	1.031	1.069	1.107	θ_e	1300
	f	0,67	0,73	0,77	0,80	0,83	0,85	0,86	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,92	0,92	0,92	f	
1400	θ_e	444	439	522	595	662	724	781	836	885	934	980	1.024	1.066	1.107	1.146	θ_e	1400
	f	0,66	0,72	0,76	0,79	0,82	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	f	
1500	θ_e	453	452	536	612	681	745	805	860	913	963	1.011	1.057	1.100	1.143	1.183	θ_e	1500
	f	0,65	0,71	0,75	0,79	0,81	0,83	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,91	0,92	f	
1600	θ_e	462	463	551	629	700	766	827	885	939	991	1.041	1.088	1.133	1.177	1.219	θ_e	1600
	f	0,64	0,70	0,74	0,78	0,80	0,82	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,89	0,90	0,91	0,91	f	
1700	θ_e	471	475	564	644	718	785	849	908	964	1.018	1.069	1.118	1.164	1.209	1.253	θ_e	1700
	f	0,64	0,69	0,74	0,77	0,79	0,81	0,83	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,89	0,90	0,91	f	
1800	θ_e	479	485	577	660	736	804	869	930	988	1.043	1.096	1.146	1.195	1.241	1.286	θ_e	1800
	f	0,63	0,69	0,73	0,76	0,79	0,81	0,82	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	f	
1900	θ_e	487	496	590	674	751	823	889	952	1.012	1.068	1.122	1.174	1.224	1.271	1.318	θ_e	1900
	f	0,62	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,83	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,89	0,90	f	
2000	θ_e	495	506	602	688	767	840	908	973	1.034	1.092	1.147	1.200	1.252	1.301	1.348	θ_e	2000
	f	0,61	0,67	0,71	0,74	0,77	0,79	0,8	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,89	f	
2200	θ_e	510	525	625	715	797	874	945	1.013	1.075	1.137	1.196	1.251	1.306	1.356	1.406	θ_e	2200
	f	0,60	0,65	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80	0,81	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,88	f	

Tabella 22: Diametri equivalenti a pari perdita di pressione per canali rettangolari

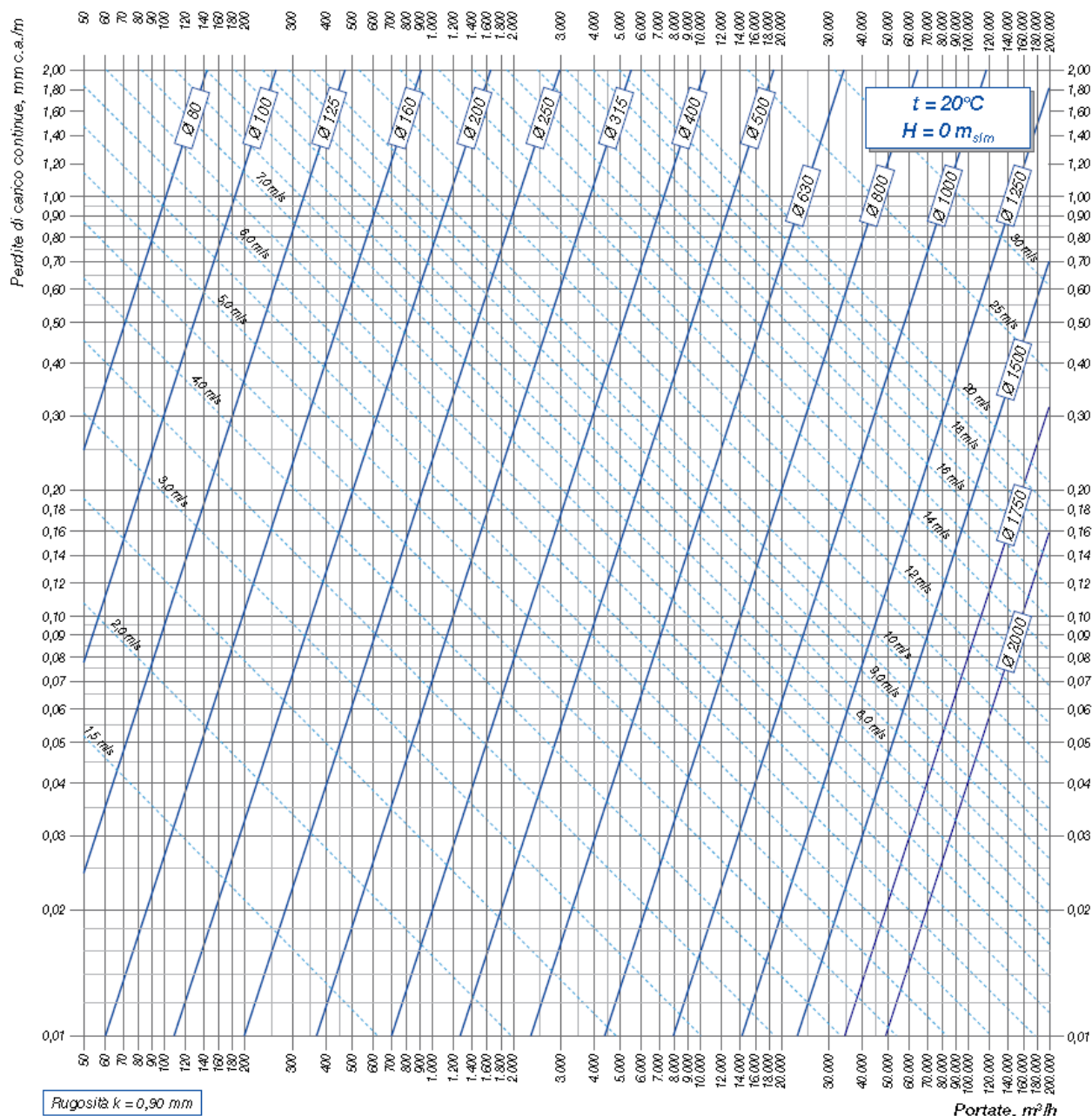


Figura 156: Perdite specifiche per canali d'aria a 20 °C

Fatti i calcoli per ogni circuito occorre poi calcolare le effettive pressioni a monte delle bocchette di mandata ed inserire delle serrande di regolazione in modo che ogni bocchetta (o anemostato) abbia la differenza di pressione necessaria per il lancio e la velocità di uscita desiderati.

La soffiante dovrà fornire, per la portata totale, un Δp capace di far fronte alle perdite nei canali di distribuzione e nelle apparecchiature interne alla centrale di trattamento aria.

Queste cadute di pressione (per le batterie calde e/o fredde, per l'umidificatore, il separatore di gocce, filtri, ...) sono fornite dai costruttori delle stesso apparecchiature e sono riportate in abachi specialistici nei manuali tecnici.

5.6 METODO A PERDITA SPECIFICA COSTANTE PER I CANALI D'ARIA

Anche in questo caso occorre tenere presente la formazione della rete dei canali. Il metodo a $\psi = \text{costante}$ si applica con qualche leggera variazione rispetto ai condotti d'acqua.

Di solito la velocità di uscita dalla soffiante viene imposta sia per ottenere dimensioni minime dei canali d'aria, proprio per il tronco principale che convoglia l'intera portata massica della rete, sia per motivi tecnici relativi alla selezione della soffiante.

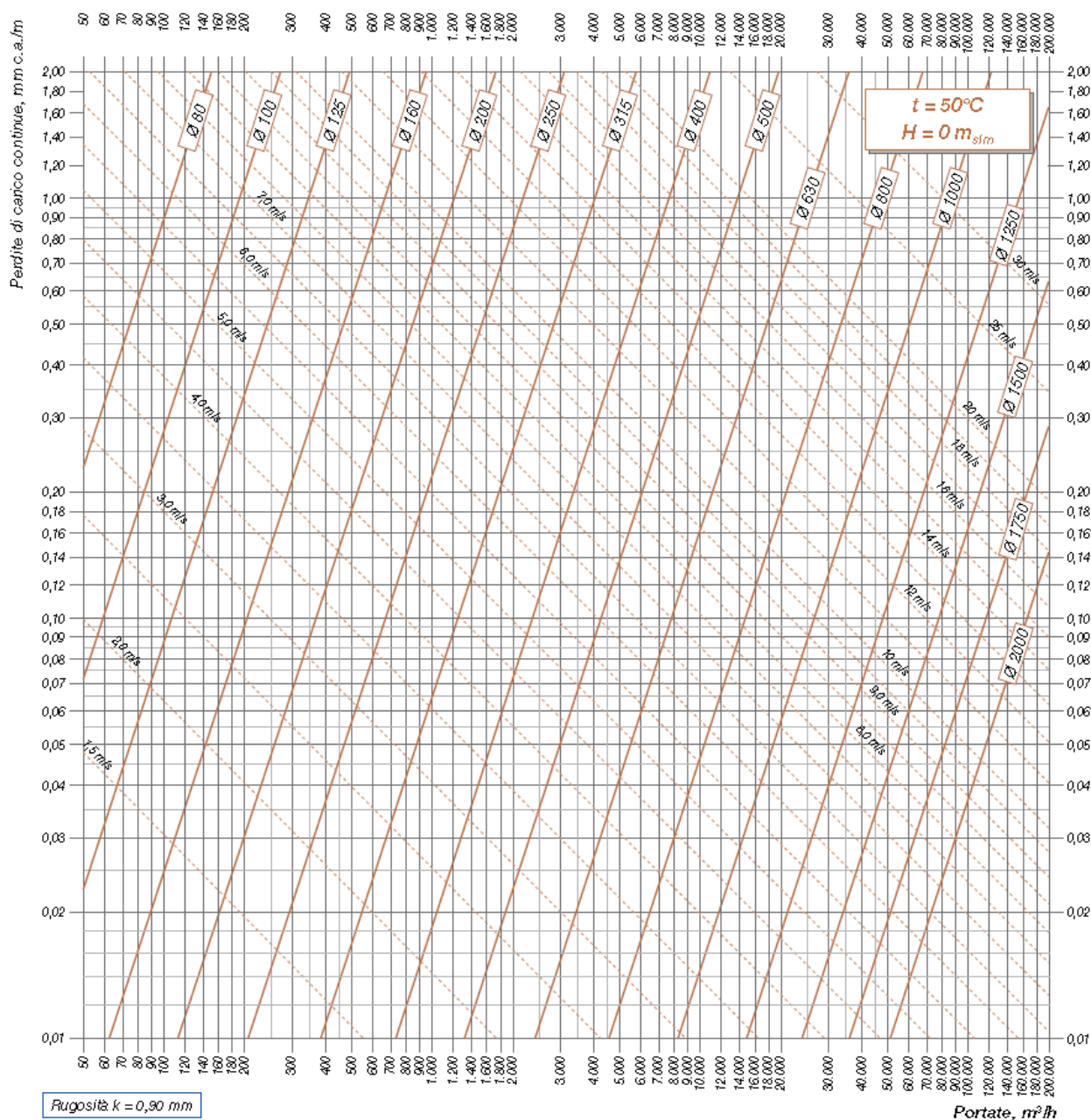


Figura 157: Perdite specifiche per canali d'aria a 50 °C

Pertanto si fissa la velocità del primo tronco secondo quanto indicato nella Tabella 20 e si procede a $w = \text{costante}$ come indicato nel precedente paragrafo e si impone la perdita specifica di pressione, ψ_0 , così ottenuta a tutti gli altri tronchi a valle. A partire dal secondo tronco, quindi, si opera utilizzando l'abaco di Figura 48 con le coppie iniziali di dati (ψ_0 , \dot{m}_i). Si rilevano dall'abaco i valori della velocità e del diametro equivalente. Adesso per calcolare le dimensioni della sezione rettangolare equivalente occorre utilizzare la [50]. Come al solito si fissa l'altezza della sezione, a , e si calcola la larghezza b mediante la suddetta relazione o mediante la Tabella 5. Fissate le dimensioni reali commerciali si ricalcola il D_{eq} e tramite l'abaco si ottengono le effettive velocità e perdite specifiche di pressione. Completati i calcoli per tutti i rami si procede al bilanciamento della rete.

In questo caso, però, si potrebbe utilizzare il metodo a perdita specifica costante calcolando la pressione effettiva al nodo di attacco di ogni tronco terminale e, note le dimensioni geometriche e le tipologie delle perdite localizzate, calcolare la ψ da imporre per avere la stessa pressione finale. In questo modo si ha una rete certamente più bilanciata rispetto al metodo a velocità costante.

In Figura 158 si ha un esempio di rete di canali: è possibile osservare la particolare disposizione dei canali che consente un eventuale mascheramento con finte travi e/o finte pilastri.

Si osservi l'ingombro della rete ad aria rispetto a quella ad acqua (vedi Figura 57).

$v = \text{velocità, m/s}$ $\Sigma \zeta = \text{somma dei coefficienti perdite localizzate, adimensionale}$ $z = \text{perdite di carico localizzate, mm c.a.}$												
v	$\Sigma \zeta$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	$\Sigma \zeta$
1,0	z	0,05	0,12	0,18	0,25	0,31	0,37	0,43	0,49	0,55	0,61	z
1,5	z	0,14	0,28	0,41	0,55	0,69	0,83	0,97	1,10	1,24	1,38	z
2,0	z	0,25	0,49	0,74	0,98	1,23	1,47	1,72	1,96	2,21	2,45	z
2,5	z	0,38	0,77	1,15	1,53	1,92	2,30	2,68	3,07	3,45	3,83	z
3,0	z	0,55	1,10	1,66	2,21	2,76	3,31	3,86	4,41	4,97	5,52	z
3,2	z	0,63	1,26	1,88	2,51	3,14	3,77	4,40	5,02	5,65	6,28	z
3,4	z	0,71	1,42	2,13	2,84	3,54	4,25	4,96	5,67	6,38	7,09	z
3,6	z	0,79	1,59	2,38	3,18	3,97	4,77	5,56	6,36	7,15	7,95	z
3,8	z	0,89	1,77	2,66	3,54	4,43	5,31	6,20	7,08	7,97	8,85	z
4,0	z	0,98	1,96	2,94	3,92	4,91	5,89	6,87	7,85	8,83	9,81	z
4,2	z	1,08	2,16	3,24	4,33	5,41	6,49	7,57	8,65	9,73	10,8	z
4,4	z	1,19	2,37	3,56	4,75	5,94	7,12	8,31	9,50	10,7	11,9	z
4,6	z	1,30	2,59	3,89	5,19	6,49	7,78	9,08	10,4	11,7	13,0	z
4,8	z	1,41	2,83	4,24	5,65	7,06	8,48	9,89	11,3	12,7	14,1	z
5,0	z	1,53	3,07	4,60	6,13	7,66	9,20	10,7	12,3	13,8	15,3	z
5,2	z	1,66	3,32	4,97	6,63	8,29	9,95	11,6	13,3	14,9	16,6	z
5,4	z	1,79	3,58	5,36	7,15	8,94	10,7	12,5	14,3	16,1	17,9	z
5,6	z	1,92	3,85	5,77	7,69	9,61	11,5	13,5	15,4	17,3	19,2	z
5,8	z	2,06	4,13	6,19	8,25	10,3	12,4	14,4	16,5	18,6	20,6	z
6,0	z	2,21	4,41	6,62	8,83	11,0	13,2	15,5	17,7	19,9	22,1	z
6,2	z	2,36	4,71	7,07	9,43	11,8	14,1	16,5	18,9	21,2	23,6	z
6,4	z	2,51	5,02	7,53	10,0	12,6	15,1	17,6	20,1	22,6	25,1	z
6,6	z	2,67	5,34	8,01	10,7	13,4	16,0	18,7	21,4	24,0	26,7	z
6,8	z	2,84	5,67	8,51	11,3	14,2	17,0	19,8	22,7	25,5	28,4	z
7,0	z	3,00	6,01	9,01	12,0	15,0	18,0	21,0	24,0	27,0	30,0	z
7,2	z	3,18	6,36	9,54	12,7	15,9	19,1	22,3	25,4	28,6	31,8	z
7,4	z	3,36	6,72	10,1	13,4	16,8	20,1	23,5	26,9	30,2	33,6	z
7,6	z	3,54	7,08	10,6	14,2	17,7	21,2	24,8	28,3	31,9	35,4	z
7,8	z	3,73	7,46	11,2	14,9	18,7	22,4	26,1	29,8	33,6	37,3	z
8,0	z	3,92	7,85	11,8	15,7	19,6	23,5	27,5	31,4	35,3	39,2	z
8,5	z	4,43	8,86	13,3	17,7	22,2	26,6	31,0	35,4	39,9	44,3	z
9,0	z	4,97	9,93	14,9	19,9	24,8	29,8	34,8	39,7	44,7	49,7	z
9,5	z	5,53	11,1	16,6	22,1	27,7	33,2	38,7	44,3	49,8	55,3	z
10,0	z	6,13	12,3	18,4	24,5	30,7	36,8	42,9	49,1	55,2	61,3	z
10,5	z	6,76	13,5	20,3	27,0	33,8	40,6	47,3	54,1	60,8	67,6	z
11,0	z	7,42	14,8	22,3	29,7	37,1	44,5	51,9	59,4	66,8	74,2	z
11,5	z	8,11	16,2	24,3	32,4	40,5	48,7	56,8	64,9	73,0	81,1	z
12,0	z	8,83	17,7	26,5	35,3	44,1	53,0	61,8	70,6	79,5	88,3	z
12,5	z	9,58	19,2	28,7	38,3	47,9	57,5	67,1	76,6	86,2	95,8	z
13,0	z	10,4	20,7	31,1	41,4	51,8	62,2	72,5	82,9	93,3	104	z
13,5	z	11,2	22,3	33,5	44,7	55,9	67,0	78,2	89,4	101	112	z
14,0	z	12,0	24,0	36,1	48,1	60,1	72,1	84,1	96,1	108	120	z
14,5	z	12,9	25,8	38,7	51,6	64,5	77,3	90,2	103	116	129	z
15,0	z	13,8	27,6	41,4	55,2	69,0	82,8	96,6	110	124	138	z
15,5	z	14,7	29,5	44,2	58,9	73,7	88,4	103	118	133	147	z
16,0	z	15,7	31,4	47,1	62,8	78,5	94,2	110	126	141	157	z

Tabella 23: Calcolo delle perdite di pressione localizza ($t=20^\circ\text{C}$)

5.7 METODO A RECUPERO DI PRESSIONE

Si definisce *pressione statica* quella esercitata dall'aria perpendicolarmente alle pareti del condotto mentre si definisce *pressione dinamica* quella esercitata su una superficie perpendicolare alla direzione del moto. In corrispondenza di un allargamento brusco di sezione, vedi Figura 164, l'aria nel canale subisce una espansione dando luogo ad una produzione di lavoro. Infatti dalla equazione dell'energia:

$$dq - dl = dh + g dz + w dw$$

assumendo che la trasformazione sia *adiabatica* ed *isoterma* si ha, $dh = c_p dT + v dp = v dp$:

$$=0$$

$$v dp + w dw = 0$$

v = velocità, m/s		$\Sigma \zeta$ = sommatoria coefficienti perdite localizzate, adimensionale										z = perdite di carico localizzate, mm c.a.	
v	$\Sigma \zeta$	f	2	3	4	5	6	7	8	9	10	$\Sigma \zeta$	v
1,0	z	0,06	0,11	0,17	0,22	0,28	0,33	0,39	0,44	0,50	0,56	z	1,0
1,5	z	0,13	0,25	0,38	0,50	0,63	0,75	0,88	1,00	1,13	1,25	z	1,5
2,0	z	0,22	0,44	0,67	0,89	1,11	1,33	1,56	1,78	2,00	2,22	z	2,0
2,5	z	0,35	0,70	1,04	1,39	1,74	2,09	2,43	2,78	3,13	3,48	z	2,5
3,0	z	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,51	5,01	z	3,0
3,2	z	0,57	1,14	1,71	2,28	2,85	3,42	3,99	4,56	5,13	5,70	z	3,2
3,4	z	0,64	1,29	1,93	2,57	3,21	3,86	4,50	5,14	5,79	6,43	z	3,4
3,6	z	0,72	1,44	2,16	2,88	3,60	4,33	5,05	5,77	6,49	7,21	z	3,6
3,8	z	0,80	1,61	2,41	3,21	4,02	4,82	5,62	6,43	7,23	8,03	z	3,8
4,0	z	0,89	1,78	2,67	3,56	4,45	5,34	6,23	7,12	8,01	8,90	z	4,0
4,2	z	0,98	1,96	2,94	3,92	4,91	5,89	6,87	7,85	8,83	9,81	z	4,2
4,4	z	1,08	2,15	3,23	4,31	5,38	6,46	7,54	8,61	9,69	10,8	z	4,4
4,6	z	1,18	2,35	3,53	4,71	5,88	7,06	8,24	9,42	10,6	11,8	z	4,6
4,8	z	1,28	2,56	3,84	5,13	6,41	7,69	8,97	10,3	11,5	12,8	z	4,8
5,0	z	1,39	2,78	4,17	5,56	6,95	8,34	9,73	11,1	12,5	13,9	z	5,0
5,2	z	1,50	3,01	4,51	6,02	7,52	9,02	10,5	12,0	13,5	15,0	z	5,2
5,4	z	1,62	3,24	4,87	6,49	8,11	9,73	11,4	13,0	14,6	16,2	z	5,4
5,6	z	1,74	3,49	5,23	6,98	8,72	10,5	12,2	14,0	15,7	17,4	z	5,6
5,8	z	1,87	3,74	5,61	7,48	9,36	11,2	13,1	15,0	16,8	18,7	z	5,8
6,0	z	2,00	4,00	6,01	8,01	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0	z	6,0
6,2	z	2,14	4,28	6,41	8,55	10,7	12,8	15,0	17,1	19,2	21,4	z	6,2
6,4	z	2,28	4,56	6,83	9,11	11,4	13,7	15,9	18,2	20,5	22,8	z	6,4
6,6	z	2,42	4,85	7,27	9,69	12,1	14,5	17,0	19,4	21,8	24,2	z	6,6
6,8	z	2,57	5,14	7,72	10,3	12,9	15,4	18,0	20,6	23,1	25,7	z	6,8
7,0	z	2,73	5,45	8,18	10,9	13,6	16,4	19,1	21,8	24,5	27,3	z	7,0
7,2	z	2,88	5,77	8,65	11,5	14,4	17,3	20,2	23,1	26,0	28,8	z	7,2
7,4	z	3,05	6,09	9,14	12,2	15,2	18,3	21,3	24,4	27,4	30,5	z	7,4
7,6	z	3,21	6,43	9,64	12,9	16,1	19,3	22,5	25,7	28,9	32,1	z	7,6
7,8	z	3,38	6,77	10,2	13,5	16,9	20,3	23,7	27,1	30,5	33,8	z	7,8
8,0	z	3,56	7,12	10,7	14,2	17,8	21,4	24,9	28,5	32,0	35,6	z	8,0
8,5	z	4,02	8,04	12,1	16,1	20,1	24,1	28,1	32,1	36,2	40,2	z	8,5
9,0	z	4,51	9,01	13,5	18,0	22,5	27,0	31,5	36,0	40,5	45,1	z	9,0
9,5	z	5,02	10,0	15,1	20,1	25,1	30,1	35,1	40,2	45,2	50,2	z	9,5
10,0	z	5,56	11,1	16,7	22,2	27,8	33,4	38,9	44,5	50,1	55,6	z	10,0
10,5	z	6,13	12,3	18,4	24,5	30,7	36,8	42,9	49,1	55,2	61,3	z	10,5
11,0	z	6,73	13,5	20,2	26,9	33,7	40,4	47,1	53,8	60,6	67,3	z	11,0
11,5	z	7,36	14,7	22,1	29,4	36,8	44,1	51,5	58,8	66,2	73,6	z	11,5
12,0	z	8,01	16,0	24,0	32,0	40,0	48,1	56,1	64,1	72,1	80,1	z	12,0
12,5	z	8,69	17,4	26,1	34,8	43,5	52,1	60,8	69,5	78,2	86,9	z	12,5
13,0	z	9,40	18,8	28,2	37,6	47,0	56,4	65,8	75,2	84,6	94,0	z	13,0
13,5	z	10,1	20,3	30,4	40,5	50,7	60,8	71,0	81,1	91,2	101	z	13,5
14,0	z	10,9	21,8	32,7	43,6	54,5	65,4	76,3	87,2	98,1	109	z	14,0
14,5	z	11,7	23,4	35,1	46,8	58,5	70,2	81,9	93,6	105	117	z	14,5
15,0	z	12,5	25,0	37,5	50,1	62,6	75,1	87,6	100	113	125	z	15,0
15,5	z	13,4	26,7	40,1	53,5	66,8	80,2	93,5	107	120	134	z	15,5
16,0	z	14,2	28,5	42,7	57,0	71,2	85,4	99,7	114	128	142	z	16,0

Tabella 24: Calcolo delle perdite di pressione localizza (t=50 °C)

La somma della pressione statica e quella dinamica è la pressione *totale* del fluido. Quindi ad un decremento del termine cinetico ($w dw$) corrisponde un pari incremento del termine del termine dipendente dalla pressione $v dp$. Se il volume specifico dell'aria si mantiene costante (ipotesi ragionevole nel campo delle velocità usuali nell'impiantistica) si ha un lavoro:

$$\Delta l = v(p_2 - p_1)$$

Se la velocità a valle dell'allargamento è minore di quella a monte allora il lavoro viene fatto dalle pressioni statiche. Si può pensare di utilizzare questo lavoro per vincere (in parte o tutto) le perdite di pressione per attrito nel tratto a valle della diramazione.

Poiché la pressione dinamica vale:

$$p_d = \rho \frac{w^2}{2}$$

la perdita di pressione dinamica fra monte e valle dell'allargamento vale:

$$p_{d1} - p_{d2} = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

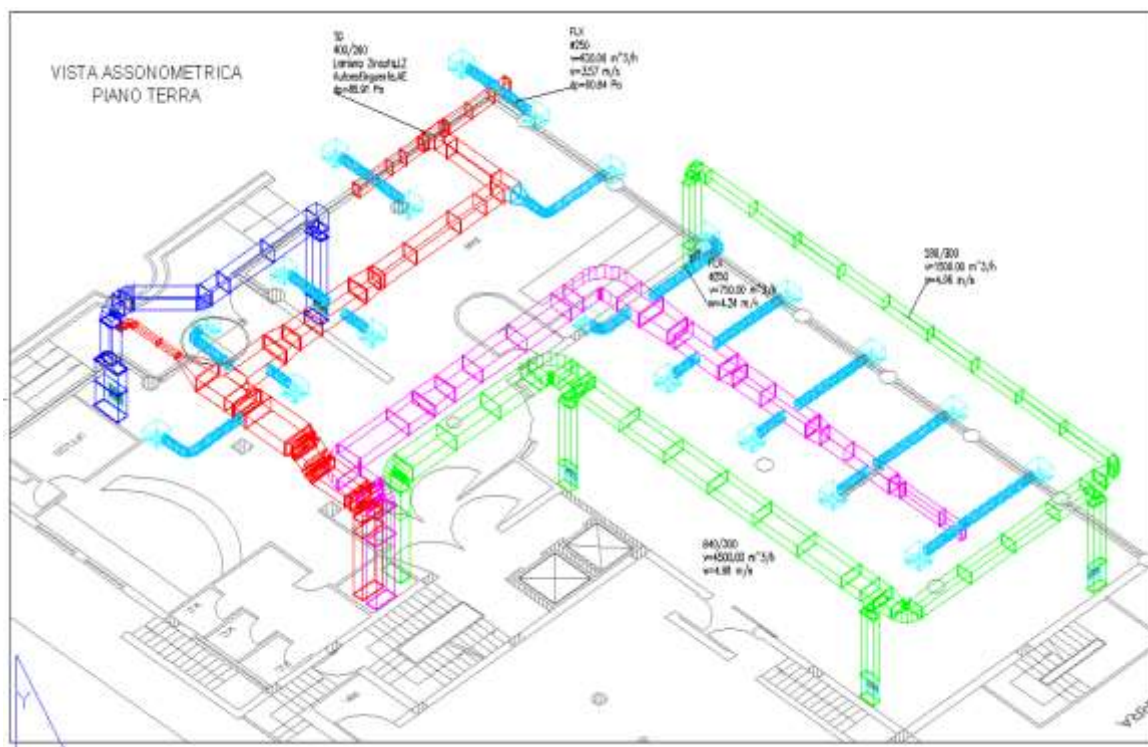


Figura 158: Esempio di installazione di canali d'aria

La variazione delle pressioni statiche può allora compensare la diminuzione delle pressioni dinamiche. Il *recupero* di pressione statica vale allora:

$$\Delta p_{recuperata} = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$$

Nella pratica non tutta la variazione di pressione statica viene recuperata anche per effetto delle perdite di pressione nella variazione di sezione (*Borda Carnot*) e della variazione di direzione dei filetti fluidi. E' uso comune assumere che solo il 75% della pressione venga recuperata.

Il metodo detto *a recupero di pressione* si applica solo ai canali per l'aria negli impianti di climatizzazione. In corrispondenza degli allargamenti bruschi il recupero di pressione statica è determinato, come si è detto, dal rallentamento del fluido a valle, tuttavia in corrispondenza di diramazioni dei canali (ove si ha una variazione della portata che si distribuisce fra i rami) si può fare in modo di avere un recupero di pressione statica anche se a valle della diramazione si ha un restringimento della sezione. La velocità dell'aria nel canale viene ridotta in corrispondenza ad ogni diramazione (dove si ha una variazione di portata di massa o volumetrica) in modo che la caduta di pressione nel tratto susseguente alla diramazione sia bilanciata dalla conversione di pressione dinamica in pressione statica.

I rami a valle del primo (di solito quello susseguente alla soffiante) sono dimensionati, quindi, facendo recuperare pressione statica (che diminuisce con le perdite di pressione) mediante la conversione di pressione dinamica consente alla variazione della sezione del canale a valle.

In questo modo la pressione statica dei canali rimane costante e la rete è bilanciata. Si supponga di avere una semplice rete di canali come illustrato in Figura 166.

Pertanto dal punto di intersezione si determinano la velocità a valle, w_2 , e la variazione della pressione statica che dovrà bilanciare le perdite totali del ramo. Il primo tratto (L_1) viene dimensionato con uno dei due precedenti criteri (ad esempio a $w = \text{costante}$, cioè alla velocità imposta dal ventilatore).

Il tratto a valle (L_2) si dimensiona in modo che la sua velocità, w_2 , produca una variazione di pressione dinamica recuperata per il 75% (ipotesi di partenza) e data dalla relazione:

$$\Delta p_{\text{dinamica}} = 0.75 \left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right) \rho \quad [80]$$

con velocità w espresse in $[m/s]$. Deve essere verificata l'eguaglianza:

$$0.75 \left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right) \rho = (L + L_{eq}) \psi(w_2, Q)$$

con Q portata volumetrica dell'aria a valle della diramazione e $\psi(w_2, Q)$ funzione perdita di pressione distribuita.

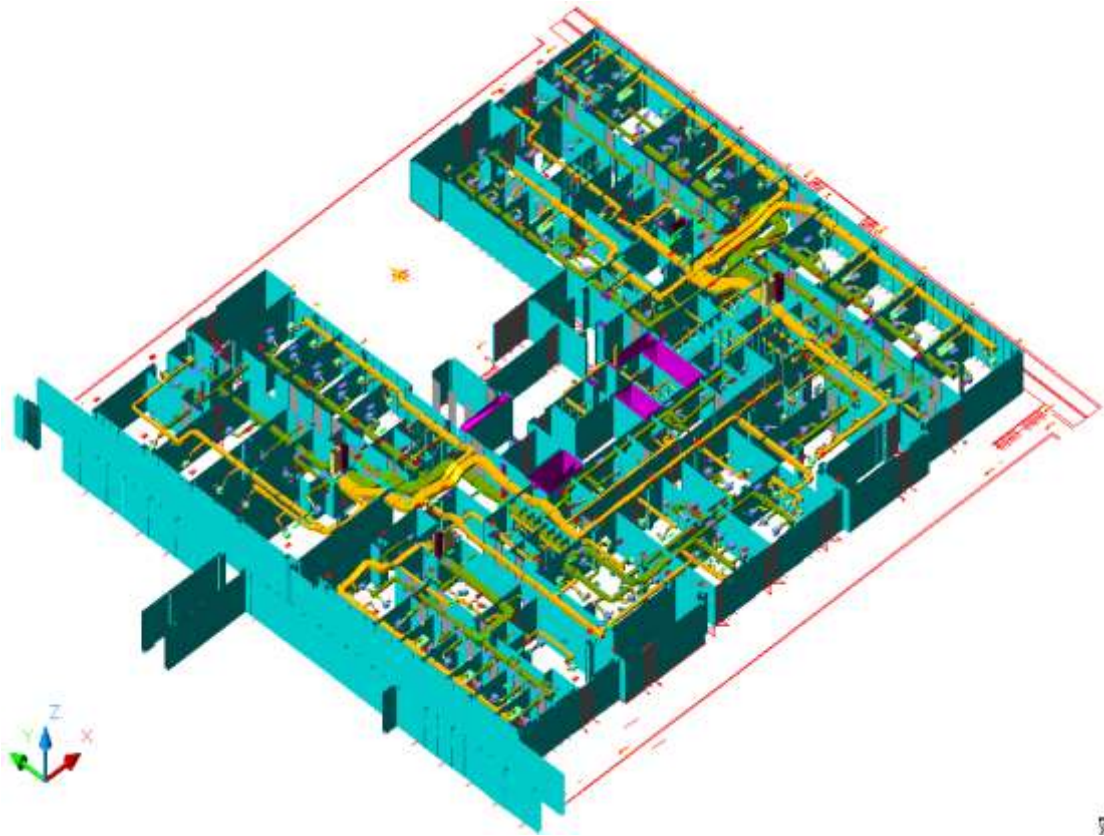


Figura 159: Vista assonometrica di un impianto a tutt'aria

La metodologia di calcolo *CARRIER* (che qui non si dimostra) prevede il calcolo del parametro:

$$j = \frac{L}{Q^{0.61}} \quad [81]$$

ove Q indica la portata volumetrica (m^3/h) del tratto a valle ($Q = \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right) \cdot 3600$).

Noto il parametri j si utilizza l'abaco della Figura 166 nel quale sono noti: la velocità del tratto a monte, w_1 (m/s) e il parametro j . Assumendo l'ipotesi data dalla [80] sul recupero della pressione

si può utilizzare anche un metodo iterativo che può facilmente essere implementato su computer o su CAD matematici²⁹.

Infatti l'ipotesi del recupero del 75% di pressione dinamica per vincere le perdite statiche porta a risolvere la seguente equazione:

$$0.75\rho\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = 0.175 \cdot (L_{Ramo} + L_{equivalente}) \cdot \frac{w_2^{2.49}}{Q_2^{0.64}} \quad [82]$$

ove vale il seguente simbolismo:

- w_1 *velocità a monte del tratto, m/s;*
- w_2 *velocità a valle del tratto, m/s, (incognita del problema);*
- L_{Ramo} *lunghezza geometrica del ramo a vallo, m;*
- $L_{equivalente}$ *lunghezza equivalente delle resistenze localizzate del tratto in progetto, m;*
- Q_2 *portata d'aria nel tratto a valle, m³/h.*

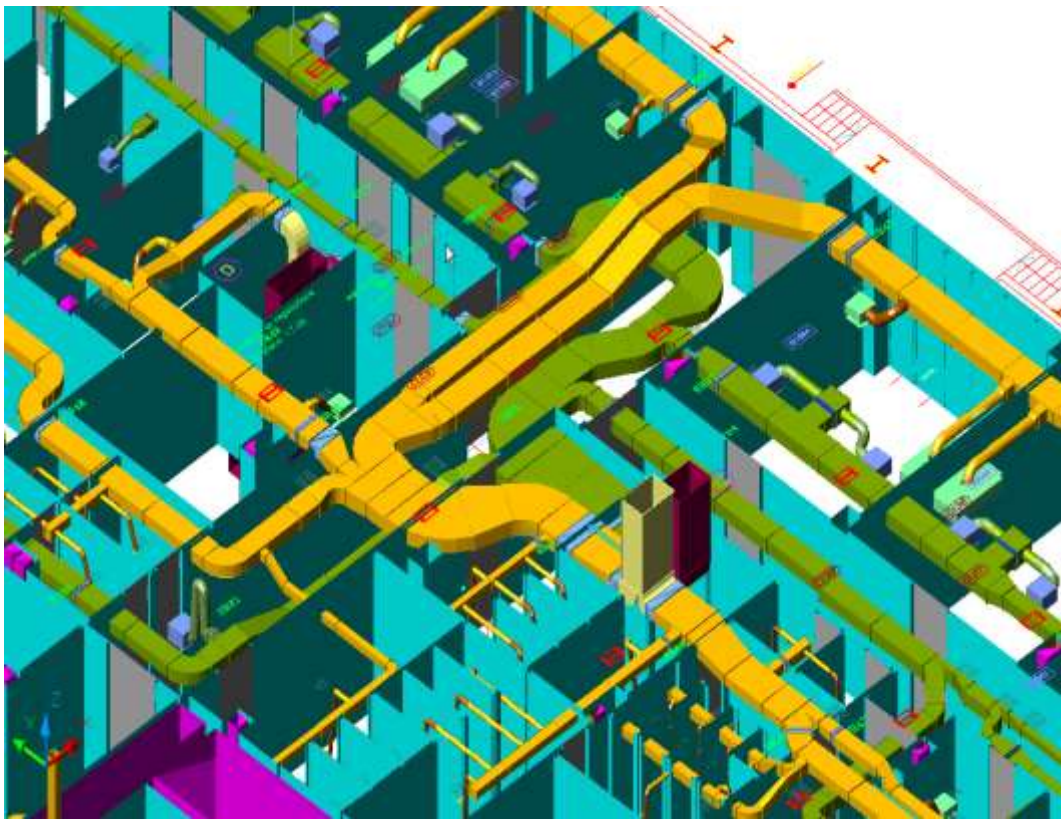


Figura 160: Particolare dei canali d'aria in una zona critica

L'equazione precedente deve essere risolta iterativamente, essendo w_2 in entrambi i membri. Determinata la velocità a valle si calcola l'area della sezione di passaggio mediante la relazione:

$$A = \frac{Q_2}{3600 \cdot w_2} \quad [83]$$

e poi si calcola il diametro del canale:

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

Si dimensiona il canale scegliendo b e a in modo che abbiano la stessa perdita specifica di pressione mediante la [50].

²⁹ Ad esempio *Mathematica*®, *Maple*®, *MathCad*®, *Matlab*®, *Derive*®.

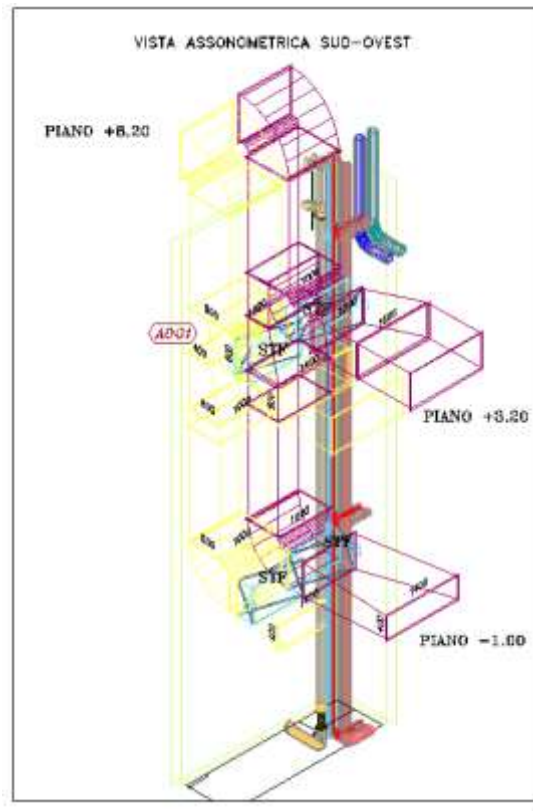


Figura 161: Particolare di attraversamento dei canali fra piani

Poiché la scelta delle due dimensioni reali comporta sempre uno scostamento rispetto al diametro ideale occorre ricalcolare la velocità reale a valle. Infatti note le dimensioni b ed a si ha anche la velocità reale a valle:

$$w_{2reale} = \frac{Q_2}{3600 \cdot (b \cdot a)}$$

e pertanto la [82], questa volta con w_{2reale} nota, fornisce la nuova percentuale del recupero³⁰:

$$P_{recupero} = \frac{0.175 \cdot (L_{Ramo} + L_{equivalente}) \cdot \frac{w_{2reale}^{2.49}}{Q_2^{0.64}}}{\rho \frac{w_1^2 - w_{2reale}^2}{2}} \cdot 100 \quad [84]$$

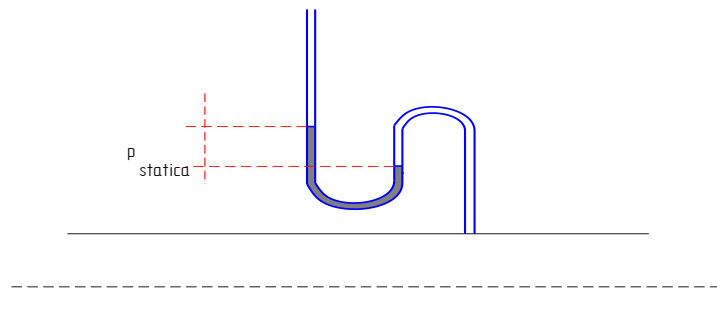


Figura 162: Misura della pressione statica in un canale

³⁰ Questa equazione è stata derivata da interpolazioni dell'abaco Carrier sul metodo a recupero di pressione.

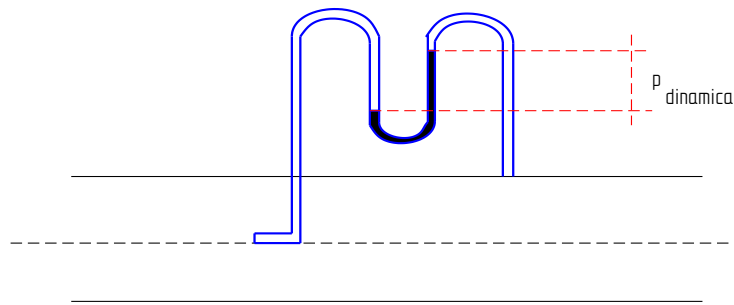


Figura 163: Misura della pressione dinamica in un canale

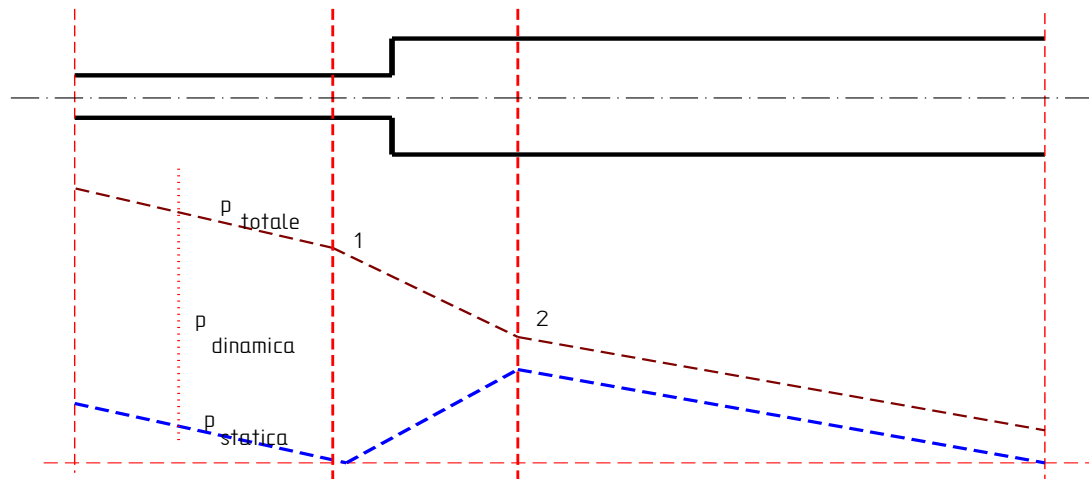


Figura 164: Andamento delle pressioni in un cambiamento di sezione

5.7.1 ESEMPIO DI CALCOLO DI PROGETTAZIONE A RECUPERO DI PRESSIONE

In Figura 166 si ha una rete di distribuzione d'aria per un impianto di condizionamento.

Applicando il criterio a recupero di pressione e a perdita specifica costante si hanno le seguenti tabelle comparative.

Dati di rete		Calcolo a ψ costante ($\psi=2$ Pa/m)		Calcolo a recupero di pressione statica	
Tratto	Q m ³ /h	w (m/s)	$S=Q/3600/w$ (m ²)	w (m/s)	$S=Q/3600/w$ (m ²)
0-1	5500	10	0.15	10.0	0.15
1-2	5000	9	0.15	9.0	0.15
2-3	3000	8	0.10	6.6	.12
3-4	1000	6	0.04	4.1	0.07

Tabella 25: Esempio di calcolo di una rete di canali

Dati di rete		Calcolo a ψ costante ($\psi=2$ Pa/m)		Calcolo a recupero di pressione
Tratto	$L+L_{eq}$ (m)	ψ (Pa/m)	$\Delta p=\psi(L+L_{eq})$ (Pa)	Δp (Pa)
0-1	3	2	6	6
1-2	10	2	20	
2-3	7	2	14	
3-4	15	2	30	
Totale			70	6

Tabella 26: Confronto fra le cadute di pressione

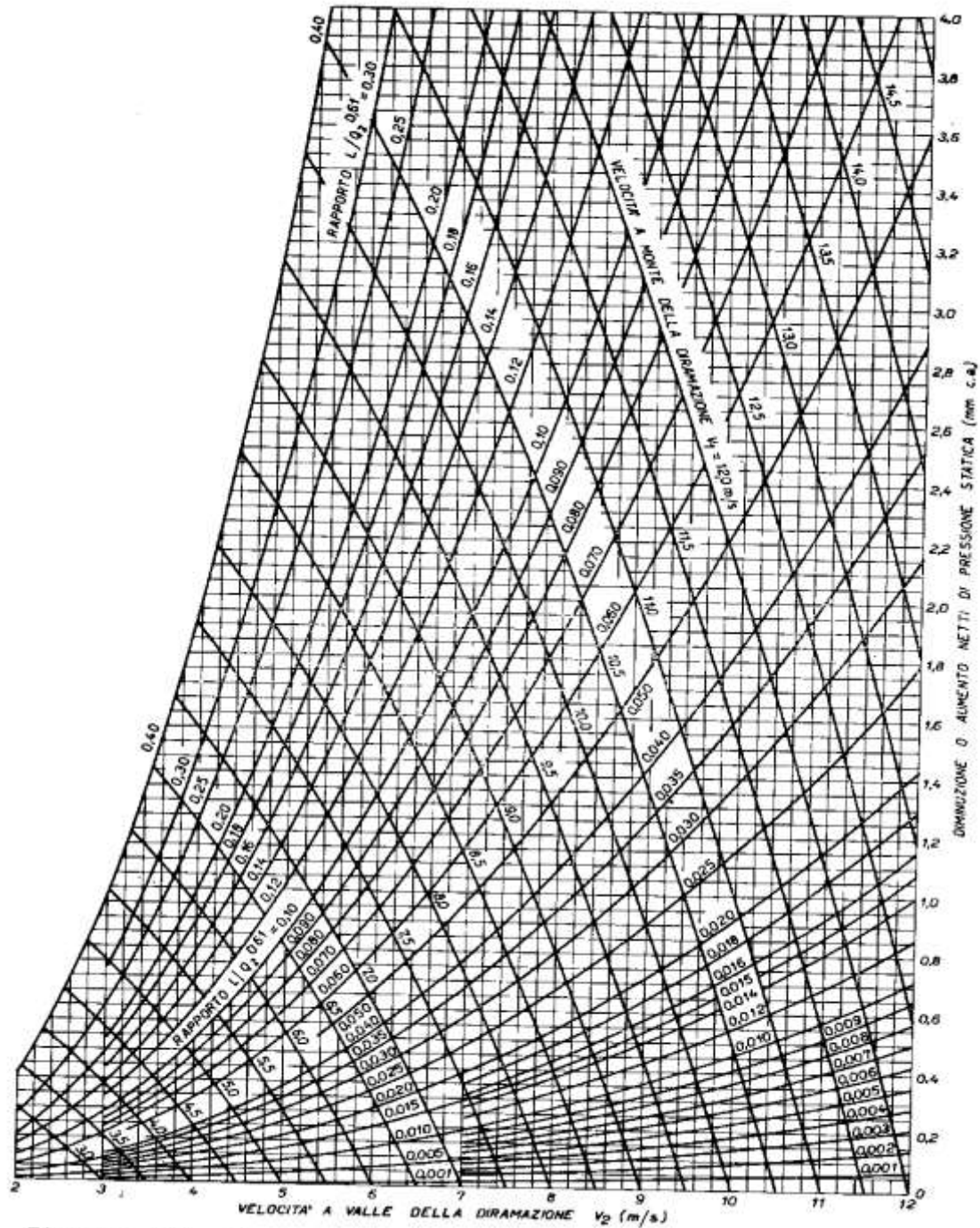


Figura 165: Abaco per il calcolo del recupero della pressione statica

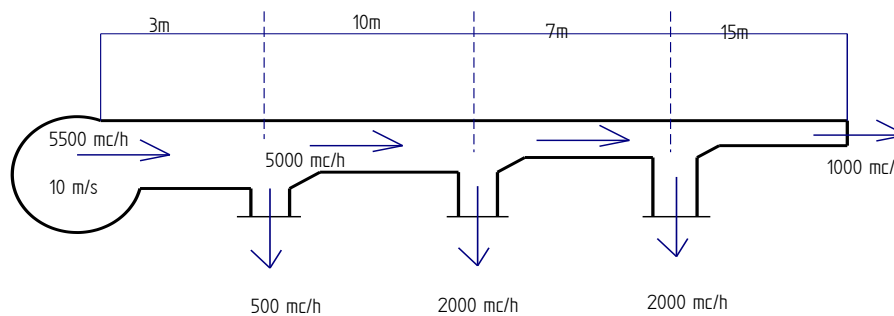


Figura 166: Canali d'aria per il recupero di pressione

L'esame di queste tabella mostra come con il metodo a recupero di pressione statica porti ad avere sezioni di canale maggiori rispetto al metodo a ψ costante ma, in compenso, la rete a valle del primo tratto ha $\Delta p=0$ e le cadute di pressione totali sono sensibilmente minori.

In definitiva con il metodo a recupero di pressione si hanno costi di installazione più elevati per via delle maggior dimensioni dei canali e costi di gestione inferiori, sempre rispetto a qualunque altro metodo di progetto, poiché le perdite di pressione totali sono notevolmente inferiori.

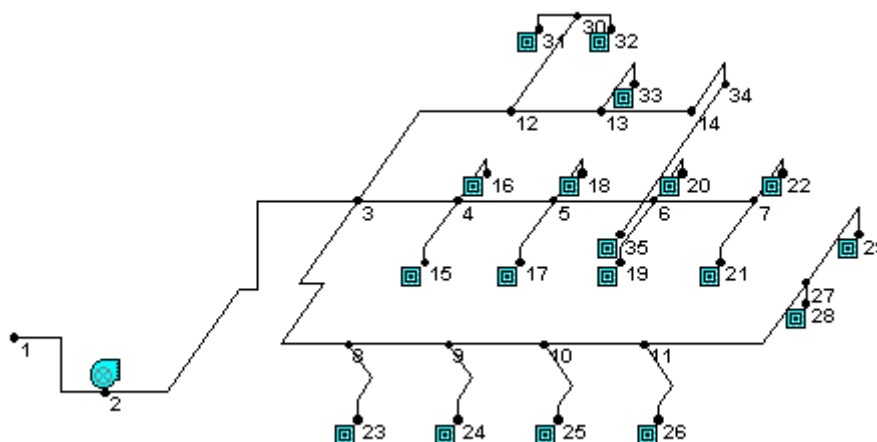


Figura 167: Esempio di rete di canali d'aria di media estensione

5.8 CANALI AD ALTA VELOCITÀ

La distribuzione dell'aria condizionata ad alta velocità è essenzialmente legata alla necessità di limitare l'ingombro delle canalizzazioni, e ciò a spese di una più elevata potenza richiesta per i ventilatori.

Per i sistemi di distribuzione dell'aria ad alta velocità valgono le regole generali viste fino ad ora; in più, occorre tener conto di alcune importanti considerazioni:

- Il livello sonoro dell'impianto deve essere accuratamente controllato. Qualora i terminali non siano muniti di dispositivi afonici, è necessario installare a valle degli eventuali dispositivi di miscelazione dell'aria canali rivestiti all'interno di materiale fonoassorbente.
- Negli impianti ad alta velocità si ricorre frequentemente all'uso di canali a sezione circolare (realizzati mediante nastro metallico avvolto a spirale) per la facilità di assicurarne la tenuta e per la loro rigidità.
- Devono impiegarsi curve e raccordi a bassa perdita di carico, per evitare cadute di pressione eccessive ed eventuale rumorosità.
- Le modalità di dimensionamento e di costruzione dei canali ad alta velocità sono oggetto di manuali specializzati, che il progettista dovrà tenere opportunamente presenti.

5.9 ISOLAMENTO DEI CANALI D'ARIA

Le rientrate e le dispersioni di calore attraverso i canali di mandata e di ripresa possono risultare rilevanti. Queste si verificano non solo quando i canali attraversano ambienti non condizionati (estate) o non riscaldati (inverno), ma anche nei tratti molto lunghi installati in ambienti climatizzati.

Il trasferimento di calore avviene in estate dall'ambiente esterno all'aria che circola nel canale ed in inverno in senso inverso. Per semplicità faremo riferimento al funzionamento estivo, ma con ovvia estensione a quello invernale.

Nel calcolo del bilancio termico estivo, occorre tener conto delle rientrate di calore che si verificano nel tratto di canale che attraversa un locale non condizionato.

Esse comportano una maggiore potenza frigorifera dell'impianto e, molto spesso, richiedono una maggiore quantità di aria da inviare all'ambiente.

Frequentemente, oltre al maggior quantitativo, viene richiesta una temperatura più bassa dell'aria di mandata.

Per ridurre le rientrate di calore, a volte può essere necessario modificare l'iniziale ripartizione del quantitativo d'aria ai terminali. Inoltre, si è verificato che:

- 1. le rientrate di calore maggiori si verificano nei canali che presentano il coefficiente di forma più alto;
- 2. canali con piccole portate, a bassa velocità, presentano le più elevate rientrate di calore;
- 3. l'isolamento del canale riduce le rientrate: ad esempio, un rivestimento isolante con coefficiente di trasmissione $k = 0.7$, ridurrà del 90% circa le rientrate di calore.

Se ne deduce facilmente che progettare i canali con il più basso coefficiente di forma e con una velocità relativamente elevata serve a diminuire le rientrate di calore, così come si rivela molto utile l'utilizzo di un isolante.

Con particolare cura si deve ovviamente evitare il fenomeno della condensazione sulla superficie fredda dei canali, che si verifica quando la loro temperatura superficiale scende sotto la temperatura di rugiada dell'aria dell'ambiente considerato: a questo punto si vede come un opportuno isolamento delle condotte sia praticamente indispensabile.

La coibentazione delle condotte si realizza generalmente con feltri di fibra di vetro dello spessore di 30 mm, avvolti all'esterno e finiti superficialmente con un foglio di plastica o di alluminio. Non sono più accettabili gli isolamenti interni alle condotte, realizzati con fibre di vetro e film di protezione, perché, nell'ipotesi di sfaldamento della protezione, le fibre vengono messe in circolo nell'ambiente.

5.10 USO DI PROGRAMMI DI CALCOLO PER LE RETI AERAILICHE

Oggi non è difficile utilizzare programmi di calcolo che facilitano il progetto delle reti di distribuzione secondo uno dei due metodi di calcolo anzidetti. Si possono anche utilizzare semplici fogli elettronici nei quali si impostano le fasi di calcolo prima descritte.

5.10.1 CANALI PER LA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

Relazioni analoghe possono essere trovate per i canali d'aria. I passi di calcolo sono in tutto simili a quanto detto in precedenza per le reti per l'acqua.

Occorre tenere presenti che tutti i terminali (diffusori e bocchette per l'aria) sono alla stessa pressione atmosferica e quindi una rete di distribuzione per l'aria è fatta di circuiti aperti.

- Il primo tratto, quello principale uscente dalla soffiante di mandata, si dimensiona fissando la velocità di uscita variabile fra $4 \div 8$ m/s. Si calcolano le grandezze relative, ψ , w , D_{eq} . La perdita specifica di pressione così ottenuta si attribuisce, costante, agli altri tronchi del circuito mediante la procedura iterativa seguente.
- Il diametro equivalente è legato alla perdita specifica dalla relazione:

$$D_{eq} = 15 \frac{\dot{m}^{0.36}}{\psi^{0.2}} \quad [85]$$

ove le unità di misura sono: D_{eq} [mm], \dot{m} [m³/h], ψ [mm. c.a.];

- Dato il diametro equivalente occorre scegliere una dimensione (nel caso di canali rettangolari) e calcolare la seconda mediante la relazione:

$$D_{eq} = 1.3 \frac{(a \cdot b)^{0.625}}{(a + b)^{0.25}} \quad [86]$$

ove, si ricordi, si suppone che si mantengano costanti le perdite di pressione. Di solito le dimensioni pratiche di a e di b variano a passi di 50 mm e pertanto scelte le dimensioni effettive si ricalcola, tramite la stessa [86] il D_{eq} .

- Calcolare la perdita specifica di pressione reale conseguente al diametro equivalente reale calcolato mediante abaco o con la relazione:

$$\psi_{reale} = 787500 \frac{\dot{m}^{1.8}}{D_{eq}^5}$$

con d [mm], \dot{m} [m³/h], ψ [mm. c.a.];

- Calcolare la velocità effettiva del fluido corrispondente al diametro equivalente selezionato mediante abaco o mediante la relazione:

$$w = 0.21 \cdot \psi^{0.556} \cdot d^{0.778}$$

con d [mm], w [m/s], ψ [mm. c.a.] e verificare che non superino i limiti di rumorosità previsti;

- calcolare le perdite distribuite del ramo, $\Delta p_{di} = \psi_i L_i$, e le perdite concentrate e quindi le perdite totale del ramo;
- ripetere le fasi precedenti per tutti i rami e quindi calcolare le perdite totali di ogni circuito mediante la relazione $\Delta p_{circuito} = \sum_{Rami} \Delta p_i$;
- ripetere il calcolo per tutti i circuiti tenendo conto che i tratti comuni sono già dimensionati (partendo dai circuiti più lunghi) e che di questi si conoscono le perdite specifiche vere e quindi nel calcolo della ψ_{media} si deve tenere conto solamente dei rami ancora da dimensionare e della Δp che hanno disponibile;
- Confrontare le cadute di pressione di tutti i circuiti e provvedere al calcolo delle resistenze di compensazione (rispetto alla caduta di pressione maggiore) dei circuiti più favoriti. In pratica occorre tenere presente che **tutti i circuiti dell'aria sono in parallelo fra la pressione di uscita della soffiante e la pressione di uscita dai canali che è quella atmosferica**³¹. Pertanto ha senso parlare di bilanciamento anche delle reti dell'aria.
- Verificare la scelta della soffiante di mandata ed, eventualmente, dell'aria di ripresa.

Per la distribuzione dell'aria occorre sempre prevedere le serrande di regolazione sia nei canali principali che a monte dei diffusori e delle bocchette di immissione per potere effettuare il bilanciamento delle reti ed ottenere le effettive condizioni di lavoro di ciascun componente.

³¹ Si trascurano le piccolissime variazioni della pressione atmosferica per reti che interessano piani diversi, a meno di non avere variazioni di altezze sensibili (oltre i 20 m) per le quali occorre considerare la variazione della pressione atmosferica con l'altezza. Si tenga presente che una distribuzione su più piani pone seri problemi di passaggio dei canali, soprattutto quelli principali necessariamente grandi dovendo trasportare tutta la portata d'aria dei piani serviti.

5.10.2 VERIFICHE DI FUNZIONALITÀ

Anche per le reti di distribuzione dell'aria occorre verificare che i terminali (*bocchette, diffusori, ...*) lavorino effettivamente secondo le loro caratteristiche funzionali.

Così come i radiatori forniscono potenza diversa quando sono alimentati con $\Delta T = T_{CS} - T_{amb}$ \approx 50 °C (*valore nominale di riferimento*) anche i diffusori hanno bisogno di avere la giusta differenza di pressione fra monte e valle per fornire il corretto valore di portata.

Ne segue che, effettuato il calcolo della rete di canali, occorre verificare che il Δp per ciascun diffusore sia quello di progetto e, nel caso risulti maggiore, inserire la corretta serranda di regolazione.

5.11 BILANCIAMENTO DELLE RETI AEREAULICHE

Il bilanciamento è importantissimo per le reti dell'aria perché si potrebbero avere, in caso di progettazione mediocre, forti variazioni dei carichi termici ai terminali.

Molto lavoro si può fare scegliendo opportunamente le dimensioni dei canali nei vari tronchi compatibilmente con i vincoli progettuali esistenti e cioè:

- *Dimensioni massime in altezza dei canali date dalle dimensioni del controsoffitto (se presente) o dell'altezza dei locali;*
- *Velocità massima dell'aria nei canali compatibilmente con la rumorosità prodotta dal flusso e con i limiti da rispettare (criteri NR o NC);*
- *Ottimizzazione dei consumi energetici della rete;*
- *Topologia della rete dei canali in funzione dell'architettura dei locali.*

Variando opportunamente le dimensioni dei canali si possono avere i seguenti effetti:

- *Incrementando le dimensioni dei canali principali si ha una riduzione delle perdite di pressione su tutti i rami a valle;*
- *Incrementando le dimensioni dei tronchi finali si varia poco la caduta di pressione e solo per il circuito corrispondente al terminale considerato;*
- *Una scelta oculata dei canali intermedi fra soffiante e terminale può giovare al bilanciamento di tutti i circuiti aventi rami comuni.*

Per quanti sforzi si possano fare nel cercare di bilanciare le reti dei canali occorre tenere conto che i circuiti di minore sviluppo hanno, conseguentemente, minori cadute di pressione per attrito distribuito.

Pertanto, a parità di fitting presente nei tronchi terminali, le cadute di pressione dei circuiti più vicini alla soffiante sono sensibilmente inferiori a quelle dei circuiti più lontani. Ciò significa che il bilanciamento può essere attuato solamente utilizzando le serrande di taratura.

5.11.1 SERRANDE DI TARATURA

Le serrande di taratura (o di regolazione) svolgono un'azione analoga alle valvole di regolazione tarate viste per i circuiti idronici.

Esse sono caratterizzate dalla presenza di alette ad inclinazione variabile che provocano una caduta di pressione al variare dell'angolo di inclinazione.

La caduta di pressione che è possibile ottenere è data dalla relazione:

$$\Delta p = K \frac{v^2}{2} \rho$$

ove:

- v *velocità di transito dell'aria (m/s);*
- ρ *densità dell'aria (kg/m³).*

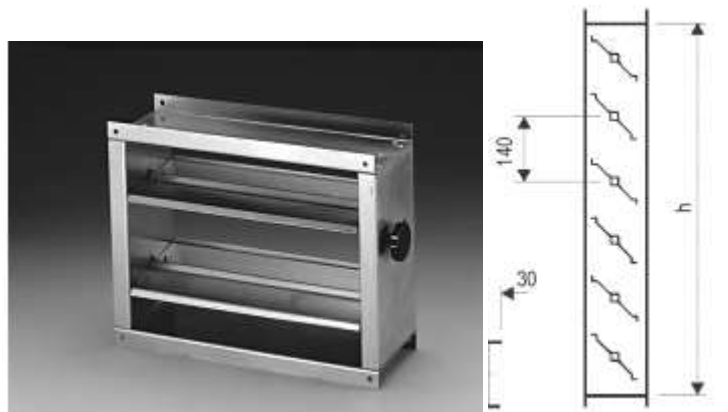


Figura 168: Esempio di serranda di taratura rettangolari

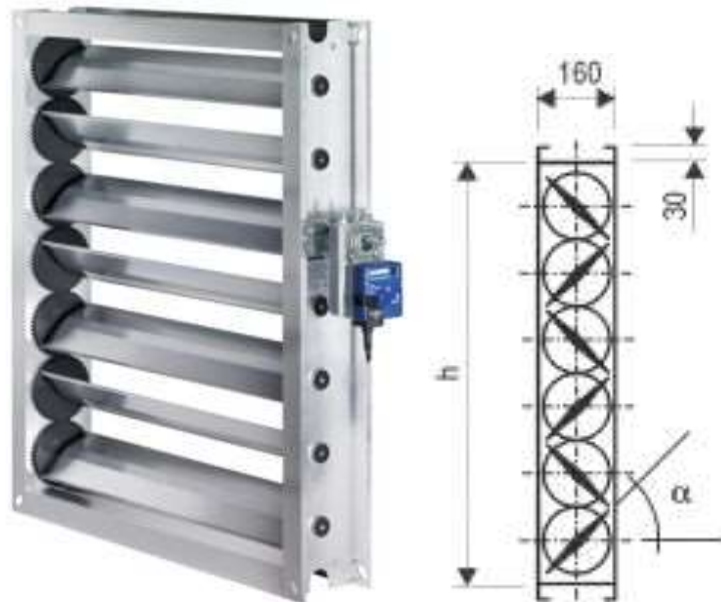


Figura 169: Serranda di taratura rettangolari



Figura 170: Serrande di taratura circolari

Risultano utili diagrammi del tipo di quello riportato in Figura 171 e di Figura 172.

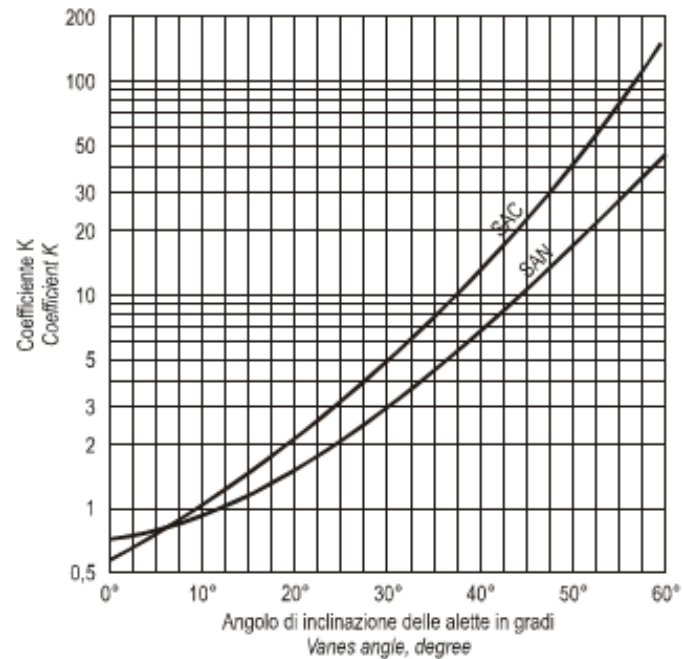


Figura 171: valutazione del fattore K

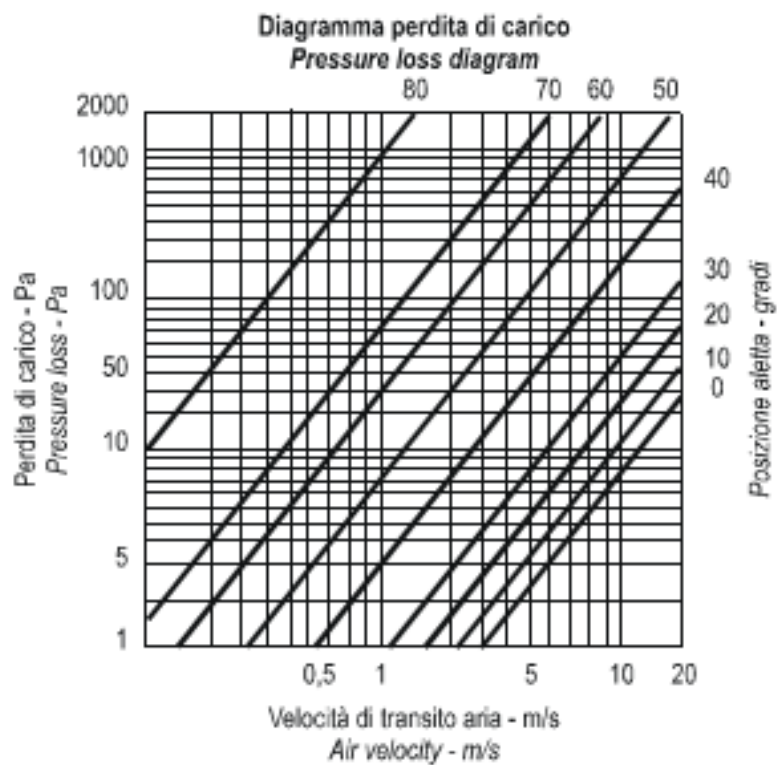


Figura 172: Perdita di carico in funzione della velocità di transito

5.11.2 SERRANDE DI REGOLAZIONE DELLA PORTATA DELL'ARIA

Le serrande di regolazione possono anche essere utilizzate per la regolazione della portata dell'aria. La serranda di regolazione, alloggiata su supporti di bassissimo attrito, viene regolata dalle forze aerodinamiche in modo da mantenere costante la portata tarata per l'intero campo di pressione differenziale previsto. L'indicatore esterno consente di tarare la portata in base alla scala.

Ciò consente di facilitare la progettazione impiantistica in quanto i regolatori possono essere ordinati e montati solo in base alla grandezza. Il valore nominale desiderato verrà quindi tarato in loco al momento della messa in funzione dell'impianto.



Figura 173: Serrande di regolazione della portata dell'aria

In pratica queste serrande funzionano senza energia ausiliaria, utilizzando l'azione dinamica sulla molla di contrasto collegata all'elemento mobile della serranda.

La precisione garantita di questi elementi è dell'ordine del $\pm 5\%$, accettabile negli impianti di distribuzione dell'aria.

La pressione differenziale minima necessaria per il corretto funzionamento è dell'ordine di 20 – 40 Pa.

5.11.3 LAMIERE FORATE

L'uso dei fogli di lamiera forati può risultare utile per il bilanciamento delle reti aerauliche. Essi possono essere installati anche a posteriori nel caso si renda necessario equilibrare le reti stesse.

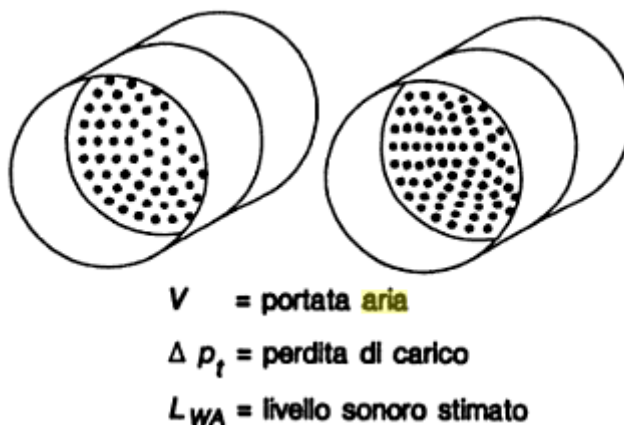


Figura 174: Lamiera forate

Le lamiere forate si possono installare in corrispondenza delle flange di giunzione fra rami di canali. La selezione di questi componenti può essere effettuata con diagrammi e/o tabelle di calcolo (vedi *ASHRAE Fundamentals* 2001) del tipo riportato in Figura 175.

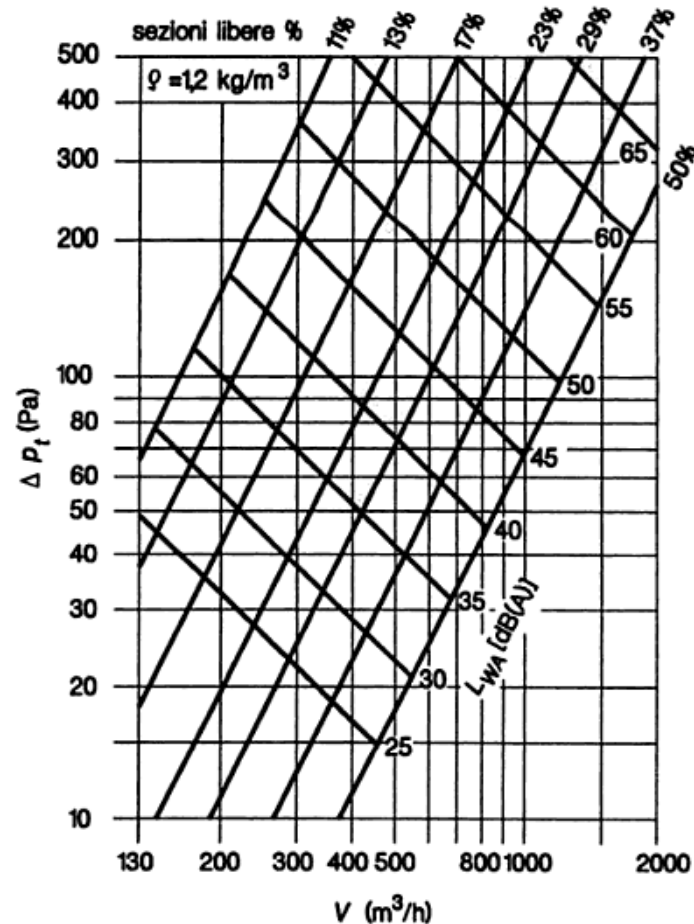


Figura 175: Cadute di pressione per i fogli forati per canali d'aria

5.11.4 SERRANDE DI REGOLAZIONE VOLUMETRICHE

Sono serrande di regolazione simili alle serrande autoazionate ma utilizzano energia ausiliaria elettrica o pneumatica.



Figura 176: Serranda di regolazione volumetrica

La scala di portata è regolata in un ciclo chiuso, cioè misurazione-confronto-regolazione. Per prima cosa si effettua la misurazione. Quindi il regolatore confronta il valore misurato effettivo con il valore di impostazione, che nella maggior parte delle applicazioni viene inviato da un regolatore di temperatura ambiente. In caso di scostamento, il regolatore manda un segnale all'attuatore, il quale fa spostare di conseguenza la pala della serranda.

6. PROGETTO DI RETI COMPLESSE

Le reti complesse sono costituite da un numero considerevoli rami fra loro collegati in modo non regolare e in ogni caso tale da formare circuiti aperti, Figura 177, o chiusa, Figura 178.

Un modo alternativo di distinguere le reti è *ad albero* e a *maglie*, come indicato negli stessi esempi.

6.1 RETI AD ALBERO

Queste reti si possono immaginare che si sviluppino secondo lo schema di un albero nel quale si immagina di seguire il percorso linfatico dal tronco ai vari rami.

Queste reti sono, solitamente, aperte, si sviluppano in lunghezza ed hanno una direzione di moto facilmente prevedibile (da sinistra a destra, dal basso in alto, ...).

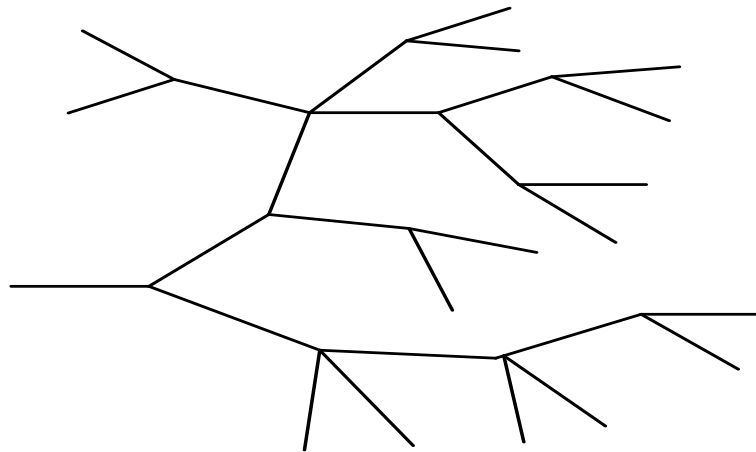


Figura 177: Rete complessa aperta

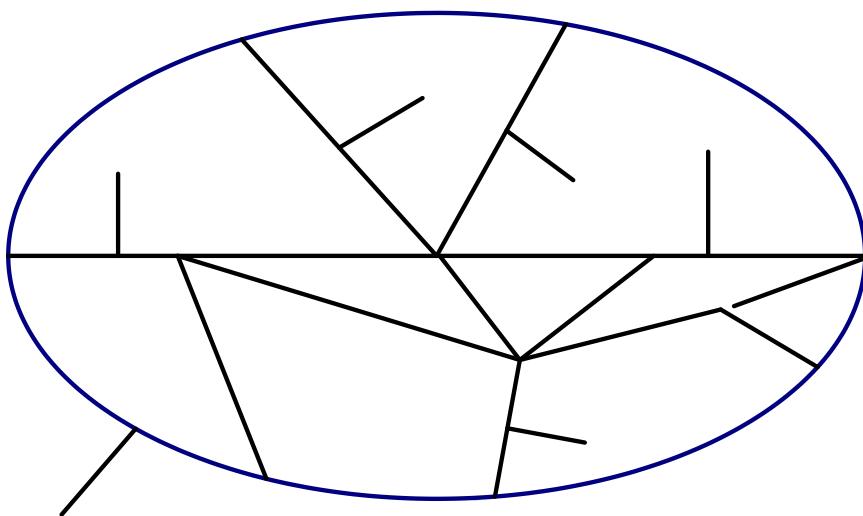


Figura 178: Rete complessa chiusa

6.2 RETI A MAGLIA

Queste reti sono costituite da un insieme di circuiti chiusi, variamente collegati in modo da formare anelli o comunque in generale maglie chiuse.

La complessità delle maglie non consente di prevedere la direzione del flusso potendosi avere alimentazione alle utenze da varie direzioni. Queste reti sono tipiche per grandi densità di utenza con elevate portate.

6.3 CRITERI DI PROGETTO DELLE RETI COMPLESSE

Per la progettazione delle reti complesse occorre sempre tenere presenti alcune regole che qui si elencano:

- Vale il *principio di conservazione della massa* in corrispondenza dei nodi e pertanto la somma delle portate entranti deve eguagliare le portate uscenti. Ogni equazione scritta per nodi diversi consente di calcolare una portata incognita fra quelle indicate in bilancio. Per n nodi si hanno n equazioni di bilancio indipendenti che consentono di risolvere n incognite:

$$\sum_{j=1}^u \dot{m}_j = \sum_{j=1}^i \dot{m}_j \quad [87]$$

- ove con u si è indicata l'uscita e con i l'ingresso. Per la rete di Figura 179 si possono scrivere, per i tre nodi che la compongono, le seguenti equazioni di bilancio:

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_{13} = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_{23} = \dot{m}_{12}$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{13} = \dot{m}_{23}$$

e quindi si possono calcolare tre portate incognite delle sei indicate.

- La *pressione è univocamente determinata* qualunque sia il percorso seguito per arrivare ad un nodo. Per ogni tratto a portata uniforme si può scrivere l'equazione di Bernoulli e pertanto per l'esempio di Figura 179 si hanno le equazioni:

$$\text{Tratto 1-2} \quad 0 = v(p_2 - p_1) + g(z_2 - z_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + R_{12}$$

$$\text{Tratto 1-3} \quad 0 = v(p_3 - p_1) + g(z_3 - z_1) + \frac{w_3^2 - w_1^2}{2} + R_{13}$$

$$\text{Tratto 3-2} \quad 0 = v(p_2 - p_3) + g(z_2 - z_3) + \frac{w_2^2 - w_3^2}{2} + R_{23}$$

ove con R_{ij} si indica la generica resistenza al moto totale (*concentrata più distribuita*) del tratto $i-j$.

- Le resistenze al moto possono essere vinte fornendo una adeguata potenza meccanica tramite pompe di circolazione e/o ventilatori per le quali vale l'equazione:

$$-l = \frac{1}{\eta} \left[v(p_2 - p_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right]$$

- ove η è il rendimento idraulico (cioè per v uniforme) tra 1 e 2 con il quale si tiene conto delle resistenze R_{12} nella macchina. Si determina il valore della potenza di pompaggio tramite la relazione

$$P = \dot{m}(-l)$$

- note che siano la portata totale \dot{m} e le pressioni di aspirazione $p_i=p_1$ e di mandata $p_u=p_2$. Ciò richiede di conoscere la distribuzione delle pressioni nella rete. In genere si ritiene che la pressione sia nota *a priori* almeno in un punto.

Il calcolo delle reti si effettua utilizzando le proprietà anzidette tenendo conto che, di solito, in **fase di progetto** si conoscono le portate presso gli utilizzatori e si debbono determinare i diametri dei condotti mentre in **fase di verifica** si conoscono i diametri e si verificano che le portate agli utilizzatori siano quelle desiderate. In genere le grandezze sopra indicate sono insufficienti a risolvere il problema per cui occorre tenere conto anche delle pressioni e della potenza della macchina operatrice (pompa o ventilatore). Occorre inoltre fare delle ipotesi per calcolare le perdite di pressione R_{ji} e in particolare occorre ipotizzare la densità del fluido per potere calcolare i fattori di attrito e di Darcy. Questi problemi sono stati ampiamente discussi nei vari metodi progetto illustrati nei paragrafi precedenti.

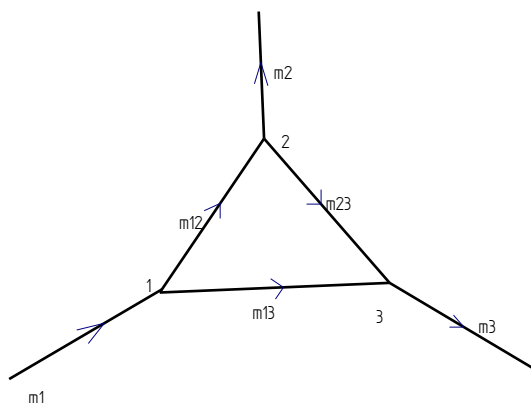


Figura 179: Esempio di rete triangolare

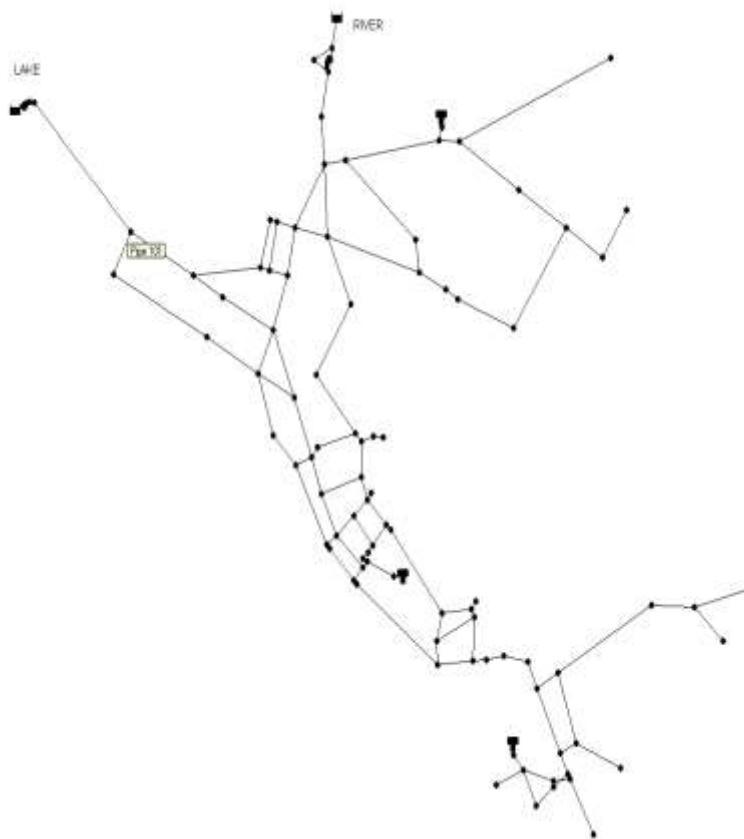
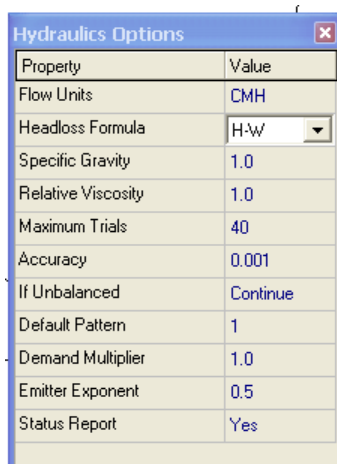


Figura 180: Esempio di rete complessa con EPANET

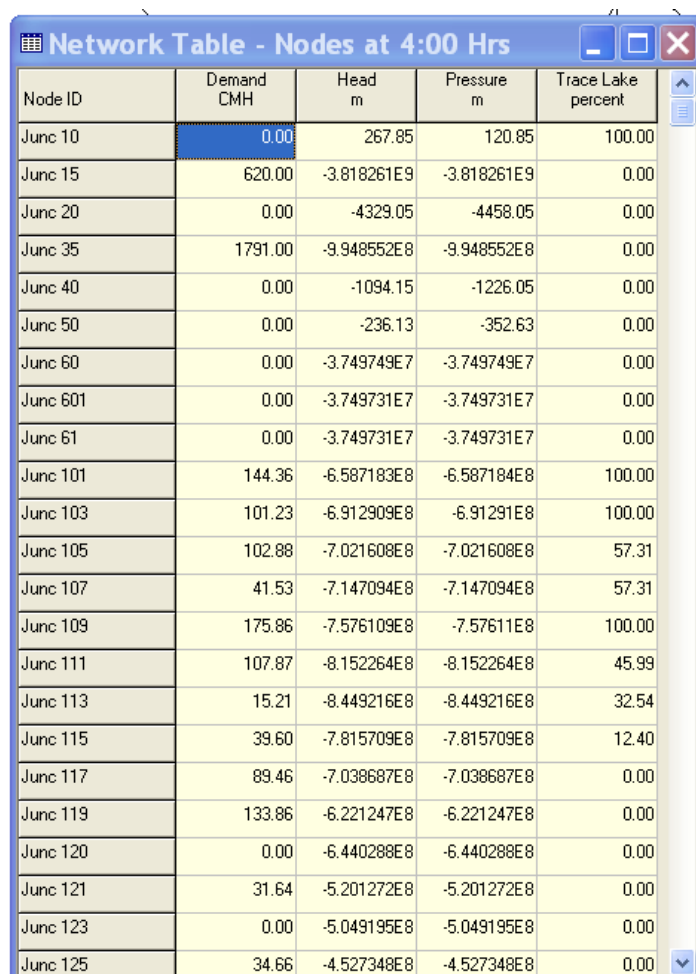
6.3.1 CAD PER LA PROGETTAZIONE DELLE RETI COMPLESSE

Esistono numerosi CAD dedicati alla progettazione delle reti complesse. Alcuni di essi sono reperibili in Internet e sono totalmente free e di buona qualità, come, a esempio, **EPANET** per Windows. In figura seguente si ha un esempio di una rete complessa. Mediante la selezione delle ipotesi di calcolo, vedi figura, si può avviare la simulazione in transitorio della rete ed ottenere risultati sia in forma tabellare, per varie variabili selezionate come mostrato nelle figure seguenti, che in forma grafica. Questo CAD è anche fornito con i sorgenti e quindi risulta modificabile dagli utenti per eventuali personalizzazioni.



Property	Value
Flow Units	CMH
Headloss Formula	H-W
Specific Gravity	1.0
Relative Viscosity	1.0
Maximum Trials	40
Accuracy	0.001
If Unbalanced	Continue
Default Pattern	1
Demand Multiplier	1.0
Emitter Exponent	0.5
Status Report	Yes

Tabella 27: Dati di calcolo



Node ID	Demand CMH	Head m	Pressure m	Trace Lake percent
Junc 10	0.00	267.85	120.85	100.00
Junc 15	620.00	-3.818261E9	-3.818261E9	0.00
Junc 20	0.00	-4329.05	-4458.05	0.00
Junc 35	1791.00	-9.948552E8	-9.948552E8	0.00
Junc 40	0.00	-1094.15	-1226.05	0.00
Junc 50	0.00	-236.13	-352.63	0.00
Junc 60	0.00	-3.749749E7	-3.749749E7	0.00
Junc 601	0.00	-3.749731E7	-3.749731E7	0.00
Junc 61	0.00	-3.749731E7	-3.749731E7	0.00
Junc 101	144.36	-6.587183E8	-6.587184E8	100.00
Junc 103	101.23	-6.912909E8	-6.91291E8	100.00
Junc 105	102.88	-7.021608E8	-7.021608E8	57.31
Junc 107	41.53	-7.147094E8	-7.147094E8	57.31
Junc 109	175.86	-7.576109E8	-7.57611E8	100.00
Junc 111	107.87	-8.152264E8	-8.152264E8	45.99
Junc 113	15.21	-8.449216E8	-8.449216E8	32.54
Junc 115	39.60	-7.815709E8	-7.815709E8	12.40
Junc 117	89.46	-7.038687E8	-7.038687E8	0.00
Junc 119	133.86	-6.221247E8	-6.221247E8	0.00
Junc 120	0.00	-6.440288E8	-6.440288E8	0.00
Junc 121	31.64	-5.201272E8	-5.201272E8	0.00
Junc 123	0.00	-5.049195E8	-5.049195E8	0.00
Junc 125	34.66	-4.527348E8	-4.527348E8	0.00

Figura 181: Parametri di calcolo e risultati per la rete complessa

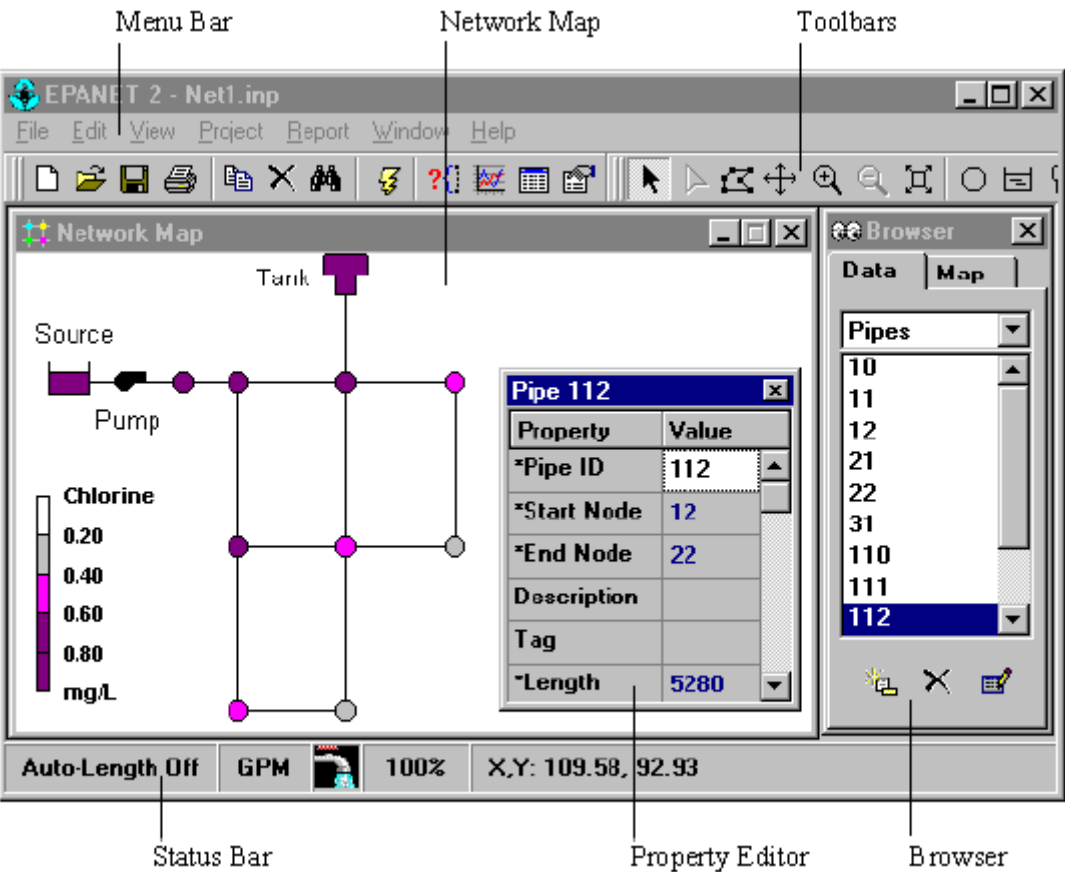


Figura 182: Esempio di finestra di input dati per EPANET

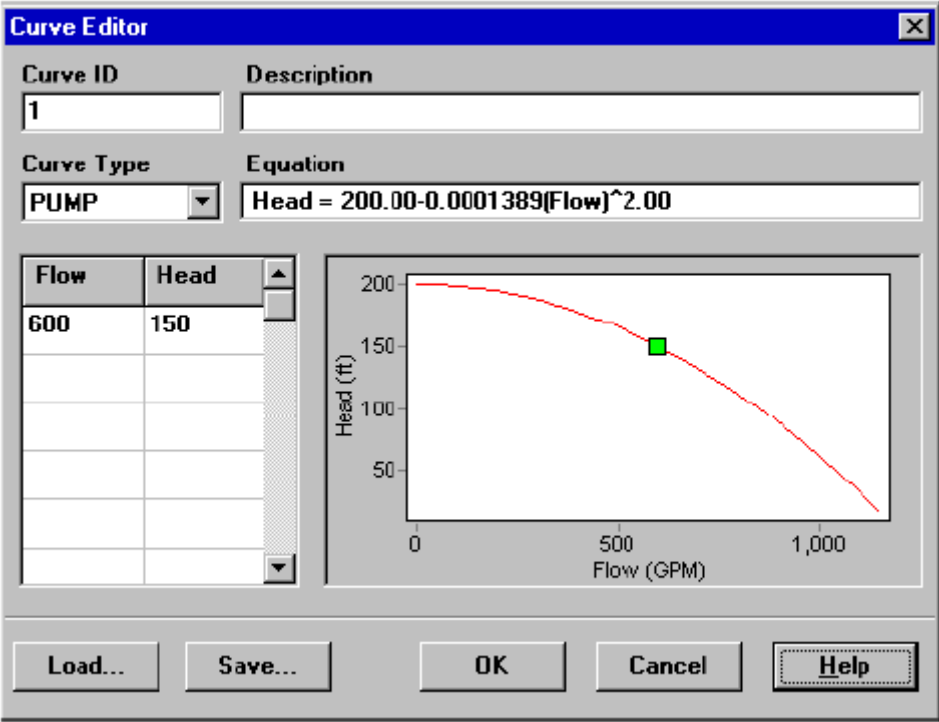


Figura 183: Esempio di selezione pompa in EPANET

Link ID	Flow CMH	Velocity m/s	Unit Headloss m/km	Friction Factor	Reaction Rate mg/L/d	Trace Lake percent	Status
Pipe 20	3528.50	127.33	44329.29	0.005	0.00	0.00	Open
Pipe 40	1803.55	65.08	12791.00	0.006	0.00	0.00	Open
Pipe 50	963.55	34.77	4005.82	0.006	0.00	0.00	Open
Pipe 60	2038.88	1251.93	3.062844E7	0.009	0.00	0.00	Open
Pipe 101	965.40	1053.83	4.868031E7	0.015	0.00	100.00	Open
Pipe 103	592.54	818.63	2.567749E7	0.012	0.00	100.00	Open
Pipe 105	211.40	519.22	1.545763E7	0.014	0.00	100.00	Open
Pipe 107	159.09	390.73	9130007.00	0.014	0.00	92.64	Open
Pipe 109	479.32	662.21	1.733802E7	0.012	0.00	100.00	Open
Pipe 111	282.63	694.18	2.646772E7	0.013	0.00	100.00	Open
Pipe 112	305.83	751.14	3.063027E7	0.013	0.00	23.41	Open
Pipe 113	218.33	536.23	1.640881E7	0.013	0.00	62.03	Open
Pipe 114	106.97	591.14	3.154896E7	0.014	0.00	23.41	Open
Pipe 115	112.64	622.48	3.471654E7	0.014	0.00	92.64	Open
Pipe 116	308.29	757.19	3.108846E7	0.013	0.00	49.50	Open
Pipe 117	62.75	154.12	1630215.00	0.016	0.00	0.00	Open
Pipe 119	-344.44	845.98	3.817556E7	0.013	0.00	0.00	Open
Pipe 120	349.69	858.87	3.926003E7	0.013	0.00	0.00	Open
Pipe 121	348.47	855.87	3.90066E7	0.013	0.00	0.00	Open
Pipe 122	157.56	870.69	6.463068E7	0.013	0.00	0.00	Open
Pipe 123	4910.40	1929.68	5.191654E7	0.008	0.00	0.00	Open
Pipe 125	2038.88	801.24	1.019415E7	0.009	0.00	0.00	Open
Pipe 129	-3064.46	1881.66	7.47247E7	0.010	0.00	0.00	Open
Pipe 131	-3239.71	1989.27	8.283099E7	0.010	0.00	0.00	Open
Pipe 133	3528.50	3119.90	2.358118E8	0.010	0.00	0.00	Open
Pipe 135	273.79	168.11	852746.40	0.014	0.00	0.00	Open
Pipe 137	36.34	50.20	145966.80	0.018	0.00	0.00	Open
Pipe 145	237.45	1312.19	1.381482E8	0.013	0.00	0.00	Open
Pipe 147	232.44	1284.53	1.328021E8	0.013	0.00	0.00	Open
Pipe 149	-365.27	2018.57	3.067289E8	0.012	0.00	0.00	Open
Pipe 151	-360.00	1989.45	2.985836E8	0.012	0.00	0.00	Open
Pipe 153	141.20	346.81	7320725.00	0.014	0.00	0.00	Open
Pipe 155	164.69	404.49	9734341.00	0.014	0.00	0.00	Open
Pipe 159	-171.95	422.34	1.054479E7	0.014	0.00	0.00	Open

Figura 184: Altro esempio di stampa tabellare

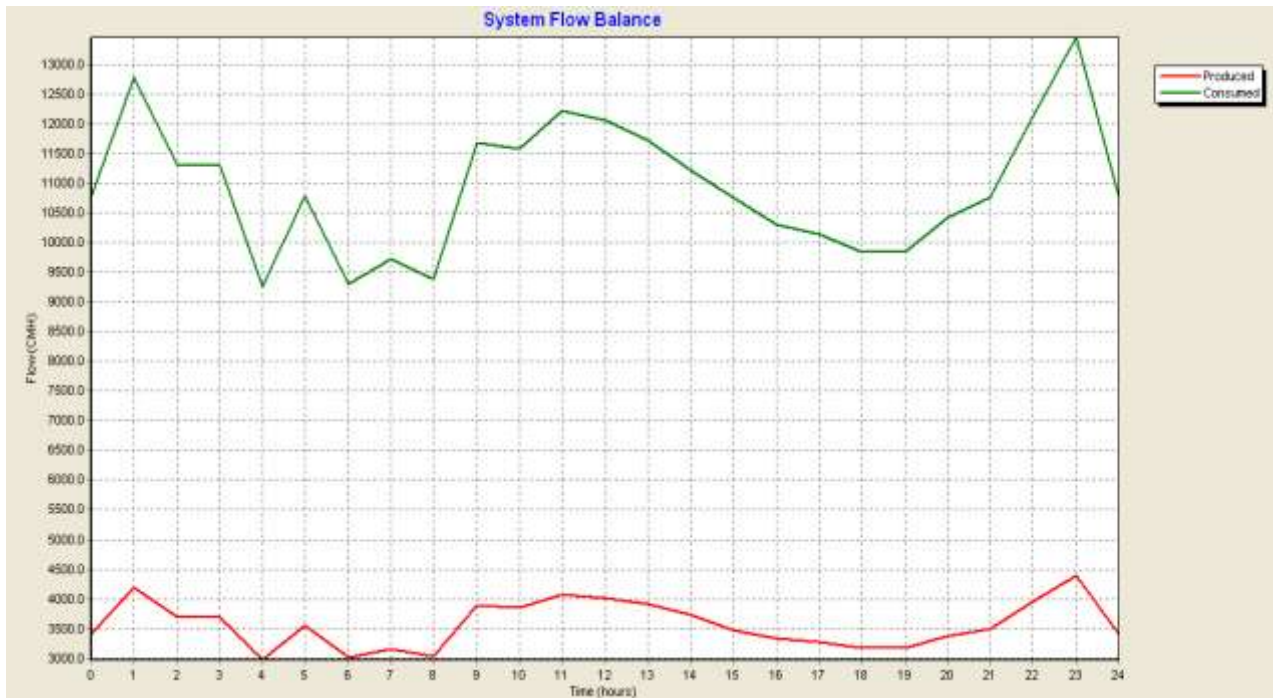


Figura 185: Andamento orario della pressione in alcuni nodi selezionati

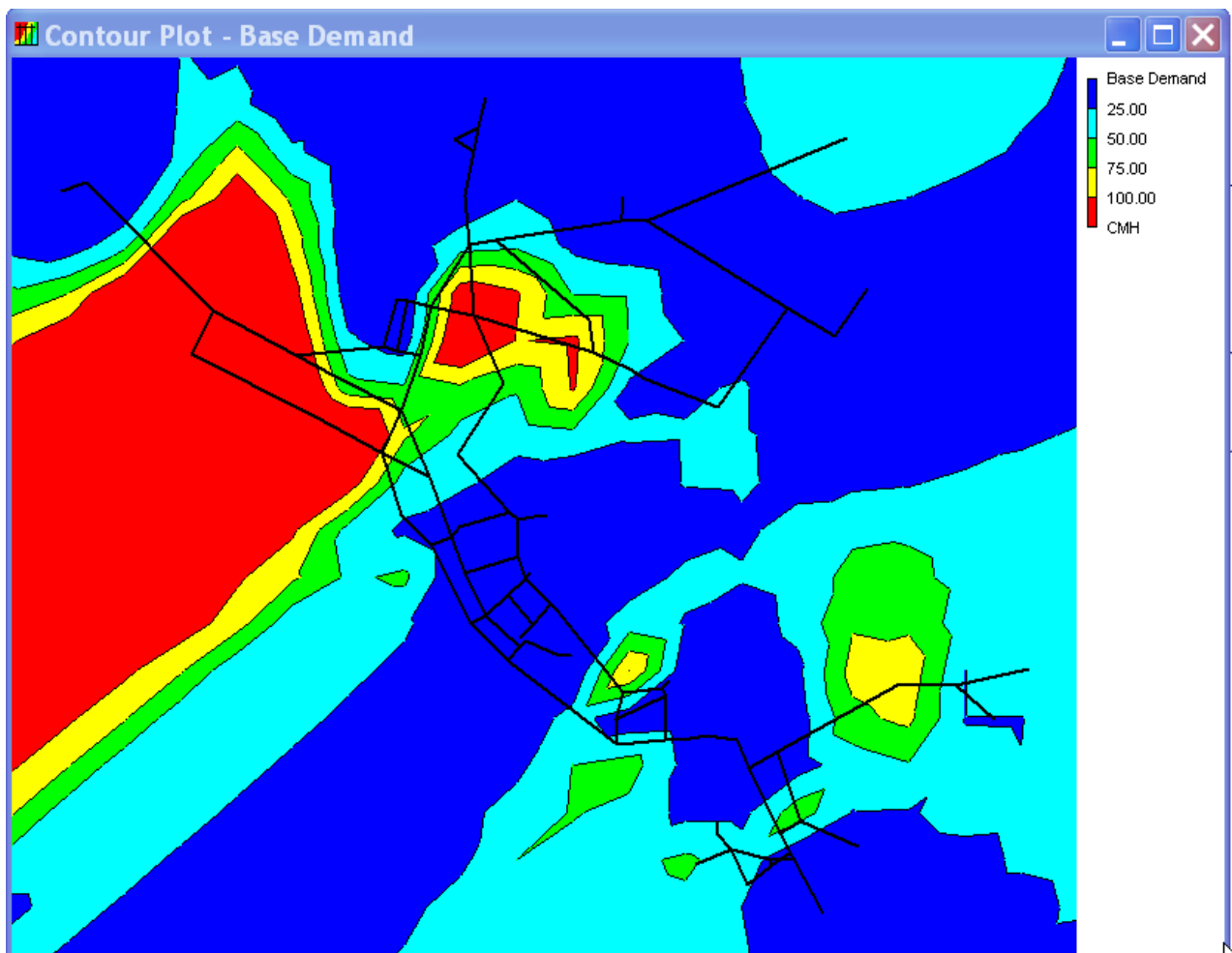


Figura 186: Mappa dei risultati

6.3.2 PUNTO DI LAVORO DI UNA POMPA DI CIRCOLAZIONE

Il punto di lavoro di una pompa è dato dall'intersezione fra la sua curva caratteristica e la curva di carico della rete alimentata. In pratica se teniamo conto del fatto che le perdite di pressione (*sia distribuite che localizzate, come già visto in precedenza*) sono proporzionali al quadrato della velocità e quindi anche della portata allora si può riportare sopra il diagramma della curva caratteristica della pompa la parabola relativa alla *curva di carico* come indicato nella Figura 187. Al variare della portata cambia il punto di lavoro della pompa. E' opportuno fare in modo che il punto di lavoro della pompa corrisponda sempre al maggior rendimento, secondo quanto indicato in Figura 187. Se, ad esempio, la portata è grande il punto di lavoro si sposta verso l'asse delle ascisse con valori del rendimento troppo bassi. In questi casi occorre cambiare modello di circolatore tramite il diagramma a zone (vedi Figura 33) ovvero costruire accoppiamenti in parallelo di pompe. Per i circuiti aperti si ha una situazione analoga rappresentata in Figura 188 e nella quale si osserva che la curva di carico non parte dall'origine, così come si è osservato nel §2.1.

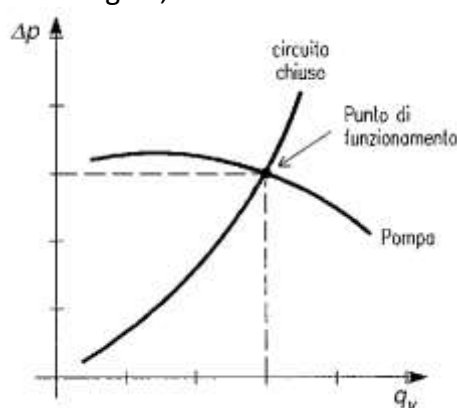


Figura 187: Punto di lavoro per circuiti chiusi

6.3.3 PUNTO DI LAVORO DI UNA SOFFIANTE

Quanto detto per i circuiti ad acqua vale anche per i canali ad aria. Il punto di lavoro di una soffiante è il punto di intersezione della curva caratteristica con la curva di carico della rete, come indicato nella Figura 189. In essa si ha anche l'indicazione della variazione del punto di lavoro della soffiante al variare della curva di carico.

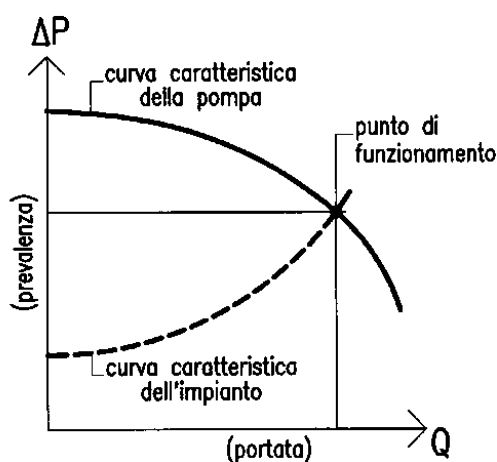


Figura 188: Punto di lavoro per circuiti aperti

La determinazione del punto di lavoro di una soffiante è di grande importanza nella progettazione impiantistica ed occorre sempre fare in modo che questa lavori a rendimento massimo. A tale scopo le soffianti sono di rado (*tranne per piccoli impianti*) accoppiate direttamente ai motori che li alimentano. In genere si ha un accoppiamento mediante pulegge e il rapporto fra numero di giri del motore e numero di giri della soffiante viene scelto in modo da far lavorare sempre il motore in piene efficienza ed assicurare, al tempo stesso, la necessaria prevalenza della soffiante.

Al variare della portata nella centrale di trattamento aria in varia la distanza e il rapporto del numero di giri in modo da ottimizzare i risultati finali.

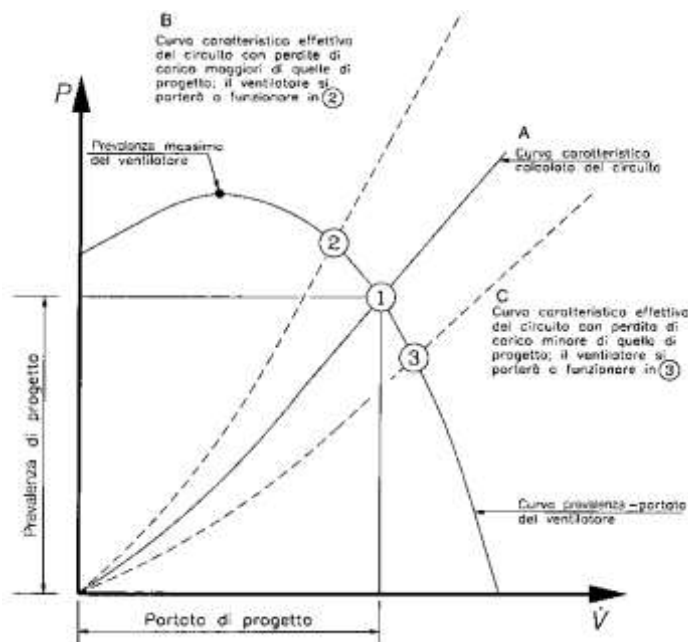


Figura 189: Punto di lavoro di una soffiante

E' quindi opportuno tenere presente che valgono i seguenti rapporti fra le grandezze:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad [88]$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \quad [89]$$

$$\frac{P_{a1}}{P_{a2}} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \quad [90]$$

ove con Q , Δp , P_a ed n si intendono le portate volumetriche (m^3/h), la prevalenza (Pa), la potenza elettrica assorbita (kW) e il numero di giri (gpm). Si osservi che un ventilatore è di norma caratterizzato, fissato il numero di giri, da un valore della portata e da un valore della prevalenza. A questi corrisponde un valore della potenza assorbita e un rendimento. Se la prevalenza che il ventilatore è chiamato a realizzare cambia allora anche la portata varia e, per conseguenza delle suddette relazioni, anche le altre grandezze variano. In genere è difficile prevedere la contemporanea variazione di tutte le grandezze anche perché questa è legata alle caratteristiche costruttive del ventilatore. Le curve caratteristiche fornite dai costruttori risultano, pertanto, molto utili perché legano, in un unico abaco, tutte le grandezze interessate.

In genere per ventilatori del tipo elicoidale la potenza assorbita cresce al crescere della prevalenza fornita e raggiunge un massimo a circuito completamente chiuso (portata nulla e pressione massima).

Questa osservazione è utile nel caso in cui il ventilatore sia chiamato a funzionare in un circuito nel quale si richiedano portate variabili per effetto dell'azione di serrande di regolazione.

Per ventilatori centrifughi la potenza assorbita è minima quando funzionano a circuito completamente chiuso (quindi a portata nulla). Per questo tipo di ventilatori si hanno due tipologie costruttive: a pale in avanti e a pale rovesce. Nel caso di pale in avanti la potenza assorbita è sempre crescente al crescere della portata.

Ciò significa che se questo ventilatore è inserito in un circuito nel quale si prevedono forti riduzioni delle perdite di carico e quindi aumento della portata allora occorre sovradimensionare il motore per evitare che venga sovraccaricato. In genere per ventilatori a pale in avanti si ha un funzionamento a rendimento massimo in corrispondenza di una portata pari al 40% di quella corrispondente alla portata massima senza carico.

A piccole variazioni di pressioni, inoltre, corrispondono grandi variazioni di portate e quindi anche di potenze assorbite. Questo genere di ventilatori può dar luogo a fluttuazioni rumorose se sono presenti nei circuiti forti variazioni di cadute di pressione (ad esempio per effetto di by pass nelle batterie). I ventilatori a pale in avanti sono comunque preferiti, specialmente per i fan coil, perché garantiscono il minimo ingombro rispetto alle altre tipologie.

Per i ventilatori a pale rovesce in genere si ha un rendimento massimo per una portata pari al 60% della portata a vuoto. La potenza assorbita non cresce continuamente, come nel caso dei ventilatori a pale in avanti, al diminuire del carico e pertanto il motore elettrico è meno soggetto a surriscaldamenti. Si osserva, ancora, che per i ventilatori a pale rovesce variazioni anche considerevoli della pressione producono piccole variazioni delle portate e ciò contribuisce a rendere questo tipo di ventilatori stabile in circuiti con forti variazioni di resistenza. Come conseguenza anche la rumorosità si stabilizza ed è meno soggetta a fluttuazioni.

Negli impianti con elevate portate e campi di pressione fino a 2000 Pa si utilizzano i ventilatori assiali con pale a passo variabile. Questi ventilatori presentano un buon rendimento e buone possibilità di adattamento grazie all'orientabilità delle pale.

La curva caratteristica presenta, però, una pendenza notevole e se la portata deve variare in modo sensibile occorre utilizzare i modelli con pale a passo variabile anche durante il movimento. Questi ventilatori hanno costi elevati e non sono convenienti per unità di trattamento aria costruite in serie.

Leggi di controllo dei ventilatori

La teoria delle macchine operatrici ci fornisce utili relazioni per il controllo dei parametri di funzionamento dei ventilatori. Queste permettono di prevedere le prestazioni dei ventilatori nelle ipotesi che:

- siano geometricamente simili, per date condizioni di funzionamento, due ventilatori da confrontare;
- si voglia, per uno stesso ventilatore, esaminare una condizione di funzionamento diversa da quella nominale.

La portata volumetrica, V , è data da:

$$V = S \cdot v = \pi \frac{d^2}{4} \cdot w \frac{d}{2} = \frac{\pi}{8} w d^3$$

con v velocità del fluido, w velocità periferica massima delle pale, d diametro della girante. Se n è il numero di giri del ventilatore allora si ha:

$$V = \frac{\pi}{8} \cdot 2\pi n \cdot d^3 = \frac{\pi^2}{4} n d^3$$

Pertanto, dati due ventilatori, 1 e 2, possiamo scrivere:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^3 \quad [91]$$

La prevalenza fornita dal ventilatore è correlata alla velocità del fluido dalla relazione:

$$\Delta p \approx \rho \frac{v_u^2 - v_i^2}{2} \approx \rho \left(\frac{V}{S} \right)^2 \approx \rho \left(\frac{V}{d^2} \right)^2 = \rho \frac{V^2}{d^4}$$

pertanto per due ventilatori, 1 e 2, si ha:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 \quad [92]$$

La potenza assorbita dal ventilatore vale:

$$W = \Delta p \cdot V$$

allora per due ventilatori, 1 e 2, si ha:

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \cdot \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^3 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 \quad [93]$$

Le precedenti relazioni consentono di calcolare i parametri di funzionamento di un ventilatore note le condizioni operative di un secondo ventilatore *equivalente*.

6.3.4 SISTEMI A PORTATA D'ARIA VARIABILE (VAV)

Negli ultimi anni si sono imposti impianti di climatizzazione che si adattano alle variazioni del carico ambiente mediante una variazione della portata d'aria inviata. Questi sistemi presentano un minor consumo di energia rispetto agli impianti tradizionali anche se hanno alcuni inconvenienti che li rendono non sempre utilizzabili, soprattutto in presenza di forti affollamenti o con grandi carichi latenti. Si osserva, infatti, che la portata effettiva durante la maggior parte dell'anno varia fra il 60% e l'80% di quella massima e quindi i sistemi VAV consentono di ottenere risparmi significativi di energia. I sistemi a portata d'aria variabile (VAV) fanno variare la portata immessa dai diffusori³² nei singoli ambienti e pertanto questa azione si riflette sulla portata totale. A seconda del tipo di ventilatore utilizzato si ha una corrispondente variazione di pressione (più o meno rilevante) nella rete di distribuzione a monte dei diffusori.

Se si fa variare la portata dell'aria dal punto V_1 al punto V_2 (vedi Figura 190) il punto di funzionamento del ventilatore si sposta dal punto A al punto B lungo la curva caratteristica corrispondente alla velocità di rotazione n_1 . Quindi il punto di lavoro si trova nel punto di intersezione di una nuova caratteristica del sistema corrispondente alla portata V_2 con la curva caratteristica del ventilatore n_1 , supponendo che non ci siano state variazioni della velocità di rotazione del ventilatore.

Si genera un eccesso di pressione statica, causato dalle diminuzioni delle perdite di carico del sistema in seguito alla riduzione della portata d'aria, dato da:

$$\Delta p_{sDA} = p_{s2} - p_{s3}$$

che dovrà essere assorbito, in genere, attraverso i diffusori. Ciò provoca due serie di inconvenienti:

- *si generano problemi acustici nella diffusione;*
- *si hanno sprechi energetici dovuti allo strozzamento.*

³² Si tratta di particolari diffusori che consentono variazioni ampie di portata senza apprezzabili perdite di funzionalità (lancio, Δp , distribuzione,...)

Serranda di strozzamento sul premente

Per evitare questi inconvenienti si utilizzano serrande con strozzamento sul premente che ha lo scopo di far variare la curva caratteristica del sistema creando perdite di carico supplementari.

L'eccesso di pressione statica anzidetto viene assorbito attraverso serrande all'uscita del ventilatore: il punto di regolazione D viene determinato per una pressione statica superiore a quella corrispondente alla pressione teorica del punto C.

Con questo margine di sicurezza si ha la certezza che la pressione a monte di tutti i diffusori, in qualsiasi condizione di esercizio, sarà uguale (o superiore) al valore nominale.

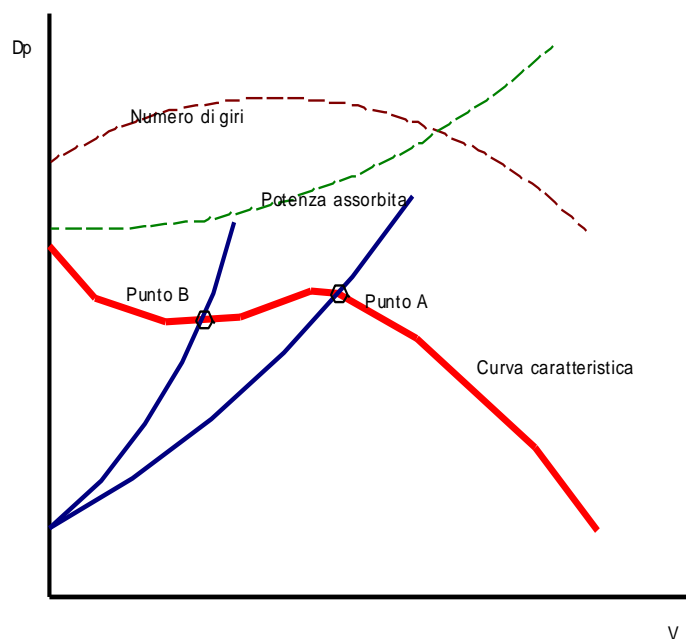


Figura 190: Curve caratteristiche del ventilatore a pale in avanti e della rete

La riduzione della portata attraverso l'aumento delle perdite di carico del sistema porta all'aumento della potenza assorbita dal ventilatore e ciò limita il risparmio energetico che deriverebbe dal metodo VAV, indipendentemente dal fatto che la serranda di strozzamento sia montata sul diffusore o sull'uscita del ventilatore.

Il metodo della serranda di strozzamento è indicato solo per ventilatori a pale in avanti ed è assolutamente escluso per i ventilatori assiali. Le serrande di strozzamento sono montate sull'uscita del ventilatore, verticalmente rispetto all'albero del ventilatore in modo da evitare il fenomeno della stratificazione dell'aria. Il sistema della serranda di regolazione sul premente presenta un vantaggio sostanziale nel fatto che è a basso costo.

Alette direttrici di prerotazione

Come metodo di regolazione dei sistemi VAV si può pensare di far variare la curva caratteristica del ventilatore mediante alette direttrici montate sulla virola a monte del ventilatore. In questo modo si modifica l'angolo di incidenza dell'aria sulla pala, spostando la curva caratteristica del ventilatore come indicato in Figura 191.

I punti di intersezione della curva caratteristica del sistema con le nuove curve caratteristiche del ventilatore, B e C, determinano i nuovi punti di funzionamento B' e C'.

E' opportuno determinare la curva di regolazione con un margine di sicurezza di circa 200 Pa (punti B'' e C''): questo criterio è sempre valido con qualunque metodo di regolazione si desideri effettuare.

La regolazione della portata d'aria immessa mediante la modifica della curva caratteristica del ventilatore comporta la diminuzione della potenza specifica assorbita dal ventilatore proprio nella fascia di funzionamento più interessante per un impianto a portata d'aria variabile.

Questo metodo è utilizzato soprattutto con ventilatori a pale rovesce e in ogni caso in cui si hanno curve caratteristiche con notevoli pendenze.

Questo metodo di regolazione della portata in funzione dei fabbisogni offre il vantaggio di un costo d'investimento relativamente contenuto pur con un buon rendimento nell'intero campo di funzionamento del ventilatore.

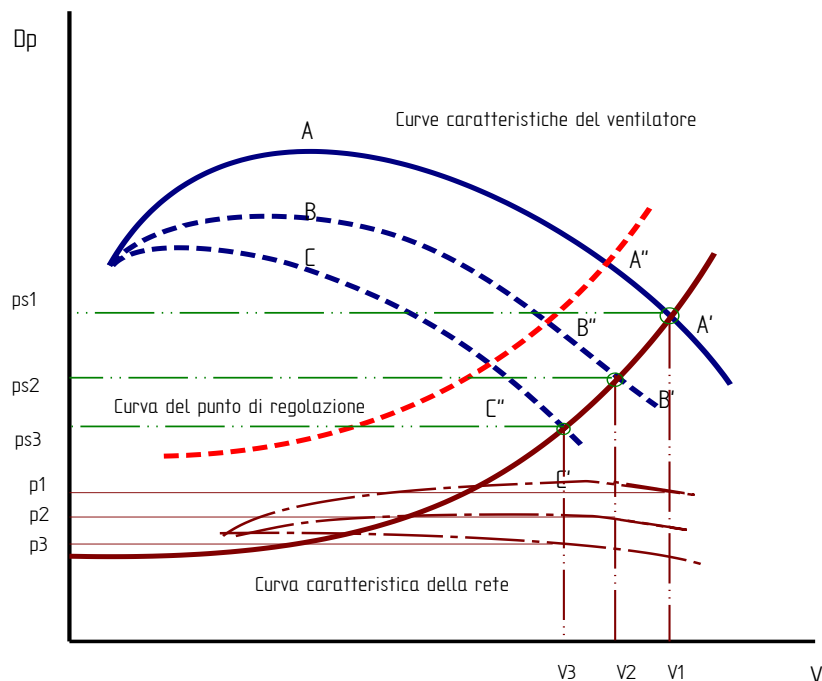


Figura 191: Regolazione con alette direttrici di prerotazione

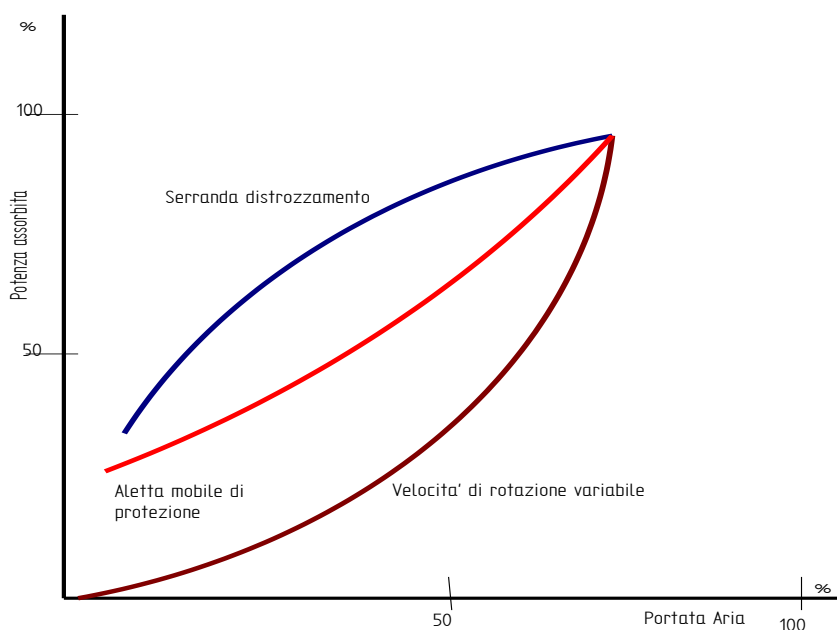


Figura 192: Potenza assorbita dal ventilatore con i vari metodi di regolazione

Variazione della velocità di rotazione del ventilatore

Anche questo metodo tende a far variare la curva caratteristica del ventilatore facendo variare la velocità di rotazione del motore (vedi Figura 193). Il punto A-C di funzionamento del ventilatore si trova sul punto d'intersezione della curva caratteristica della rete con la curva caratteristica del ventilatore corrispondente alla velocità di rotazione scelta.

La variazione della velocità di rotazione si ottiene sia mediante un motore a velocità variabile oppure con un motore a velocità costante ma con un sistema di trasmissione a rapporto variabile (trasmissione idraulica).

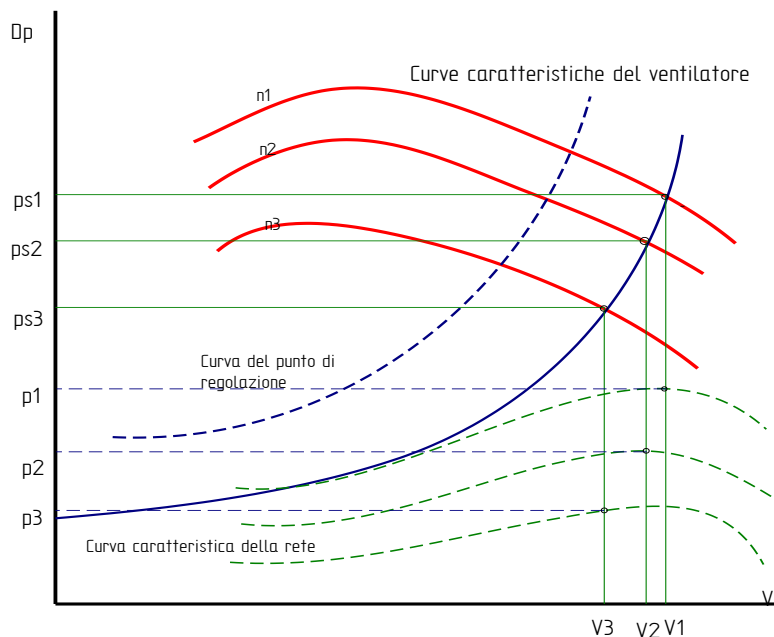


Figura 193: Funzionamento di un ventilatore con velocità di rotazione variabile

In questo secondo caso si ha un funzionamento sempre ottimale della velocità di rotazione del motore e quindi anche del suo rendimento ottimale. La trasmissione idraulica, tuttavia, non sempre rende rendimenti costanti e ciò provoca delle perdite energetiche che debbono essere prese in considerazione. Il metodo della modifica della curva caratteristica abbassa drasticamente la potenza assorbita in condizioni di carico parziale (vedi Figura 192). Il metodo si applica bene nel caso di sistemi con grandi fluttuazioni di carico. Esso richiede notevoli investimenti ma consente di ottenere consistenti risparmi di energia.

Ventilatore assiale con pale a passo variabile

Se si fa variare l'angolo di incidenza (passo) delle pale di un ventilatore assiale si modifica la sua curva caratteristica, come indicato in Figura 194. La variazione del passo si effettua con ventilatore in marcia. Questo metodo mantiene un elevato rendimento in un campo vasto di funzionamento e in condizioni di carico ridotto la potenza specifica assorbita dal ventilatore ha un andamento favorevole.

Dimensionamento di un ventilatore per sistemi VAV

Il ventilatore deve essere dimensionato sempre per la massima portata contemporanea e per la corrispondenza pressione statica necessaria. Il punto di funzionamento viene di solito scelto a destra del vertice della curva rappresentativa del rendimento in modo che, con carichi parziali, si abbia un rendimento migliore in funzionamento VAV.

Occorre anche tenere conto dei fattori di contemporaneità del carico ambientale in modo da evitare inutili sovradimensionamenti. In fase di avviamento occorre controllare che l'aumento della pressione nella rete sia progressivo per non esporre i dispositivi di regolazione e i diffusori a pressioni intermittenti. Anche per i ventilatori di ripresa occorre rispettare le regole generali sopra esposte per i ventilatori di mandata. E' sempre bene che il ventilatori di ripresa abbiano una curva caratteristica il più possibile vicina a quelli di mandata in modo da poterli controllare in parallelo ed evitare inutili e dannose disfunzioni ed intermittenze di portate.

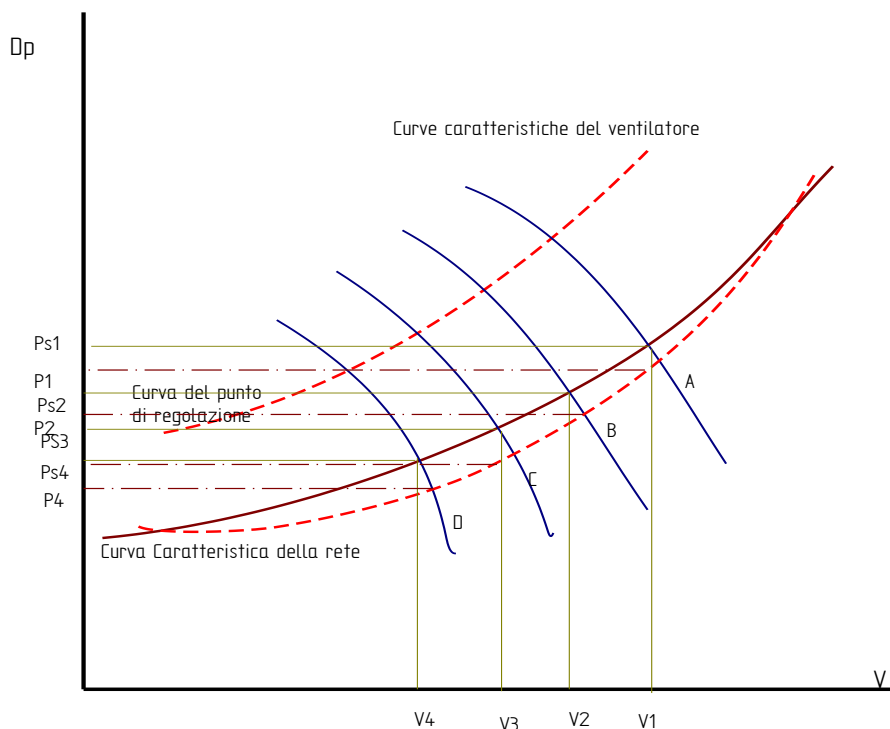


Figura 194: Variazione del punto di lavoro con ventilatore a passo variabile

6.3.5 VANTAGGI DEGLI IMPIANTI A PORTATA D'ARIA VARIABILE

Gli impianti a tutta aria a portata variabile sono adatti a condizionare sia ambienti singoli, come sale conferenza, sale spettacolo, gallerie dei centri commerciali, sia edifici con molti ambienti diversi, come uffici, ospedali, alberghi. In entrambe i casi presentano una serie di vantaggi rispetto agli altri sistemi di condizionamento.

I principali sono tre:

- *Riduzione dei consumi elettrici dei ventilatori*
- *Riduzioni delle dimensioni della centrale di trattamento e dei canali d'aria*
- *Possibilità di utilizzare il free-cooling nelle mezze stagioni*

Riduzione dei consumi elettrici dei ventilatori

Il consumo elettrico dei ventilatori dipende dalla portata d'aria, dalla perdita di carico della centrale di trattamento dell'aria, dalla perdita di carico dei canali e dal rendimento del ventilatore. Generalmente la perdita di carico della centrale di trattamento dell'aria è superiore a quella dei canali. Entrambe possono essere diminuite riducendo la velocità di attraversamento dell'aria.

Le curve caratteristiche di un impianto sono mostrate in figura 1. Il ventilatore lavora nel punto di progetto la cui prevalenza è pari alla somma della prevalenza della centrale di trattamento dell'aria e quella dei canali.

La curva dell'impianto così risultante non ha la forma tipica della quadratica. Infatti, mentre le perdite di carico nei canali variano approssimativamente con il quadrato della portata, la perdita di carico della centrale di trattamento non è riconducibile a questa legge, a causa delle caratteristiche geometriche interne. Generalmente le perdite di carico di una centrale di trattamento variano con un esponente compreso tra 1,3 e 1,7. Nella figura sottostante l'esponente è considerato 1,5.

Negli impianti a portata d'aria costante il ventilatore deve essere sempre scelto in modo da avere una corrispondenza tra il punto a massimo rendimento (60% nella figura: i valori di rendimento sono riportati esternamente alla curva del ventilatore) e il punto di lavoro nelle condizioni di progetto (portata e prevalenza pari al 100%).

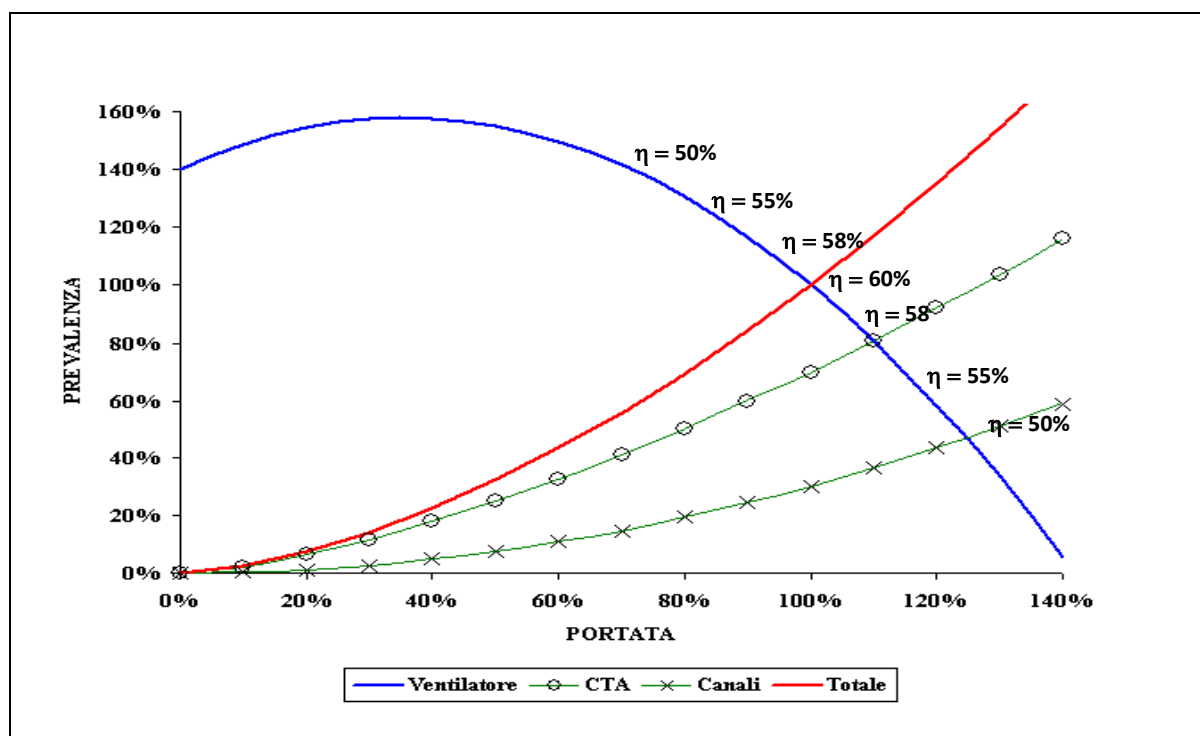


Figura 195: curve caratteristiche dell'impianto e del ventilatore

Negli impianti a portata costante il punto di lavoro rimane sempre lo stesso, indipendentemente dalla percentuale di carico dell'impianto.

Negli impianti a portata variabile, invece, la portata dell'aria diminuisce linearmente in funzione del carico estivo richiesto dall'impianto, dal 100% fino a un valore limite inferiore, generalmente il 40%. Nel funzionamento invernale la portata d'aria è sempre pari al valore minimo (cfr. Gli impianti di climatizzazione a portata variabile, capitolo 5, con particolare riguardo alla figura 15).

La riduzione di portata può avvenire in due modi diversi:

- a numero di giri del ventilatore costante: la riduzione di portata avviene grazie all'incremento di perdite di carico prodotto da una o più serrande di regolazione (sempre presenti, anche quando si condizionano un singolo locale)
- con riduzione del numero di giri del ventilatore: in questo secondo caso le serrande non sono presenti se si condiziona un solo locale e sono invece presenti, solo per regolare la corretta portata d'aria di ogni singolo locale

La riduzione di portata d'aria con numero di giri del ventilatore fisso

Se la riduzione di portata avviene mantenendo costante il numero di giri del ventilatore, le curve caratteristiche dell'impianto diventano come quelle mostrate in figura seguente.

La serranda (se si tratta di un solo locale) o le serrande (se si tratta di più locali) chiudono al diminuire del carico, così da aumentare la perdita di carico complessiva dell'impianto e ridurre la portata d'aria del ventilatore.

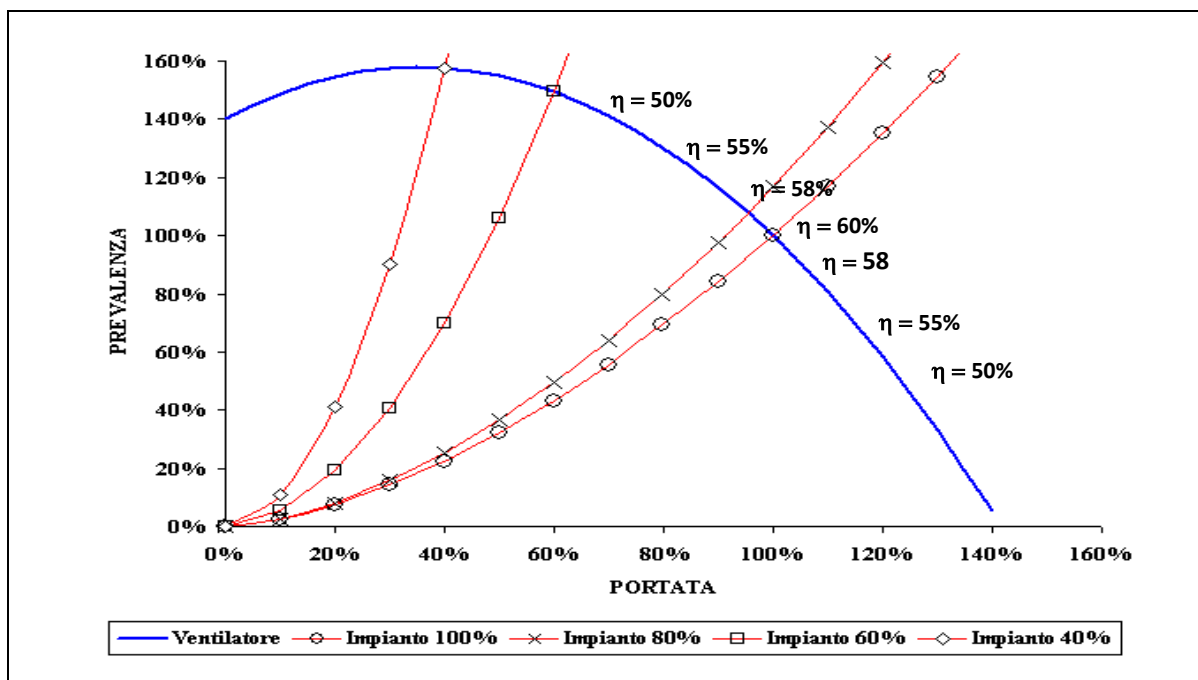


Figura 196: curve caratteristiche dell'impianto e del ventilatore nel caso di riduzione della portata a giri fissi

La figura mostra chiaramente come al ridursi della portata il punto di lavoro si sposti progressivamente verso sinistra, in tratti con rendimento del ventilatore sempre minore. Addirittura al 40% della portata, valore mantenuto per tutta la stagione invernale, il punto di lavoro si trova ai margini del campo di funzionamento utile del ventilatore, al limite della instabilità funzionale. Ciò comporta un consumo elettrico assolutamente non ottimizzato, oltre a dei fenomeni di rumorosità ed usura dei ventilatori elevati.

La riduzione di portata a giri del ventilatore costante non è quindi consigliabile, almeno per impianti medio grandi, dove il consumo elettrico dei ventilatori comincia a diventare un valore rilevante.

La riduzione di portata d'aria con riduzione del numero di giri del ventilatore

La riduzione di portata dell'aria può avvenire anche mediante la riduzione del numero di giri del ventilatore. In questo caso le serrande non sono assolutamente necessarie, quando l'ambiente condizionato è uno solo, mentre servono a regolare la corretta portata d'aria in ogni singolo locale, quando questi sono più d'uno; ha molta importanza dove viene posizionata la sonda di controllo della pressione:

- sonda posizionata a monte della cassetta di controllo più lontana (punto 1)
- sonda posizionata subito a valle del ventilatore della centrale di trattamento dell'aria (punto 2)

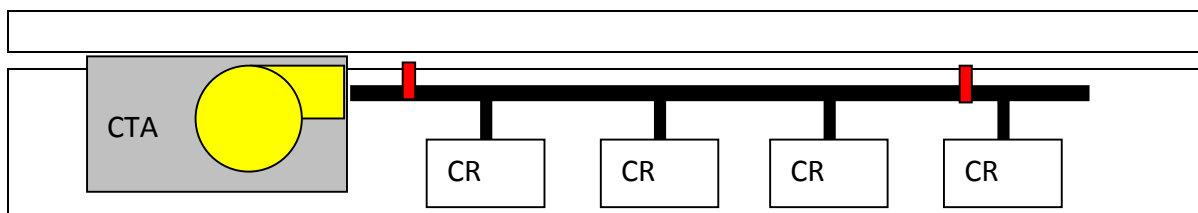


Figura 197: Posizioni limite delle sonde di pressione per la regolazione del numero di giri del ventilatore

Nel caso di impianto con un unico locale, la regolazione del numero di giri del ventilatore viene effettuata sulla base della temperatura ambiente. Dal punto di vista aeraulico ciò equivale a porre la sonda nel punto 1.

Le curve caratteristiche dell'impianto sono mostrate in figura seguente.

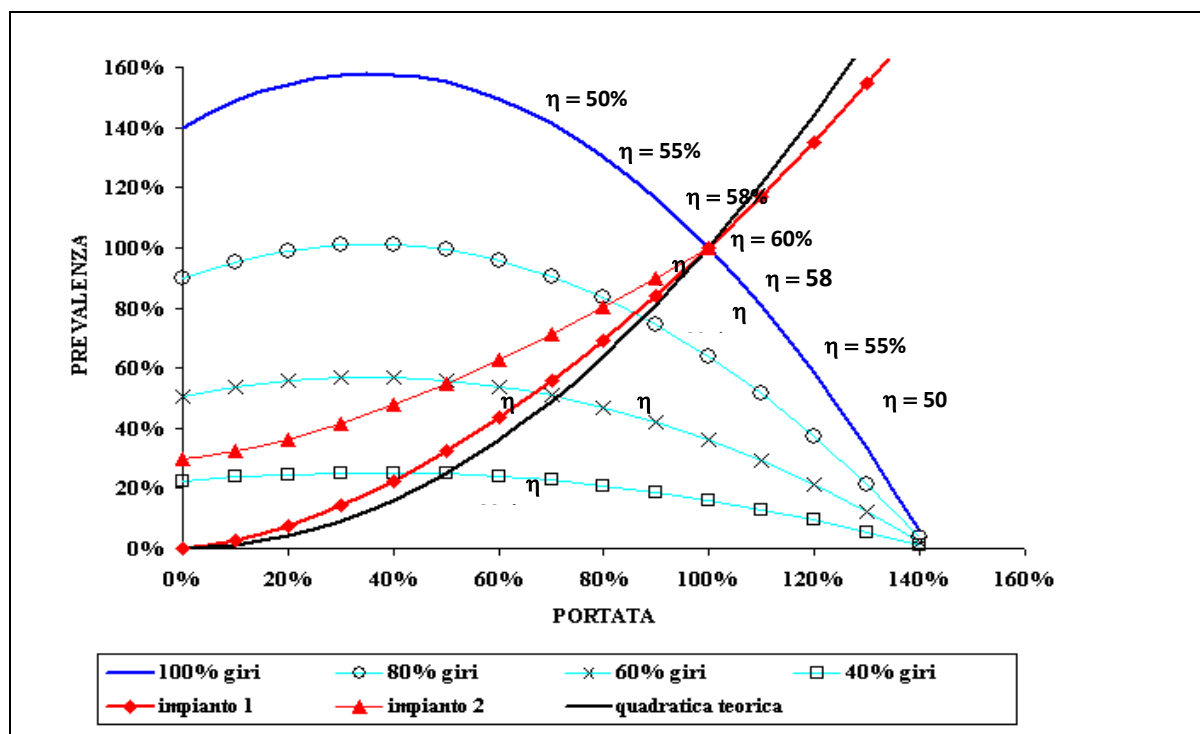


Figura 198: curve caratteristiche dell'impianto e del ventilatore nel caso di riduzione della portata con variazione di giri del ventilatore

Come si vede, al diminuire del numero di giri le curve dei ventilatori si appiattiscono. Infatti, mentre la portata varia linearmente con il numero di giri, la prevalenza varia con il loro quadrato.

Se la sonda di pressione fosse posizionata nel punto 1 (o se il locale da condizionare fosse uno solo e la regolazione avvenisse sulla base della temperatura ambiente) e la centrale di trattamento dell'aria variesse la prevalenza in funzione della portata secondo una quadratica, si avrebbe la curva di funzionamento teorica. Lungo questa curva il punto di funzionamento del ventilatore si manterrebbe sempre al valore di progetto, il massimo nel caso della figura.

Poiché le perdite di carico della centrale di trattamento dell'aria non sono riconducibili ad una quadratica, la curva reale (impianto 1) si discosta leggermente da questa, ma il punto di lavoro rimane sempre prossimo al quello di massimo rendimento.

Se invece la sonda fosse posta nel punto 2, la curva risultante dell'impianto sarebbe quella denominata "impianto 2". Questa curva non va mai a 0, perché, anche con carico nullo, il ventilatore manterrebbe la prevalenza richiesta all'imbocco del canale. In questo caso, mano a mano che il ventilatore diminuisce il proprio numero di giri, il punto di funzionamento si sposta leggermente verso sinistra, verso zone a rendimento minore.

Per fare un esempio con i valori in figura, il rendimento varia dal 60 % al 100 % dei giri a circa il 54 % al 50 % dei giri.

Vale allora la pena selezionare il ventilatore nel punto nominale non al punto di rendimento massimo, ma a un punto leggermente inferiore, tenendo il punto massimo alla sinistra di questo.

Ad esempio, si dovrebbe selezionare il ventilatore perché il rendimento fosse del 57 % nelle condizioni nominali.

Al ridursi del numero di giri il punto di funzionamento del ventilatore si sposterebbe leggermente a sinistra transitando per il punto di massimo rendimento per poi diminuire

nuovamente leggermente. In questo modo si avrebbe il 57 % di rendimento al 100 % dei giri, il 60 % al 70 % dei giri e il 58 % al 50 % dei giri, con un rendimento complessivo migliore.

A prima vista parrebbe conveniente posizionare sempre la sonda più vicino possibile alla cassetta di regolazione più lontana (punto 1). In pratica, però, si preferisce inserire la sonda nel punto 2 per i seguenti motivi:

- *Dal punto di vista dei consumi la differenza è minima (cfr. figura seguente) a fronte dei vantaggi descritti di seguito*
- *Il punto 1 può essere distante svariate decine di metri dalla centrale di trattamento dell'aria. Portare il segnale potrebbe essere complicato soprattutto perché la linea dovrebbe essere completamente schermata*

La sonda posizionata nel punto 2 garantisce il corretto funzionamento dell'impianto in ogni condizione di carico. La sonda posizionata nel punto 1 potrebbe creare delle portate troppo ridotte nel caso in cui la riduzione del carico non fosse proporzionalmente uguale in tutti i locali, ma maggiore in quello più distante rispetto ai primi. Questa è una condizione che potrebbe verificarsi in molti casi, come ad esempio in un edificio universitario in piena estate con alcune aule non occupate e altre piene a causa di esami in corso. Conviene quindi mettere sempre la sonda nel punto 2. La figura 5 mostra come varia la potenza elettrica richiesta dal ventilatore al variare della portata nel caso di giri costanti, o variazione di giri con sonde rispettivamente posizionate nel punto 1 e nel punto 2. Si può notare come la variazioni di giri sia sempre nettamente conveniente rispetto al sistema con serrande, mentre il vantaggio del posizionamento della sonda nel punto 1 è abbastanza modesto. Un impianto a portata costante richiede sempre il 100% della potenza elettrica del ventilatore in ogni circostanza. Da questa figura si può comprendere nettamente quali siano i vantaggi energetici di un impianto a portata d'aria variabile rispetto ad uno fisso, già per quanto riguarda la potenza elettrica dei ventilatori.

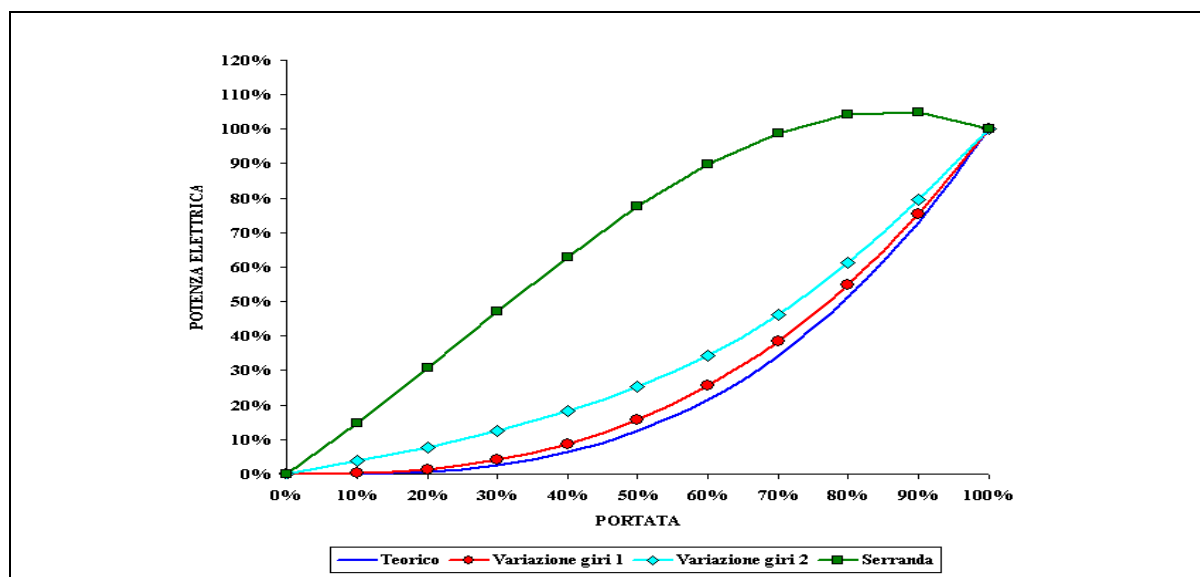


Figura 199: potenza elettrica richiesta dal ventilatore in funzione della portata d'aria

Riduzione della dimensione della centrale di trattamento e dei canali

Nel caso di un impianto a servizio di più locali, la portata variabile permette un altro vantaggio sicuramente notevole: la riduzione delle dimensioni della centrale di trattamento dell'aria e di alcuni tratti di canale.

Per chiarire questo meglio aspetto è necessario portare un esempio.

Si supponga di avere un impianto a servizio di quattro zone diverse con quattro diverse esposizioni: nord, est, sud e ovest. Si supponga che le portate d'aria calcolate nelle ore di massimo carico per ogni singola zona siano le seguenti:

- zona nord: $10.000 \text{ m}^3/\text{h}$
- zona est: $19.000 \text{ m}^3/\text{h}$
- zona ovest: $24.000 \text{ m}^3/\text{h}$
- zona sud: $16.000 \text{ m}^3/\text{h}$

Con un impianto a portata d'aria costante la portata totale sarebbe di $69.000 \text{ m}^3/\text{h}$, con una ripartizione come quella mostrata in figura seguente.

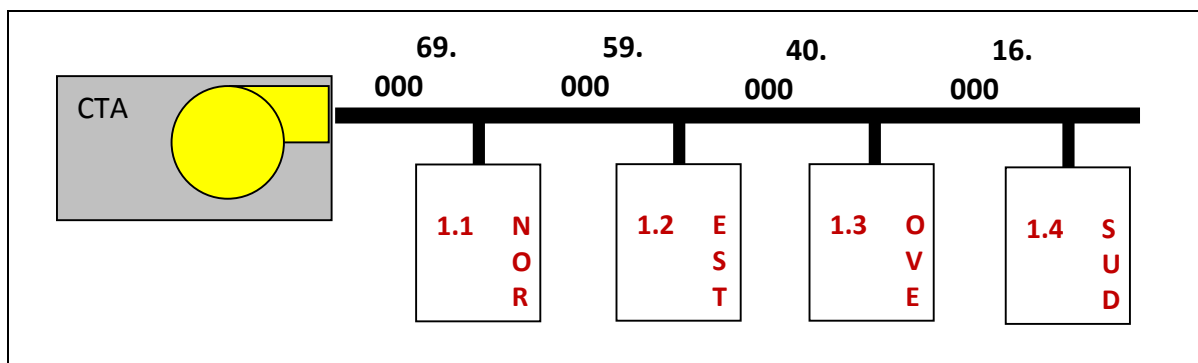


Figura 200: distribuzione delle portate d'aria in un impianto a portata costante

In un impianto a portata d'aria variabile ogni singola zona necessita della stessa portata massima. La differenza fondamentale, però, è che questa esigenza non si verifica nello stesso momento, ma in quattro ore diverse, come è chiaramente visibile in figura seguente.

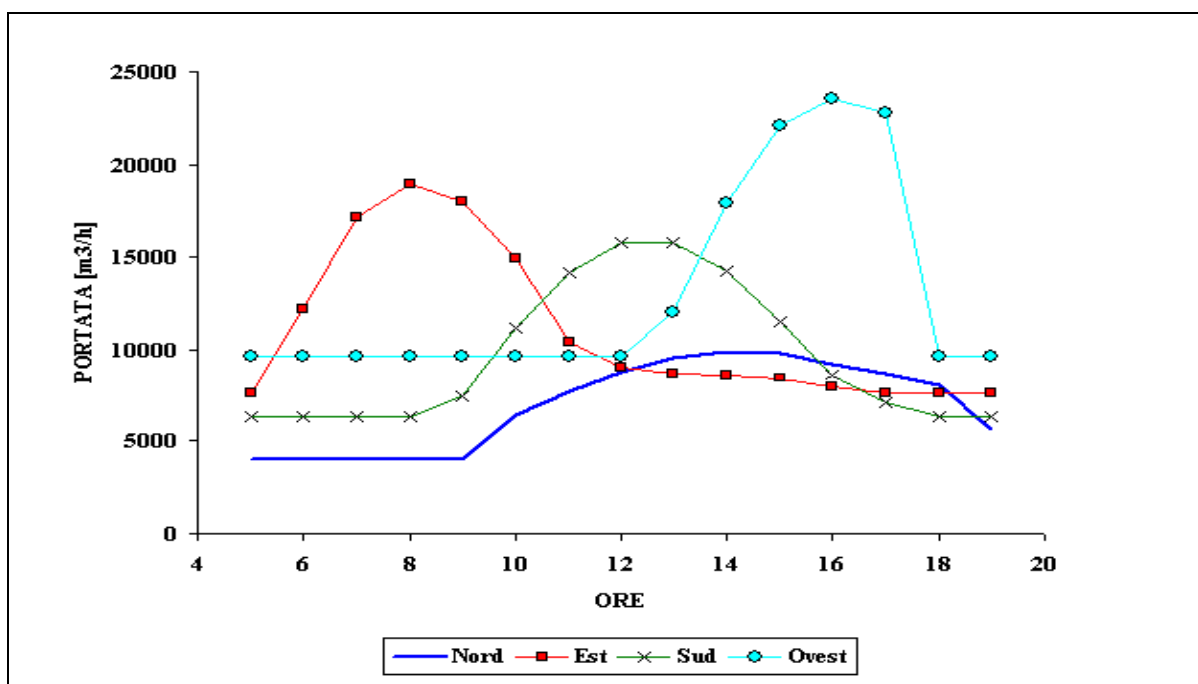


Figura 201: andamento orario delle portate d'aria nelle quattro diverse zone (nel giorno estivo più caldo)

Quindi la portata totale dell'impianto è sempre inferiore alla somma delle massime portate d'aria che, invece, determina la portata totale nel caso d'impianto a portata costante. A cosa è mostrata chiaramente in figura 8, dove è riportato l'andamento orario nel giorno estivo più caldo della portata totale dell'impianto, espressa in percentuale sulla somma delle 4 portate massime ($69.000 \text{ m}^3/\text{h}$). Come si vede, la portata massima si verifica alle ore 15 ed è pari a $52.000 \text{ m}^3/\text{h}$, ovvero il 75 % della massima portata in un impianto a portata d'aria costante. La centrale di

trattamento dell'aria è quindi più piccola del 25 %, con un notevole risparmio nel costo iniziale d'installazione.

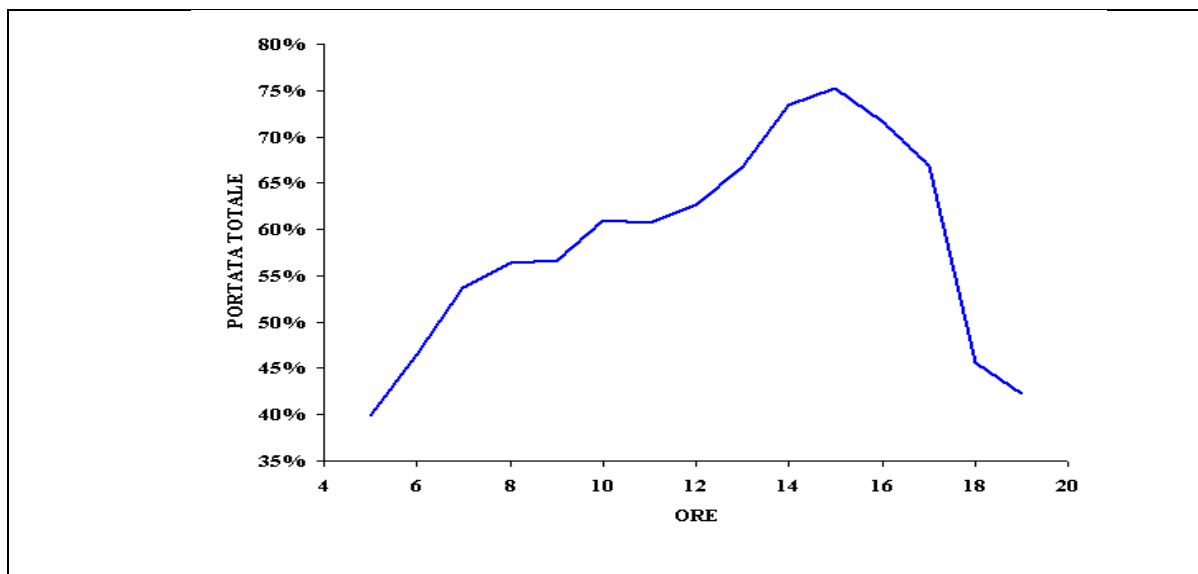


Figura 202: andamento orario della portata d'aria totale (nel giorno estivo più caldo) espressa come percentuale della somma delle massime portate per ogni zona

La riduzione delle dimensioni non si limita alla sola centrale di trattamento dell'aria, ma coinvolge anche alcuni tratti delle canalizzazioni (cfr. figura 9).

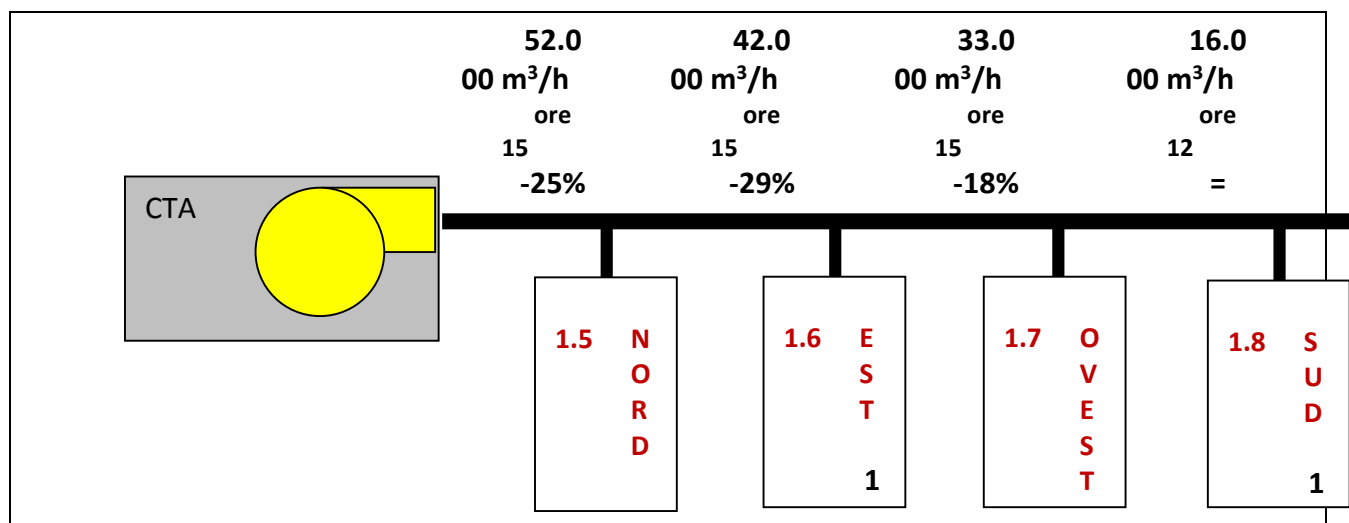


Figura 203: distribuzione delle portate d'aria in un impianto a portata variabile

Come si nota, la riduzione di portata massima attraverso i primi tre tratti di canale è notevole (nel quarto, ovviamente, rimane uguale). Ciò permette una notevole riduzione sia in termini di costi che di ingombro da parte dei canali. Bisogna, infatti, considerare che un'analoga riduzione viene effettuata anche nei canali di ripresa dell'aria, con conseguente aumento del beneficio.

Possibilità di utilizzare il free-cooling nelle mezze stagioni

L'impianto ad aria a portata variabile è preso spesso in considerazione tutte le volte in cui la tipologia di utilizzo dell'edificio richieda comunque l'installazione di un impianto ad aria. Raramente viene invece considerato come possibile alternativa agli impianti misti in edifici ad uso uffici, alberghi o per il terziario avanzato, perché considerato troppo costoso. Ciò avviene sia perché non si tiene adeguatamente presente la riduzione di dimensioni permessa da questa tipologia d'impianto, sia perché si sottovaluta la possibilità di utilizzo del free-cooling nelle mezze stagioni. L'impianto a

portata d'aria variabile, poi, associa questi benefici alla riduzione del consumo elettrico dei ventilatori. Il prossimo paragrafo, dedicato all'efficienza globale dell'impianto, sintetizza tutti i punti fino a qua descritti.

Un confronto energetico corretto: l'efficienza globale dell'impianto

Affrontando i problemi energetici legati agli impianti di climatizzazione l'abitudine fa fissare l'attenzione soprattutto sui consumi del gruppo frigorifero, perché ritenuti i più "pesanti" sul bilancio finale. Ciò è vero solamente nelle condizioni nominali di progetto, ovvero a massimo carico. Mano a mano che il carico diminuisce, il peso energetico del gruppo frigorifero si riduce, mentre aumenta quello di due componenti spesso a torto trascurati: i ventilatori dei circuiti aeraulici e le pompe dei circuiti idraulici.

Negli impianti dotati di sistemi di free-cooling l'importanza dei consumi dei ventilatori e delle pompe è ancora maggiore e la loro sottovalutazione può portare ad effetti contrari a quelli desiderati, con un aumento generale del fabbisogno annuo di energia elettrica.

6.3.6 EFFICIENZA GLOBALE DI UN IMPIANTO

Per comprendere bene il problema è necessario esprimere in modo analitico l'efficienza globale di un impianto:

$$Ef_G = \frac{P_T}{A_{GF} + A_V + A_P}$$

con:

- Ef_G *efficienza globale dell'impianto*
- P_T *potenza termica*
- A_{GF} *potenza elettrica assorbita dal gruppo frigorifero*
- A_V *potenza elettrica assorbita dai ventilatori dell'impianto*
- A_P *potenza elettrica assorbita dalle pompe dell'impianto*

Nelle condizioni nominali di progetto la potenza elettrica assorbita da un gruppo frigorifero è nettamente superiore alle altre due. La cosa, però, cambia al ridursi del carico. Infatti, mentre la potenza assorbita dal gruppo frigorifero diminuisce al diminuire del carico, la potenza assorbita dai ventilatori e dalle pompe può invece rimanere costante, assumendo un peso sempre maggiore.

Tanto per dare un ordine di grandezza, in un impianto ad aria primaria e fan-coil regolati con valvole modulanti, quindi con ventilatori sempre in funzione, il peso relativo del consumo elettrico a pieno carico estivo è per l'85% dovuto al gruppo frigorifero, 10 % ai ventilatori e 5 % alle pompe. Al 50 % del carico totale, invece, le percentuali diventano rispettivamente 62 %, 26 % e 12 %, mentre al 25 % del carico totale diventano rispettivamente 41 %, 41 %, 18 %.

Se l'efficienza globale dell'impianto viene definita partendo dall'efficienza dei singoli componenti si ha:

$$Ef_G = \frac{Ef_{GF} Ef_V Ef_P}{Ef_V Ef_P + Ef_{GF} Ef_P + Ef_{GF} Ef_V}$$

dove:

- Ef_{GF} *efficienza del gruppo frigorifero (P_T/A_{GF})*
- Ef_V *efficienza dei ventilatori dell'impianto (P_T/A_V)*
- Ef_P *efficienza delle pompe dell'impianto (P_T/A_P)*

La equazione precedente serve solo per evidenziare un aspetto importante: l'efficienza globale è sempre inferiore al valore di efficienza minima dei tre componenti. Degli esempi numerici

aiutano a comprendere meglio. Se il gruppo frigorifero ha un'efficienza pari a 5, mentre ventilatori e pompe hanno un'efficienza pari a 100, l'efficienza globale dell'impianto è pari a 4,55 (ovvero per produrre 100 kWh termici si consumano 22 kWh elettrici). Se però anche il sistema di ventilazione ha efficienza 5, come il gruppo frigorifero, l'efficienza globale scende a 2,44 (41 kWh elettrici consumati per produrre 100 kWh termici). Se infine tutti i tre componenti hanno efficienza 5, l'efficienza globale scende a 1,67, diventando 1/3 dell'efficienza di ogni singolo componente.

6.3.7 CONFRONTO ENERGETICO SU UN PALAZZO PER UFFICI

Per avere un'idea un po' più concreta del diverso comportamento delle varie tipologie d'impianto si può effettuare un'analisi secondo il BIN Method (basato sulla frequenza delle temperature) su un edificio ad uso uffici (2900 ore di funzionamento all'anno, nelle ore diurne, ovvero le più calde) suddiviso in due zone con diverso orientamento con fabbisogni termici in funzione della temperatura esterna, al netto dell'aria primaria, mostrati in Figura 204

Le portate d'aria a carico nominale sono 12000 m³/h nella zona A e 22000 m³/h nella zona B. La portata di rinnovo è di 3600 m³/h per entrambe le zone. La portata della zona B è stata calcolata per limitare a 16 °C la temperatura minima d'immissione in ogni condizione di carico, indipendentemente dalla temperatura ambiente (condizione critica a 18 °C di aria esterna e ambiente mantenuto a 21 °C), ed è pertanto abbondante nelle condizioni nominali (temperatura d'immissione al 100% di portata = 17,9 °C)

La scelta di un edificio per uffici dipende solamente dal fatto che questa è la tipologia più adatta per confrontare tutte le tipologie d'impianto. Altre utilizzazioni richiederebbero necessariamente di scartare alcuni impianti perché non compatibili (è il caso dei sistemi a fan-coil negli ospedali).

Per rendere più interessante un'analisi sicuramente semplificata, ma attendibile, i calcoli sono effettuati per tre diverse condizioni di umidità relativa media: 45%, 60% e 75%. Ciò soprattutto in considerazione della diversa efficacia degli impianti a free-cooling al variare dell'umidità relativa.

Gli impianti confrontati sono (per tutti le pompe sono ipotizzate a portata variabile):

- *aria primaria + fan-coil regolati sull'acqua mediante valvole modulanti*
- *aria primaria + fan-coil regolati sull'aria con comando On - Off.*
- *aria + pannelli radianti a pavimento*
- *aria + pannelli radianti a pavimento con utilizzo del free-cooling indiretto (un dry cooler raffredda l'acqua del circuito freddo quando la temperatura dell'aria esterna lo permette)*
- *a tutta aria a portata costante (si è ipotizzato è un doppio canale senza post riscaldamento)*
- *a tutta aria a portata costante (doppio canale) con sistema free-cooling a raffreddamento adiabatico diretto e indiretto*
- *a tutta aria a portata variabile (VAV con batterie di post-riscaldamento)*
- *a tutta aria a portata variabile (VAV con batterie di post-riscaldamento) con sistema free-cooling a raffreddamento adiabatico diretto e indiretto*
- *Per tutti gli impianti il gruppo frigorifero utilizzato è un polivalente a recupero totale. La Figura 205 mostra i risultati dell'analisi, espressi come risparmio percentuale delle varie tipologie rispetto all'impianto ad aria primaria e fan coil regolati sull'acqua.*
- *Come si può notare l'impianto base è tra i meno efficienti. Il sistema migliore in assoluto in ogni condizione è il VAV con free-cooling che garantisce risparmi tanto più elevati quanto minore è l'umidità media dell'aria.*
- *Ottimi risultati raggiungono anche l'impianto VAV senza free-cooling, quello ad aria primaria + fan-coil regolati on-off sull'aria e gli impianti a pannelli radianti.*

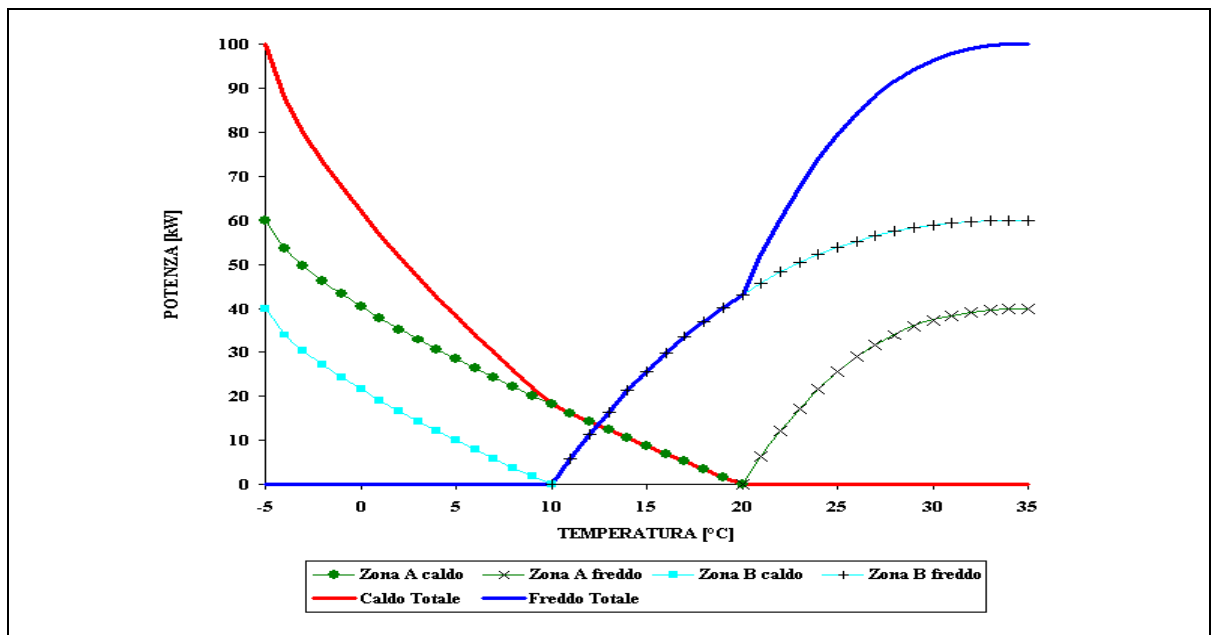


Figura 204: Carichi termici strutturali ed endogeni (al netto dell'aria primaria) al variare di temperatura esterna

I sistemi a tutta aria danno invece prestazioni decisamente peggiori, a meno di non utilizzare il free-cooling in presenza di bassi valori dell'umidità relativa.

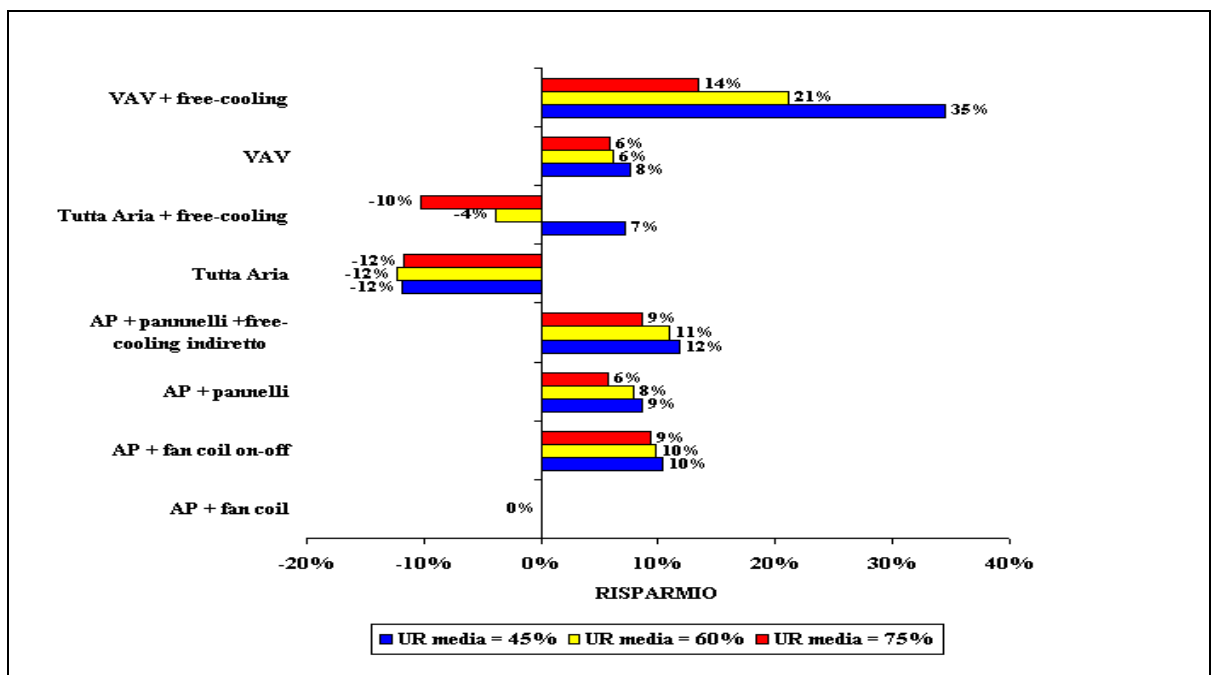


Figura 205: Risparmi ottenibili dai vari sistemi rispetto ad un impianto aria primaria + fan-coil regolati sull'acqua

7. ISOLAMENTO TERMICO DELLE TUBAZIONI

7.1 IL PROBLEMA DELL'ISOLAMENTO DEI CONDOTTI

Le reti tecnologiche trasportano fluidi di lavori ad alta o a bassa temperatura (rispetto a quella ambientale) e pertanto è necessario isolarle termicamente in modo da non disperdere potenza termica (di qualunque segno). In taluni casi le norme vigenti obbligano all'isolamento termico per conseguire un più elevato risparmio energetico e la legislazione vigente ne è un esempio con l'introduzione anche del *rendimento di distribuzione*.

Il problema dell'isolamento per fluidi caldi si risolve con le normali regole della *Trasmissione del Calore* e pertanto note le temperature del fluido trasportato e dell'ambiente esterno nonché i diametri dei condotti si determina lo spessore minimo necessario. Si ricordi che per piccoli diametri valgono le regole del *raggio critico* di isolamento e quindi occorre verificare di avere un raggio complessivo (tubo più isolamento) superiore al raggio critico $r_c = \lambda/h$ per avere convenienza economica nell'isolare.

Lo stesso dicasi per i canali d'aria ove, di solito, la geometria dei canali fa variare, non di molto, i riferimenti al raggio critico. Ci si può riferire, come criterio guida, al diametro equivalente. Volendo impostare analiticamente il problema si faccia riferimento alla Figura 206 percorsa dalla portata ponderale G di fluido alla temperatura T diversa da quella esterna T_e . Scriviamo il bilancio di energia trasmessa verso l'esterno nel tratto dL .

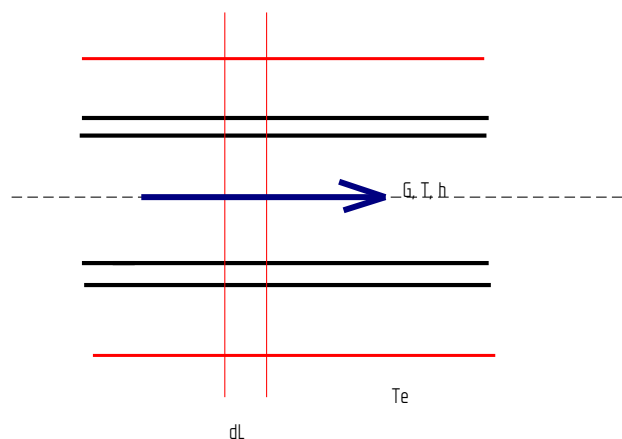


Figura 206: Schematizzazione di un condotto isolante

$$dQ = \frac{T - T_e}{R_r} dL \quad [94]$$

ove R_T è la resistenza termica per unità di lunghezza. In regime stazionario questo flusso è pari al calore trasmesso (e quindi perduto) dal fluido attraverso la sezione di passaggio. Possiamo studiare due casi principali.

Fluidi che non cambiano di fase

Si può completare il bilancio in modo semplice scrivendo:

$$dQ = \frac{T - T_e}{R_T} dL = -Gc_p dT \quad [95]$$

Integrando fra due sezioni si ha:

$$\int_1^2 \frac{dT}{T - T_e} = - \int_1^2 \frac{dL}{Gc_p R_T}$$

da cui deriva:

$$\ln \frac{T_2 - T_e}{T_1 - T_e} = - \frac{L}{Gc_p R_T}$$

Passando dai logaritmi ai numeri si ha:

$$R_T = \frac{L}{Gc_p \ln \frac{T_1 - T_e}{T_2 - T_e}} \quad [96]$$

Per tubazione fredda si ha $T_e > T_1$ e quindi:

$$T_F = T_e - (T_e - T_0) e^{\frac{L}{Gc_p R_T}} \quad [97]$$

e ancora:

$$R_T = \frac{L}{Gc_p \ln \frac{T_e - T_1}{T_e - T_2}} \quad [98]$$

Nota la portata e le caratteristiche geometriche e termiche di un condotto, si calcola la caduta di temperatura, ovvero, imposta la temperatura finale si calcola la resistenza termica necessaria.

Fluidi che cambiano di fase

In questo caso possiamo scrivere il seguente bilancio:

$$dQ = \frac{T_1 - T_e}{R_T} dL = -Gdh \quad [99]$$

Integrando si ottiene:

$$h_2 = h_1 - \frac{T_1 - T_e}{GR_T} L \quad [100]$$

$$R_T = \frac{T_1 - T_e}{T_2 - T_e} \frac{L}{G} \quad [101]$$

Nel caso di tubazione fredda, $t_e > T_1$, le precedenti equazioni divengono:

$$h_2 = h_1 + \frac{T_e - T_1}{GR_T} L \quad [102]$$

$$R_T = \frac{T_e - T_1}{T_e - T_2} \frac{L}{G} \quad [103]$$

Perché si abbia cambiamento di fase occorre che non sia superata la lunghezza massima:

$$L_{\max} = \frac{GR_T r}{\Delta T} \quad [104]$$

con r calore latente di vaporizzazione o di condensazione. Al di là di questa lunghezza il fluido si comporta come nel caso precedente e le relazioni divengono esponenziali.

Il fenomeno dello Stillicidio

Se il fluido trasportato è a bassa temperatura allora si può avere una temperatura superficiale del condotto inferiore a quella di *rugiada* nelle condizioni dell'aria esterna per cui sulla superficie laterale esterna del condotto si forma un velo di condensa che provoca alterazioni del mantello di isolamento e dei materiali vari al di sotto. E' quindi opportuno fare in modo che questo fenomeno non si verifichi. Con riferimento alla Figura 207 sia T_F la temperatura esterna del condotto, ne segue che si libera una quantità di condensa:

$$\Delta x = x_A - x_F \quad [105]$$

La temperatura limite (o di rugiada) è T_P e quindi la temperatura superficiale del condotto non deve essere inferiore a questo valore.

Con riferimento alla Figura 208 si può scrivere che il calore uscente per unità di lunghezza del condotto è pari al flusso convettivo esterno e cioè:

$$Q = \frac{T_P - T_F}{\frac{1}{2\pi h_i r_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_m} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{2\pi \lambda_l} \ln\left(\frac{r_l}{r_e}\right)} = \frac{T_A - T_P}{\frac{1}{2\pi h_e r_l}} \quad [106]$$

Da questa relazione si trae:

$$\frac{T_A - T_P}{T_F - T_F} = \frac{\frac{1}{2\pi h_e r_l}}{\frac{1}{2\pi h_i r_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_m} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{2\pi \lambda_l} \ln\left(\frac{r_l}{r_e}\right)} = \frac{R_{Te}}{R_{Ti}} \quad [107]$$

La precedente relazione esprime la proporzionalità inversa fra i salti termici parziali e le corrispondenti resistenze termiche. In fase di progetto, nota T_A e (dal diagramma psicrometrico) T_P (temperatura limite) si ricava il raggio r_l e quindi, noti i raggi interni ed esterni della tubazione, lo spessore di isolante minimo necessario.

In fase di verifica, noto r_l si calcola la T_P di parete e si controlla che sia superiore a quella di rugiada $T_{Plimite}$. Se si trascura la resistenza termica per conduzione nel materiale di cui è fatto il

condotto si può ritenere $R_{Ti} \cong \frac{\ln\left(\frac{r_l}{r_e}\right)}{2\pi \lambda_l}$ e quindi:

$$\frac{T_A - T_P}{T_P - T_F} = \frac{\frac{1}{2\pi h_e r_l}}{\frac{1}{2\pi \lambda_l} \ln\left(\frac{r_l}{r_e}\right)} \quad [108]$$

La precedente si può scrivere in forma adimensionale:

$$\frac{r_l}{r_e} \ln\left(\frac{r_l}{r_e}\right) = \frac{T_P - T_F}{T_A - T_P} \frac{\lambda_l}{h_e r_e} \quad [109]$$

Questa relazione è del tipo:

$$x \ln(x) = \text{costante}$$

e quindi è una equazione trascendentale che può essere risolta graficamente, come indicato in Figura 209 o con metodi numerici mediante calcolatore.

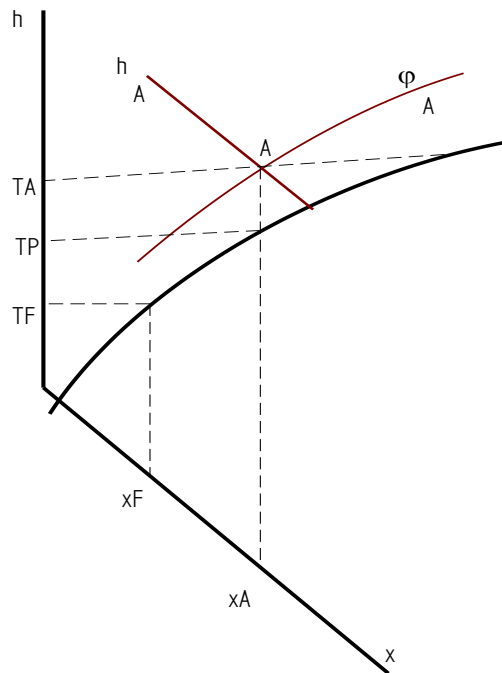


Figura 207: Formazione di condensa- stillicidio

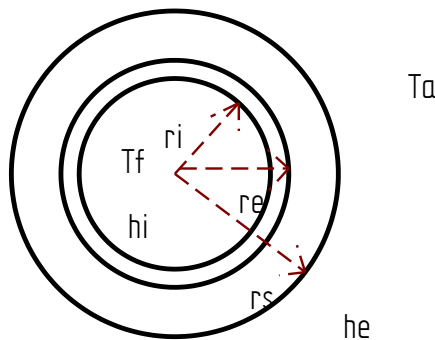


Figura 208: Tubazione isolata

Data la grande variabilità delle condizioni ambientali esterne è opportuno riferirsi alle condizioni peggiori per motivi cautelativi. Nel caso di geometria piana (come, ad esempio, pareti dei canali rettangolari) le precedenti relazioni variando, semplificandosi, nella forma seguente:

$$Q = \frac{T_P - T_F}{\frac{s_I}{\lambda_I} + \frac{s_m}{\lambda_m} + \frac{1}{h_i}} = \frac{T_A - T_P}{\frac{1}{h_e}} \quad [110]$$

Con analogo procedimento visto per condotti cilindrici si ha:

$$\frac{T_P - T_F}{T_A - T_P} = \frac{\frac{s_I}{\lambda_I} + \frac{s_m}{\lambda_m} + \frac{1}{h_i}}{\frac{1}{h_e}} \quad [111]$$

Da questa, risolvendo in modo esplicito, si ha:

$$s_I = \lambda_I \left(\frac{1}{h_e} \frac{T_P - T_F}{T_A - T_P} - \frac{s_m}{\lambda_m} - \frac{1}{h_i} \right) \quad [112]$$

E' ovvio che se il calcolo precedente porta ad avere $s_I < 0$ allora basta la parete nuda del condotto a garantire che sia $T_P > T_{\text{plimite}}$.

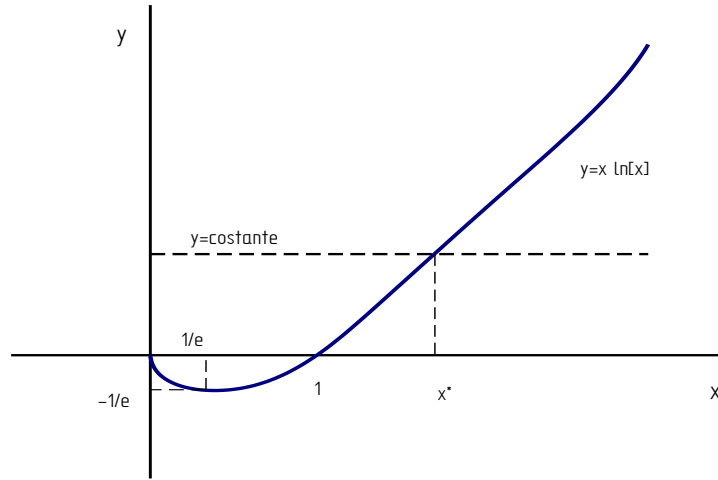


Figura 209: Determinazione dello spessore di isolante

7.1.1 TUBI PERCORSI DA FLUIDI QUASI SATURI

Spesso occorre trasportare fluidi prossimi al punto di saturazione, come avviene per il trasporto di vapore negli impianti industriali o anche di riscaldamento a vapore. Durante il moto il fluido scambia calore con l'esterno per trasmissione termica attraverso le pareti e riceve calore per effetto delle dissipazioni per attrito durante il moto. Queste ultime condizioni divengono importanti nel caso di moto bifase perché le perdite sono superiori a quelle corrispondenti monofase.

Poiché i fenomeni di laminazione per attrito sono eliminabili (per il 2° Principio della Termodinamica) allora occorre bilanciare la rete di distribuzione in modo far pervenire alle utenze il vapore nelle condizioni desiderate.

Tubazione percorsa da vapore saturo

Detta G la portata ponderale di vapore saturo, il calore trasmesso attraverso le pareti è:

$$dQ = \frac{T_c - T_e}{R_T} dL \quad [113]$$

Il flusso termico ottenuto per attrito vale:

$$dQ = \frac{G}{\rho_v} \psi dL = \frac{G}{\rho_v} \xi \frac{\rho_v w^2}{D_i} \frac{\varphi dL}{2} = \frac{8 \xi \varphi G^3}{\rho_v^2 \pi^2 D_i^5} dL \quad [114]$$

ove si è posto:

- $\psi = \xi \frac{\rho_v w^2}{2 D_i}$ la perdita per unità di lunghezza;
- $\varphi = \frac{L + L_e}{L}$ con l'ipotesi di uniforme distribuzione delle resistenze localizzate.

Eguagliando i secondi membri si ottiene:

$$\frac{T_c - T_e}{R_T} dL = \frac{8 \xi \varphi G^3}{\rho_v^2 \pi^2 D_i^5} dL \quad [115]$$

Ovvero

$$\frac{R_T}{D_i^5} = \frac{(T_c - T_e) \rho_v^2 \pi^2}{8 \xi \varphi G^2} \quad [116]$$

La resistenza termica R_T vale:

$$R_T = \frac{1}{2\pi h_i r_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_m} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{2\pi \lambda_l} \ln\left(\frac{r_l}{r_e}\right) + \frac{1}{2\pi h_e r_e} \cong \frac{1}{2\pi \lambda_l} \ln\left(\frac{D_l}{D_e}\right) \quad [117]$$

e pertanto si ha:

$$\ln\left(\frac{D_l}{D_e}\right) = K D_i^5 \quad [118]$$

dove si è posto:

$$K = \frac{\lambda_l (T_c - T_e) \rho_v^2 \pi^2}{4 \varphi \lambda G^3}$$

Si può ancora scrivere:

$$\ln\left(\frac{D_l}{D_e}\right) = K' D_e^5$$

ove, ponendo:

$$D_e = k D_i$$

si ha:

$$K' = \frac{K}{k^5}$$

Nota la portata G e note le condizioni del vapore, fissato il diametro D_i e la velocità del vapore si calcolano ψ , K , K' e quindi diametro del tubo isolato, D_l .

Tubazione percorsa da liquido saturo

In questo caso le rientrate di calore e il riscaldamento per attrito sono complementari ed occorre determinare il grado di sottoraffreddamento del liquido affinché l'azione combinata dei due fenomeni porti il liquido in condizioni di saturazione all'utenza. La temperatura del liquido sottoraffreddato risulta variabile e si ha:

$$dQ = \frac{T_e - T}{R_T} dL \quad [119]$$

Ponendo ancora:

$$D_r = k D_i$$

si ha che il riscaldamento per attrito vale:

$$dQ' = \frac{8 \varphi \xi \varphi G^3 k^5}{\rho_L^2 \pi^2 D_e^5} dL \quad [120]$$

L'equazione di bilancio termico dice che la somma dei due precedenti flussi deve eguagliare il riscaldamento del fluido:

$$\frac{T_e - T}{R_T} dL + \frac{8 \varphi \xi \varphi G^3 k^5}{\rho_L^2 \pi^2 D_e^5} dL = G c_p dT \quad [121]$$

da cui si ricava:

$$\frac{dL}{dT} + \frac{T}{Gc_p R_T} = \frac{Te}{Gc_p R_T} + \frac{8\varphi \xi \varphi G^3 k^5}{\rho_L^2 \pi^2 D_e^5} \quad [122]$$

L'omogenea associata di questa equazione integrale è:

$$\frac{dL}{dT} + \frac{T}{Gc_p R_T} = 0$$

il cui integrale generale è:

$$T = C_1 e^{-\frac{L}{Gc_p R_T}}$$

Un integrale particolare può ottenersi ponendo:

$$T = \text{cost}$$

e quindi si ha:

$$T = T_e + \frac{8\varphi \xi \varphi G^3 k^5 \varphi R_T}{\rho_L^2 \pi^2 D_e^5}$$

Pertanto la soluzione della [122] è data da:

$$T = C_1 e^{-\frac{L}{Gc_p R_T}} + T_e + \frac{8\varphi \xi \varphi G^3 k^5 \varphi R_T}{\rho_L^2 \pi^2 D_e^5} \quad [123]$$

Imponendo la condizione che per $L=0$ sia $T=T_0$ si ha:

$$T = \left(T_0 - T_e - \frac{8\varphi \xi \varphi G^3 k^5 \varphi R_T}{\rho_L^2 \pi^2 D_e^5} \right) e^{-\frac{L}{Gc_p R_T}} + T_e + \frac{8\varphi \xi \varphi G^3 k^5 \varphi R_T}{\rho_L^2 \pi^2 D_e^5} \quad [124]$$

Si osservi che vale il limite:

$$\lim_{L \rightarrow 0} T = T_0$$

e ancora:

$$\lim_{L \rightarrow \infty} T = T_e + \frac{8\varphi \xi \varphi G^3 k^5 \varphi R_T}{\rho_L^2 \pi^2 D_e^5}$$

L'andamento della temperatura del fluido è data in Figura 210.

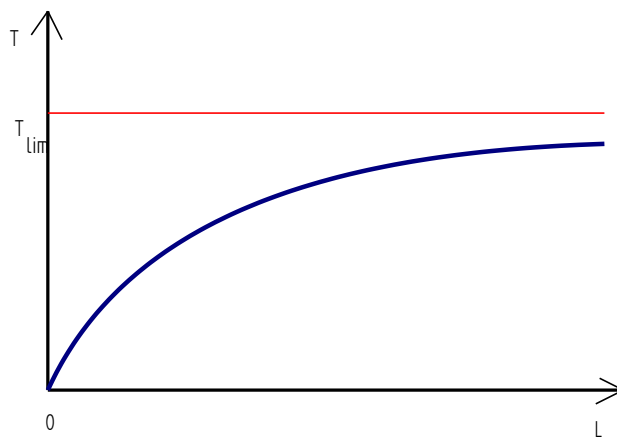


Figura 210: Andamento della temperatura del fluido

Come significato fisico di questa tendenza al limite si può dire che, raggiunta la T_{limite} il fluido si porta in condizioni tali da scambiare con l'esterno (si ricordi che è $T_{\infty} > T_e$) il calore dissipato per attrito fluidodinamico, come si può verificare ricavando dalla $T_{\infty} = T_e + \frac{8\varphi \xi \varphi G^3 k^5 \varphi R_T}{\rho_L^2 \pi^2 D_e^5}$ il rapporto:

$$\frac{T_{\infty} - T_e}{R_T} = \frac{8\phi \xi \phi G^3 k^5 \phi}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5}$$

ovvero $Q=Q'$.

Tubazione percorsa da vapore inizialmente surriscaldato

Se si desidera distribuire alle utenze vapore saturo allora occorre che esso sia immesso in rete inizialmente surriscaldato in modo da avere, per effetto degli scambi di flusso con l'esterno e per attrito, le condizioni di vapore saturo secco finali.

Con la trattazione seguita per i casi precedenti otteniamo che il bilancio di energia vale:

$$\frac{T - T_e}{R_T} dL + \frac{8\phi \xi \phi G^3 k^5}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5} dL = G c_{pv} dT \quad [125]$$

e l'integrale dell'equazione differenziale che ne deriva vale, con analogo ragionamento visto in precedenza:

$$T = \left(T_0 - T_e - \frac{8\xi \phi G^3 k^5 \phi R_T}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5} \right) e^{-\frac{L}{G c_{pv} R_T}} + T_e + \frac{8\phi \xi \phi G^3 k^5 \phi R_T}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5} \quad [126]$$

dalla quale, noto il diametro D_e si ricava D_i .

Nota la resistenza termica R_T , imponendo che per $L=L_F$ sia $T=T_s$ (temperatura di saturazione) si ottiene

$$T_0 = T_e + \frac{8\xi \phi G^3 k^5 \phi R_T}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5} + \left(T_s - T_e - \frac{8\xi \phi G^3 k^5 \phi R_T}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5} \right) e^{-\frac{L}{R_T G c_{pv}}} \quad [127]$$

Se $T_0 < T_s$ allora le dissipazioni fluidodinamiche risultano maggiori del flusso scambiato attraverso le pareti e pertanto il fluido dovrà essere immesso nella sezione di ingresso in condizioni umide e non surriscaldate. L'equazione di bilancio risulta:

$$G dh = \frac{8\xi \phi G^3 k^5 \phi}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5} dL - \frac{T_c - T_e}{R_T} dL \quad [128]$$

Da questa deriva l'equazione a variabili separabili:

$$\frac{dh}{dL} = \frac{8\xi \phi G^3 k^5 \phi}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5} - \frac{T_c - T_e}{G R_T} \quad [129]$$

Ne segue che l'integrale è:

$$h_F - h_0 = \left(\frac{8\xi \phi G^3 k^5 \phi}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5} - \frac{T_c - T_e}{G R_T} \right) L_F \quad [130]$$

Se imponiamo che per $L=L_F$ sia l'entalpia finale h_F pari a quella del vapore saturo secco si può ricavare il titolo di vapore in ingresso dalla relazione:

$$h_0 = h_F - \left(\frac{8\xi \phi G^3 k^5 \phi}{\rho_v^2 \pi^2 D_e^5} - \frac{T_c - T_e}{G R_T} \right) L_F \quad [131]$$

Quanto sopra detto completa i casi possibili per fluidi in prossimità delle condizioni di saturazione.

7.2 ISOLAMENTO DELLE TUBAZIONI

La L. 10/91 e il DPR 412/93 impongono che le tubazioni siano isolate anche al fine di massimizzare il rendimento di distribuzione η_d definito dalla relazione:

$$\eta_d = \frac{Q_{hr}}{Q_{hr} + Q_{dnr}}$$

con:

- Q_{hr} è l'energia termica richiesta per il riscaldamento della zona, fornita in parte dal corpo scaldante (Q_{rad}) ed in parte dalle tubazioni correnti all'interno dell'involucro riscaldato (Q_{dr} è il calore disperso recuperato);
- Q_{dnr} è l'energia termica dispersa dalla rete di distribuzione corrente all'esterno dell'involucro riscaldato e quindi non recuperata.

Il calcolo dettagliato del calore Q_{dnr} disperso dalla rete di distribuzione e non recuperato va effettuato secondo la norma *UNI 10347*, che fornisce le metodologie di calcolo per le diverse situazioni di seguito illustrate. L'energia scambiata da un fluido che scorre all'interno di una tubazione con l'ambiente che la circonda si determina, in generale, con la seguente formula:

$$Q_d = \frac{\pi D_1 L}{R} \cdot \Delta\theta_{fa} \cdot t_p$$

dove:

- R è la resistenza termica globale, in m^2K/W ;
- D_1 è il diametro esterno della tubazione, in m;
- L è la lunghezza equivalente della tubazione, cioè la lunghezza effettiva della tubazione, aumentata di una opportuna quantità, che tenga conto della maggiore energia scambiata a causa della presenza di punti singolari quali staffe, appoggi, distanziatori, valvole, ecc., (in caso di tubi affiancati, anche all'interno di un unico involucro isolante, L è la somma della lunghezza dei tubi) in m;
- $\Delta\theta_{fa} = (\theta_f - \theta_a)$ è la differenza tra la temperatura media del fluido termovettore e la temperatura dell'ambiente che circonda la tubazione, in °C.
- La differenza di temperatura $\Delta\theta_{fa}$ fra fluido e ambiente dipende dalla quantità di corpi scaldanti installata (a sua volta funzione della temperatura di progetto) e dal tipo di conduzione e si calcola nel seguente modo:

$$\Delta\theta_{fa} = \left(\frac{\Phi_m}{\Phi_n} \right)^{1/n} \Delta\theta_n$$

dove:

- Φ_m è la potenza media erogata dai terminali di emissione nel periodo considerato, in W, determinata come segue:

$$\Phi_m = \frac{Q_{hr}}{t_p}$$

dove:

- Q_{hr} è il fabbisogno energetico utile reale, in J;
- t_p è la durata del periodo di erogazione del calore, in s;
- Φ_n è la potenza termica nominale (nelle condizioni previste dalla relativa norma di prova) degli stessi terminali di emissione, in W;
- $\Delta\theta_n$ è la differenza di temperatura nominale (prevista dalla norma di prova) fra corpo scaldante e ambiente, in °C;
- n è l'esponente che definisce la caratteristica di emissione della tipologia di corpo scaldante, fornito dal costruttore o, in mancanza, dalla Tabella 28.


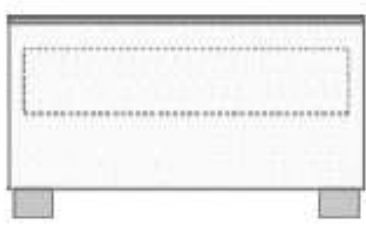
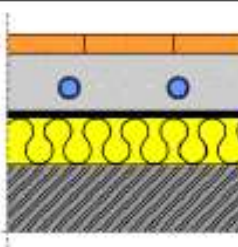

DESCRIZIONE	FIGURA	VALORE DI n
Corpi scaldanti a convezione naturale		1,3
Termoconvettori		1,4
Pannelli radianti		1,13
Ventiloconvettori		1,0

Tabella 28: Valori dell'esponente n per il calcolo della potenza erogata dai terminali

8. CIRCOLAZIONE DEI FLUIDI BIFASE

8.1 LA PROBLEMATICHE DEI FLUIDI BIFASE

Un fluido si dice bifase quando è costituito da due fasi fisiche distinte una liquida ed una gassosa. Una miscela di acqua ed aria, ad esempio, costituisce una miscela bifase, come pure una miscela di acqua e vapore d'acqua in equilibrio con essa.

L'interesse scientifico e tecnico per queste miscele è grandissimo per le notevoli applicazioni che si possono avere. Si pensi, ad esempio, agli impianti nucleari³³, agli impianti solari³⁴, agli impianti termotecnici civili ed industriali (ad esempio le caldaie e i generatori di vapore). Il moto delle miscele bifase pone diversi problemi di calcolo fluidodinamico per le diverse azioni inerziali che esercitano la fase liquida e la fase gassosa.

In generale uno studio analitico completo richiede l'applicazione delle equazioni di *Navier Stokes* e dell'energia (vedi *Convezione Termica in Fisica Tecnica*) sia per la fase liquida che per quella gassosa. Inoltre, a causa dei diversi regimi di moto che si possono instaurare nel moto bifase (vedi dopo), si ha la doppia necessità di scrivere ed integrare le suddette equazioni di equilibrio sia nel dominio dello spazio (cioè in zone omogenee) che del tempo (condizioni tempo varianti).

Se il moto dei fluidi bifase è associato anche ad uno scambio energetico (ad esempio in un tubo bollitore di una caldaia o di un impianto nucleare) allora si hanno, contemporaneamente ai fenomeni fluidodinamici, fenomeni di cambiamento di fase (ebollizione e/o condensazione) che complicano non poco le equazioni di bilancio.

Così, ad esempio, perdite di pressione nell'ebollizione sottoraffreddata sono più elevate di quelle in ebollizione ordinaria e pur tuttavia l'incremento non è eccessivo.

Le perdite di pressione bifase sono sempre maggiori di quelle monofasi e pertanto occorre sempre stimarle correttamente per evitare problemi di sottodimensionamento delle pompe di circolazione. L'equazione dell'energia già vista all'inizio del corso sotto forma di equazione di Bernoulli generalizzata può essere scritta in forma differenziale nella forma:

$$-dp = \frac{w dw}{v} + \rho g dz + \xi \frac{dl}{d} \frac{w^2}{2v} + \frac{dL_m}{v}$$

Ricordando l'equazione di continuità $\dot{m} = \rho w S$ l'equazione di Bernoulli generalizzata si può ancora scrivere nella forma:

³³ Nei reattori ad acqua bollente si ha una circolazione di acqua con piccole percentuali di vapore in equilibrio termico. Questo fluido assolve sia alle funzioni di refrigerazione che di moderazione neutronica.

³⁴ Le centrali eliotermiche di potenza utilizzano sia miscele acqua-vapore (centrali tipo Francia) che di metalli liquidi (Sodio fuso o leghe NaK o similari). Anche i collettori a vetro usano una miscela bifasica costituita da freon liquido e aeriforme.

$$-dp = \frac{\dot{m}^2}{S^2} dv + \gamma dz + \xi \frac{1}{d} \frac{\dot{m}^2}{2S^2} v dl + \frac{dL_m}{v} \quad A)$$

ove si ha il seguente simbolismo:

- γ peso specifico del fluido, kg/m³;
- ρ densità del fluido, kg/m³;
- v volume specifico del fluido, m³/kg;
- w velocità del fluido, m/s;
- L_m lavoro motore sul fluido, J/kg;
- ξ fattore d'attrito del condotto;
- d diametro (o diametro equivalente) del condotto, m;
- l lunghezza del condotto, m;
- p pressione nel fluido, Pa;
- \dot{m} portata di massa del fluido, kg/s.
- G accelerazione di gravità, m²/s.

Si osservi che qualora ci riferisce alla velocità media del fluido nella sezione di passaggio del condotto occorre tenere conto, nelle precedenti relazioni, di un fattore pari a 1.2 per moto turbolento e 1.8 per moto laminare, cioè occorre scrivere $\alpha \bar{w}$ al posto della sola velocità. A questa equazione si associa l'equazione dell'energia per sistemi aperti stazionari:

$$q + l = \Delta_{1-2} \left(\frac{w^2}{2} + gz + h \right)$$

ove si è indicato con:

- h l'entalpia del fluido, J/kg;
- q il calore fornito all'unità di massa di fluido, J/kg;
- $l = l_m + l_r$ il lavoro totale fornito all'unità di massa di fluido, J/kg.

Data l'arbitrarietà nella scelta delle sezioni di integrazione si fa in modo da non avere, all'interno del condotto in esame, alcun organo motore e pertanto possiamo annullare il lavoro motore presente nelle precedenti equazioni. Integrando l'equazione di Bernoulli generalizzata fra due sezioni 1 e 2 prive di organi motori si ottiene la seguente espressione:

$$p_1 - p_2 = \underbrace{\frac{\dot{m}^2}{S^2} (v_2 - v_1)}_{\text{Slip}} + \underbrace{\int_1^2 \frac{dz}{v}}_{\text{Gravimetriche}} + \underbrace{\frac{\dot{m}^2}{2S^2} \frac{1}{d} \int_1^2 \xi v dl}_{\text{Attrito}} \quad B)$$

Questa equazione dice chiaramente che la differenza di pressione fra la sezione iniziale e finale nel condotto esaminato è somma dei tre termini a secondo membro che esprimono, nell'ordine:

- le perdite di pressione per effetto della variazione di energia cinetica (perdite di slip);
- per perdite per alleggerimento termico dovute all'azione della gravità;
- le perdite di attrito totali dovute alla viscosità del fluido.

Nel caso di moto bifase le perdite di *slip* debbono tenere conto anche delle diverse velocità delle due fasi e quindi dell'attrito virtuale che si viene a determinare nel moto relativo (scorrimento o *slip*) della fase più veloce rispetto a quella più lenta. Questo termine presenta notevoli difficoltà di calcolo anche in considerazione del tipo di moto che si instaura nel condotto.

Le perdite gravimetriche sono certamente le più semplici da valutare, come si vedrà nel prosieguo. Le perdite di attrito sono nuovamente complesse da determinare proprio per l'eterogeneità del fluido bifase e del tipo di moto nel condotto.

8.2 TIPI DI MOTO BIFASE

Per condotti verticali si è avuto modo di esaminare i regimi di flusso che si instaurano durante l'ebollizione dinamica in un tubo bollitore, come illustrato dalla Figura 211. I regimi possono essere:

- *Moto a bolle*: il vapore si muove sotto forma di bolle sparse in una matrice di liquido;
- *Moto a tappi*: il vapore è presente in quantità elevate e tali da creare, per coalescenza fra bolle vicine, dei veri e propri tappi interni al condotto;
- *Moto anulare*: il liquido si muove in aderenza alle pareti e il vapore nel cuore interno della sezione del condotto;
- *Moto a nebbia*: il liquido è quasi del tutto evaporato ed occupa tutto il volume disponibile mentre il liquido, in quantità residuali, si muove sotto forma di minute goccioline sparse nella matrice di vapore.

Ciascuna di queste tipologie di flusso richiede un tipo di analisi particolare per la necessità, come sopra accennato, di dovere integrare le equazioni di Navier Stokes e dell'energia in zone di spazio spesso determinate casualmente e quindi senza alcuna possibilità pratica di previsione analitica.

Del resto anche l'istaurarsi del regime di moto non è facile da prevedere anche se esistono alcune mappe sperimentali che delimitano, certamente non in modo preciso, i campi di esistenza dei vari regimi di flusso.

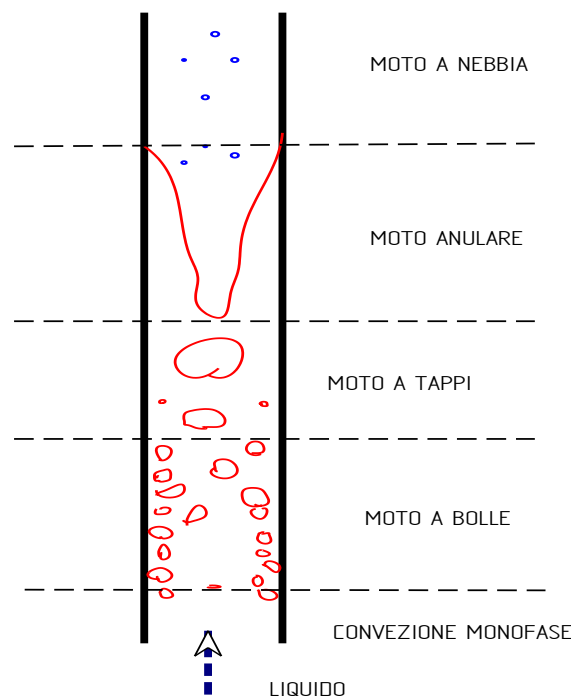


Figura 211: Regimi di moto in condotto verticale durante l'ebollizione

In Figura 212 si ha un esempio di regimi di flusso per l'ebollizione in condotti orizzontali.

Oltre ai regimi visti in precedenza si ha il moto *stratificato* nel quale la fase liquida si mantiene, per gravità, in basso e la frazione aeriforme nella parte superiore sotto forma di bolle. L'instaurarsi di un regime di moto piuttosto che un altro dipende fortemente dai rapporti delle portate della fase liquida e della fase aeriforme.

I profili di velocità nel moto bifase non hanno una definizione ben precisa, come del resto si può intuire, e spesso si ricorre a rappresentazioni fittizie di tipo polinomiali determinate con esperienze mirate per particolari regimi di moto.

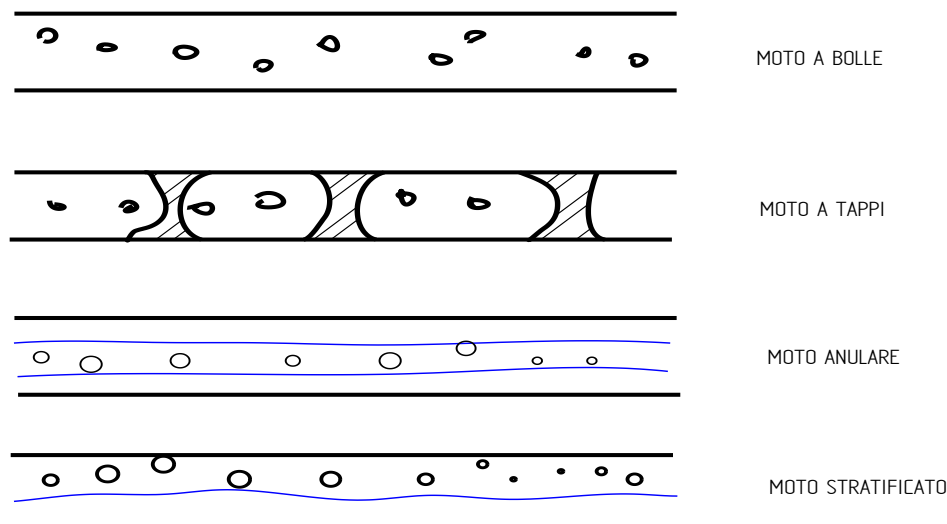


Figura 212: Regimi di moto in condotto orizzontale durante l'ebollizione

8.3 CALCOLO DELLE PERDITE DI PRESSIONE IN REGIME BIFASE

In calcolo delle perdite di pressione nel moto bifase è stato oggetto di studi da diversi decenni. Inizialmente in mancanza di sperimentazioni pratiche si è cercato di proporre metodi analitici basati su ipotesi di moto semplificati e in particolare immaginando che il fluido complessivo bifase fosse determinato dalle caratteristiche medie di un fluido omogeneo opportunamente definito. Negli anni 'settanta si sono avute le prime sperimentazioni di Martinelli e Nelson che hanno portato alla definizione di metodi semiempirici ritenuti più affidabili di quelli solamente teorici.

Negli anni 'novanta le esperienze di Thom hanno fornito una metodologia semiempirica completa oggi ritenuta fondamentale per il calcolo delle perdite di pressione in regimi bifasi.

8.3.1 METODO DI HANFORD

E' uno dei primi metodi di calcolo analitico delle perdite di pressione e si basa su alcune ipotesi semplificative che qui riportiamo:

- Si suppone il condotto orizzontale e quindi si trascurano le perdite gravitazionali;
- Il fluido si suppone omogeneo avente volume specifico dato dalla relazione:

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2}$$

ove, per miscele sature, si ha, come si ricorda dalla *Termodinamica*: $v = v_l + x(v_v - v_l)$ con v_l volume specifico del liquido, v_v volume specifico del vapore ed x titolo della miscela. Inoltre il punto 1 indica l'ingresso del condotto e 2 l'uscita.

La velocità media del fluido è data dalla relazione inversa di Leonardo: $\bar{w} = \dot{m} / \rho S$.

Si definisce, inoltre, la fluidità (inverso della *viscosità newtoniana*) data dalla relazione:

$$\frac{1}{\mu} = \frac{1-x}{\mu_l} + \frac{x}{\mu_v}$$

con la solita convenzione sui pedici. La fluidità media del fluido omogeneo è data, analogamente a quanto visto per volume specifico medio, dalla relazione:

$$\mu_m = \frac{\mu_1 + \mu_2}{2}$$

essendo 1 e 2 l'ingresso e l'uscita del condotto considerato. Nel caso di un tubo bollitore o in ogni caso con scambi termici con l'esterno l'ipotesi di un fluido omogeneo per lunghi condotti appare poco realistica e in ogni caso fortemente dipendente, per via dei volumi specifici e delle viscosità, dalle pressioni locali nelle sezioni di condotto. Pertanto si può suddividere il condotti in tratti di piccola lunghezza all'interno dei quali le ipotesi di omogeneità appaiono maggiormente valide. Per ogni condotto si può scrivere, con l'ipotesi $dz=0$, l'equazione di Bernoulli:

$$p_1^{(i)} - p_2^{(i)} = \frac{\dot{m}^2}{S^2} (v_2^{(i)} - v_1^{(i)}) + \frac{\dot{m}^2}{2S^2} \frac{1}{d} \xi^{(i)} v_m^{(i)} l^{(i)}$$

ove con l'apice (i) si intende il generico tratto del condotto. In pratica partendo dal primo tratto, nel quale è nota la pressione $p_1^{(1)}$, si determina la pressione di uscita $p_2^{(1)}$ che è poi la pressione di ingresso del secondo tratto, cioè si ha $p_1^{(2)} = p_2^{(1)}$ e così via per gli altri tronchi fino ad arrivare alla p_2 d'uscita dell'ultimo tronco che coincide con la pressione finale all'uscita del condotto. In definitiva la somma delle equazioni parziali dei singoli tratti porta all'equazione totale:

$$p_1 - p_2 = \frac{\dot{m}^2}{S^2} \sum_1^2 (v_2^{(i)} - v_1^{(i)}) + \frac{\dot{m}^2}{2S^2} \frac{1}{d} \sum_1^2 \xi^{(i)} v_m^{(i)} l^{(i)}$$

Il coefficiente di attrito ξ può essere calcolato con la classica relazione di Weissbach valida per tubi lisci:

$$\xi = 0.184 \text{ Re}^{-0.2}$$

per cui per ogni singolo tratto si può scrivere l'equazione di bilancio³⁵:

$$p_1^{(i)} - p_2^{(i)} = \frac{\dot{m}^2}{S^2} (v_2^{(i)} - v_1^{(i)}) + 0.184 \left(\frac{\dot{m}}{S} \right)^{1.8} \frac{d^{-1.2} \mu_{(i)}^{0.2}}{2} v_m^{(i)} l^{(i)}$$

Per calcolare il volume specifico medio, v_m , occorre conoscere come varia il titolo in funzione della lunghezza e della pressione parziale del tratto considerato. L'equazione dell'energia per il singolo tratto (sempre supposto orizzontale) diviene:

$$q_e^{(i)} = \Delta h^{(i)} \left(h + \frac{\bar{w}^2}{2} \right)$$

L'entalpia della miscela bifase in una generica sezione (i) è dato da:

$$h = h_l + xr$$

ove r è il calore latente di vaporizzazione alla pressione parziale nel tratto. Fra le sezioni 1 e 2 di ciascun tratto si ha:

$$\Delta_{1,2} = \Delta h_l + r_2 x_2 - r_1 x_1$$

ove r_2 ed r_1 sono i calori latenti di vaporizzazione alle pressioni p_2 e p_1 ed è:

$$\Delta h_l = h_{l_2} - h_{l_1}$$

la variazione delle entalpie specifiche del liquido alle pressioni suddette. Combinando le precedenti equazioni si ha, per la velocità media, l'espressione:

$$\bar{w} = \frac{\dot{m}}{S} v = \frac{\dot{m}}{S} [v_l + x(v_v - v_l)]$$

Pertanto si ha:

³⁵ Si ricordi che vale la relazione: $\text{Re} = \rho w d / \mu = \rho w d / \mu = d \dot{m} / \mu S$ e quindi è

$$\xi = 0.184 \text{ Re}^{-0.2} = 0.184 \left(\frac{d}{\mu} \right)^{0.2} \left(\frac{\dot{m}}{S} \right)^{-0.2}.$$

$$\Delta \frac{\bar{w}^2}{2} = \frac{\dot{m}^2}{2S^2} \left[v_{l1} + x_2 (v_{v2} + v_{l2}) \right]^2 - \left[v_{l1} + x_1 (v_{v1} + v_{l1}) \right]^2$$

ove v_l e v_v sono note una volta conosciute le pressioni p_2 e p_1 .

Si osservi che i volumi specifici del liquido, non appena il titolo x supera qualche centesimo, divengono trascurabili di fronte ai volumi specifici del vapore, per cui la precedente diviene:

$$\Delta \frac{\bar{w}^2}{2} \approx \frac{\dot{m}^2}{2S^2} \left[x_2^2 v_{v2}^2 - x_1^2 v_{v1}^2 \right]$$

Con gli sviluppi sopra esposti si può applicare il metodo di Hanford per approssimazioni successive. Nota la pressione iniziale del primo tratto si stima la pressione di uscita dello stesso tratto e si calcola la x_2 dello stesso tratto (eventualmente risolvendo l'equazione di 2° grado sopra indicata). A questo scopo, trascurando il termine cinetico (di solito piccolo rispetto ai termini termici) si può scrivere:

$$q_e^{(1)} - \Delta^{(1)} h_1 + r_1^{(1)} x_1^{(1)} = r_2^{(1)} x_2^{(1)}$$

Il calore fornito $q_e^{(1)}$ può essere calcolato dalla relazione:

$$q_e^{(1)} = \frac{1}{\dot{m}} \int_1^{l^{(1)}} q b dz$$

con b perimetro del condotto. nota $x_2^{(1)}$ si ricava $v_2^{(1)}$ dalla relazione:

$$v_2^{(1)} = v_{l2}^{(1)} + x_2^{(1)} (v_{v2}^{(1)} - v_{l2}^{(1)})$$

e quindi:

$$v_m^{(1)} = \frac{v_1^{(1)} + v_2^{(1)}}{2}$$

Si calcola poi:

$$\mu_m^{(1)} = \frac{\mu_1^{(1)} + \mu_2^{(1)}}{2}$$

Ora si ricava il valore della pressione di uscita $p_2^{(1)}$ che di solito differisce da quella inizialmente stimata. Se la differenza è minore dell'errore massimo tollerabile allora si procede con il tratto successivo reiterando le operazioni appena descritte.

Nel caso di differenza maggiore dell'errore ammissibile allora si assume la $p_2^{(1)}$ appena calcolata e si riparte per una nuova iterazione fino a quando la differenza fra il valore di calcolo attuale e quello del ciclo precedente è minore dell'errore ammissibile.

La caduta di pressione totale è quindi data da:

$$\Delta p_{1,2} = \sum_{i=1}^{i=N} (p_1^{(i)} - p_2^{(i)})$$

Osservazioni sul metodo di Hanford.

L'ipotesi di modello omogeneo, alla base del metodo di Hanford, presuppone che la fase aeriforme sia in percentuale piccolissima (o che si abbia moto a nebbia) o che la pressione media sia elevata e vicina alla pressione critica del fluido.

Si ricordi, infatti, che alla pressione critica non si ha differenza fra la fase liquida e quella aeriforme. In queste condizioni la precisione del metodo è dell'ordine del 30% che, in mancanza di altri dati sperimentali, è da considerarsi buona per le applicazioni impiantistiche.

Nelle situazioni diverse da quelle sopra indicate il metodo di Hanford commette errori non trascurabili. E va utilizzato con molta cautela.

8.3.2 CONDOTTI VERTICALI E CALCOLO DELLE PERDITE GRAVIMETRICHE

Nel caso di condotti verticali occorre valutare anche il termine gravimetrico (prima del tutto trascurato), cioè il termine:

$$\Delta p_{grav.} = \int_1^2 \frac{dz}{v}$$

Vediamo adesso una semplice metodologia per effettuare questo calcolo. Si supponga di avere un flusso termico uniforme lungo la lunghezza del condotto e che il salto di pressione sia piccolo³⁶.

Allora si può scrivere:

$$dq_e = r dx$$

ovvero:

$$dq_e = \frac{qb}{\dot{m}} dz = r dx$$

con z lunghezza del condotto a partire dall'ingresso, b il perimetro e q il flusso termico specifico (J/m^2). Questa relazione ci dice che la variazione del titolo è proporzionale alla lunghezza progressiva, per cui, supponendo che sia $x_1=0$, si ha:

$$v = v_l + x(v_v - v_l) = v_l + \frac{x_2}{l}(z - z_1)(v_v - v_l)$$

Sostituendo nell'espressione di Δp_{grav} si ha (per $i=z_2-z_1$):

$$\Delta p_{grav.} = \int_1^2 \frac{dz}{v} = \frac{z_2 - z_1}{x_2(v_v - v_l)} \ln \frac{v_v + x_2(v_v - v_l)}{v_l}$$

Questa perdita va sommata alle perdite per slip e per attrito.

8.3.3 METODO DI MARTINELLI E NELSON

Negli anni 'settanta, data la complessità analitica del problema, si effettuarono numerose esperienze per determinare le cadute di pressione in miscele bifasiche di acqua ed aria.

Inizialmente Lochkart e Martinelli definirono un *moltiplicatore*, X_{tt} , definito come radice quadrata del rapporto fra la caduta di pressione nella fase liquida e la caduta di pressione nella fase aeriforme ed è dato a sua volta dalla relazione:

$$X_{tt} = \sqrt{\frac{\Delta p_l}{\Delta p_v}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1}$$

con x titolo del vapore e con il solito significato per gli altri simboli. In Figura 213 si ha l'andamento delle curve sperimentali che forniscono il moltiplicatore di Martinelli, X_{tt} , al variare della pressione e del titolo della miscela.

Si osservi, però, che il titolo della miscela non è costante lungo il condotto per cui sarebbe necessario conoscere la legge di variazione di x e procedere a successive integrazioni.

Successivamente sono state elaborate altre curve sperimentali alla base del metodo di calcolo semiempirico detto di *Martinelli e Nelson*.

Se si suppone, almeno inizialmente, che il titolo vari linearmente fra ingresso e uscita (con $x=0$ in ingresso del condotto) e che vi sia somministrazione uniforme di calore allora *Martinelli e Nelson* definiscono il rapporto:

³⁶ Il salto di pressione Δp è pari alla caduta di pressione totale e pertanto questo deve essere comunque limitato nelle applicazioni impiantistiche onde evitare eccessive potenze di pompaggio.

$$M = \frac{\Delta p_{2Fa}}{\Delta p_{1Fla}}$$

ove si ha il seguente simbolismo:

- Δp_{2Fa} caduta di pressione per attrito per moto bifase, Pa;
- Δp_{1Fla} caduta di pressione per attrito per portata totale pensata di solo liquido, Pa.

In definitiva M (sempre >1) è il rapporto fra le cadute di pressione per attrito nelle reali condizioni di moto bifase rispetto a quelle che si avrebbero, sempre per attrito, se la portata totale fosse di solo liquido.

Queste ultime sono calcolabili facilmente con i metodi della Fluidodinamica monofase visti nei precedenti capitoli e pertanto se si conosce M si possono calcolare le perdite di attrito bifase mediante la relazione:

$$\Delta p_{2Fa} = M \Delta p_{1Fla}$$

Martinelli e Nelson hanno determinato l'andamento sperimentale di M partendo dalle curve di Lochkart – Martinelli, come rappresentato nell'abaco di Figura 214.

L'abaco fornisce M al variare della pressione nel condotto per assegnato titolo, x_2 , in uscita.

Si osservi come sia sempre $M > 1$ (quindi le perdite bifase sono sempre maggiori di quelle monofase) e come le curve tendano a congiungersi per la pressione critica dell'acqua (222 bar) laddove non si ha più alcuna differenza fra la fase liquida e il vapore.

Se il titolo in ingresso è $x_1 \neq 0$ allora si può procedere in questo modo, vedi Figura 215:

- si calcola la M_1 corrispondente alla caduta di pressione fittizia di un condotto avente titolo in ingresso nullo e in uscita pari ad x_1 ;
- Si calcola M_2 per un condotto fittizio nelle condizioni di titolo in ingresso 0 e in uscita x_2 ;
- Si calcola il fattore M per condotto con titolo in ingresso x_1 e in uscita x_2 dalla differenza:

$$M = M_2 - M_1$$

pertanto le perdite di pressione sono date da:

$$\Delta p_{2Fa} = (M_2 - M_1) \Delta p_{1Fla}$$

Ricordando quanto detto per le cadute totali di pressione:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{Slip} + \Delta p_{Gravimetrico} + \Delta p_{Attrito}$$

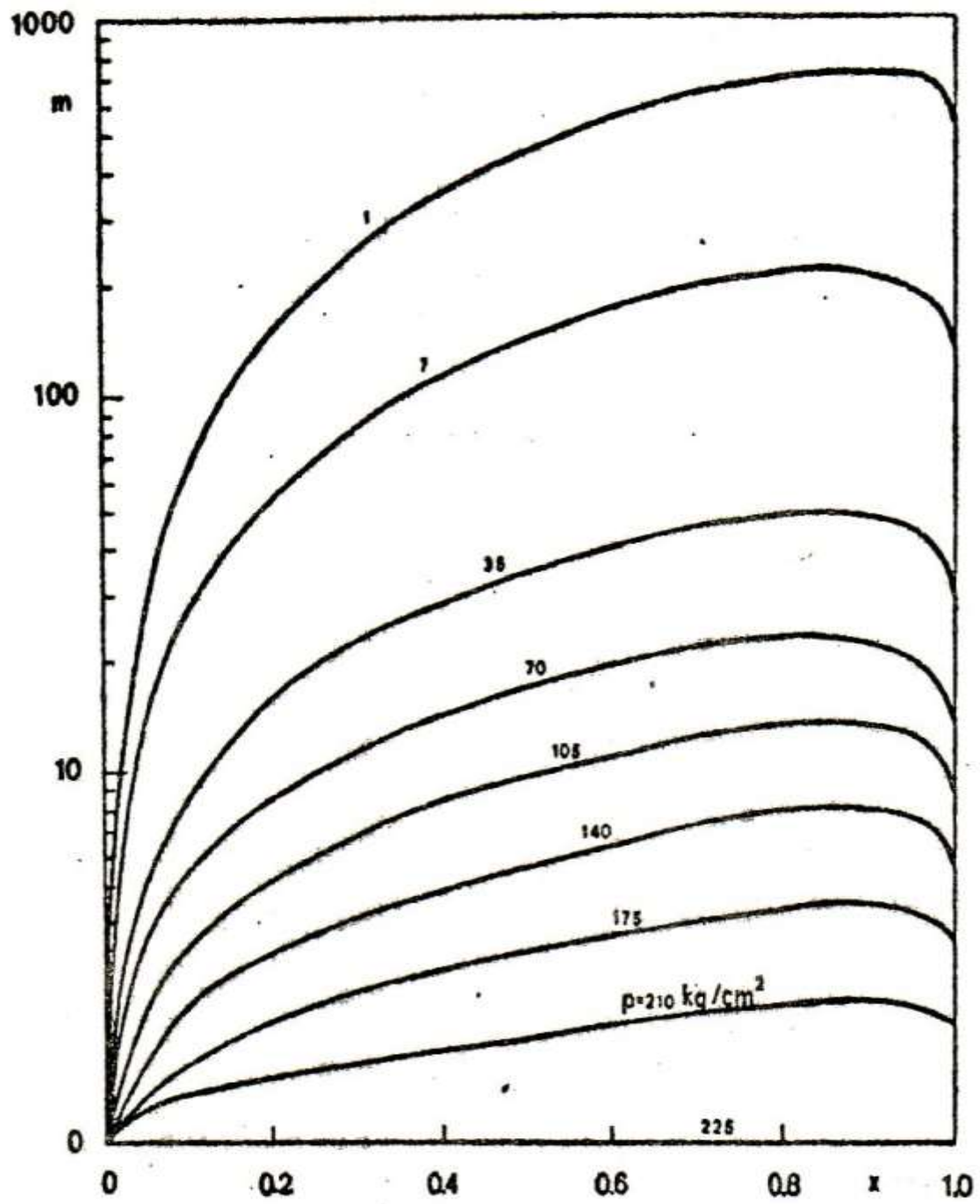
il metodo di Martinelli e Nelson consente di calcolare le cadute di pressione per attrito.

Il termine relativo alle cadute di pressione per slip può essere calcolato, sempre sperimentalmente, ponendo:

$$\Delta p_{slip} = \frac{\dot{m}^2}{S^2} (v_2 - v_1) = R \frac{\dot{m}^2}{S^2}$$

con R (ove è, per quanto detto in precedenza, $R = v_2 - v_1$) coefficiente dato dall'abaco di Figura 216. Nel caso in cui le condizioni iniziali del titolo siano $x_1 \neq 0$ allora, in analogia a quanto detto per il calcolo di M e con riferimento alla Figura 215, si procede così:

- Si calcola R_1 per il tratto fittizio con titolo variabile da 0 a x_1 ;
- Si calcola R_2 per il condotto fittizio con titolo variabile da 0 a x_2 ;
- Si calcola il valore reale: $R = R_2 - R_1$.

Figura 213: Diagramma del moltiplicatore X_{tt} di Martinelli

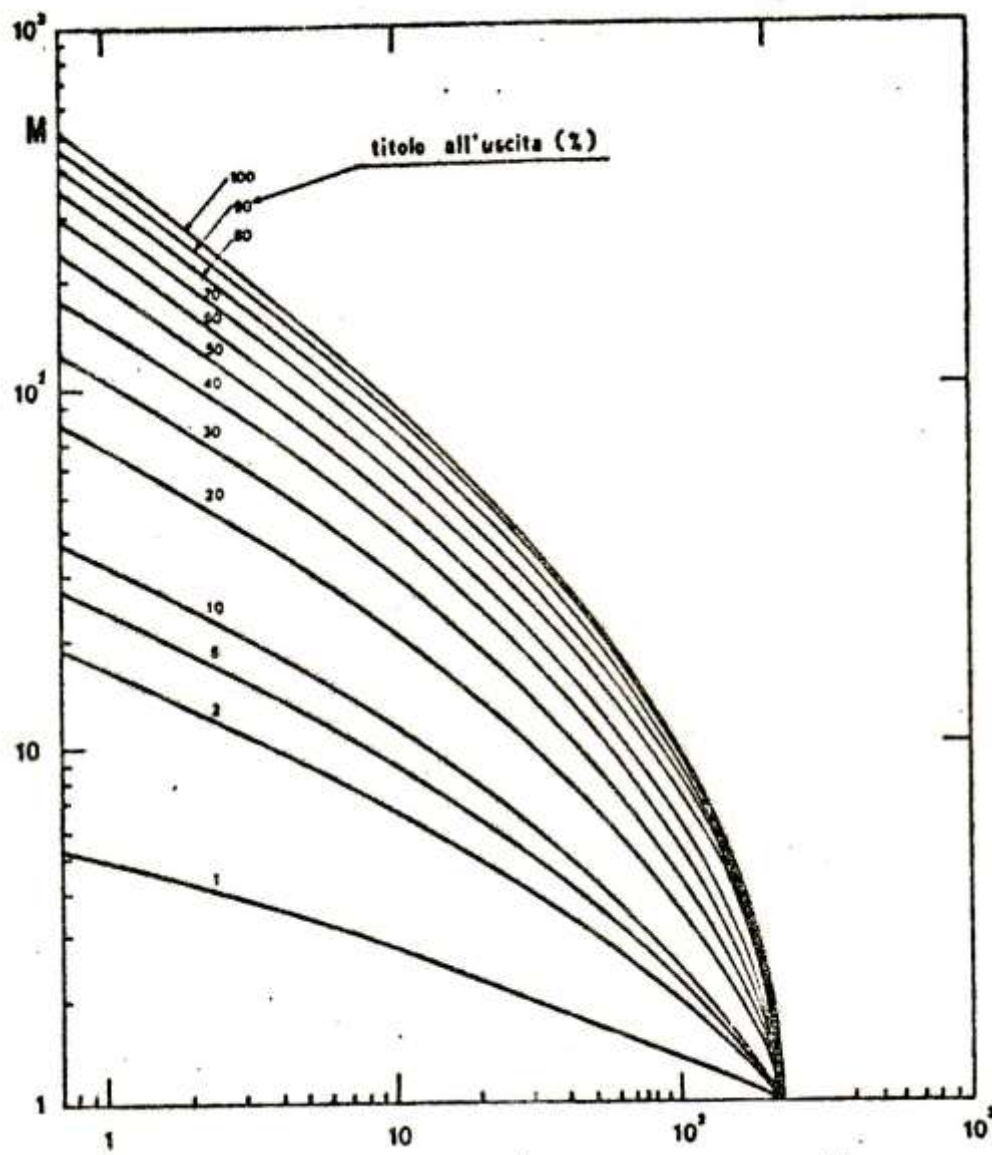


Figura 214: Abaco di Martinelli e Nelson per M

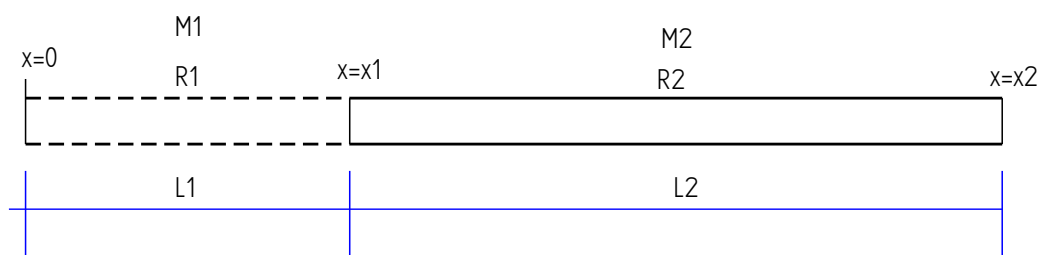


Figura 215: Condizioni iniziali con titolo non nullo

Se nel condotto si hanno anche perdite concentrate allora queste debbono essere valutate per la sola fase liquida per una portata di liquido equivalente a quella totale. Le perdite di attrito Δp_{1Fla} sono date da:

$$\Delta p_{1Fla} = (\Delta p_{1Fla})_{distribuite} + (\Delta p_{1Fla})_{concentrate}$$

e le perdite bifase totali corrispondenti si calcolano moltiplicando le precedenti per il coefficiente R calcolato come sopra specificato.

75.

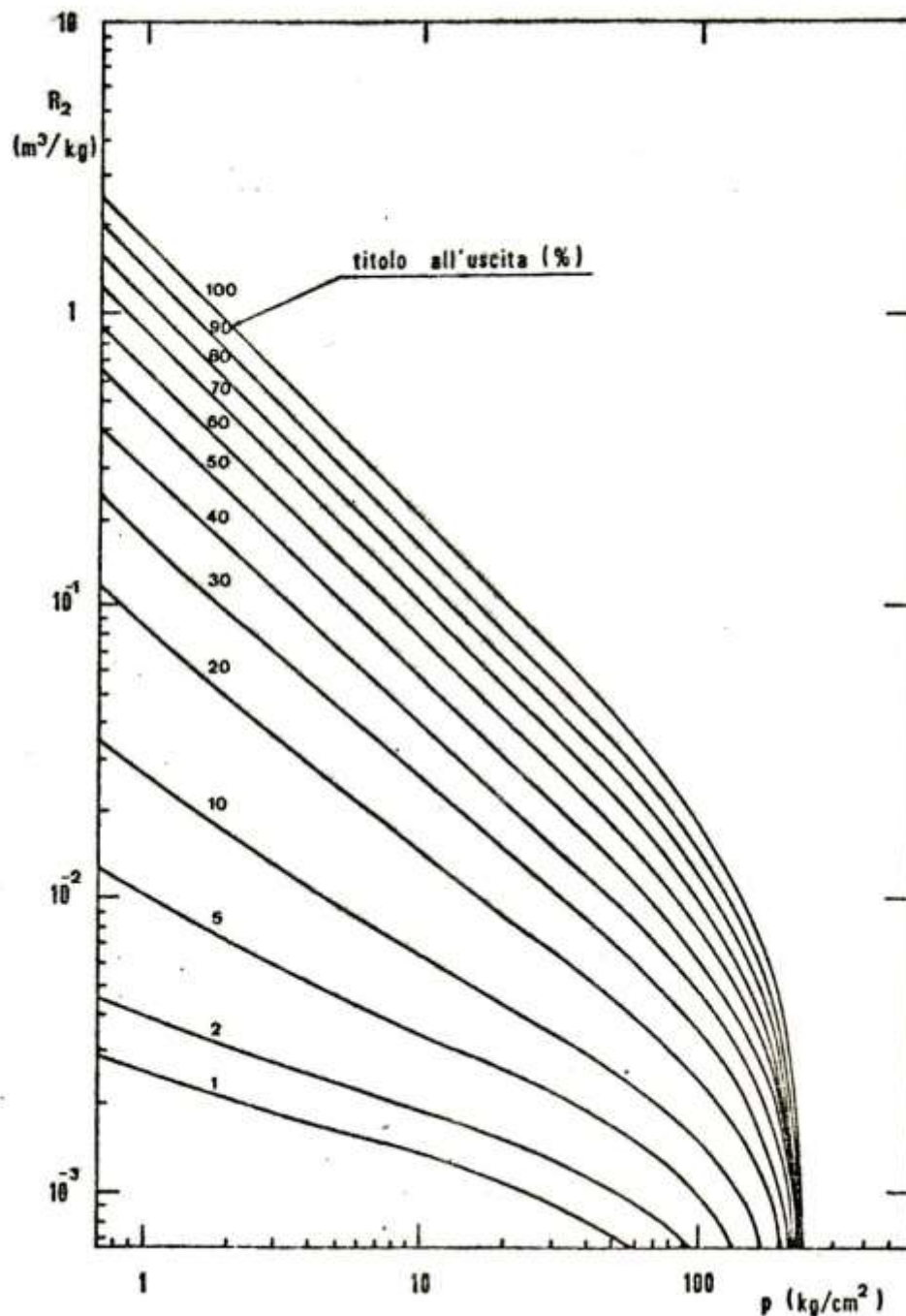


Figura 216: Abaco di Martinelli e Nelson per R

Osservazioni sul Metodo di Martinelli e Nelson

Questo metodo ha come ipotesi di base l'esistenza di due fasi distinte e quindi è in netta contrapposizione con il modello omogeneo di Hanford. Il modello di riferimento è, quindi, quello del moto *anulare* o del moto *stratificato* o anche del moto a *nebbia*.

I risultati ottenuti con questo metodo vanno bene fino a titoli elevati in uscita (anche $x_2=1$). Esso è tutt'oggi quello più utilizzato per portate specifiche (\dot{m}/S) elevate.

I risultati sperimentali, ottenuta da *Muscettola* del *CISE*³⁷, mostrano una sopravvalutazione di circa il 20% delle perdite di pressione. Ciò è ritenuto dai progettisti una garanzia di maggior sicurezza sia per le inevitabili incertezze progettuali che per tenere conto dell'invecchiamento del condotto e quindi dell'aumento delle perdite localizzate³⁸. Il metodo di Martinelli e Nelson non fornisce metodi di calcolo del termine gravimetrico e quindi occorre effettuare separatamente questo calcolo, ad esempio come illustrato in precedenza (§8.3.2).

8.3.4 METODO DI THOM

Le ipotesi di base sono quindi analoghe a quelle di Martinelli e Nelson e pertanto si ha un modello a fasi separate. Le ipotesi di base sono quindi analoghe a quelle di Martinelli e Nelson e pertanto si ha un modello a fasi separate.

E' il metodo semiempirico più recente e si basa su una serie di esperienze effettuate negli USA negli anni cinquanta su miscele di acqua e vapore con pressioni variabili da 1 a 210 bar e titolo in uscita variabile da 3 al 100%.

Il flusso termico è stato mantenuto uniforme (ipotesi fondamentale) lungo la superficie laterale del condotto. Il titolo iniziale è sempre pari a zero.

Il metodo di Thom permette di calcolare tutti e tre i termini (slip, gravimetrico e attrito) per la caduta totale di pressione mediante abachi sperimentali.

Analogamente a quanto visto in precedenza si ha ancora la definizione del fattore M :

$$M = \frac{\Delta p_{2Fa}}{\Delta p_{1Fla}}$$

anche se le curve sono diverse da quelle di Figura 214. Le nuove curve sono riportate in Figura 217. Le curve hanno andamento simile e convergono in corrispondenza della pressione critica dell'acqua. Si osservi ancora che Thom tiene conto dell'influenza dello scorrimento fra le due fasi mentre Martinelli e Nelson non ne tenevano conto.

Le perdite di slip si definiscono mediante la relazione:

$$\Delta p_{slip} = R' \frac{\dot{m}^2}{S^2} v_l$$

e quindi la formulazione è diversa da quella di Martinelli e Nelson anche per la presenza del volume specifico del liquido, v_l . Il coefficiente R' è riportato nell'abaco di Figura 218 per vari titoli di uscita e per varie pressioni di ingresso.

Infine le perdite gravimetriche sono calcolate mediante la relazione:

$$\Delta p_{grav.} = \int_{v_{ing.}}^{v_{usc.}} \frac{dz}{v} = \frac{1}{v_l} L \zeta$$

Il coefficiente ζ è dato dall'abaco di Figura 219 per titoli di uscita e pressione di ingresso variabili.

La perdita totale di pressione nel tubo bollitore con titolo iniziale nullo è data da:

$$\Delta p_{tot} = \underbrace{\Delta p}_{Slip} + \underbrace{\Delta p}_{Gravimetrico} + \underbrace{\Delta p}_{Attrito} = R' \frac{\dot{m}^2}{S^2} v_l + \frac{\zeta L}{v_l} + M \Delta p_{1Fla}$$

³⁷ Il CISE (*Centro Italiano Studi Eletticità*) si è occupato di impianti nucleari proponendo, negli anni sessanta, un tipo di reattore prova elementi combustibili denominato *CIRENE* (*CISE REattore NEbbia*) caratterizzato dal moto a nebbia all'interno dei canali di refrigerazione.

³⁸ L'invecchiamento del condotto porta al deposito di materiali (incrostazioni) e all'incremento delle asperità interne.

Thom estende il suo metodo semiempirico anche al caso in cui non ci sia somministrazione di calore: in questo caso restano le formulazioni precedenti ma il termine di attrito va calcolato utilizzando l'abaco di Figura 220 anziché quello di Figura 217.

Gli altri coefficienti restano invariati.

Per condizioni di ingresso diverse dal titolo nullo, come illustrato in Figura 215, si procede allo stesso modo già visto per Martinelli e Nelson utilizzando un condotto fittizio tale che per esso il titolo vari da $x=0$ ad $x=x_1$.

Osservazioni sul metodo di Thom

Rispetto al metodo di Martinelli e Nelson questo metodo presenta errori minimi rispetto ai dati sperimentali.

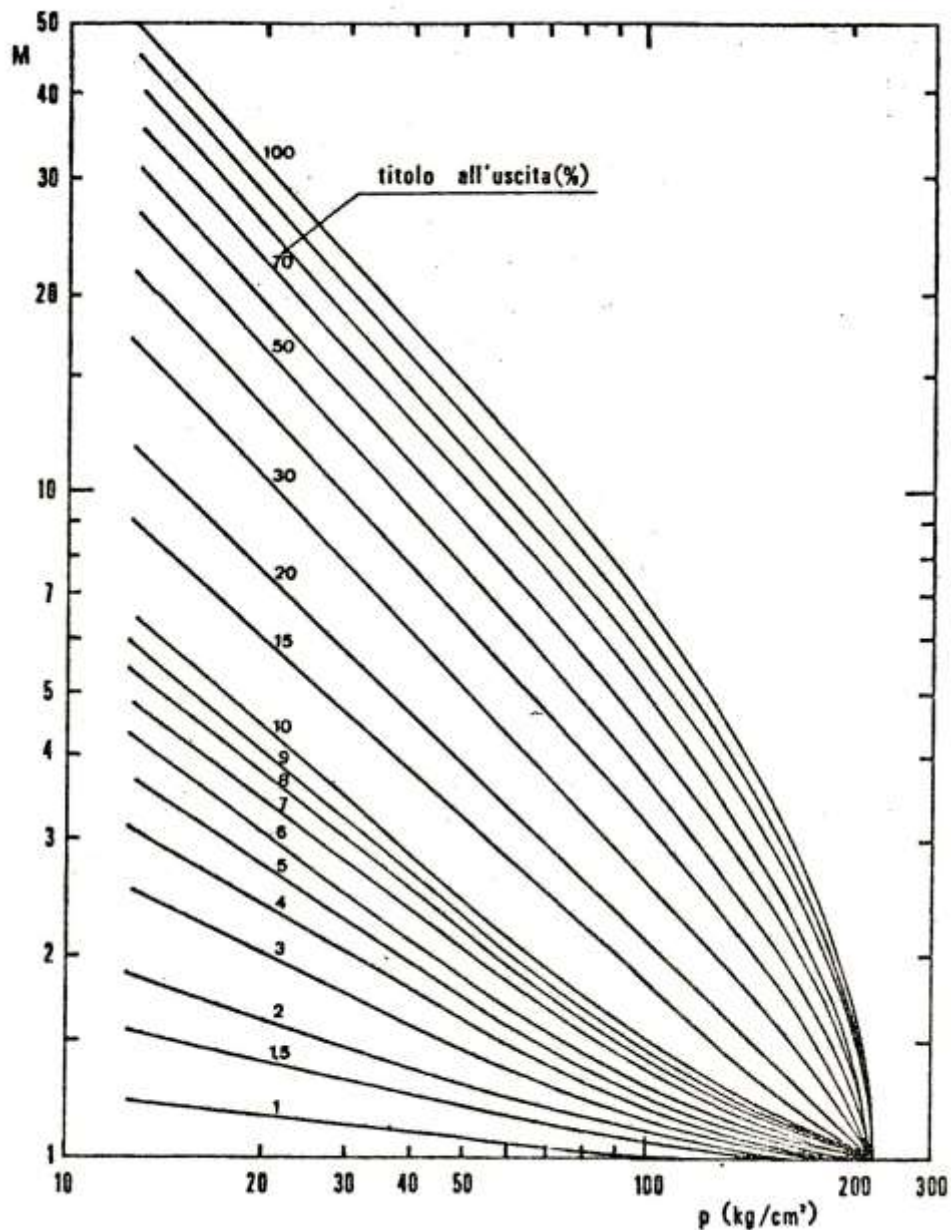


Figura 217: Abaco di Thom per M

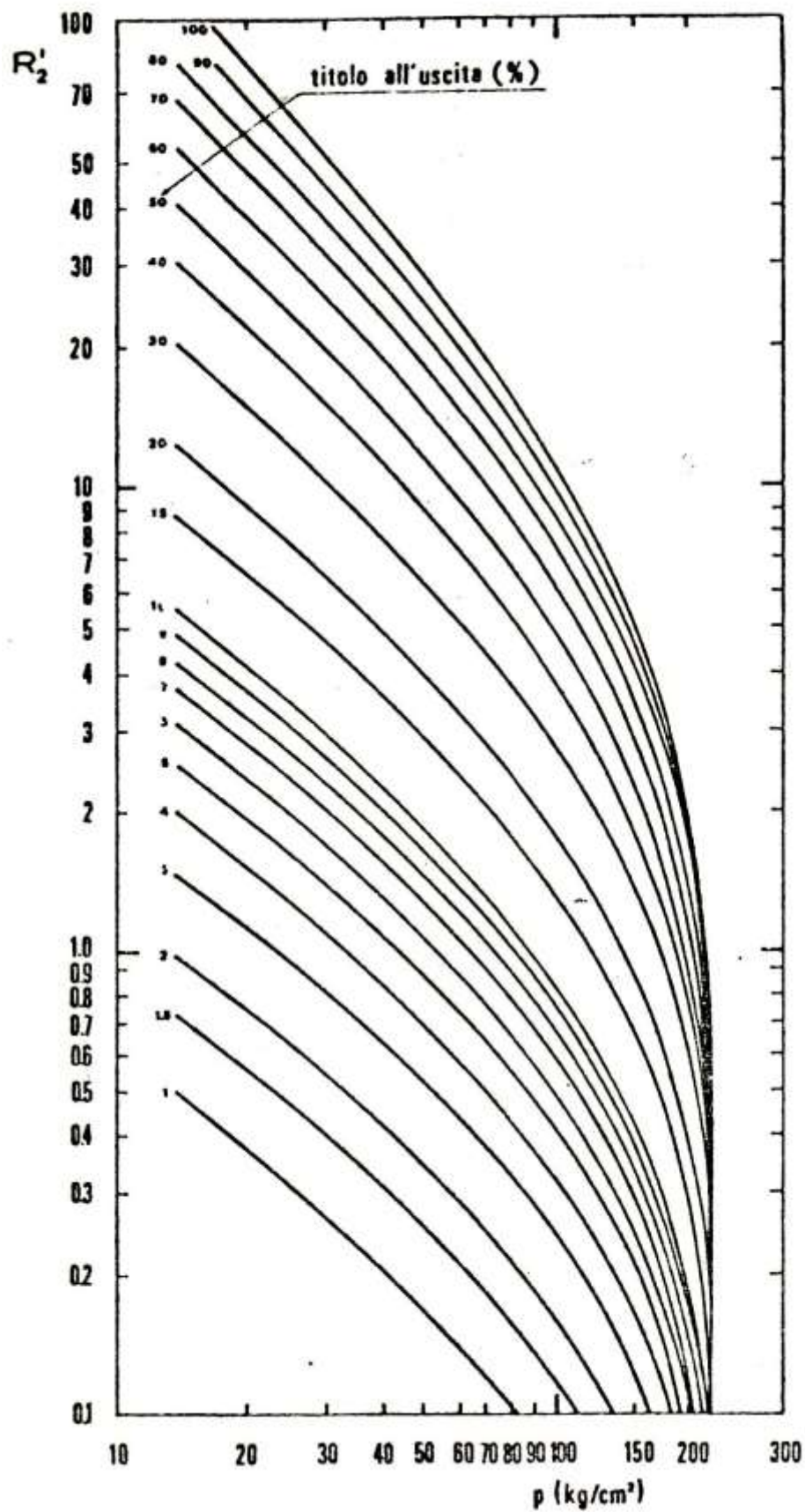
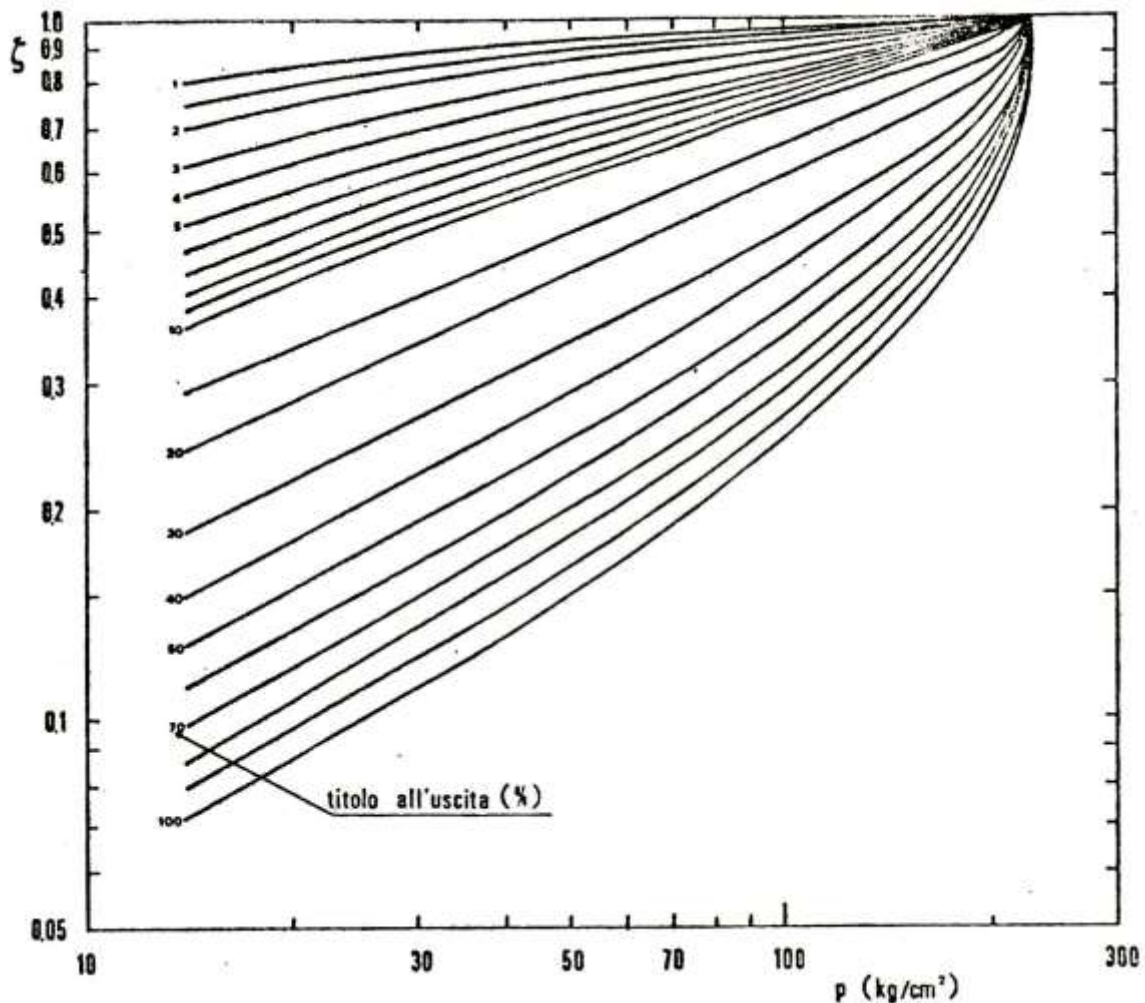


Figura 218: Abaco di Thom per R

Figura 219: Abaco di Thom per ζ

E' approssimato in eccesso quando le portate specifiche sono inferiori a $230 \text{ g}/(\text{cm}^2 \cdot \text{s})$.

Il metodo è approssimato in difetto per portate specifiche elevate, cioè $> 230 \text{ g}/(\text{cm}^2 \cdot \text{s})$.

Il metodo di Martinelli e Nelson presenta sempre valori stimati in eccesso rispetto ai dati sperimentali e l'errore si riduce allorquando il titolo di uscita si avvicina al 100%.

8.3.5 METODO DI CHENOVETH, MARTIN, LESTER

Si tratta ancora di un metodo semiempirico di rapida applicazione per la progettazione di impianti industriali. La sua validità si ha per diametri dei condotti $> 2''$ (quindi tubi bollitori di caldaie e/o generatori di vapore) con miscela bifasica acqua - aria o acqua - vapore.

Analogamente ai due metodi precedenti, si definisce il fattore di attrito M :

$$M = \frac{\Delta p_{2Fa}}{\Delta p_{1Fla}}$$

con M dati in Figura 221, ove le curve sono in funzione del rapporto fra le cadute di pressione per attrito nella sola fase vapore rispetto a quelle analoghe della fase liquida:

$$\varphi = \frac{\Delta p_{1Fva}}{\Delta p_{1Fla}}$$

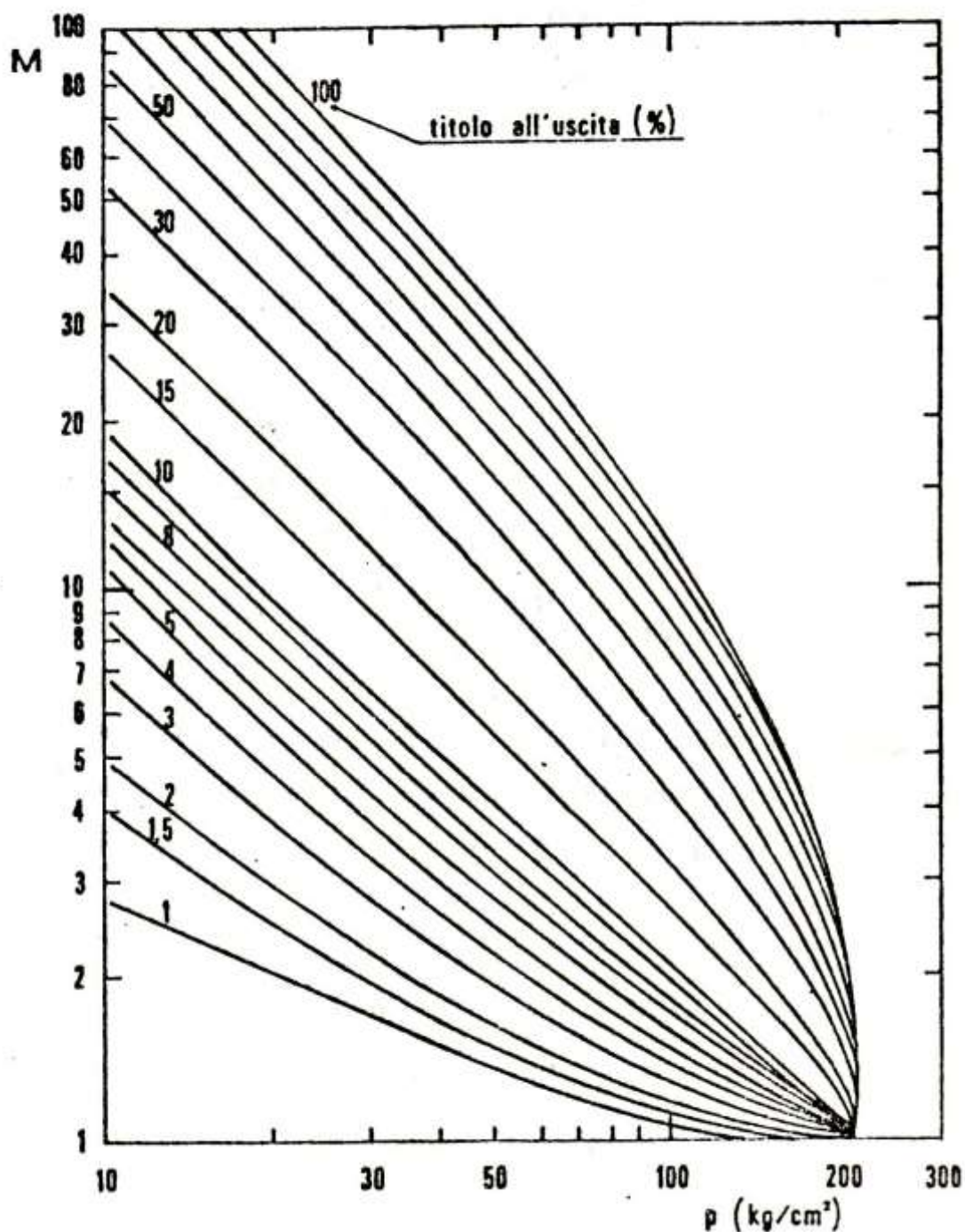


Figura 220: Abaco di Thom per M per condotto senza flusso termico

Nel calcolare questo rapporto si immagina di calcolare le perdite di pressione per attrito prima il condotto con solo vapore di portata pari a quella totale e poi di solo liquido con analoga portata totale. In ascisse si ha la frazione di sezione occupata dal liquido, $1-\alpha$, essendo α la frazione di vuoto definita dal rapporto fra l'area occupata dal vapore rispetto all'area totale della sezione del condotto:

$$\alpha = \frac{S_v}{S}$$

Questo metodo non è molto indicato per basse pressioni.

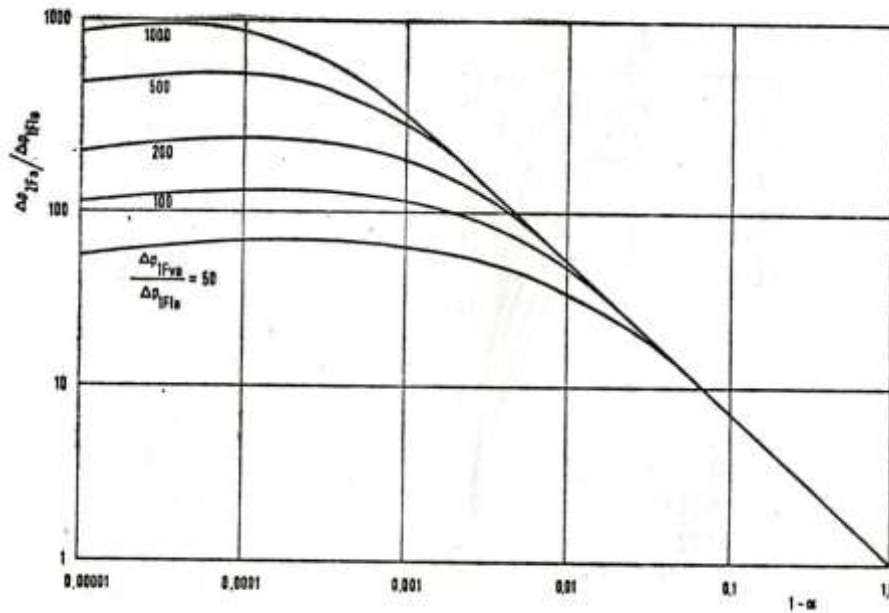


Figura 221: fattore M per C-M-L

8.4 PROCEDURE DI CALCOLO PER LE PERDITE BIFASI

In questa sezione sono introdotte le ipotesi ed i metodi adottati per la valutazione delle perdite di carico per attrito nei deflussi bifase in tubazioni orizzontali. I metodi più consolidati per la modellazione analitico-numerica del deflusso bifase e per il calcolo delle perdite di pressione possono dividersi in metodi basati sull'ipotesi di deflusso omogeneo e metodi basati sull'ipotesi di deflusso separato. Entrambi gli approcci sono sinteticamente riportati di seguito.

8.4.1 DEFLUSSO OMOGENEO

Questo tipo di approccio si basa sulla considerazione di un fluido equivalente le cui proprietà termofisiche:

$$\rho_H = \rho_L (1 - \varepsilon_H) + \rho_G \varepsilon_H$$

$$\mu_H = \mu_L (1 - \varepsilon_H) + \mu_G \varepsilon_H$$

sono espresse in funzione della frazione di vuoto:

$$\varepsilon_H = \frac{1}{1 + \left(\frac{u_G (1-x)}{u_L x} \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)}$$

Ipotizzando il deflusso di un fluido omogeneo, per questo tipo di approccio il fattore di slip u_G/u_L vale 1. Le perdite di pressione per attrito possono esprimersi inoltre come per un fluido monofase, ovvero nella forma:

$$\Delta p_{frict} = \frac{2 f_H L G^2}{D_i \rho_H}$$

In cui G rappresenta il flusso di massa attraverso la sezione trasversale al deflusso. Il fattore di attrito può essere calcolato tramite opportune correlazioni presenti in letteratura, una volta noto il numero di Reynolds.

Questo tipo di correlazione risulta tanto più efficace nella produzione di risultati attendibili quanto più la portata di fluido è elevata. In particolare essa fornisce buoni risultati per portate di massa specifiche superiori a circa 2000 kg/(m² s).

8.4.2 DEFLUSSO SEPARATO

Questo tipo di approccio è basato sulla considerazione di un deflusso supposto artificialmente separato tra le due fasi, liquido e vapore rispettivamente. Ognuna delle due fasi fluisce attraverso una porzione della totale sezione trasversale della tubazione, proporzionale alla frazione di vuoto. Le cadute di pressione per attrito possono essere calcolate tramite l'applicazione di diversi metodi numerico-analitici, di seguito brevemente esposti.

8.4.3 METODO DI FRIEDEL

La correlazione proposta da Friedel quantifica le perdite di pressione del deflusso bifase alle perdite equivalenti di un deflusso fluido con le stesse specifiche moltiplicate per un opportuno fattore correttivo:

$$\Delta p_{frict} = \Delta p_L \Phi_{Fr}^2$$

In cui:

$$\Delta p_L = f_L (L/D_i) 2G^2 (1/\rho_L)$$

$$\Phi_{Fr}^2 = E + \frac{3,24FH}{Fr_H^{0,45} We_L^{0,035}}$$

I gruppi adimensionali presenti nella precedente espressione sono calcolati come di seguito:

$$Fr_H = \frac{G^2}{gD_i\rho_H^2}$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_G}{\rho_G f_L}$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224}$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0,7}$$

$$We_L = \frac{\dot{m}D_i}{\sigma\rho_H}$$

Il metodo di Friedel è particolarmente raccomandato per deflussi in cui (μ_L/μ_G) è minore di 1000.

8.4.4 METODO DI LOCKHART-MARTINELLI

Anche in questo caso le cadute di pressione del deflusso bifase sono calcolate utilizzando un moltiplicatore delle perdite di pressione di un deflusso monofase equivalente:

$$\Delta p_{frict} = \Delta p_L \Phi_{Ltt}^2$$

In cui:

$$\Phi_{Ltt}^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2}$$

Valida per $Re_L > 4000$, in cui:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0,1}$$

I valori del parametro C dipendono dal regime di moto, sia della fase liquida che di quella vapore. Per entrambi i deflussi in regime turbolento, per la costante può assumersi un valore pari a 20.

8.4.5 METODO DI CHISHOLM

Le cadute di pressione sono calcolate mediante la seguente relazione:

$$\Delta p_{frict} = \Delta p_L \Phi_{Ch}^2$$

In cui l'espressione del moltiplicatore è la seguente:

$$\Phi_{Ch}^2 = 1 + (Y^2 - 1) \left[Bx^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n} \right]$$

Il valore di n per deflussi turbolenti vale 0,25, mentre il parametro Y viene determinato come rapporto tra le cadute di pressione tra le due fasi:

$$Y^2 = \frac{(dp/dz)_G}{(dp/dz)_L}$$

L'espressione per il calcolo del parametro B dipende dal valore di Y e della portata di efflusso secondo le seguenti:

- Per $0 < Y < 9,5$:

$$\begin{aligned} B &= \frac{55}{G^{0,5}} & G > 1900 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ B &= \frac{2400}{G} & 500 < G < 1900 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ B &= 4,8 & G < 500 \text{ kg/m}^2\text{s} \end{aligned}$$

- Per $9,5 < Y < 28$:

$$\begin{aligned} B &= \frac{520}{YG^{0,5}} & G \leq 600 \text{ kg/m}^2\text{s} \\ B &= \frac{21}{Y} & G > 600 \text{ kg/m}^2\text{s} \end{aligned}$$

- Per $Y > 28$:

$$B = \frac{1500}{Y^2 G^{0,5}}$$

8.4.6 METODO DI MULLER-STEINHAGEN

In questo caso le perdite di pressione del deflusso sono calcolate secondo la seguente legge di interpolazione empirica:

$$\Delta p_{frict} = \left[C(1-x)^{1/3} + Bx^3 \right] L$$

In cui il fattor G è espresso in funzione delle cadute di pressione per deflusso equivalente monofase liquido (A) e vapore (B):

$$C = A + 2(B - A)x$$

8.4.7 METODO DI GRONNERUD

In questo caso le cadute di pressione del deflusso bifase sono calcolate utilizzando un moltiplicatore delle perdite di pressione di un deflusso monofase equivalente:

$$\Delta p_{frict} = \Delta p_L \Phi_{Gr}$$

In cui l'espressione del moltiplicatore è la seguente:

$$\Phi_{Gr} = 1 + \left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left[\frac{\rho_L / \rho_G}{(\mu_L / \mu_G)^{0.25}} - 1 \right]$$

Il gradiente di pressione dipende dal numero di Froude secondo la seguente espressione:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = f_{Fr} \left[x + 4(x^{1.8} - x^{10} f_{Fr}^{0.5}) \right]$$

Il fattore d'attrito nella precedente formula vale 1 se il numero di Froude è maggiore o uguale a uno, altrimenti esso va calcolato secondo la seguente espressione:

$$f_{Fr} = Fr^{0.3} + 0.0055 \left(\ln \frac{1}{Fr} \right)^2$$

La correlazione di Gronnerud perde significato per titolo pari a 1.

8.4.8 PROCEDURA DI CALCOLO

I metodi sinteticamente riportati nei paragrafi precedenti sono stati implementati per il calcolo delle cadute di pressione in concomitanza a processi di deflusso monofase (sezione scaldante del tubo assorbitore) e di deflusso bifase (sezione di vaporizzazione del tubo assorbitore).

La metodologia di calcolo, formalmente facente riferimento alle metodologie esposte, è stata basata sulla discretizzazione della tubazione in porzioni elementari.

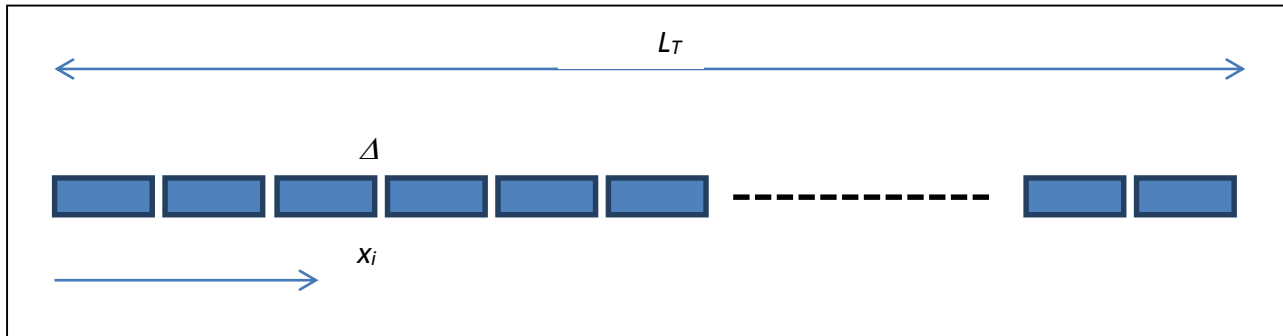


Figura 222: Schema di riferimento per la procedura di calcolo adottata.

Tale procedura ha consentito l'aggiornamento di tutte le grandezze fisiche in gioco per il calcolo della caduta di pressione in relazione alle condizioni locali del fluido di processo. In tal senso, la caduta di pressione totale sulla linea è somma delle cadute di pressioni occorrenti lungo ciascuna porzione elementare in cui essa è stata divisa.

I risultati di seguito elucidati sono stati ottenuti per un numero di tratti pari a 500.

8.5 ESEMPIO DI APPLICAZIONE PER UN COLLETORE SOLARE FRESNEL

Al fine di validare gli strumenti numerico-analitici impiegati per il calcolo delle perdite di pressione in regime di deflusso bifase, la procedura di calcolo è stata applicata per condizioni di funzionamento relative ad un impianto in fase di sperimentazione, di cui in letteratura sono disponibili dati rilevati sperimentalmente. Il confronto tra i dati disponibili da letteratura e quelli

prodotti nel corso di questa attività ha consentito di validare l'approccio utilizzato. Con riferimento alla comunicazione succitata, i diversi metodi presentati nel precedente paragrafo sono stati applicati per valori della pressione nominale pari a circa 30 bar (EXP_1), 60 bar (EXP_2) e 100 bar (EXP_3). Di seguito si riportano alcune specifiche caratteristiche del deflusso e dell'impianto cui i dati sperimentali si riferiscono:

		EXP_1	EXP_2	EXP_3
<i>Diametro tubazione</i>	[m]	0,05	0,05	0,05
<i>Pressione nominale</i>	[bar]	34,8	63,6	102
<i>Portata di massa</i>	[kg/m ³]	0,516	0,627	0,615
<i>Temperatura in ingresso</i>	[°C]	201,6	242,1	249,3
<i>Titolo in uscita</i>		1	1	1

Tabella 29: Condizioni operative di riferimento per i dati sperimentali riportati in Allegato 1.

Di seguito si riporta un estratto dei risultati ottenuti dal confronto. Le figure seguenti illustrano l'andamento della pressione lungo la tubazione, calcolata secondo le diverse metodologie impiegate. La linea rossa e più spessa è la traccia dei risultati sperimentali di letteratura.

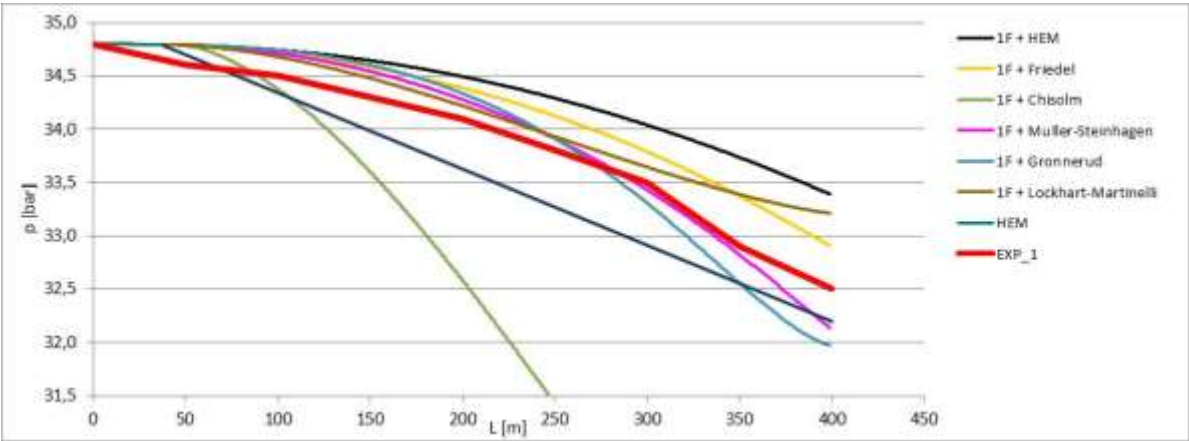


Figura 223: Pressione lungo la tubazione: confronto tra dati sperimentali (EXP_1) ed risultati numerici.

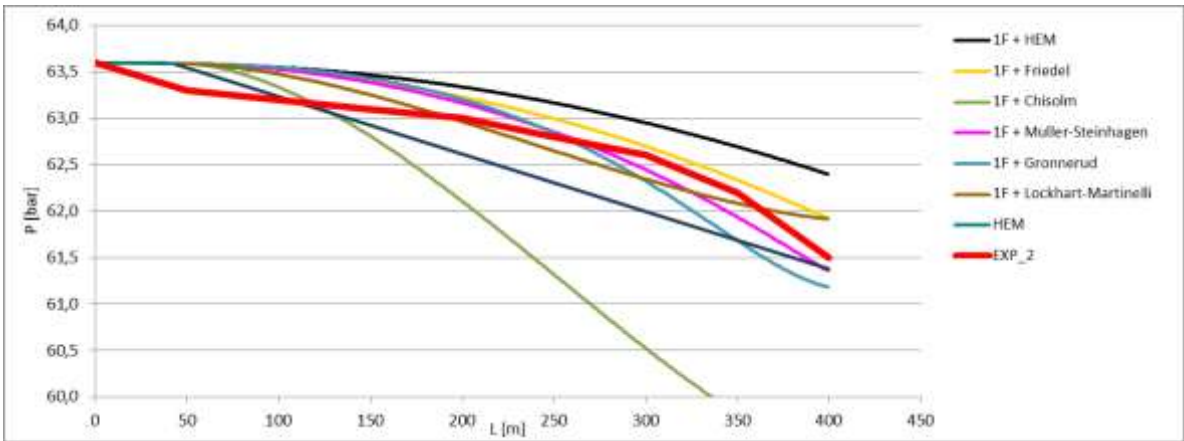


Figura 224: Pressione lungo la tubazione: confronto tra dati sperimentali (EXP_2) ed risultati numerici.

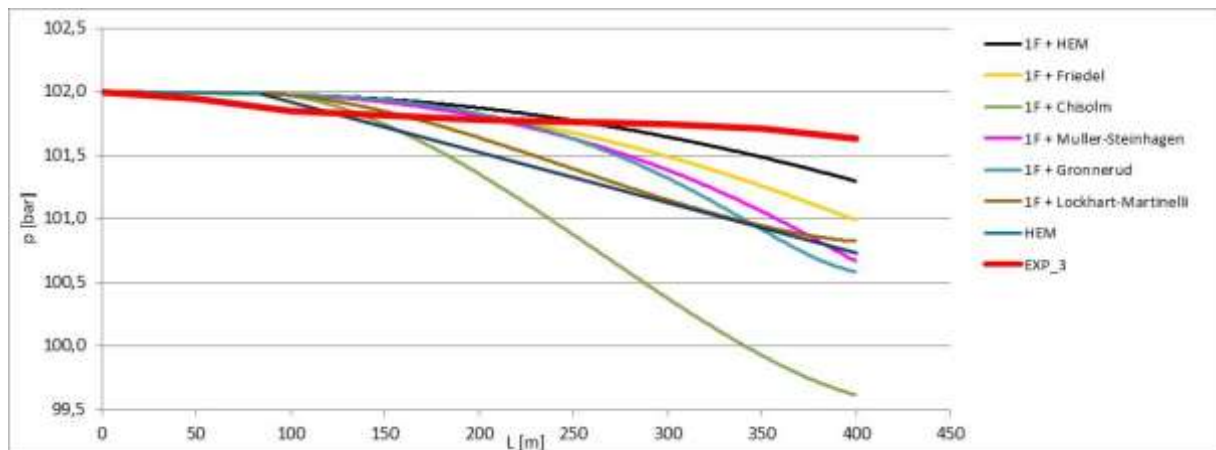


Figura 225: Pressione lungo la tubazione: confronto tra dati sperimentali (EXP_3) ed risultati numerici.

Si evince globalmente un buon accordo tra i risultati numerici e i dati sperimentali di riferimento. Valgono le seguenti osservazioni:

- Le tracce numeriche constano di un primo tratto ad andamento lineare, rappresentativo delle perdite di carico durante il deflusso monofase (riscaldamento del liquido sino alla temperatura di saturazione per la pressione di riferimento). Oltre tale ascissa l'andamento delle tracce diviene curvilineo, evidenziando marginalmente una perdita di carico maggiore;
- La curva in "blu" è traccia del valore di pressione calcolato tramite il metodo omogeneo (HEM) applicato globalmente alla tubazione, cioè senza effettuare la discretizzazione in porzioni elementari. Conseguentemente questa curva si compone di due tratti ad andamento lineare;
- Il risultati relativi al metodo di Chisolm appaiono sensibilmente discosti dagli altri per le specifiche relative ai dati sperimentali di riferimento;
- Il tratto iniziale delle tracce sperimentali appare alquanto sorprendente, esso risulta infatti a pendenza maggiore delle parti successive. Sembrerebbe cioè che le perdite in deflusso monofase siano marginalmente maggiori di quelle in deflusso bifase;
- Globalmente le perdite di carico appaiono essere inferiori all'aumentare della pressione nominale della linea. Per la pressione nominale di 100 bar la curva sperimentale evidenzia una caduta globale inferiore a quella calcolata con ognuno dei metodi impiegati.

La Tabella seguente riportano gli scarti relativi tra la perdita di carico globale calcolata con i vari metodi, nei 3 casi, rispetto ai valori sperimentali di riferimento.

	HEM	1F + HEM	1F + Fried	1F + Chis	1F + Mull-Stein	1F + Gron	1F + Lock-Mart
EXP_1	0,93%	2,73%	1,25%	12,26%	1,12%	1,63%	2,19%
EXP_2	0,20%	1,46%	0,70%	3,53%	0,23%	0,51%	0,68%
EXP_3	0,89%	0,33%	0,63%	1,98%	0,94%	1,03%	0,79%

Tabella 30: Scarti relativi tra le perdite di carico complessive calcolate e i dati sperimentali di letteratura.

Risultati

Si riporta nella figura seguente la maschera dei dati di input utilizzati per il calcolo delle perdite di carico in funzione delle condizioni di radiazione solare al suolo (pari a 500 W/m^2 in questo caso). Il titolo in uscita è fissato ad un valore nominale pari a 0.3; tale valore può comunque essere aggiornato all'occorrenza. I dati riportati in verde rappresentano i "gradi di libertà" del sistema.

La portata effluente è calcolata in funzione della radiazione solare, così da consentire al sistema la produzione di vapore ad ugual titolo al variare di quest'ultima (regolazione sulla portata). Questo approccio consente, una volta impostata la temperatura di ingresso del liquido nella stringa, di individuare con un buon grado di approssimazione la porzione di stringa che lavora da “riscaldatore” e la complementare porzione che lavora da “evaporatore”. Per una temperatura di ingresso pari a 150 °C la lunghezza della sezione di riscaldamento è di circa 217 m sui 400 m totali. Tutti gli altri dati variano dinamicamente in funzione delle condizioni imposte.

Dati			
Q_solar	500	[W/m ²]	Radiazione al suolo
Q_land	6000	W/m	Potenza concentrata per ogni metro di stringa
Q_tubo	27283,7	[W/m ²]	Flusso termico incidente sulla tubazione
P_stringa	2,40E+06	[W]	Potenza termica per stringa
Eta_specchi	1		Rendimento ottico del sistema
Beta	0	°	Angolo di inclinazione del tubo rispetto all'orizzontale
R	461,89	[J/(K*kg)]	Costante universale del vapore
Di	0,062	[m]	Diametro interno tubazione
De	0,07	[m]	Diametro esterno tubazione
L_tubo	400	[m]	Lunghezza stringa
S_specchi	12	[m ² /m]	Superficie specchi per ogni metro di stringa
S_stringa	87,96	[m ²]	Superficie laterale esterna della stringa
S_tubo	3,02E-03	[m ²]	Sezione tubazione
eps_rel	5,00E-05	[m]	Scabrezza assoluta della tubazione
p_tubo	60	[bar]	Pressione nominale della tubazione
T_l_in	150	[°C]	Temperatura liquido in ingresso
T_sat	275,6	[°C]	Temperatura di saturazione
T_l_med	212,80	[°C]	Temperatura media nel tratto monofase
rho_l_in	920,1	[kg/m ³]	Densità liquido in ingresso
rho_l_sat	761,7	[kg/m ³]	Densità liquido alla saturazione
rho_l_med	840,88	[kg/m ³]	Densità media nel tratto monofase
rho_v_sat	23,7	[kg/m ³]	Densità vapore alla saturazione
eta_l_in	1,86E-04	[Pa/s]	Viscosità dinamica liquido in ingresso
eta_l_sat	1,03E-04	[Pa/s]	Viscosità dinamica liquido alla saturazione
eta_v_sat	1,88E-05	[Pa/s]	Viscosità dinamica vapore alla saturazione
Cp_l_in	4315,51	[J/ (kg*K)]	Calore specifico del liquido in ingresso
Cp_l_sat	5137,75	[J/ (kg*K)]	Calore specifico del liquido alla saturazione
Cp_l_med	4726,6	[J/ (kg*K)]	Calore specifico medio del liquido
h_lv	1585072	[J/kg]	Entalpia specifica di cambiamento di fase a p costante(da steam table)
h_l_in	647,33	[J/kg]	Entalpia specifica liquido alla temperatura di ingresso
h_l_sat	1224375	[J/kg]	Entalpia specifica del liquido(da steam table)
h_v_dry	2809447	[J/kg]	Entalpia vapore saturo secco

Tabella 31: Maschera dei dati di input per il calcolo delle perdite di carico al variare della radiazione solare incidente (quindi della portata di deflusso).

La tabella seguente riporta la variazione della portata di efflusso e della potenza termica della stringa al variare della radiazione solare al suolo in un range di 100-1000 W/m².

Le seguenti figure presentano l'andamento della pressione lungo la stringa al variare della radiazione solare / portata di deflusso, secondo i diversi metodi di calcolo adottati.

Q_solar [W/m ²]	P_stringa [W]	m_punto [kg/s]
100	4,80E+05	0,449
200	9,60E+05	0,898
300	1,44E+06	1,347
400	1,92E+06	1,796
500	2,40E+06	2,245
600	2,88E+06	2,694
700	3,36E+06	3,143
800	3,84E+06	3,592
900	4,32E+06	4,041
1000	4,80E+06	4,490

Tabella 32: Valori di potenza termica della stringa e di portata di deflusso al variare della radiazione solare.

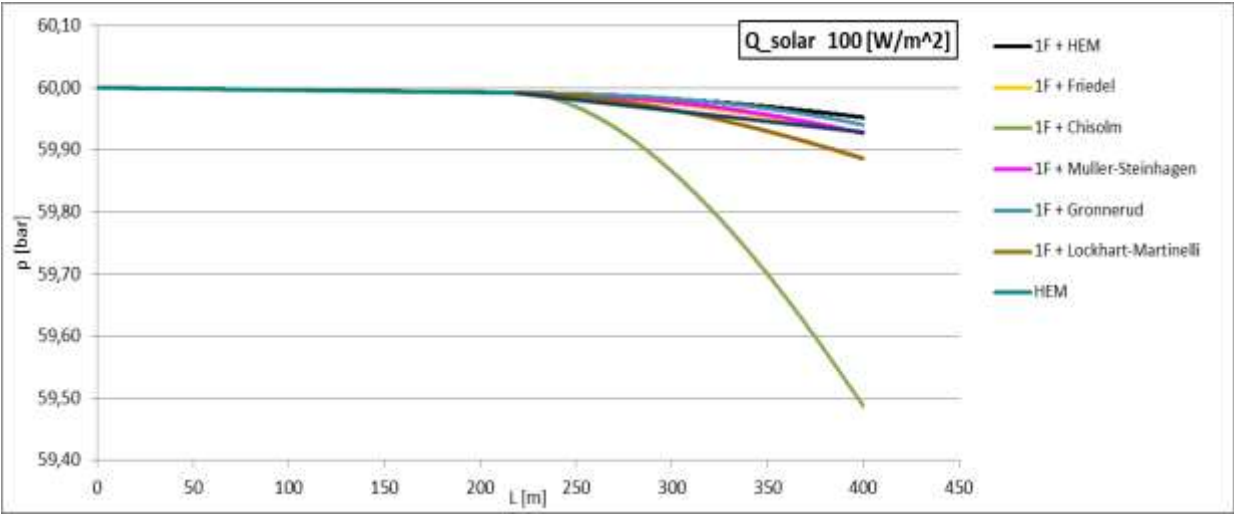


Figura 226 : Pressione lungo la stringa ($Q_{solar} 100 \text{ W/m}^2$).

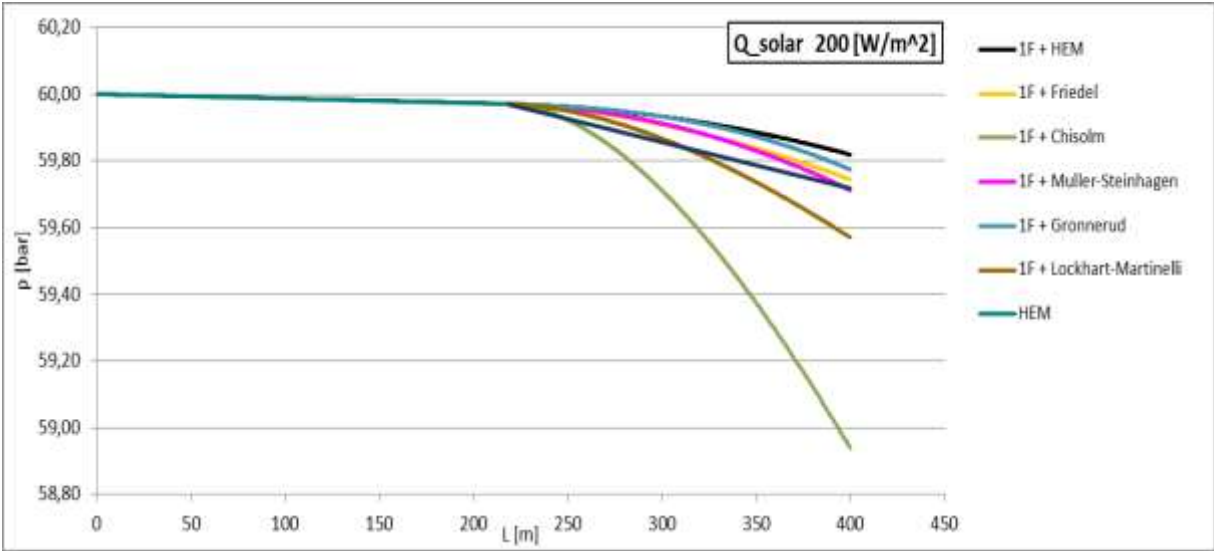
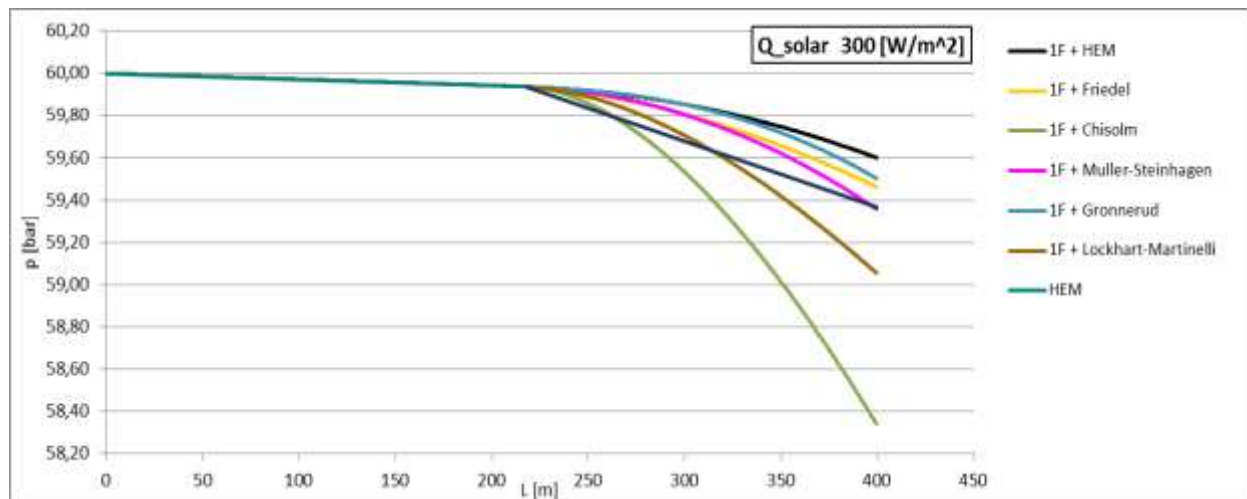
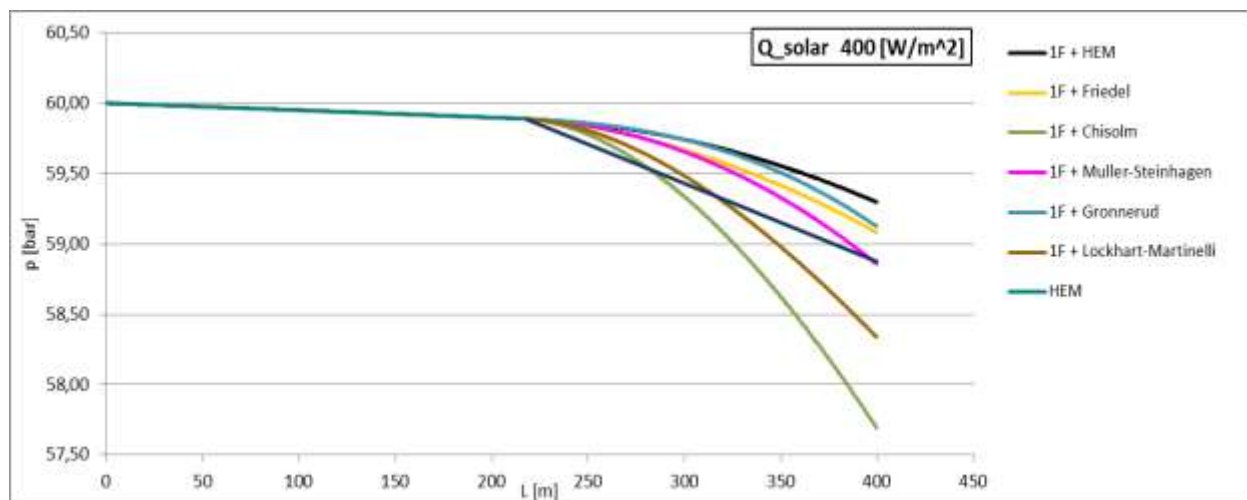
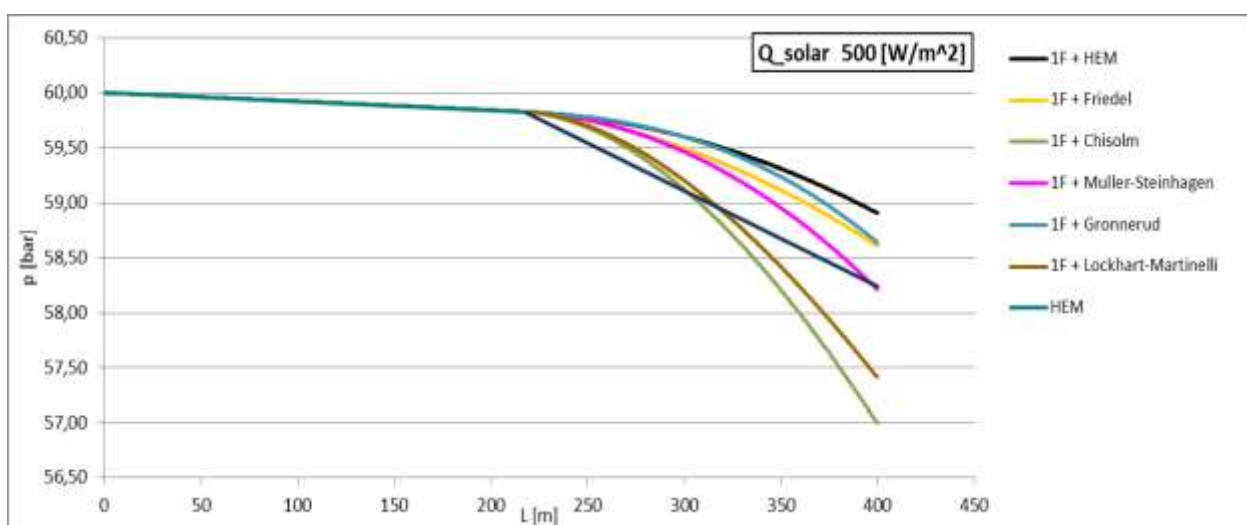
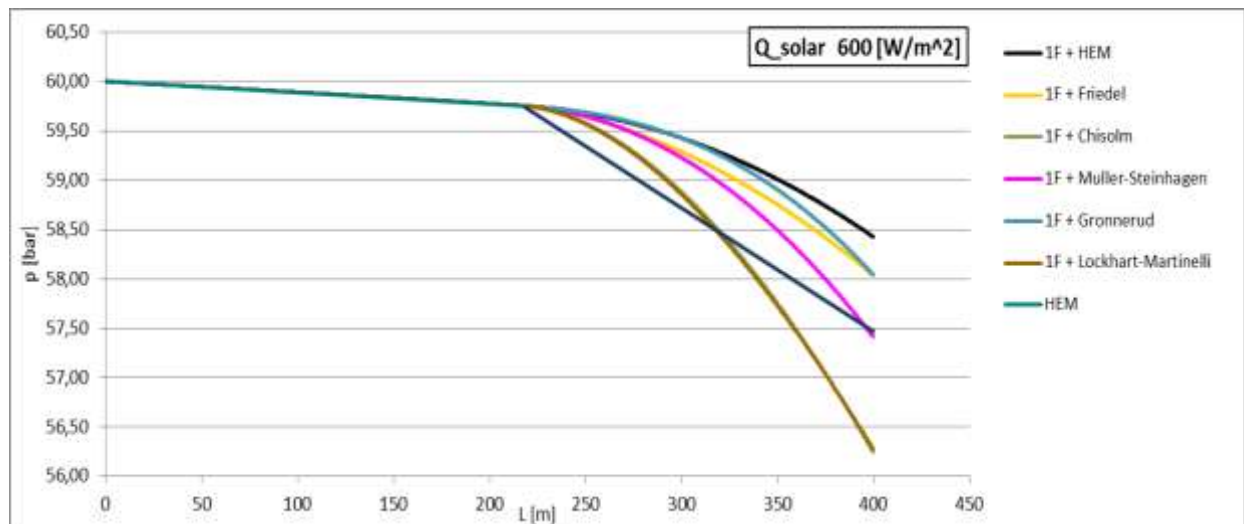
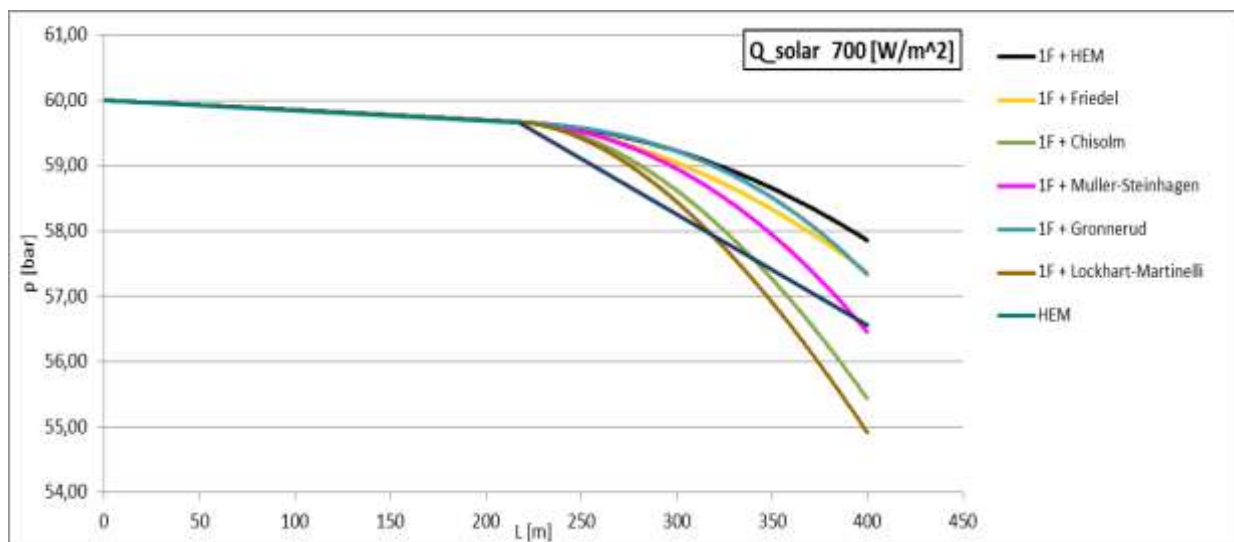
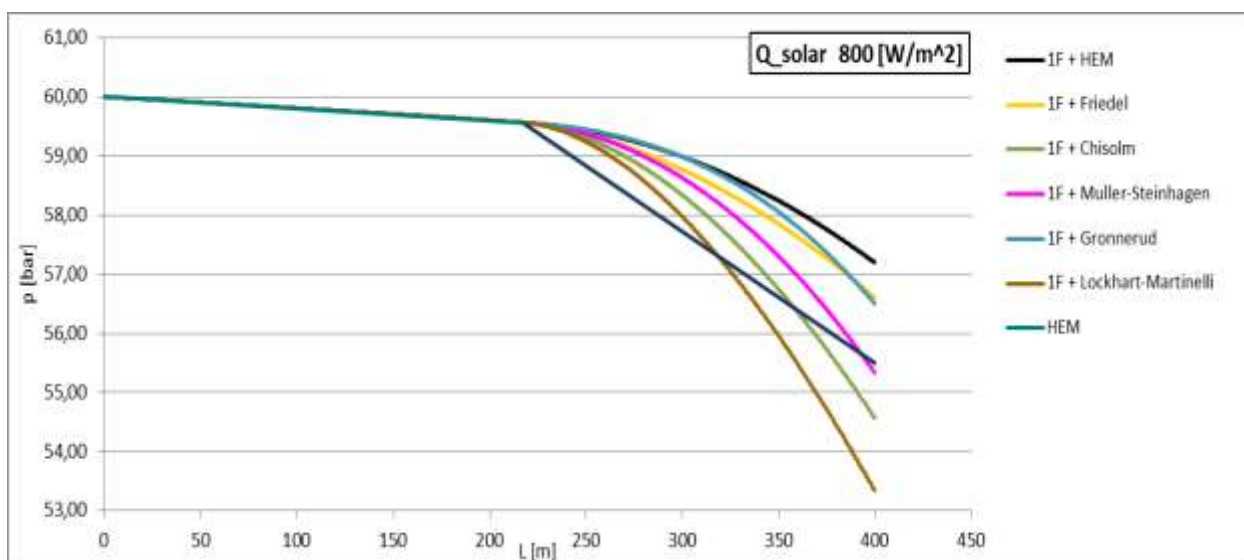
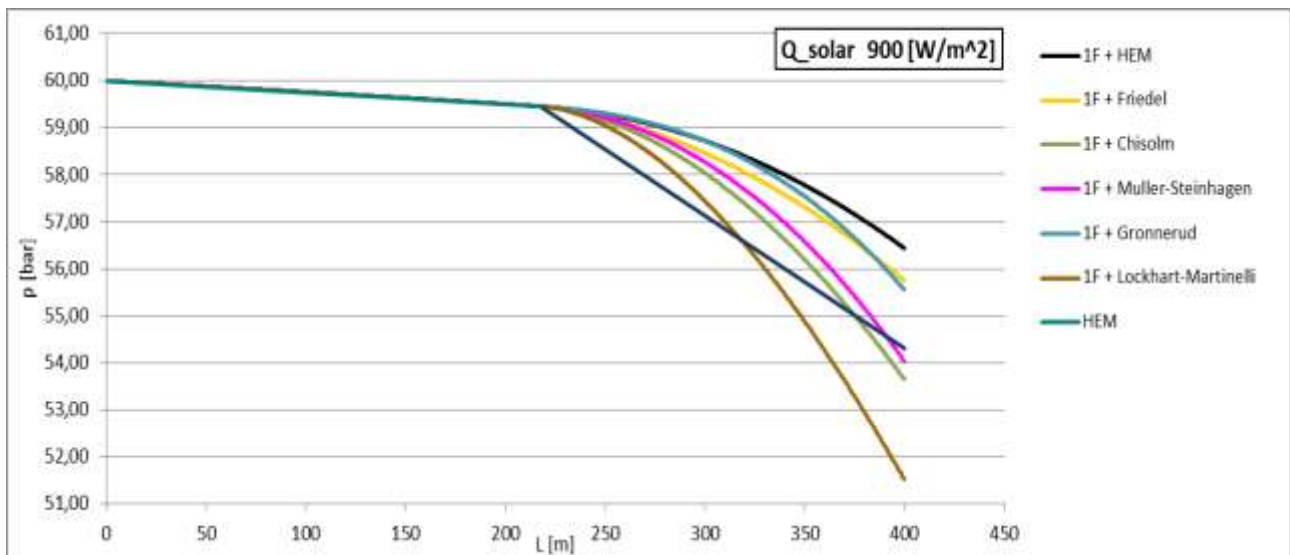
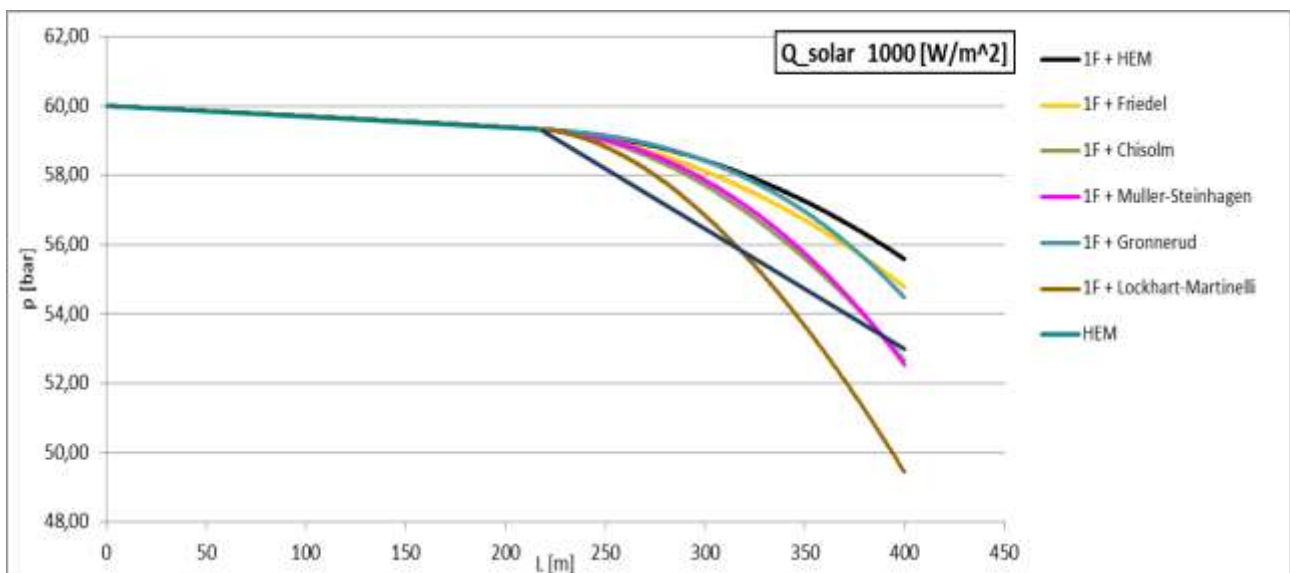


Figura 227: Pressione lungo la stringa ($Q_{solar} 200 \text{ W/m}^2$).

Figura 228: Pressione lungo la stringa ($Q_{\text{solar}} 300 \text{ W/m}^2$).Figura 229: Pressione lungo la stringa ($Q_{\text{solar}} 400 \text{ W/m}^2$).Figura 230: Pressione lungo la stringa ($Q_{\text{solar}} 500 \text{ W/m}^2$).

Figura 231: Pressione lungo la stringa ($Q_{\text{solar}} 600 \text{ W/m}^2$).Figura 232: Pressione lungo la stringa ($Q_{\text{solar}} 700 \text{ W/m}^2$).Figura 233: Pressione lungo la stringa ($Q_{\text{solar}} 800 \text{ W/m}^2$).

Figura 234: Pressione lungo la stringa ($Q_{\text{solar}} 900 \text{ W/m}^2$).Figura 235: Pressione lungo la stringa ($Q_{\text{solar}} 1000 \text{ W/m}^2$).

Conclusioni

Possono farsi le seguenti osservazioni conclusive a commento dei risultati:

- Anche nelle più gravose condizioni operative di funzionamento (radiazione solare massima, quindi portata massima) le perdite di carico sul tratto monofase della tubazione sono inferiori ad 1 bar.
- I diversi metodi applicati per il calcolo delle perdite di pressione forniscono risultati abbastanza in linea tra loro per le portate più basse, ad esclusione del metodo di Chisolm, per le quali fornisce valori della caduta di pressione maggiori rispetto a quelli stimati tramite l'impiego degli altri metodi.
- Per alti valori di portata i risultati relativi al metodo di Chisolm sono invece allineati con gli altri, in questo caso le cadute di pressione maggiori si ottengono tramite il metodo di Lochkart-Martinelli.
- Le perdite di pressione sul tratto bifase crescono sensibilmente all'aumentare della portata, ciò nonostante, nelle ipotesi più gravose, esse possono stimarsi

cautelativamente pari al massimo a 8-10 bar. Vale la pena osservare che queste condizioni operative corrisponderebbero per un verso alla maggiore richiesta in termini di potenza necessaria per il pompaggio della linea, ma d'altra parte determinerebbero la massima produzione di vapore.

- In relazione al punto precedente, sembrerebbe interessante, nel caso di radiazione solare elevata, valutare l'ipotesi di spingere la vaporizzazione a fine stringa fino ad un titolo più elevato. Ciò consentirebbe di mantenere costante in queste condizioni il valore della portata, e dunque limitare l'incremento delle perdite di carico.

8.6 STABILITÀ DEI TUBI BOLLITORI

Negli impianti industriali (caldaie, generatori di vapore, reattori chimici, ...) riveste grande importanza la stabilità e la sicurezza dei tubi bollitori all'interno dei quali si hanno i cambiamenti di stato dell'acqua (come di qualunque altra sostanza). I fenomeni che possono avvenire all'interno dei tubi bollitori sono molteplici in funzione del flusso termico, delle proprietà termofisiche del fluido e della topologia dell'impianto.

8.6.1 TUBO BOLLITORE ORIZZONTALE

Si supponga inizialmente che il tubo bollitore sia orizzontale e a sezione costante, che sia nota la pressione di sbocco, p_2 , e che sia uniforme e costante il flusso termico lungo le pareti. Quando non c'è ebollizione a velocità elevate il numero di Reynolds varia poco con il variare della portata ponderale poiché alle diminuzioni di portata corrisponde, a parità di flusso termico, un incremento di temperatura del fluido secondo la relazione:

$$\frac{Q_e}{\dot{m}} = c(t_f - t_p)$$

essendo t_f la temperatura del fluido e t_p la temperatura della parete.

Pertanto la viscosità diminuisce ed essendo:

$$\text{Re} = \frac{4\dot{m}}{\pi d^2} \frac{d}{\mu} = K \frac{\dot{m}}{\mu}$$

si può ritenere che il rapporto \dot{m}/μ si mantenga sensibilmente costante. Viceversa avviene se la portata ponderale cresce poiché si avrebbe una diminuzione del salto termico ed un incremento della viscosità dinamica.

La caduta di pressione nel condotto, nell'ipotesi di assenza di ebollizione e quindi con flusso monofase, è data dalla solita relazione:

$$\Delta p = \xi \frac{L}{d} \frac{\dot{m}^2}{2S^2} \nu$$

ove per la relazione di Weissbach si ha:

$$\xi = 0.184 \text{Re}^{-0.2}$$

che varia poco essendo Re sensibilmente costante, come sopra illustrato.

Ne segue che possiamo scrivere, raggruppando i termini:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = K_1 \dot{m}^2$$

che, in coordinate (p, \dot{m}^2) , vedi Figura 236 ove in ascisse si ha \dot{m}^2 , è una retta passante per l'origine e coefficiente angolare K_1 . (retta OR).

Un diagramma più preciso potrebbe essere tracciato per punti calcolando le perdite di pressione effettive.

La retta OR rappresenta le condizioni di funzionamento fino alla portata \dot{m}_B in cui inizia l'ebollizione sottoraffreddata (vedi *Ebollizione* in Fisica Tecnica).

Al di sotto di questa portata si hanno perdite di pressione crescenti (si ricordi che le perdite bifase sono sempre maggiori di quelle monofasi) al diminuire della portata di massa anche perché, a pari flusso termico, cresce il titolo di vapore presente.

Allo sbocco abbiamo:

$$\frac{Q_e}{\dot{m}} \approx r x_2$$

ove x_2 è il titolo finale della miscela.

Si ha, quindi, la curva BH di Figura 236 che si raccorda con continuità con la OR in quanto l'ebollizione non si presenta contemporaneamente e nella stessa forma in tutte le sezioni del condotto.

In corrispondenza ad un titolo $x=0,25 \div 0,30$ (a seconda dei casi), punto V della figura, si ha il massimo della caduta di pressione $p_{1v} - p_2 = \Delta p_v$.

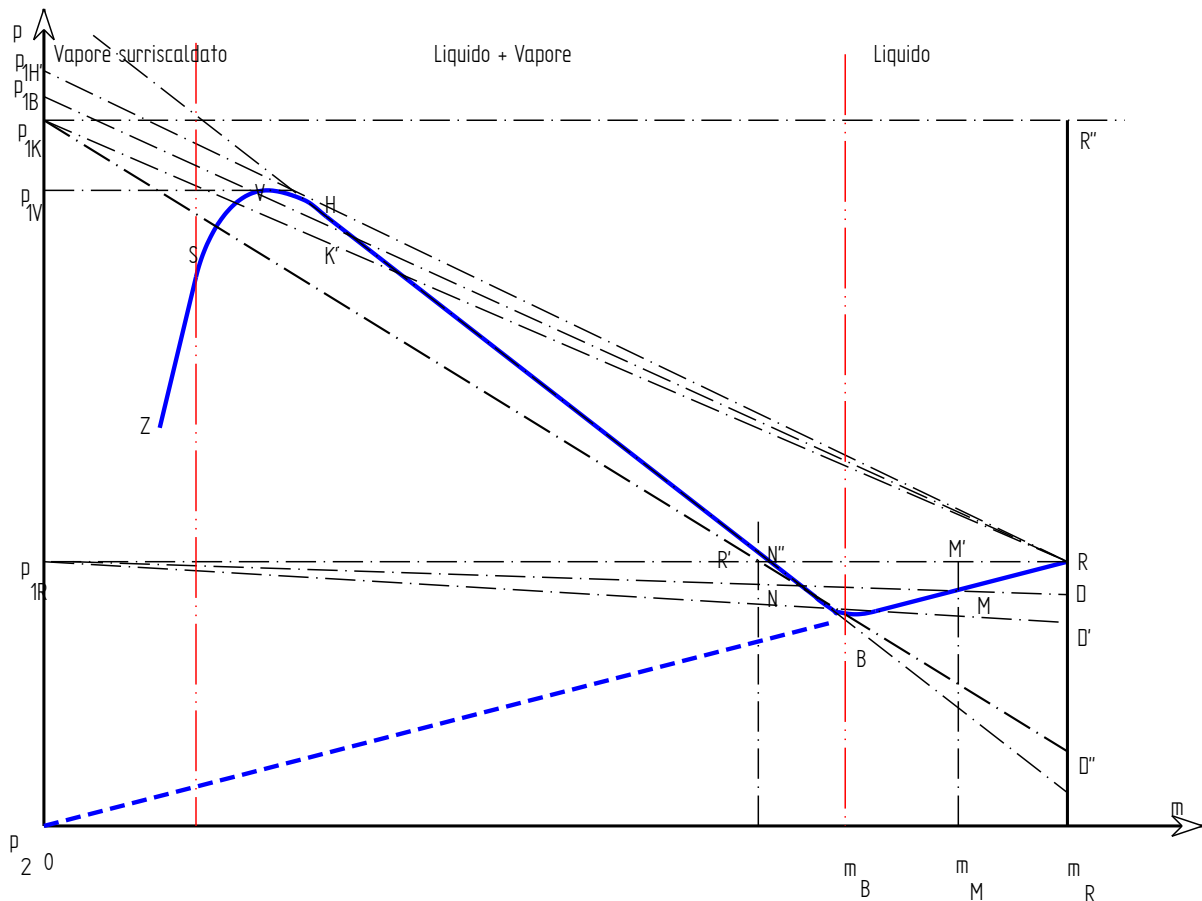


Figura 236: Andamento delle pressioni al variare della portata

Se la portata decresce ulteriormente allora p_1 diminuisce fino al punto S (dove si ha $x=1$) dove si ha la scomparsa del liquido allo sbocco. Una ulteriore diminuzione della portata comporta il surriscaldamento del vapore (si è quindi in regime nuovamente monofase ma di vapore e non più di liquido) con andamento lineare con una nuova K_2 . In realtà giunti nel punto Z si ha la bruciatura (*burn out*) del tubo bollitore.

Si osservi che ci si può spingere fino al punto Z solo se il flusso termico specifico (cioè per unità di superficie) è basso.

Con i valori correnti dei flussi termici si ha la bruciatura molto prima di arrivare ad S, più precisamente per $x = 0.7 \div 0.8$. Se il flusso termico è particolarmente elevato si può avere la bruciatura del tubo bollitore già durante l'ebollizione sottoraffreddata.

8.6.2 PUNTO DI LAVORO DEL TUBO BOLLITORE

Supponiamo di avere la pressione iniziale $p_1 = p_R$, come indicato in Figura 236, ed introduciamo all'ingresso del condotto una resistenza localizzata (ad esempio un ugello) tale che si abbia una caduta di pressione data da:

$$\Delta p_r = \frac{r}{v} \frac{\bar{w}^2}{2} = r \frac{\dot{m}^2 v}{2S^2} = r' \dot{m}^2$$

con r' funzione della resistenza adottata. In figura si ha la rappresentazione della caduta di pressione con la retta $p_{1R}D$ formante con la $p_{1R}R$ (orizzontale) un angolo α tale che sia $\tan(\alpha) = r'$.

Il significato fisico di queste rette appare evidente se si considera che per ogni valore della portata di massa \dot{m} si hanno segmenti intercetti fra esse che rappresentano le cadute di pressione Δp_r nella resistenza localizzata. I punti M ed N rappresentano punti di funzionamento in presenza dell'ugello quando all'imbocco è applicata una pressione $p = 1R$, così come i punti R, R' rappresentano punti possibili di funzionamento in assenza dell'ugello. In corrispondenza dei predetti punti, infatti, la somma della caduta di pressione nell'ugello Δp_r e nel tubo bollitore eguaglia la caduta di pressione totale $p_{1R} - p_2$.

I punti come R ed M sono **punti di funzionamento stabile**: infatti se per ragioni accidentali la portata aumenta o diminuisce si ha, rispettivamente, un difetto o un eccesso di pressione motrice che tende a ripristinare le condizioni primitive. Non si può dire lo stesso di R' ed N': infatti un aumento accidentale di portata provoca un salto repentino in R o in M (rispettivamente) mentre una diminuzione di portata tende ad esaltarsi portando il condotto alla bruciatura.

Se si sceglie come pressione di imbocco p_{1K} si può ottenere il funzionamento nel punto R con l'introduzione di una resistenza tale che sia:

$$r' = \tan \alpha' = \frac{p_{1K} - p_{1R}}{\dot{m}^2}$$

Per questo valore tracciamo la retta $p_{1K}R$ tale che sia:

$$\tan \alpha' = \frac{RR''}{\dot{m}_R^2} = r' = \frac{p_{1K} - p_{1R}}{\dot{m}^2}$$

Questa retta incontra la curva delle pressioni, oltre che in R, anche in K e K'. Di questi punti solo R e K sono relativi ad un funzionamento stabile mentre K' è instabile e si salta in R o in K. Quindi con la scelta della pressione p_{1R} per la pressione di imbocco una eventuale instabilità si ferma in K e pertanto, se la bruciatura avviene oltre questo punto, si può evitare il danno al tubo bollitore. Quando il funzionamento nel punto R è ottenuto con la pressione p_{1R} si è garantiti contro eventuali bruciature per ostruzioni accidentali aventi:

$$r' \leq \frac{RD'}{\dot{m}_R^2}$$

mentre con la pressione p_{1K} questo valore diviene più elevato, fino a:

$$r' = \frac{R''D''}{\dot{m}_R^2}$$

La pressione p_{1K} presenta anche il vantaggio che, in caso di ostruzioni che portino il funzionamento nella curva VS, si ha ancora un funzionamento stabile e la bruciatura può essere evitata con maggiore facilità se si dispone di un apparecchio di allarme acustico.

La scelta della pressione p'_{1H} sulla tangente da R al punto H, oltre a migliorare le condizioni di sicurezza precedentemente citati (con riferimento alle ostruzioni accidentali) permette un ritorno automatico delle condizioni dell'arco ZSH al punto R.

Questo non è possibile con pressioni minore di p_{1V} ; infatti dalla Figura 236 si osserva che se: $p_1 < p_{1V}$ per il ritorno dell'arco SV ed R non basta regolare la resistenza di imbocco ma occorre ridurre anche la potenza termica fornita in modo da avere una diminuzione di p_{1max} (in corrispondenza di V).

La scelta di una pressione di imbocco più elevata di p_{1B} consente il funzionamento in tutte le condizioni mediante l'introduzione di resistenza variabili (saracinesche di regolazione); si possono, infatti, intersecare con la retta di carico tutti i punti della curva del tubo bollitore ed avere un funzionamento stabile. In definitiva, la scelta della pressione a monte di un tubo bollitore va fatta oculatamente in base al grado di sicurezza che si desidera ottenere.

Il raggiungimento di condizioni di optimum comporta la necessità di scegliere pressioni piuttosto elevate, introducendo all'ingresso del condotto resistenze concentrate (ugelli, saracinesche, ...). Queste resistenze proteggono il tubo bollitore (che di solito funziona in parallelo ad altri tubi) dato che variazioni accidentali della portata nominale hanno minore peso.

L'introduzione di ugelli allo sbocco (anziché all'imbocco) esercita una protezione, nel senso che fa crescere la pressione a monte. In questo caso l'ebollizione inizia a temperature più elevate e quindi per portate minori. Tuttavia, se l'ebollizione inizia allora le condizioni risultano aggravate. L'ugello posto all'imbocco è sempre attraversato da solo liquido mentre se è posto allo sbocco è attraversato da una miscela di liquido e vapore e quindi producendo una resistenza maggiore. La portata, per conseguenza, diminuisce rapidamente e la bruciatura del condotto viene facilitata.

8.6.3 TUBO BOLLITORE VERTICALE

Lo studio dei tubi bollitori verticali è più complesso di quello prima mostrato di tubi orizzontali. Per questi condotti si possono avere due casi:

- *Moto del fluido dal basso verso l'alto: in questo caso si hanno condizioni di stabilità maggiori rispetto ai tubi orizzontali;*
- *Moto del fluido dall'alto verso il basso: le condizioni di sicurezza diminuiscono rispetto al caso di condotto orizzontale.*

8.6.4 CALCOLO DELLA PORTATA DI INIZIO E FINE EBOLLIZIONE

Ai fini dell'analisi della stabilità e sicurezza di un tubo bollitore è necessario conoscere le portate di inizio e fine ebollizione. Si abbia, quindi, un condotto sottoposto a flusso termico Q_e esterno (supposto costante ed uniforme). Il fluido entra alla temperatura t_i con entalpia h_{i1} e ad una pressione p che possiamo ritenere costante. Il calore necessario per avere l'ebollizione è pari a:

$$q_{e1,2} = h_{i2} - h_{i1} \quad x=0$$

ove h_{i2} è l'entalpia del fluido in ebollizione alla pressione p e q_e il flusso specifico (J/kg) da fornire al fluido. Noto il flusso totale esterno Q_e e la portata totale di massa si calcola:

$$q_{e1,2} = \frac{Q_e}{\dot{m}}$$

Si può anche scrivere, per la portata totale e il flusso termico totale, la relazione globale di bilancio:

$$\dot{m}_i = \frac{Q_e}{h_{i2} - h_{i1}}$$

essendo \dot{m}_i la portata di massa di inizio ebollizione.

Supponendo costante la pressione³⁹ p del condotto, alla fine dell'ebollizione l'entalpia del vapore saturo vale:

$$h_{v_2} = h_{l_2} + r_2$$

essendo r_2 il calore latente di vaporizzazione alla pressione considerata. Il flusso specifico vale:

$$q_{l_2} = h_{v_2} - h_{l_1} = h_{l_2} + r_2 - h_{l_1}$$

$x=1$

e deve aversi:

$$h_{l_2} + r_2 - h_{l_1} = \frac{Q_e}{\dot{m}_f}$$

ove \dot{m}_f è la portata specifica di fine ebollizione. Risulta, pertanto:

$$\dot{m}_f = \frac{Q_e}{h_{l_2} + r_2 - h_{l_1}}$$

Le cadute di pressione per portate di massa inferiori a quella di inizio ebollizione, \dot{m}_i , si calcolano con le solite relazioni per flusso monofase (Weissbach):

$$\Delta p = \xi \frac{L}{d} \frac{\bar{w}^2}{2\nu} = \xi \frac{L}{d} \frac{\dot{m}^2}{2S^2} \nu$$

Per il calcolo di ξ si utilizza la solita correlazione per tubi lisci $\xi = 0.184 \text{Re}^{-0.2}$. Allorquando ha inizio l'ebollizione la caduta di pressione va calcolata con uno dei metodi prima esposti per le perdite di pressione in moto bifase, ad esempio con il metodo di Thom.

Il titolo di vapore in uscita dal tubo bollitore si calcola mediante la già citata equazione dell'energia:

$$q_{e_{1,2}} = \Delta_{1,2} \left(h + gz + \frac{\bar{w}^2}{2} \right)$$

Ponendo $x_1=0$ e trascurando il contributo dei termini meccanici (cinetico e gravimetrico) si può scrivere:

$$q_{e_{1,2}} \approx r_2 x_2$$

ovvero anche:

$$\frac{Q_e}{\dot{m}} \approx r_2 x_2$$

Da questa relazione si calcola il titolo in uscita x_2 al variare di \dot{m} . Noto x_2 si calcola la caduta totale di pressione:

$$\Delta p_{1,2} = \Delta p_{2Fa} + \Delta p_{slip} + \Delta p_{grav} = M \Delta p_{1,2,1Fla} + R \frac{\dot{m}^2}{S^2} \nu_{l_2} + \frac{L \zeta}{\nu_{l_2}}$$

con M , R e ζ calcolati con gli abachi di Thom⁴⁰.

Va osservato, infine, che la portata allo sbocco non può variare a piacere dovendo essere sempre inferiore alla velocità massima (per tubi a sezione costante) pari a quella del suono, come si è visto per il moto dei fluidi comprimibili.

³⁹ Si ricordi che le cadute di pressione sono sempre mantenute basse per evitare grandi potenze di pompaggio per il moto del fluido nel condotto considerato.

⁴⁰ E' ovvio che lo stesso discorso vale per l'applicazione del metodo di Martinelli e Nelson ove, però, le perdite gravimetriche debbono essere stimate separatamente.

8.6.5 EFFETTI DELLA VARIAZIONE DI DENSITÀ NEL MOTO DEI FLUIDI IN CONDOTTI VERTICALI

All'interno dei tubi bollitori o dei canali di refrigerazione degli impianti nucleari o di reattori chimici si ha moto di fluido con cambiamento di densità, dovuta alle variazioni di temperatura lungo il condotto, che possono produrre problemi di instabilità se non adeguatamente controllati.

Ambiamo già trovato l'equazione A) che qui si ripete riscrivendo diversamente il termine cinetico:

$$-dp = \frac{wdw}{v} + \gamma dz + \xi \frac{1}{d} \frac{\dot{m}^2}{2S^2} v dl + \frac{dL_m}{v}$$

Integrando questa equazione fra le sezioni 1 e 2 (ingresso e uscita) e trascurando il termine dovuto al lavoro positivo del circolatore si ha:

$$p_1 - p_2 = \int_1^2 \frac{wdw}{v} + \int_1^2 \gamma dz + \int_1^2 \frac{dR}{v}$$

In questa equazione occorre osservare che, per condotti a sezione costante, la variazione di volume specifico è di solito piccola e quindi le variazioni di velocità sono parimenti piccole e pertanto il termine cinetico apporta contributi trascurabili.

Nel termine gravimetrici il peso specifico γ varia con la temperatura secondo la legge:

$$\gamma = \gamma_1 [1 + \beta(t - t_1)]$$

con β coefficiente di dilatazione cubica (o di espansione isobaro già visto in Termodinamica) e t la temperatura corrente. La stessa relazione vale per la variazione della densità con la temperatura.

Per saldi termici piccoli si può ritenere parimenti piccola la variazione di densità e pertanto si può utilizzare il suo valore medio, $\bar{\rho}$, fra le due sezioni considerate e quindi la caduta totale di pressione diviene:

$$p_1 - p_2 = \bar{\rho} R_{1,2} + \gamma_1 (z_2 - z_1) - \gamma_1 \int_1^2 \beta(t - t_1) dz$$

Sempre supponendo piccole variazioni dei parametri termofisici e linearizzando le variazioni con l'altezza, possiamo ancora scrivere:

$$p_1 - p_2 + \gamma_1 (z_1 - z_2) = \xi \frac{L}{d} \frac{\dot{m}^2}{2\rho S^2} - \gamma_1 \beta \frac{z_2 - z_1}{2} \frac{Q_e}{c\dot{m}}$$

ove si è tenuto conto che è $Q_e = c\dot{m}(t_2 - t_1)$.

L'ultimo termine (negativo) rappresenta l'alleggerimento termico (*thermal buoyancy*) della colonna di fluido dovuto al riscaldamento subito ed è quello che determina il movimento del fluido nei casi di circolazione naturale⁴¹.

La precedente equazione può essere così schematizzata:

$$p_1 - p_{2m} - Z = A\dot{m}^{1.8} - \frac{B}{\dot{m}} \quad (\text{movimento verso l'alto})$$

$$p_1 - p_{2m} - Z = A\dot{m}^{1.8} + \frac{B}{\dot{m}} \quad (\text{movimento verso il basso})$$

ove A e B sono costanti di raggruppamento positive. Gli indici 1 e 2 si riferiscono sempre all'imbocco e allo sbocco, qualunque sia l'orientamento del condotto.

⁴¹ La circolazione naturale non è quasi mai utilizzata direttamente per il moto dei fluidi negli impianti ma rappresenta sempre un elemento di sicurezza da considerare quando viene meno la potenza motrice della pompa. Se il fluido può ancora circolare esso può trasportare calore e quindi mantenere la temperatura del canale sotto controllo. In un impianto nucleare o in un reattore chimico o in un generatore di vapore l'arresto del fluido all'interno dei canali può portare facilmente a scoppi estremamente pericolosi e distruttivi.

Si è anche supposto, secondo la relazione di Weissbach per tubi lisci, che sia $\xi = Km^{-0.2}$ ed inoltre si è supposto K/ρ indipendente dalla portata e pari al suo valore medio fra le due sezioni considerate.

In Figura 237 si ha la rappresentazione grafica della caduta totale di pressione sia per moto verso l'alto che per moto verso il basso. In essa sono riportati anche gli andamenti dei singoli termini, $\frac{B}{\dot{m}}$, $A\dot{m}^{1.8}$, Z per i due casi, secondo le precedenti equazioni.

Nella figura la portata \dot{m} è posta in relazione con $\Delta p - Z$ per il moto verso l'alto e con $\Delta p + Z$ per il moto verso il basso. Le curve in neretto rappresentano le combinazioni dei termini, come dianzi specificato. Al crescere della potenza ceduta al fluido la curva complessiva si sposta verso destra, allontanandosi da quella segnata.

Si osservi che le due curve (moto verso l'alto e moto verso il basso) si raccordano, per continuità, nel modo segnato a tratto punteggiato in figura.

Quando la potenza cresce il termine $A\dot{m}^{1.8}$ varia poco mentre cambia molto $\frac{B}{\dot{m}}$ essendo $B \propto Q_e$. Le curve reali si arrestano in corrispondenza dei punti X nei quali ha inizio l'ebollizione.

A pieno carico, cioè per il massimo valore di Q_e , l'ebollizione inizia, come s'intuisce, a valori più alti della portata essendo l'aumento di temperatura dato (per quanto detto in precedenza) dalla relazione:

$$t_2 - t_1 = \frac{Q_e}{c \dot{m}}$$

Pertanto quando ci si trova nelle condizioni di fluido lavorante in caldaia o in un reattore nucleare a potenza ridotta occorre fare in modo che il salto di temperatura dello stesso fluido sia il più possibile costante e pari al valore di regime precedente. Ciò si ottiene riducendo la portata \dot{m} in modo proporzionale al calore Q_e .

Riducendo la portata \dot{m} ci si porta in corrispondenza del punto M o del punto N (a seconda del verso del fluido) di Figura 237. Il movimento in corrispondenza di questi punti è stabile: infatti, se per qualsivoglia ragione la portata \dot{m} cresce o diminuisce il punto di lavoro si sposta a destra o a sinistra e si determina un difetto di pressione motrice che tende a ripristinare le condizioni iniziali.

Lo stesso succede a sinistra del punto B. A destra di B si ha, invece, instabilità e si tende verso la condizione del punto X di inizio ebollizione e quindi verso le condizioni di *burn out* del condotto. Anche per il tratto MB le condizioni operative non sono buone perché un aumento accidentale della resistenza può provocare, con relativa facilità, un salto nel tratto BX della curva.

Tutte le circostanze sopra indicate debbono essere tenute in conto quando si progetta un tubo bollitore o un qualunque sistema nel quale il fluido lavorante funga da refrigerante per il sistema. In definitiva, in base a quanto detto, il moto verso l'alto risulta sempre stabile.

Tuttavia spesso si preferisce il moto verso il basso per avere di migliori condizioni operative ai fini della protezione in caso di incidenti⁴².

⁴² Negli impianti nucleari, ad esempio, il moto verso il basso consente di contenere nella zona inferiore dell'impianto il fluido caldo e radioattivo.

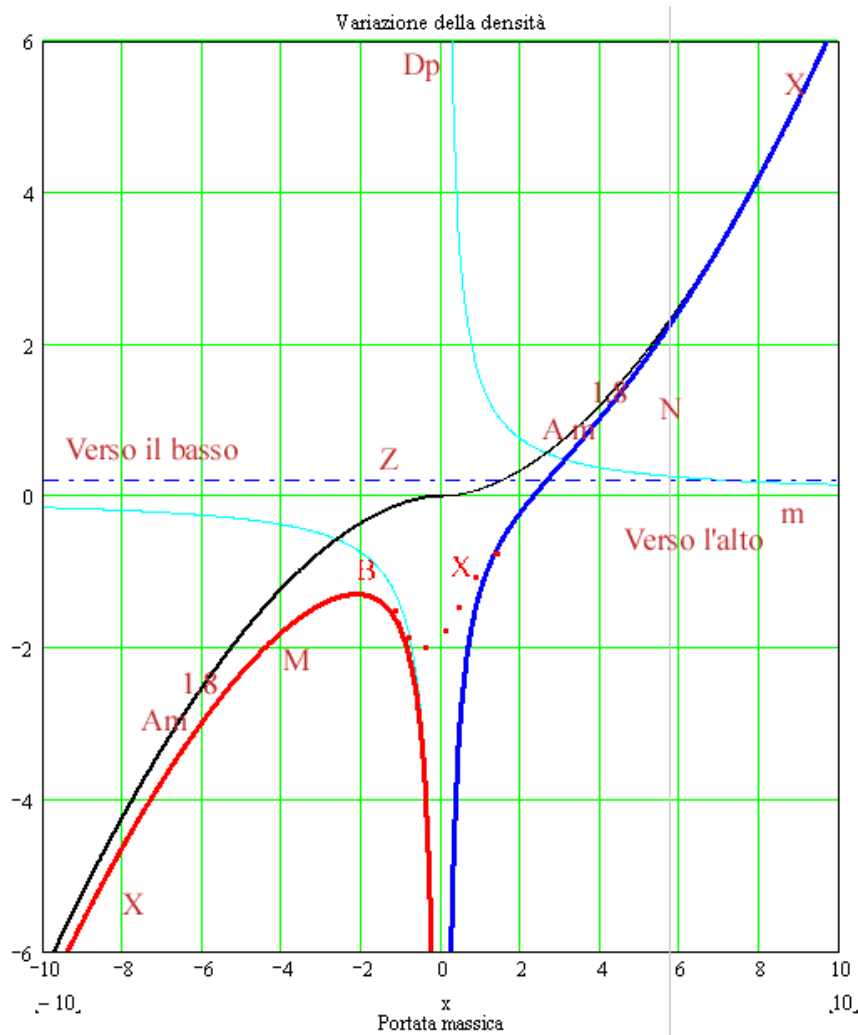


Figura 237: Caduta totale di pressione

8.6.6 PROGETTO DEI CONDOTTI

Si tenga sempre presente che l'inizio dell'ebollizione porta sempre ad avere maggiori perdite di pressione e quindi aumenti consistenti della resistenza al movimento che facilitano le condizioni di *burn out* del condotto e pertanto occorre intervenire opportunamente per evitare che queste condizioni si raggiungano.

Quando i tubi bollitori sono posti in parallelo (nei generatori termici e nei reattori nucleari si utilizza spesso questa configurazione) allora le condizioni operative divengono più critiche poiché l'aumento della resistenza in un condotto porta ad avere una nuova redistribuzione della portata negli altri condotti e quindi si ha una variazione rispetto alle condizioni nominali di lavoro.

Se si osserva la relazione precedentemente ottenuta:

$$p_1 - p_2 + \gamma_1(z_1 - z_2) = \xi \frac{L}{d} \frac{\dot{m}^2}{2\rho S^2} - \gamma_1 \beta \frac{z_2 - z_1}{2} \frac{Q_e}{cm}$$

si può dire che il sistema prima dell'ebollizione risulta tanto più stabile quanto più il termine relativo alla variazione della densità, $\gamma_1 \beta \frac{z_2 - z_1}{2} \frac{Q_e}{cm}$, risulta piccolo rispetto a quello delle perdite

per attrito, $\xi \frac{L}{d} \frac{\dot{m}^2}{2\rho S^2}$.

Cadute di pressione molto maggiori delle variazioni di densità

Se quest'ultimo è relativamente grande allora la progettazione di condotti in parallelo può essere effettuata con i metodi visti in precedenza per i condotti in serie e in parallelo.

Cadute di pressione piccole rispetto alle variazioni di densità

Se il termine di variazione della densità prevale su quelle delle perdite di attrito allora si possono avere condizioni di instabilità e si procede iterativamente nella progettazione. In pratica si scelgono le pressioni di imbocco, p_1 , e di sbocco, p_2 , ed i diametri dei condotti.

Si calcolano le portate \dot{m}_i dei singoli condotti utilizzando la relazione precedente e quindi si calcola la portata totale $\dot{m} = \sum_{i=1 \rightarrow N} \dot{m}_i$.

Se la portata totale \dot{m} è inferiore a quella desiderata si modificano alcuni parametri di progetto e si ripete il calcolo fino al raggiungimento delle condizioni finali volute.

Si osservi che è sempre necessario verificare, oltre alle condizioni di moto, anche quelle di congruenza relative alla trasmissione del calore e cioè che la superficie totale dei condotti sia tale da assicurare lo smaltimento del calore Q_e e cioè:

$$Q_e = \sum_{i=1 \rightarrow N} K_i S_i \Delta t_i$$

Caso di circolazione naturale

Spesso si desidera avere una circolazione del fluido di tipo naturale⁴³ allora la *driving force* è proprio dovuta alla variazione di densità che è in diretta proporzione al calore ricevuto.

Pertanto la velocità di regime nei condotti cresce se cresce la potenza termica ceduta e ciò provoca una sorta di uniformazione delle velocità nei condotti che riduce le tensioni termiche fra le varie zone dell'impianto.

La circolazione naturale avviene usualmente con basse perdite di pressione e ciò porta ad avere diametri di condotti superiori ai corrispondenti a circolazione forzata, come già visto in precedenza.

⁴³ In alcune zone degli impianti nucleari, ad esempio negli schermi radioattivi, si preferisce avere moto verso l'alto a bassa velocità e con piccole cadute di pressione. Si osservi che le condizioni di circolazione naturale sono sempre da prendere in considerazione per le condizioni di emergenza. Una fermata delle pompe di circolazione, infatti, non può e non deve comportare il blocco del fluido all'interno dei tubi bollitori perché ciò produrrebbe certamente un incidente: il calore fornito non sarebbe più trasportato via e quindi si hanno scoppi o altri disastri. E' quanto avvenuto, ad esempio, nel reattore di Chernobyl dove la fermata (forse volontaria) delle pompe di circolazione ha portato alla stagnazione del fluido refrigerante con conseguente surriscaldamento del nocciolo del reattore nucleare che è fuso.

9. RETI DI DISTRUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

9.1 USO DELL'ARIA COMPRESSA

L'aria compressa riveste notevole importanza in tutta l'impiantistica sia come fluido di lavoro che come fluido ausiliario usato nelle apparecchiature di controllo pneumatiche.

Si tralasciano qui le problematiche della produzione dell'aria, proprie dei corsi di *Macchine* e di *Impianti Industriali*. Il dimensionamento della rete di distribuzione viene eseguito in base alle massime portate richieste dalle utenze. La velocità dell'aria viene mantenuta fra $10 \div 20$ m/s per evitare che gocce di condensa siano trasportate e che si verifichino sensibili colpi d'ariete.

Le perdite di pressione (effetto di laminazione fluidodinamica) comportano un raffreddamento dell'aria con possibile formazione di condensa dell'umidità dell'aria.

Pertanto le linee sono poste in leggera pendenza ($1 \div 3$ %) e nelle sezioni a quota minima si inseriscono opportuni scaricatori di condensa. Sempre per evitare il trascinamento di gocce di condensa alle utenze, le prese dell'aria compressa sono effettuate nella parte superiore del collettore principale e munite, nella parte terminale, ancora di scarichi della condensa. Il progetto della rete può seguire quanto detto per le altre reti di distribuzione. L'abaco che lega le perdite di pressione, i diametri e le portate è riportato in Figura 238 con un esempio d'uso.

Scaricatori di condensa

Questi elementi hanno grande importanza per evitare grossi problemi alle utenze.

Essi debbono anche essere opportunamente equilibrati in pressione mediante tubi di collegamento fra monte e valle, vedi Figura 239.

La scelta degli scaricatori di condensa viene effettuata in base alla portata di condensa che si prevede nella rete, secondo i modelli forniti dalle case costruttrici.

Separatori di liquido

Lungo la rete si è già detto che si pongono gli scaricatori di condensa che hanno una sacca si raccolta in grado di eliminare l'acqua che viene convogliata scorrendo sul fondo delle tubazioni ma non possono fare nulla per intercettare l'acqua che scorre in sospensione, senza avere aderito alle pareti interne delle tubazioni.

Per questo motivo si usano i separatori di liquido, installati a monte delle diramazioni principali, vedi Figura 241.

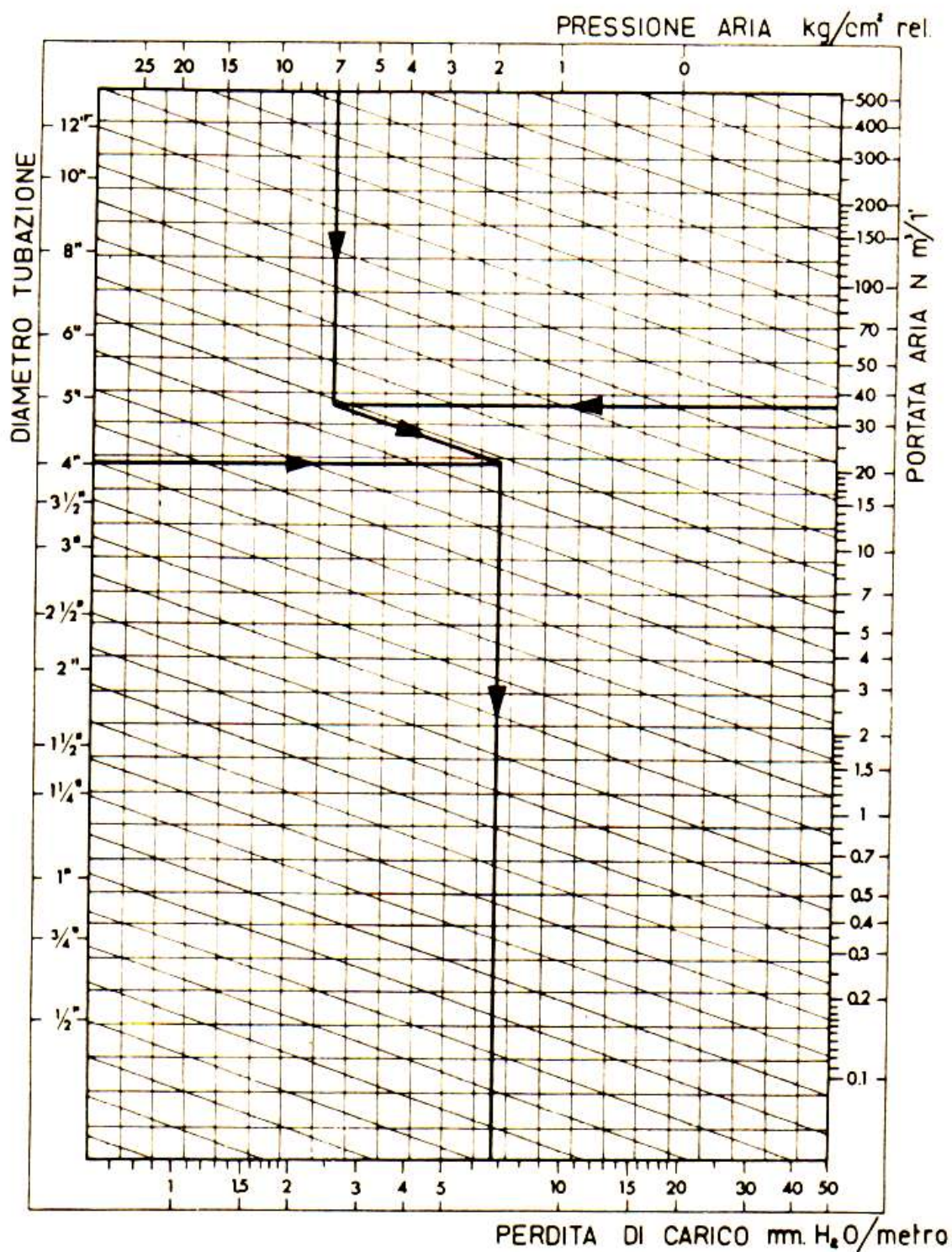


Figura 238: Abaco per il dimensionamento delle reti di distribuzione dell'aria compressa

Il funzionamento si basa sulla separazione meccanica per urto delle particelle contro un setto poroso opportunamente collocato e dimensionato, nonché su un effetto di decantazione per il rallentamento al flusso dovuto all'aumento della sezione, vedi Figura 242.

Il separatore di liquido deve poi essere munito di scaricatore di condensa del tipo compatibile con la pressione di esercizio e con la quantità di condensa prevista.

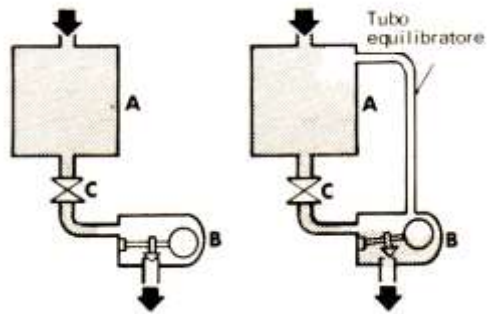


Figura 239: Scaricatori di condensa con equilibratura

DN	PRESSIONE DIFFERENZIALE IN kg/cm ²													
	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	18	28	50
3/4"	70	100	130	150	170	180	190	200	220	240	250	—	—	—
1"	190	255	300	340	375	405	435	460	505	545	—	—	—	—
1 1/2"	380	525	630	725	800	875	940	1000	1110	1200	—	—	—	—
1"	—	—	—	—	—	—	—	685	760	825	835	850	—	—
1"x3/4"	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	250	330	400

Figura 240: Portate degli scaricatori di condensa

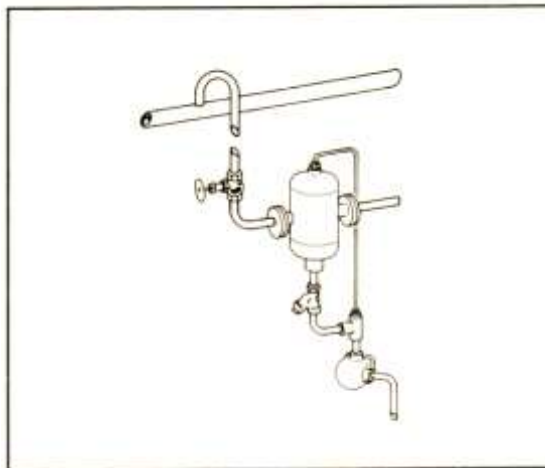


Figura 241: Installazione dei separatori di liquido

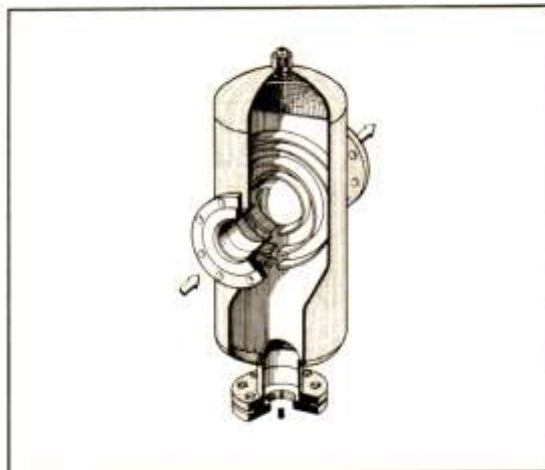


Figura 242: Sezione di un separatore di liquido

10. RETI PER LA DISTRIBUZIONE DEL VAPORE

10.1 USO DEL VAPORE

La distribuzione del vapore, importantissima nei processi industriali e nell'impiantistica in genere, deve essere effettuata con molta cura. Accade, infatti, che il vapore, per effetto degli scambi di calore con l'esterno attraverso le pareti, si raffreddi e in parte condensi. Inoltre l'utenza ciclica utilizza il vapore in uno scambiatore di calore dal quale esce sotto forma di condensato per essere nuovamente inviato nel generatore per la successiva vaporizzazione.

E' necessario, quindi, prevedere accanto alle tubazioni principali di distribuzione del vapore anche una seconda rete di *raccolta condensa*.

La progettazione segue quanto già detto a proposito dell'isolamento delle tubazioni e i singoli condotti vengono dimensionati con appositi abachi nei quali si tiene conto della pressione di esercizio, della velocità di trasporto (qualche decina di m/s) della portata e del diametro dei tubi. Questi abachi sono un po' più complessi dei soliti visti per la distribuzione dell'acqua e dell'aria proprio per gli effetti dovuti alla condensazione lungo il trasporto.

Lungo la rete, nella condotta principale, occorre prevedere pozzetti di drenaggio e di scarico termico della condensa. Quest'ultima risulta particolarmente pericolosa per la possibilità di colpi d'ariete che ne possono derivare a causa delle velocità e pressioni elevate nelle reti di vapore.

Separatori di condensa

Il dimensionamento dei separatori di condensa viene effettuato tramite l'abaco di Figura 244. La loro installazione va eseguita con cura secondo lo schema di Figura 243 nella quale si consigliano le soluzioni:

- A) per bassa e media pressione
- B) per media pressione
- C) per media e alta pressione.

I separatori di condensa debbono essere installati presso la presa della caldaia per eliminare la schiuma o proiezioni liquide provenienti da quest'ultima. In oltre debbono essere installati in corrispondenza di ogni utenza per impedire che nebbie o goccioline di condensazione incipiente che si formano nel vapore vengano trasmesse agli utilizzatori.

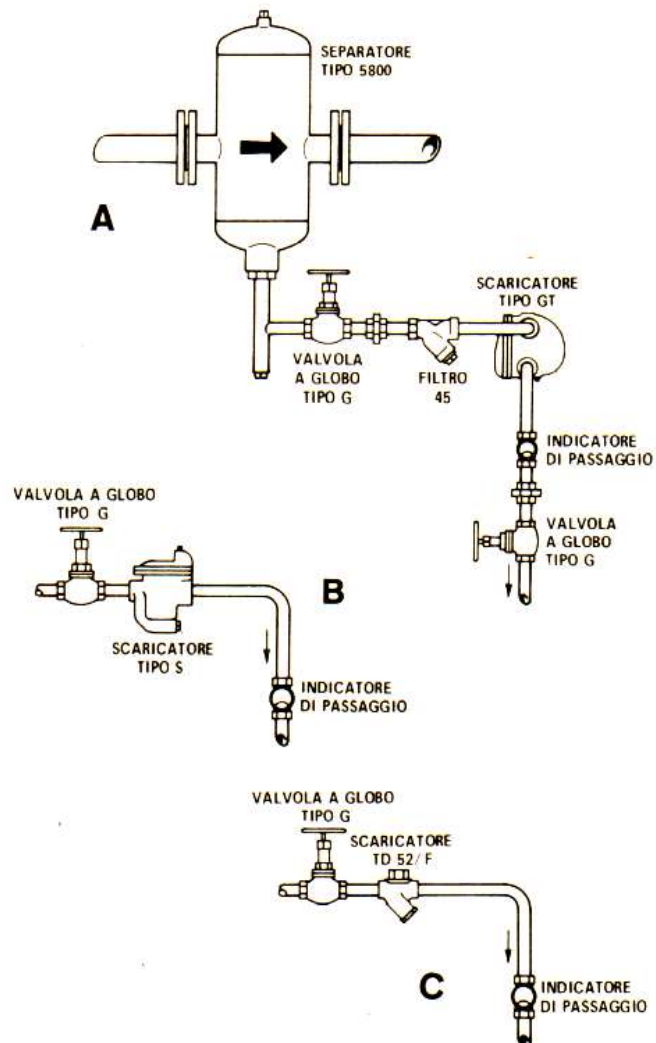


Figura 243: Installazione dei separatori di condensa per vapore

DIMENSIONAMENTO SEPARATORI DI CONDENSA PER VAPORE

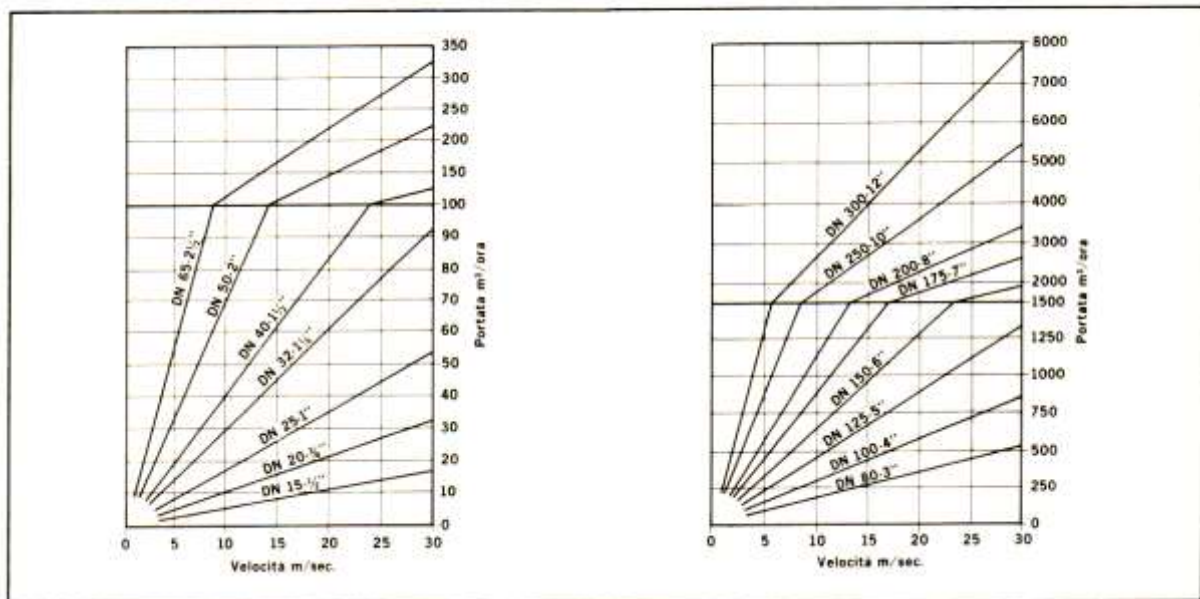


Figura 244: Dimensionamento dei separatori di condensa per il vapore

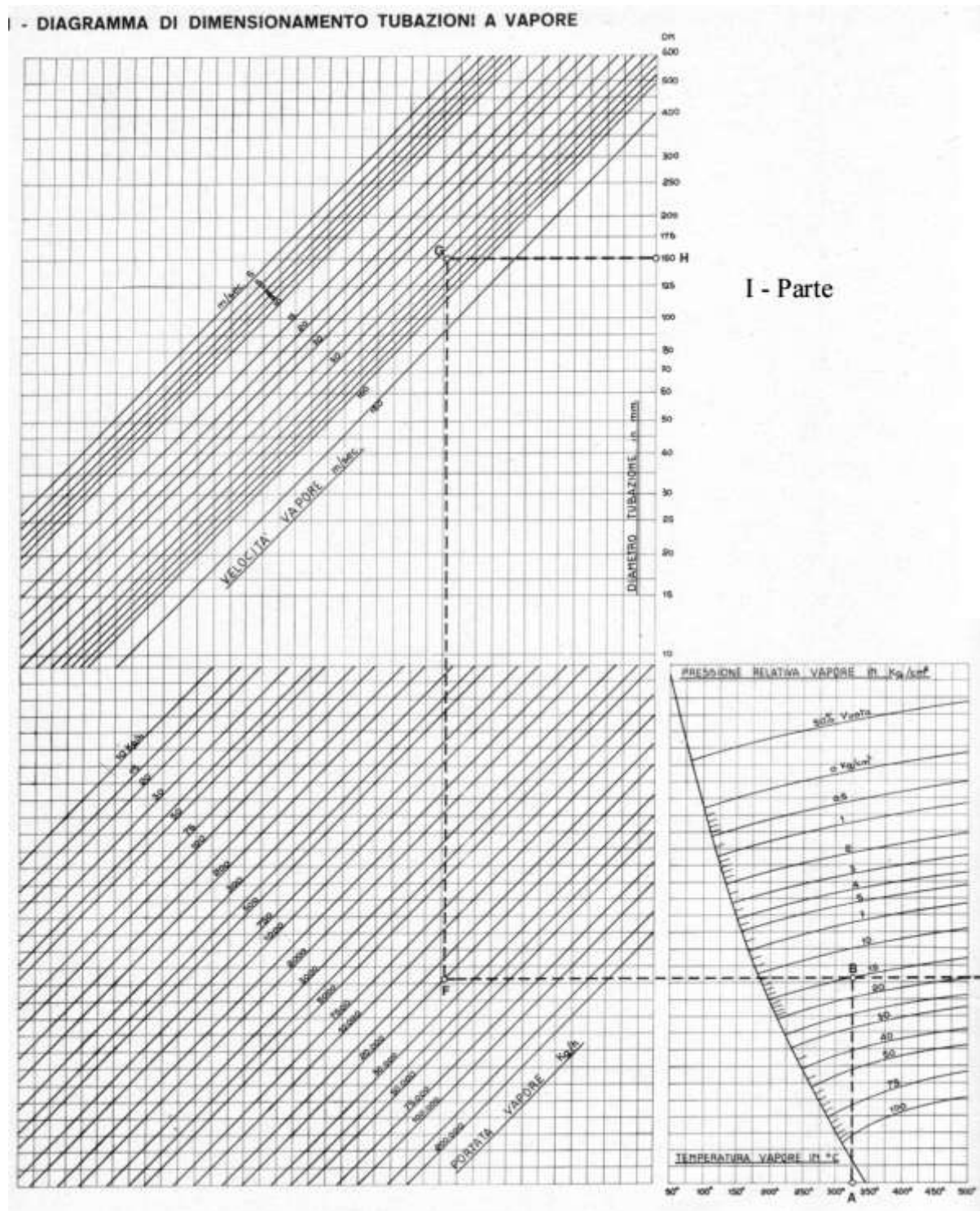


Figura 245: Abaco per il dimensionamento delle reti di vapore – 1° parte

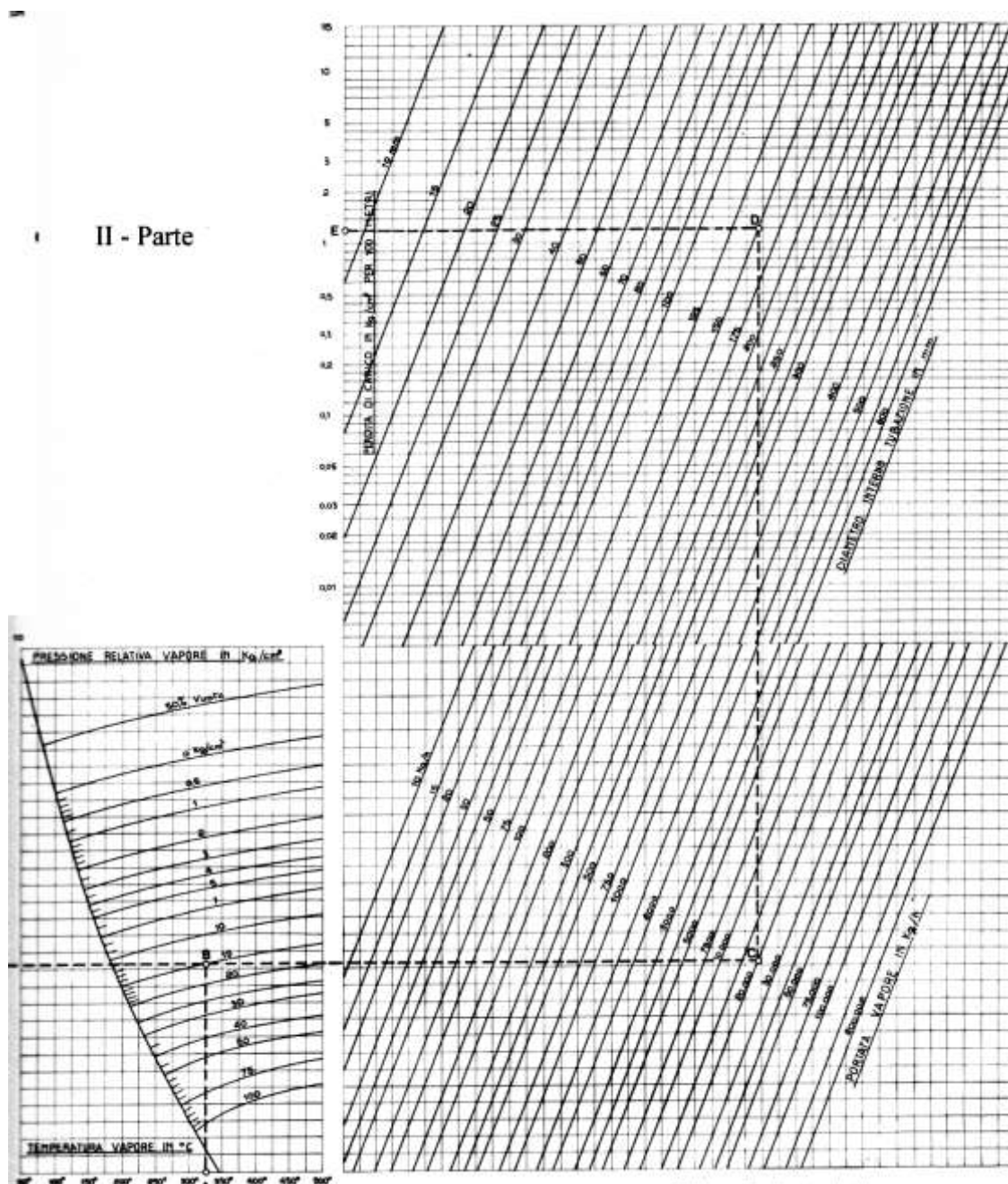


Figura 246: Abaco per il dimensionamento delle reti di vapore – 2° parte

Il separatore va sempre munito di uno scaricatore con relativo filtro, come indicato in Figura 243.

Tubazioni per la condensa

Le tubazioni per la condensa debbono essere opportunamente dimensionate mediante l'abaco di Figura 247 nel quale si tiene conto della pressione di condensazione, della portata di condensa e del diametro della tubazione.

Esempio di installazione di una caldaia per produzione di vapore

In Figura 249 si ha un esempio di corretta installazione di una caldaia per produzione di vapore. In essa sono visibili i collegamenti, la disposizione dei filtri, delle valvole di intercettazione e del by pass di servizio, utile per la manutenzione dei dispositivi di controllo

Esempio di installazione di uno scambiatore di calore a vapore

In Figura 249 si ha un esempio sulla corretta installazione di uno scambiatore di calore con fluido primario vapore. Questo schema rispecchia la normativa di sicurezza (Raccolta H, ex ANCC).

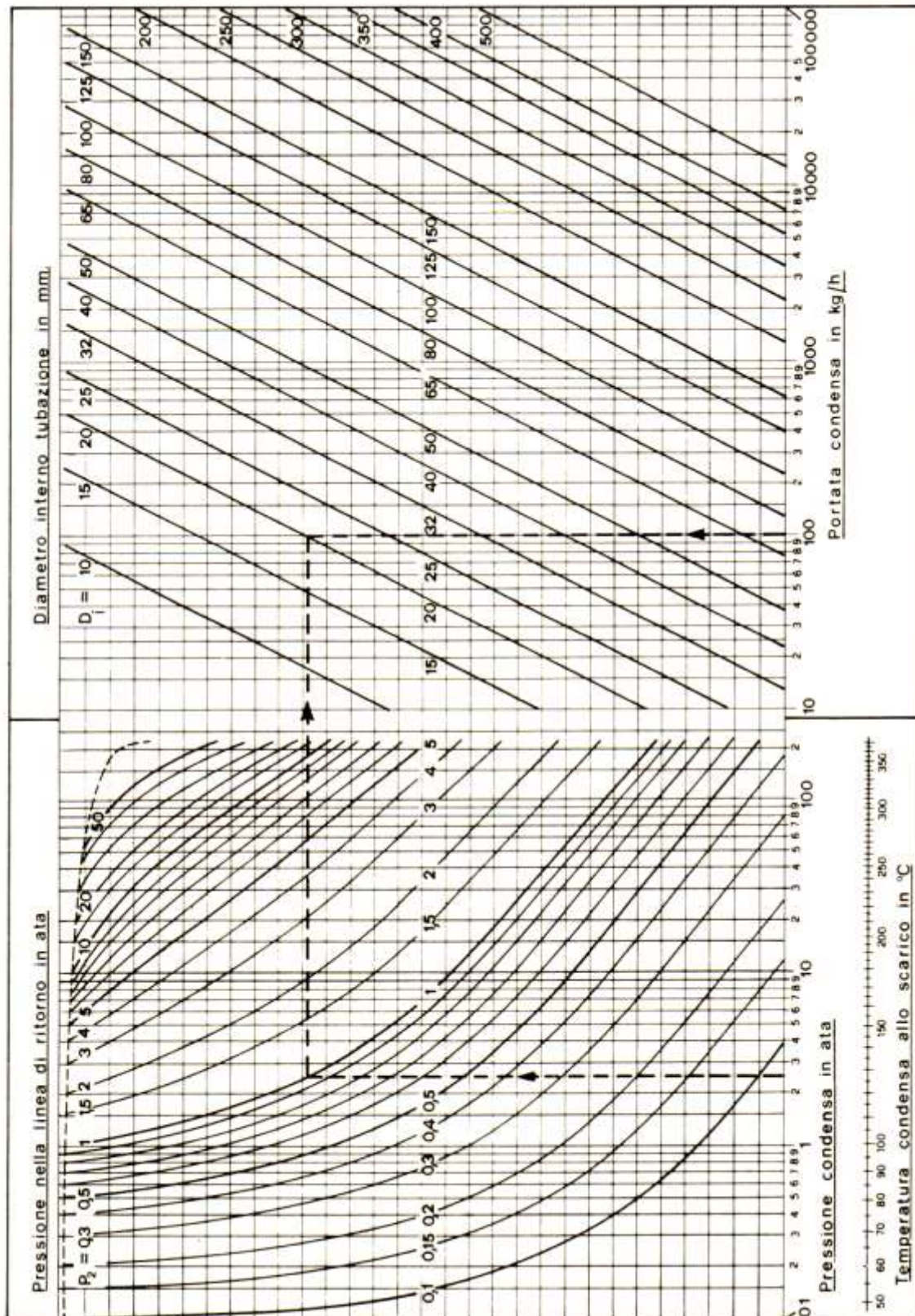


Figura 247: Abaco per il dimensionamento delle tubazioni per la condensa

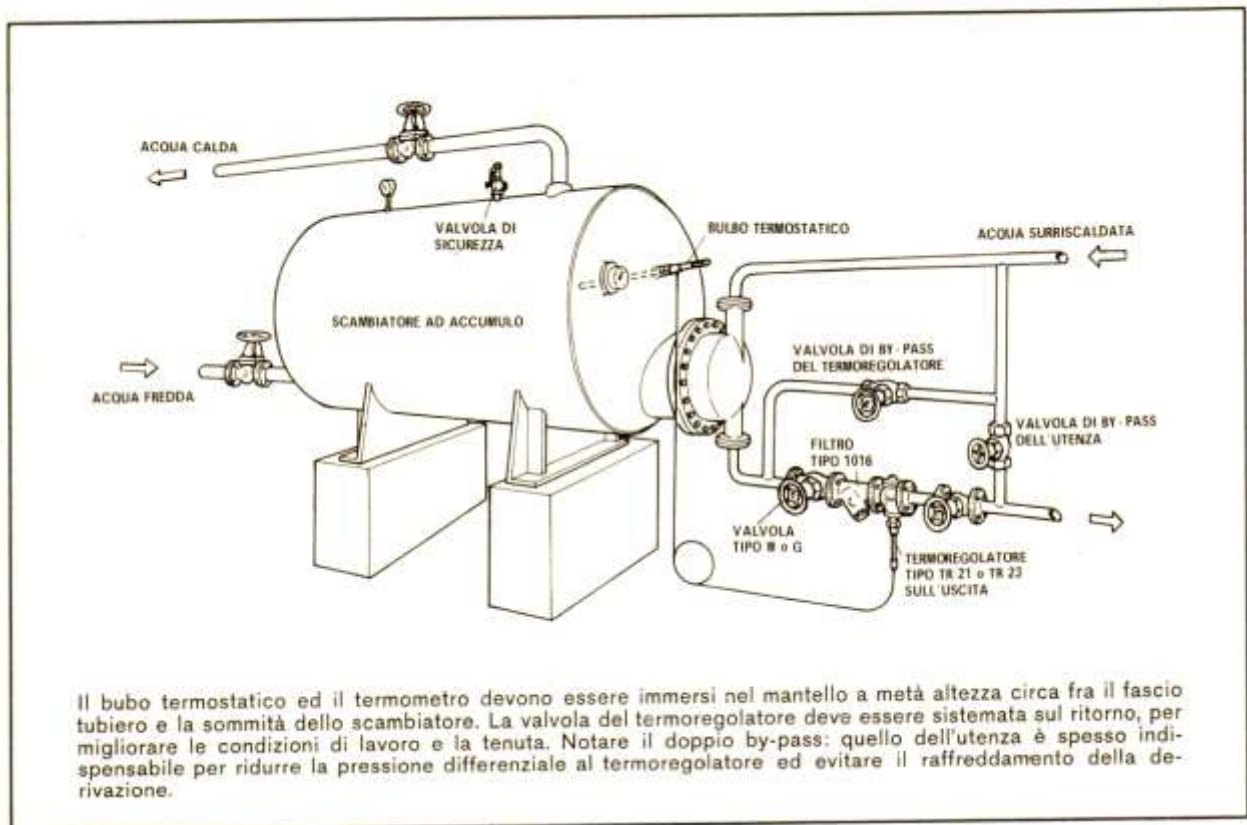


Figura 248: Esempio di installazione di una caldaia per produzione di vapore

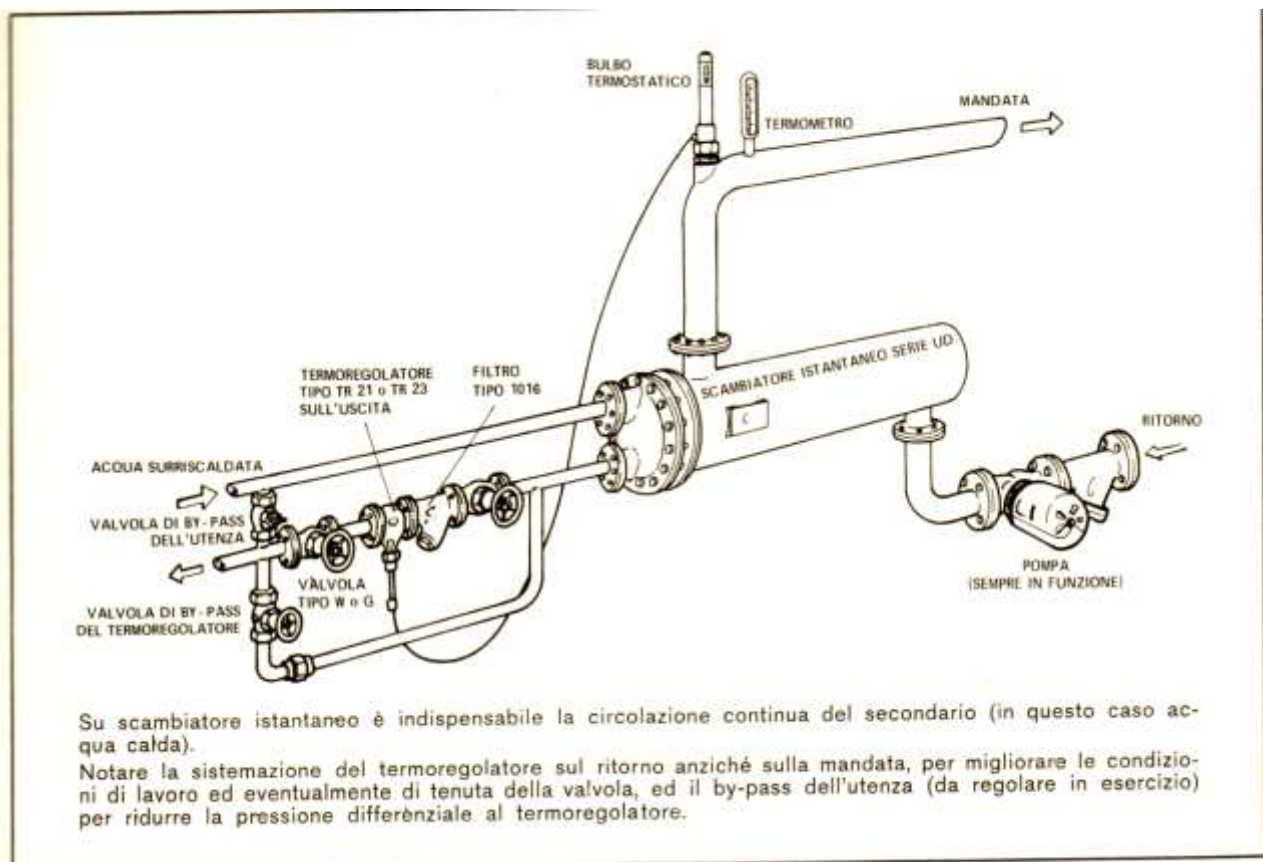


Figura 249: Esempio di installazione di uno scambiatore di calore a vapore

11. IMPIANTI ANTINCENDIO*

11.1 GLI IMPIANTI ANTINCENDIO

Il rischio di incendio è oggi rilevante anche a causa dell'uso sempre crescente di materiali altamente infiammabili (*ad esempio materiale plastico, carta, legno, ...*) presenti nei locali di lavoro o di abitazione. L'Italia è una delle nazioni più all'avanguardia nel campo della prevenzione degli incendi con una serie di norme tecniche che coprono tutti i settori civili e industriali.

Si tralascia in questa sede, a causa del tempo limitato, il problema dei *grandi rischi* di tipo industriale regolamentati dal D.lgs. 334/99 (detto anche *Seveso 2*) per soffermarci solamente ai classici impianti antincendio per impianti civili ed industriali normali.

Una delle norme più importanti è data dal D.Lgs. 149/96: *Approvazione della regola tecnica di prevenzione e incendi per la progettazione, costruzione ed esercizio dei locali di intrattenimento e pubblico spettacolo*⁴⁴. Di essa si riportano alcuni fra gli articoli più importanti⁴⁴. Si vedranno anche altre norme e/o decreti riguardanti l'argomento qui trattato.

Prima di procedere all'esame delle leggi e norme vigenti si vuole qui presentare la problematica che gli impianti antincendio debbono affrontare.

11.2 FINALITÀ DEGLI IMPIANTI ANTINCENDIO

Gli impianti antincendio hanno come finalità la riduzione dei danni conseguenti al verificarsi di un incendio, agendo quindi sulla Magnitudo dell'evento incendio.

Gli interventi si suddividono in misure di protezione **attiva** o **passiva** in relazione alla necessità o meno dell'intervento di un operatore o dell'azionamento di un impianto.

- **Protezione PASSIVA** - non c'è il bisogno di un intervento
- **Protezione ATTIVA** - c'è il bisogno di un intervento

11.3 LA PROTEZIONE PASSIVA

Gli impianti antincendio hanno come finalità la riduzione dei danni conseguenti al verificarsi di un incendio, agendo quindi sulla Magnitudo dell'evento incendio.

Gli interventi si suddividono in misure di protezione **attiva** o **passiva** in relazione alla necessità o meno dell'intervento di un operatore o dell'azionamento di un impianto.

- **Protezione PASSIVA** - non c'è il bisogno di un intervento

⁴⁴ La *Norma Tecnica* è tutta parimenti importante ma in questa sede si vuole porre maggiormente l'attenzione sugli aspetti progettuali della norma stessa. Si rimanda l'Allievo ad una lettura di tutto il testo per un maggiore approfondimento.

- **Protezione ATTIVA** - c'è il bisogno di un intervento

11.4 LA PROTEZIONE ATTIVA

L'insieme delle misure di protezione che richiedono l'azione di un uomo o l'azionamento di un impianto sono quelle finalizzate alla precoce rilevazione dell'incendio, alla segnalazione e all'azione di spegnimento dello stesso:

- *estintori*
- *rete idrica antincendi*
- *impianti di rivelazione automatica d'incendio*
- *impianti di spegnimento automatici*
- *dispositivi di segnalazione e d'allarme*
- *evacuatori di fumo e calore*

11.5 MISURE DI PROTEZIONE PASSIVA

Si tratta, come sopra specificato, di misure insite nell'edificio e che non richiedono interventi esterni. Vediamole in dettaglio.

11.5.1 DISTANZE DI SICUREZZA

La protezione passiva realizzata con il metodo delle barriere antincendio è basata sul concetto dell'interposizione, tra aree potenzialmente soggette ad incendio, di spazi scoperti o di strutture. Nel caso di interposizione di spazi scoperti la protezione ha lo scopo di impedire la propagazione dell'incendio principalmente per trasmissione di energia termica radiante.

Nella terminologia utilizzata per la stesura delle normative nazionali ed internazionali per indicare l'interposizione di spazi scoperti fra gli edifici o installazioni si usa il termine di "*distanze di sicurezza*".

Le *distanze di sicurezza* si distinguono in *distanze di sicurezza interne* e *distanze di sicurezza esterne* a seconda che siano finalizzate a proteggere elementi appartenenti ad uno stesso complesso o esterni al complesso stesso.

Un altro tipo di *distanza di sicurezza* è da considerarsi la "*distanza di protezione*" che è definita la distanza misurata orizzontalmente tra il perimetro in pianta di ciascun elemento pericoloso di una attività e la recinzione (ove prescritta) ovvero il confine dell'area su cui sorge l'attività stessa.

La determinazione delle distanze di sicurezza in via teorica è basata sulle determinazioni dell'energia termica irradiata dalle fiamme di un incendio. Esistono vari modelli di calcolo che forniscono dati molto orientativi. Nelle norme antincendio ufficiali vengono introdotti invece valori ricavati *empiricamente* da dati ottenuti dalle misurazioni dell'energia radiante effettuata in occasione di incendi reali e in incendi sperimentali.

Appare evidente che **compartmentare** una struttura ricorrendo alla sola adozione di distanze di sicurezza comporta l'utilizzo di grandi spazi che dovranno essere lasciati vuoti e costituire di per se una misura poco conveniente di realizzazione di una barriera antincendio da un punto di vista economico, anche nel caso di edifici industriali dove si dispone di solito di grandi spazi, poiché così facendo si aumenterebbero i tempi di lavorazione e i costi relativi all'incremento dei servizi di trasporto dei prodotti all'interno del ciclo produttivo.

Pertanto la protezione passiva si realizza anche mediante la realizzazione di elementi di separazione strutturale del tipo "*tagliafuoco*".

11.5.2 RESISTENZA AL FUOCO E COMPARTIMENTAZIONE

La *resistenza al fuoco* delle strutture rappresenta il comportamento al fuoco degli elementi che hanno funzioni strutturali nelle costruzioni degli edifici, siano esse funzioni portanti o funzioni separanti. In termini numerici la *resistenza al fuoco* rappresenta l'intervallo di tempo, espresso in *minuti primi*, di esposizione dell'elemento strutturale ad un incendio, durante il quale l'elemento costruttivo considerato conserva i requisiti progettuali di stabilità meccanica, tenuta ai prodotti della combustione, nel caso più generale, di coibenza termica.

La determinazione della resistenza al fuoco delle strutture si effettua generalmente mediante un metodo di calcolo globale (*Circolare del Ministero dell'Interno n. 91 del 1961*) che si basa su una relazione tra la durata presumibile dell'incendio e il carico d'incendio che caratterizza il compartimento in esame, facendo inoltre riferimento ad un incendio con una curva standard *temperatura-tempo* di regola piuttosto severa rispetto alle possibili condizioni reali.

Più specificatamente la resistenza al fuoco può definirsi come l'attitudine di un elemento da costruzione (componente o struttura) a conservare:

- *la stabilità R*
- *la tenuta E*
- *l'isolamento termico I*

R stabilità

- *l'attitudine di un elemento da costruzione a conservare la resistenza meccanica sotto l'azione del fuoco;*

E tenuta

- *attitudine di un elemento da costruzione a non lasciar passare né produrre se sottoposto all'azione del fuoco su un lato fiamme, vapori o gas caldi sul lato non esposto al fuoco;*

I isolamento termico

- *attitudine di un elemento da costruzione a ridurre, entro un dato limite, la trasmissione del calore*
- *Pertanto:*
- *con il simbolo **REI** si identifica un elemento costruttivo che deve conservare, per un determinato tempo, la stabilità, la tenuta e l'isolamento termico;*
- *con il simbolo **RE** si identifica un elemento costruttivo che deve conservare, per un determinato tempo, la stabilità e la tenuta;*
- *con il simbolo **R** si identifica un elemento costruttivo che deve conservare, per un determinato tempo, la stabilità;*

Quindi in relazione ai requisiti degli elementi strutturali in termini di materiali da costruzione utilizzati e spessori realizzati, essi vengono classificati da un numero che esprime i minuti primi per i quali conservano le caratteristiche suindicate in funzione delle lettere R, E o I, come di seguito indicato per alcuni casi:

- *R 45 R 60 R 120*
- *RE 45 RE 60 RE 120*
- *REI 45 REI 60 REI 120*

Le barriere antincendio realizzate mediante interposizione di elementi strutturali hanno invece la funzione di impedire la propagazione degli incendi sia lineare (*barriere locali*) che

tridimensionale (*barriere totali*) nell'interno di un edificio, nonché, in alcuni casi, quella di consentire la riduzione delle distanze di sicurezza. Per una completa ed efficace compartimentazione i *muri tagliafuoco* non dovrebbero avere aperture, ma è ovvio che in un ambiente di lavoro è necessario assicurare un'agevole comunicazione tra tutti gli ambienti destinati, anche se a diversa destinazione d'uso. Pertanto è inevitabile realizzare le comunicazioni e dotarle di elementi di chiusura aventi le stesse caratteristiche di resistenza al fuoco del muro su cui sono applicati. Tali elementi di chiusura si possono distinguere in:

Porte incernierate

- porte munite di sistemi di chiusura automatica quali fusibili, cavetti e contrappesi o sistemi idraulici o a molla, che **in caso d'incendio fanno chiudere il serramento**;
- porte scorrevoli: porte sospese ad una guida inclinata di pochi gradi rispetto al piano orizzontale mediante ruote fissate al pannello. Normalmente stanno in posizione aperta trattenute da un contrappeso e da un cavo in cui è inserito un **fusibile** che in caso d'incendio si fonde liberando il contrappeso e **permettendo alla porta di chiudersi**;
- porte a ghigliottina: porte installate secondo un principio analogo a quello adottato per le porte scorrevoli, ma con la differenza che in questo caso il pannello viene mantenuto sospeso sopra l'apertura e le guide sono verticali.

SPESSORE DELLE PARETI TAGLIAFUOCO

Tipo di parete	Spessore minimo in cm escluso l'intonaco per le seguenti classi di edifici						
	15	30	45	60	90	120	180
Laterizi pieni con intonaco normale	6	13	13	13	26	26	26
Laterizi pieni con intonaco isolante	6	6	6	13	13	26	26
Laterizi forati con intonaco normale	6	8	14	20	30	30	30
Laterizi forati con intonaco isolante	6	6	6	10	10	14	20
Calcestruzzo normale	8	8	10	10	10	12	16
Calcestruzzo leggero (con isolante tipo pomice, perlite, scorie o simili)	8	8	8	8	8	10	10

Tabella 33: Spessore delle pareti tagliafuoco

SPESSORE MINIMO DEI SOLAI

Tipo di solaio	Spessore minimo comprensivo della cappa del pavimento non combustibile e del soffitto quando questo è applicato alla soletta, espresso in cm per le seguenti classi di edifici						
	15	30	45	60	90	120	180
Soletta in c.a.							
- con intonaco normale (1,5 cm)	10	10	12	14	16	20	20
- idem con intonaco isolante (1,5 cm)	10	10	12	14	14	16	16
- idem con soffitto sospeso	8	8	10	12	12	14	14
Solaio in laterizio armato							
- con intonaco normale (1,5 cm)	16	16	20	24	24	30	30
- idem con intonaco isolante (1,5 cm)	14	14	18	18	20	24	24
- idem con soffitto sospeso.	12	12	16	16	18	22	22
Elementi in c.a. precompresso							
- con intonaco normale (1,5 cm)(*)	16	16	20	24	24	30	30
- idem con intonaco isolante (1,5 cm)	14	14	18	20	2	24	24
- idem con soffitto sospeso	12	12	16	16	18	22	22

Tabella 34: Spessori minimi dei solai

Per quanto attiene al trattamento delle strutture, è ormai alquanto noto che alcuni particolari rivestimenti tra i quali **vernici intumescenti**, conseguono una vera e propria azione protettiva delle

strutture sulle quali sono applicate, realizzando un *grado di resistenza al fuoco determinato sperimentalmente*.

Prerogativa essenziale di questi elementi protettivi è di essere *ininfiammabili*, di possedere capacità isolanti al calore, nonché la particolarità di *rigonfiarsi*, schiumando, generando così uno strato coibente ed isolante, quando sono investite dalla fiamma o da una sorgente di calore ad alta temperatura.

Dalla Tabella 33 fino alla Tabella 36 si hanno gli spessori richiesti per i rivestimenti, le murature antincendio, dei rivestimenti e dei solai.

DETERMINAZIONE DELLO SPESSORE MINIMO DI RIVESTIMENTO RICHIESTO							
Tipo di struttura	Spessore in cm del rivestimento richiesto per le seguenti classi di edifici						
	15	30	45	60	90	120	180
Travi principali e secondarie	(1)	(2)	(3)	(3)	(3)	(3)	(3)
Solai metallici continui							
- con riempimento in calcestruzzo e senza intonaco	(4)	(5)	(5)	(5)	(5)	(5)	(5)
- idem con vernice isolante	(4)	(4)	(5)	(5)	(5)	(5)	(5)
- idem con intonaco normale	0	2,00	2,50	3,25	4,50	-	-
- idem con intonaco isolante	0	1,00	1,75	2,50	3,00	3,70	4,50
- idem con intonaco normale sospeso	0	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
- idem con intonaco isolante	0	1,00	1,50	2,00	2,25	2,75	3,00
- idem con soffitto isolante sospeso	0	0,75	1,50	2,00	2,25	2,75	3,00

Tabella 35: Spessore minimo del rivestimento

11.5.1 VIE DI ESODO

Nonostante il massimo impegno per prevenire l'insorgere di un incendio e la massima attenzione nell'adozione dei più moderni mezzi di rivelazione, segnalazione e spegnimento di un incendio, non si può escludere con certezza la possibilità che l'incendio stesso si estenda con produzione di calore e fumi tale da mettere a repentaglio la vita umana. In considerazione di tutto ciò, il problema dell'esodo delle persone minacciate da un incendio è universalmente riconosciuto di capitale importanza, a tal punto da comportare soluzioni tecniche irrinunciabili. Le soluzioni tecniche finalizzate all'esodo delle persone dai locali a rischio d'incendio nelle migliori condizioni di sicurezza possibile in caso d'incendio o di qualsiasi altra situazione di pericolo reale o presunto. Gli elementi fondamentali nella progettazione del sistema di vie d'uscita si possono fissare in:

- *dimensionamento e geometria delle vie d'uscita;*
- *sistemi di protezione attiva e passiva delle vie d'uscita;*
- *sistemi di identificazione continua delle vie d'uscita (segnaletica, illuminazione ordinaria e di sicurezza).*

In particolare il dimensionamento delle vie d'uscita dovrà tenere conto del massimo affollamento ipotizzabile nell'edificio (*prodotto tra densità di affollamento persone al m² e superficie degli ambienti soggetti ad affollamento di persone m²*) nonché della capacità d'esodo dell'edificio (*numero di uscite, larghezza delle uscite, livello delle uscite rispetto al piano di campagna*).

Di norma occorre avere almeno una via di fuga sicura entro i 50 m e pertanto occorre predisporre architettonicamente attraversamenti (*con porte tagliafuoco*) e/o uscite esterne su luoghi sicuri. Ulteriori notizie e norme operative possono essere trovate del **D.M. 10-03-1998**.

In quest'ottica vanno inserite, ove necessario, le scale di emergenza antincendio.

TIPI E SPESSORE DEI RIVESTIMENTI

Tipo di rivestimento	Spessore in cm richiesto per le seguenti classi di edifici						
	15	30	45	60	90	120	180
Vernici isolanti autospandenti tipi da determinare	(2)	(3)	(3)	(1)	(1)	(1)	(1)
Semplice riempimento in calcestruzzo tra le ali e nell'interno di una sezione chiusa (profilati e tubi)	(2)	(3)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Intonaco su rete o metallo stirato, con rapporto di miscelazione con sabbia, di: cemento 1:5 fino a 1:4 cemento-calce 1:0,2:3 calce-gesso 1:0,2:3	0	2,00	2,50	3,25	4,50	5,75	-
Intonaco di:							
sabbia-gesso	0	1,50	2,25	3,00	4,25	5,25	-
vermiculite-gesso	0	1,75	2,25	2,50	3,25	3,75	5,25
vermiculite-cemento	0	1,25	1,75	2,25	3,00	3,75	4,75
perlite-gesso su rete o metallo stirato	0	1,25	1,50	2,00	3,00	3,75	5,75
Intonaco di amianto su rete Stauss o direttamente sull'acciaio	0	0,50	1,00	1,75	2,75	4,00	6,25
Miscele di fibre minerali su lamiera stirata	0	1,25	1,75	2,25	4,00	5,25	7,75
Lastre di gesso	0	0,75	1,75	3,00	5,00	7,25	8,00
Intonaco di:							
cemento-vermiculite	0	1,75	2,25	2,50	3,00	4,00	5,50
calcestruzzo leggero come da Tabella 2	0	1,75	2,15	2,50	3,00	4,00	5,50
Lastra di fibra di amianto	0	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,50
Mattoni forati a più serie di fori	0	5,50	8,00	8,00	9,00	10,00	13,00
Mattoni forati a una serie di fori	0	6,50	7,50	8,50	10,75	12,75	-
Elementi in conglomerato leggero	0	2,50	2,50	2,50	4,00	5,25	8,00
Elementi in vermiculite-cemento	0	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00
Lastre ed elementi in gesso	0	1,00	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
Calcestruzzo normale	0	1,50	2,50	3,00	3,50	4,50	6,00

Tabella 36: Tipi e spessori dei rivestimenti

11.6 MISURE DI PROTEZIONE ATTIVE

Queste misure richiedono l'intervento di impianti dedicati all'antincendio. Vediamone i più significativi.

11.6.1 ESTINTORI

Gli estintori sono in molti casi i mezzi di primo intervento più impiegati per spegnere i principi di incendio.

Vengono suddivisi in:

- *estintori portatili*
- *estintori carrellati*

Gli estintori portatili

Sono concepiti per essere utilizzati a mano ed hanno un peso che può superare 20 Kg. Essi vengono classificati in base alla loro capacità estinguente. Infatti sono sperimentati su fuochi di diversa natura classificati in base al tipo di combustibile.

- **Classe “A”** fuochi di solidi con formazione di brace
- **Classe “B”** fuochi di liquidi infiammabili
- **Classe “C”** fuochi di gas infiammabile
- **Classe “D”** fuochi di metalli
- **Classe “E”** fuochi da materiale elettrico sotto tensione (classifica oggi non più utilizzata).

La scelta dell'estintore va fatta in base al tipo di incendio ipotizzabile nel locale da proteggere.

Su ciascun estintore sono indicate le classi dei fuochi ed i focolai convenzionali che è in grado di estinguere (esempio: 21A 89BC). Per norma devono essere di colore rosso e riportate una etichetta con le istruzioni e le condizioni di utilizzo.

La posizione deve essere scelta privilegiando la facilità di accesso, la visibilità e la possibilità di raggiungere uno percorrendo al massimo 20 m.

L'operatore deve usare l'estintore avendo cura di mettersi sopravvento, cercando di colpire con il getto di scarica la base del focolaio senza provocare la fuoriuscita di liquidi infiammabili dal loro contenitore.

Nel caso in cui operino contemporaneamente due estintori, le persone che li utilizzano devono disporsi sfalsate di circa 90°.

Ulteriori valutazioni sulle corrette tecniche di intervento con gli estintori saranno fatte nella parte conclusiva del corso nella quale vengono previste esercitazioni pratiche di spegnimento.

Gli estintori carrellati

Hanno le medesime caratteristiche funzionali degli estintori portatili ma, a causa delle maggiori dimensioni e peso, presentano una minore praticità d'uso e maneggevolezza connessa allo spostamento del carrello di supporto, vedi Figura 250.



Figura 250: Esempi di estintori – carrellato, a polvere a CO₂

La loro scelta può essere dettata dalla necessità di disporre di una maggiore capacità estinguente e sono comunque da considerarsi integrativi di quelli portatili.

Vengono di seguito citate le varie tipologie di estintori:

- *ad acqua, ormai in disuso,*
- *a schiuma, adatto per liquidi infiammabili,*
- *ad idrocarburi alogenati, adatto per motori di macchinari,*
- *a polvere, adatto per liquidi infiammabili ed apparecchi elettrici,*
- *ad anidride carbonica, idoneo per apparecchi elettrici;*

Per queste ultime due tipologie di estintori, di uso più diffuso, vengono fornite ulteriori informazioni:

Estintori a polvere

Per il lancio delle polveri antincendio si adoperano estintori costituiti da un involucro metallico, contenente la miscela di bicarbonato di sodio e polvere inerte; collegato ad una bombola di gas compresso o liquefatto (CO_2).

Il gas propellente della polvere può essere CO_2 , per estintori di capacità sino a 30 Kg; per gli estintori di maggiore capacità il gas è aria, o meglio azoto in pressione (150 bar effettivi). Il CO_2 contenuto nella bomboletta, interna od esterna all'estintore, è circa, in peso, 1/10 della polvere da espellere. Un sistema di tubicini, opportunamente disposti nell'interno dell'estintore, distribuisce con regolarità la pressione in tutta la massa, sommovendo la polvere e favorendo la rapida ed uniforme espulsione attraverso un tubo pescante collegato alla manichetta di gomma di erogazione al termine della quale è sistemato un cono diffusore oppure una lancia con comando a pistola.

Estintore ad anidride carbonica

Gli estintori a CO_2 sono costituiti da una bombola collaudata e revisionata ogni 5 anni dall'ISPEL (ex ANCC) per una pressione di carica, a 15°C. a 250 *ate*⁴⁵; da una valvola di erogazione a volantino o a leva e da una manichetta snodata rigida o flessibile con all'estremità un diffusore in materiale isolante.

Il congegno di apertura della bombola può essere:

- con valvola di comando a leva, con tenuta in ebanite normalmente usata per gli estintori portatili;
- con valvola di comando a vite, con tenuta in ebanite normalmente usata per gli estintori carrellati.

Sull'ogiva della bombola in colore grigio chiaro sono punzonati i dati di esercizio, di collaudo e delle revisioni. All'estremità della manichetta dell'estintore è montato un cono diffusore di gomma, ebanite o bachelite. Sconsigliabile il metallo che potrebbe venire a contatto con parti elettriche in tensione. Al momento dell'apertura della bombola a mezzo delle valvole il liquido spinto dalla pressione interna, sale attraverso un tubo pescante, passa attraverso la manichetta raggiungendo il diffusore dove, uscendo all'aperto, una parte evapora istantaneamente provocando un brusco abbassamento di temperatura (79° C.) tale da solidificare l'altra parte in una massa gelida e leggera detta "**neve carbonica**" o "**ghiaccio secco**".

La neve carbonica si adagia sui corpi che bruciano, si trasforma rapidamente in gas sottraendo loro una certa quantità di calore; il gas poi, essendo più pesante dell'aria, circonda i corpi infiammabili e, provocando un abbassamento della concentrazione di ossigeno, li spegne per soffocamento.

Nei locali chiusi occorre prevedere una quantità di anidride carbonica pari al 30 % della cubatura del locale stesso per ottenere lo spegnimento dell'incendio per saturazione d'ossigeno.

⁴⁵ *ate* equivale ad *atmosfera tecnica effettiva*.

Determinazione del numero degli estintori da installare

È determinato da disposizioni di legge solo in alcuni casi (alberghi, autorimesse etc.).

Negli altri casi si deve eseguire il criterio di disporre questi mezzi di primo intervento in modo che siano prontamente disponibili ed utilizzabili.

Si può ritenere che sia sufficiente disporre di un numero di estintori in modo che almeno uno di questi possa essere raggiunto con **un percorso non superiore a 15 m circa**. Ne consegue che **la distanza tra gruppi di estintori deve essere circa 30 m**.

Posizionamento degli estintori

Debbono essere sempre posti nella massima evidenza, in modo da essere individuati immediatamente, preferibilmente **vicino alle scale od agli accessi**.

Estintori, di tipo idoneo, saranno inoltre posti in *vicinanza di rischi speciali (quadri elettrici, cucine, impianti per la produzione di calore a combustibile solido, liquido o gassoso eccetera)*.

Gli estintori potranno essere poggiati a terra od attaccati alle pareti, mediante idonei attacchi che ne consentano il facile sganciamento; se l'estintore non può essere posto in posizione ben visibile da ogni punto della zona interessata, dovranno porsi dei cartelli di segnalazione, se necessario a bandiera) del tipo conforme alle norme della segnaletica di sicurezza.

Campi di utilizzo degli estintori

Ad ogni classe di incendio corrispondono agenti estintori maggiormente indicati di altri. I campi di utilizzo degli estintori possono essere riassunti nella seguente Tabella 37.

Sostanza estinguente	Campo di impiego	Non adatti per
Acqua sotto forma di getti	Incendi di sostanze solide, in genere incendi di classe A	Incendi di apparecchiature elettriche, oli minerali, gas infiammabili.
Acqua nebulizzata	Incendi di idrocarburi e similari, apparecchiature elettriche	Gas infiammabili
Schiuma	Incendi di oli minerali, bitumi. In genere incendi di classe B ed A.	Incendi di impianti elettrici e gas infiammabili
Polvere chimica	Incendi di oli, vernici, bitumi, liquidi e gas infiammabili, apparecchiature elettriche	Incendi che si sviluppano con formazioni di braci
Anidride carbonica	Apparecchiature elettriche, oli minerali. Grassi, vernici, solventi, etc.	Materiali che bruciano con formazione di braci
Composti alogenati	Incendi di liquidi infiammabili e apparecchiature elettriche	Locali grandi e molto ventilati e per sostanze che formano braci

Tabella 37: Sostanze estinguenti e loro utilizzo

11.6.2 RETE IDRICA ANTINCENDIO

A protezione delle attività industriali o civili caratterizzate da un rilevante rischio viene di norma installata una **rete idrica antincendio** collegata direttamente, o a mazzo di vasca di disgiunzione, all'acquedotto cittadino.

La presenza della vasca di disgiunzione è necessaria ogni qualvolta l'acquedotto non garantisce continuità di erogazione e sufficiente pressione.

In tal caso le caratteristiche idrauliche richieste agli erogatori (*idranti UNI 45 oppure UNI 70*) vengono assicurate in termini di portata e pressione dalla capacità della riserva idrica e dal gruppo di pompaggio.

La rete idrica antincendi deve, a garanzia di affidabilità e funzionalità, rispettare i seguenti criteri progettuali:

- **Indipendenza** della rete da altre utilizzazioni.
- Dotazione di **valvole** di sezionamento.
- Disponibilità di **riserva idrica** e di costanza di pressione.
- Ridondanza del gruppo **pompe**.
- Disposizione della **rete ad anello**.
- **Protezione** della rete dall'azione del gelo e della corrosione.

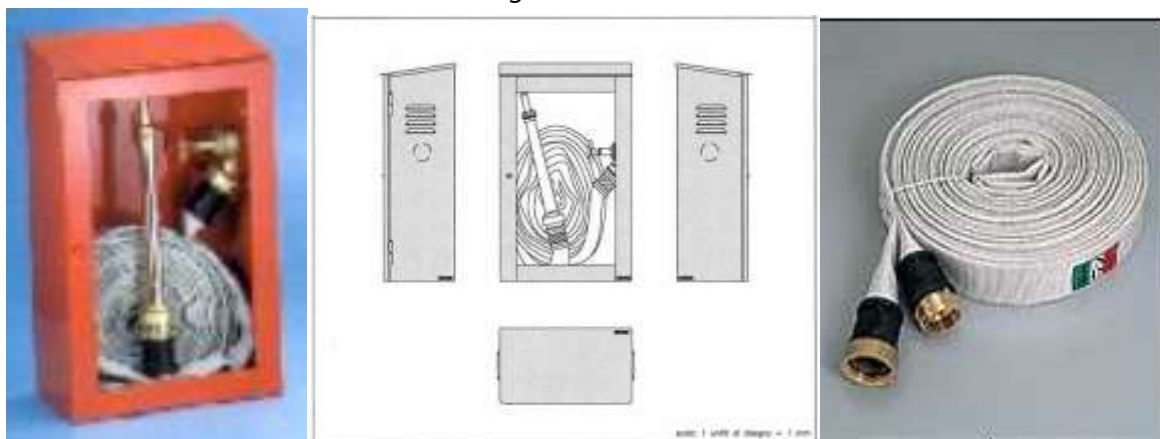


Figura 251: Esempi di idranti a parete UNI-45

Caratteristiche idrauliche pressione-portata (50 % degli idranti UNI 45 in fase di erogazione con portata di **120 L/min** e pressione residua di 2 bar al bocchello). Idranti (*a muro, a colonna, sottosuolo o naspi*, vedi Figura 251 e Figura 252) collegati con tubazioni flessibili a lance erogatrici che consentono, per numero ed ubicazione, la *copertura protettiva* dell'intera attività.

Un breve cenno va dedicato alla rete antincendi costituita da naspi che rappresenta, per la possibilità di impiego anche da parte di personale non addestrato, una valida alternativa agli idranti soprattutto per le attività a rischio lieve.



Figura 252: Esempi di naspi

Le reti idriche con naspi vengono di solito collegate alla normale rete sanitaria, dispongono di tubazioni in gomma avvolte su tamburi girevoli e sono provviste di lance da 25 mm con getto regolabile (pieno o frazionato) con portata di **50 L/min** ad 1,5 bar.

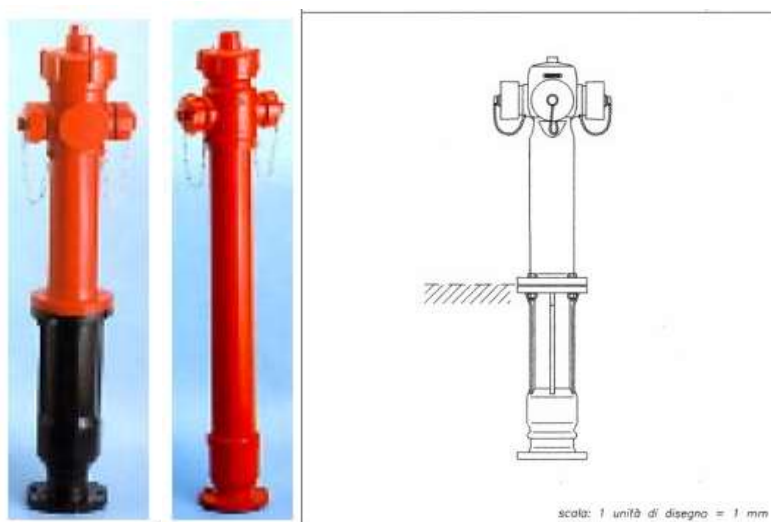


Figura 253: Esempi di idranti per sopra suolo UNI-70

Alimentazione della rete per idranti

La rete antincendio ad idranti deve essere alimentata da una rete separata da quella idrica e, se possibile, in modo **preferenziale**. L'acqua può provenire da pozzi, canali, serbatoi o anche dalla rete pubblica. Nel caso in cui non si utilizzi la rete pubblica è bene che le pompe di alimentazione della rete antincendio siano alimentate elettricamente in modo **preferenziale**⁴⁶.

Nel caso di acquedotto pubblico occorre verificare che la portata contrattuale sia sufficiente alle necessità dell'impianto. In caso di verifica negativa occorre prevedere un serbatoio di accumulo specificamente utilizzato per l'alimentazione della rete antincendio e capace di alimentare la rete per almeno 2 ore. Se si usano serbatoi sopraelevati è bene che la riserva idrica si la zona inferiore con pescaggio solamente per l'impianto antincendio.

La rete di alimentazione degli idranti (UNI-45 o UNI-70) è priva di contatore e le saracinesche dei singoli idranti devono *essere piombate ed aperte solo in caso di incendio*. La rete di alimentazione interna deve avere almeno una **connessione con la rete esterna UNI-70** in modo da potere essere alimentata dalla autocisterna dei VV.F. in caso di necessità.

Per la rete esterna (UNI-70) occorre che gli idranti non distino più di 50 m l'uno dall'altro.

Nel caso di impianti industriali si utilizzano anche **super idranti** (UNI-100, UNI-125) caratterizzati da un diametro di attacco alle tubazioni pari a DN 100 e DN 125.

Fra idranti e rete si può inserire una saracinesca (*da tenere normalmente aperta!*) che risulta utile in caso di riparazioni alla rete o agli idranti.

La progettazione della rete antincendio con idranti fissi può essere eseguita con le metodologie usuali delle reti idriche. I dati di partenza sono la portata delle lance antincendio, le pressioni minime dell'acqua da assicurare ai singoli idranti. Apposite tabelle o anche i dati forniti dai costruttori consentono di determinare la portata d'acqua dagli idranti al variare della pressione di alimentazione. In genere si impone una pressione di 3-4 bar all'idrante più lontano nella rete. La portata minima della rete è di **600-800 L/min** (*per consentire un buon fattore di contemporaneità*) e la velocità dell'acqua è di 2-3 m/s.

11.6.3 IDRANTI DI SPEGNIMENTO AUTOMATICI SPRINKLER

Tali impianti possono classificarsi in base alle sostanze utilizzate per l'azione estinguente:

⁴⁶ Cioè in modo elettricamente autonomo e quindi direttamente da un gruppo elettrogeno esterno alla rete normale.

- *Impianti ad acqua **Sprinkler** (ad umido, a secco, alternativi, a preallarme, a diluvio etc.);*
- *Impianti a schiuma;*
- *Impianti ad anidride carbonica;*
- *Impianti ad halon;*
- *Impianti a polvere.*

Un impianto automatico di estinzione ad acqua consta di più parti:

- *Fonte di alimentazione (acquedotto, serbatoi, vasca, serbatoio in pressione);*
- *Pompe di mandata;*
- *Centralina valvolata di controllo e allarme;*
- *Condotte montanti principali;*
- *Rete di condotte secondarie;*
- *Serie di testine erogatrici (sprinkler).*

Tipi di impianto

L'erogazione di acqua può essere comandata da un impianto di rilevazione incendi, oppure essere provocata direttamente dalla apertura delle teste erogatrici, per fusione di un elemento metallico o per rottura a determinate temperature, di un elemento termosensibile a bulbo che consente in tal modo la fuoriuscita d'acqua.

- *Ad **umido**: tutto l'impianto è permanentemente riempito di acqua in pressione: è il sistema più rapido e si può adottare nei locali in cui non esiste rischio di gelo.*
- *A **secco**: la parte d'impianto non protetta, o sviluppantesi in ambienti soggetti a gelo, è riempita di aria in pressione: al momento dell'intervento una valvola provvede al riempimento delle colonne con acqua.*
- ***Alternativi**: funzionano come impianti a secco nei mesi freddi e ad umido nei mesi caldi.*
- *A **preallarme**: sono dotati di dispositivo che differisce la scarica per dar modo di escludere i falsi allarmi.*
- *A **diluvio**: impianti con sprinkler aperti alimentati da valvole ad apertura rapida in grado di fornire rapidamente grosse portate.*
- *Gli impianti a **schiuma** sono concettualmente simili a quelli ad umido e differiscono per la presenza di un serbatoio di schiumogeno e di idonei sistemi di produzione e scarico della schiuma (versatori).*
- *Impianti di **anidride carbonica**, ad **halon**, a **polvere**: hanno portata limitata dalla capacità geometrica della riserva (batteria di bombole, serbatoi). Gli impianti a polvere, non essendo l'estinguente un fluido, non sono in genere costituiti da condotte, ma da teste singole autoalimentate da un serbatoio incorporato di modeste capacità. La pressurizzazione è sempre ottenuta mediante un gas inerte (azoto, anidride carbonica).*

Erogatori

Alla base del funzionamento degli impianti automatici di spegnimento vi sono gli erogatori (*sprinkler*) che sono costituiti da elementi termosensibili che, raggiunta una temperatura limite, rilasciano automaticamente un getto d'acqua in modalità predefinite (dalla forma e posizione dell'ugello, vedi Figura 254).

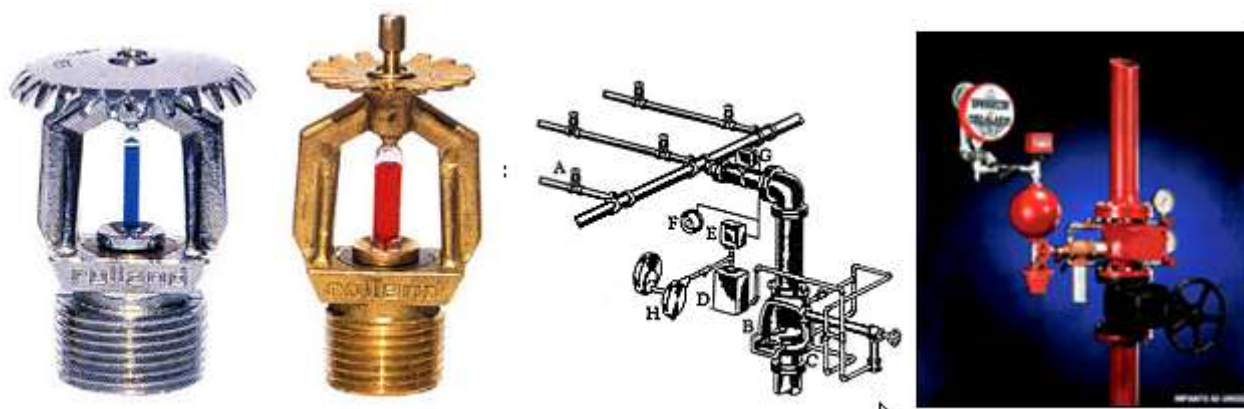


Figura 254: Esempi di sprinkler, di sistema ad acqua, valvola di allarme sprinkler

Lo sprinkler è costituito da una parte filettata per il fissaggio al tubo di mandata dell'acqua, da un erogatore per il rilascio dell'acqua e da un bulbo di vetro che si rompe al raggiungimento della temperatura prefissata. La tipologia degli sprinkler può ridursi alle due seguenti:

- Erogatori che producono un getto d'acqua (fra l'80 e il 90% della portata totale) di forma parabolica verso il pavimento su un'area definita;
- Erogatore che fornisce un getto d'acqua semiparabolico verso il pavimento e la parte retrostante. Essi sono utilizzati in prossimità delle pareti, di pilastri o in genere in vicinanza di ostacoli che possono ostacolare il flusso d'acqua.

Portata di scarica

La portata minima di scarica degli erogatori, espressa in L/min , è determinata mediante la relazione:

$$Q = K \sqrt{P}$$

con K coefficiente di efflusso (funzione del diametro dell'erogatore) e P la pressione minima all'erogatore (espressa in MPa). Ad esempio con $K = 253$ e $P = 0.05$ MPa si ha una portata di scarica di 56.7 L/min. Il valore di K viene fornito dai costruttori.

In Figura 259 si ha un esempio di selezione di sprinkler, mediante CAD, con l'indicazione del simbolismo e della sigla.

Posizionamento degli erogatori

Gli sprinkler debbono essere installati con una disposizione il più possibile **regolare**) come indicato dalla norma UNI 9489) con diffusore parallelo all'intradosso dei solai di copertura ed in modo da evitare interferenze fra i getti degli erogatori contigui. A questo scopo è opportuno rispettare le seguenti distanze:

- Al di sotto degli erogatori deve esserci sempre una distanza dal muro o pavimento non inferiore a 50 cm;
- La distanza fra due erogatori non sarà mai inferiore a 2 m;
- La distanza dalle estremità di ciascuna diramazione sarà eguale alla metà della distanza fra i singoli erogatori;
- La distanza dal soffitto dovrà essere compresa fra 75 e 150 cm e in ogni caso ad una distanza mai superiore ai 450 cm.

In Figura 255 si ha un esempio di installazione di sprinkler per un capannone industriale e in Figura 256 si ha una vista assonometrica dell'installazione in un locale chiuso.

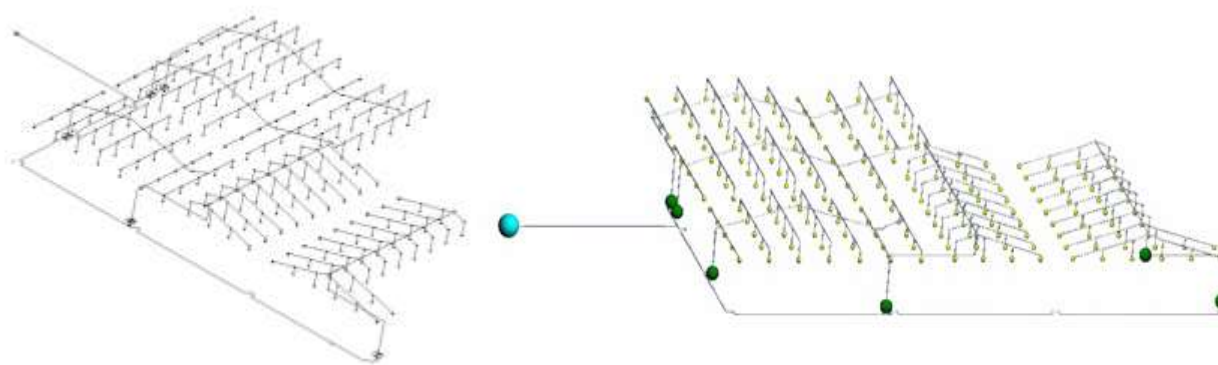


Figura 255: Esempio di installazione di impianto sprinkler in un capannone

Elementi termosensibili

Gli elementi termosensibili sono costituiti da bulbi di vetro con all'interno un liquido opportunamente scelto. Il **colore del liquido** caratterizza la temperatura nominale di taratura e quindi di apertura dell'ugello. Si utilizzano liquidi e colori corrispondenti alla seguente Tabella 38. La selezione del tipo di liquido deve essere fatta in modo che la temperatura nominale sia almeno 30 °C superiore a quella dell'ambiente.

Temperatura Nominale di Taratura (°C)	Colore del liquido
57	Arancione
68	Rosso
79	Giallo
93	Verde
141	Blu
182	Lilla
227	Nero
260	Nero
343	Nero

Tabella 38: Codice dei colori per gli sprinkler

Alimentazione

L'alimentazione dell'impianto sprinkler entra in funzione automaticamente quando una o più testine entrano in funzione. Essa deve garantire una pressione adeguata anche quando l'impianto non è in fase operativa.

E' opportuno alimentare gli impianti sprinkler con utenze **preferenziali**⁴⁷ ed è opportuno avere anche un attacco UNI-70 esterno (*opportunamente segnalato*) per consentire, in caso di necessità, l'alimentazione esterna dalle autobotti del VV.F.

Valvole ed apparecchiature ausiliarie

A valle dell'alimentazione e a monte del resto dell'impianto occorre installare le seguenti apparecchiature di controllo:

- *Valvola principale di intercettazione;*

⁴⁷ Le utenze preferenziali sono quelle che debbono comunque essere alimentate dalla rete elettrica o da quella idrica per garantire le massime condizioni di sicurezza. Ad esempio solo utenze idriche presenziali gli impianti ad idranti, quelli sprinkler, le reti UNI-70 esterne. Le pompe di alimentazione o le autoclavi, se presenti, debbono essere alimentate in modo preferenziale elettricamente.

- *Valvola di comando allarme;*
- *Campana idraulica di allarme;*
- *Valvola principale di scarico;*
- *Apparecchiature di prova;*
- *Due manometri.*

In Figura 257 si ha un esempio di gruppo di controllo di un impianto sprinkler.

Tubazioni

Le tubazioni avranno in ogni caso un diametro non inferiore a DN 32 e di tipo in acciaio PN 10. Esse debbono essere ancorate alle strutture del fabbricato mediante opportuni sostegni che garantiscano la stabilità dell'impianto in ogni condizione. I sostegni debbono assorbire gli sforzi assiali e trasversali in fase di scarica e dovranno essere incombustibili.

I tubi debbono essere trattenuti mediante collari di sostegno che li inviluppano per intero e non si possono utilizzare graffe elastiche o sostegni di tipo aperto.

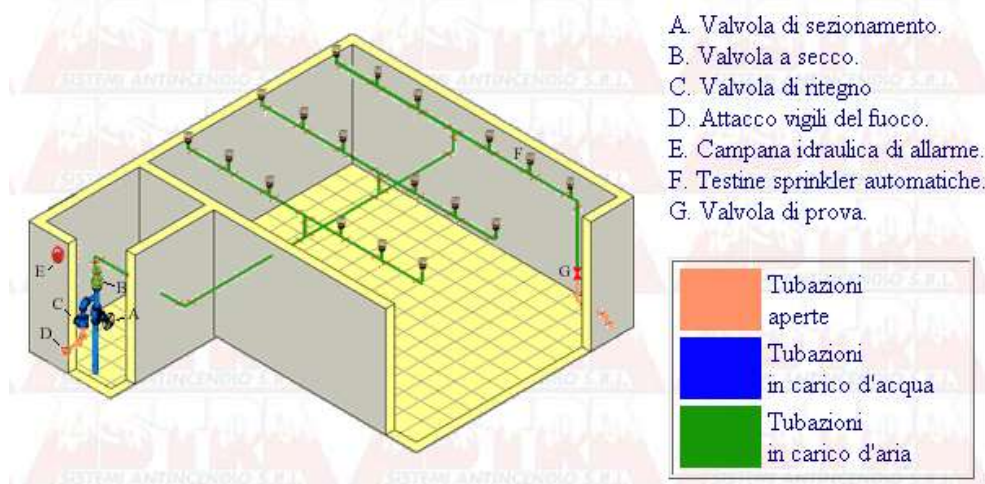


Figura 256: Esempio di sprinkler a secco⁴⁸

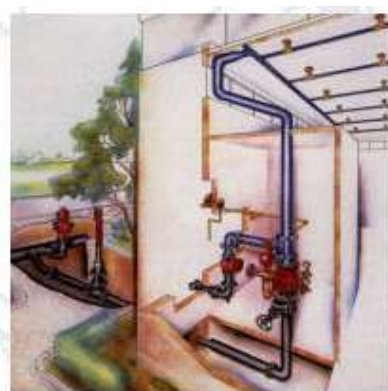


Figura 257: Vista assonometrica del montaggio di un sistema sprinkler

⁴⁸ Gli impianti sprinkler a secco sono impiegati a protezione delle aree dove non vi è riscaldamento, di conseguenza pericolo di formazione di ghiaccio nei mesi invernali all'interno delle tubazioni dell'impianto sprinkler. Quest'ultime, alle quali sono collegati gli erogatori, sono caricate ed alimentate con aria compressa in qualità di agente di pressurizzazione. Il calore sviluppato dall'incendio provoca l'apertura di uno o più erogatori sprinkler, causando la fuoriuscita dell'aria e la relativa caduta di pressione. Di conseguenza l'acqua riempie l'intera rete di tubazioni e verrà erogata solo dagli sprinkler aperti in quel momento, ponendo sotto controllo l'incendio dell'area interessata e attivando il sistema di allarme generale dell'impianto.

La distanza fra i sostegni non dovrà mai superare i 4 m per tubazioni di diametro sotto DN 65 e di 6 m per diametri superiori.

Criteri di dimensionamento di un impianto sprinkler

Il dimensionamento è effettuato prendendo in considerazione le aree operative (di dimensioni dipendenti dalla classe dell'edificio, vedi esempio di Figura 258) e alla densità di scarica risultanti dalla UNI 9489 per la classe dell'edificio. La rete di alimentazione è del tipo a pettine con collettore centrale o ad anello a seconda dei casi.

La procedura di calcolo della rete parte dalla determinazione, per ciascuna area operativa, di tutte le caratteristiche idrauliche dell'area operativa (portate, perdite distribuite e concentrate), della prevalenza totale, della portata totale e della curva di domanda dell'area operativa.

Le perdite distribuite sono calcolate mediante la relazione di Hazen-Williams:

$$p = \frac{6,05 \cdot Q^{1,85} \cdot 10^9}{C^{1,85} \cdot d^{4,87}}$$

dove:

- p è la perdita di carico unitaria, in millimetri di colonna d'acqua al metro di tubazione;
- Q è la portata, in litri al minuto;
- C è la costante dipendente dalla natura del tubo, che è assunta uguale a:
- 100 per tubi in ghisa;
- 120 per tubi in acciaio;
- 140 per tubi di acciaio inossidabile, in rame e ghisa rivestita;
- 150 per tubi in plastica, fibra di vetro e materiali analoghi;
- d è il diametro interno medio della tubazione, in millimetri.

Le perdite concentrate dovute ai pezzi speciali inseriti in ciascun tratto della rete possono essere calcolate, ad esempio, con il metodo della *lunghezza equivalente* e quindi associando a ciascun pezzo speciale un coefficiente di perdita di Darcy opportuno. I coefficienti utilizzati sono dati nella Tabella 39. Per il calcolo viene impostata la pressione di scarica minima da assicurare alle testine di erogazione idraulicamente più sfavorita, pari a **50 kPa**, nell'ipotesi che tutti gli erogatori dell'area operativa eroghino simultaneamente una portata totale pari alla portata da destinare all'area operativa.

La progettazione delle reti sprinkler può essere effettuata mediante CAD specifici che consentono anche il disegno della rete.

Ad esempio in Figura 258 si ha il caso di un impianto sprinkler per una biblioteca. Il CAD consente di selezionare il tipo di sprinkler, vedi Figura 259 e la Figura 260, e le aree operative e la pompa di alimentazione, vedi Figura 261.

Tipo di elemento	Fattore di Darcy
Valvole	0.3
Curve a 90 °	1.5
Innesti a T	1.5
Restringtoni	0.5
Allargamenti	1.0
Saracinesche	5.0
Curve graduali	0.5

Tabella 39: Fattori di Darcy per alcuni elementi

Poi effettua i calcoli di verifica e di dimensionamento della rete (*tubazioni, perdite, portate totali*) e consente di avere stampe del tipo indicate in Tabella 40 e Tabella 41. In quest'ultima si ha la stampa solo di alcune righe a titolo di esempio.

Caratteristica degli impianti sprinkler a maglia chiusa è di potere ricevere l'alimentazione idrica da più direzioni essendo la rete chiusa ad anello. Ciò rende migliore l'operatività di queste reti potendosi avere condizioni di sicurezza certamente più elevate. La suddivisione in aree operative consente di progettare una rete per un incendio ridotto avente dimensioni pari a quella dell'area operativa calcolata. E' dunque necessario effettuare le verifiche per tutte le aree operative ed individuare quella nelle peggiori condizioni.



Figura 258: Rete sprinkler, in pianta, per una biblioteca

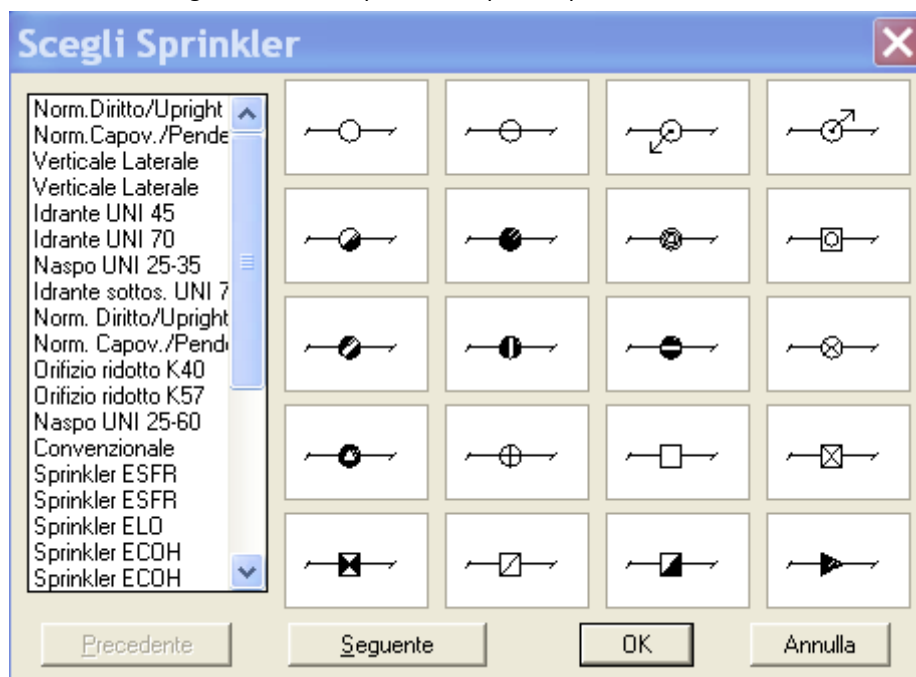


Figura 259: Selezione degli sprinkler da inserire in rete

Erogatore antincendio

Ordina secondo:

☒ Descrizione: SPR_10

☐ Denominazione: Normale Capovolto/Pendent

Dati tecnici:

DN [mm]: 20

Coefficiente K: 115.0

Temperatura: 68.0

Classe:

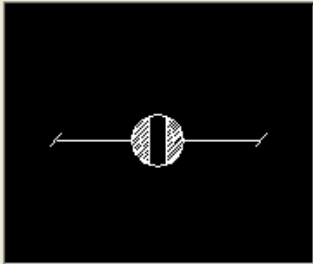
Gruppo:

Prezzo: 0.0

Codice:

Nome Dwg: spr_10

Riga corrente: 2 / 32



Nuovo Modifica

Elimina Aiuto

OK Annulla

Figura 260: Dati caratteristici di uno sprinkler

Pompe/Autoclavi

Ordina secondo:

☒ Descrizione: KSB MX 125-250-222

☐ Denominazione: Pompa

Dati tecnici:

DN [mm]: 125

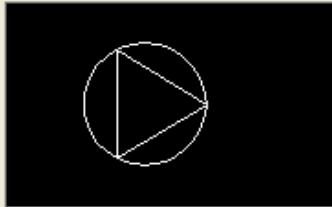
Lungh. equivalent: 0.0

Prezzo: 0.0

Codice: Etanorm MX

Nome Dwg: PUMP_1

Riga corrente: 1 / 32



Nuovo Modifica

Elimina Aiuto

OK Annulla

Informazioni sui collegamenti

Portata 1:	1000.0	l/min	Pressione 1:	6500.0	mbar
Portata 2:	2500.0	l/min	Pressione 2:	6400.0	mbar
Portata 3:	4000.0	l/min	Pressione 3:	6000.0	mbar
Portata 4:	5500.0	l/min	Pressione 4:	5300.0	mbar
Portata 5:	7000.0	l/min	Pressione 5:	4400.0	mbar

Figura 261: Selezione della pompa di alimentazione

Area operativa:		
- Nome:	BIBLIOTECA	
- Area:	65,5	[m²]
- Densità di scarica:	39,1	[mm/min]
Preimpostazioni:		
Punto di alimentazione:	1	
Erogatore più sfavorito:	24	
Pressione all'erogatore più sfavorito:	3462,7	[mbar]
Densità del fluido:	1000	[kg/m³]
Fattore di accelerazione:	1,4	
Massimo numero di iterazioni:	100	
Precisione nelle iterazioni:	1	[mbar]
Massimo sbilanciamento ai nodi:	0,1	[mbar]
Risultati di calcolo:		
Q (portata) al punto di alimentazione:	2558,9	[l/min]
P (pressione) al punto di alimentazione:	5000	[mbar]
Minima portata all'erogatore più sfavorito:	148,9	[l/min]
Precisione nelle iterazioni:	0	[mbar]
Massimo sbilanciamento ai nodi:	0	[l/min]
Numero di erogatori nell'area operativa:	17	[stk]
Altezza media degli erogatori:	3	[m]

Tabella 40: Dati generali di calcolo per l'impianto sprinkler della biblioteca

Nr	From	A	P finale	Coeff. K	Q erog.	Q tubo	ds	L	Pezzi speciali	L idraul.	dp-Q/m	dp-Q	dp-stat	P inizio	velocità
	nodo	nodo	[bar]		[l/min]	[l/min]	[mm]	[m]		[m]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]	[m/s]
1	1	20	4,191	0	0	2558,9	82,5	3,905	1*K9	6,005	0,081	0,485	0,324	5	8
2	20	19	3,992	0	0	1272,3	70,3	2,323	1*K9	4,123	0,048	0,199	0	4,191	5,5
3	19	38	3,942	80	158,8	65,9	27,2	1,175	2*K9,1*T	3,875	0,021	0,08	-0,029	3,992	1,9
4	19	18	3,941	0	0	1113,5	70,3	1,349		1,349	0,038	0,051	0	3,992	4,8
5	18	36	3,597	80	151,7	151,7	27,2	1,175	2*K9,1*T	3,875	0,096	0,373	-0,029	3,941	4,4
6	18	17	3,888	0	0	961,8	70,3	1,862		1,862	0,029	0,054	0	3,941	4,1
7	17	34	3,548	80	150,7	150,7	27,2	1,175	2*K9,1*T	3,875	0,095	0,369	-0,029	3,888	4,3
8	17	16	3,849	0	0	811,1	70,3	1,849		1,849	0,021	0,039	0	3,888	3,5
9	16	32	3,513	80	149,9	149,9	27,2	1,175	2*K9,1*T	3,875	0,094	0,365	-0,029	3,849	4,3
10	16	15	3,822	0	0	661,1	70,3	1,849		1,849	0,014	0,027	0	3,849	2,8
11	15	30	3,489	80	149,4	149,4	27,2	1,175	2*K9,1*T	3,875	0,094	0,363	-0,029	3,822	4,3
12	15	14	3,806	0	0	511,7	70,3	1,862		1,862	0,009	0,017	0	3,822	2,2
13	14	28	3,473	80	149,1	149,1	27,2	1,175	2*K9,1*T	3,875	0,093	0,362	-0,029	3,806	4,3
14	14	13	3,797	0	0	362,6	70,3	1,812		1,812	0,005	0,009	0	3,806	1,6
15	13	26	3,466	80	148,9	148,9	27,2	1,175	2*K9,1*T	3,875	0,093	0,361	-0,029	3,797	4,3
16	13	12	3,794	0	0	213,7	70,3	1,837		1,837	0,002	0,003	0	3,797	0,9
17	12	24	3,463	80	148,9	148,9	27,2	1,175	2*K9,1*T	3,875	0,093	0,36	-0,029	3,794	4,3
18	12	11	3,793	0	0	64,8	70,3	1,899		1,899	0	0	0	3,794	0,3
19	11	10	3,792	0	0	64,8	70,3	2,486	2*K9	6,086	0	0,001	0	3,793	0,3
20	10	21	3,464	80	148,9	148,9	27,2	1,138	2*K9,1*T	3,838	0,093	0,357	-0,029	3,792	4,3
21	9	10	3,792	0	0	84,1	70,3	1,899		1,899	0	0,001	0	3,793	0,4
22	9	23	3,465	80	148,9	148,9	27,2	1,138	2*K9,1*T	3,838	0,093	0,357	-0,029	3,793	4,3
23	8	9	3,793	0	0	233	70,3	1,837		1,837	0,002	0,004	0	3,797	1
24	8	25	3,468	80	149	149	27,2	1,138	2*K9,1*T	3,838	0,093	0,358	-0,029	3,797	4,3
25	7	8	3,797	0	0	382	70,3	1,812		1,812	0,005	0,009	0	3,806	1,6
26	7	27	3,477	80	149,2	149,2	27,2	1,138	2*K9,1*T	3,838	0,093	0,358	-0,029	3,806	4,3
27	6	7	3,806	0	0	531,2	70,3	1,862		1,862	0,01	0,018	0	3,824	2,3
28	6	29	3,493	80	149,5	149,5	27,2	1,138	2*K9,1*T	3,838	0,094	0,36	-0,029	3,824	4,3
29	5	6	3,824	0	0	680,7	70,3	1,849		1,849	0,015	0,028	0	3,852	2,9
30	5	31	3,519	80	150,1	150,1	27,2	1,138	2*K9,1*T	3,838	0,094	0,362	-0,029	3,852	4,3
31	4	5	3,852	0	0	830,8	70,3	1,849		1,849	0,022	0,041	0	3,893	3,6
32	4	33	3,556	80	150,9	150,9	27,2	1,138	2*K9,1*T	3,838	0,095	0,366	-0,029	3,893	4,3
33	3	4	3,893	0	0	981,6	70,3	1,862		1,862	0,03	0,056	0	3,948	4,2
34	3	35	3,607	80	151,9	151,9	27,2	1,138	2*K9,1*T	3,838	0,097	0,371	-0,029	3,948	4,4
35	2	3	3,948	0	0	1133,6	70,3	1,349		1,349	0,039	0,053	0	4,001	4,9
36	2	37	3,655	80	152,9	152,9	27,2	1,138	2*K9,1*T	3,838	0,098	0,375	-0,029	4,001	4,4
37	20	2	4,001	0	0	1286,5	70,3	0,263	1*T	3,863	0,049	0,191	0	4,191	5,5
38	19	38	3,942	80	158,8	92,9	27,2	0,551	1*T	2,051	0,039	0,08	-0,029	3,992	2,7
<div> <div>Legenda</div> <div> <div>38 x K9 =</div> <div>Curva 90°</div> </div> <div> <div>19 x T =</div> <div>Pezzo a Tee o a croce</div> </div> </div>															

Tabella 41: Risultati di calcolo per l'impianto sprinkler della biblioteca

11.6.4 SISTEMI DI ALLARME INCENDIO

La gestione della sicurezza dei sistemi antincendio è spesso affidata all’Uomo che interviene manualmente (*ad esempio con estintori*) o attivando gli impianti attivi. Oggi questa gestione è automatizzata mediante sistemi elettronici di intervento che vengono attivati da rivelatori di incendio (*rivelatori di fumo*). Essi consentono, ad esempio, di attivare la chiusura delle porte antincendio o gli stessi impianti antincendio (*a idranti o sprinkler*).

Essi consentono, altresì, di chiamare automaticamente i VV.F. e quindi di avere un intervento esterno rapido e sicuro. Se ne presenta nel prosieguo una breve descrizione.

11.6.5 SISTEMI DI RIVELAZIONE AUTOMATICA

Tali impianti rientrano a pieno titolo tra i provvedimenti di protezione attiva e sono finalizzati alla rivelazione tempestiva del processo di combustione prima cioè che questo degeneri nella fase di incendio generalizzato. È fondamentale riuscire ad avere un *tempo d’intervento* possibilmente inferiore al tempo di prima propagazione (prima parte della curva di incendio di Figura 266), ossia intervenire prima che si sia verificato il “*flash over*”; infatti siamo ancora nel campo delle temperature relativamente basse, l’incendio non si è ancora esteso a tutto il sistema e quindi ne è più facile lo spegnimento ed i danni sono ancora contenuti.

Dal diagramma qualitativo riportato in Figura 266 si può vedere che l’entità dei danni, se non si interviene prima, ha un incremento notevole non appena si è verificato il “*flash over*”. Pertanto un impianto di rivelazione automatica trova il suo utile impiego nel ridurre il “*tempo reale*” e consente:

- *di avviare un tempestivo sfollamento delle persone, sgombero dei beni etc.;*
- *di attivare un piano di intervento;*
- *di attivare i sistemi di protezione contro l’incendio (manuali e/o automatici di spegnimento).*

Rivelatori d’incendio – Generalità

I rivelatori di incendio possono essere classificati in base al fenomeno chimico-fisico rilevato in:

di Calore

Rilevatori

- *di fumo (a ionizzazione o ottici)*
- *di gas*
- *di fiamme*

oppure in base al metodo di rivelazione:

- *statici (allarme al superamento di un valore di soglia)*
- *differenziali (allarme per un dato incremento)*
- *velocimetrici (allarme per velocità di incremento).*

La suddivisione può essere infine effettuata in base al tipo di configurazione del sistema di controllo dell’ambiente:

- *puntiformi*
- *Rilevatori a punti multipli (poco diffusi)*
- *lineari (poco diffusi).*

In sintesi potremo quindi definire un “*rilevatore automatico d’incendio*” come un dispositivo installato nella zona da sorvegliare che è in grado di misurare come variano nel tempo grandezze

tipiche della combustione, oppure la velocità della loro variazione nel tempo, oppure la somma di tali variazioni nel tempo. Inoltre esso è in grado di trasmettere un segnale d'allarme in un luogo opportuno quando il valore della grandezza tipica misurata supera oppure è inferiore ad un certo valore prefissato (soglia).

“L'impianto di rivelazione” può essere definito come un insieme di apparecchiature fisse utilizzate per rilevare e segnalare un principio d'incendio. Lo scopo di tale tipo d'impianto è quello di segnalare tempestivamente ogni principio d'incendio, evitando al massimo i falsi allarmi, in modo che possano essere messe in atto le misure necessarie per circoscrivere e spegnere l'incendio.

Componenti dei sistemi automatici di rivelazione

Un impianto rilevazione automatica d'incendio è generalmente costituito da :

- *rilevatori automatici d'incendio;*
- *centrale di controllo e segnalazione;*
- *dispositivi d'allarme;*
- *comandi d'attivazione;*
- *elementi di connessione per il trasferimento di energia ed informazioni.*

Evidentemente vi possono essere impianti che hanno componenti in più o in meno rispetto a quelli elencati.

La centrale di controllo e segnalazione garantisce l'alimentazione elettrica (continua e stabilizzata) di tutti gli elementi dell'impianto ed è di solito collegata anche ad una *“sorgente di energia alternativa”* (batterie, gruppo elettrogeno, gruppo statico ecc.) che garantisce il funzionamento anche in caso di *“mancanza di alimentazione elettrica”*. Avvenuto l'incendio, l'allarme può essere *“locale”* o *“trasmeso a distanza”*.

L'intervento può essere manuale (*azionamento di un estintore o di un idrante, intervento squadre VV.F.*) oppure automatico (*movimentazione di elementi di compartimentazione e/o aerazione, azionamento di impianti di spegnimento automatico, d'inertizzazione, predisposizione di un piano esodo*).

Un approfondito studio delle operazioni svolte manualmente ed automaticamente e la loro interconnessione e sequenza temporale e procedurale può evitare falsi allarmi e mancati funzionamenti oppure ridurne gli effetti negativi.

Ad esempio nel caso di un impianto di rivelazione automatica collegato ad un impianto fisso di spegnimento a pioggia è preferibile, se è possibile, che in seguito ad un allarme un operatore possa visualizzare sul pannello di controllo della centrale in quale zona dell'insediamento è stato rilevato l'incendio (presunto); effettuato un controllo visivo, solo se effettivamente è in corso un incendio, l'operatore aziona l'impianto di spegnimento.

E' opportuno quindi perseguire soluzioni equilibrate che prevedono un grado d'automazione compatibile con le soluzioni tecnologiche già ampiamente collaudate affidando all'uomo il compito di effettuare i controlli che si rendessero necessari.

Tali tipi d'impianti trovano valide applicazioni in presenza di:

- *Depositi intensivi;*
- *Depositi di materiali e/o sostanze ad elevato valore specifico;*
- *Ambienti con elevato carico d'incendio, non compartimentabili;*
- *Ambienti destinati ad impianti tecnici difficilmente accessibili e controllabili (cunicoli, cavedi, intercapedini al di sopra di controsoffitti etc.).*

11.7 SEGNALETICA DI SICUREZZA

In base al D.Lgs. 14/08/1996 N. 493 si hanno le seguenti definizioni:

- **segnaletica di sicurezza e di salute sul luogo di lavoro**, una segnaletica che, riferita ad un oggetto, ad una attività o ad una situazione determinata, fornisce una indicazione o una prescrizione concernente la sicurezza o la salute sul luogo di lavoro, o che utilizza, a seconda dei casi, un cartello, un colore, un segnale luminoso o acustico, una comunicazione verbale o un segnale gestuale;
- **segnale di divieto**, un segnale che vieta un comportamento che potrebbe far correre o causare un pericolo;
- **segnale di avvertimento**, un segnale che avverte di un rischio o pericolo;
- **segnale di prescrizione**, un segnale che prescrive un determinato comportamento;
- **segnale di salvataggio o di soccorso**, un segnale che fornisce indicazioni relative alle uscite di sicurezza o ai mezzi di soccorso o di salvataggio;

Segnali di Salvataggio



direzione uscita d'emergenza



uscita d'emergenza



freccia di direzione



pronto soccorso



scala d'emergenza

Segnaletica antincendio



allarme antincendio



estintore



estintore carrellato



naspo



idrante

Figura 262: Segnaletica di salvataggio e antincendio

11.7.1 ILLUMINAZIONE DI SICUREZZA

Si tratta di un impianto di illuminazione che fa uso principale della energia elettrica e quindi di luce artificiale: esso deve garantire una illuminazione sufficiente a permettere di evacuare in sicurezza i locali (intensità minima di illuminazione **5 lux**).

Dovranno pertanto essere illuminate le indicazioni delle porte e delle uscite di sicurezza, i segnali indicanti le vie di esodo, i corridoi e tutte quelle parti che è necessario percorrere per raggiungere un'uscita verso luogo sicuro.

E' opportuno, per quanto possibile, che le lampade ed i segnali luminosi dell'impianto luci di sicurezza non siano posizionati in alto (la presenza di fumo ne potrebbe ridurre la visibilità in maniera drastica sin dai primi momenti).

L'impianto deve essere alimentato da una adeguata fonte di energia quali batterie in tampone o batterie di accumulatori con dispositivo per la ricarica automatica (con autonomia variabile da 30 minuti a 3 ore, a seconda del tipo di attività e delle circostanze) oppure da apposito ed idoneo gruppo elettrogeno; l'intervento dovrà comunque avvenire in automatico, in caso di mancanza della fornitura principale dell'energia elettrica, entro 5 secondi circa (se si tratta di gruppi elettrogeni il tempo può raggiungere i 15 secondi).

In caso di impianto alimentato da gruppo elettrogeno o da batterie di accumulatori centralizzate sarà necessario posizionare tali apparati in luogo sicuro, non soggetto allo stesso rischio di incendio dell'attività protetta; in questo caso il relativo circuito elettrico deve essere indipendente da qualsiasi altro ed essere inoltre protetto dai danni causati dal fuoco, da urti, ecc.

11.7.2 EVACUATORI DI FUMO E DI CALORE

Tali sistemi di protezione attiva dall'incendio sono di frequente utilizzati in combinazione con impianti di rivelazione e sono basati sullo sfruttamento del movimento verso l'alto delle masse di gas caldi generate dall'incendio che, a mezzo di aperture sulla copertura, vengono evacuate all'esterno.

Gli evacuatori di fumo e calore (EFC) consentono pertanto di:

- Agevolare lo sfollamento delle persone presenti e l'azione dei soccorritori grazie alla maggiore probabilità che i locali restino liberi da fumo almeno fino ad un'altezza da terra tale da non compromettere la possibilità di movimento.
- Agevolare l'intervento dei soccorritori rendendone più rapida ed efficace l'opera.
- Proteggere le strutture e le merci contro l'azione del fumo e dei gas caldi, riducendo in particolare il rischio e di collasso delle strutture portanti.
- Ritardare o evitare l'incendio a pieno sviluppo "*flash over*".
- Ridurre i danni provocati dai gas di combustione o da eventuali sostanze tossiche e corrosive originate dall'incendio.

Gli EFC devono essere installati, per quanto possibile, in modo omogeneo nei singoli compartimenti, a soffitto in ragione, ad esempio, di uno ogni 200 m² (su coperture piane o con pendenza minore del 20 %) come previsto dalla regola tecnica di progettazione costituita dalla norma UNI VVF 9494. La ventilazione dei locali può essere ottenuta con vari sistemi:

- **lucernari a soffitto** :possono essere ad apertura comandata dello sportello o ad apertura per rottura del vetro, che deve essere allora del tipo semplice
- **ventilatori statici continui**: la ventilazione in questo caso avviene attraverso delle fessure laterali continue. L'ingresso dell'acqua è impedito da schermi e cappucci opportunamente disposti. In taluni casi questo tipo è dotato di chiusura costituita da una serie di sportelli con cerniera centrale o laterale, la cui apertura in caso d'incendio avviene automaticamente per la rottura di un fusibile
- **sfoghi di fumo e di calore**: il loro funzionamento è in genere automatico a mezzo di fusibili od altri congegni. La loro apertura può essere anche manuale. E' preferibile avere il maggior numero possibile di sfoghi, al fine di ottenere che il sistema di ventilazione entri in funzione il più presto possibile in quanto la distanza tra l'eventuale incendio e lo sfogo sia la più piccola possibile
- **aperture a shed**: si possono prestare ad ottenere dei risultati soddisfacenti, se vengono predisposti degli sportelli di adeguate dimensioni ad apertura automatica o manuale
- **superfici vetrate normali**: l'installazione di vetri semplici che si rompano sotto l'effetto del calore può essere adottata a condizione che sia evitata la caduta dei pezzi di vetro per rottura accidentale mediante rete metallica di protezione.



Figura 263: efficacia degli evacuatori di fumo e di calore

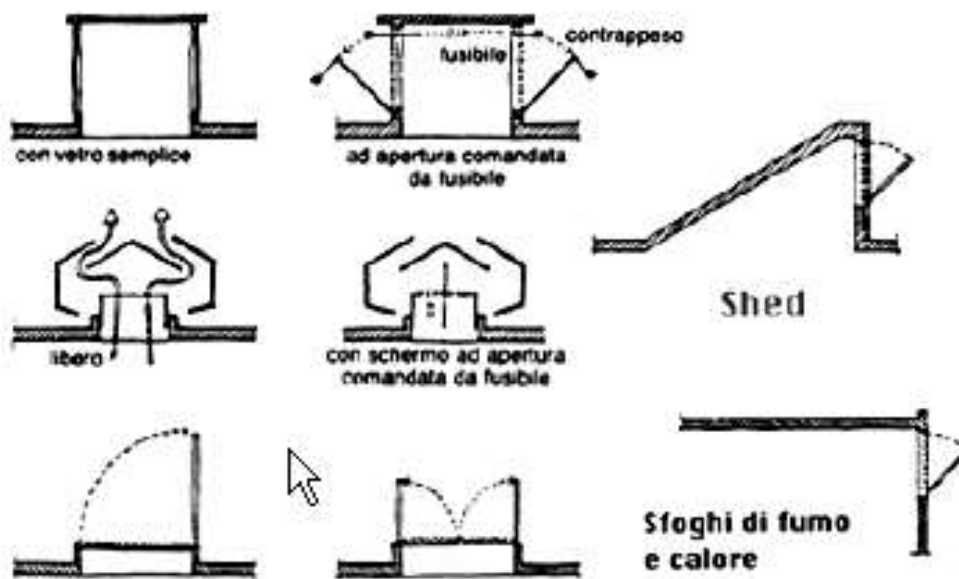


Figura 264: Tipologia di EFC

11.8 CODICE ATTIVITÀ

Ogni edificio viene identificato mediante un codice di attività, opportunamente previsti dalle norme vigenti, che ne descrive le funzioni principali. E' anche possibile avere una attività principale ed una secondaria.

Nel caso di Figura 265 si ha un primo codice 86 che si riferisce ad ospedali ed un secondo codice 77 che si riferisce ad autorimesse.

Descrizione progetto: Progetto Esempio

Comune: Catania Provincia: Catania

Indirizzo: Via Tal dei tali

Committente: Corso di Impianti Termotecnici

Tecnico: Prof. Ing. Giuliano Cammarata

Data: venerdì 3 ottobre 2003

Attività prevalente

Attività selezionata: Trova: ospedali Precedente Successivo

86 Ospedali, case di cura e simili con oltre 25 posti letto.

Altra attività

Attività selezionata: Trova: autotreni Precedente Successivo

77 Autotreni di ditte in possesso di autorizzazione permanente al trasporto di materie solide speciali o di materie radioattive (art. 5 della legge 31 dicembre 1962, n. 1868, sostituito dall'art. 2 del DPR 30 dicembre 1965, n. 1704).

Figura 265: Esempio di selezione del codice di attività

11.9 CARICO DI INCENDIO

Lo scorso 7 ottobre 2011 è entrato in vigore il D.P.R. 1° agosto 2011, n. 151 *“Regolamento recante semplificazione della disciplina dei procedimenti relativi alla prevenzione degli incendi, a norma dell’articolo 49, comma 4-quater, del decreto-legge 31 maggio 2010, n. 78, convertito, con modificazioni, dalla legge 30 luglio 2010, n. 122”*, con cui è stato completamente riscritto il procedimento amministrativo in tema di prevenzione incendi. Sul punto, poi, sono intervenuti gli indispensabili chiarimenti operativi mediante la circolare ministeriale n. 13061 del 6 ottobre 2011.

Come si legge nel parere del Consiglio di Stato, che ha preceduto l’emanazione del D.P.R. 151/2011, l’idea di fondo del regolamento è la segmentazione della disciplina sulla base della pericolosità (statistica) delle attività e di prevedere oneri e procedure con effetti distinti. Per fare ciò, al posto delle 82 attività indicate nel D.M. 16 febbraio 1982, sottoposte ad una disciplina indifferenziata (parere di conformità/CPI o dichiarazione di inizio attività), il D.P.R. 151/2011 individua 80 attività sottoposte ai controlli di prevenzione incendi, distinguendole in tre categorie [“A”, “B” e “C”, dettagliate nella lettera A) dell’allegato I al regolamento] ed assoggettandole a una distinta disciplina in relazione al rischio connesso all’attività, alla presenza di specifiche regole tecniche e alle esigenze di tutela della pubblica incolumità.

Per le attività indicate nella categoria A) dell’allegato I (che sono soggette a norme tecniche e che, sulla base delle evidenze statistiche, non sono suscettibili di provocare rischi significativi per la pubblica incolumità – ad es. attività n. 41 teatri e studi per le riprese cinematografiche/televisive fino a 25 persone), non è più previsto il parere di conformità. I progetti relativi a tali attività sono presentati contestualmente alla SCIA e, per le attività di competenza SUAP, ricadono nel procedimento automatizzato di cui al Capo III, D.P.R. n. 160/2010. La ricevuta della SCIA, inoltre, costituisce titolo autorizzatorio.

Per le attività indicate nelle categorie B) e C) dell’allegato I (per proseguire nell’esempio: teatri e studi per le riprese cinematografiche/televisive, rispettivamente compresi tra 26 e 100 persone od oltre 100 persone), le istanze di esame dei progetti devono essere presentate ai fini dell’esercizio delle attività mediante la SCIA che sostituisce a tutti gli effetti la dichiarazione di inizio attività, corredata dalle attestazioni, prevista dalla normativa previgente. Secondo i chiarimenti forniti con la predetta circolare, le attività di categoria B) e C) devono ottenere il parere di conformità.

Prima dell'inizio dell'attività indicata nelle tre categorie, il titolare presenta la SCIA, corredata dell'asseverazione, della documentazione tecnica costituita sostanzialmente dalle certificazioni/dichiarazioni probanti ai fini antincendio e, per le attività di cui alla categoria A, della relazione tecnica e degli elaborati grafici. Per le sole attività di cui alle categorie B e C, inoltre, non dovrà essere allegato alcun elaborato grafico/progetto perché lo stesso è già in possesso del Comando Provinciale VVF.

Per le attività di cui alle categorie A) e B) i controlli avvengono, entro sessanta giorni, anche mediante metodo a campione o in base a programmi settoriali individuati, di norma, attraverso circolari a cadenza annuale. Per le attività di cui alla categoria C), invece, il Comando provinciale dei vigili del fuoco effettua sempre il controllo entro sessanta giorni.

Per tutte le attività di cui alle categorie A), B) e C), si prevede che se, in seguito alla visita tecnica, viene riscontrata la carenza dei requisiti e dei presupposti per l'esercizio delle attività previsti dalla normativa di prevenzione incendi, il Comando vieta la prosecuzione dell'attività e chiede la rimozione degli eventuali effetti dannosi a meno che l'interessato non conformi la propria attività entro un termine di quarantacinque giorni.

In caso di esito positivo, per le attività di cui alla lettera A) – categorie A e B è previsto, su richiesta dell'interessato, il rilascio di copia del verbale della visita tecnica verbale che, comunque, dovrà essere sempre redatto. In caso di esito positivo, per le sole attività di cui alla lettera A) – categoria C), il Comando rilascia, entro quindici giorni, il CPI.

In caso di progetti particolarmente complessi, è stata introdotta la facoltà, per i titolari delle attività di cui alle categorie B e C, di richiedere al Comando l'emissione di un nulla osta di fattibilità (cd. NOF), definito nella circolare come "parere rilasciato con riguardo ad uno o più aspetti rilevanti dal punto di vista della prevenzione incendi, elaborato sulla base della valutazione di un progetto di fattibilità dell'opera". Il NOF deve essere rilasciato entro 30 giorni dalla richiesta.

Gli obblighi documentali, in attesa del preannunciato decreto ministeriale, sono già disciplinati dalla modulistica disponibile nel sito istituzionale dei Vigili del Fuoco. Nel sito, inoltre, sono già presenti gli applicativi necessari per quantificare le tariffe da corrispondersi ai singoli Comandi. In particolare, per quanto concerne la modulistica a corredo delle pratiche, alla circolare vengono allegati i seguenti modelli:

- *Modello PIN 1-2011 Richiesta di valutazione del progetto*
- *Modello PIN 1bis-2011 Richiesta di nulla osta fattibilità attività tipo B e C*
- *Modello PIN 2-2011 Segnalazione certificata di inizio attività*
- *Modello PIN 2bis-2011 Richiesta di verifica in corso d'opera*
- *Modello PIN 2.1-2011 Asseverazione attività*
- *Modello PIN 3-2011 Richiesta di rinnovo periodico*
- *Modello PIN 3.1-2011 Asseverazione efficienza dispositivi*
- *Modello PIN 4-2011 Richiesta di deroga*

Le indispensabili indicazioni sul periodo transitorio (relativo a nuove attività soggette al D.P.R. 151/2011 oppure ad altre attività riconducibili a procedimenti avviati sotto il precedente regime e non ancora conclusi) sono dettagliate nel punto 4 della circolare ministeriale n. 13061/2011

11.9.1 LA SCIA ANTINCENDIO

Le procedure per la prevenzione degli incendi vengono semplificate sensibilmente grazie al DPR 1.8.2011 n.151 (GU 22.9.2011 n.122). Il DPR applica alle procedure antincendio la SCIA, segnalazione certificata d'inizio attività. Nella tabella allegata al DPR vengono elencate 80 attività (tra esse istruzione, commercio, sanità, industria, edifici per uso civile) soggette alle visite e ai controlli di prevenzione incendi. Ad ogni attività corrispondono tre categorie A, B, C, a seconda che

il rischio di incendio sia basso, medio o alto. In precedenza le attività erano 97, elencate nel DM 16.2.1982 che è stato abrogato insieme al DPR 26.5.1959 n.689.

La semplificazione non inizierà immediatamente perché (art.11) i modi di presentazione delle domande e i contenuti della documentazione da allegare saranno disciplinati da un decreto del Ministero dell'interno. Ma sembra che il decreto uscirà in tempi brevi sulla Gazzetta Ufficiale. Ciò è credibile perché la materia antincendio è sotto la responsabilità del Corpo nazionale dei vigili del fuoco, che si distingue per efficienza rispetto ad altre strutture centrali dello Stato.

Va premesso che, nella procedura antincendio, la SCIA sostituisce la DIA commerciale presentata dal titolare dell'attività, prima di iniziare l'attività stessa.

Le attività più liberalizzate dal DPR 151/2011 sono quelle incluse nella categoria "A", a basso rischio di incendio. Ad esempio, nel caso di costruzione di un centro commerciale di superficie inferiore a 500 metri quadrati, non è necessario chiedere il parere preventivo dei Vigili del fuoco sul progetto edilizio. Per costruire occorre, ovviamente, applicare la procedura prevista per i lavori edilizi, in questo caso un permesso di costruire, in altri casi una comunicazione inizio lavori, una SCIA edilizia o una DIA. Una volta terminati i lavori di costruzione, basta presentare la SCIA commerciale, con il progetto, allo Sportello unico delle attività produttive o al Comando Vigili del fuoco. L'attività potrà iniziare immediatamente. A detta SCIA commerciale dovrà essere allegata la documentazione di cui al decreto che sarà emanato, che comprenderà una dichiarazione del professionista iscritto all'albo degli architetti o degli ingegneri che asseveri il rispetto delle norme antincendio e delle norme sulle strutture e gli impianti. Il Comando nei sessanta giorni successivi, potrà fare controlli e in caso di carenze potrà vietare la prosecuzione dell'attività.

Categoria A. Come detto sopra, le attività ricadenti nella categoria "A" sono considerate a basso rischio di incendio. Non richiedono il parere di conformità del Comando provinciale dei Vigili del Fuoco. Non è necessario chiedere il parere preventivo prima di realizzare i lavori, né attendere il certificato di prevenzione incendi prima di dare inizio all'attività. Una volta finiti i lavori, per iniziare l'attività basta presentare allo sportello unico delle attività produttive una istanza al Comando, mediante SCIA commerciale con allegato progetto. Il progetto edilizio dovrà essere completo anche ai fini antincendio con la relativa attestazione del professionista abilitato concernente la rispondenza a norma dei lavori progettati ed eseguiti.

Accertata la completezza dell'istanza, il Comando o lo Sportello unico (SUAP) rilascia immediatamente la ricevuta e l'attività si intende autorizzata (art.4.1). Tuttavia, entro i successivi 60 giorni, il Comando effettua controlli attraverso visite tecniche che possono essere eseguite a campione o in base a programmi settoriali per categoria di attività. In caso di carenza dei requisiti, vieta la prosecuzione dell'attività.

Tra le attività di maggiore interesse per gli architetti, ricadono nella categoria A le attività descritte ai numeri dell'elenco da 65 a 78:

- *alberghi e residenze collettive fino a 50 posti letto*
- *scuole fino a 150 persone*
- *strutture sanitarie e case per anziani fino a 50 posti letto e ambulatori fino a 1000 mq*
- *locali per il commercio, negozi, fino a 600 mq*
- *aziende ed uffici fino a 500 persone presenti*
- *autorimesse fino a 1000 mq*
- *edifici civili con altezza antincendio fino a 32 metri.*

Categoria B. Per le attività della categoria B occorre chiedere al Comando il parere di conformità, presentando il progetto. Il Comando entro 30 giorni può chiedere documentazione integrativa e entro 60 giorni si pronuncia sulla conformità.

A lavori ultimati, come per la categoria A, l'istanza per l'inizio dell'attività viene presentata tramite Scia e quindi l'attività può iniziare subito, salvo poi subire i controlli a campione.

Sono comprese nella categoria B, tra le altre, le seguenti attività:

- *locali di spettacolo, teatri, palestre, fino a 200 persone,*
- *alberghi, residenze turistico - alberghiere, villaggi turistici, bed & breakfast, tra 50 e 100 posti letto*
- *scuole da 150 a 300 persone*
- *strutture sanitarie da 50 a 100 posti letto*
- *ambulatori e laboratori di analisi di superficie oltre 1000 mq*
- *locali per il commercio, negozi, fiere, da 600 a 1500 mq*
- *aziende e uffici da 500 a 800 persone presenti*
- *edifici civili con altezza antincendio tra 32 e 54 metri.*

Categoria C. Comprende le attività più a rischio: come per la categoria B, occorre chiedere il parere di conformità presentando il progetto. Il Comando entro 30 giorni può chiedere documentazione integrativa ed entro 60 giorni si pronuncia sulla conformità. A lavori ultimati, basta presentare al SUAP o al Comando una SCIA commerciale per dare inizio immediato all'attività.

Mentre per le attività in categoria A e B i controlli dei vigili del fuoco verranno fatti solo a campione, per le attività di categoria C verranno fatti sistematicamente. Solo in caso di esito positivo del controllo il Comando rilascerà il Certificato di prevenzione incendi.

Sono comprese, tra le altre, le seguenti attività:

- *tutti gli edifici protetti ex codice beni culturali e paesaggistici D.Lgs. 42/2004.*
- *teatri oltre le 100 persone,*
- *alberghi e villaggi oltre 100 posti letto,*
- *scuole oltre 300 persone,*
- *strutture sanitarie oltre 100 posti letto*
- *locali per il commercio, negozi, fiere oltre i 1.500 mq,*
- *aziende e uffici oltre 800 persone presenti*
- *edifici civili oltre i 54 metri di altezza antincendio*

Come precisato nella circolare del Ministero dell'Interno del 6 ottobre 2011, per le attività incluse nelle categorie B e C la SCIA di inizio attività non dovrà contenere anche il progetto dei lavori, perché è stato già consegnato al Comando in allegato all'istanza di parere di conformità. Inoltre la circolare precisa che ai sensi dell'art.4.1 del DPR occorre allegare al progetto: atto notorio del titolare dell'attività, asseverazione di un tecnico abilitato di conformità alla regola tecnica approvata dal Comando provinciale e certificazione comprovante che gli elementi costruttivi, gli impianti ecc. sono stati realizzati secondo le norme antincendio.

La responsabilità del progettista e il NOF. Nel caso di progetti particolarmente complessi in B e C, si può richiedere preliminarmente il rilascio di un Nulla Osta di Fattibilità. Inoltre è possibile chiedere al Comando verifiche in corso d'opera per accertare la rispondenza a norma dei lavori in corso.

In mancanza di parere di conformità sul progetto prima dell'inizio dei lavori, la responsabilità del rispetto delle norme antincendio grava esclusivamente su gli architetti e ingegneri progettisti e direttori dei lavori. Responsabilità ancora più pesante quando occorre applicare normative non chiare o, addirittura, quando la normativa manca. Pertanto è importante la possibilità di ricorrere, nei casi più complicati, a questi due strumenti di coinvolgimento preventivo del Comando.

11.9.2 CALCOLO DEL CARICO DI INCENDIO AI SENSI DEL DM 09/03/2007

Calcolo del **carico d'incendio nominale** q_f :

$$q_f = \frac{\sum_i g_i \cdot H_i \cdot m_i \cdot \psi_i}{A}$$

dove:

- g_i massa dell' i -esimo materiale combustibile [kg]
- H_i potere calorifico inferiore dell' i -esimo materiale combustibile [MJ/kg]
- m_i fattore di partecipazione alla combustione dell' i -esimo materiale combustibile pari a 0,80 per il legno e altri materiali di natura cellulosica e 1,00 per tutti gli altri materiali combustibili
- ψ_i fattore di limitazione della partecipazione alla combustione dell' i -esimo materiale combustibile pari a 0 per i materiali contenuti in contenitori appositamente progettati per resistere al fuoco; 0,85 per i materiali contenuti in contenitori non combustibili e non appositamente progettati per resistere al fuoco; 1 in tutti gli altri casi
- A superficie in pianta lorda del compartimento [m^2]

Il **carico d'incendio specifico** di progetto $q_{f,d}$ è dato da:

$$q_{f,d} = q_f \cdot \delta_{q1} \cdot \delta_{q2} \cdot \delta_n$$

dove:

- δ_{q1} è il fattore che tiene conto del rischio di incendio in relazione alla dimensione del compartimento e i cui valori sono definiti nella tabella sottostante

Superficie in pianta lorda del compartimento (m^2)	δ_{q1}	Superficie in pianta lorda del compartimento (m^2)	δ_{q1}
$A < 500$	1,00	$2.500 \leq A < 5.000$	1,60
$500 \leq A < 1.000$	1,20	$5.000 \leq A < 10.000$	1,80
$1.000 \leq A < 2.500$	1,40	$A \geq 10.000$	2,00

- δ_{q2} è il fattore che tiene conto del rischio di incendio in relazione al tipo di attività svolta nel compartimento e i cui valori sono definiti nella tabella sotto riportata

Classi di rischio	Descrizione	$q2$
I	Aree che presentano un basso rischio di incendio in termini di probabilità di innesco, velocità di propagazione delle fiamme e possibilità di controllo dell'incendio da parte delle squadre di emergenza	,80
II	Aree che presentano un moderato rischio di incendio come probabilità d'innesco, velocità di propagazione di un incendio e possibilità di controllo dell'incendio stesso da parte delle squadre di emergenza	,00
III	Aree che presentano un alto rischio di incendio in termini di probabilità d'innesco, velocità di propagazione delle fiamme e possibilità di controllo dell'incendio da parte delle squadre di emergenza	,20

$$\delta_n = \prod_i \delta_{ni}$$

- δ_n è il fattore che tiene conto delle differenti misure di protezione e i cui valori sono definiti nella tabella seguente

δ_{hi} Funzione delle misure di protezione								
Sistemi automatici di estinzione		Sistemi di evacuazione automatica di fumo e calore	Sistemi automatici di rivelazione, segnalazione e allarme di incendio	Squadra aziendale dedicata alla lotta antincendio ⁴⁹	Rete idrica antincendio		Percorsi protetti di accesso	Accessibilità ai mezzi di soccorso VVF
ad acqua δ_{h1}	altro δ_{h2}	δ_{h3}	δ_{h4}	δ_{h5}	Interna δ_{h6}	interna e esterna δ_{h7}	δ_{h8}	δ_{h9}
0,60	0,80	0,90	0,85	0,90	0,90	0,80	0,90	0,90

Con il metodo semplificato di determinazione della classe si confronta $q_{f,d}$ con la tabella seguente:

Carichi d'incendio specifici di progetto ($q_{f,d}$)	Classe
Non superiore a 100 MJ/m ²	0
Non superiore a 200 MJ/m ²	15
Non superiore a 300 MJ/m ²	20
Non superiore a 450 MJ/m ²	30
Non superiore a 600 MJ/m ²	45
Non superiore a 900 MJ/m ²	60
Non superiore a 1200 MJ/m ²	90
Non superiore a 1800 MJ/m ²	120
Non superiore a 2400 MJ/m ²	180
Superiore a 2400 MJ/m ²	240

dalla quale si ricava la classe richiesta.

Esistono programmi sia commerciali che gratuiti che consentono di effettuare il calcolo della classe di incendio in modo rapido e sicuri. Fra i software gratuiti si segnala quello prodotto dal Comando dei Vigili del Fuoco denominato **ClaRaF** attualmente alla versione 2.0.

Esempio di calcolo

Calcolo della classe di un compartimento adibito a deposito di prodotti alimentari in corso di spedizione a servizio di un'industria alimentare. Superficie in pianta 300 m².

Lo schema grafico del compartimento è rappresentato in figura seguente.

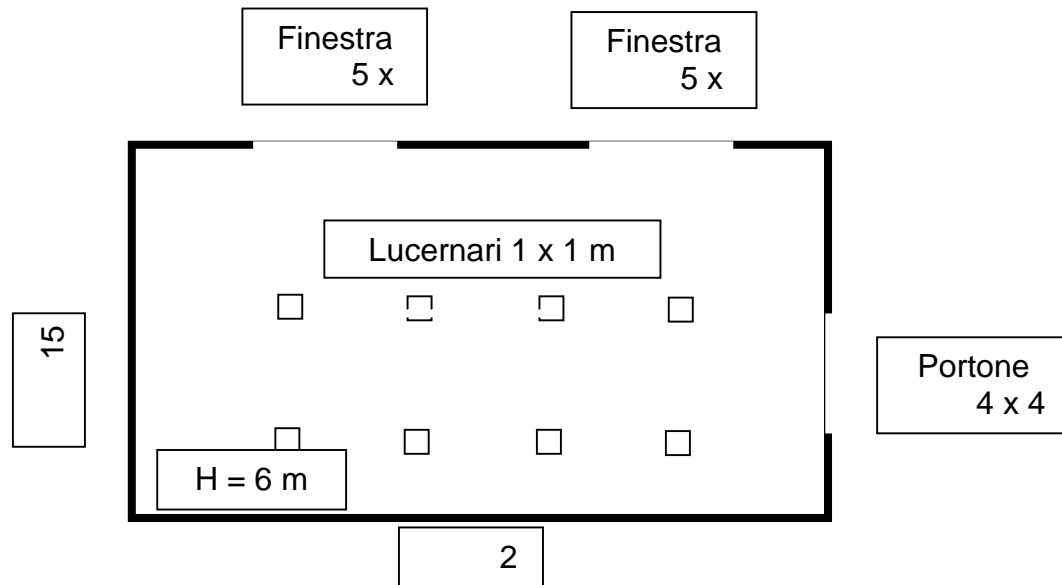
I prodotti alimentari sono confezionati in barattoli metallici stoccati su pallets in legno; nel locale si trovano anche cartoni e polietilene per imballaggi.

Sono presenti:

- 30.000 kg di prodotti alimentari
- 1.500 kg di pallets

⁴⁹. Gli addetti devono avere conseguito l'attestato di idoneità tecnica di cui all'art. 3 della legge 28 novembre 1996, n. 609, a seguito del corso di formazione di tipo C di cui all'allegato IX del decreto interministeriale 10 marzo 1998.

- 1.000 kg di cartoni
- 500 kg di polietilene



Potere calorifico inferiore dei materiali:

- Alimentari: 15 MJ/kg
- Pallets in legno: 17,5 MJ/kg
- Cartone: 17,5 MJ/kg
- Polietilene: 42 MJ/kg

I calcoli sono effettuati come indicato dal DM 09/03/2007.

$$q_f = \frac{382.500 + 21.000 + 14.000 + 21000}{300} = 1.462 \text{ MJ} / \text{m}^2$$

Il carico d'incendio specifico di progetto $q_{f,d}$ è dato da:

$$q_{f,d} = q_f \cdot \delta_{q1} \cdot \delta_{q2} \cdot \delta_n$$

Pertanto si ha:

- $\delta_{q1} = 1,00$
- $\delta_{q2} = 1,00$
- $\delta_{n7} = 0,80$ perché esiste rete idrica antincendio interna ed esterna
- $\delta_{n9} = 0,90$ perché è garantito l'accesso ai mezzi di soccorso VVF come previsto dai criteri tecnici di prevenzione incendi

$$q_{f,d} = 1.462 \cdot 1,00 \cdot 1,00 \cdot 0,80 \cdot 0,90 = 1.053 \text{ MJ} / \text{m}^2$$

impiegando il metodo semplificato di determinazione della classe, mediante la tabella sopra indicata, si ricava che la classe richiesta è : **Classe 90**.

12. LA PREVENZIONE DEGLI INCENDI

12.1 PREVENZIONE DEGLI INCENDI

L'incendio, definito come “una **combustione incontrollata di materiali e strutture combustibili**”, costituisce una delle maggiori insidie che minacciano l'integrità di strutture, di beni e la sicurezza delle persone. Tale fenomeno, vista la rilevanza e la globalità delle conseguenze, deve essere affrontato sia a livello di prevenzione sia a livello di protezione; la materia interdisciplinare che studia e applica i provvedimenti, i mezzi, le azioni ed i modi per il conseguimento degli obiettivi della sicurezza contro i rischi dell'incendio è la “**prevenzione incendi**”.

- *L'attuale concezione della prevenzione incendi intesa come l'azione diretta al condizionamento dei sistemi di combustione, sia allo stato potenziale di incendio sia allo stato di combustione, può essere espressa attraverso:*
- *la prevenzione degli incendi vera e propria, che persegue l'obiettivo di ridurre la probabilità dell'accadimento dell'incendio;*
- *la protezione antincendio, che ha lo scopo di ridurre i danni entro limiti accettabili.*

In merito ai provvedimenti da attuare per il conseguimento degli obiettivi sopra esposti si possono definire conseguentemente le misure di **prevenzione antincendio** e le misure di **protezione antincendio**, precisando che queste ultime svolgono il ruolo di **protezione attiva e protezione passiva**.

I sistemi di evacuazione del fumo e del calore, tema principale della presente trattazione, costituiscono uno dei provvedimenti da adottare ai fini della prevenzione incendi intesa sia a livello di prevenzione sia a livello di protezione.

In ultimo è opportuno ricordare che un sistema di combustione allo stato potenziale presenta sempre un rischio di incendio, e che tale rischio non può essere annullato, ma solamente ridotto. Lo studio dello stato di un sistema e delle sue possibili evoluzioni, l'individuazione e la valutazione dei fattori di rischio, nonché la riduzione di tali fattori e delle conseguenze dovute al mancato controllo del rischio primario, costituiscono l'analisi dei rischi.

12.2 PROFILO DI INCENDIO

L'incendio è un fenomeno complesso che coinvolge generalmente materiali differenti e nelle condizioni più diverse; può manifestarsi immediatamente o restare latente anche per tempi non brevi, e poi manifestarsi con grande violenza e rapidità, con la propagazione esplosiva del fuoco (*flash-over* UNI9494) e con fenomeni dovuti a ignizioni esplosive di gas incombusti.

La **latenza**, nel suo significato più generale, indica il periodo di tempo che intercorre tra l'inizio dell'incendio e la sua scoperta; quest'ultima dipende sicuramente dal luogo dove ha origine l'incendio e dalla modalità con cui viene rilevato (vedi anche la presenza ed efficienza di sistemi di protezione attiva).

Superato il periodo di latenza, l'incendio si sviluppa molto rapidamente, in funzione ovviamente delle condizioni ambientali e dei tipi e dei quantitativi di materiali interessati dal fenomeno; la velocità di propagazione dello stesso può essere notevolmente accelerata dalla presenza di liquidi infiammabili, o da fenomeni esplosivi dovuti alla formazione di miscele combustibili gassose o di nubi di polvere.

Sulla base dei risultati emersi da studi e ricerche effettuati su scala reale, nonché dagli elementi emersi dall'analisi di incendi accaduti realmente, si è definita una schematica rappresentazione delle caratteristiche dell'incendio che si può sviluppare all'interno di uno spazio chiuso. L'incendio così identificato, rappresentato dalla relativa curva temperatura-tempo (Figura 266), può essere suddiviso in tre fasi:

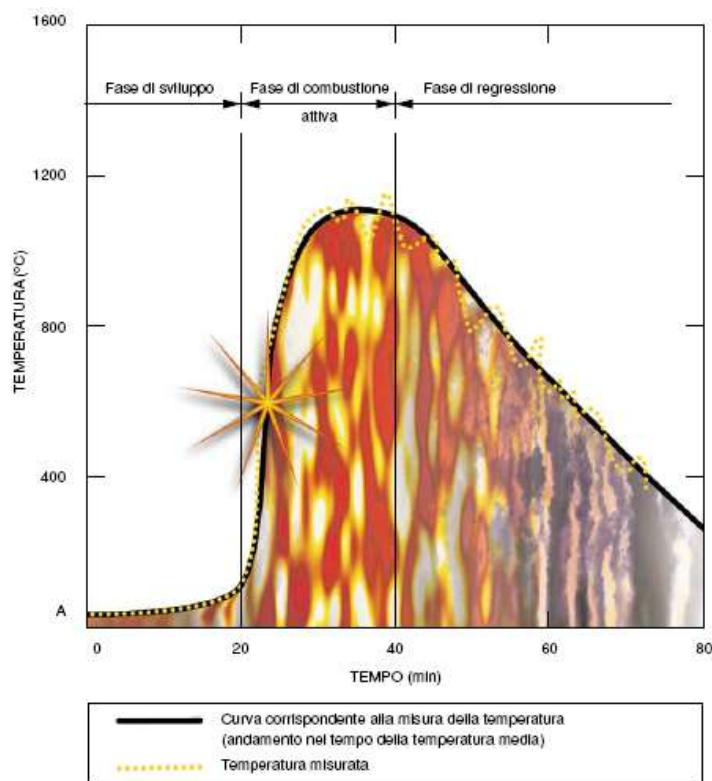


Figura 266: Curva tipo di incendio

Prima Fase, Iniziale O Accensione

Caratterizzata da una durata di circa 20 minuti, presenta un rapido aumento della temperatura media e della velocità di combustione delle sostanze coinvolte. In questa fase il calore delle fiamme e dei prodotti della combustione viene trasferito ai materiali presenti i quali liberano gas di distillazione.

La temperatura del locale è relativamente bassa, i danni sono limitati e si hanno considerevoli possibilità di intervento e di sfollamento delle persone.

Seconda Fase, Di Combustione Attiva Costante

Caratterizzata da una combustione generalizzata di tutti i materiali (*flash-over*) con temperatura tendenzialmente uniforme in tutta l'area interessata. I gas di distillazione prodotti

formano con l'aria dell'ambiente una miscela combustibile che può entrare in combustione unitamente ai materiali che già bruciano. La temperatura media sale molto rapidamente, si raggiungono i 1000°C e oltre; la velocità di combustione delle sostanze coinvolte passa da 0,51 kg/min dell'inizio della combustione ai 1516 kg/min dopo il *flash-over*.

Terza Fase, di Regressione o di Raffreddamento

La combustione volge alla conclusione; la temperatura si abbassa gradualmente.

12.3 CAUSE DI INCENDIO

Le cause di incendio propriamente dette, identificate come il motivo iniziale dell'accensione, sono di natura più svariata; comunque, in linea teorica, sono conosciute. Parlando di incendio, ovvero di prevenzione incendi, dobbiamo però analizzare le cause di incendio ed i fattori che le determinano: gli eventi che causano o concorrono alla creazione delle condizioni dell'accadimento primario; si può pertanto parlare più precisamente di *“fattori di rischio di incendio”*.

Mentre le cause di incendio propriamente dette sono conosciute, esiste un margine di incertezza nell'analisi dei fattori che le determinano:

- *si può considerare, ad esempio, l'influenza di particolari fenomeni imprevedibili, quella dovuta ad anomalie di apparecchi, o quella dovuta ad errore umano.*

Anche uno studio incentrato sul punto di vista probabilistico, in funzione delle caratteristiche ambientali e strutturali, delle caratteristiche specifiche delle attività svolte e della destinazione d'uso delle strutture, nonché dei tassi di guasto di impianti ed apparecchiature ed errori umani, risulta estremamente difficile. Tentativi di definizione del criterio probabilistico sono basati pertanto sui risultati di eventi realmente accaduti e documentati da statistiche.

12.4 PROPAGAZIONE

La propagazione dell'incendio si manifesta con la propagazione della fiamma dal centro di ignizione ad altri punti posti a differenti distanze nello spazio circostante e la diffusione estesa dei prodotti della combustione. In una certa area l'energia raggiante della fiamma ed il calore dei prodotti della combustione producono altri centri di ignizione e l'aumento della temperatura dell'ambiente circostante e dei materiali presenti; questo comporta l'incremento della velocità di combustione e l'estensione dei contorni dell'incendio stesso ad aree o locali contigui senza soluzione di continuità. In materia di prevenzione incendi, al fine di ridurre i danni prodotti dal suddetto fenomeno, è stato introdotto il concetto di **“compartimentazione”** ovvero la realizzazione, all'interno di locali o piani, di settori delimitati nel contorno (*volumetricamente parlando*) da elementi costruttivi atti ad impedire, entro certi limiti, il propagarsi dell'incendio e dei suoi prodotti. Più precisamente nel D.M. del 30 novembre 1983 (vedi cap. Norme e direttive tecniche) si definisce come “compartimento antincendio” la **«Parte di un edificio delimitata da elementi costruttivi di resistenza al fuoco predeterminata e organizzata per rispondere alle esigenze di prevenzione incendi»**.

12.5 MATERIALI COMBUSTIBILI

In linea generale vengono chiamate **combustibili** le sostanze che non si incendiano molto facilmente e danno luogo ad incendi con velocità di propagazione relativamente bassa, mentre vengono chiamate **infiammabili** le sostanze più facilmente incendiabili che presentano una velocità di propagazione elevata.

I materiali combustibili possono essere suddivisi in funzione delle loro caratteristiche di infiammabilità, del loro stato fisico, del loro modo di bruciare e del tipo di fuoco cui possono dar luogo.

12.5.1 CLASSIFICAZIONE DEI COMBUSTIBILI IN BASE AL TIPO DI FUOCO

Tale sistema di classificazione raggruppa i materiali in base al tipo di fuoco cui possono dare luogo; indicano gli estinguenti appropriati e quelli esclusi (vedi Tabella 42)

FUOCO	MATERIALI COINVOLTI	ESTINGUENTI AMMESSI (*)	ESTINGUENTI ESCLUSI
Classe A	Solidi combustibili comuni (legno, carta, tessuti, pelli, gomma e derivati, rifiuti ecc.) con formazione di braci.	Acqua, polvere chimica polivalente, anidride carbonica, estinguenti alogenati, schiuma ad alta espansione per ambienti chiusi.	
Classe B	Liquidi infiammabili e solidi che fondono prima di bruciare (idrocarburi, olii e grassi, alcoli, eteri, solventi, carburanti, lubrificanti e simili).	Schiuma, polvere chimica, anidride carbonica, estinguenti alogenati.	
Classe C	Gas infiammabili (idrogeno, metano, propano, butano, etilene, propilene ecc.)	Polvere chimica, estinguenti alogenati.	
Classe D	Sostanze chimiche reattive spontaneamente combustibili con l'aria o reattive con acqua con possibilità di esplosione.	Polveri speciali.	Tutti gli altri
Classe E (non inclusa nella classificazione europea)	Apparecchiature elettriche sotto tensione.	Anidride carbonica, polvere chimica, estinguenti alogenati.	Acqua e schiuma
(*) A partire dal 1° gennaio 1994 non è più consentita la produzione degli estinguenti completamente alogenati (halons) - Legge 28.12.1993, n. 549			

Tabella 42: Classificazione dei combustibili in base al tipo di fuoco

12.5.2 CLASSIFICAZIONE DEI COMBUSTIBILI IN BASE ALLE CARATTERISTICHE

Tale sistema di classificazione raggruppa i materiali in base alle loro caratteristiche chimico-fisiche ed alle loro caratteristiche di infiammabilità (tab. IV e V); questa classificazione è finalizzata alla progettazione di impianti di produzione, trasformazione ed immagazzinamento.

CATEGORIA	CARATTERISTICHE
Non infiammabili	Non possono bruciare con l'ossigeno atmosferico
Difficilmente combustibili	Buclano solo in costante presenza di innesco
Combustibili: 1. sostanze facilmente accendibili 2. sostanze difficilmente accendibili	Una volta accesi continuano a bruciare 1. richiedono deboli energie di innesco 2. richiedono elevate energie di innesco
Fonte: L. Corbo, <i>Manuale di prevenzione incendi nell'edilizia e nell'industria</i> , 11 ed. 1993, Piroia, Milano	

Tabella 43: Classificazione dei combustibili in base alle caratteristiche

CATEGORIA	PUNTO DI INFIAMMABILITÀ	MATERIALI (*)
A	$p.inf. \leq 21^{\circ}C$	Liquidi i cui vapori possono dare luogo a scoppio Petrolio greggio, virgin nafta, benzine, benzolo, etere di petrolio, etere solforico, miscele carburanti.
B	$21^{\circ}C \leq p.inf. \leq 65^{\circ}C$	Liquidi infiammabili Petrolio raffinato, acqua ragia minerale, alcool etilico, alcool metilico e cherosene.
C	$p.inf. 65^{\circ}C >$	Liquidi combustibili Gasolio per riscaldamento, olio combustibile, oli minerali lubrificanti, oli minerali bianchi, residui della distillazione, vasellina, paraffina, bitume del petrolio, coke di petrolio.
(*) Come mostrano i materiali elencati, la classificazione è stata estesa anche a materiali non derivati dal petrolio (es. eteri ed alcoli) che hanno caratteristiche di infiammabilità rientranti nelle tre categorie dei prodotti petroliferi. Inoltre sono stati assimilati ai liquidi combustibili anche i derivati solidi del petrolio. Fonte: Legge 8.2.1934, n. 367		

Tabella 44: Classificazione dei combustibili in base al punto di infiammabilità

12.5.3 COMBUSTIONE DI LIQUIDI

La combustione dei liquidi, intesa come combustione del vapore in presenza della fase liquida, necessita della formazione di miscela infiammabile nelle vicinanze della superficie del liquido stesso. La temperatura alla quale ha inizio il fenomeno è chiamata **“punto di infiammabilità”**. A questo proposito si richiama la tabella precedentemente riportata per la classificazione italiana dei minerali, dei residui e delle miscele carburanti. Nel caso in cui il liquido sia trasformato allo stato di vapore e miscelato con aria, l'ignizione e la combustione non differiscono da quelle dei gas combustibili. Altro elemento fondamentale per la combustione dei vapori di liquidi è la concentrazione della miscela vapori-aria; se la quantità di aria è inferiore o superiore a determinati limiti, la miscela non può infiammarsi.

Ciascun liquido ha un proprio punto di infiammabilità ed una diversa velocità di combustione; si deduce pertanto che si abbiano anche diversi gradi di pericolosità dal punto di vista dell'incendio. Sono elementi di maggior pericolo una bassa temperatura di infiammabilità, un ampio campo di infiammabilità, una bassa temperatura di accensione ed un basso limite inferiore di infiammabilità. Va ricordato che in presenza di liquidi infiammabili e condizioni ambientali particolari si possono anche avere esplosioni.

12.5.4 COMBUSTIONE DI GAS

Agli effetti della combustione si può ritenere simile il comportamento dei gas e quello dei vapori di liquidi infiammabili; ai fini della infiammabilità inoltre si ritiene influente la distinzione tra gas e vapori. La maggior pericolosità dei gas rispetto ai liquidi infiammabili sta nel fatto che questi, così come si trovano, risultano già idonei alla combustione; fermo restando che anche per essi valgono le espressioni limite legate alle caratteristiche di infiammabilità.

Va fatto presente che, ai fini pratici di utilizzazione, i gas vengono sempre conservati sotto pressione in appositi contenitori, nelle più svariate grandezze e con diverse modalità di stoccaggio, a seconda del tipo di gas e di impiego cui esso è destinato.

Un gas infiammabile fuoriuscito dal suo contenitore può essere incendiato ed in particolari condizioni ambientali può causare una esplosione; tali effetti possono essere prodotti anche dall'aumento di temperatura dello stesso contenitore. Pertanto per una corretta valutazione del rischio si dovrà tenere conto anche delle caratteristiche di conservazione e stoccaggio dei liquidi e gas infiammabili.

12.5.5 COMBUSTIONE DI POLVERI

Con il termine di polvere si vuole indicare lo stato di suddivisione spinta delle sostanze solide; la loro eventuale presenza in un ambiente, al di fuori del loro normale sistema di contenimento, costituisce pericolo di esplosione. Strati o mucchi di polveri infiammabili sono pericolosi e, se innescati, possono formare atmosfere esplosive.

La maggior parte dei combustibili solidi allo stato di polveri può dar luogo ad esplosioni se la concentrazione delle particelle disperse in aria è compresa nei limiti di infiammabilità; sono purtroppo numerosi i casi di violente esplosioni causate da dispersioni di polveri di materie plastiche, di materiali organici e di metalli. I fattori che influenzano la reattività di una atmosfera con pericolo di esplosione sono:

- *la granulometria delle particelle;*
- *la presenza di umidità;*
- *la composizione e concentrazione della miscela;*
- *l'energia della sorgente di ignizione.*

La valutazione della prevedibilità del pericolo di esplosione di una polvere è lasciata alla competenza e responsabilità del progettista dell'impianto di lavorazione o di deposito. Nella Tabella 45 sono riportate alcune caratteristiche significative di polveri infiammabili.

POLVERI	LIMITI INFERIORI DI INFIAMMABILITÀ (g/m ³)	IGNIZIONE DELLA NUBE (°C)	ENERGIA MINIMA DI ACCENSIONE (millijoule)
Alluminio (atomizzato)	40	700	50
Magnesio (atomizzato)	30	600	120
Zinco	480	680	650
Zolfo	35	235	15
Acetato di cellulosa	25	320	15
Gomma sintetica	30	320	30
Poliethylene	25	450	80
Polistirolo	20	475	120
Cotone	50	-	25
Grano	100	470	60
Legno	40	440	20
Tabacco	60	485	80
Zucchero	35	350	30
Carbone	35	610	40

Tabella 45: Dati caratteristici per la combustione delle polveri

13. IL RUMORE NEGLI IMPIANTI TECNOLOGICI

Gli impianti tecnici sono sorgenti di rumorosità che deve essere controllata già in fase di progetto. La Norma *UNI 8199* specifica le modalità di misura del livello di potenza sonora conseguente al funzionamento degli impianti. Il *DPR 5/12/97* fissa anche alcuni limiti alla rumorosità trasmessa dagli impianti in ambienti confinati. Conseguenza da quanto appena detto che è compito del progettista curare l'aspetto relativo alla rumorosità prodotta dagli impianti onde evitare contenziosi continui e spiacevoli sia con la Committenza che con terze parti.

Le norme e le leggi che sono state messe negli ultimi anni impongono limiti molto restrittivi alla rumorosità prodotta dagli impianti e pertanto nella scelta dei componenti di impianto e nella stessa progettazione termotecnica occorre considerare il rumore come variabile fondamentale.

L'attuale legislazione prevede che la rumorosità sia valutata sia nei confronti di chi usufruisce dei benefici dell'impianto sia nei confronti di chi li subisce passivamente (ad esempio i vicini di casa). Per valutare i livelli di emissione e di immissione si fa riferimento al *DCPM 15/11/97* che tratta dei requisiti acustici degli edifici e fissa i limiti di rumorosità trasmessa dagli impianti tecnologici.

Vanno subito evidenziati due fatti importanti:

- 1) i problemi acustici si manifestano quando gli impianti sono costruiti e quando ciò avviene è già troppo tardi per intervenire perché i componenti di impianto rumorosi non possono essere silenziati se non cambiandoli del tutto;
- 2) non basta ottimizzare l'acustica dei singoli componenti perché l'impianto è un sistema e pertanto deve essere ottimizzata l'acustica di tutto l'insieme (refrigeratore, soffiante, canali, bocchette, griglie, ...).

Ne consegue che il momento progettuale è quello più critico per ottenere il risultato desiderato. In considerazione della mancanza di cognizioni di base degli Allievi del N.O. si premettono alcune considerazioni fondamentali di Acustica Fisica e Fisiologica.

13.1 CENNI DI ACUSTICA FISICA

Si presentano nei successivi paragrafi alcuni concetti fondamentali di Acustica Fisica e in particolare si richiameranno le leggi fisiche più importanti ed utili per il prosieguo. Si ricorda che l'Acustica Fisica fa parte dei corsi di Fisica Generale e pertanto quanto qui riportato ha solo valore di un semplice richiamo. Sfortunatamente questo argomento, pure importantissimo della Fisica, viene quasi sistematicamente trascurato nei corsi di primo anno e pertanto queste pagine vogliono solo colmare, in modo sintetico, questa lacuna formativa.

13.1.1 LA CELERITÀ DEL SUONO

Nel mezzo di trasmissione l'onda sonora si propaga con una certa velocità detta *celerità del suono* (detta erroneamente anche *velocità*).

Tale grandezza dipende da più fattori, uno dei quali è il materiale del corpo attraverso il quale avviene la propagazione. La velocità di propagazione del suono nell'aria (supposta come gas perfetto) si ricava dalla formula:

$$v_s = \sqrt{\frac{k}{\rho}} p \quad [132]$$

- p = pressione
- k = modulo di compressibilità adiabatica dell'aria
- ρ = massa specifica

Così pur essendo indipendente dalla frequenza e dall'umidità, la velocità del suono nell'aria è dipendente dalla temperatura: ad una temperatura di 20°C la velocità è di circa 344 m/s; ad ogni aumento di 1°C della temperatura, corrisponde un incremento nella velocità di 0,61 m/s.

Nel caso di mezzi di trasmissione liquidi, la velocità si ottiene mediante la formula:

$$c = \sqrt{\frac{k}{\rho}} \quad [133]$$

- k = modulo di compressibilità adiabatica
- ρ = densità del liquido

Nei solidi:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad [134]$$

- E = modulo di elasticità del solido

In generale si dimostra in *Termodinamica* che per piccole perturbazioni (quali si hanno nei suoni normali) vale la relazione:

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad [135]$$

Ossia, la *celerità del suono* è legata alla radice quadrata della variazione della densità rispetto alla pressione ad entropia costante. Per un gas perfetto si può anche scrivere:

$$c = \sqrt{kRT} \quad [136]$$

con k costante di adiabacità (c_p/c_v) del mezzo di trasmissione ($k=1.4$ per l'aria), T la temperatura assoluta del mezzo (in gradi Kelvin) ed R la costante del gas ($R=R^*/M$) rapporto fra la costante universale dei gas ed il peso molecolare.

Dall'osservazione di queste formule si deduce che il suono si propaga più velocemente nei solidi che nell'aria; nel mattone ad esempio è undici volte maggiore di quella dell'aria.

Mezzo di trasmissione	c (m/s)
Aria (secca, 15° C)	341
Acqua di mare	1460
Marmo	3800
Mattoni	3650
Vetro	5000
Ferro	5000
Sughero	500

Gomma elastica	30-70
----------------	-------

Tabella 46: Velocità del suono per alcuni mezzi di trasmissione

13.1.2 ONDE PIANE E SFERICHE

Il suono si diffonde seguendo le leggi dei fenomeni ondulatori, come si dirà fra breve. Si tratta di una sequenza di compressioni e rarefazioni del mezzo di trasmissione che presenta delle zone a densità differenziata; queste rarefazioni non sono ferme ma si spostano nell'aria alla velocità di circa 340 m/s. A seconda del tipo di sorgente emittente, le onde sonore possono essere *piane*, *cilindriche* o *sferiche*: Nel primo caso i punti di massima rarefazione sono contenuti in piani perpendicolari alla direzione di propagazione; nel secondo caso si ha una sorgente lineare che oscillando nella direzione del proprio asse mediante cilindri concentrici genera onde cilindriche: un esempio è dato dal rumore proveniente dal traffico veicolare o ferroviario.

Nel terzo caso, onde sferiche, si può immaginare che la sorgente sia piccola rispetto alle distanza dal punto di ricezione e pertanto le zone di compressione formano delle sfere concentriche. E' questa un'ipotesi semplificativa che molto spesso viene applicata nei calcoli. Si tratta, si intuisce, di una approssimazione valida solo quando le dimensioni della sorgente sono piccole rispetto alla distanza.

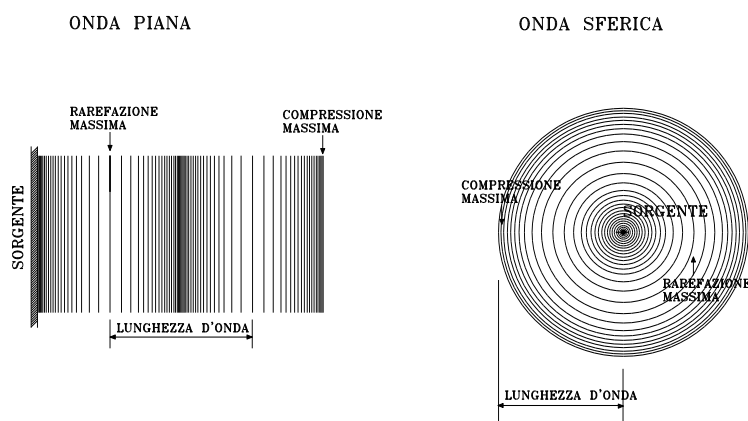


Figura 267: Esempi di onda sonora piana e sferica

Spesso i problemi di trasmissione delle onde acustiche sono più complessi di quanto ci si lasci immaginare. Nella Figura 267 si ha un esempio di fronte d'onda che inizialmente è sferico (viene rappresentata una sezione in piano) e poi, al crescere della distanza dalla sorgente, il fronte d'onda diviene piano.



Figura 268: Esempio di propagazione di onde acustiche: inizialmente sferiche e poi piane a grandi distanze

Pertanto l'ipotesi da seguire nelle applicazioni deve essere attentamente valutata caso per caso onde evitare possibili errori finali. Vedremo nel prosieguo quali implicazioni si ha l'ipotesi di fronte sferico o di fronte cilindrico nell'attenuazione dell'intensità acustica per divergenza.

13.1.3 GRANDEZZE FONDAMENTALI PER L'ACUSTICA

Lunghezza d'onda e frequenza

I fenomeni ondulatori e quindi anche il suono, vengono descritti mediante grandezze fisiche. Tra le più importanti vi sono la *lunghezza d'onda* e la *frequenza*. La lunghezza d'onda è la distanza

che intercorre tra due fronti d'onda aventi la stessa fase ossia, poiché il fenomeno si ripete ciclicamente, tra due zone di massima rarefazione o compressione del mezzo di trasmissione.

La frequenza è per definizione, il numero di volte in cui il fenomeno ondulatorio completo si ripete nell'unità di tempo (secondo) e la sua unità di misura è l'Hertz (Hz). Queste grandezze sono legate tra loro dalla formula:

$$\lambda f = c \quad [137]$$

- λ = lunghezza d'onda
- f = frequenza (Hertz)
- c = celerità del suono

Se la frequenza è il numero di volte in cui il fenomeno ondulatorio si ripete nell'unità di tempo, il suo inverso sarà il tempo necessario a compiere tale ondulazione completa. Questa grandezza si dice *periodo* e si esprime analiticamente (l'unità di misura è il *secondo*):

$$T = \frac{1}{f} \quad [138]$$

Il diagramma seguente mostra in forma grafica la relazione fra la lunghezza d'onda e la frequenza nel **campo dell'udibile**, cioè fra 20 e 20000 Hz (intervallo di notevole interesse applicativo poiché rappresenta l'intervallo di udibilità dell'Uomo medio⁵⁰).

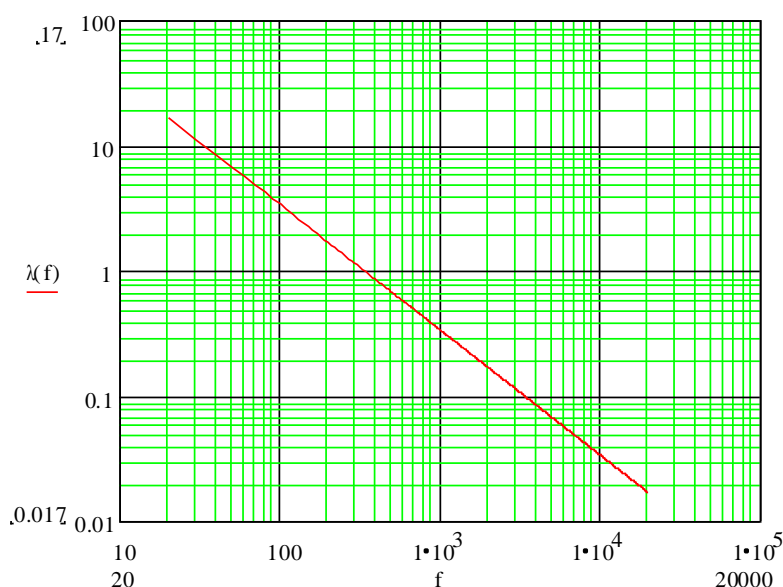


Figura 269: Legame fra lunghezza d'onda e frequenza nel campo dell'udibile

Si osservi come a 20 Hz, frequenza minima udibile, la lunghezza d'onda corrispondente sia di 17 m mentre a 20.000 Hz è di 17 mm. Queste dimensioni sono importanti nel valutare le interazioni che le onde acustiche hanno con la materia.

Per valori di lunghezza d'onda tale che $\lambda/4$ sia comparabile con quelle del corpo sul quale il suono incide si ha il fenomeno della *diffrazione* per cui i bordi del corpo divengono essi stessi sorgenti sonore. Con i valori sopra calcolati si ha a 20 Hz una parete di 4 m diffrange il suono. E' quello che avviene, lo si vedrà nel prosieguo, con gli schermi acustici.

Per frequenze oltre 200 Hz si ha $\lambda/4$ di circa 0,5 m e quindi le pareti si comportano come specchi: si ha *riflessione* e non *diffrazione*.

⁵⁰ Le applicazioni della Fisica all'Uomo si riferiscono a comportamenti, giudizi, valutazioni, di un **normotipo** individuato dalla risposta media di una platea campioni di uomini e donne, di età compresa fra i 18 e i 33 anni (per evitare problemi di adolescenza e di senilità). E' stato dimostrato che il **normotipo** non è dipendente dal colore della pelle e che, pertanto, ci si può sempre riferire ad un Uomo medio universale.

E quindi si possono considerare valide le regole dell'*Acustica Geometrica* basate sulla riflessione geometrica del suono con angoli uguali, ma ribaltati rispetto alla normale, degli angoli di incidenza. Le applicazioni di *Acustica delle Sale* (vedi il Capitolo ad essa dedicata) sono basate, di norma, sull'*Acustica Geometrica* e pertanto si deve tenere conto dei limiti di validità.

Si vedrà ancora che le onde di bassa frequenza interagiscono in modo particolare con la materia e che per la loro attenuazione (vedi note sul *Potere Fonoisolante*) si debbono utilizzare metodologie particolari che sfruttano le risonanze delle cavità o delle lastre.

Potenza sonora

La *potenza sonora*, detta anche indice di emissione di energia acustica, è l'energia sonora emessa da una sorgente nell'unità di tempo.

Bisogna tuttavia considerare che questa grandezza varia considerevolmente nell'unità di tempo. Per questo motivo si usa distinguerla in potenza *massima* e *media*: la prima è il valore più alto rilevato nell'intervallo di osservazione; la seconda risulta generalmente dal calcolo dei valori medi anche se vi sono diversi metodi per calcolarla.

Questi due valori differiscono tra di loro per diversi ordini di grandezza; un suono che ha una potenza media di 1 *Watt* può presentare potenze istantanee di decine o centinaia di *Watt*; questo fatto è abbastanza rappresentativo dell'importanza di adottare tecniche di misura che siano realmente indicative della potenza sonora sopportata o della sensazione soggettiva che tale potenza comporta.

Potenza	Livello di potenza sonora in dB	Sorgente
100.000.000	200	Missile
10.000	160	Turbo reattore
1000	150	
100	140	Aereo leggero
10	130	
1	120	Motore da 100 kW
0.1	110	Motore elettrico 100 CV, 2600 giri/min.
0.01	100	
0.001	90	
0.0001	80	Elettrodomestico
0.00001	70	Fisarmonica
0.000001	60	
0.0000001	50	
0.00000001	40	Parlare bisbigliando
0.000000001	30	Getto d'aria, velocità aria 1 m/s
0.0000000001	20	

Tabella 47: Livello di potenza sonora media di varie sorgenti.

Si fa osservare che la potenza acustica è una grandezza assoluta nel senso che la potenza emessa da una sorgente dipende dalla sorgente di emissione mentre il livello di pressione sonora (di cui si parlerà nel prosieguo) dipende da come si trasmette il suono e quindi dipende dalle caratteristiche acustiche e trasmissive dell'ambiente.

In pratica una stessa potenza acustica può dar luogo a diversi livelli di pressione sonora in ambienti diversi. Per analogia si può dire che una stessa lampada che emette la stessa intensità luminosa fornisce valori diversi di illuminamento in ambienti diversi a seconda delle caratteristiche riflettive delle pareti.

Intensità sonora

Se la potenza è un'energia nell'unità di tempo, l'*intensità* è un'energia specifica, cioè per unità di superficie. Considerando un'onda sonora che si propaga dalla sorgente, essendo la potenza emanata costante, si nota che tale potenza si distribuisce su superfici sempre più ampie. L'intensità di un suono è quindi il flusso di potenza che passa nell'unità di tempo, attraverso una superficie unitaria e perpendicolare alla direzione di propagazione.

Nel caso di onde sferiche e mezzo di propagazione isotropo ed omogeneo si ha

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} \quad [139]$$

- I = intensità sonora
- r = raggio della sfera

Da questa formula si deduce che l'intensità sonora per una sorgente sferica è inversamente proporzionale al quadrato della distanza dalla sorgente.

13.1.4 TIPO DI ONDE ACUSTICHE

Si riassumono qui di seguito le relazioni principali per le onde acustiche. Per onde acustiche sferiche l'intensità è inversamente proporzionale al quadrato della distanza, per le onde lineari l'intensità dipende dall'inverso della distanza e per onde acustiche piane l'intensità è indipendente dalla distanza.

Le equazioni delle tre forme di onde possono qui essere scritte con il solito simbolismo:

$$p(r,t) = \frac{A}{r} f(ct \pm r) \quad [140]$$

$$p(r,t) = Af(ct \pm r) \quad [141]$$

$$p(r,t) = \frac{A}{\sqrt{r}} f(ct \pm r) \quad [142]$$

L'equazione delle onde piane nella sua forma più semplice (*suono puro*) è data da:

$$p = p_{\max} \sin \omega t \quad [143]$$

con p_{\max} valore massimo della pressione, ω la pulsazione $\omega=2\pi f$. Si osservi che non si è indicata la fase perché l'orecchio umano è poco sensibile ad essa. Dell'onda sinusoidale sopra indicata si definisce la pressione efficace (o valore quadratico medio, indicato spesso come RMS acronimo di *Root Mean Square*, valore quadratico medio) mediante la relazione:

$$\bar{p} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2 dt} \quad [144]$$

Per un segnale sinusoidale risulta essere:

$$p_{\max} = \rho_0 c \omega A \quad [145]$$

con:

- A valore massimo dello spostamento, m
- F la frequenza, Hz
- ρ_0 densità dell'aria, kg/m^3
- c celerità del suono, m/s

Si definisce *densità sonora* l'energia nell'unità di volume, J/m^3 , che, sempre per un'onda sinusoidale, è legata dalla relazione:

$$D = 2\pi^2 f^2 \rho_0 A^2 \quad [146]$$

L'*Intensità acustica*, W/m^2 , è data dalla relazione:

$$I = 2\pi^2 f^2 \rho_0 c A^2 = Dc \quad [147]$$

Inoltre l'intensità è legata alla pressione efficace dalla relazione:

$$I = \frac{\bar{p}^2}{\rho_0 c} \quad [148]$$

con $\rho_0 c$ impedenza acustica dell'aria (vedi nel prosieguo).

Per onde sinusoidali risulta essere ancora per l'intensità acustica e per la densità (somma dell'energia cinetica e di quella potenziale per unità di volume):

$$I = \frac{1}{T} \int_{\tau}^{\tau+T} p u d\tau$$

$$D = \frac{1}{T} \int_{\tau}^{\tau+T} \frac{E_c + E_p}{V} d\tau = \frac{1}{T} \int_{\tau}^{\tau+T} \left[\frac{1}{2} \rho_0 u^2 + \frac{p^2}{2\rho_0 c^2} \right] d\tau$$

Toni puri

I suoni reali sono estremamente complessi ma esistono dei modelli semplificativi che ci permettono di comprenderli meglio. Nel caso dei suoni o delle onde sonore in particolare, la forma d'onda reale di un suono qualsiasi è una curva complessa, più o meno periodica, con molte irregolarità e quindi di difficile comprensione.

Esistono tuttavia delle sorgenti che, seppur reali, sono in grado di produrre suoni molto semplici e di facile comprensione detti *toni puri*. Una di queste è il diapason, strumento che emette, se percosso, un suono che si può definire, con buona approssimazione, *puro* e quindi rappresentabile con una semplice sinusoide.

Se andiamo ad analizzare la forma dell'oscillazione nel tempo del braccio del diapason ci accorgiamo che questa è molto prossima a un'onda sinusoidale che può essere cioè rappresentata matematicamente dalla funzione seno

$$y = A \sin(2\pi f)t \quad [149]$$

- A = ampiezza di vibrazione del braccio
- f = frequenza in Hertz
- t = tempo in secondi

Anche la corrispondente variazione di pressione che si propaga dal diapason sotto forma di onde sonore segue una legge sinusoidale

$$p = p_0 \sin(2\pi f)t \quad [150]$$

- p_0 = ampiezza di pressione.

Il moto compiuto da una tale onda è detto *moto armonico semplice*. Se oltre a presentare queste caratteristiche l'onda sonora è composta da una sola frequenza allora si dirà *tono puro*. Il tono puro è l'unità base costituente tutte le onde sonore, dalle più semplici alle più complesse: ogni suono infatti è costituito da uno o più toni puri.

Le Armoniche

Quando si parla di toni puri si presuppone che la sorgente (l'oggetto che vibra) sia infinitamente rigida ed oscilli con frequenza costante, cosicché l'onda emessa risulti un moto armonico semplice. Un suono di questo tipo può essere ottenuto da un *diapason* di determinata lunghezza d'onda. Un suono semplice (*monofrequenziale*) si può rappresentare nel piano delle frequenze-ampiezza con una riga centrata alla frequenza f ed avente un'altezza p_0 pari all'ampiezza dell'onda. Nella realtà queste condizioni non possono sussistere in quanto non esistono oggetti-sorgente infinitamente rigidi; succede allora che la superficie sviluppa delle vibrazioni

supplementari, dette appunto *armoniche*, a frequenze che sono il multiplo di quella principale detta *frequenza fondamentale*; se per esempio la nostra sorgente emette un suono puro a 60Hz, emetterà anche delle armoniche a 120, 180 ... Hz. Queste frequenze si dicono rispettivamente *prima armonica*, *seconda armonica* e così via. Quanto detto è alla base dello sviluppo in serie di Fourier delle onde acustiche complesse.

Suoni complessi

Come abbiamo già accennato, i rumori⁵¹ o i suoni che percepiamo ogni giorno attraverso l'organo dell'udito, sono ben più complessi dei "*modelli ideali*" di onda descritti sopra. Essi costituiscono la totalità dei suoni percepiti quotidianamente poiché i suoni puri sono solo un'eccezione e direi anche un'astrazione fisica.

Quando si è in presenza di un suono *monofrequenziale* si prova un disturbo notevole, come si dirà nel prosieguo a proposito del DPCM 1/3/91, che le norme vigenti penalizzano.

Tuttavia tali onde mantengono alcune delle caratteristiche dei suoni più semplici, sono cioè *periodiche*, ossia si ripetono uguali a se stesse in maniera ciclica. Hanno inoltre la peculiarità di essere composte da più toni puri sovrapposti.

La forma d'onda non sarà più quindi una sinusoidale ma apparirà come una curva frastagliata e ripetitiva. Dalla combinazione casuale di questi suoni semplici nascono le molte varietà di suoni con i quali abbiamo familiarità: la voce umana, il timbro del violino, il rumore di un'auto.

Oscillogrammi e spettri sonori

Nei paragrafi precedenti abbiamo parlato del suono come di un effetto risultante dalle innumerevoli vibrazioni di una sorgente. Il movimento vibratorio compiuto da questa si propaga attraverso il mezzo sotto forma di perturbazioni di pressione: le onde sonore.

L'oscillogramma di un suono rappresenta graficamente la relazione tra il tempo e la pressione sonora cosicché, per un suono puro, sarà una semplice oscillazione sinusoidale; per uno strumento musicale risulterà dalla sovrapposizione degli oscillogrammi delle funzioni sinusoidali semplici del suono fondamentale e delle sue armoniche.

Quando si parla di rumore al posto dell'oscillogramma viene normalmente utilizzato lo spettro sonoro, un grafico che in ascissa riporta la frequenza e in ordinata il livello sonoro. La rappresentazione dello spettro di un suono complesso è data da una serie di righe aventi ciascuna frequenza ed ampiezza ben determinate e il cui numero può essere anche infinito (*suoni impulsivi*).

Nella Figura 270 si hanno due rappresentazioni relative ad un suono puro e ad un suono complesso.

Nella trattazione del rumore solitamente vengono utilizzati spettri sonori a bande che riuniscono le frequenze acustiche in gruppi cosicché lo spettro anziché essere graficamente formato da linee viene costruito per bande.

Usualmente vengono utilizzati spettri sonori a banda d'ottava o a terzi d'ottava. Le bande di ottava sono definite come intervalli di frequenza tali che il rapporto fra la frequenza massima e la minima sia pari a 2. Per le bande a terzi di ottava le frequenze estreme stanno in rapporto pari a $\sqrt[3]{2}$.

⁵¹ Il *rumore*, come già indicato nell'Introduzione, è un suono complesso affetto da un giudizio di indesiderabilità e disturbo da parte di chi lo subisce. Del *rumore* si parlerà più in dettaglio nel prosieguo.

Oscillogramma di un suono puro e di un suono complesso

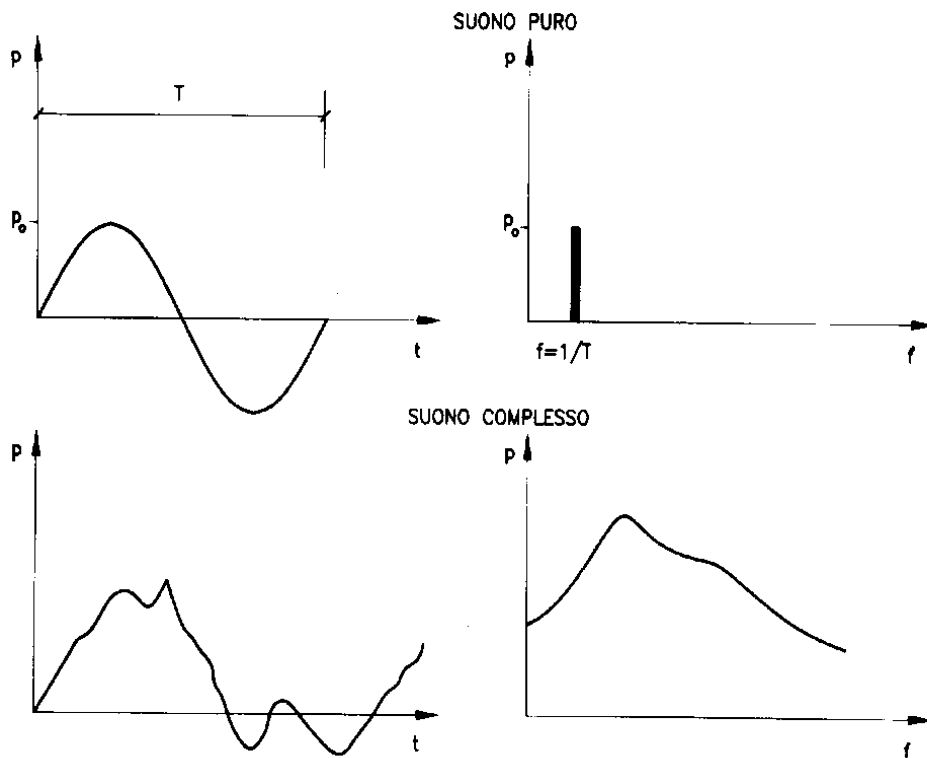


Figura 270: Rappresentazione spettrale dei suoni.

La frequenza di centro banda è data dalla relazione:

$$f_{cb} = \sqrt{f_1 f_2}$$

Normalmente in una banda di ottava si hanno tre bande a terzi di ottava.

Le frequenze di centro banda per le bande di ottava sono normalizzate e precisamente sono:

31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000, 16000

Anche le frequenze a terzi di ottava di centro banda sono normalizzate.

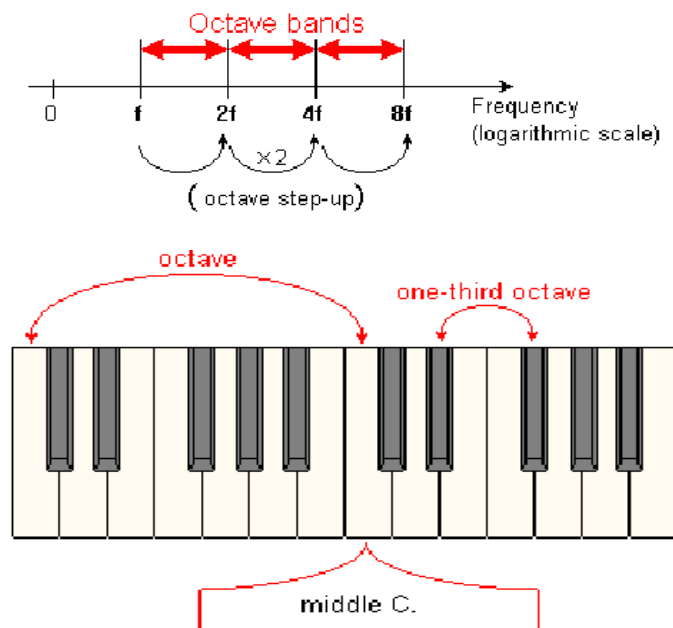


Figura 271: Rappresentazione delle bande acustiche di ottava e terzi di ottava

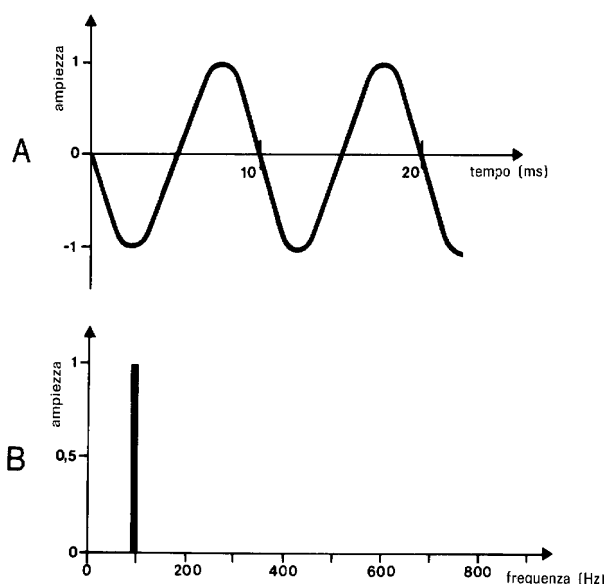


Fig. 13 - Oscillogramma (A) e spettrogramma (B) di un segnale sinusoidale.

Figura 272: Rappresentazione di un suono puro nel piano ampiezza-tempo e nel piano ampiezza-frequenza.

Un'onda sinusoidale è facilmente rappresentabile nel piano ampiezza-tempo. Se caratterizziamo quest'onda con la sua ampiezza e la sua frequenza possiamo rappresentarla nel piano ampiezza-frequenza come riportato dalla figura seguente.

In teoria dei segnali si suole anche considerare la fase: in acustica questa viene trascurata poiché l'orecchio umano non è in grado di discriminarla. Nella Figura 273 si ha un esempio di composizione di tre suoni puri aventi frequenze multiple della fondamentale. Nella Figura 274 si ha la composizione di tre armoniche aventi frequenze multiple, ampiezze variabili e la prima armonica è sfasata nei casi rappresentati a sinistra e a destra della figura.

L'andamento dell'oscillogramma ampiezza-tempo risulta graficamente molto diverso ma per l'udito umano (*scarsamente sensibile alle variazioni di fase*) i due suoni appaiono identici.

La composizione $p_1(t)+p_2(t)+p_3(t)$ non è di immediata lettura: probabilmente un occhio addestrato saprà individuare la presenza di tre armoniche ma non i rapporti fra loro intercorrenti. Questo tipo di rappresentazione risulta molto comodo quando si esaminano suoni complessi, cioè formati da più armoniche.

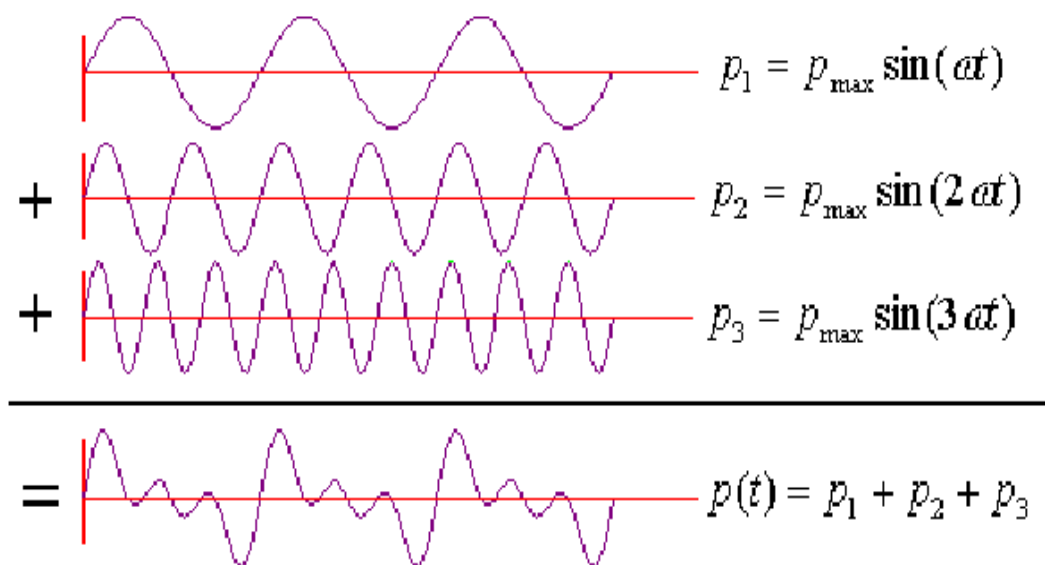


Figura 273: Rappresentazione temporale della somma di tre armoniche

A sinistra e destra della figura si hanno tre armoniche che differiscono solo per la fase della componente fondamentale.

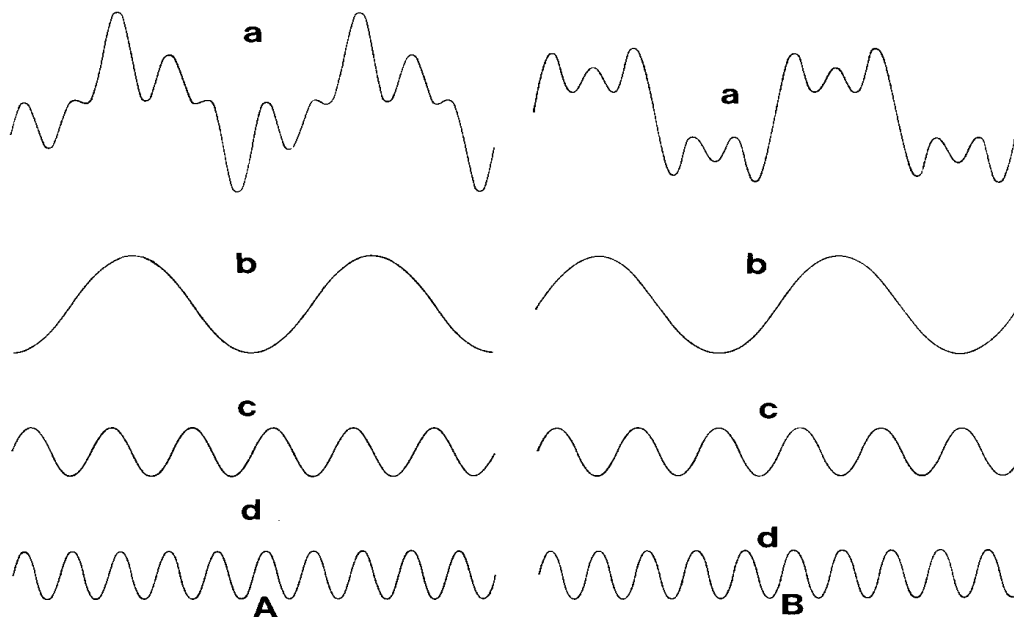


Fig. 19 - Segnali complessi periodici (a), aventi la stessa composizione spettrale (3 armoniche b, c e d) ma differenti nella forma in quanto la 1ª armonica (b) in A ha fase diversa che in B.

Figura 274: Composizione di tre armoniche nel piano ampiezza-tempo

Nel piano ampiezza-frequenza si ha l'andamento di Figura 275. Come si può ben osservare le tre componenti sono perfettamente identificabili e la composizione del suono complesso appare chiara già a partire dal primo sguardo.

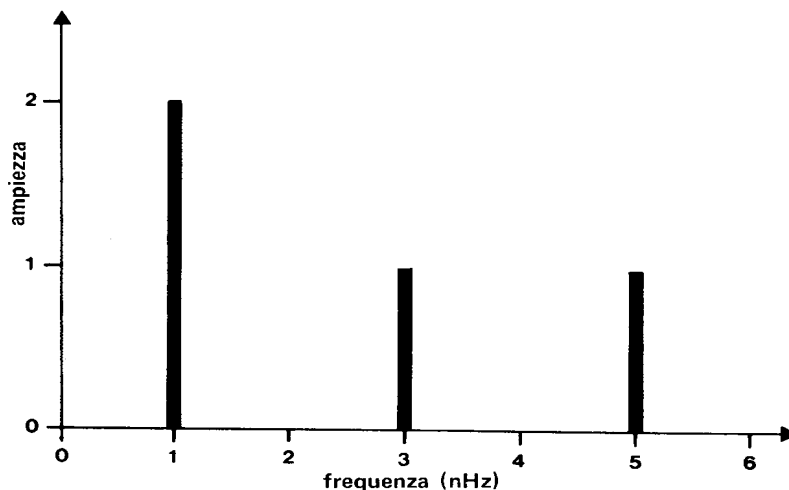


Fig. 20 - Spettro di frequenza dei due segnali (a) di fig. 19.

Figura 275: Composizione di tre armoniche nel piano ampiezza-frequenza.

Per questo motivo l'analisi frequenziale (come viene detta la rappresentazione ampiezza-frequenza) è oggi molto utilizzata per lo studio e l'analisi dei suoni complessi.

L'algoritmo matematico utilizzato è quello della scomposizione in serie di Fourier mediante le seguenti relazioni:

$$f(x) = \frac{A_0}{2} + \left[\sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos(nx) + B_n \sin(nx)) \right] \quad [151]$$

$$A_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} f(x) \cos(nx) dx \quad [152]$$

$$B_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} f(x) \sin(nx) dx \quad [153]$$

Le funzioni sinusoidali (o cosinusoidali) sono dette armoniche del segnale dato.

Trasformazione dello spettro di un segnale

Nelle applicazioni acustiche si utilizzano spesso dispositivi, detti *filtri*, che hanno lo scopo di modificare lo spettro dei segnali e quindi anche la composizione armonica del segnale.

Un segnale filtrato modifica il suo spettro a seconda del tipo di filtro utilizzato, come si può osservare nella figura seguente.

Si osservi che partendo dal segnale iniziale (si tratta di un segnale *glottidico*, cioè prodotto dalla *glottide* umana) lo si trasforma mediante filtri detti, nell'ordine in cui essi compaiono i figura:

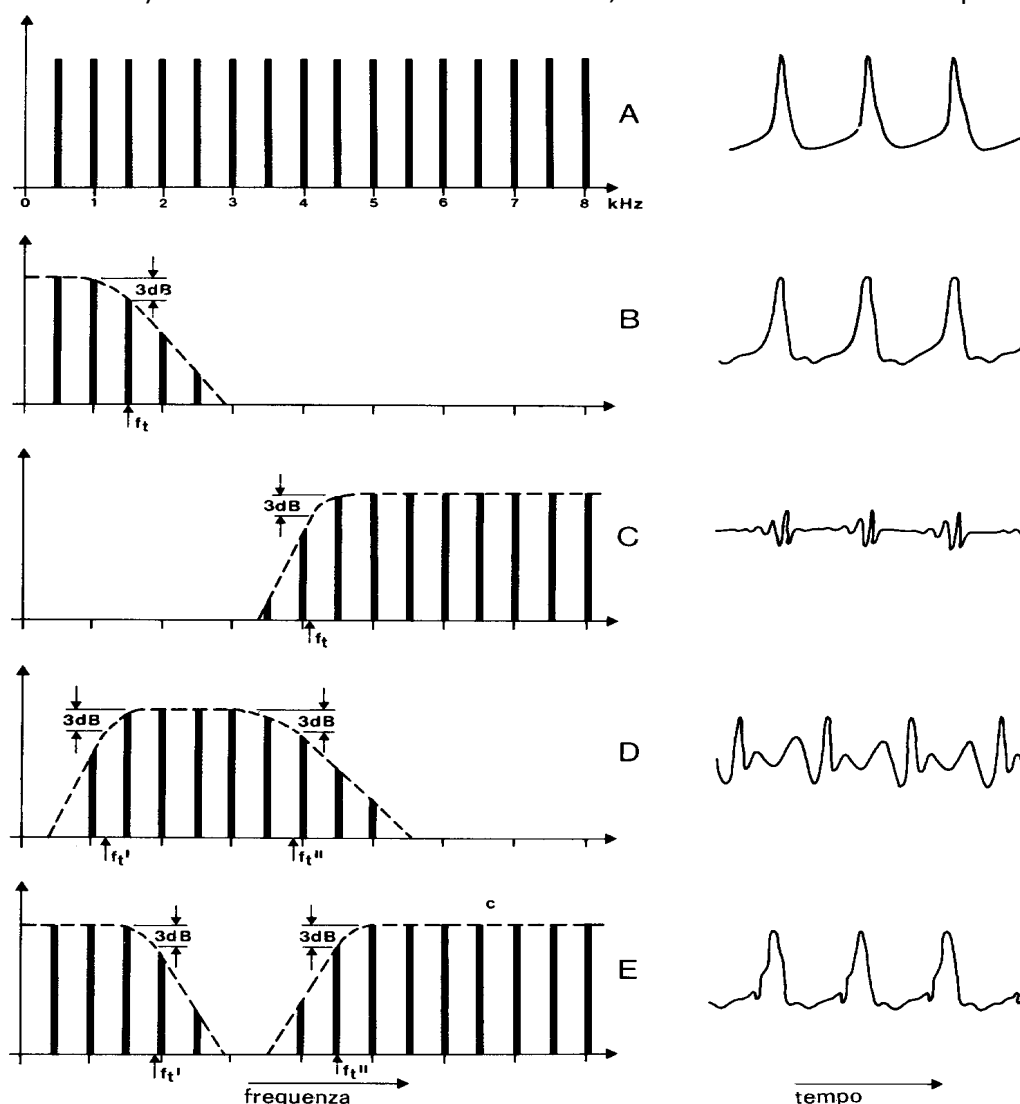


Fig. 22 - Spettrogramma ed oscillogramma di un segnale periodico di tipo impulsivo (A), e loro trasformazioni a seguito di filtraggio reale passa-basso (B), passa-alto (C), passa-banda (D) e elimina-banda (E).

Figura 276: Azione dei filtri sui segnali

- Filtro *passa – basso*. Vengono lasciate passare solo le frequenze inferiori ad una data frequenza di taglio f_1 ;
- Filtro *passa – alto*: Vengono lasciate passare solo le frequenze maggiori di una data frequenza di taglio f_2 ;

- Filtro *passa – banda*: Passano solo le frequenze comprese fra due frequenze di taglio f_1 ed f_2 ;
- Filtro *elimina – banda*: Passano le frequenze esterne ad una data banda di frequenze f_1 ed f_2 ;

Nella stessa figura si ha, sul lato destro, la ricostruzione del segnale nel dominio del tempo partendo dalle armoniche che passano attraverso il filtro. Si può ben osservare che si ha una differenza sostanziale con il segnale originario.

Pertanto l'azione del filtro è sostanziale in quanto altera sia la composizione del segnale che l'effetto che esso produce con l'ascolto.

In Figura 276 si ha l'esempio, nella prima riga, di un segnale glottidico⁵² rappresentato a sinistra dallo spettro e a destra dall'andamento temporale. Applicando i vari filtri indicati nelle righe successive si può vedere come si modifica sia lo spettro (si ha una riduzione di righe e quindi di armoniche) che l'oscillogramma rappresentato alla destra di ogni riga esaminata. Pertanto l'azione di un filtro è quella di modificare la costituzione spettrale dei segnali e la loro apparenza sensoriale all'Uomo. Vedremo più avanti come anche l'orecchio umano si comporti come un filtro di particolare complessità nella banda passante fra 20 e 20.000 Hz.

Spettro di un suono complesso

Da quando l'informatica e l'elettronica hanno consentito di potere effettuare il calcolo della *Trasformata di Fourier* in tempi tanto brevi o addirittura in *tempo* reale (cioè tali da potere essere considerati istantanei) si è potuto tracciare una particolare rappresentazione di un suono: lo *spettrogramma* o anche *sonogramma*.

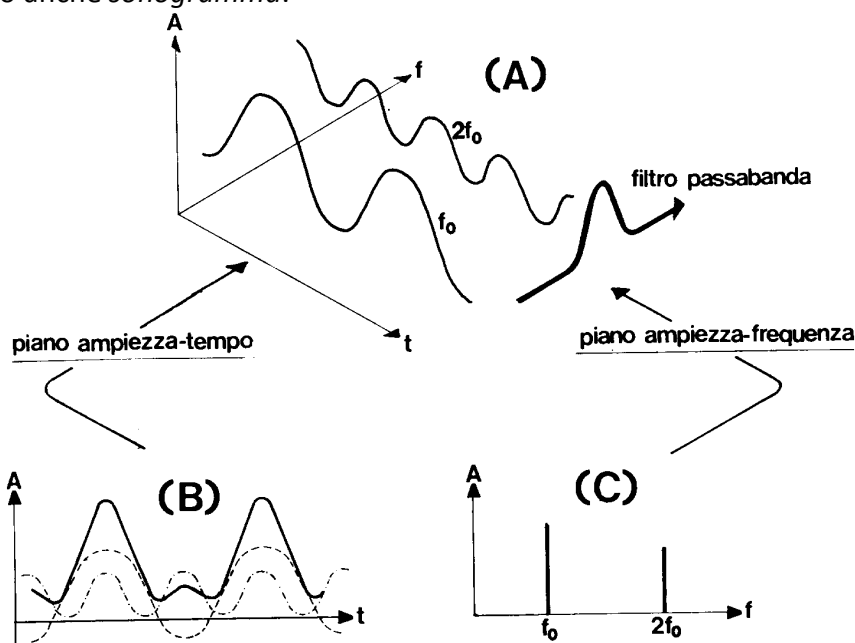


Fig. 26 - Rappresentazione schematica della tecnica di analisi di un segnale complesso periodico composto da due armoniche ad opera di un filtro passa-banda che « esplora » l'asse delle frequenze.

Figura 277: Rappresentazione di un segnale nei vari piani.

⁵² Si tratta di una specie di impulso che la *glottide* nella gola emana al momento della richiesta di fonazione da parte dell'Uomo. Questo segnale viene poi modificato (cioè filtrato) dall'esofago, dalla bocca, dalle labbra e dalla lingua per formare il linguaggio parlato.

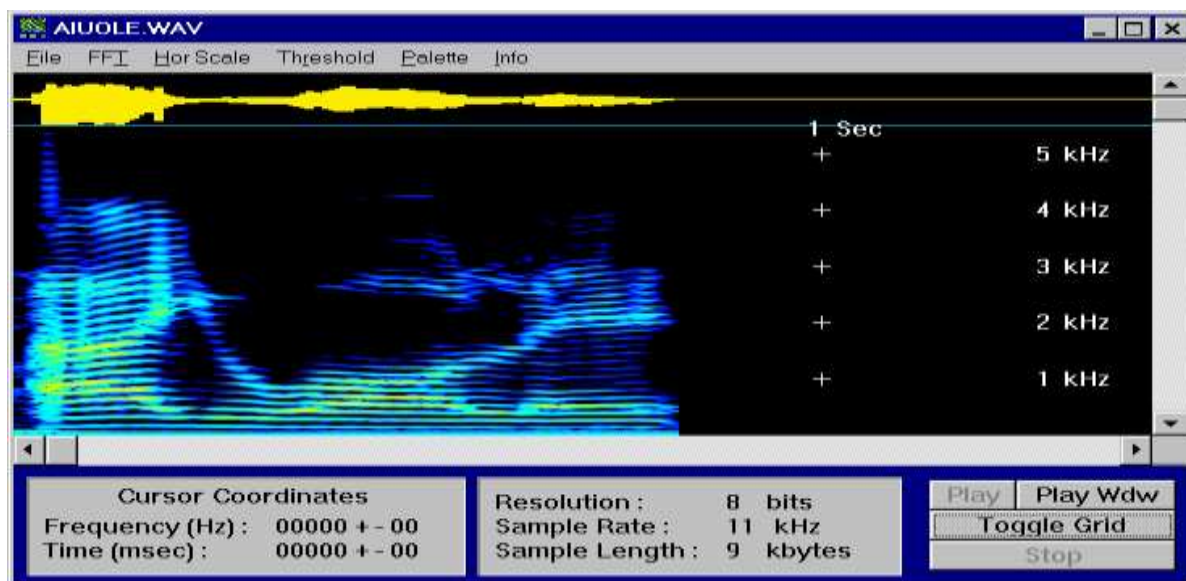


Figura 278- Spettrogramma della parola [AIUOLE].

Esso è in pratica una rappresentazione tridimensionale avente in ascisse il tempo, in ordinate la frequenza e nella terza dimensione l'altezza delle armoniche.

Non potendo rappresentare la terza dimensione su carta è invalso l'uso di indicare l'altezza delle armoniche con gradazioni di colore o di grigio: maggiore è il valore dell'altezza più nero (se si usa la scala di grigi) o di colore più vivo (se si usa la scala di colori) è il punto corrispondente.

In Figura 278 si ha la parola rappresentata in forma spettrale.

In Figura 279 è rappresentato l'andamento temporale della stessa parola [AIUOLE] pronunciata da un parlatore.

Le due figure si riferiscono allo stesso brano ma da due punti di vista differenti: la prima fornisce l'andamento bidimensionale del segnale acustico (diagramma ampiezza-tempo detto *oscillogramma*) mentre la seconda fornisce l'andamento tridimensionale frequenza – tempo - ampiezza, detto *spettrogramma*.

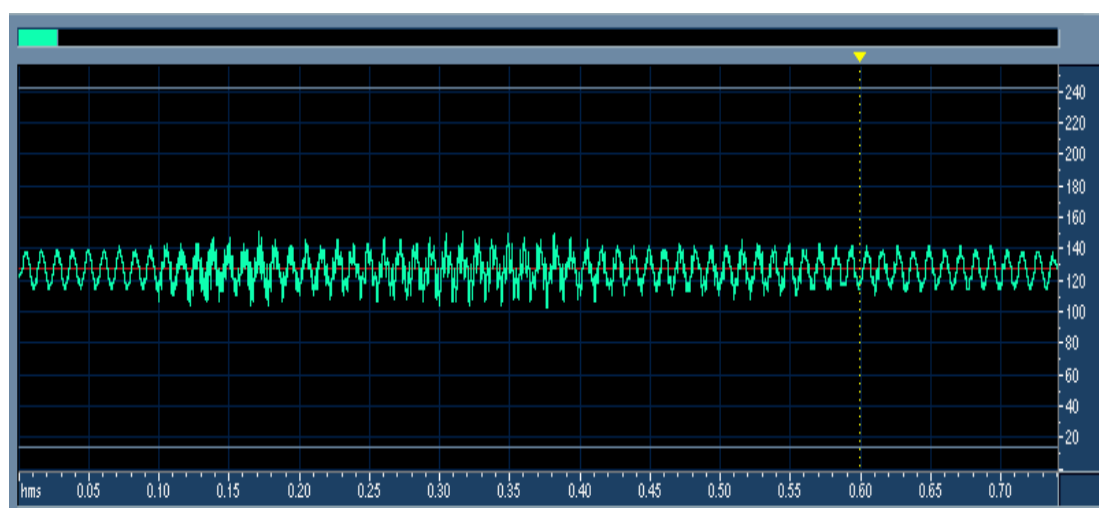


Figura 279- Oscillogramma della parola [Aiuole] pronunciata da un parlatore

Per un suono *complesso* lo spettro, quindi, risulta molto articolato e non può essere rappresentato dalle sole armoniche componenti (di ampiezza variabile e di frequenza crescente e multipla della frequenza minima detta fondamentale) ma occorre rappresentare il suono con riferimento all'intensità contenuta all'interno di bande di frequenze stabilite (a banda stretta di pochi Hz o a banda larga di ottava o a terzi di ottava).

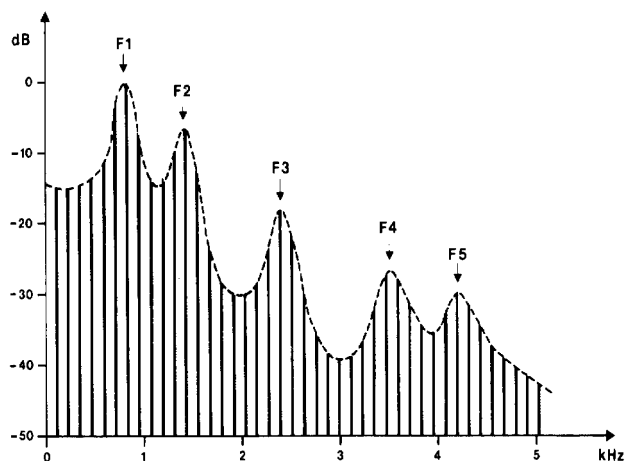


Fig. 14 - Spettro di una vocale [a] con evidenziati l'involuppo spettrale (a tratteggio) e le prime cinque formanti.

Figura 280: Rappresentazione spettrale di un suono complesso: la vocale [a].

In pratica si taglia il suono dato a fette di larghezza stabilita, dette *frame*, e si effettua l'analisi spettrale di ciascuna fetta di suono avendo cura di *raccordare* le *frames* mediante particolari funzioni matematiche (*funzioni di Hamming, di Hanning, sinusoidale, ...*), come si dirà fra poco. In Figura 280 è data la rappresentazione spettrale di una vocale pronunciata da un uomo la cui frequenza fondamentale è di circa 70 Hz. In Figura 281 è riportata una rappresentazione dell'analisi spettrale di un suono complesso, dittongo [ai] con frequenza fondamentale di 125 Hz, sia a banda stretta che a banda larga.

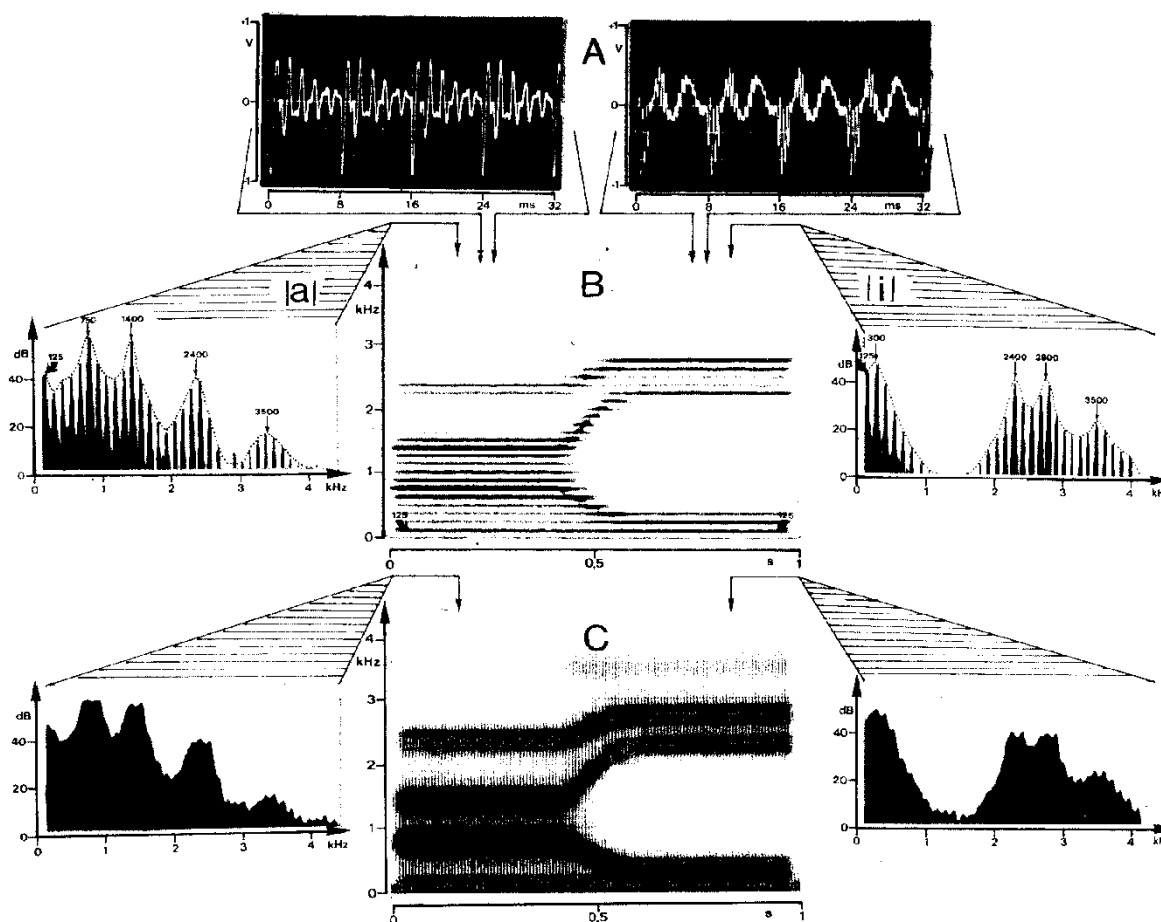


Figura 281: Rappresentazione spettrale convenzionale: sonogramma

Al centro si riporta la sovrapposizione della rappresentazione spaziale con l'ampiezza variabile in funzione del colore (*più nero per maggiore ampiezza*).

Trasformata veloce di Fourier di un segnale digitale (FFT)

Lo strumento principale di analisi di un suono complesso è la trasformata di Fourier che oggi può esser anche implementata in modo semplificato mediante un algoritmo basato sulle trasformate di *Hadamard*, detto *Trasformata Veloce di Fourier (FFT)*.

Introduzione alla Trasformata di Fourier

Su un segnale acustico l'*Analisi di Fourier* ci aiuta, come già detto, ad identificare le singole componenti in frequenza. L'*Analisi di Fourier* si basa sull'omonimo teorema e cioè sulla proprietà di un segnale temporale di poter essere scomposto in una somma di sinusoidi (serie). In generale si può dire che tanto più "*complicato*" è il segnale temporale, maggiore è il numero di componenti che lo compongono e ciascuna componente viene identificata mediante la propria ampiezza e la propria fase.

Fase ed ampiezza possono essere descritte come funzioni della frequenza; cioè la trasformata di un segnale temporale.

In altri termini potremmo pensare alla *Trasformata di Fourier* come l'equivalente in frequenza di un segnale temporale; essa contiene le medesime informazioni del segnale temporale tanto che, applicando una *Trasformata Inversa* alla *Trasformata di Fourier* si ottiene nuovamente il segnale nel tempo.

Se non si tiene conto della fase della trasformata tracciando solamente l'ampiezza in funzione della frequenza, si ottiene lo spettro della frequenza (*frequency spectrum*), chiamato anche spettro dell'energia (*energy spectrum*) che non è che una parte del *power spectrum* o spettro di potenza. Solitamente l'ampiezza viene espressa in dB mentre la frequenza in Hz. I picchi dello spettro di potenza identificano le singole componenti.

Digitalizzazione ed FFT

L'analisi di Fourier è oggi effettuata mediante computer e pertanto si richiede che il segnale venga trasferito opportunamente nella memoria RAM. Quando il calcolatore registra un segnale si serve di una speciale scheda che converte il segnale stesso, da una variazione continua, in una discreta. Durante questa procedura, chiamata *digitalizzazione*, il segnale viene "*campionato*" ad una certa velocità (tipicamente parecchie migliaia di volte al secondo) ed il *digitalizzatore* assegna ad ogni campione un valore intero a cui corrisponde una determinata tensione. Il valore di tensione ed il valore temporale costituiscono, per il calcolatore, un ben determinato codice con cui esso è in grado di ricostruire il segnale con buona approssimazione.

La sequenza di numeri generata dal convertitore A/D (*Analog to Digital*) riproduce, con buona approssimazione, il segnale continuo. Così come il matematico applica uno sviluppo in serie di Fourier alla formula matematica che approssima il segnale, così si applica un algoritmo simile, la FFT, al segnale digitalizzato, per estrarne il contenuto in frequenza. Tale algoritmo consente di calcolare le singole componenti trattando un numero di punti del segnale presi in potenza di 2 (256, 512, 1024... ecc.). Questa tecnica può essere aggirata usando il metodo dello "*zero padding*".

La trasformata di Fourier accetta, in ingresso, un segnale che contiene N campioni e restituisce, in uscita, N/2 valori (linee o canali) di frequenza, in ampiezza e fase. Le componenti in frequenza sono equamente spaziate fra di loro tra 0 Hz e metà della frequenza di campionamento.

Aumentando la frequenza di campionamento, aumenta la fedeltà con cui è possibile ricostruire un segnale a scapito della necessità di una maggiore memoria su cui memorizzare i dati.

Frames, Filtri e FFT di breve durata

Sebbene, in teoria, sia possibile calcolare una FFT su una durata illimitata, la maggior parte delle analisi viene effettuata su periodi (*frames*) abbastanza brevi: un *frame* tipico per le analisi di suoni va da 10 a 50 ms. E' molto importante capire come la lunghezza su cui è calcolata l'FFT influenza il risultato della stessa.

Un principio basilare dell'analisi di Fourier stabilisce che l'analisi nel dominio del tempo è complementare a quella nel dominio della frequenza nel senso che quanto più si conosce della prima, tanto meno è identificata la seconda (indeterminazione tempo-frequenza). In teoria per estrarre tutte le componenti di un segnale occorrerebbe valutarne la trasformata tra $-\infty$ e $+\infty$. D'altro canto, trasformando un segnale finito se ne ottengono le componenti a spese della risoluzione di misura dove per risoluzione (larghezza di banda) si intende la distanza minima calcolata per separare due componenti vicine.

Un altro modo per dare un significato fisico all'FFT è quello di pensare di mandare il vostro segnale ad un banco di N filtri passabanda ideali, tutti uguali e posti in parallelo, ciascuno dei quali con larghezza di banda predefinita e centrata in maniera da non fare sovrapporre i filtri mettendoli uno accanto all'altro. Un sistema così costruito, idealmente è ovvio, restituisce il segnale separando ogni singola componente del medesimo: se immaginiamo che ogni filtro abbia larghezza di banda 1 Hz ed i filtri siano cento a partire da 1 Hz fino a 100 Hz, il primo filtro restituirà la componente ad 1 Hz, il secondo quella a 2 Hz, il terzo quella a 3 Hz e così via presentando, come risultato del nostro ipotetico schermo, uno spettro di 100 righe.

Il primo importante risultato che otteniamo è la valutazione della quantità di segnale necessaria per ottenere un risultato corretto; abbiamo detto che i filtri sono 100 ciascuno con larghezza di banda 1 Hz. Per il teorema di indeterminazione tempo-frequenza, 1 Hz vuole sostanzialmente dire 1 ciclo al secondo. Dunque per ottenere un risultato corretto, come livello della nostra misura, occorrerà attendere almeno un secondo di segnale affinché i filtri rispondano correttamente. In caso contrario tanto minore è il tempo di permanenza nel filtro del segnale, tanto più scorretto sarà il valore di ampiezza misurato nel filtro. Nel nostro Analizzatore di Fourier accade la medesima cosa: se vogliamo analizzare un segnale con risoluzione 1 Hz, per avere un risultato corretto, dobbiamo analizzare almeno 1 sec di segnale.

Si osservi però che **il tempo di misura non dipende dalla velocità di campionamento**. Proviamo ad immaginare di portare il nostro fondo scala di analisi ad 1 kHz invece di 100 righe avremo bisogno di 1000 righe di analisi. La velocità di campionamento sarà maggiore, ma sempre 1 secondo di segnale passerà attraverso i nostri ipotetici filtri.

In un analizzatore FFT questo significa un maggior numero di punti analizzati nel tempo, **ma sempre per la medesima quantità di tempo**, a parità di risoluzione considerata.

In genere un analizzatore FFT tratta il segnale temporale in un numero di punti che, per necessità dovute al calcolo binario, è potenza di 2:

Numero di punti	Righe generate in frequenza
64	25
128	50
256	100
512	200
1.024	400
16.384	6.400

Tabella 48: Corrispondenza fra numero di punti e righe di frequenza

Abbiamo detto che, di regola, gli analizzatori di Fourier utilizzano il segnale per punti espressi in potenza di 2 e ciascun punto è un campione generato dal convertitore A/D.

Diremo anche che il campionamento va di passo con il fondo scala in frequenza che si vuole analizzare nel senso che, generalmente, si utilizza come campionamento la così detta frequenza di *Nyquist*, vale a dire 2,56 volte il fondo scala di analisi. Se, ad esempio, si desidera analizzare componenti in frequenza fino a 1 kHz, il segnale verrà campionato a 2,56 kHz, per 10 kHz si userà 25,6 kHz e così di seguito. Un altro importante punto del nostro analizzatore FFT è la finestra di pesatura del segnale. Al contrario di quanto accade per l'analisi di Fourier matematica, l'analizzatore ha a che fare con una dimensione fisica del segnale che, per sua definizione, non può essere infinita.

Ciò dà luogo ai così detti *errori di troncamento* perché il calcolo è effettuato su quello che abbiamo chiamato *frame* il quale ha una durata finita.

Il metodo correntemente usato dagli analizzatori FFT è quello di moltiplicare il segnale per una funzione matematica (*finestra*) fatta in modo da minimizzare tali errori.

Generalmente nei suoni o comunque su segnali non stazionari, si è soliti servirsi di finestre *Hanning* o *Hamming* che hanno la particolarità di ottimizzare il segnale al centro e ridursi a zero ai contorni. Siccome tali finestre hanno una formulazione matematica ben conosciuta, è possibile stimare a priori l'errore introdotto dalla "*pesatura*" e tenerne conto. L'uso delle varie finestre è abbastanza codificato, a seconda del tipo di segnale che si vuole analizzare e dei risultati che si desidera ottenere e si apprende con la pratica. In alcuni tipi di analisi si è soliti calcolare molte FFT su tempi brevi affiancandole poi l'una all'altra fino a coprire l'intero segnale (es. una frase o il ciclo di avviamento di un motore) per costruire il cosiddetto *Spettrogramma* o *Sonogramma*. Ogni singola FFT viene calcolata con la finestra di *Hamming* e l'avanzamento temporale di ogni FFT consecutiva è chiamato *Frame Advance*. Si può definire la lunghezza del frame su cui è calcolata l'FFT specificando il *Filter Frequency* che è un parametro che richiama il funzionamento dei vecchi Sonografi analogici. Un filtro stretto, ad esempio 59 Hz si riferisce ad una larghezza di banda più sottile e consente di risolvere frequenze distanti tra loro 59 Hz. Un filtro più largo, es. 184 Hz, risolve una banda in frequenza più ampia mentre, per contro, migliora la risoluzione temporale (per es. consente di evidenziare gli attacchi della voce).

Siccome la teoria dell'analisi del segnale ci insegna che moltiplicare un segnale temporale per una finestra corrisponde a convolvere lo spettro in frequenza del segnale temporale con l'FFT della finestra stessa, da ciò deriva che esiste una relazione tra la larghezza della finestra (*ms*) e la larghezza della FFT associata (*Hz*), come evidenziato nella tavola seguente:

Larghezza Finestra (ms)	Larghezza Filtro (Hz)
33	45
25	59
10	150
8	184
5	300
3.2	450
2.5	600

Tabella 49: Corrispondenza fra la larghezza della finestra e l'ampiezza del filtro

13.1.5 INNALZAMENTO DEI LIVELLI CON L'ALLARGAMENTO DELLA FINESTRA

Un suono complesso non periodico viene rappresentato, come già detto, nel piano della frequenza non con armoniche singole (come per un suono periodico) ma con una rappresentazione che dipende dalla larghezza delle *frame*.

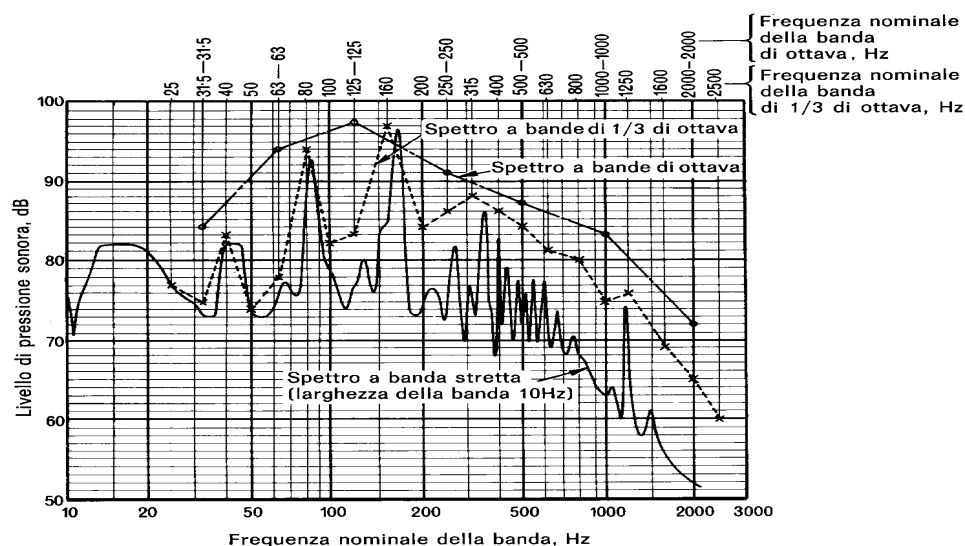


Figura 282: Rappresentazione dell'analisi frequenziale a varie larghezze di banda

In Figura 282 si riporta la rappresentazione sul piano delle frequenze di un segnale complesso in tre casi:

- *Frame con larghezza di banda stretta, 10 Hz;*
- *Frame con larghezza di banda pari ad 1/3 di ottava;*
- *Frame con larghezza di banda pari ad una ottava.*

In ascisse sono rappresentate le frequenze di centro banda (di ottava o terzi di ottava o a banda stretta di pochi Hz) e in ordinata i livelli di pressione sonora.

Si osservi, in Figura 282, come al crescere della banda di frequenza utilizzata nelle *frame* per l'analisi armonica cresce anche il livello di pressione sonora per via dell'involuppo che le bande larghe debbono creare sui valori delle bande strette.

In pratica l'analisi a banda larga porta ad avere livelli di centro banda tanto maggiori quanto maggiore è la larghezza di banda.

Non ci si meravigli, quindi se l'analisi a banda stretta (solitamente utilizzata in laboratorio o per applicazioni particolari quali l'analisi fonetica) porta ad avere livelli sonori inferiori.

Fra l'altro la banda stretta necessita di una maggiore sensibilità della strumentazione per via della minore energia trasportata dalle onde acustiche specialmente alle frequenze più elevate.

Le analisi spettrale a banda di terzi di ottava e di ottava sono richiesta dalle norme vigenti per la rilevazione dei picchi e delle bande tonali (vedi nel prosieguo).

13.2 CENNI DI ACUSTICA FISIOLOGICA

L'*Acustica Fisiologica* si occupa dell'interazione del suono (fenomeno puramente fisico, cioè oggettivo) con l'*Uomo* e quindi cerca di determinarne gli effetti di interazione *soggettiva*. Spesso i parametri di giudizio sono legati proprio alla soggettività dell'*Uomo* e ciò complica non poco lo sviluppo di questa disciplina. Occorre introdurre nuove grandezze, oltre a quelle oggettive già incontrate, che tengano conto dell'interazione con l'uomo e delle sue capacità percettive. Così, ad esempio, non tutti i suoni vengono percepiti dall'*Uomo* ma solo aventi frequenze comprese fra 20 e 20.000 Hz. Inoltre l'intensità dei suoni è correlata alle capacità di ascolto che nell'*Uomo Medio* (o *Normotipo*) varia da circa 10^{-12} W (soglia di udibilità a 1000 Hz) a 10^{-4} W (soglia del dolore).

13.2.1 LIVELLI SONORI

Quando si vuole quantificare con un numero la potenza emessa da una sorgente o la pressione sonora percepita, ci si trova di fronte ad una gamma di valori estesissima: si può andare dai 10^{-7}

Watt di una frase pronunciata a bassissima voce, ai 10^7 *Watt* prodotti, per esempio, dal motore di un razzo in partenza. Per questa ragione, ovvero per praticità, si fa ricorso alla funzione logaritmica che consente, trasformando la lunga scala di valori di pressione e potenza, la creazione di un insieme molto più limitato di valori denominato *livello di potenza sonora* o *livello di pressione sonora*.

Livello di Potenza sonora

Il livello di potenza sonora non è altro che il logaritmo del rapporto tra la potenza sonora che si vuole misurare e una potenza di riferimento che si assume convenzionalmente di $1pW$

$$L_W = 10 \log_{10} \left(\frac{W}{W_0} \right) \quad dB \quad [154]$$

- W = potenza sonora misurata, W
- W_0 = potenza sonora di riferimento: $10^{-12} W$

L'unità di misura è il decibel (dB) e, come vedremo, viene utilizzata molto frequentemente nel campo dell'Acustica.

Livello di Pressione sonora

Analogamente, il livello di pressione sonora, è dato dal logaritmo del rapporto tra la pressione sonora emessa dalla sorgente ed una pressione standard di $20\mu Pa$.

$$SPL = L_p = 20 \log_{10} \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad dB \quad [155]$$

- P = pressione sonora misurata
- P_0 = pressione sonora di riferimento ($2 \cdot 10^{-5} Pa$).

Tale definizione scaturisce da una legge fisiologica, legge di Weber, che vuole la sensibilità ad un fenomeno fisiologico inversamente proporzionale allo stimolo. Ad esempio, se poniamo nel palmo della mano un peso di 10 grammi allora possiamo sentire la variazione dello stimolo se aggiungiamo un peso di 1 grammo. Se nella mano si ha un peso di 1 kg allora non sentiremo la variazione dello stimolo per l'aggiunta di un ulteriore grammo ma dovremo variare il peso di alcune decine di grammi. Questo comportamento fisiologico è del tipo $\Delta g = \frac{D_s}{s_0}$, ove con Δg si indica la

variazione della sensazione e con Δs la variazione dello stimolo rispetto al valore iniziale s_0 . Una tale legge porta, integrata, ad una legge di tipo logaritmica che è quella utilizzata nella definizione dei livelli.

Livello di Intensità acustica

Sussiste la relazione fra intensità acustica e pressione sonora⁵³:

$$I = \frac{\bar{p}^2}{\rho c} \quad [156]$$

con: ρc impedenza acustica del mezzo ($\rho c = 420 \text{ kg/s}$ per l'aria). Pertanto si definisce livello di intensità acustica:

⁵³ In realtà più che di *pressione sonora* è più corretto parlare di *pressione efficace sonora*: $\bar{p} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2 dt}$

$$LIS = 10 \log \frac{\bar{I}}{I_{rif}} \quad (\text{dB}) \quad [157]$$

con $I_{rif} = 10^{-12} \text{ W/m}^2$. La [156] spiega perché si ha 20 a fattore nella definizione del *livello di pressione sonora* e non 10 come nella definizione del *livello di intensità sonora*. Anche se le due livelli (di intensità e di pressione) hanno espressioni formali simili non vanno confuse tra di loro.

Livello di Densità sonora

Con formalismo analogo si definisce il Livello di densità sonora:

$$LDS = 10 \log \frac{\bar{D}}{D_{rif}} \quad (\text{dB}) \quad [158]$$

con $D_{rif} = 10^{-15} \text{ W/m}^3$.

Nella tabella seguente si ha una indicazione sommaria del campo di variabilità del livello di pressione sonora.

VALORI MEDI DEL LIVELLO DI PRESSIONE SONORA

Pressione Sonora	Livello di Pressione sonora	Ambiente o condizione	Valutazione soggettiva
Pa	dB		
200	140	Aereo militare in decollo a 30 m	Intollerabile
63	130	Rivettatura pneumatica (operatore)	
20	120	Sala caldaie (al massimo) di una nave	
6,3	110	Pressa automatica (operatore) - Laminatoio	Molto rumoroso
2	100	Tornitura automatica - Sala stampa - Metrololitana	
0,63	90	Autocarri pesanti a 6 m - Perforatrice pneumatica	
0,2	80	Marcia piede strada con traffico intenso - Ufficio con stampanti aghi	Rumoroso
0,063	70	Apparecchio radio a volume alto in locali chiusi	
0,02	60	Ristorante - Grande magazzino	
0,0063	50	Conversazione ad 1 m - Ufficio pubblico	Tranquillo
0,002	40	Zona urbana periferica - Conversazione bisbigliata - Zona residenziale di notte	
0,00063	30	Rumore di fondo in studi televisivi di registrazione	Molto tranquillo
0,0002	20		
0,000063	10		
0,00002	0	Soglia di udibilità di un suono puro a 1000 Hz	

Tabella 50: Scala di valori delle pressioni sonore e dei livelli di pressione sonora

13.2.2 L'ORECCHIO UMANO

L'organo che permette all'uomo di percepire i suoni è l'orecchio. Tramite quest'organo le onde sonore vengono trasformate in impulsi nervosi che, una volta trasmessi al cervello, noi percepiamo come suoni. Da un punto di vista anatomico l'orecchio viene diviso in tre parti (vedi Figura 283): la prima parte è l'*orecchio esterno* che riceve l'onda sonora e fa vibrare la membrana del timpano, la seconda è l'*orecchio medio* che collega meccanicamente la membrana del timpano con l'orecchio interno, la terza parte è l'*orecchio interno* dove hanno origine gli impulsi nervosi che attraverso il nervo acustico vengono trasmessi al cervello.

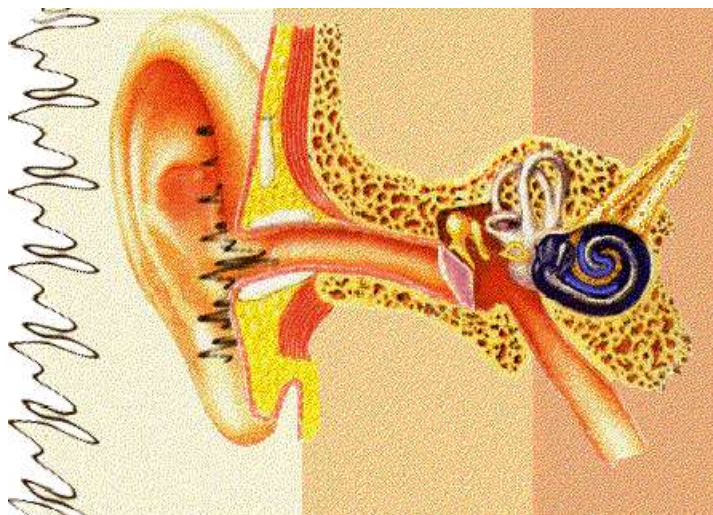


Figura 283: Vista d'Artista di un orecchio umano: orecchio esterno, medio e interno.



Figura 284: Struttura dell'orecchio esterno (padiglione auricolare) e dell'orecchio interno (Organo del Corti)

Il padiglione auricolare è la componente visibile dell'orecchio esterno; la sua funzione principale è di contribuire alla ricezione del suono. E' la forma del padiglione che può influenzare l'amplificazione o l'attenuazione di determinate frequenze. Dal padiglione parte il condotto uditivo esterno che convoglia le onde sonore alla membrana del timpano. La spiccata sensibilità dell'orecchio umano alle frequenze attorno ai 3000 Hz si spiega con il fatto che il condotto si comporta come un tubo chiuso all'estremità con una frequenza di risonanza all'incirca di 3000 Hz.

L'orecchio esterno è separato dall'orecchio medio dalla membrana del timpano: essa ha la forma di un cono piatto con un diametro di circa sette millimetri e la convessità rivolta verso l'interno. L'orecchio medio è una cavità piena d'aria che contiene la catena di ossicini ossia tre piccole ossa, *il martello*, *l'incudine* e *la staffa*, che forniscono il movimento meccanico per far passare la vibrazione dal timpano all'orecchio interno.

Il martello sta appoggiato sul timpano e quando viene messo in vibrazione colpisce l'incudine, il secondo ossicino che funge da connessione con il terzo, la staffa. Questa è a contatto con la finestra ovale, un'altra membrana che segna l'entrata della chiocciola. La catena d'ossicini è connessa a dei legamenti e posta in tensione attraverso due piccoli muscoli: il *tensore* del timpano e lo *strapedio*. Il primo è connesso al martello, il secondo alla staffa.

Questo sistema da una parte è un efficace meccanismo di trasmissione tra orecchio esterno e finestra ovale, dall'altra funziona come apparato protettivo in quanto limita la vibrazione trasmessa alla finestra ovale.

La presenza di aria nell'orecchio medio fa in modo di compensare la spinta della pressione atmosferica sul timpano, ciò avviene tramite il tubo di *Eustachio* che mette in comunicazione l'orecchio medio con il setto nasale. L'orecchio interno si presenta come un complesso sistema di canali colmi di liquido inseriti nell'osso temporale.

2.5 Physical Hearing System 27

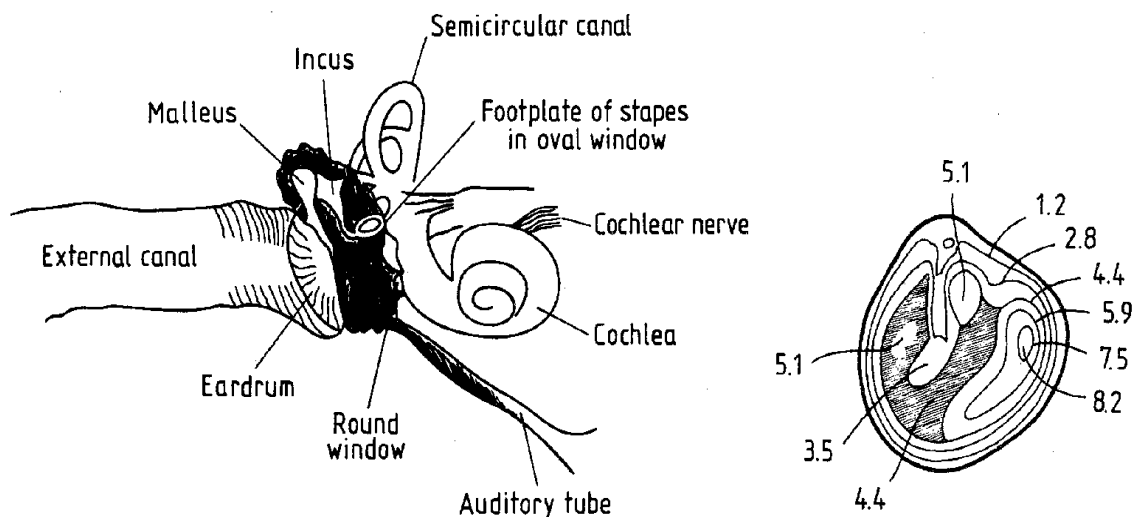


Figura 285: Struttura dell'orecchio interno e della coclea

Nell'uomo il senso dell'equilibrio e dell'udito viene dato dai nervi sensori posti all'interno di questi canali che terminano nella chiocciola. All'interno di quest'ultima troviamo una membrana detta basale che viene eccitata attraverso l'energia trasmessa alla chiocciola dalla finestra ovale.

Questa membrana a seconda della frequenza del suono risulta più eccitata in un punto rispetto ad un altro: le basse frequenze generano maggiore eccitazione all'estremità della chiocciola, le alte invece nei pressi della finestra ovale.

La stimolazione delle fibre nervose coinvolge una complessa struttura posta sulla membrana basale chiamata organo di *Corti* (vedi Figura 286).

Le cellule ciliate interne ed esterne che fanno parte di quest'organo sono le principali responsabili del processo di stimolazione nervosa, pare infatti vi sia una dipendenza diretta tra il danno subito da queste cellule e la perdita di udito dovuta al rumore.

Sezionando l'organo del Corti si ha la situazione della figura seguente: in pratica le terminazioni nervose sono comprese fra due lamine di tessuto organico che, per strofinio dovuto all'eccitazione acustica, eccitano le cellule nervose in zone differenti a seconda della frequenza di eccitazione.

Le moderne teorie vedono l'orecchio come un sistema di trasmissione del segnale caratterizzato dalle tre funzioni di trasferimento relative alle tre sezioni dell'orecchio: *padiglione esterno, canale timpanico, orecchio medio*.

Per l'orecchio esterno in corrispondenza del canale timpanico e del padiglione esterno si hanno le seguenti funzioni di trasferimento del segnale uditivo.

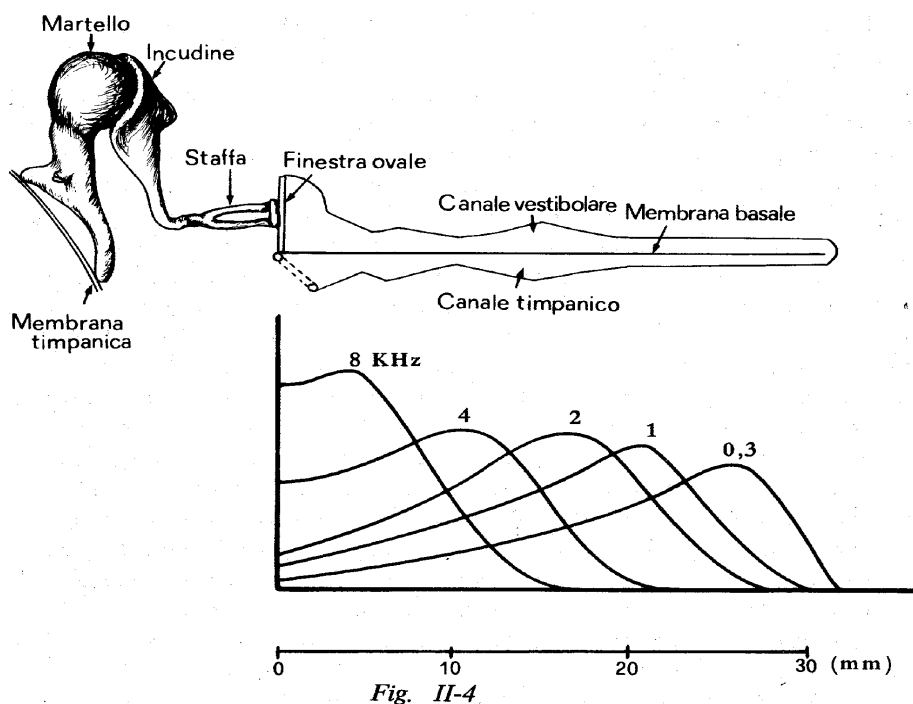


Figura 286: Eccitazione delle terminazioni nervose

26 2. Sound Transmission Systems

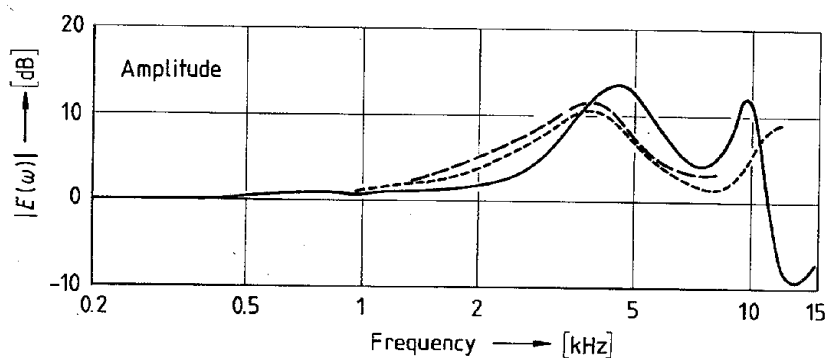


Fig. 2.14

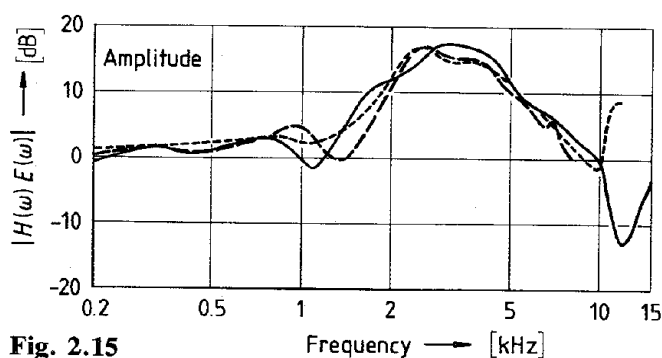


Fig. 2.15

Fig. 2.14. Transfer functions of the ear canal: (---) from [2.19]; (- - -) from [2.20]; and (—) from [2.18]

Fig. 2.15. Transfer functions from a sound source in front of the listener to the eardrum: (---) from [2.19]; (- - -) from [2.20]; and (—) from [2.18]

Figura 287: Funzioni di trasferimento dell'orecchio esterno.

Per l'orecchio medio la funzione di trasferimento determinata su cadaveri (Békésy) è del tipo qui rappresentato.

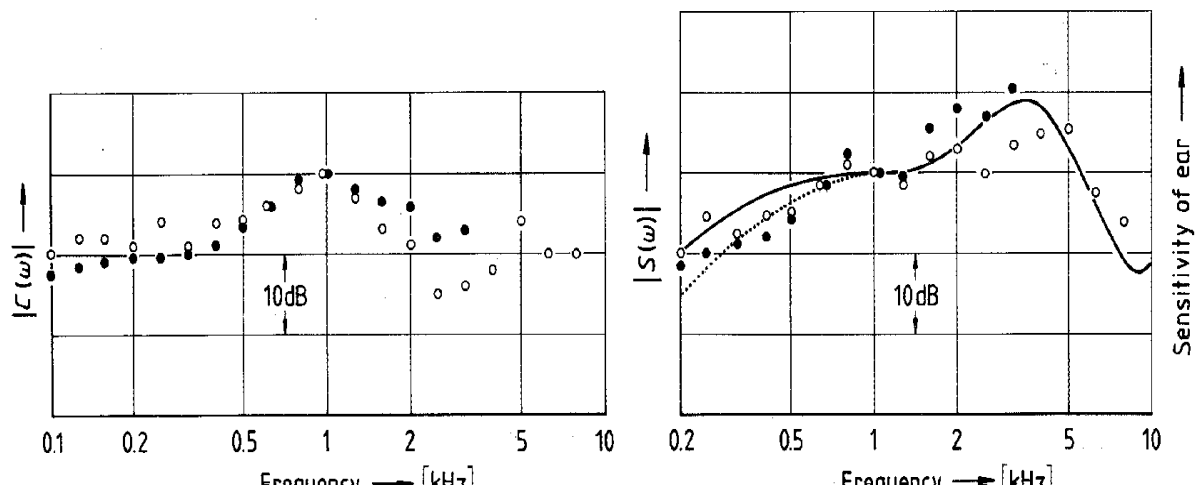


Figura 288: Funzione di trasferimento dell'orecchio interno (Von Békésy)

Per un campo sonoro libero si hanno le seguenti funzioni di trasferimento dal padiglione auricolare esterno al canale timpanico in funzione dell'angolo orizzontale di accesso.

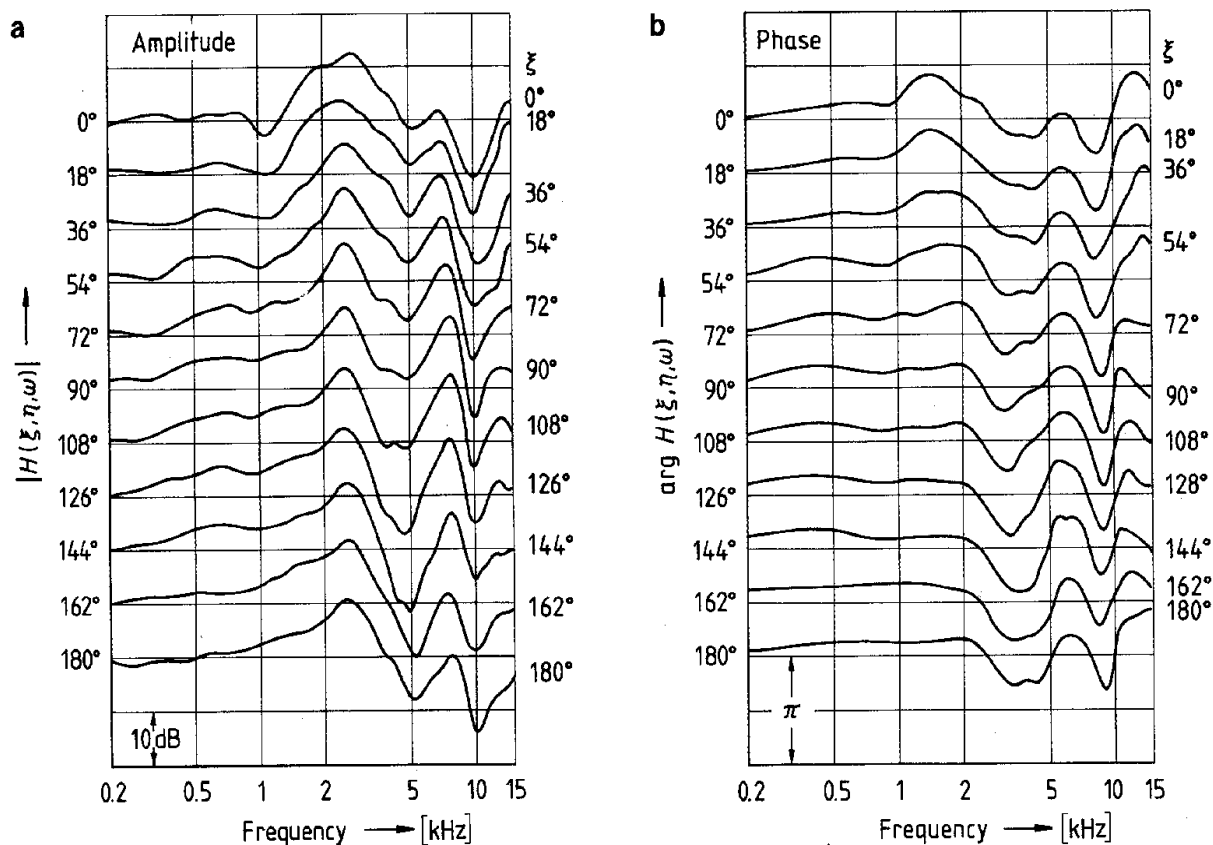


Figura 289: Funzioni di trasferimento del canale timpanico

La rete nervosa risulta composta come in figura da neuroni collegati fra loro da *assoni* (che hanno alla loro estremità le *sinapsi*).

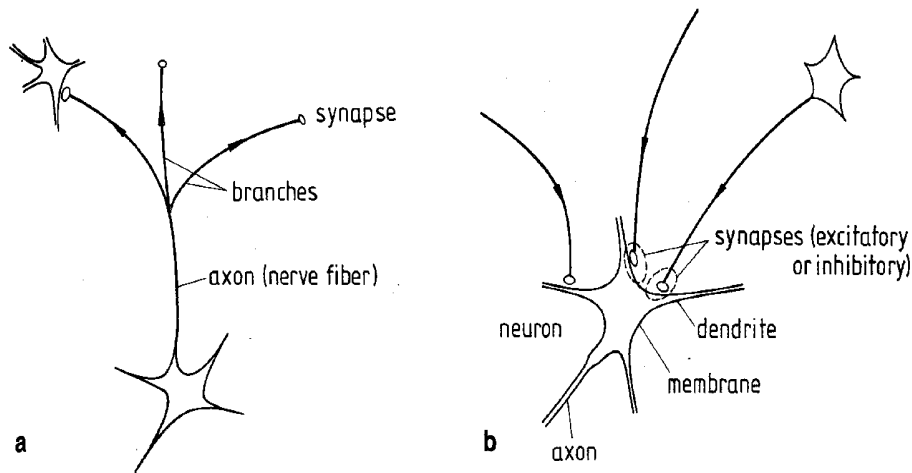


Fig. 2.24a, b. Connections of neurons. (a) Divergence; (b) convergence

Figura 290: Struttura di un neurone.

Il segnale neurale *pre e post-sinaptico* è rappresentato nella seguente figura ove è visibile una variazione di potenziale da -70 a $+30$ mV con un tempo di variazione di circa 3 ms.

Osservando la scala dei tempi si possono ritrovare giustificazioni alle frequenze caratteristiche dell'orecchio umano.

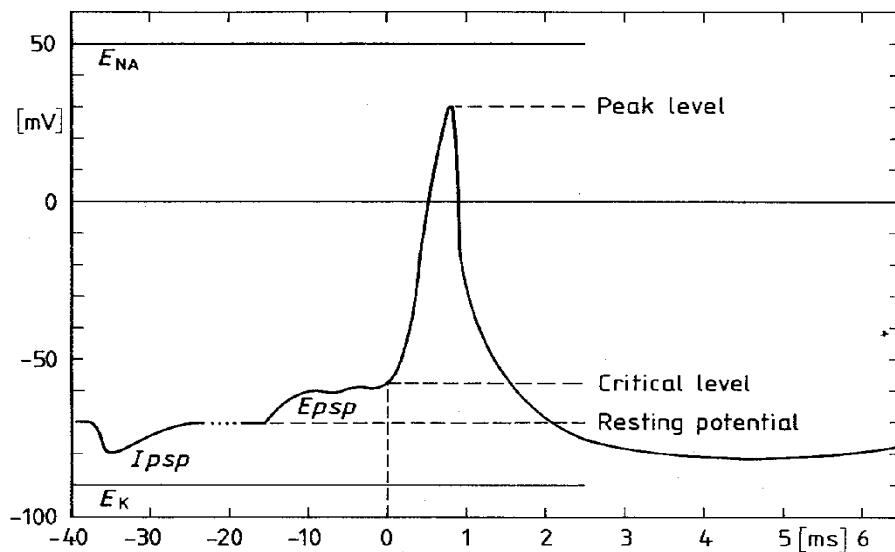


Figura 291: Segnale di attivazione sinaptico.

Agli inizi degli anni 'quaranta due studiosi americani della ATT, *Fletcher* e *Munson*, costruirono l'abaco della Figura 292, detto **Audiogramma Normale** per suoni puri. In esso è riportata in basso, tratteggiata, la *soglia di udibilità* e poi, andando verso l'alto, le curve *isofoniche* definite in modo che ogni curva rappresenta, per ciascuna frequenza, il livello sonoro di pari effetto (*sensazione di forza*) di un suono a 1000 Hz. Questo livello è chiamato *Phon*.

Si osservi come l'orecchio umano medio sia capace di sentire in modo diverso sia al variare della frequenza che al variare del livello.

Ogni curva *isofonica* ha un andamento a campana: sentiamo meglio le frequenze intermedie (quelle della zona del parlato da 500 a 2000 Hz) mentre sentiamo peggio le basse e le alte frequenze. Inoltre al crescere dell'intensità sonora le curve si appiattiscono per effetto della maggiore tensione muscolare dei muscoli del *Timpano* e dello *Stabiale* che riducono la sensibilità dell'orecchio medio (i tre ossicini, staffa, incudine e martello).

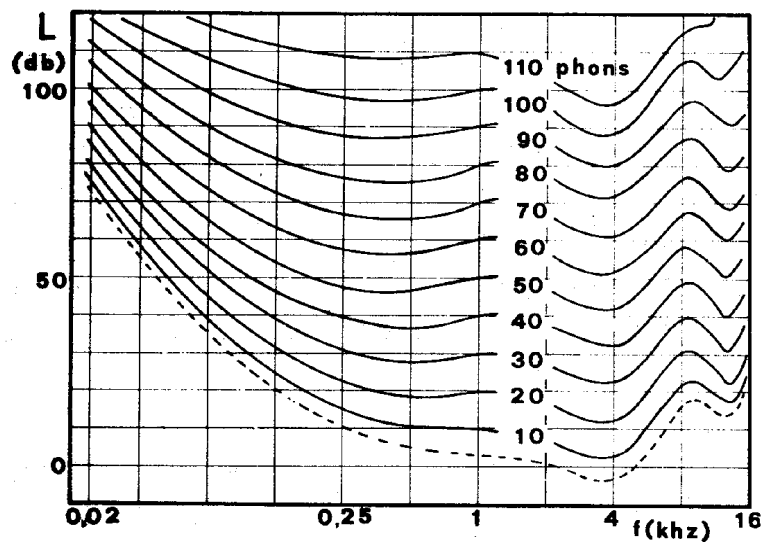


Figura 292: Curve isofoniche per toni puri (audiogramma normale di Fletcher - Munson)

L'*audiogramma* di Fletcher e Munson è stato per decenni l'unica informazione esterna sul funzionamento dell'orecchio umano. E' interessante osservare come, rendendo omogenei l'audiogramma (cioè capovolgendolo rispetto all'asse delle frequenze) e la curva relativa alla funzione di trasferimento dell'orecchio medio (Von Békésy, Figura 288) si ha la situazione di Figura 293.

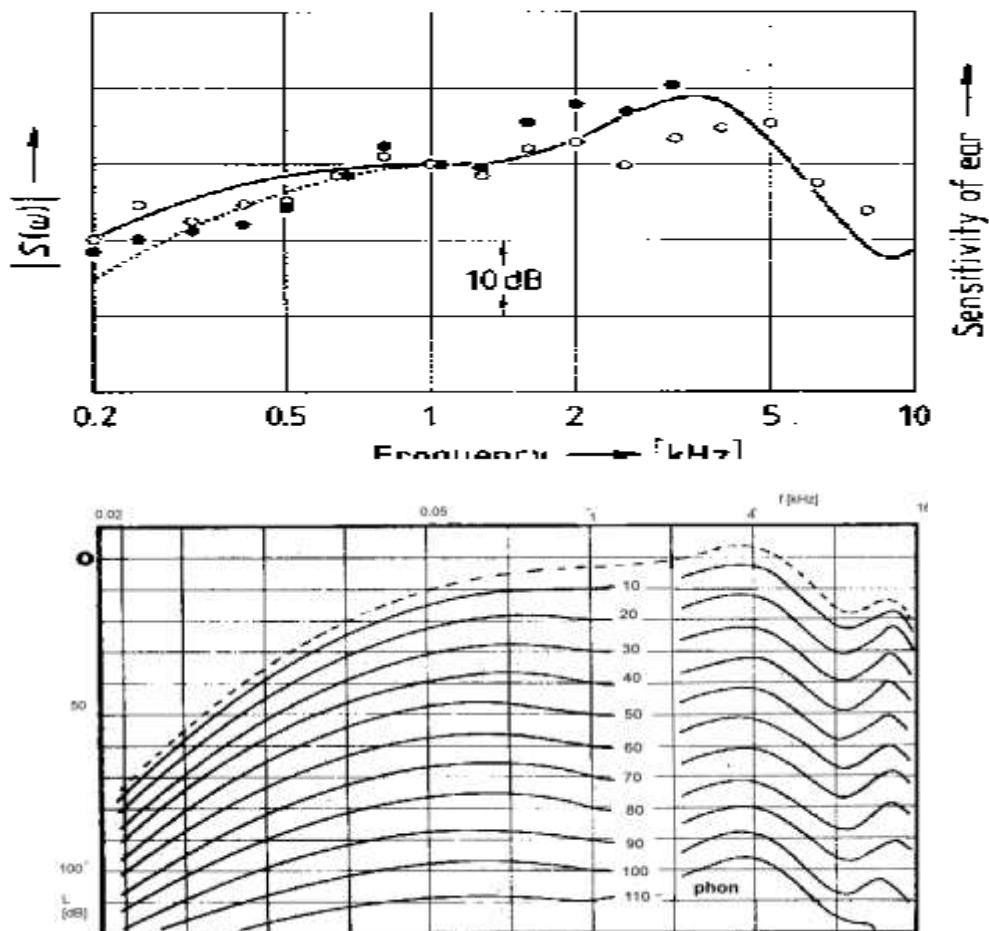


Figura 293: Confronto fra la funzione di trasferimento dell'orecchio medio e l'audiogramma normale

Sia la forma ondulante che l'andamento a campana risultano ora perfettamente spiegati: l'orecchio umano, per il solo fatto di essere costruito da madre natura in questo modo, si comporta come sintetizzato dall'audiogramma normale. La banda di frequenze fra 2500÷4000 Hz presenta una risonanza e quindi in questa zona si ha una maggiore sensibilità dell'orecchio che può portare ad effetti pericolosi fino alla parziale rottura delle terminazioni nervose (sordità parziale per effetto *Bruehl*). Si osservi che l'audiogramma normale ci informa su come l'organo di captazione del suono funziona, cioè come viene modificato il segnale prima di essere interpretato (sensazione) dal cervello. In pratica il nostro orecchio si comporta come un filtro *passa-banda* avente funzioni di trasferimento complesse date proprio dall'audiogramma di Fletcher e Munson. Di quest'osservazione si terrà conto quando parleremo del *fonometro*. E' interessante osservare come l'energia acustica non arrivi all'orecchio esterno esclusivamente per via aerea dal padiglione auricolare ma anche attraverso le ossa del cranio.

Se noi chiudiamo il condotto uditivo esterno con un tappo o una cuffia avvertiamo immediatamente il suono attraverso la conduzione ossea. Questa avviene attraverso vari cammini di trasmissione: anche le vibrazioni prodotte dalle altre parti del corpo possono essere trasmesse alla membrana basale attraverso i tessuti corporei e la struttura ossea. E' proprio a questa conduzione ossea che si deve la possibilità di percepire la direzione delle onde sonore in un piano verticale centrale rispetto alla sorgente. In pratica è la differenza di cammino dell'onda acustica fra orecchio destro e sinistro a far percepire al nostro cervello la direzione di provenienza del suono. Quando però l'orecchio è in un piano centrale simmetrico le condizioni di simmetria farebbero perdere la possibilità di individuare la direzione del suono se non ci fosse la possibilità di percepire anche differenze di cammino sonoro anche nel piano verticale per conduzione ossea.

13.2.3 SOGLIA UDITIVA

Nella Figura 294 è riportato l'audiogramma di un soggetto ricavato mediante il metodo AUDIO-CD della *Digital Recording*. Il metodo consiste nell'ascoltare un segnale di frequenza fra 20 e 20 kHz e di intensità calibrata e variabile da 0 a 80 dB e di segnare il livello di inizio ascolto (soglia). E' anche riportato l'andamento della soglia normale come indicato dalla ISO e dalla Società di Audiologia. L'audiogramma del soggetto presenta un innalzamento superiore ai 10 dB alle frequenze centrali e una apparente sordità alle frequenze superiori ai 12 kHz.

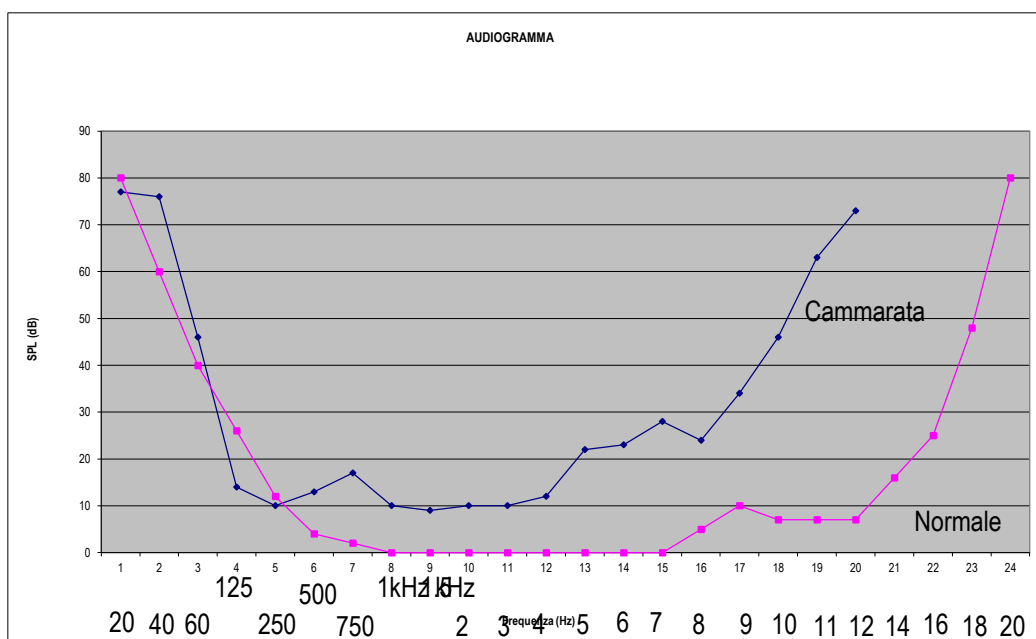


Figura 294: Curva di udibilità reale di un soggetto e confronto con la curva di soglia standard

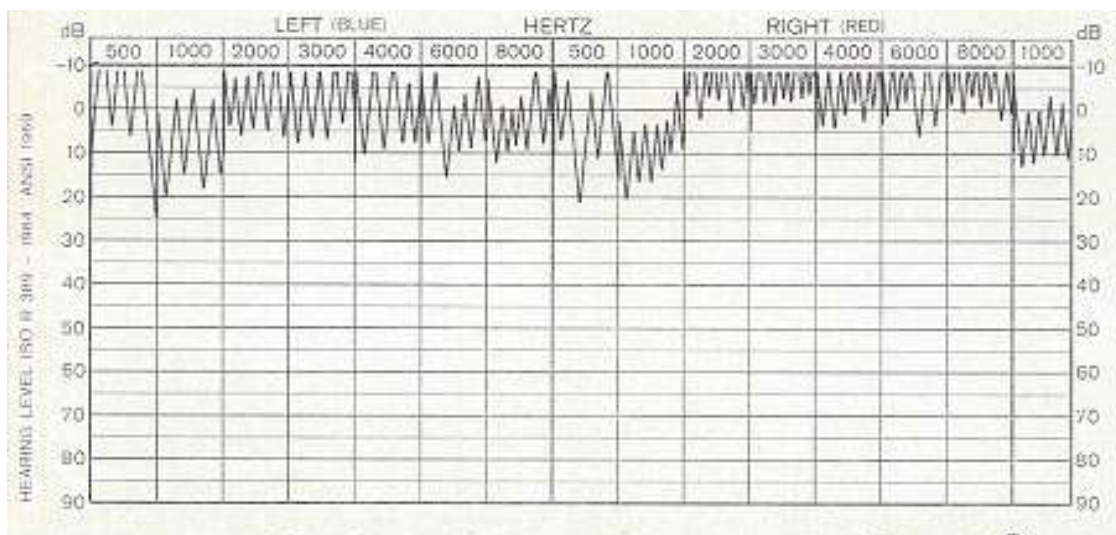


Figura 295: Esempio di audiogramma di un soggetto normale

Lo scostamento della curva di udibilità reale da quella standard è sintomo di perdita uditiva (sordità) attribuibile ad una serie di cause: l'età (che porta la presbiacusia), un danno da rumore esterno per esposizione prolungata per attività lavorativa,

Si esamineranno le problematiche del rischio uditivo nel prosieguo.

13.2.4 PERCEZIONE SOGGETTIVA DEL SUONO

La valutazione soggettiva del suono da parte dell'uomo è influenzata dall'ampia gamma di pressioni e frequenze entro la quale l'orecchio percepisce segnali utili.

L'*area di sensibilità* acustica, ossia l'insieme di valori all'interno del quale l'orecchio può funzionare, è delimitata a bassi livelli di pressione sonora dalla *soglia di udibilità* e ad alti livelli dalla *soglia di non-comfort, disturbo, dolore* (oltre i 120 dB).

L'organo dell'udito ha però delle limitazioni anche nella percezione delle frequenze: il "*range*" delle frequenze udibili viene denominato *campo di udibilità*.

Per le alte frequenze si usa convenzionalmente fissare il limite dei 20.000 Hz (anche se questo limite può variare molto da individuo ad individuo) mentre per le basse frequenze il limite è di 20 Hz; al di sotto le onde sonore si percepiscono come vibrazione del corpo piuttosto che come sensazione sonora vera e propria.

Abbiamo detto che la minima pressione sonora di un tono capace di provocare una sensazione acustica è chiamata soglia di udibilità.

Questa è funzione della frequenza ma dipende anche dal modo in cui viene riprodotto il suono (cuffie, altoparlanti) e dal punto in cui viene misurata la pressione sonora.

Una soglia misurata in presenza di altre fonti di rumore viene definita *mascherata*: è la pressione sonora alla quale un suono coperto da altri, cioè mascherato, comincia ad essere percepito.

La soglia di non comfort è stata ricavata sperimentalmente e fissata intorno ai 120 dB, livello con il quale si prova una forte sensazione di fastidio.

Intorno ai 110 dB è fissata la soglia di disturbo con sensazioni di prurito dell'apparato uditivo; a 120÷130 dB si raggiunge la soglia del dolore che può comportare la sordità temporanea o permanente anche per brevi esposizioni.

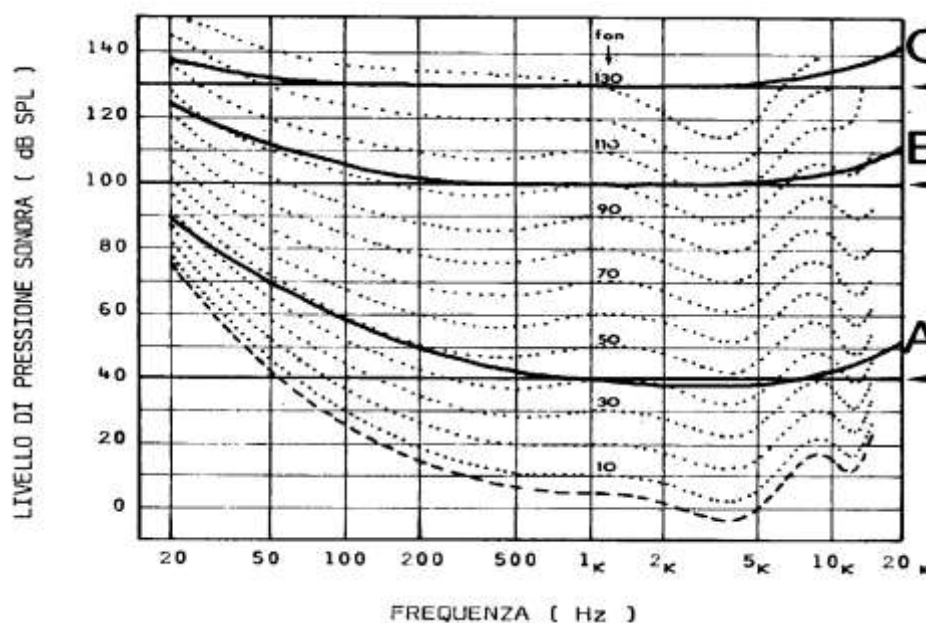


Figura 296: Confronto fra le curve fonometriche e l'Audiogramma normale

13.2.5 LIVELLI DI PRESSIONE PONDERATI- LE SCALE FONOMETRICHE

Nella valutazione del rumore si ha spesso a che fare con i cosiddetti livelli ponderati. I moderni strumenti per la misurazione presentano infatti dei filtri di pesatura denominati *A*, *B*, *C*. Esiste anche una scala denominata *D* utilizzata per misure di rumorosità in zone aeroportuali.

Come abbiamo già visto, la sensibilità dell'udito è incostante col modificarsi della frequenza e del livello sonoro; si presenta allora, per chiunque voglia eseguire delle misure di rumore attendibili, la necessità di adottare una strumentazione che emuli la caratteristica dell'organo uditivo.

La sensibilità dello strumento viene così regolata secondo tre curve conosciute come *curve di ponderazione A, B, C* che presentano andamenti della sensibilità leggermente diversi tra di loro anche se tutti decrescenti verso gli estremi del campo uditivo.

Le curve di ponderazione derivano da considerazioni sull'audiogramma di *Fletcher e Munson* e presentano una forte analogia con le isofoniche misurate in *Phon*, vedi Figura 296.

Il fonometro è costituito da sezioni elettroniche ben precise: microfono, amplificatore di segnali di ingresso, filtri, amplificatore di uscita e indicatore di segnali (sia analogico che digitale). Nella Figura 297 è riportata una schematizzazione di assemblaggio di un moderno fonometro capace di effettuare anche analisi spettrali (FFT, bande larghe, ...) di un suono.

I livelli misurati con queste correzioni si indicano in dB anche se talvolta può succedere di incontrare la forma dB(A) per il livello ponderato A.

Quest'ultimo è il più utilizzato perché ritenuto dagli addetti maggiormente indicativo nelle misurazioni più comuni e quello meglio correlato al disturbo.

Siamo arrivati così a definire univocamente il disturbo attraverso una sola grandezza che lega assieme il dato oggettivo, la misura del rumore come ci arriva dalle sorgenti, al dato soggettivo, ciò che un ascoltatore medio percepisce come suono.

La scelta delle curve A, B e C si giustifica con la necessità di simulare il comportamento dell'orecchio umano medio ai livelli bassi, medi e alti, come rappresentato in Figura 296.

Nella Tabella 51 si riporta l'azione di filtraggio del fonometro (Scala A) e in basso, in Figura 298 si ha la modificazione spettrale (a banda di ottava) dovuta alla curva di ponderazione A.

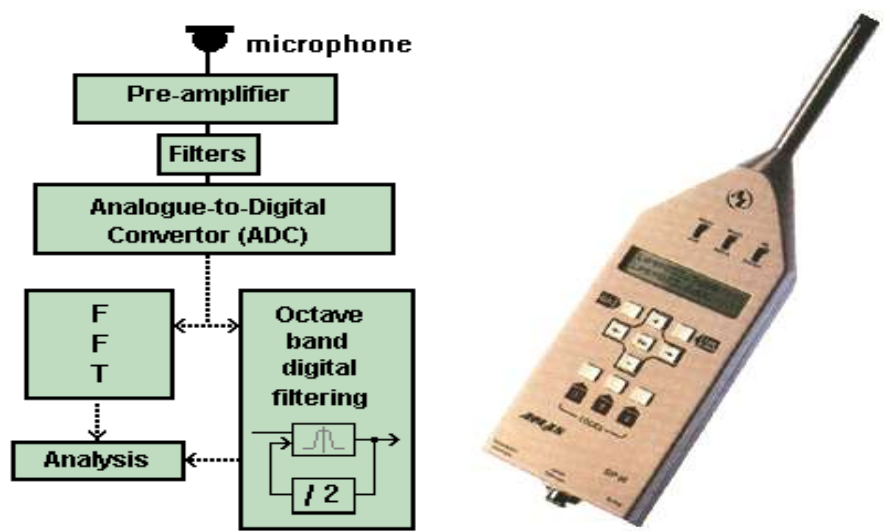


Figura 297: Diagramma a blocchi di un fonometro e un moderno modello commerciale

Si osservi come il segnale originario resta immutato nella banda di ottava a 1000 Hz mentre viene attenuato sia alle basse che alle alte frequenze. I valori in dB differiscono di circa 5 dB.

Ricordando che l'azione dei filtri di pesatura è quella di simulare il comportamento dell'orecchio umano si conclude che l'effetto di captazione e trasmissione sonora da parte dell'orecchio comporta un'attenuazione non trascurabile del segnale originario. L'orecchio è, a tutti gli effetti, un filtro passa banda con attenuazione pronunciata verso le frequenze di taglio.

Frequency (Hz)	road traffic noise spectrum dB	A-weighting	road traffic noise spectrum dB(A)
125	106.4	-16.1	90.3
250	104.6	-8.6	96
500	101.7	-3.2	98.5
1000	99.9	0	99.9
2000	98	1.2	99.2
4000	93.1	1	94.1
global level	110.2 dB	spectra plots	105.2 dB(A)

Tabella 51: Attenuazioni dei filtri di pesatura A

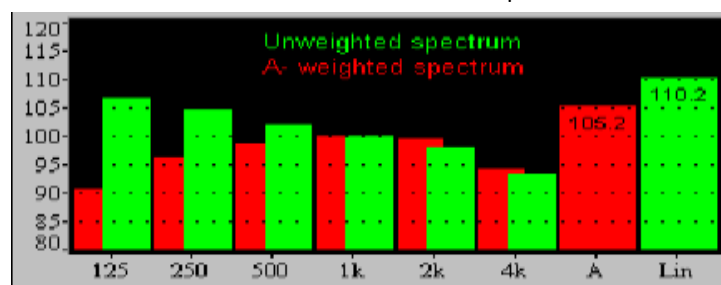


Figura 298: Spettro a banda di ottava del segnale non filtrato e di quello filtrato

13.2.6 LIVELLO EQUIVALENTE (LEQ)

Il livello equivalente, per il suo significato fisico, viene quasi universalmente utilizzato come riferimento nelle varie normative in materia di inquinamento acustico ambientale.

Tale parametro, essendo associato all'energia sonora di un fenomeno acustico, viene influenzato dai livelli sonori a maggior contenuto energetico ovvero dai livelli di picco; per questo motivo risulta un buon descrittore del rumore, così come il DPCM 1/3/91 lo ha definito.

L'andamento storico del L_{eq} orario offre delle informazioni interessanti, come per esempio la possibilità di distinguere se le sorgenti che lo hanno causato sono naturali o artificiali.

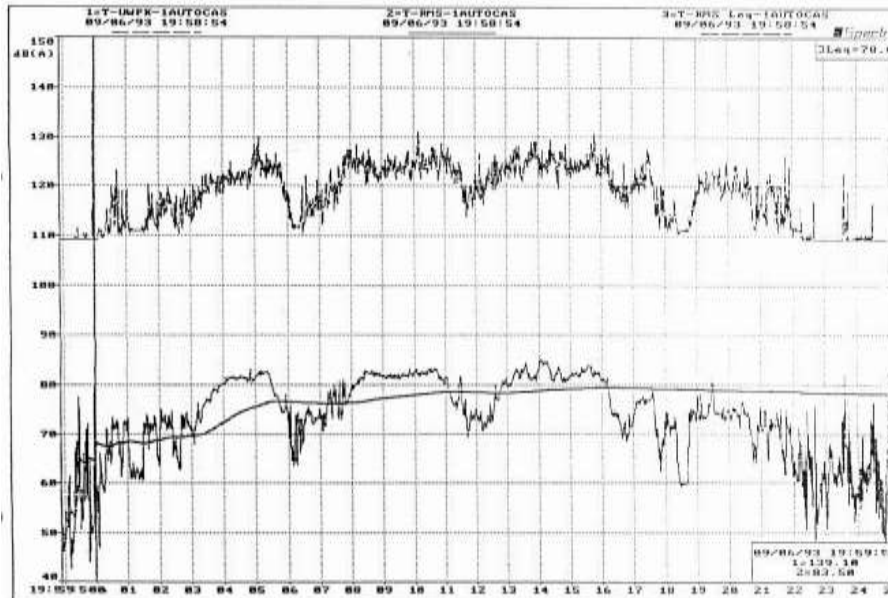


Figura 299: Andamento del LPS, L_{eq} , L picco non pesato.

Il Livello equivalente è definito dalla relazione:

$$Leq_A = 10 \log \frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \quad [159]$$

ove:

- T = tempo di osservazione
- p_t = pressione sonora istantanea ponderata A
- p_0 = pressione sonora di riferimento

Nella Figura 299 si ha l'andamento temporale del livello di pressione sonora (in dB) e del livello equivalente (calcolato per un intervallo di 1 s e riportato sullo stesso diagramma del LPS): si può osservare come i picchi non siano più visibili nella sequenza temporale di L_{eq} ma solo i valori medi.

13.2.7 LOCALIZZAZIONE ACUSTICA

L'ascolto del suono dalle due orecchie non serve solamente ad avere un effetto stereofonico del suono ma anche (e forse soprattutto) alla sua localizzazione spaziale. Va precisato, inoltre, che i due lobi del cervello non lavora allo stesso modo ma quello di sinistra è specializzato nell'elaborazione di suoni complessi (ad esempio consonanti) mentre quello di destra elabora i suoni più semplici (ad esempio le vocali). Il nostro cervello elabora i segnali che arrivano dalle due orecchie e dal loro sfasamento temporale determina la direzione di provenienza con buona precisione. Qualora il suono provenga frontalmente vengono utilizzati anche i segnali che provengono dalle vibrazioni corporee (ad esempio della testa o delle cartilagini dell'orecchio) per determinare la posizione verticale della sorgente. Questa capacità di localizzazione acustica è oggi molto utilizzata negli effetti *surround* dei sistemi di riproduzione sonora. In questo caso si fa variare di poco la fase dei segnali provenienti dalle casse acustiche in modo da ottenere una *sensazione* equivalente allo spostamento della sorgente attorno al capo.

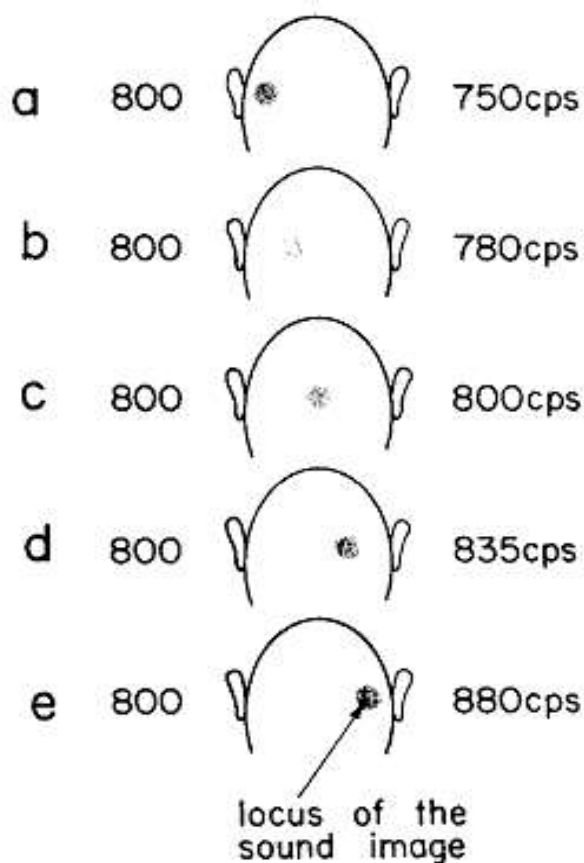


Figura 300: Localizzazione della sorgente sonora

Gli studi di psicoacustica hanno portato a meglio comprendere l'interpretazione sonora da parte del nostro cervello e a creare dispositivi artificiali (protesi acustiche) con prestazioni sempre più vicine a quelle dell'orecchio.

E' recente la notizia dell'applicazione di protesi elettroniche che, sostituendo l'orecchio, hanno consentito ai soggetti non udenti di sentire.

Si osservi, ancora, che il cervello si sincronizza con l'onda acustica che per prima raggiunge l'orecchio, cioè con l'onda diretta. Le onde successive a questa sono considerate di rinforzo se il loro ritardo non è superiore a 200 ms.

Oltre tale limite il cervello considera i suoni separati e ciò giustifica la formazione dell'eco. Oltre all'azione di rinforzo sopra citata, il ritardo temporale fra la prima onda e le successive gioca un ruolo fondamentale nella psicoacustica del suono.

Si è mostrato, infatti, che le onde aventi un ritardo di $15 \div 25$ ms (corrispondenti a riflessioni da superfici distanti entro $6 \div 8$ m dall'ascoltatore e che sono dette *onde di riflessione laterale vicine*) oltre a rafforzare l'onda primaria contribuiscono a creare una sensazione di *spazialità* (orizzontale o verticale a seconda del piano di provenienza) e quindi provocano una sensazione di *allargamento della scena*.

Il suono sembra avvolgere l'ascoltatore che ne trae anche una sensazione di benessere acustico, di piacere dell'ascolto. E' per questo motivo che l'ascolto della musica dal vivo è ben diverso da quello di una registrazione, per quanto fedele, fatta in cuffia: si perdono tutte le informazioni di spazialità che fanno parte del suono originario.

Le riflessioni successive ai primi 25 ms sono onde di riverbero che, pur fornendo un rafforzamento del suono iniziale, non rivestono l'importanza fondamentale delle riflessioni vicine.

13.2.8 SPECIALIZZAZIONE DELL'UDITO

Recenti studi hanno mostrato una specializzazione dell'udito nel senso che i suoni complessi vengono sintetizzati nella parte destra del cervello mentre quelli più semplici dalla parte sinistra.

Ciò significa, visti i collegamenti incrociati, che l'orecchio sinistro è specializzato nell'ascolto di suoni ad alto contenuto informativo (ad esempio le consonanti) mentre l'orecchio destro è specializzato nei suoni semplici (ad esempio le vocali).

Sound source*	Title	Composer or writer	τ_e^\dagger	[ms]	$(\tau_e)_{\min}^\ddagger$
Music Motif A	Royal Pavane	Orlando Gibbons	127	(127)	125
Music Motif B	Sinfonietta, Opus 48; IV movement	Malcolm Arnold	43	(35)	40
Music Motif B(L + R)	Sinfonietta, Opus 48; IV movement	Malcolm Arnold			45
Music Motif C	Symphony No. 102 in B flat major; II movement	Franz J. Haydn		(65)	
Music Motif C(L + R)	Symphony No. 102 in B flat major; II movement	Franz J. Haydn			70
Music Motif D	Siegfried Idyll; Bar 322	Richard Wagner		(40)	
Music Motif E	Symphony in C major, K-V, no. 551, IV movement	Wolfgang A. Mozart	38		
Music Motif F	§	Tsuneko Okamoto	105		
Music Motif G	§	Tsuneko Okamoto	145		
Music Motif K	Karesansui	Hozan Yamamoto	220		35
Speech S	Poem read by a female	Doppo Kunikida	10	(12)	

Tabella 52: Brani musicali analizzati da Y. Ando

L'ascolto complessivo del suono è in pratica proporzionale alla correlazione mutua dei segnali captati dalle due orecchie.

Se si effettua l'autocorrelazione di un segnale secondo la relazione:

$$\phi(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \left[\int_{-T}^{+T} p(t) p(t + \tau) dt \right]$$

L'autocorrelazione di un segnale al tempo iniziale è pari alla potenza del segnale.

Y. Ando ha studiato l'andamento della funzione di autocorrelazione per alcuni segnali musicali e per la voce umana (lettura di una poesia da parte di una donna), vedi Tabella 52.

I segnali sono indicati in ordine a partire dalla lettera A fino alla lettera K. Il parlato è indicato separatamente. Procedendo dalla lettera A verso la K si hanno segnali (brani musicali) via via più ricchi di note e più rapidi.

Si passa, infatti, da un *pavane* di Gibbons (una sviolinata settecentesca) al IV movimento della sinfonia K-V 551 Jupiter di Mozart (criticata alla presentazione come musica eccessivamente ricca di note). Gli andamenti delle funzioni di autocorrelazione sono riportati nella Figura 301.

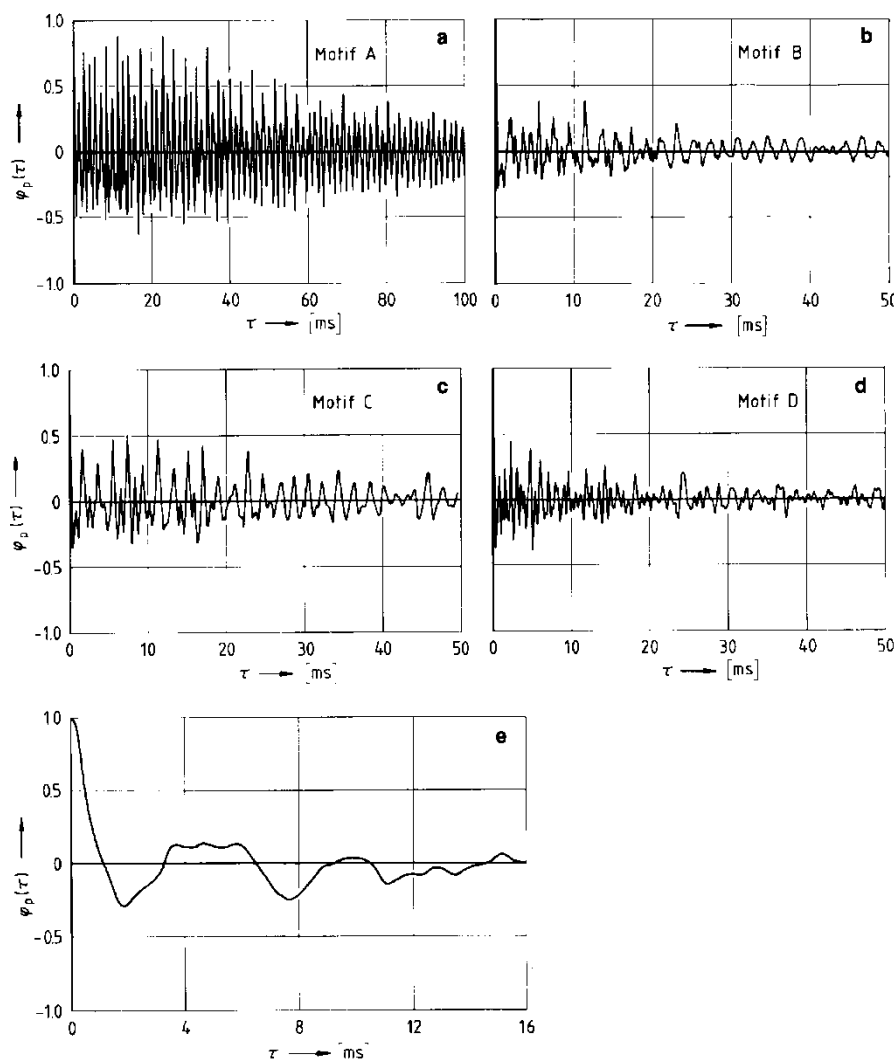


Fig. 2.2a – e. Measured autocorrelation functions of music [2.4] and speech [2.5]. The effective duration of autocorrelation function is defined by the delay τ_e at which the envelope of the normalized autocorrelation function becomes 0.1. (a) Music motif A, Royal Pavane by Gibbons, $\tau_e = 127$ ms; (b) music motif B, Sinfonietta, Opus 48, III movement by Malcolm Arnold, $\tau_e = 35$ ms; (c) music motif C, Symphony No. 102 in B flat major, II movement: Adagio by Haydn, $\tau_e = 65$ ms; (d) music motif D, Siegfried Idyll, Bar 322 by Wagner, $\tau_e = 40$ ms; (e) Continuous speech, a female reading a poem, $\tau_e = 12$ ms

Figura 301: Tempi di autocorrelazione dei brani di Y. Ando

Le funzione di autocorrelazione per alcuni tipi di brani musicali e per una lettura di una poesia sono riportate in figura. Il **tempo di autocorrelazione** è quello necessario a far ridurre il valore della funzione di autocorrelazione all'1% del valore massimo. Un tempo di correlazione basso indica la necessità di una maggiore rapidità nella comprensione del segnale. **Il parlato ha tempi di autocorrelazione più bassi rispetto ai brani musicali** e i brani più rapidi hanno tempi più ridotti dei brani lenti.

Il brano a) (*pavane* del settecento) ha un tempo di autocorrelazione di circa 100 ms, il brano b) (*brano sinfonico lento*) circa 50 ms, il brano d) (tratto dalla *Jupiter* di Mozart) ancora 50 ms mentre la lettura della poesia, brano e), presenta un $t=15$ ms.

I brani F e G della Tabella 52 sono musiche di T. Okamoto e sono riportati a fianco sia lo spartito che l'andamento delle funzioni di autocorrelazione.

Y. Ando ha poi definito la funzione di correlazione incrociata fra orecchio sinistro e destro, detta IACC, che risulta molto importante per la definizione della qualità acustica di una sala.

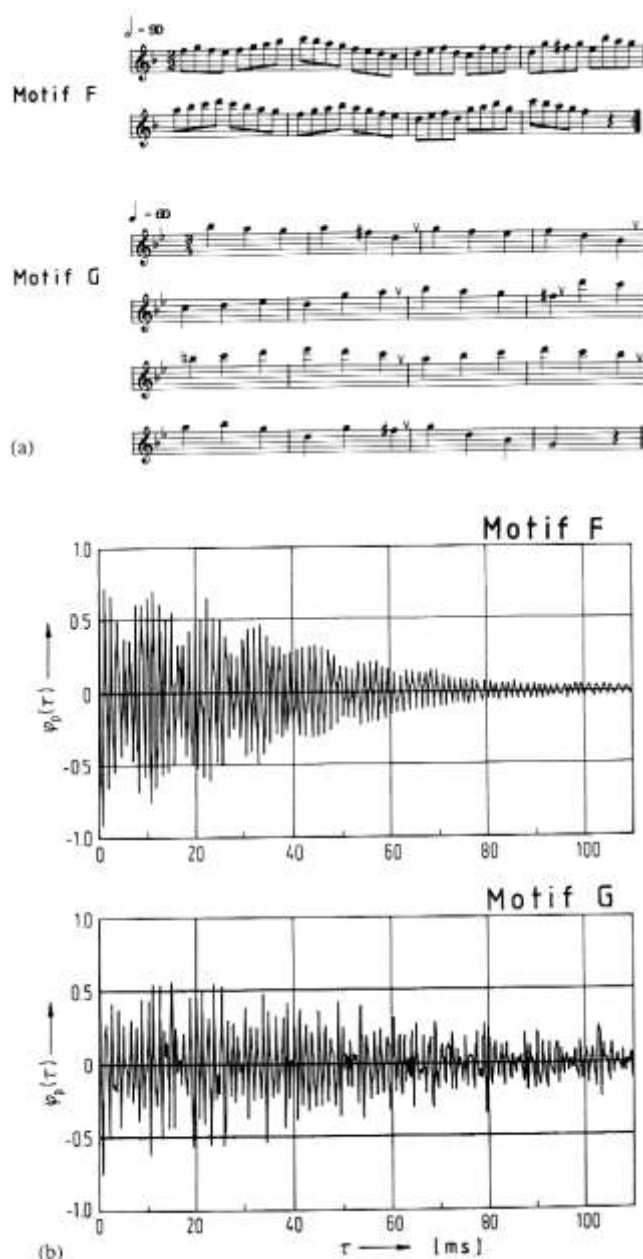


Figura 302: Brani F e G di Y. Ando e loro funzioni di autocorrelazione

13.3 TRASMISSIONE DEL SUONO

La trasmissione del suono è determinata da tre effetti fondamentali: l'assorbimento, la riflessione e la trasmissione attraverso il mezzo. Si trascurerà qui la diffrazione generata allorché le dimensioni fisiche del corpo sono multiple o sottomultiple della lunghezza d'onda incidente.

13.3.1 ASSORBIMENTO, RIFLESSIONE, RIVERBERAZIONE, DIFFRAZIONE E RIFRAZIONE

Fino ad ora abbiamo parlato del suono utilizzando tre elementi fondamentali per la sua propagazione: il trasmettitore, il mezzo e il ricevitore. Ora però proviamo a vedere cosa succede se nel proprio cammino l'onda sonora incontra un ostacolo qualsiasi.

Prendiamo una parete che separi il mezzo di trasmissione in due ambienti (Figura 303), l'energia sonora costituente il suono colpendo la parete si distribuisce in modo tale che una prima frazione di energia viene riflessa e rinviata al primo ambiente, un'altra frazione penetra nella parete e per particolari proprietà elastiche della parete stessa può essere restituita al primo ambiente, una terza parte si trasmette all'interno della parete con una velocità dipendente dal materiale stesso e

viene trasformata in energia termica, una quarta parte attraversa la parete e passa al secondo ambiente seguendo la via di piccole o grandi cavità presenti nel materiale oltre che per vibrazione della parete stessa. Il bilancio energetico dell'energia sonora incidente su di una parete ci permette di capire quali fenomeni interagiscono nella propagazione del suono attraverso un ostacolo.

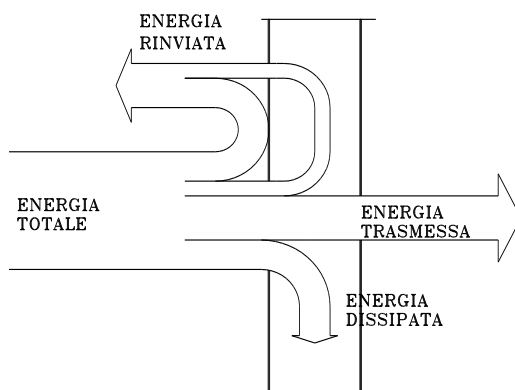


Figura 303: Bilancio di energia sonora

Assorbimento

Come abbiamo detto precedentemente una parte di energia sonora penetra all'interno dell'ostacolo e viene dissipata trasformandosi in calore. La percentuale di energia assorbita dalla parete si chiama fattore di *assorbimento*. Il fattore assorbimento di un materiale dipende dalla natura del materiale stesso, dalla frequenza del suono incidente e dell'angolo di incidenza con cui le onde sonore colpiscono l'ostacolo, vedi Figura 304.

Un materiale poroso e flessibile è più assorbente di un materiale rigido e compatto, la porosità permette all'onda sonora di produrre delle oscillazioni di pressione all'interno dei pori cosicché il movimento dell'aria presente in essi provoca attrito e quindi una dissipazione di energia sotto forma di calore. Solitamente questo meccanismo permette l'assorbimento delle alte frequenze, mentre quelle più basse, mettendo in vibrazione il materiale stesso provocano la dissipazione per calore dell'energia prodotta per vibrazione.

Materiali compatti.

Le pareti spesse, costituite da mattoni pieni o da calcestruzzo, lisce e

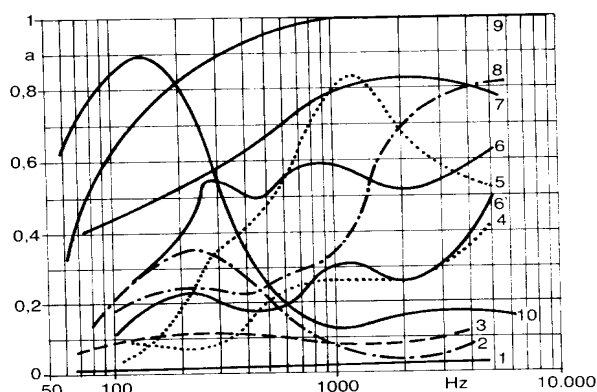


Fig. 2.23 - Fattori di assorbimento apparente.

1. Muro intonacato, spess. cm 45. - 2. Rivestimento in legno compensato, $s = 3$ mm, intercapedine d'aria di cm 5. - 3. Rivestimento in legno liscio, $s = 16$ mm, su telaio di 35 mm di interasse. - 4. Tappeto di pelo, $s = 10$ mm, su pavimento di cemento. - 5. Velluto drappeggiato, massa $0,47 \text{ kg/m}^2$. - 6. Lastre di pasta di legno, $s = 18$ mm. - 6'. id., $s = 6$ mm. - 7. Lana di vetro. - 8. Lastre di fibre di legno, $s = 20$ mm. - 9. Pubblico fitto. - 10. Rivestimento in legno compensato, $s = 3$ mm, intercapedine di cm 5 con lana di vetro inserita.

Figura 304: Andamento di alcuni fattori di assorbimento per materiali da costruzione.

Riflessione

Considerando una superficie riflettente di grandi dimensioni rispetto all'onda sonora, la riflessione del suono segue le stesse leggi fisiche della riflessione della luce.

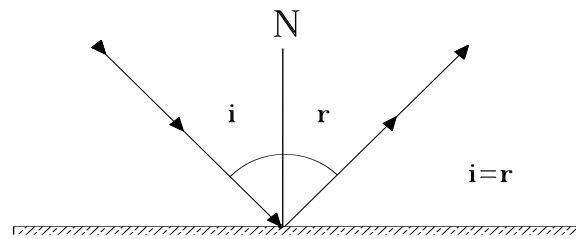


Figura 305: Riflessione di un'onda sonora

Così gli angoli formati dall'onda sonora incidente con l'onda sonora riflessa e la normale alla superficie sono uguali.

Trasmissione e Potere Fonoisolante

La frazione di energia trasmessa dalla parete è data dal *fattore di trasmissione*. Spesso, però, si utilizza una grandezza ad esso correlata detta *Potere Fonoisolante (R)* e che è definita come:

$$R = 10 \log \frac{1}{t} \quad [160]$$

Di questa grandezza si parlerà a proposito dei requisiti acustici degli edifici.

Se indichiamo con L_1 ed L_2 , vedi Figura 306, i livelli nell'ambiente dove è presente la sorgente e nell'ambiente contiguo, con S la superficie del tramezzo divisorio, allora si può scrivere, a regime stazionario, il seguente bilancio energetico:

$$I_1 S t = \sum_{i=1}^n a_i S_i \quad [161]$$

cioè che la potenza trasmessa dall'ambiente 1 contenente la sorgente sonora ($I_1 S t$) sia pari alla potenza sonora assorbita dalle pareti presenti nell'ambiente 2. Applicando la definizione [160] e ricordando la definizione di livello di intensità sonora si ottiene la relazione:

$$R = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S}{\sum a_i S_i} \quad [162]$$

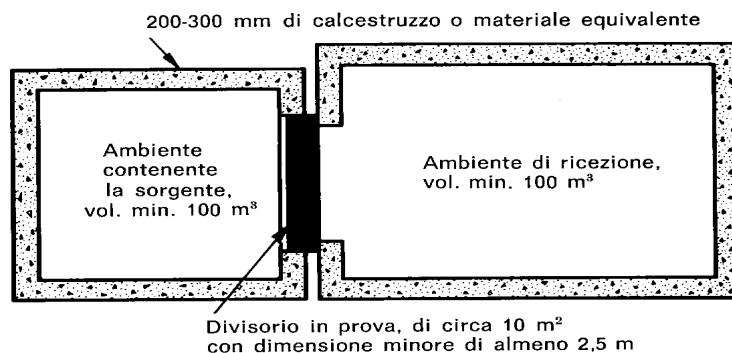


Figura 306: valutazione del potere fonoisolante di un divisorio

Nelle tabelle seguenti sono riportati i valori del potere fonoisolante per alcuni materiali di uso comune. Osservando i dati relativi ai vari materiali si può tracciare un andamento tipico del potere fonoisolante dato nella Figura 307.

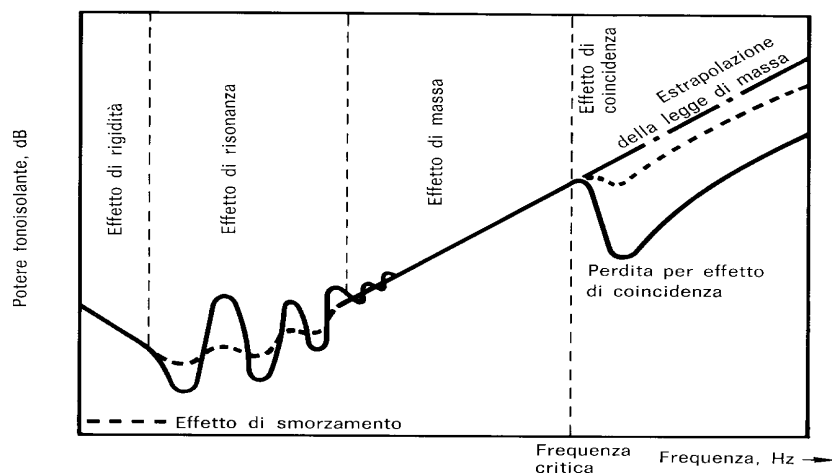


Figura 307: Andamento del potere fonoisolante

Alla basse frequenze si hanno fenomeni dissipativi dovute alle frequenze proprie dei materiali e pertanto in questa zona si utilizzano nelle applicazioni. Nella zona centrale si ha un andamento lineare e il potere fonoisolante cresce linearmente con il logaritmo della frequenza (*legge di massa*):

$$R = 18 \log(\sigma f) - 42.5 \quad [163]$$

ove σ è la densità superficiale del materiale ed f la frequenza considerata. In Letteratura si hanno diverse relazioni che tengono conto di alcune peculiarità quali l'angolo di incidenza delle onde acustiche, il campo acustico (sferico o piano). Si rimanda ai Manuali specializzati per altri riferimenti ed approfondimenti. Si osservi che in base alla [163] ad un raddoppio della frequenza corrisponde un incremento di:

$$18 * \log(2) = 5.4$$

del potere fonoisolante. Spesso si arrotonda questo incremento in 6 dB. Ne segue che se si conosce il potere fonoisolante alla frequenza di 1000 Hz allora si ottiene il valore a 500 Hz sottraendo 6 dB e quello a 2000 Hz aggiungendo 6 dB al valore iniziale. Quest'osservazione risulta utile nelle applicazioni pratiche quando si progetta un isolamento acustico mediante una parete isolante. A frequenze elevate, in corrispondenza di una *frequenza critica* per ciascun materiale, si manifesta una riduzione marcata del potere fonoisolante dovuto ad effetti di coincidenza.

In tabella sono riportate le masse superficiali e le prime frequenze critiche di alcuni materiali. La legge di massa teorica trova riscontro nella realtà solo a tratti, come indicato nella figura seguente. I materiali hanno frequenze di risonanza a varie frequenze.

TABELLA 6.1
Frequenze critiche e masse per unità di superficie
di alcuni materiali d'uso corrente

Materiale	Frequenza critica per massa per unità di superficie Hz · kg · m ⁻²	Massa per unità di superficie per unità di spessore kg · m ⁻² · mm ⁻¹
Piombo	600.000	11,2
Acciaio	97.700	8,1
Calcestruzzo armato	44.000	2,3
Mattone	42.000	1,9
Vetro	39.000	2,5
Perspex	35.000	1,15
Cemento-amianto	33.600	1,9
Alluminio	32.200	2,7
Masonite	30.600	0,81
Lastra di gesso	32.000	0,75
Compensato	13.000	0,58

Tabella 53: Frequenze critiche per alcuni materiali

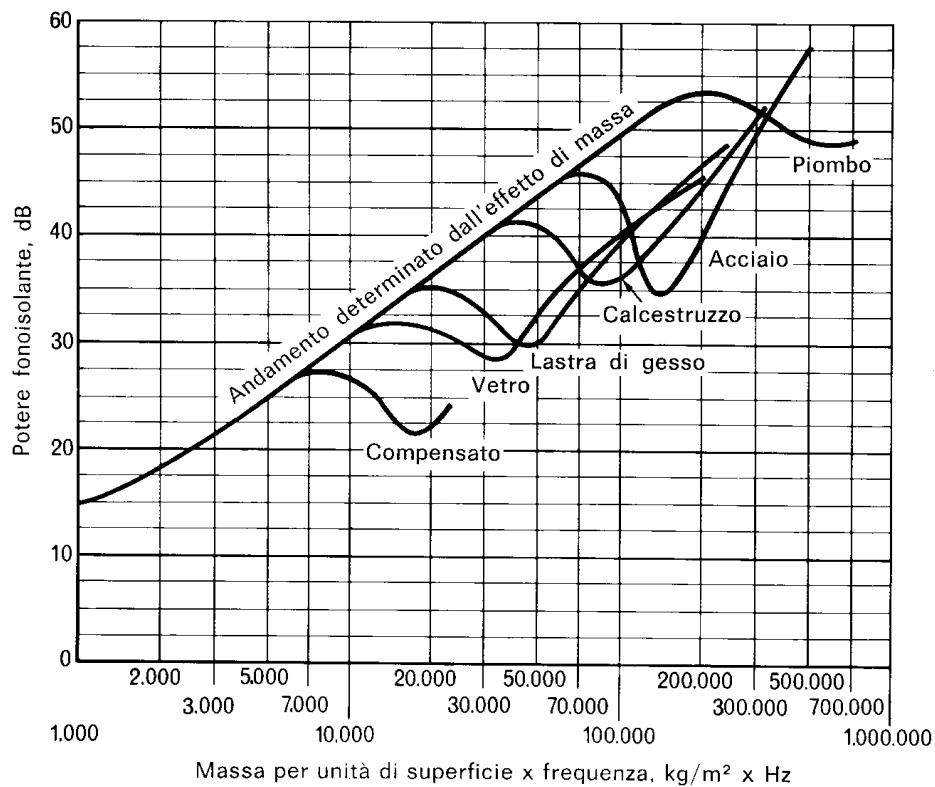


Figura 308: Frequenze critiche di alcuni materiali

Assorbimento del suono alle basse frequenze

Alle basse frequenze il potere fonoisolante dei vari materiali è basso o addirittura oscillante. Per isolarci dalle basse frequenze dobbiamo allora utilizzare altri effetti fisici diversi dal potere fonoisolante anzidetto.

In genere si tratta di fenomeni di risonanza dovuta a piccole cavità (*risuonatori di Helmholtz*) o di lastre piane che generano vibrazioni di massima ampiezza di carattere dissipativo.

Tipo di struttura	Spessore mm	Massa per unità di superficie kg/m ²	Potere fonoisolante secondo la frequenza (Hz)							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
<i>Pareti semplici in muratura</i>										
Mattoni pieni, con intonaco su entrambi i lati	125	240	30	36	37	40	46	54	57	59
Mattoni pieni, con intonaco su entrambi i lati	255	480	34	41	45	48	56	65	69	72
Mattoni pieni, con intonaco su entrambi i lati	360	720	36	44	43	49	57	66	70	72
Blocchi di clinker, 12 mm d'intonaco su ogni lato	125	145	20	27	33	40	50	57	56	59
Blocchi di clinker, non intonacati	75	85	12	17	18	20	24	30	38	43
Blocchi forati in calcestruzzo di scorie, tinteggiati con cementite	100	75	22	30	34	40	50	50	52	53
Blocchi forati in calcestruzzo di scorie, non tinteggiati	100	75	22	27	32	37	40	41	45	48
Blocchi in « Thermalite »	100	125	20	27	31	39	45	53	38	62
Mattoni di vetro	200	510	25	30	35	40	49	49	43	45
<i>Pareti doppie in muratura</i>										
Mattoni pieni, con intercapedine d'aria di 56 mm, e 12 mm d'intonaco per lato										
— con traversine in profilato metallico	300	380	28	34	34	40	56	73	76	78
— con traversine in lamiera stirata	300	380	27	27	43	55	66	77	85	85
<i>Pareti divisorie su telaio in legno</i>										
Lastre isolanti da 12 mm fissate su montanti di 50 mm × 100 mm	125	19	12	16	22	28	38	50	52	55
Lastre di gesso da 9 mm, con intonaco di 12 mm sulle superfici esterne, fissate su montanti di 50 mm × 100 mm	142	60	20	25	28	34	47	39	50	56

Tabella 54: Potere fonoisolante di alcuni materiali

VALORI DEL POTERE FONOISOLANTE DI ALCUNE STRUTTURE D'USO CORRENTE

Tipo di struttura	Spessore mm	Massa per unità di superficie kg/m ²	Potere fonoisolante secondo la frequenza (Hz)							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Pannelli semplici										
Lastra di piombo	1,5	17	22	28	32	33	32	32	33	36
» » »	3	34	25	30	31	27	38	44	33	38
Lamiera d'alluminio nervata	0,9	2,5	8	11	10	10	18	23	25	30
Lamiera zincata	0,55	6	3	8	14	20	23	26	27	35
» » »	0,9	7	3	8	14	20	26	32	38	40
» » »	1,2	10	8	13	20	24	29	33	39	44
» » »	1,6	13	9	14	21	27	32	37	43	42
Lamiera grecata, irrigidita ai bordi	1,2	39	25	30	20	22	30	28	31	31
Lastra ondulata in conglomerato d'amianto	6	10	20	25	30	33	33	38	39	42
Truciolato su telaio di legno	19	11	14	17	18	25	30	26	32	38
Fibro-legno su telaio di legno	12	4	10	12	16	20	24	30	31	36
Lastra di gesso su telaio di legno	9	7	9	15	20	24	29	32	35	38
Compensato su telaio di legno	6	3,5	6	9	13	16	21	27	29	33
Pannello di legno (mogano)	50	25	15	19	23	25	30	37	42	46
Tavolato di legno non intonacato	25	19	0	0	2	6	6	8	8	10
Fibro-legno con 12 mm di intonaco su entrambi i lati	50	75	18	23	27	30	32	36	39	43
Pannelli composti										
Lastra di piombo da 1,5 mm tra due lastre di compensato da 5 mm	11,5	25	19	26	30	34	38	42	44	47
Lastra in conglomerato d'amianto da 9 mm tra due lamiere d'acciaio da 1,2 mm	12	37	16	22	27	31	27	37	44	48
« Stramit » (paglia compressa tra due lastre di masonite da 3 mm)	56	25	15	22	23	27	27	35	35	38

Tabella 55: Potere fonoisolante di alcuni materiali

Tipo di struttura	Spessore mm	Massa per unità di superficie kg/m ²	Potere fonoisolante secondo la frequenza (Hz)							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
<i>Finestre con vetro semplice</i>										
Lastra di vetro semplice in telaio pesante	6	15	17	11	24	28	32	27	35	39
	8	20	17	18	25	31	32	28	36	39
	9	22,5	18	22	26	31	30	32	39	43
	16	40	20	25	28	33	30	38	45	48
	25	62,5	25	27	31	30	33	43	48	53
<i>Finestre con doppi vetri</i>										
Vetri da 2,5 mm con 7 mm di intercapedine	12	15	15	22	16	20	29	31	27	30
Vetri da 6 mm in telai separati, con 50 mm di intercapedine	62	34	18	25	29	34	41	45	53	50
Vetri da 6 mm in telai separati, con 100 mm di intercapedine	112	34	20	28	30	38	45	45	53	50
Vetri da 6 mm in telai separati, con 188 mm di intercapedine	200	34	25	30	35	41	48	50	56	56
Vetri da 6 mm in telai separati, con 188 mm di intercapedine con superfici perimetrali interne rivestite di materiale fonoassorbente	200	34	26	33	39	42	48	50	57	60
Vetri da 6 e 9 mm in telai separati, con 200 mm di intercapedine, con superfici perimetrali interne rivestite di materiale fonoassorbente	215	42	27	36	45	58	59	55	66	70
<i>Porte</i>										
Comune porta tamburata normalmente incernierata	43	9	9	12	13	14	16	18	24	26
Porta in legno massiccio, normalmente incernierata	43	28	13	17	21	26	29	31	34	32
Tipica porta 'acustica' costituita da doppia lamiera di acciaio, con materiale fonoassorbente nell'intercapedine, serrature speciali e sigillatura sulle battute; telaio pesante in acciaio	100	—	37	36	39	44	49	54	57	60

Tabella 56: Potere fonoisolante di alcuni materiali

Tipo di struttura	Spessore mm	Massa per unità di superficie kg/m ²	Potere fonoisolante secondo la frequenza (Hz)							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
<hr/>										
Pavimenti										
Assito in legno con giunti sigillati	21	13	17	21	18	22	24	30	33	63
Idem, rivestito inferiormente con lastre di gesso da 12 mm, intonacate a spruzzo, spessore 3 mm	235	31	15	18	25	37	39	45	45	48
Idem, ma « galleggiante » su lana di vetro	240	35	20	25	33	38	45	56	61	64
Cemento armato	100	230	32	37	36	45	52	59	62	63
	200	460	36	42	41	50	57	60	65	70
	300	690	37	40	45	52	59	63	67	72
Cemento armato da 125 mm ma « galleggiante »	190	420	35	38	43	48	54	61	63	67

Tabella 57: Potere fonoisolante di alcuni materiali

Il risuonatore di Helmholtz

Una cavità può comportarsi come un risonatore di Helmholtz con frequenza di risonanza data dalla relazione:

$$f_{\text{ris}} = 55 \sqrt{\frac{S}{l \cdot V}} \quad [164]$$

in Hz, con:

- S area della sezione del collo, m²
- l lunghezza del collo, m
- V volume dell'aria contenuta nel volume, m³.

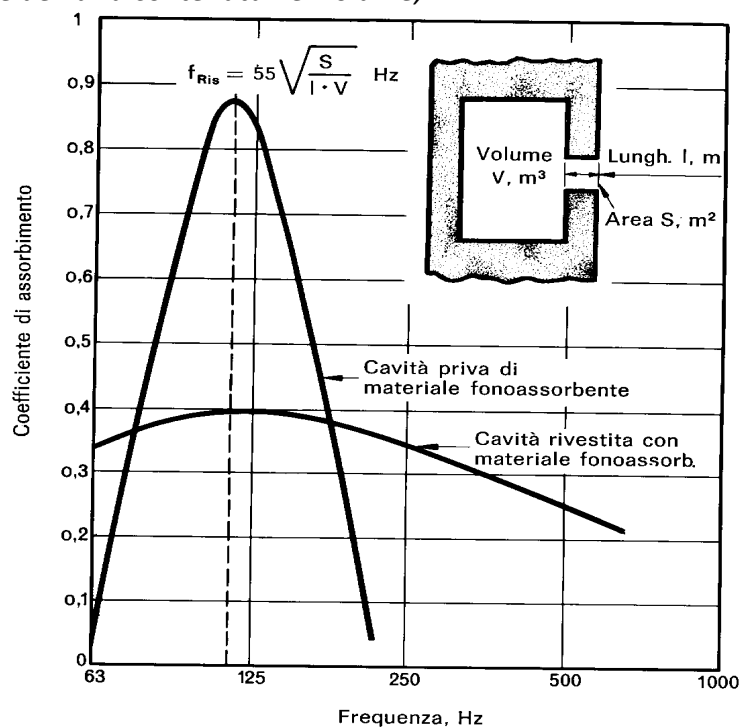


Figura 309: cavità risonante

Scegliendo opportunamente i parametri geometrici si può avere una curva di assorbimento a basse frequenze. Un utilizzo delle cavità risonanti si ha con materiali edilizi usuali, come indicato nella seguente figura.

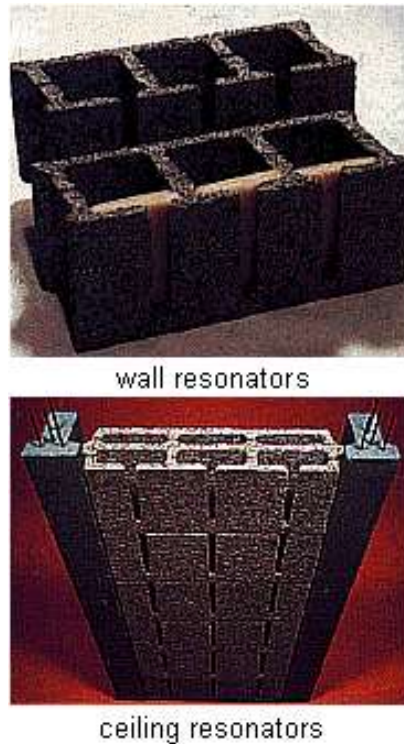


Figura 310: Materiale da costruzione utilizzato come cavità risonante

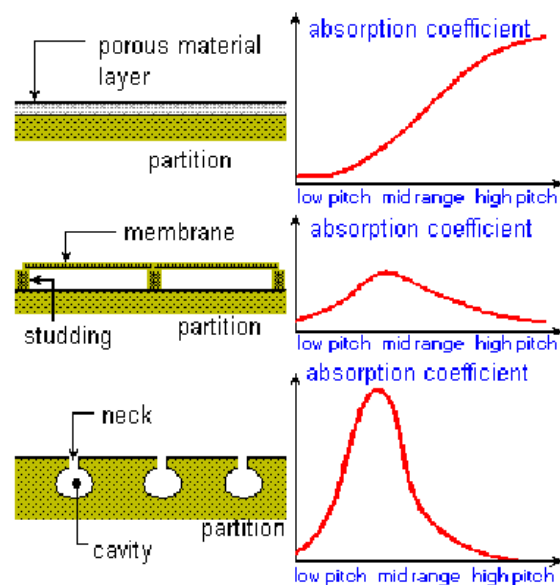


Figura 311: Tipologie di cavità risonanti di utilizzo comune

Le membrane assorbenti

Alle basse frequenze si possono utilizzare lastre di compensato o masonite opportunamente fissate alle pareti le quali presentano una frequenza di risonanza data da:

$$f_{ris} = 60 \sqrt{\frac{1}{\sigma \cdot l}} \quad , \text{ in Hz} \quad [165]$$

con:

- $\sigma = \rho_2 s$ massa superficiale del pannello, kg/m^2
- l profondità dell'intercapedine d'aria.

Dimensionando opportunamente le membrane e scegliendo bene i materiali (di solito il legno) si può avere un picco di assorbimento alle basse frequenze, come illustrato nella figura seguente.

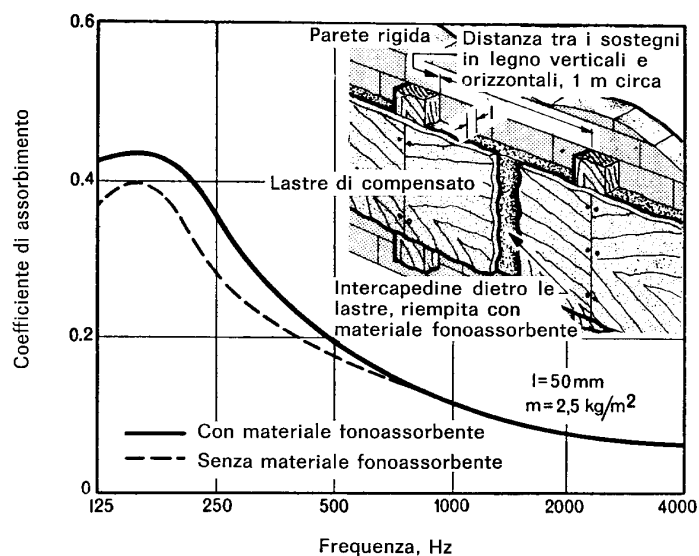


Figura 312: Assorbimento di una membrana

Nelle applicazioni pratiche le membrane sono realizzate con materiali gradevoli da vedere e che al tempo stesso forniscono l'assorbimento desiderato, come illustrato nella figura seguente.



Figura 313: Esempio di membrana assorbente realizzata con pannelli in legno

Diffrazione

La diffrazione è quel fenomeno che permette al suono di aggirare gli ostacoli e propagarsi anche al di fuori della visuale geometrica ed è del tutto analogo a quello che si verifica per le onde luminose.

Consideriamo per esempio una sorgente che emette onde sonore piane posta ad una certa distanza da una parete nella quale è stato praticato un foro: al di là della parete troveremo suono anche fuori dello spazio conico determinato dalla sorgente e dal contorno del foro.

In pratica succede che i punti interni al foro diventano sorgenti virtuali di onde sferiche.

Se il foro fosse più grande, l'onda piana, una volta attraversato il foro, tenderebbe a restare tale ad esclusione di una leggera curvatura alle sue estremità. La diffrazione risulta maggiore se le dimensioni del foro sono piccole rispetto alla lunghezza d'onda.

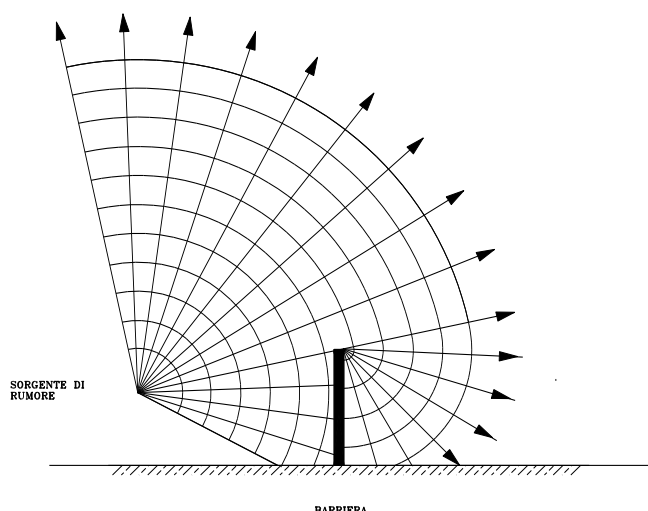


Figura 314: Diffrazione del suono da parte di un ostacolo

Il fenomeno della diffrazione serve a spiegare le zone d'ombra acustica: se un'onda sonora incontra un ostacolo una parte del suo fronte si infrange contro l'ostacolo mentre la parte che ne sfiora i contorni subisce una deviazione dalla linea di propagazione rettilinea (vedi figura) secondo le leggi della diffrazione.

Se le dimensioni dell'ostacolo sono grandi rispetto alla lunghezza d'onda si crea, al di là di esso, una *zona d'ombra* piuttosto estesa; viceversa, quando la lunghezza d'onda del suono è confrontabile con la dimensione dell'ostacolo, la zona d'ombra risulta quasi inesistente.

Barriere acustiche

Durante la propagazione in ambiente esterno, le onde sonore incontrano sul loro cammino ostacoli di ogni tipo: filari di alberi, abitazioni, colline naturali o artificiali, recinzioni ecc.

Tutti questi elementi, se sono composti di materiali "*impermeabili*" al rumore, si comportano come barriere che si frappongono tra la sorgente e il ricevitore ed attenuano il livello sonoro ricevuto.

Naturalmente esistono notevoli differenze nella loro capacità di schermare le onde sonore a seconda dei materiali di cui sono composte, della loro posizione e forma.

L'attenuazione per un barriera rigida e rettilinea che si trova tra il ricevitore e la sorgente è data dalla formula:

$$(A)_{barriera} = 5 + 20 \log \frac{\sqrt{2\pi N}}{\operatorname{tgh} \sqrt{2\pi N}} \text{ dB} \quad [166]$$

dove N è il numero di *Fresnel* esprimibile come

$$N = \pm \frac{2}{\lambda} (A + B) - (R + D) \quad [167]$$

• λ è la lunghezza d'onda.

Con riferimento alla Figura 315, $(A + B)$ e $(R + D)$ sono rispettivamente la distanza più breve al di sopra della barriera e quella più breve in linea retta tra sorgente e ricevitore.

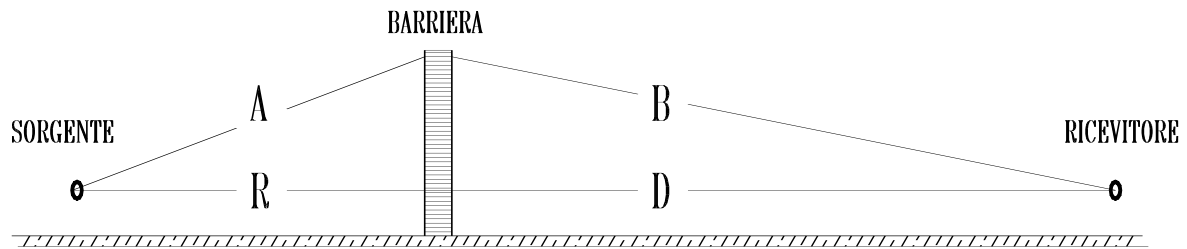


Figura 315: Schema di barriera

Come si vede dalla formula al variare di N varia l'attenuazione della barriera: per $-0.2 \leq N \leq 0$ il numero di Fresnel va espresso in valore assoluto e la tangente iperbolica diventa trigonometrica.

Per $N < -0.2$ l'attenuazione della barriera è nulla.

L'efficacia della barriera varia in misura diretta a N ; più grande è il numero di Fresnel maggiore risulta l'attenuazione anche se questo avviene soprattutto alle alte frequenze.

Alcuni accorgimenti per aumentare l'efficacia della barriera possono essere il rivestimento della barriera dalla parte rivolta verso la sorgente e il rivestimento della sommità per attenuare la trasmissione per diffrazione.

La rifrazione

Un'onda sonora che attraversa due mezzi di densità differente subisce una deviazione della traiettoria di propagazione (vedi figura) denominata *rifrazione*.

Questo fenomeno spiega perché un suono viene udito più facilmente di notte che di giorno: durante la giornata gli strati dell'atmosfera vicini al suolo sono più caldi e, dato che la velocità del suono cresce con la temperatura dell'aria, per rifrazione le onde sonore si allontanano dal suolo; di notte invece la situazione è opposta e le onde rifratte verso terra vanno ad aumentare l'intensità del suono percepito:

$$n_{1,2} = \frac{\sin i}{\sin r} = \frac{v_1}{v_2} \quad [168]$$

- $n_{1,2}$ = indice di rifrazione
- v_1 = velocità del suono nel mezzo di trasmissione 1
- v_2 = velocità del suono nel mezzo di trasmissione 2

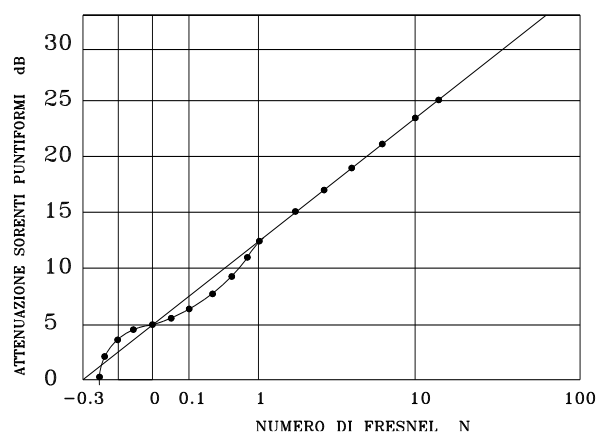


Figura 316: Andamento dell'attenuazione in funzione del numero di Fresnel

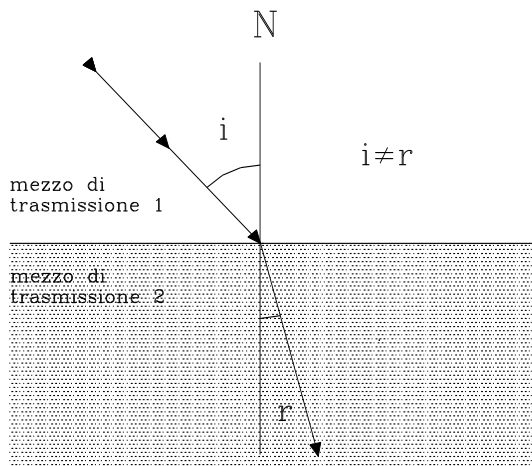


Figura 317: Rifrazione di un'onda sonora.

Fattore di direzionalità

Si definisce *Fattore di Direzionalità* di una sorgente sonora il rapporto fra l'intensità sonora misurata ad una certa distanza e in una certa direzione e il valore che essa avrebbe, a parità di distanza e di potenza emessa, nel caso in cui questa si comportasse come omnidirezionale.

Il *fattore di direzionalità* è dato dal rapporto:

$$Q = \frac{I_{\phi}}{I_0} = \frac{\frac{\bar{p}^2}{\rho c}}{\frac{W}{4\pi d^2}} \quad [169]$$

ove:

- \bar{p} è il valore efficace della pressione, Pa
- I_{ϕ} intensità acustica nella direzione ϕ , W/m²,
- I_0 intensità acustica di una sorgente omnidirezionale (sferica) di pari potenza, W/m²,
- d distanza dalla sorgente, m.
- W potenza della sorgente, W
- ρc resistenza acustica dell'aria, Rayl.

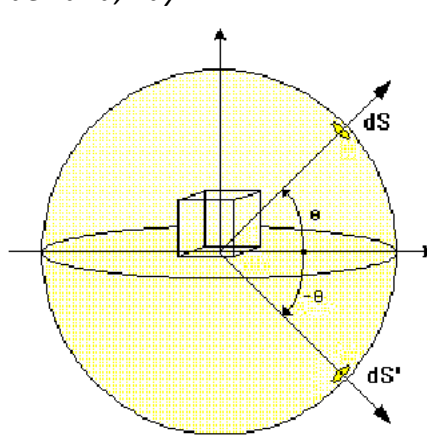


Figura 318: Definizione del fattore di direzionalità

Quanto definito ci consente di fare alcune importanti osservazioni:

- Se si dispone di una sorgente sonora puntiforme omnidirezionale davanti ad una parete piana allora la sua direttività diventa pari a 2 (si ha il rinforzo delle onde riflesse dalla parete che si somma alle onde dirette della sorgente) e il livello di potenza sonora cresce di 3 dB.

- Se si dispone la stessa sorgente in corrispondenza di un diedro formato da due pareti piane si ha una direttività pari a 4 e il livello di potenza sonora cresce di 6 dB.
- Se si dispone la stessa sorgente in corrispondenza di un angolo formato da tre pareti piane si ha una direttività pari a 8 e il livello di potenza sonora cresce di 9 dB.

Di queste facili osservazioni si deve tenere conto nel posizionare le sorgenti in un ambiente di lavoro. Disporle in vicinanza delle pareti significa incrementare la loro rumorosità di almeno 3 dB. Meglio è disporle all'interno della sala. Se invece è proprio l'effetto di amplificazione che si desidera ottenere allora è bene cercare uno spigolo in modo da ottenere 9 dB di amplificazione gratuita.

E' proprio ciò che si fa nelle discoteche ponendo le casse in alto in corrispondenza degli spigoli della sala.

13.3.2 RIVERBERAZIONE ACUSTICA

Se poniamo alcuni ascoltatori in una stanza con una sorgente emittente le onde sonore riflesse dalla pareti arrivano alle loro orecchie in successione così rapida che questi non riescono a percepire le onde sonore come ripetizioni distinte del suono originale, mentre saranno in grado di sentire il prolungamento del suono dopo che si è spenta la sorgente fino a che questa non sarà più udibile.

Il prolungamento del suono udito si chiama *riverberazione* ed è quel fenomeno per cui si ha la persistenza di un suono all'interno di uno spazio chiuso dovuta alle riflessioni o deviazioni dell'onda sonora contro le pareti, dopo che la sorgente ha terminato di trasmettere.

In Figura 319 si ha la rappresentazione dei percorsi di 200 raggi acustici all'interno di un ambiente chiuso.

E' facile vedere, pur con l'esiguo numero di raggi considerato, quanto sia complesso seguire i singoli percorsi e come, seppure come induzione visiva, l'addensarsi dei raggi sonori porti ad avere una densità acustica pressoché uniforme in tutto il volume dell'ambiente.

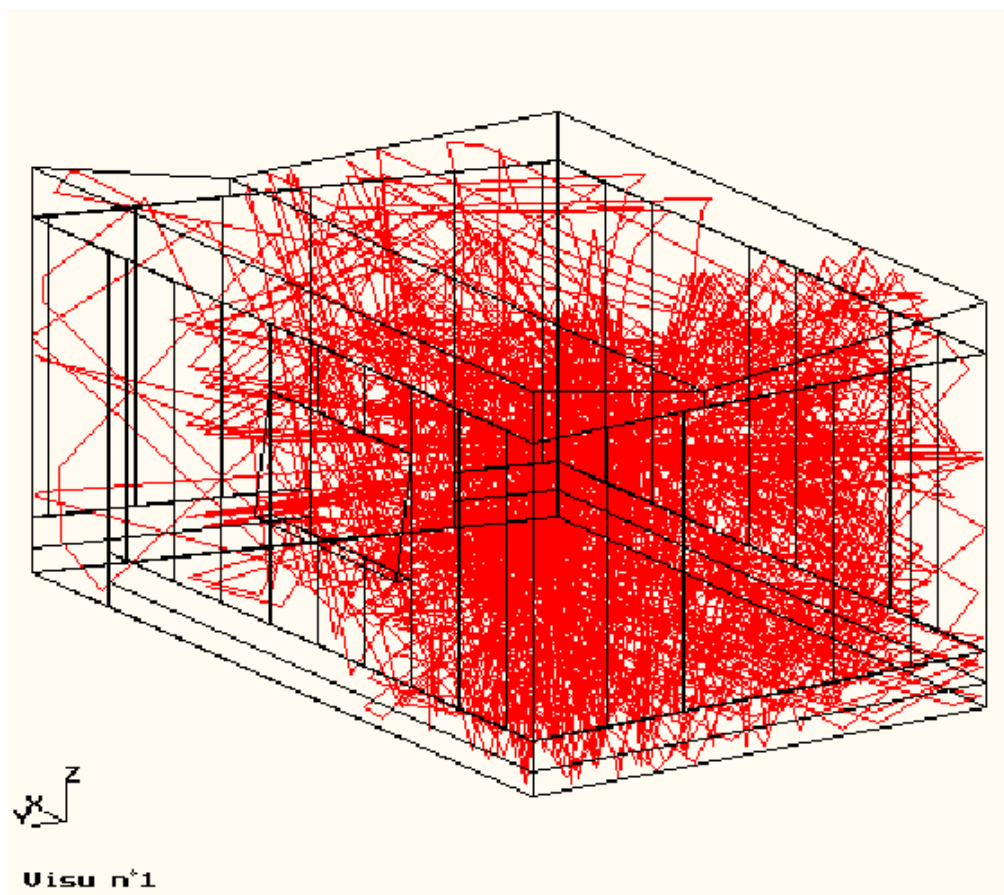


Figura 319: Schematizzazione di 200 raggi sonori riflessi in un ambiente chiuso

In pratica la riverberazione acustica porta il suono ovunque all'interno degli ambienti chiusi e ciò indipendentemente dalla posizione relativa fra sorgente ed ascoltatore. Il campo acustico non è più geometricamente definito (ad esempio sferico, per sorgente puntiforme) bensì somma di innumerevoli riflessioni. Nella Figura 320 si ha la rappresentazione schematica delle onde riflesse in funzione del tempo. In pratica si ha in ascissa il tempo trascorso dal suono diretto e in ordinate il livello corrispondente alla generica onda riflessa che arriva all'ascoltatore in una data posizione.

Proprio questa complessità del fenomeno è stata il freno principale all'evoluzione dell'Acustica delle Sale, come detto nell'Introduzione. W.C. Sabine ad inizio del secolo studiò la riverberazione acustica e pervenne ad una relazione sperimentale che porta il suo nome e che ancora oggi rappresenta uno dei parametri più significativi per definire l'acustica di una sala:

$$T_{60} = \frac{0.161 V}{\sum a_i S_i} \quad [170]$$

ove T_{60} è il tempo di riverberazione definito come *il tempo (in secondi) necessario a che l'intensità sonora scenda ad un milionesimo del valore iniziale, ovvero che scenda di 60 dB.*

Si ha:

- a_i : *fattore di Sabine (detto anche apertura equivalente) del materiale, cioè dalla somma del fattore di trasmissione e del fattore di assorbimento;*
- V : *volume della sala (m^3);*
- S_i : *superficie della parete o dell'oggetto interno alla sala (m^2).*

Si definisce un fattore di assorbimento medio come media degli assorbimenti delle pareti ed oggetti pesata secondo le superfici:

$$a_m = \frac{\sum a_i S_i}{\sum S_i} \quad [171]$$

La relazione di Sabine vale quando la sala è di forma regolare, il volume è inferiore a 20.000 mc. Il fattore di assorbimento medio deve essere inferiore a 0,4.

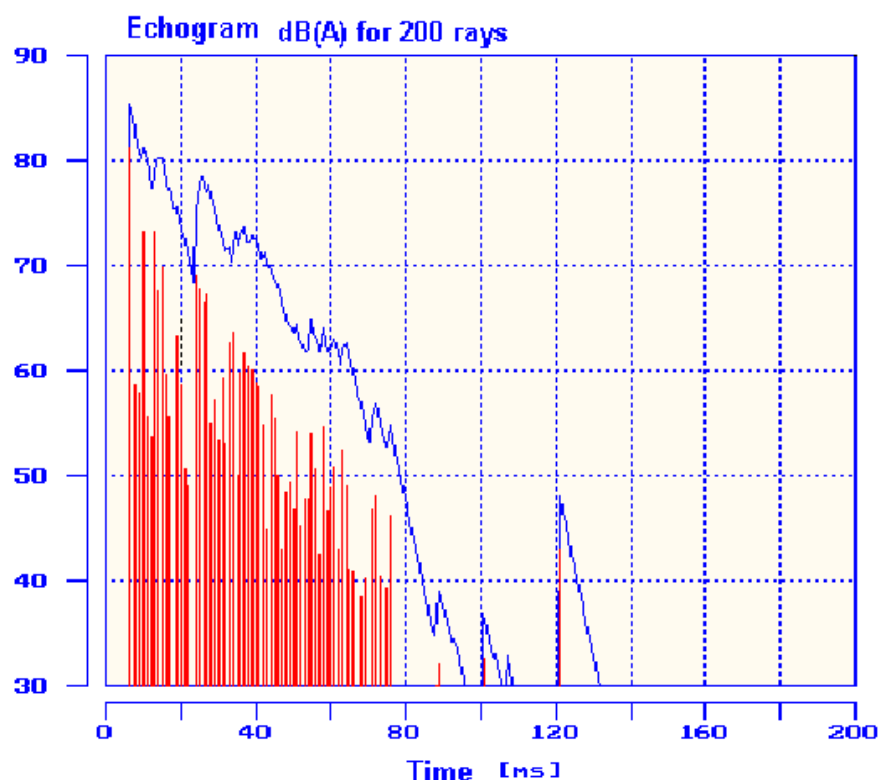


Figura 320: Ecogramma in una sala chiusa

Per una sala di forma regolare con una distribuzione di densità acustica uniforme e con assorbimento medio dei materiali non elevato (ipotesi di Sabine) si può osservare una curva di decadimento del tipo di quella rappresentata in Figura 321.

Il primo tratto viene ignorato perché fortemente influenzato da variazioni statistiche casuali. Il tempo di riverberazione è dato dall'intervallo in ascissa per cui si ottiene un abbassamento di 60 dB del livello sonoro.

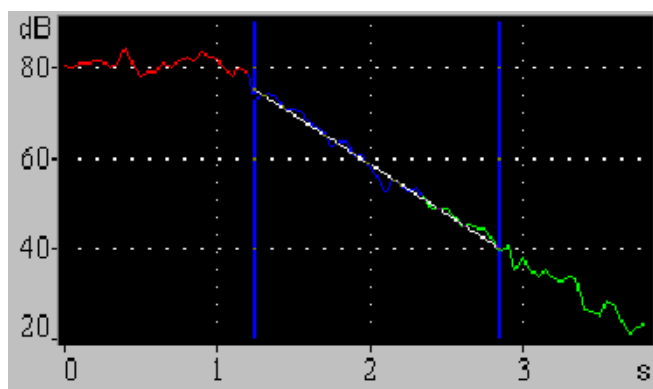


Figura 321: Decadimento sonoro all'interno di una sala

Oggi il controllo della riverberazione acustica (e di numerosi altri fenomeni che in questa sede si trascurano per brevità) porta a progettare, con l'ausilio di opportuni software acustici, in piena libertà, vedi la Figura 322, le nuove sale musicali.



Figura 322: Il Teatro Roy Thompson Hall, Toronto

Esse rappresentano un esempio mirabile dell'ingegno umano e sono certamente fra le opere di architettura e di ingegneria più complesse. Oggi siamo perfettamente in grado di *progettare* le sale tenendo conto di tutti i numerosi parametri funzionali che debbono essere rispettati oltre quelli acustici.

13.3.3 ATTENUAZIONE DEI SUONI NELL'AMBIENTE INTERNO

Si consideri un ambiente confinato ed una sorgente sonora di potenza W (*Watt*), quale può essere, ad esempio, la potenza emessa da una macchina all'interno di uno stabilimento. Il livello sonoro in un punto distante d dalla sorgente e posto all'interno dell'ambiente chiuso è dato dalla somma del livello dovuto al campo diretto e quello del campo diffuso (riverberato).

Il primo dipende dall'inverso del quadrato della distanza mentre il secondo si può dimostrare che è indipendente dalla distanza e funzione solamente dall'assorbimento delle pareti del locale. In definitiva si ha la relazione:

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi d^2} + \frac{4}{R} \right) \quad [172]$$

con:

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad [173]$$

in *Watt*, e:

$$R = \frac{\sum S_i a_i}{1 - a_m} \quad [174]$$

ove è:

$$a_m = \frac{\sum a_i S_i}{\sum S_i} \quad [175]$$

che dalla relazione di Sabine [170] può anche scriversi:

$$a_m = \frac{0,161 \cdot V}{S \cdot T_{60}} \quad [176]$$

Pertanto i termini:

$$L_{p,d} = L_w + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi d^2} \right) \quad [177]$$

e:

$$L_{p,r} = 10 \log \left(\frac{4}{R} \right) \quad [178]$$

sono, rispettivamente, i contributi del campo diretto e del campo riverberato al livello totale.

Una rappresentazione grafica della precedente relazione è riportata nella

Figura 323.

Osservando la figura si può dire che, per data sala e quindi per dato assorbimento delle pareti R , ad una distanza d dalla sorgente si può essere nella zona del campo diretto (ove L varia con d) e pertanto per ridurre tale livello è opportuno coibentare la sorgente con l'uso di cuffie afoniche.

Se invece si è nella zona ad andamento costante, detta zona *riverberata*, occorre anche agire sull'ambiente per ridurre il livello sonoro, ad esempio coibentando le pareti o usando *banderuole* appese al soffitto in modo da ridurre i cammini riflessivi delle onde sonore.

Queste osservazioni sono importanti allorché si deve progettare un sistema di protezione dal rumore all'interno di uno stabilimento o di un cantiere al chiuso. La scelta delle operazioni da effettuare dipende dalla zona da proteggere.

Se si è in campo diretto occorre intervenire sulle macchine, altrimenti si deve intervenire accrescendo l'assorbimento della sala mediante l'applicazione di materiale fonoassorbente alle pareti (se possibile) o al soffitto.

Nella Figura 324 si ha il caso di una protezione in campo diretto mediante l'applicazione di una cuffia afonica alla macchina operatrice. Nelle figure successive si hanno rappresentazioni tipiche di alcune cuffie afoniche per macchine operatrici in varie esecuzioni per consentire l'accesso alla macchina e/o l'introduzione dei materiali.

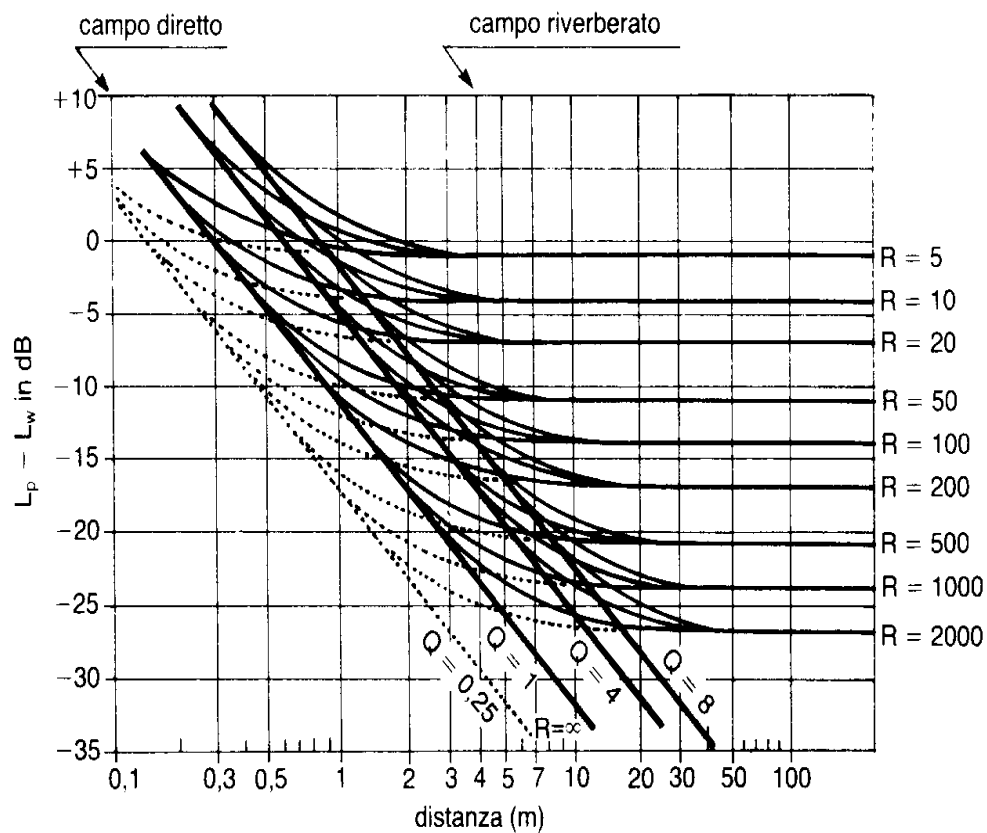


Figura 323: Andamento del livello interno in una sala per effetto del livello diretto e riverberato.

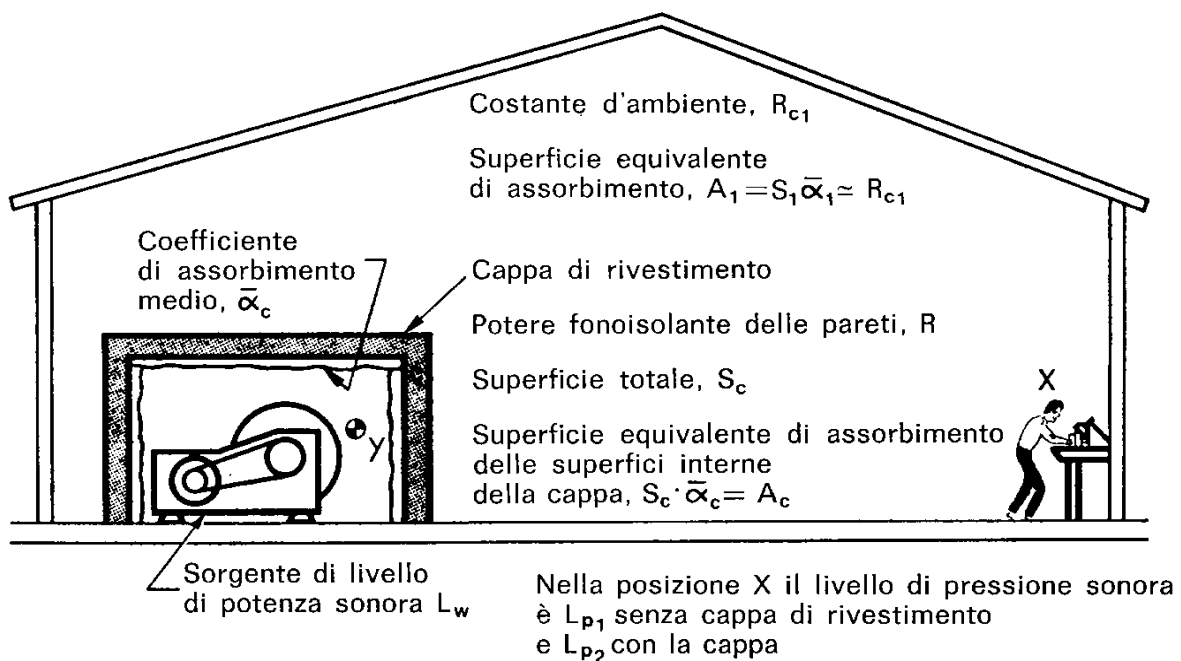


Figura 324: Esempio di applicazione di cuffia afonica

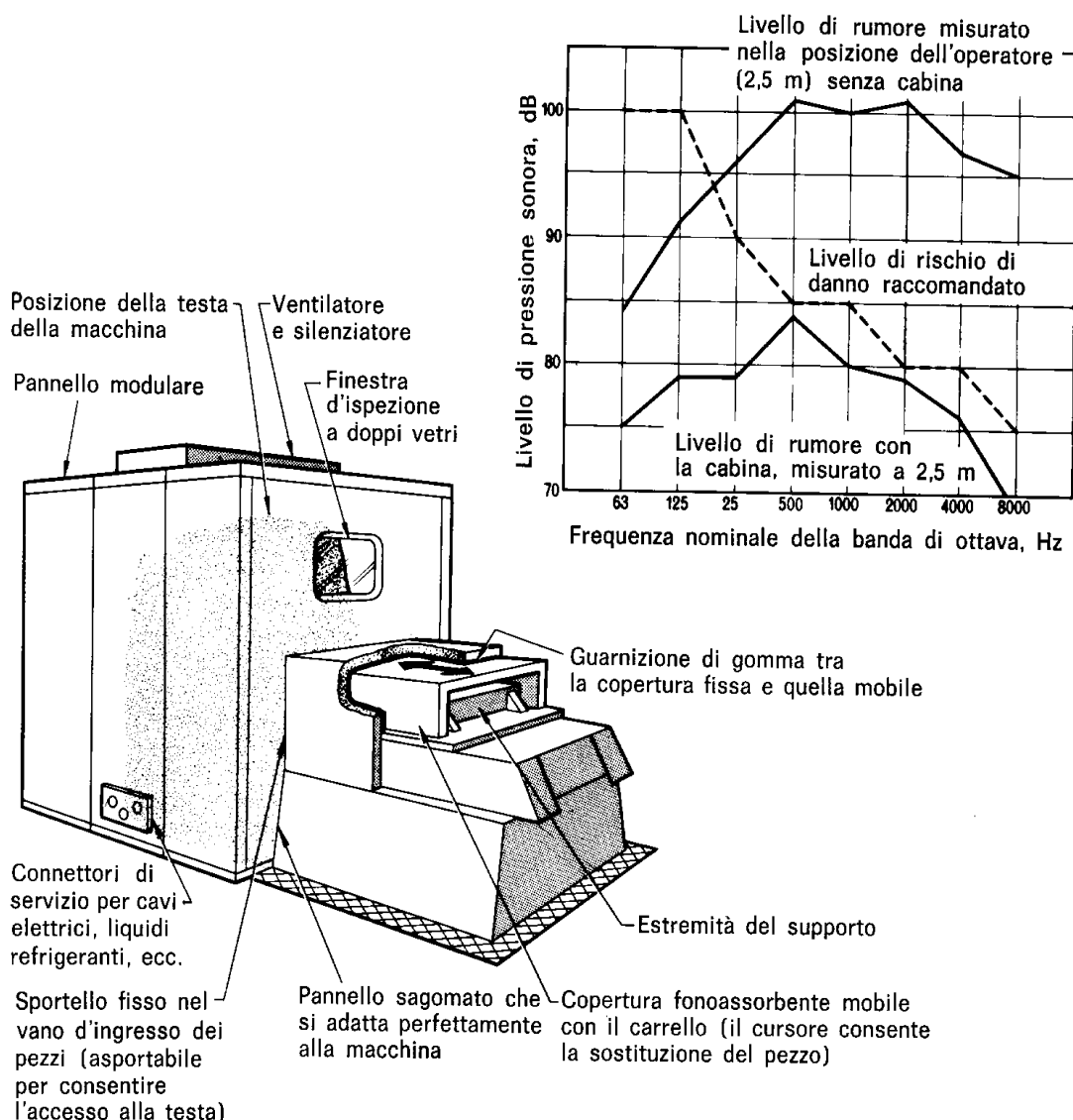


Figura 325: Tipologia di cuffia afonica per macchina operatrice

Attenuazione delle vibrazioni per ridurre la rumorosità aerea

Spesso la miglior difesa dal rumore è la riduzione della trasmissione delle vibrazioni che le macchine o gli impianti generano per il loro funzionamento.

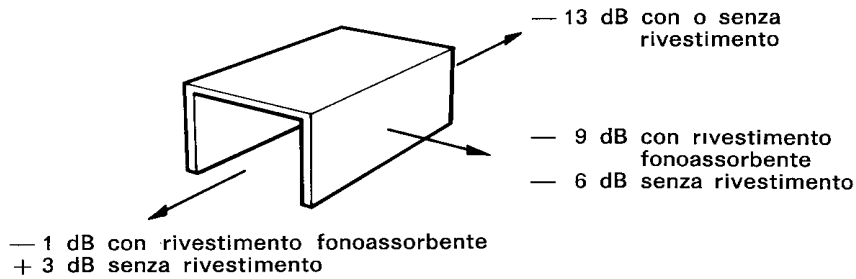
Queste vibrazioni vengono trasmesse elasticamente dalle strutture (di solito in cemento armato) che poi le reirradiano negli ambienti.

I suoni così generati sono detti *air born sound* e sono caratterizzati da una marcata indeterminazione nella provenienza.

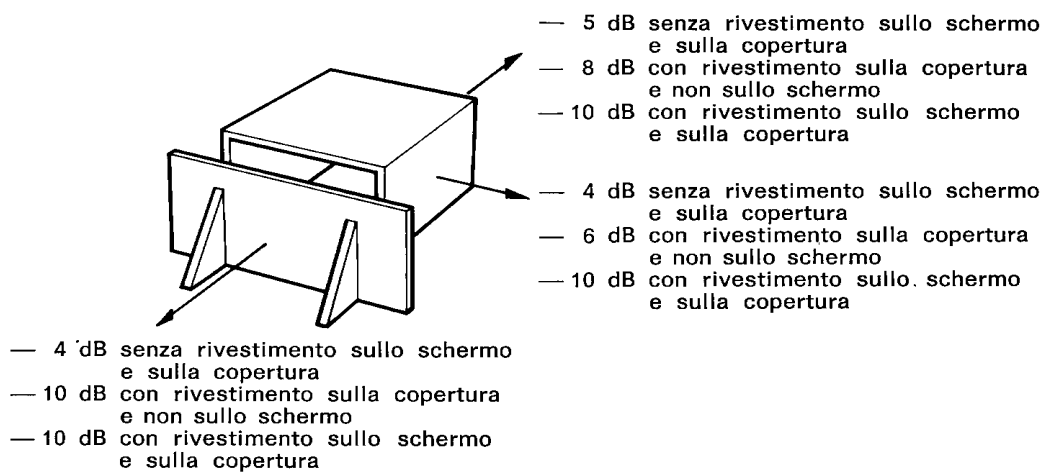
Nascono nell'aria, appunto, e quasi sempre sono di bassa frequenza.

Per ridurre le vibrazioni trasmesse si possono applicare agli appoggi opportuni isolatori elastici o a molla, come indicato in figura seguente.

COPERTURA APERTA DA UN LATO



COPERTURA APERTA DA UN LATO E CON SCHERMO MOBILE



TUNNEL

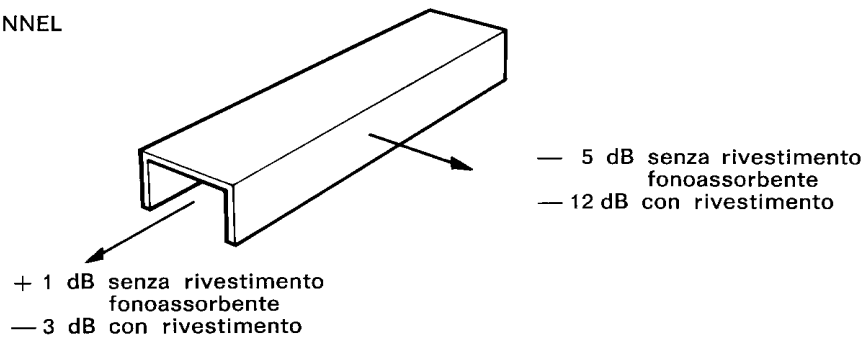


Figura 326: Cuffie afoniche per macchine con flussi di materiali entranti e/o uscenti

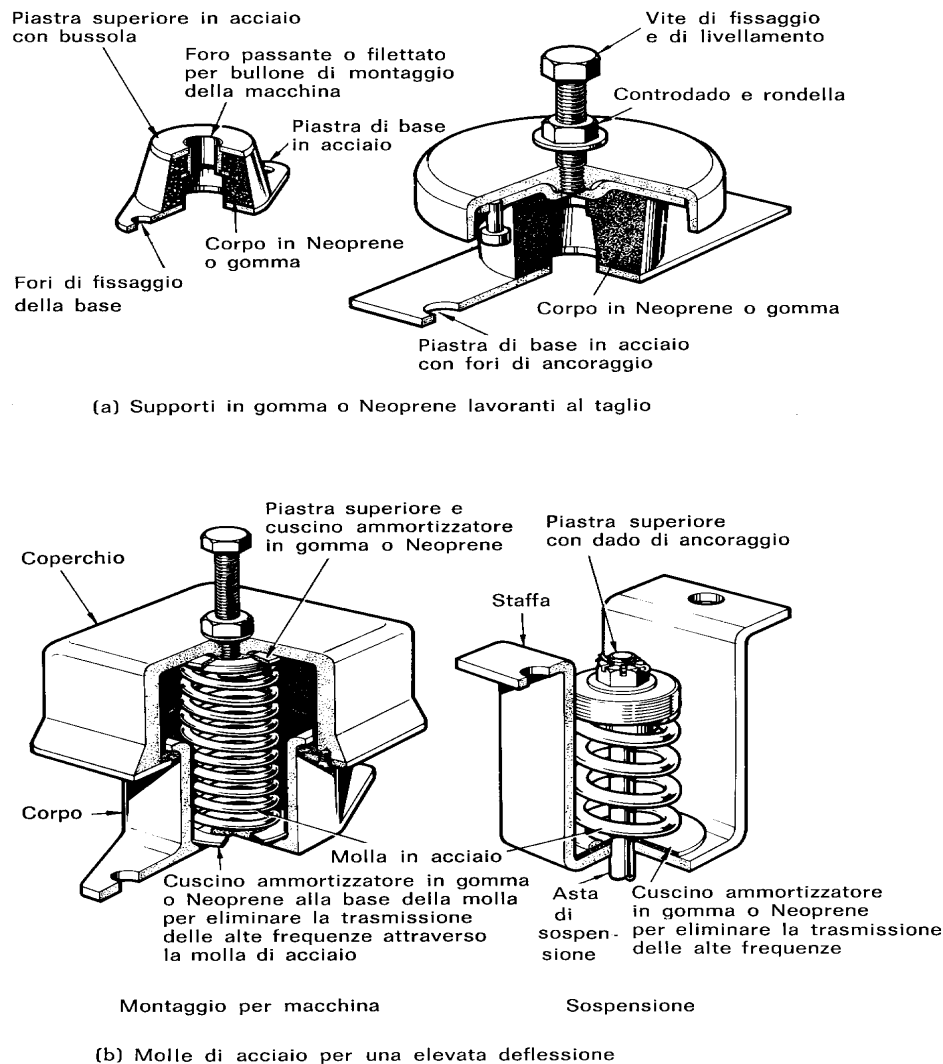


Figura 327: Esempi di isolatori per la riduzione delle vibrazioni

Per grossi e pesanti macchinari è sempre opportuno effettuare un progetto di basamento isolante in modo da evitare sia la trasmissione delle vibrazioni che l'insorgere di pericolosi danni alle strutture nel caso di vibrazioni di grande intensità. Una tecnica che può risultare utile nella pratica è quella del *pavimento galleggiante*. Si tratta di un'esecuzione della posa in opera del pavimento tramite una membrana isolante ed elastica che assorbe e attenua le vibrazioni indotte dal calpestio.

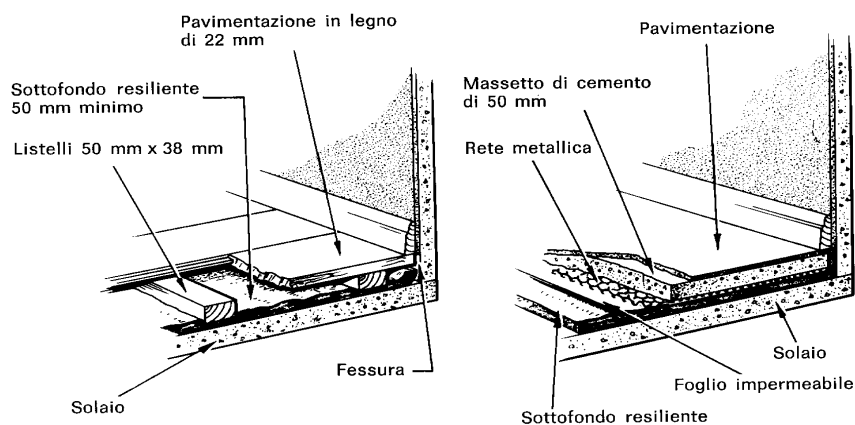


Figura 328: Esempio di pavimento galleggiante

13.4 METODOLOGIE DI CALCOLO DELLA RUMOROSITÀ DEGLI IMPIANTI

Già nei capitoli precedenti si sono indicate le relazioni necessarie per il calcolo dei livelli sonori prodotti dagli impianti. Seguono nel prosieguo alcune applicazioni tipiche.

13.4.1 RUMORE PRODOTTO IN AMBIENTE ESTERNO

All'esterno il livello nel punto P distante r dalla sorgente avente potenza W è data dalla relazione (che si ripete per comodità):

$$L_p = L_w + 10 \log \frac{Q}{4\pi r^2} = L_w - 20 \log Q - 20 \log r - 11 \quad [179]$$

ove Q è l'indice di direzionalità già descritto. La relazione si applica per ciascuna banda di ottava (o terzi di ottava) fornendo così lo spettro del rumore prodotto alla distanza r .

Il livello così determinato andrà confrontato con i livelli limite indicati dalle norme per gli ambienti esterni. Ad esempio, se un gruppo frigorifero ha il seguente spettro di potenza:

Frequenza	Livello Potenza
Hz	dB
63	74
125	80
250	86
500	92
1000	89
2000	85
4000	79

L'applicazione della [179] porta ai seguenti risultati, assumendo un fattore di direzionalità pari a 2 per effetto della parete posteriore al refrigeratore:

Banda di Ottava	L_w	$10 \log Q$	$10 \log(4\pi r^2)$	L_p
Hz	dB	dB	dB	dB
63	74	3	32.6	44.4
125	80	3	32.6	50.4
250	86	3	32.6	56.4
500	86	3	32.6	62.4
1000	89	3	32.6	59.4
2000	85	3	32.6	55.4
4000	79	3	32.6	49.4

Si osserva che l'applicazione della [179] richiede la conoscenza dello spettro di potenza sonora emessa dalla sorgente. Tuttavia proprio questo dato è spesso difficile da reperire perché i costruttori di apparecchi per impianti termotecnici sono poco propensi a fornirli.

I dati più frequentemente disponibili sono relativi ai livelli di pressione sonora ad 1 m di distanza dalla sorgente sonora, come esemplificato in Figura 329 e in Figura 330.

Mod. NRA - C (R407C)			275	300	325
Potenza frigorifera (C1+C2) <i>Cooling capacity (C1+C2)</i>	kW	C LC	- 56 (28+28)	- 66 (28+38)	- 75 (37,5+37,5)
Potenza assorbita totale <i>Total input power</i>	kW	C LC	- 18,80	- 22,00	- 24,90
E.E.R.	W/W	C LC	- 2,98	- 3	- 3,01
Potenza ventilatori <i>Fan motor power</i>	n°xW	C LC	- 4 x 145	- 6 x 145	- 6 x 145
Corrente assorbita ventilatori <i>Fan motor current absorption</i>	A	C LC	- 3,20	- 4,80	- 4,80
Portata aria <i>Air flow rate</i>	m³/h	C LC	- 13.720	- 20.450	- 20.450
Velocità motori ventilatori <i>Fan motor speed</i>	g/m r.p.m.	C LC	- 870	- 870	- 870
Pressione sonora <i>Sound pressure</i>	dB(A)	C LC	- 48	- 48	- 49
Corrente assorbita <i>Current absorption</i>	A	C LC	- 39	- 42,75	- 46,5
Corrente max. • <i>Max. current</i>	A		65	68	71
Corrente di spunto* • <i>Peak current*</i>	A		155	161	166
Carica gas refrigerante <i>Refrigerant gas charge</i>	kg	C - LC	2 x 8,50	2 x 8,75	2 x 8,75

Figura 329: Esempio di dati acustici disponibili per modelli di refrigeratori d'acqua

	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	dB(A)	NR
Min (1040 m³/h @ 10 Pa)	49,6	44,2	42,0	38,3	34,9	30,8	23,0	40,8	<<40
Max (1580 m³/h @ 10 Pa)	49,8	45,7	43,7	43,9	42,1	38,0	33,3	46,5	42,0
Min (1400 m³/h @ 10 Pa)	52,6	48,5	43,2	41,7	41,0	32,5	26,7	44,4	41,0
Max (1940 m³/h @ 10 Pa)	54,7	52,6	46,9	45,1	44,0	38,9	34,1	47,7	44,0
Min (1940 m³/h @ 10 Pa)	54,7	53,5	44,2	46,6	42,8	38,9	33,7	48,1	43,5
Max (3020 m³/h @ 10 Pa)	56,6	54,7	47,0	48,2	44,3	40,8	37,0	49,8	45,0
Min (3020 m³/h @ 10 Pa)	58,2	56,6	44,6	44,8	42,6	38,7	33,7	47,9	42,5
Max (4970 m³/h @ 10 Pa)	58,9	57,0	48,9	49,0	46,2	41,1	38,3	51,1	46,5
Min (1040 m³/h @ 10 Pa)	49,2	44,1	41,6	36,8	32,8	30,3	--	39,8	<<40
Max (1580 m³/h @ 10 Pa)	49,7	45,8	43,1	43,2	40,1	36,2	30,9	44,8	40,0
Min (1400 m³/h @ 10 Pa)	51,1	46,8	41,0	38,3	34,0	28,3	23,8	39,8	<<40
Max (1940 m³/h @ 10 Pa)	53,1	51,6	45,2	43,1	40,3	37,4	32,0	45,8	40,5
Min (1150 m³/h @ 10 Pa)	50,5	46,6	41,4	38,6	33,4	29,0	23,0	39,8	<<40
Max (2050 m³/h @ 10 Pa)	53,7	52,1	45,4	44,2	40,8	36,0	34,1	46,1	41,0
Min (1940 m³/h @ 10 Pa)	52,1	49,9	43,0	43,6	40,6	34,5	28,6	45,1	41,0
Max (3020 m³/h @ 10 Pa)	54,8	51,9	46,0	46,0	41,6	38,2	33,4	47,1	42,5
Min (3020 m³/h @ 10 Pa)	53,4	51,4	43,8	44,4	40,7	36,2	32,6	45,8	41,0
Max (4970 m³/h @ 10 Pa)	56,0	54,1	48,6	48,9	45,5	41,0	38,0	51,0	46,0

Figura 330: Esempio di dati di LPS per una CTA

In Figura 331 si ha la rappresentazione della mappa acustica di emissione relativa ad un refrigeratore d'acqua: dall'esame dei livelli di potenza (in questo caso dato anche dai colori dei livelli) è possibile subito individuare le parti che più emettono potenza (in questo caso i compressori frigoriferi).

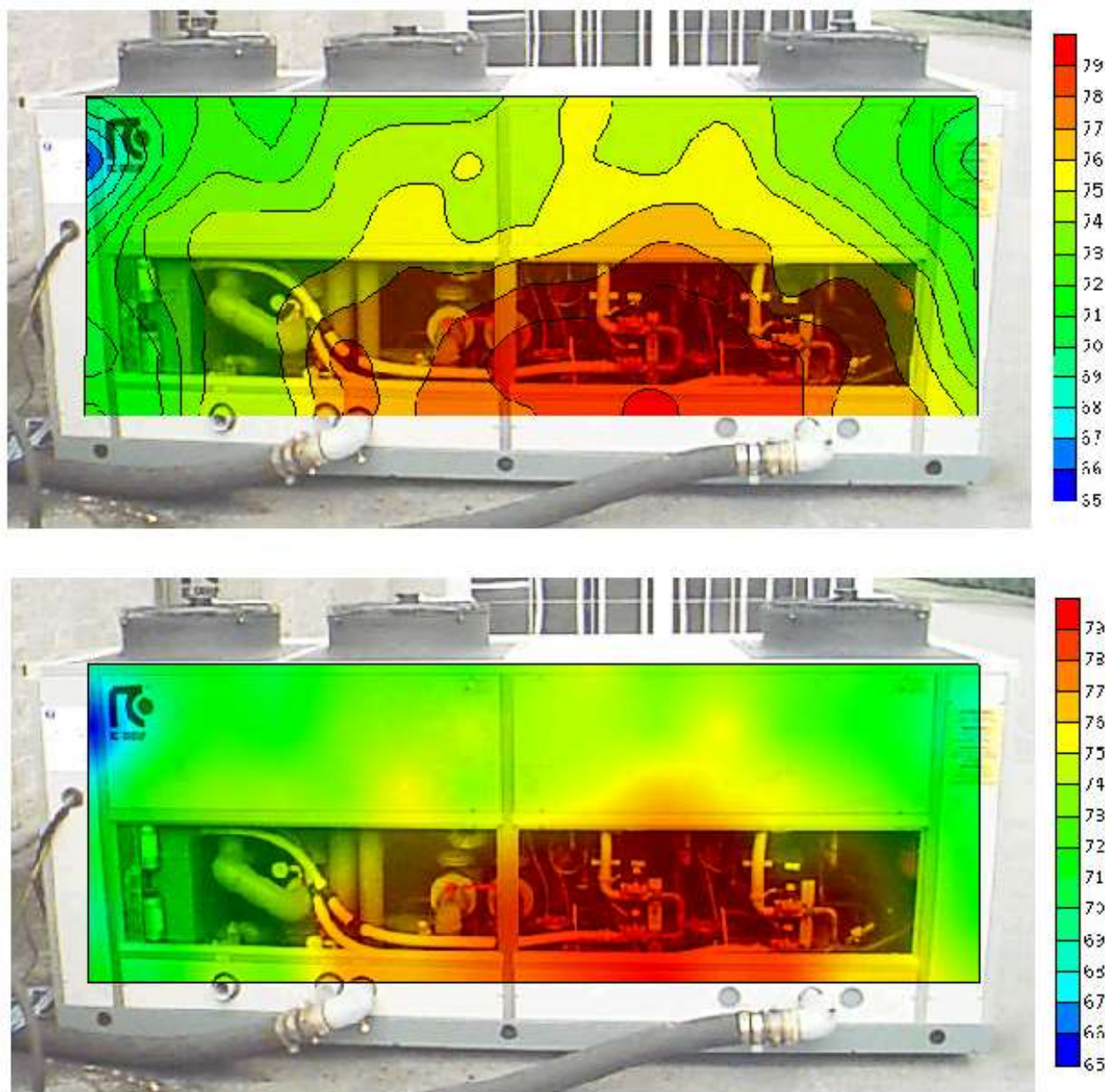


Figura 331: Mappa acustica per un refrigeratore d'acqua

Tuttavia questi dati non sono sufficienti per avere i livelli sonori reali in un punto P avente distanza r dalla sorgente. Infatti la [179] ci dice che, oltre allo spettro di potenza, occorre conoscere il fattore di razionalità Q . Ebbene la conoscenza del LPS a 1 m di distanza non consente di conoscere il LPS ad una distanza r dalla sorgente se non nel particolarissimo di $Q=1$ in campo aperto e sorgente puntiforme isotropa. Si ricordi, infatti, che la potenza sonora è indipendente dall'ambiente di trasmissione del suono ma essendo caratteristica solo della sorgente acustica.

Il LPS, per contro, tiene conto della trasmissione sonora e quindi di tutte le interazioni che le onde acustiche hanno con l'ambiente nel quale si trasmettono. Nel caso di trasmissione in ambiente chiuso, ad esempio, vale quanto detto nel prosieguo (vedi §13.4.3) e pertanto occorre conoscere, oltre Q e lo spettro di potenza, anche la risposta acustica della sala (parametro R). In definitiva non basta conoscere il LPS ad 1 m per avere il LPS in qualunque punto attorno alla sorgente. In Figura 332 si hanno le misure di LPS attorno ad un refrigeratore d'acqua ed è possibile osservare come i valori del livello di pressione vari fortemente a seconda del punto di misura (vedi anche Figura 331).

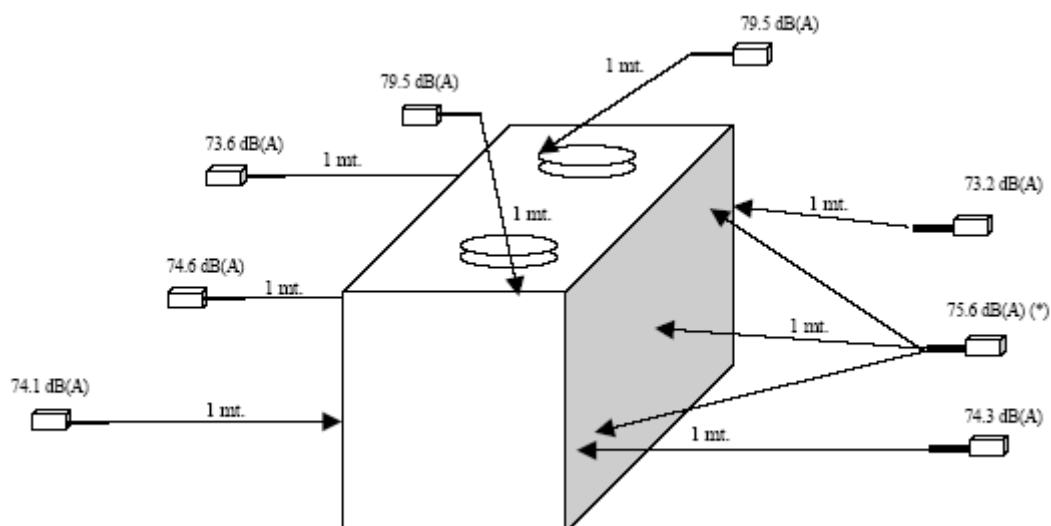


Figura 332: Distribuzione del LPS attorno ad un frigorifero d'acqua

Purtroppo la misura della potenza sonora e di L_w non è facile e richiede una procedura complessa e costosa. Si giustifica così la mancanza di dati acustici effettivamente utili come L_w .

Il calcolo della potenza acustica viene effettuato applicando la procedura di calcolo della **ISO 3744** che prevede la misura della pressione acustica nei punti intorno alla macchina e la misura del tempo di riverberazione dell'ambiente in cui essa si trova. Combinando opportunamente i dati (vedi nel prosieguo) si calcola la potenza sonora della macchina.

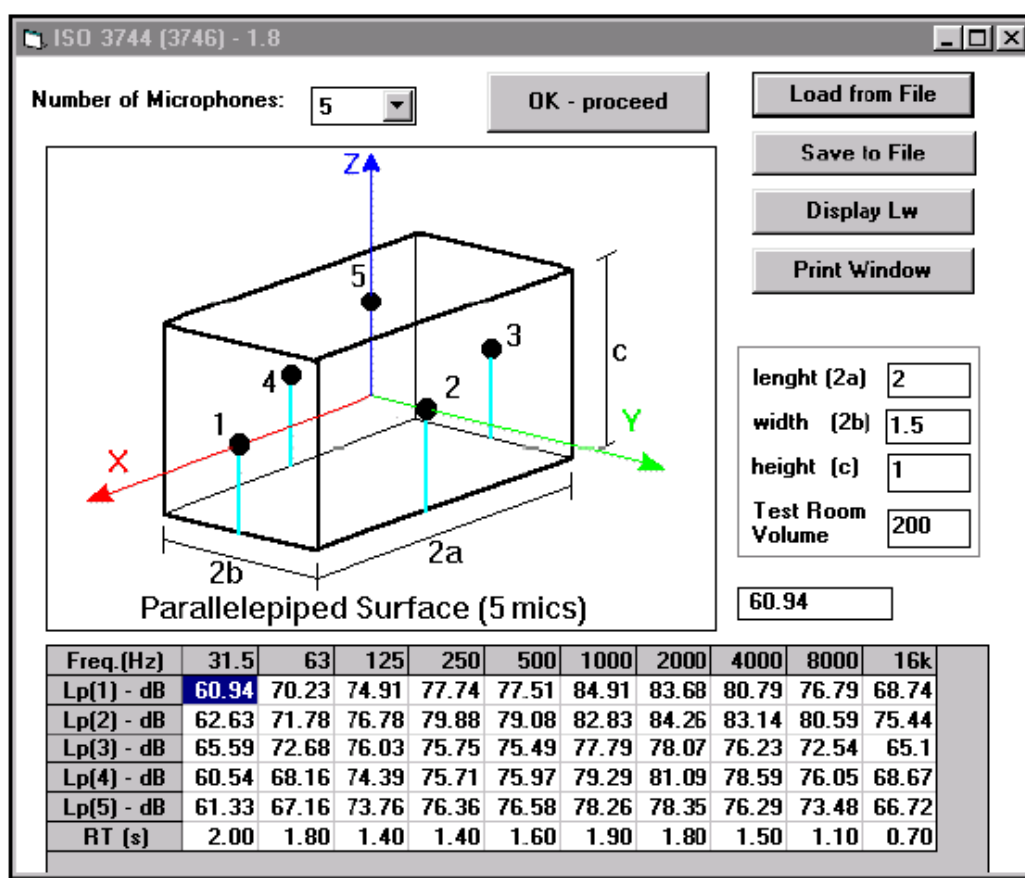


Figura 333: Schema dei punti di rilievo per il calcolo dei livelli di potenza sonora

E' anche possibile dare una rappresentazione spaziale della irradiazione di potenza acustica di una macchina. In figura si hanno alcune rappresentazioni per un caso concreto.

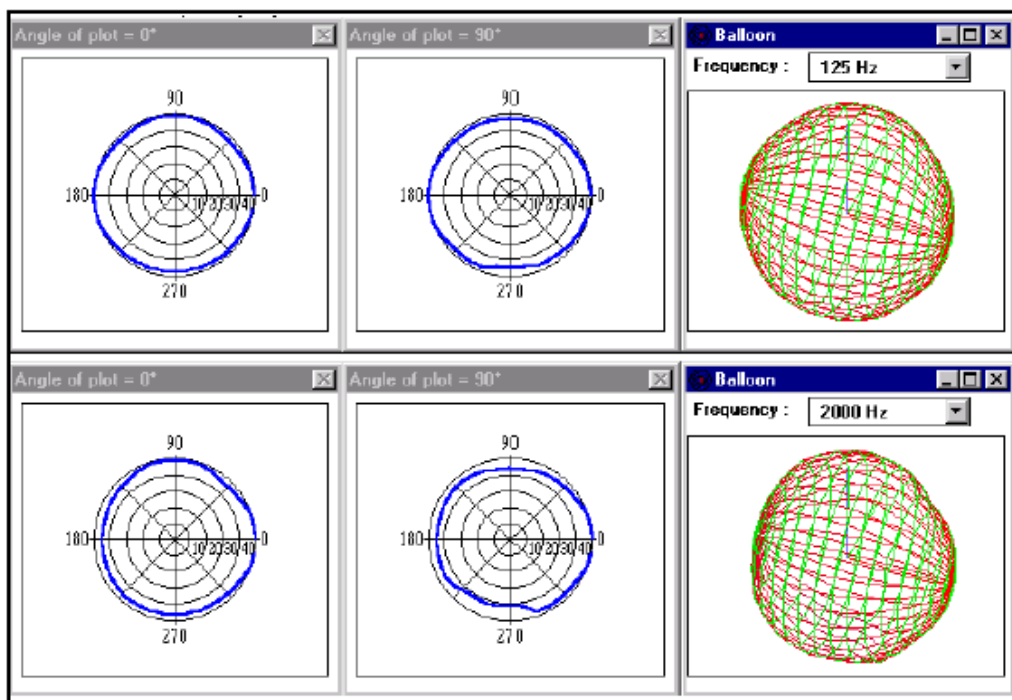


Figura 334: Rappresentazione spaziale della irradiazione di potenza acustica

13.4.2 VALUTAZIONE DEL RUMORE MEDIANTE LE CURVE NR E NC

Noto lo spettro di potenza è possibile calcolare anche l'indice di valutazione del rumore secondo le curve NR o le NC. In questo modo è possibile anche conoscere, fissata la curva NR o NC limite (ad esempio la NR=40 dB o NC=40 dB), la perdita di inserzione dinamica del dispositivo da installare sulla macchina (silenziatore, attenuatore, ...).

Per l'esempio del refrigeratore d'acqua visto poc'anzi si rileva, dalla curva NR=40 dB, assunta come curva limite, la seguente distribuzione massima per bande di ottava:

Banda di ottava	Livello sonoro
Hz	dB
63	67
125	57
250	49
500	49
1000	40
2000	37
4000	35

Pertanto l'attenuazione richiesta, facendo la differenza (se positiva) fra i valori generati dal refrigeratore e quelli della curva NR40 si ha l'attenuazione richiesta, assumendo un coefficiente di sicurezza di 3 dB:

Banda di ottava	$L_p - NR_{40+3}$
Hz	dB
63	-
125	-
250	10.4
500	21.4
1000	23.4

2000	21.4
4000	17.4

Oltre alle curve NR si possono utilizzare le NC i cui livelli sono riportati nella seguente tabella:

VALORI NC (NOISE CRITERIA)							
Hz	125	250	500	1.000	2.000	4.000	8.000
NC70	79	75	72	71	70	69	68
NC65	75	71	68	66	64	63	62
NC60	71	67	63	61	59	58	57
NC55	67	62	58	56	54	53	52
NC50	64	58	54	51	49	48	47
NC45	60	54	49	46	44	43	42
NC40	57	50	45	41	39	38	37
NC35	52	45	40	36	34	33	32
NC30	48	41	35	31	29	28	27
NC25	44	37	31	27	24	22	21
NC20	40	33	26	22	19	17	16
NC15	36	29	22	17	14	12	11

Tabella 58: Valori dei livelli NC

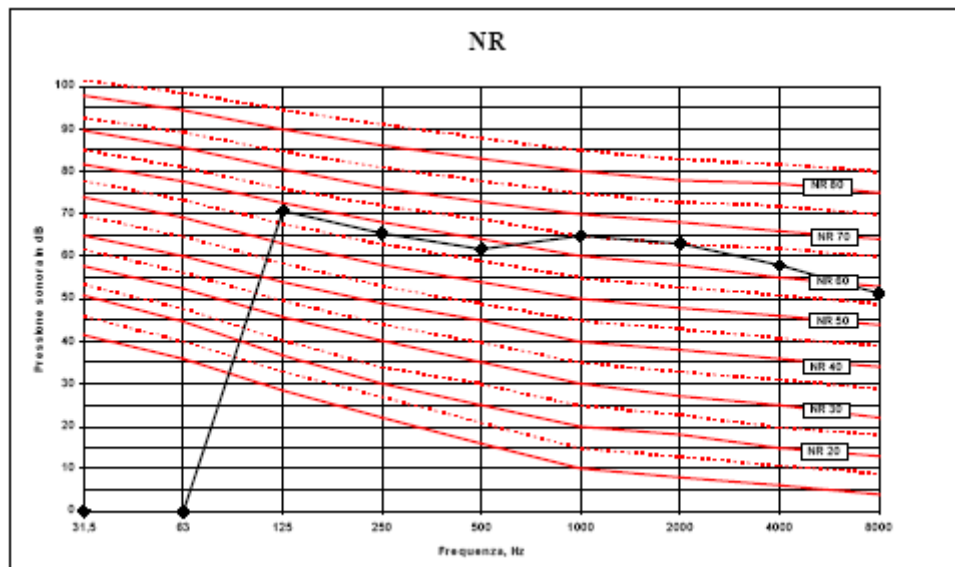


Figura 335: Esempio di tracciamento dello spettro di un rumore sulle curve NR

13.4.3 VALUTAZIONE DEL RUMORE ALL'INTERNO DI AMBIENTI CHIUSI

All'interno di ambienti chiusi, come già detto nel paragrafo precedente, oltre all'onda diretta si aggiunge anche l'effetto del riverbero della sala e pertanto la relazione diviene:

$$L_{p,d} = L_w + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi d^2} \right) + 10 \log \left(\frac{4}{R} \right) \quad [180]$$

con R attenuazione acustica della sala:

$$R = \frac{\sum S_i a_i}{1 - a_m} \quad e \quad a_m = \frac{\sum a_i S_i}{\sum S_i} \quad [181]$$

Spesso la [180] è diagrammata come indicato in Figura 336. Come si può osservare dalla [180] per conoscere il livello di pressione sonora in un punto P in ambiente chiuso occorre conoscere il tempo di riverberazione dell'ambiente ed il fattore R , oltre al solito fattore di direzionalità Q .

Le precedenti relazioni possono essere semplificate per ambienti regolari, arredati normalmente (abitazioni civili) e con una sola sorgente attiva, nella relazione:

$$L_p = L_w - 5 \log V - 3 \log f - 10 \log d + 12 \quad [182]$$

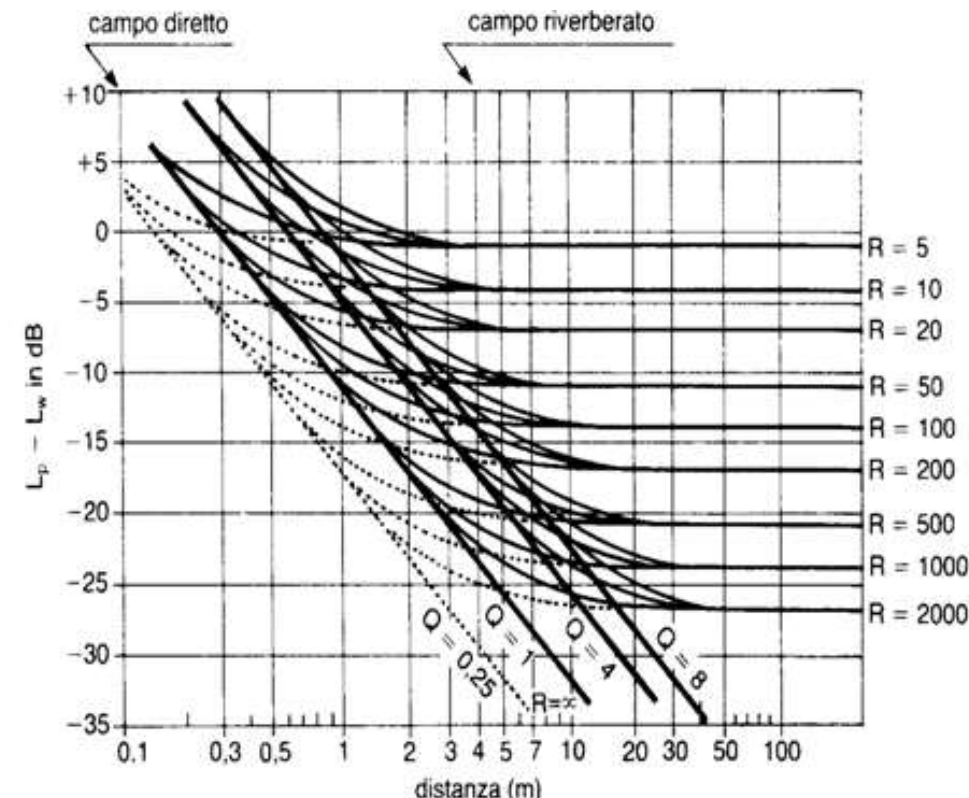


Figura 336: LPS in un punto P interno ad un ambiente chiuso

Applichiamo la precedente relazione al caso di una bocchetta di immissione dell'aria che abbia uno spettro di emissione dato dalla tabella seguente:

Banda di ottava	Livello sonoro
Hz	dB
63	74.1
125	66
250	56.9
500	57.4
1000	41.1
2000	45.7
4000	45.2

Effettuando i calcoli si ottiene il seguente spettro ad una distanza di 3 m:

Banda di ottava	L_p (a 3 m)
Hz	dB
63	65
125	56
250	46
500	45.6
1000	28.4
2000	32.1
4000	30.7

Nel caso siano presenti più sorgenti sonore occorre sommare i contributi energetici delle singole sorgenti e poi applicare la [182].

13.4.4 CALCOLO DEL LIVELLO SONORO EMESSO DA UN VENTILATORE

I livelli di potenza sonora, L_W , sono di solito forniti dal costruttore per bande di ottava per le frequenze comprese fra 64 e 4000 Hz. In mancanza di dati si può utilizzare, in modo approssimato seppure utile, la relazione:

$$L_W = k_W + 10 \log \frac{m}{m_0} + 20 \log \frac{\Delta p}{\Delta p_0} + k_\eta + k_p \quad [183]$$

ove:

- L_W è il livello sonoro del ventilatore, dB;
- k_W è il livello specifico di potenza (espresso in dB) valutato per una portata m_0 di riferimento pari ad $1 \text{ m}^3/\text{s}$ ed una pressione statica di riferimento Δp_0 di 1 kPa ;
- m portata d'aria effettiva, m^3/s ;
- Δp pressione statica del ventilatore, kPa;
- k_η coefficiente di correzione funzione dell'efficienza del ventilatore, dB;
- k_p coefficiente di correzione per la sola banda di passaggio della pala, dB.

I valori dei coefficienti k_η , k_p , k_W sono dati nelle seguenti tabelle.

Ventilatore	Diametro girante	Bande di ottava (Hz), k_W							k_p
		63	125	250	500	1000	2000	4000	dB
Centrifugo pale in avanti	Tutti	95	91	87	84	82	80	76	2
Centrifugo pale indietro o profilo alare	>0.9 m	80	80	79	77	76	71	63	3
	<0.9 m	84	86	84	82	81	76	68	3
Assiale con alette raddrizzatrici	>1 m	87	84	86	87	85	82	80	6
	< 1 m	85	87	91	91	91	89	76	6
Radiale incubato senza alette	> 1 m	89	87	91	89	87	85	82	7
	< 1 m	88	89	95	94	92	91	85	7
Elicoidale	Tutti	96	99	106	104	103	100	94	5

Tabella 59: Livelli di sonora specifici per vari tipi di ventilatori

Rendimento	k_η
50÷55	15
55÷65	12
65÷75	9
75÷85	6
85÷95	3
95÷100	0

Tabella 60: Coefficienti di correzione per il rendimento dei ventilatori

Applichiamo il metodo ad un ventilatore centrifugo con pale in avanti funzionante, nel suo punto di lavoro, con rendimento $\eta=0.80$, portata $m = 24 \text{ m}^3/\text{s}$ e con una prevalenza $\Delta p = 0.25 \text{ kPa}$. Applicando la [183] si ottengono i seguenti livelli:

Bande di ottava (Hz)	L_W (dB)
63	93
125	89
250	85
500	87

1000	80
2000	78
4000	74

Tabella 61: Livelli di rumorosità del ventilatore

Per il rumore prodotto dal ventilatore dal lato premente (così come per il lato aspirante) una correzione di 3 dB:

$$L'_w = L_w - 3 \text{ dB}$$

13.4.5 ATTENUAZIONE SONORA IN CANALI METALLICI COIBENTATI

Per il calcolo dell'attenuazione sonora in canali metallici coibentati si utilizza l'abaco di Figura 337. Il parametro Y è la lunghezza del canale, in metri, P/S , ($1/m$), è il rapporto fra il perimetro del canale e l'area della sezione. L'attenuazione sonora per canali non coibentati o nei pezzi speciali (curve, gomiti, raccordi, ...) sono riportati nei manuali specializzati.

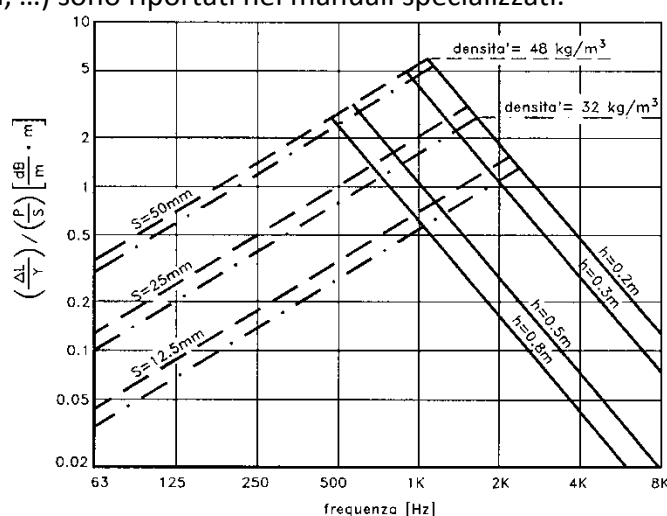


Figura 337: Attenuazione acustica in canali rettangolari coibentati

Canali diritti

Nella propagazione attraverso la rete di distribuzione dell'aria il rumore si attenua in modo naturale per effetto della dissipazione energetica dovuta alla vibrazione delle pareti dei condotti non perfettamente rigide. L'azione della pressione sonora fluttuante nei canali mette in vibrazione le pareti trasformando l'energia acustica in energia meccanica che viene in parte irradiata all'esterno del condotto come rumore ed in parte assorbita dallo smorzamento interno. In Figura 337 è possibile osservare il bilancio energetico di una parete di condotto con riferimento all'energia sonora immessa nel canale dal ventilatore. Un'analisi accurata del problema richiede la suddivisione dello stesso in tre fasi:

- stima della potenza sonora totale immessa dal ventilatore nel sistema (dato in genere reperibile dal costruttore);
- calcolo dell'attenuazione totale dell'energia immessa per effetto delle varie parti che compongono l'impianto aeraulico (tratti rettilinei, curve, derivazioni ecc.);
- stima della quantità di energia irradiata dal terminale nell'ambiente ventilato (con riferimento alla bocchetta più prossima al ventilatore a fini cautelativi).

E' comunque chiaro che dovunque vada l'energia assistiamo ad una riduzione del livello di potenza sonora originario lungo il condotto di distribuzione dell'aria. Essendo, inoltre, il processo dissipativo continuo è preferibile esprimere l'entità della perdita energetica per metro di condotto attraversato pervenendo così alle tabelle di seguito riportate dove in relazione alla forma del

condotto, alla presenza di tratti curvi, derivazioni e terminali sono illustrati i valori di attenuazione dell'energia sonora alle differenti frequenze. E' importante sottolineare che alle basse frequenze i condotti a sezione rettangolare attenuano maggiormente di quelli a sezione circolare; ciò è legato al fatto che a tali frequenze l'attenuazione è inversamente proporzionale alla rigidità che è relativamente maggiore nel caso di condotti a sezione circolare.

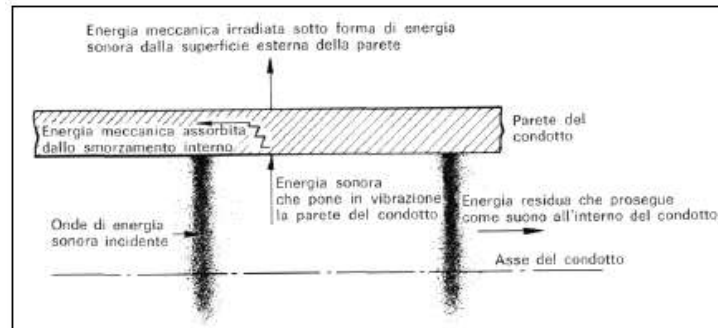


Figura 338: Schema di trasmissione del rumore in un canale

Attenuazione (in dB/m) dei condotti rettilinei rigidi

Sezione	Lato minore o diametro (mm)	Attenuazione (dB/m) secondo la banda d'ottava (Hz)							
		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Circolare (senza rivestimento)	75 - 199	0.07	0.10	0.16	0.16	0.33	0.33	0.33	0.33
	200 - 399	0.07	0.10	0.10	0.16	0.23	0.23	0.23	0.23
	400 - 799	0.07	0.07	0.07	0.10	0.16	0.16	0.16	0.16
	800 - 1500	0.03	0.03	0.03	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
Rettangolare (senza rivestimento)	75 - 199	0.16	0.66	0.49	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
	200 - 399	0.48	0.66	0.49	0.33	0.23	0.23	0.23	0.23
	400 - 799	0.50	0.66	0.33	0.23	0.16	0.16	0.16	0.16
	800 - 1500	0.60	0.33	0.16	0.10	0.07	0.07	0.07	0.07
Circolare (con rivest. esterno)	75 - 199	0.14	0.20	0.35	0.16	0.33	0.33	0.33	0.33
	200 - 399	0.14	0.20	0.20	0.16	0.23	0.23	0.23	0.23
	400 - 799	0.14	0.14	0.14	0.10	0.16	0.16	0.16	0.16
	800 - 1500	0.06	0.06	0.06	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
Rettangolare (con rivest. esterno)	75 - 199	0.35	1.30	1.00	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
	200 - 399	1.00	1.30	1.00	0.33	0.23	0.23	0.23	0.23
	400 - 799	1.00	1.30	0.70	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
	800 - 1500	1.00	0.70	0.35	0.10	0.07	0.07	0.07	0.07
Circolare (con rivest. interno)	75	0.60	0.70	3.50	12.0	30.0	35.0	30.0	25.0
	125	0.60	0.70	2.50	7.00	18.0	24.0	18.0	12.0
	200	0.60	0.70	2.00	3.00	10.0	15.0	10.0	8.00
	400	0.60	0.40	0.40	2.50	6.00	10.0	6.00	5.00
Rettangolare (con rivest. interno)	75	0.60	0.70	3.50	12.0	30.0	35.0	30.0	25.0
	125	0.60	0.70	2.50	7.00	18.0	24.0	18.0	12.0
	200	0.60	0.70	2.00	3.00	10.0	15.0	10.0	8.00
	400	0.60	0.40	0.40	2.50	6.00	10.0	6.00	5.00
Circolare (con rivest. int. ed est.)	75	1.20	1.40	7.00	12.0	30.0	35.0	30.0	25.0
	125	1.20	1.40	5.00	7.00	18.0	24.0	18.0	12.0
	200	1.20	1.40	4.00	3.00	10.0	15.0	10.0	8.00
	400	1.20	0.80	0.80	2.50	6.00	10.0	6.00	5.00
Rettangolare (con rivest. int. ed est.)	75	1.20	1.40	7.00	12.0	30.0	35.0	30.0	25.0
	125	1.20	1.40	5.00	7.00	18.0	24.0	18.0	12.0
	200	1.20	1.40	4.00	3.00	10.0	15.0	10.0	8.00
	400	1.20	0.80	0.80	2.50	6.00	10.0	6.00	5.00

Nota - Il rivestimento s'intende di materiale fonoassorbente con massa specifica di 35 - 40 kg/m³ e spessore di 50 mm.

Tabella 62: Attenuazione acustica in canali rettilinei rigidi

Alle alte frequenze i valori di attenuazione sono comparabili in quanto la trasmissione del rumore attraverso i divisori dipende invece dalla massa per unità di superficie del divisorio: a parità di materiale, la dispersione del rumore è la stessa. Per canali rigidi rettilinei si può utilizzare la Tabella 62 per calcolare l'attenuazione acustica.

Gomiti

Nei gomiti, più che dallo smorzamento o assorbimento interno, l'attenuazione del rumore è prevalentemente legata alla riflessione in direzione della sorgente. In funzione di ciò è logico pensare che l'attenuazione maggiore la si ha con una curva a 90°. Vi sono poi dei picchi di attenuazione alle frequenze cui la lunghezza d'onda è il doppio della larghezza del condotto.

In generale è possibile affermare che l'attenuazione prodotta da una curva è direttamente proporzionale alla resistenza aerodinamica offerta. Per i gomiti si può utilizzare la Tabella 63 per calcolare l'attenuazione acustica.

Attenuazione (dB) dei raccordi a gomito rigidi

Gomiti a sezione rettangolare	Lato minore della sezione (mm)	Attenuazione (dB) secondo la banda d'ottava (Hz)							
		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Con alette deflettrici (senza rivestimento)	75 - 140	0	0	0	0	0	1	2	3
	150 - 275	0	0	0	0	1	2	3	3
	300 - 575	0	0	0	1	2	3	3	3
	600 - 950	0	0	1	2	3	3	3	3
	975 - 1100	0	1	2	3	3	3	3	3
	1105 - 1350	1	2	3	3	3	3	3	3
	1375 - 1500	1	2	3	3	3	3	3	3
Senza alette deflettrici (senza rivestimento)	75 - 100	0	0	0	0	1	7	7	3
	115 - 140	0	0	0	0	5	8	4	3
	150 - 200	0	0	0	1	7	7	4	3
	225 - 275	0	0	0	5	8	4	3	3
	300 - 400	0	0	1	8	6	3	3	3
	425 - 575	0	0	6	8	4	3	3	3
	600 - 825	0	3	8	5	3	3	3	3
	850 - 950	0	5	8	4	3	3	3	3
	975 - 1100	0	6	8	4	3	3	3	3
	1125 - 1350	0	8	6	3	3	3	3	3
	1375 - 1500	0	8	5	3	3	3	3	3
Senza alette deflettrici (con rivest. interno)	75 - 100	0	0	0	0	2	13	18	18
	115 - 140	0	0	0	1	7	16	18	16
	150 - 200	0	0	0	2	13	18	18	16
	225 - 275	0	0	1	7	16	18	16	17
	300 - 400	0	0	4	14	18	18	16	18
	425 - 575	0	1	8	17	18	16	17	18
	600 - 825	0	4	15	18	17	17	18	18
	850 - 950	0	5	16	18	17	17	18	18
	975 - 1100	1	8	17	18	16	17	18	18
	1125 - 1350	2	12	18	18	16	18	18	18
	1375 - 1500	3	14	18	18	17	18	18	18
Derivazione a T (rivestimento solo nella derivazione)	75 - 100	0	0	0	0	2	11	14	13
	115 - 140	0	0	0	1	8	14	14	13
	150 - 200	0	0	0	2	11	13	13	12
	225 - 275	0	0	1	6	14	13	13	11
	300 - 400	0	0	3	12	13	12	12	10
	425 - 575	0	2	9	14	12	10	11	10
	600 - 825	0	4	13	13	11	10	10	10
	850 - 950	0	5	14	13	11	10	10	10
	975 - 1100	0	7	14	13	11	10	10	10
	1125 - 1350	0	11	14	12	10	10	10	10
	1375 - 1500	0	12	14	11	10	10	10	10

Nota - Il rivestimento s'intende di materiale fonoassorbente con massa specifica di 35-40 kg/m³ e spessore di 50 mm.

Tabella 63: Attenuazione acustica dei raccordi a gomito

Diramazioni

In corrispondenza delle derivazioni l'attenuazione acustica è legata essenzialmente alla ripartizione della potenza sonora complessiva nei condotti secondari.

A tale proposito è possibile, senza commettere grossi errori, assumere che l'energia proveniente dal condotto principale si distribuisca nei condotti secondari nella stessa misura in cui lo fa la portata. Per il calcolo dell'attenuazione si può utilizzare il diagramma di Figura 339.

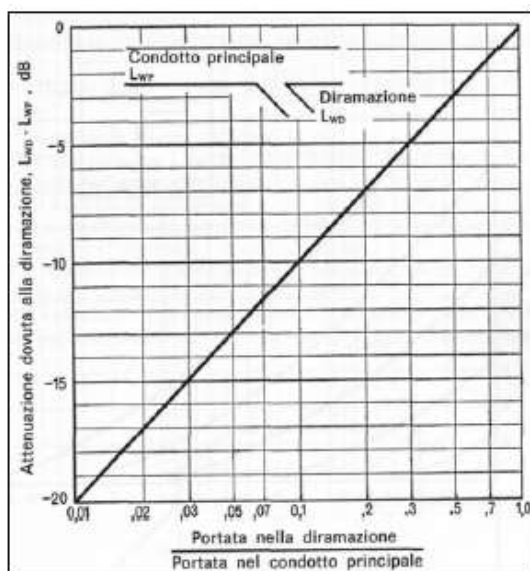


Figura 339; Attenuazione acustica nelle diramazioni

Terminali di condotto

In Figura 340 sono riportati i valori di attenuazione dell'energia, per riflessione, alla bocca terminale di un condotto, con riferimento alla superficie "lorda" delle bocchette o dei diffusori trascurando feritoie e deflettori che in genere non danno un contributo sensibile in termini di riflessioni (salvo a frequenze molto elevate con lunghezze paragonabili alle loro dimensioni).

Per terminali differenti da quelli convenzionali (bocchette e diffusori) occorre richiedere ai costruttori i valori di perdita per inserzione in sostituzione di quelli riportati nel grafico di Figura 340.

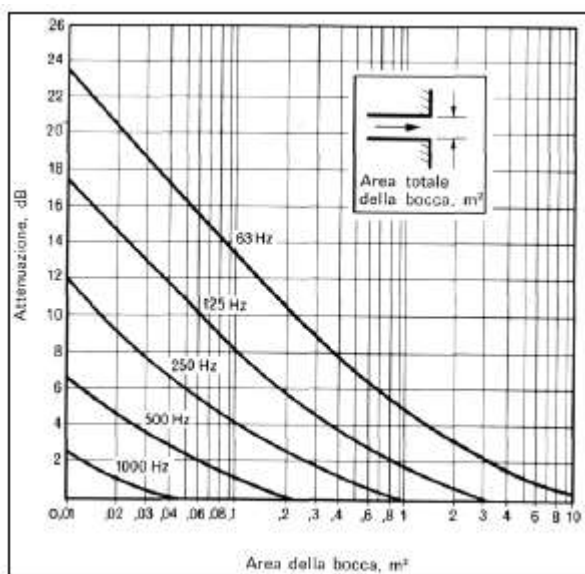


Figura 340: Attenuazione acustica nei terminali di condotto

Plenum

Come è possibile osservare dalla figura 11, un plenum consiste in una grande cavità rivestita di materiali fonoassorbenti dotata almeno di un ingresso ed una uscita.

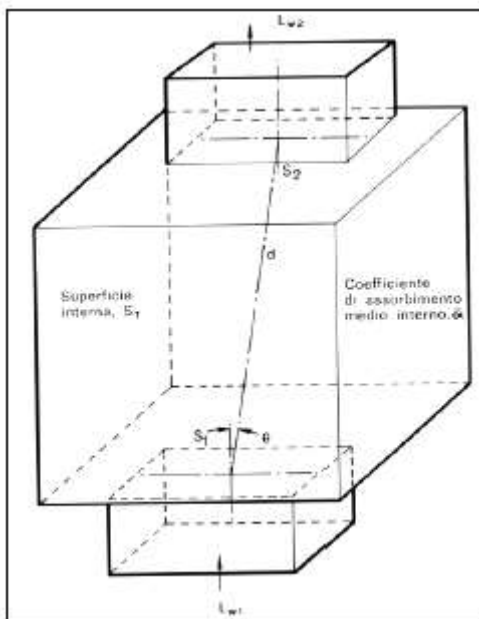


Figura 341: Geometria di un plenum

L'energia acustica che entra in tale cavità viene in parte assorbita dalle pareti, in parte riflessa ed in parte inviata verso l'uscita in misura proporzionale all'area della sezione di scarico ed inversamente proporzionale alla distanza fra i centri delle due bocche.

L'attenuazione prodotta dal plenum, posto in genere all'uscita del ventilatore, è valutabile attraverso la relazione:

$$\Delta L_w - 10 \log_{10} \left[S_2 \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{(1 - \bar{\alpha})}{\bar{\alpha} S_T} \right) \right]$$

dove:

- S_2 è l'area della sezione di uscita del plenum;
- S_T è l'area della sezione totale interna del plenum, comprese le sezioni di ingresso e di uscita);
- $\bar{\alpha}$ è il coefficiente medio di assorbimento all'interno del plenum.

Si tratta ovviamente di relazioni teoriche che hanno i loro limiti visto che a rigore occorrerebbe computare l'ulteriore riduzione dovuta alle riflessioni alla sezione d'ingresso al plenum.

L'approssimazione introdotta dalla relazione è buona alle alte frequenze mentre alle basse frequenze, quando la lunghezza d'onda è più vicina o supera le dimensioni della camera, l'attenuazione calcolata sottostima di 5 - 10 dB il valore reale ottenibile.

E' ovvio che potendo esserci nell'impianto altri elementi (filtri, cassette di miscelazione, ecc..) in grado di attenuare ulteriormente il livello di rumore trasmesso attraverso le condotte occorrerà rivolgersi ai vari costruttori per stimare i valori di attenuazione previsti alle specifiche condizioni operative.

Corretta esecuzione della posa in opera dei canali

Per ridurre in modo significativo la rumorosità del flusso dell'aria nei canali è opportuno prevedere alcuni accorgimenti costruttivi tendenti ad eliminare, o quanto meno attenuare, i moti turbolenti dell'aria in occasione di attraversamenti di restringimenti, congiunzioni e/o derivazioni.

In genere è opportuno evitare cambiamenti bruschi di direzione a favore di raccordi a grande raggio di curvatura. Inoltre, là dove necessario (vedi Figura 342), è consigliabile inserire alette guida nei gomiti e/o nelle derivazioni in modo da far mantenere paralleli i filetti fluidi ed evitare la turbolenza.

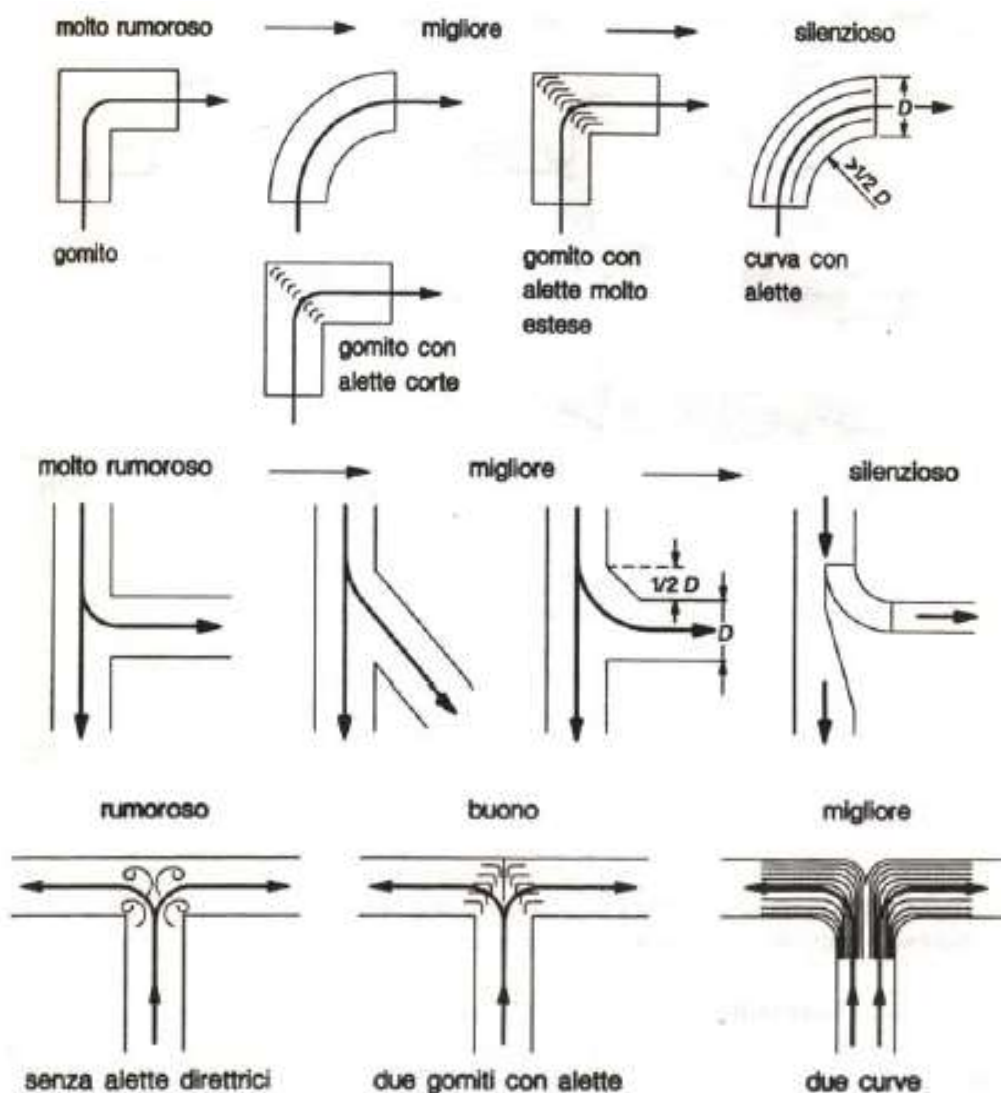


Figura 342: Riduzione della rumorosità nelle T e diramazioni

13.5 ATTENUAZIONE DEL RUMORE NEI CONDOTTI

Quando un fluido si sposta all'interno di condotti il rumore generato si trasmette sia attraverso le pareti di questo che attraverso lo stesso fluido. Pertanto per attenuare il rumore occorre utilizzare materiali assorbenti posti all'interno degli stessi condotti che possono avere comportamento:

- *Attivo: nel senso che riflettono parzialmente verso le pareti dello stesso condotto l'energia sonora su di essi incidente;*
- *Dissipativo: trasformano in calore (dissipano) l'energia sonora incidente.*

Con riferimento alla Figura 343 si può dire che l'energia entrante nella sezione AB è somma di quella assorbita nel tratto dx e di quella uscente dalla sezione CD e pertanto deve valere la relazione:

$$IA - I_{Padx} = (I - dI) A \quad [184]$$

ove I è l'intensità acustica incidente, W/m^2 , e dI è la perdita di intensità nel tratto dx , P il perimetro, A l'area della sezione ed a il fattore di assorbimento del materiale di rivestimento del condotto. Dopo le opportune semplificazioni si ha:

$$AdI = -PdxIa$$

da cui si ricava:

$$\frac{dI}{I} = -\frac{Pdx a}{A}$$

che integrata per la lunghezza l del condotto fornisce:

$$\ln\left(\frac{I_2}{I_1}\right) = -\frac{Pl a}{A}$$

Passando dai logaritmi naturali a quelli decimali la precedente relazione diviene:

$$\ln 10 \operatorname{Log} \frac{I_1}{I_2} = \ln \frac{I_1}{I_2} = \frac{Pl a}{A}$$

e per la definizione di potere fonoisolante si ha:

$$R = 10 \operatorname{Log} \frac{1}{t} = 10 \operatorname{Log} \frac{I_1}{I_2} = \frac{10}{2.3} \frac{Pl a}{A} = \frac{a}{0.23} \frac{Pl}{A}$$

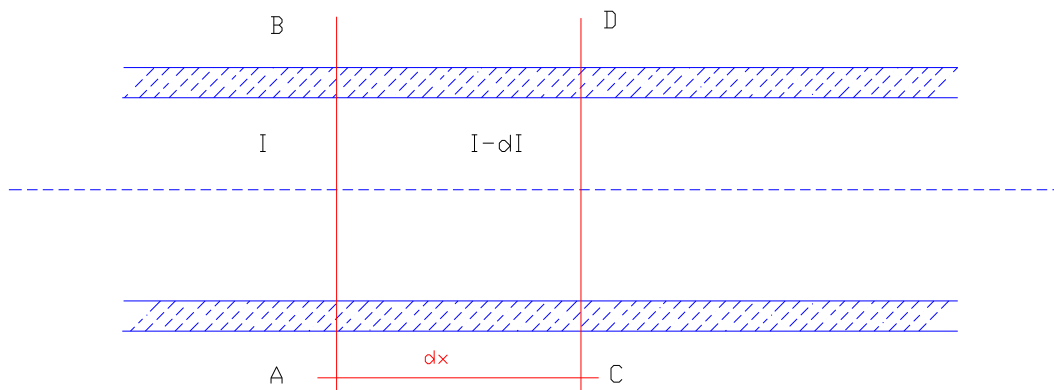


Figura 343: Attenuazione del suono nei condotti

Ponendo $k = a/0.23$ si può scrivere la legge generale dell'attenuazione sonora:

$$R = k \frac{Pl}{A} \quad [185]$$

Se il fattore di assorbimento è misurato in camera riverberante (onde casuali) allora Knudsen suggerisce di porre:

$$k = \frac{a^{1.4}}{0.08} \quad [186]$$

che risulta leggermente maggiore di quello teorico $a/0.23$ ma cresce più lentamente con a , come confermato sperimentalmente.

Posizionamento dei silenziatori

I silenziatori debbono essere correttamente posizionati per evitare che il rumore si trasmetta nei locali attraversati dai canali, come illustrato in Figura 344, e cioè all'interno della centrale termica. Inoltre il silenziatore deve essere posto il più vicino possibile alla sorgente di rumore, cioè al ventilatore, per intercettare subito le onde acustiche che da questa si originano.

Inoltre è opportuno inserire un giunto antivibrante (un soffietto in tela) in modo da interrompere la trasmissione delle vibrazioni lungo i canali di mandata. Il corretto inserimento di un silenziatore è illustrato nella seguente Figura 345.

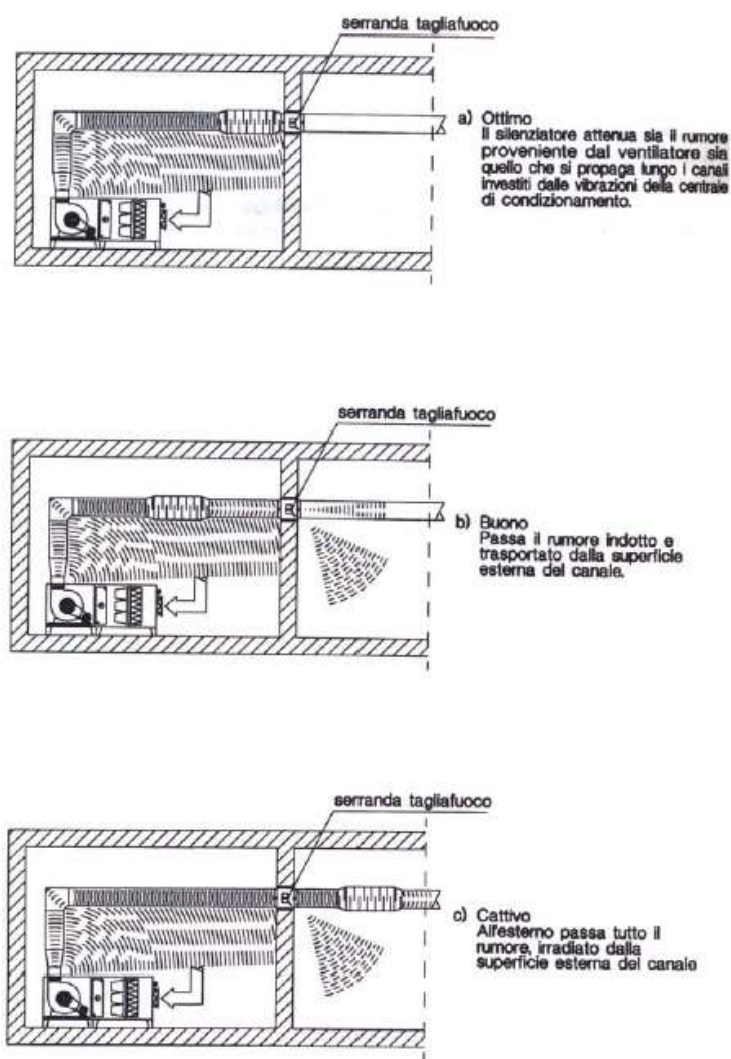
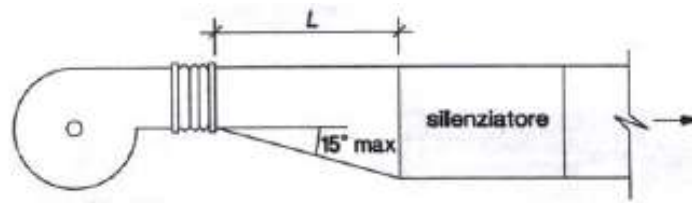
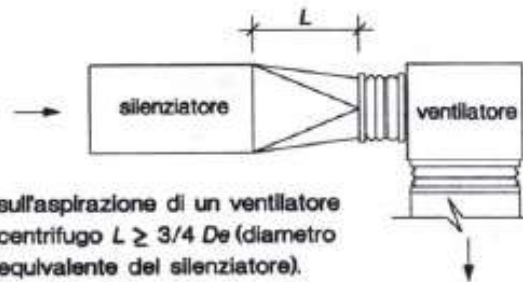


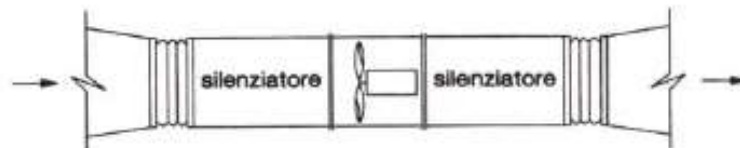
Figura 344: Corretto posizionamento dei silenziatori



sul premente del ventilatore centrifugo
 $L = w/5$ volte il diametro della girante,
 dove w è la velocità di uscita in m/s.



sull'aspirazione di un ventilatore
 centrifugo $L \geq 3/4 D_e$ (diametro
 equivalente del silenziatore).



silenziatori circolari direttamente accoppiati
 a ventilatore assiale

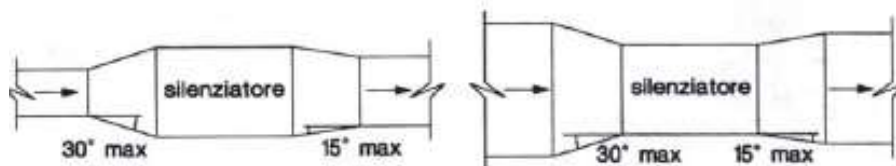


Figura 345: Punto di inserimento del silenziatore

INDICE GENERALE

1. CENNI DI FLUIDODINAMICA	4
1.1 PREMESSE	4
1.2 CARATTERISTICHE TERMOFLUIDODINAMICHE	4
1.2.1 CARATTERISTICHE ELASTO -TERMOMETRICHE	4
1.2.2 CARATTERISTICHE FLUIDODINAMICHE	5
1.3 REGIMI DI MOTO	7
1.3.1 STRATI LIMITI DINAMICI	7
1.4 LEGGI FONDAMENTALI DELLA FLUIDODINAMICA	9
1.4.1 EQUAZIONE DELL'ENERGIA PER I SISTEMI APERTI STAZIONARI	9
1.4.2 EQUAZIONE DI BERNOULLI PER I SISTEMI APERTI STAZIONARI	9
1.5 LE PERDITE DI PRESSIONE PER ATTRITO	11
1.5.1 PERDITE PER ATTRITO DISTRIBUITO	11
1.5.2 PERDITE PER ATTRITO CONCENTRATO	15
Perdite localizzate per i canali dell'aria	17
1.5.3 TEOREMA DI BORDA – CARNOT	23
1.5.4 DIAMETRO EQUIVALENTE AI FINI DELLA PORTATA	24
1.5.5 DIAMETRO EQUIVALENTE AI FINI DELLA PERDITA DI PRESSIONE	25
Canali rettangolari	25
Canali ovali	26
1.6 RETI DI CONDOTTI	27
1.6.1 COLLEGAMENTO IN SERIE DEI CONDOTTI	27
1.6.2 COLLEGAMENTO IN PARALLELO DEI CONDOTTI	29
Diametri nominali delle tubazioni	33
1.7 DISPOSITIVI PER LA CIRCOLAZIONE DEI FLUIDI	34
1.7.1 LE POMPE DI CIRCOLAZIONE	34
1.7.2 LE SOFFIANTI	39
Ventilatori centrifughi con pale in avanti	39
Ventilatori centrifughi con pale rovesce	41
Ventilatori assiali	41
1.7.3 COLLEGAMENTI DI POMPE IN PARALLELO E IN SERIE	42
2. LE RETI TECNOLOGICHE*	45
2.1 PREMESSA	45
2.2 CIRCUITI APERTI	45
2.3 CIRCUITI CHIUSI	46
Reti a ritorno diretto	46
Reti a ritorno inverso	46
Reti a collettori complanari	47
2.4 CADUTA DI PRESSIONE SPECIFICA	48
2.4.1 CRITERI DI DIMENSIONAMENTO DEI CIRCUITI CHIUSI	52
3. LE RETI IDRONICHE*	53

3.1 METODO DEL RAMO PRINCIPALE	55
3.2 METODO A VELOCITÀ COSTANTE	55
3.3 METODO A PERDITA SPECIFICA DI PRESSIONE COSTANTE	56
3.3.1 DIMENSIONAMENTO DELLE RETI D'ACQUA PER I FAN COIL	59
3.4 COMPONENTI PRINCIPALI PER LE RETI IDRONICHE	60
3.4.1 I COLLETTORI COMPLANARI	61
3.4.2 COLLETTORI DI CENTRALE (MANIFOLD)	67
3.4.3 COLPI DI ARIETE NELLE RETI DI DISTRIBUZIONE	68
3.4.4 REGOLAZIONE DI PORTATA NELLE RETI AD ACQUA	70
Circuiti senza valvola di regolazione	70
Circuiti con valvola di regolazione	71
Bilanciamento con valvole di taratura	71
Bilanciamento con valvole Autoflow	72
Effetti della regolazione sui terminali	72
Separatori idraulici	74
Uso del separatore idraulico per azzerare le interferenze fra i circuiti	77
Aspetti da considerare quando si usa un separatore idraulico	77
3.4.5 IL DISPOSITIVO AUTOFLOW	80
Flusso sotto il campo di lavoro	81
Flusso entro il campo di lavoro	81
Flusso fuori dal campo di lavoro	81
Applicazione dell'Autoflow nei circuiti	81
3.4.6 RIDUTTORI DI PRESSIONE	85
3.4.7 I DISCONNETTORI	86
3.4.8 VALVOLE DI RITEGNO	87
Valvole a Clapet	87
Valvole a tappo o a disco	87
Valvole a sfera	87
Valvole a fuso	87
3.4.9 VINCOLI DELLE TUBAZIONI	88
Punti fissi	88
Punti fissi principali	88
Punti fissi secondari o intermedi	89
Guide	89
Appoggi e sostegni	89
3.4.10 CIRCUITI INVERSI	90
3.4.11 DILATAZIONI LINEARI DELLE TUBAZIONI	91
Controllo delle dilatazioni termiche	92
Compensatori naturali	92
Compensatori artificiali	93
Compensatori a soffietto metallico	93
Compensatori in gomma	94
Compensatori telescopici	94
Compensatori a tubo flessibile	95
3.5 PROGRAMMI PER RETI DI DISTRIBUZIONE DELL'ACQUA CALDO E/O FREDDA	96
Reti di distribuzione in acciaio	96
Reti di distribuzione in Rame	97

TEMPERATURA (°C)	97
VISCOSITÀ CINEMATICA ν (M ² /s)	97
DENSITÀ ρ (KG/M ³)	97
10	97
1.30 10 ⁻⁶	97
999.6	97
80	97
0.39 10 ⁻⁶	97
971.1	97
Relazione di Hazen Williams	97
Verifiche di funzionalità	97
3.6 BILANCIAMENTO DELLE RETI IDRONICHE	100
3.6.1 METODO DELLE PORTATE NOMINALI	101
3.6.2 MODALITÀ OPERATIVE DEL BILANCIAMENTO DELLE RETI	102
3.6.3 BILANCIAMENTO CON VALVOLE DI TARATURA	102
Esempio di equilibratura delle reti	106
4. IDRONICA DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE*	107
4.1 PREMESSE	107
4.2 SISTEMI DI REGOLAZIONE DI ZONA	110
4.3 INSERIMENTO DELLE VALVOLE DI REGOLAZIONE	112
4.3.1 INSERIMENTO DI UNA VALVOLA DI REGOLAZIONE A DUE VIE	113
4.3.2 INSERIMENTO DI UNA VALVOLA A TRE VIE MISCELATRICE	113
4.3.3 INSERIMENTO DI UNA VALVOLA A TRE VIE MISCELATRICE CON PORTATA COSTANTE SUL CARICO	113
4.4 IMPIANTI A PORTATA VARIABILE CON REFRIGERATORI D'ACQUA	114
5. LE RETI DI AERAULICHE*	119
5.1 PREMESSE	119
5.2 CLASSIFICAZIONE DEI CANALI	119
5.2.1 CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE DEGLI ISOLANTI PER I CANALI	120
5.2.2 CANALI IN TESSUTO	120
5.3 LA PRESSIONE UTILE DI PROGETTO	124
5.4 FATTORI DIMENSIONALI PER I CANALI DELL'ARIA	126
5.5 METODO A VELOCITÀ COSTANTE PER I CANALI D'ARIA	131
5.6 METODO A PERDITA SPECIFICA COSTANTE PER I CANALI D'ARIA	133
5.7 METODO A RECUPERO DI PRESSIONE	135
5.7.1 ESEMPIO DI CALCOLO DI PROGETTAZIONE A RECUPERO DI PRESSIONE	141
5.8 CANALI AD ALTA VELOCITÀ	143
5.9 ISOLAMENTO DEI CANALI D'ARIA	143
5.10 USO DI PROGRAMMI DI CALCOLO PER LE RETI AERAULICHE	144
5.10.1 CANALI PER LA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	144
5.10.2 VERIFICHE DI FUNZIONALITÀ	146
5.11 BILANCIAMENTO DELLE RETI AERAULICHE	146
5.11.1 SERRANDE DI TARATURA	146
5.11.2 SERRANDE DI REGOLAZIONE DELLA PORTATA DELL'ARIA	148
5.11.3 LAMIERE FORATE	149

5.11.4	SERRANDE DI REGOLAZIONE VOLUMETRICHE	150
6.	PROGETTO DI RETI COMPLESSE	151
6.1	RETI AD ALBERO	151
6.2	RETI A MAGLIA	152
6.3	CRITERI DI PROGETTO DELLE RETI COMPLESSE	152
6.3.1	CAD PER LA PROGETTAZIONE DELLE RETI COMPLESSE	154
6.3.2	PUNTO DI LAVORO DI UNA POMPA DI CIRCOLAZIONE	158
6.3.3	PUNTO DI LAVORO DI UNA SOFFIANTE	158
	Leggi di controllo dei ventilatori	160
6.3.4	SISTEMI A PORTATA D'ARIA VARIABILE (VAV)	161
	Serranda di strozzamento sul premente	162
	Alette direttrici di prerotazione	162
	Variazione della velocità di rotazione del ventilatore	164
	Ventilatore assiale con pale a passo variabile	164
	Dimensionamento di un ventilatore per sistemi VAV	164
6.3.5	VANTAGGI DEGLI IMPIANTI A PORTATA D'ARIA VARIABILE	165
	Riduzione dei consumi elettrici dei ventilatori	165
	La riduzione di portata d'aria con numero di giri del ventilatore fisso	166
	La riduzione di portata d'aria con riduzione del numero di giri del ventilatore	167
	Riduzione della dimensione della centrale di trattamento e dei canali	169
1.1	NORD	170
1.2	EST	170
1.3	OVEST	170
1.4	SUD	170
1.5	NORD	171
1.6	EST	171
1.7	OVEST	171
1.8	SUD	171
	Possibilità di utilizzare il free-cooling nelle mezze stagioni	171
	Un confronto energetico corretto: l'efficienza globale dell'impianto	172
6.3.6	EFFICIENZA GLOBALE DI UN IMPIANTO	172
6.3.7	CONFRONTO ENERGETICO SU UN PALAZZO PER UFFICI	173
7.	ISOLAMENTO TERMICO DELLE TUBAZIONI	175
7.1	IL PROBLEMA DELL'ISOLAMENTO DEI CONDOTTI	175
	Fluidi che non cambiano di fase	176
	Fluidi che cambiano di fase	176
	Il fenomeno dello Stillicidio	177
7.1.1	TUBI PERCORSI DA FLUIDI QUASI SATURI	179
	Tubazione percorsa da vapore saturo	179
	Tubazione percorsa da liquido saturo	180
	Tubazione percorsa da vapore inizialmente surriscaldato	182
7.2	ISOLAMENTO DELLE TUBAZIONI	182
8.	CIRCOLAZIONE DEI FLUIDI BIFASE	185
8.1	LA PROBLEMATICHE DEI FLUIDI BIFASE	185
8.2	TIPI DI MOTO BIFASE	187

8.3 CALCOLO DELLE PERDITE DI PRESSIONE IN REGIME BIFASE	188
8.3.1 METODO DI HANFORD	188
Osservazioni sul metodo di Hanford.	190
8.3.2 CONDOTTI VERTICALI E CALCOLO DELLE PERDITE GRAVIMETRICHE	191
8.3.3 METODO DI MARTINELLI E NELSON	191
Osservazioni sul Metodo di Martinelli e Nelson	195
8.3.4 METODO DI THOM	196
Osservazioni sul metodo di Thom	197
8.3.5 METODO DI CHENOVETH, MARTIN, LESTER	199
8.4 PROCEDURE DI CALCOLO PER LE PERDITE BIFASI	201
8.4.1 DEFLUSSO OMOGENEO	201
8.4.2 DEFLUSSO SEPARATO	202
8.4.3 METODO DI FRIEDEL	202
8.4.4 METODO DI LOCKHART-MARTINELLI	202
8.4.5 METODO DI CHISHOLM	203
8.4.6 METODO DI MULLER-STEINHAGEN	203
8.4.7 METODO DI GRONNERUD	204
8.4.8 PROCEDURA DI CALCOLO	204
8.5 ESEMPIO DI APPLICAZIONE PER UN COLLETORE SOLARE FRESNEL	204
Risultati	206
Conclusioni	211
8.6 STABILITÀ DEI TUBI BOLLITORI	212
8.6.1 TUBO BOLLITORE ORIZZONTALE	212
8.6.2 PUNTO DI LAVORO DEL TUBO BOLLITORE	214
8.6.3 TUBO BOLLITORE VERTICALE	215
8.6.4 CALCOLO DELLA PORTATA DI INIZIO E FINE EBOLLIZIONE	215
8.6.5 EFFETTI DELLA VARIAZIONE DI DENSITÀ NEL MOTO DEI FLUIDI IN CONDOTTI VERTICALI	217
8.6.6 PROGETTO DEI CONDOTTI	219
Cadute di pressione molto maggiori delle variazioni di densità	220
Cadute di pressione piccole rispetto alle variazioni di densità	220
Caso di circolazione naturale	220
9. RETI DI DISTRUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA	221
9.1 USO DELL'ARIA COMPRESSA	221
Scaricatori di condensa	221
Separatori di liquido	221
10. RETI PER LA DISTRIBUZIONE DEL VAPORE	224
10.1 USO DEL VAPORE	224
Separatori di condensa	224
Tubazioni per la condensa	227
Esempio di installazione di una caldaia per produzione di vapore	227
Esempio di installazione di uno scambiatore di calore a vapore	228

11. IMPIANTI ANTINCENDIO*	230
11.1 GLI IMPIANTI ANTINCENDIO	230
11.2 FINALITÀ DEGLI IMPIANTI ANTINCENDIO	230
11.3 LA PROTEZIONE PASSIVA	230
11.4 LA PROTEZIONE ATTIVA	231
11.5 MISURE DI PROTEZIONE PASSIVA	231
11.5.1 DISTANZE DI SICUREZZA	231
11.5.2 RESISTENZA AL FUOCO E COMPARTIMENTAZIONE	232
R stabilità	232
E tenuta	232
I isolamento termico	232
Porte incernierate	233
11.5.1 VIE DI ESODO	234
11.6 MISURE DI PROTEZIONE ATTIVE	235
11.6.1 ESTINTORI	235
Gli estintori portatili	236
Gli estintori carrellati	236
Estintori a polvere	237
Estintore ad anidride carbonica	237
Determinazione del numero degli estintori da installare	238
Posizionamento degli estintori	238
Campi di utilizzo degli estintori	238
11.6.2 RETE IDRICA ANTINCENDIO	238
Alimentazione della rete per idranti	240
11.6.3 IDRANTI DI SPEGNIMENTO AUTOMATICI SPRINKLER	240
Tipi di impianto	241
Erogatori	241
Portata di scarica	242
Posizionamento degli erogatori	242
Elementi termosensibili	243
Alimentazione	243
Valvole ed apparecchiature ausiliarie	243
Tubazioni	244
Criteri di dimensionamento di un impianto sprinkler	245
11.6.4 SISTEMI DI ALLARME INCENDIO	249
11.6.5 SISTEMI DI RIVELAZIONE AUTOMATICA	249
Rivelatori d'incendio – Generalità	249
di Calore	249
Rilevatori	249
Componenti dei sistemi automatici di rivelazione	250
11.7 SEGNALETICA DI SICUREZZA	251
11.7.1 ILLUMINAZIONE DI SICUREZZA	251
11.7.2 EVACUATORI DI FUMO E DI CALORE	252
11.8 CODICE ATTIVITÀ	253
11.9 CARICO DI INCENDIO	254
11.9.1 LA SCIA ANTINCENDIO	255
11.9.2 CALCOLO DEL CARICO DI INCENDIO AI SENSI DEL DM 09/03/2007	258

Esempio di calcolo	259
12. LA PREVENZIONE DEGLI INCENDI	261
12.1 PREVENZIONE DEGLI INCENDI	261
12.2 PROFILO DI INCENDIO	261
Prima Fase, Iniziale O Accensione	262
Seconda Fase, Di Combustione Attiva Costante	262
Terza Fase, di Regressione o di Raffreddamento	263
12.3 CAUSE DI INCENDIO	263
12.4 PROPAGAZIONE	263
12.5 MATERIALI COMBUSTIBILI	263
12.5.1 CLASSIFICAZIONE DEI COMBUSTIBILI IN BASE AL TIPO DI FUOCO	264
12.5.2 CLASSIFICAZIONE DEI COMBUSTIBILI IN BASE ALLE CARATTERISTICHE	264
12.5.3 COMBUSTIONE DI LIQUIDI	265
12.5.4 COMBUSTIONE DI GAS	265
12.5.5 COMBUSTIONE DI POLVERI	266
13. IL RUMORE NEGLI IMPIANTI TECNOLOGICI	267
13.1 CENNI DI ACUSTICA FISICA	267
13.1.1 LA CELERITÀ DEL SUONO	268
13.1.2 ONDE PIANE E SFERICHE	269
13.1.3 GRANDEZZE FONDAMENTALI PER L'ACUSTICA	269
Lunghezza d'onda e frequenza	269
Potenza sonora	271
Intensità sonora	272
13.1.4 TIPO DI ONDE ACUSTICHE	272
Toni puri	273
Le Armoniche	273
Suoni complessi	274
Oscillogrammi e spettri sonori	274
Trasformazione dello spettro di un segnale	278
Spettro di un suono complesso	279
Trasformata veloce di Fourier di un segnale digitale (FFT)	282
Introduzione alla Trasformata di Fourier	282
Digitalizzazione ed FFT	282
Frames, Filtri e FFT di breve durata	283
13.1.5 INNALZAMENTO DEI LIVELLI CON L'ALLARGAMENTO DELLA FINESTRA	284
13.2 CENNI DI ACUSTICA FISIOLOGICA	285
13.2.1 LIVELLI SONORI	285
Livello di Potenza sonora	286
Livello di Pressione sonora	286
Livello di Intensità acustica	286
Livello di Densità sonora	287
13.2.2 L'ORECCHIO UMANO	287
13.2.3 SOGLIA UDITIVA	294
13.2.4 PERCEZIONE SOGGETTIVA DEL SUONO	295

13.2.5	LIVELLI DI PRESSIONE PONDERATI- LE SCALE FONOMETRICHE	296
13.2.6	LIVELLO EQUIVALENTE (LEQ)	297
13.2.7	LOCALIZZAZIONE ACUSTICA	298
13.2.8	SPECIALIZZAZIONE DELL'UDITO	300
13.3	TRASMISSIONE DEL SUONO	302
13.3.1	ASSORBIMENTO, RIFLESSIONE, RIVERBERAZIONE, DIFFRAZIONE E RIFRAZIONE	302
	Assorbimento	303
	Riflessione	304
	Trasmissione e Potere Fonoisolante	304
	Assorbimento del suono alle basse frequenze	306
	Il risuonatore di Helmholtz	308
	Le membrane assorbenti	309
	Diffrazione	310
	Barriere acustiche	311
	La rifrazione	312
	Fattore di direzionalità	313
13.3.2	RIVERBERAZIONE ACUSTICA	314
13.3.3	ATTENUAZIONE DEI SUONI NELL'AMBIENTE INTERNO	317
	Attenuazione delle vibrazioni per ridurre la rumorosità aerea	319
13.4	METODOLOGIE DI CALCOLO DELLA RUMOROSITÀ DEGLI IMPIANTI	322
13.4.1	RUMORE PRODOTTO IN AMBIENTE ESTERNO	322
13.4.2	VALUTAZIONE DEL RUMORE MEDIANTE LE CURVE NR E NC	326
13.4.3	VALUTAZIONE DEL RUMORE ALL'INTERNO DI AMBIENTI CHIUSI	327
13.4.4	CALCOLO DEL LIVELLO SONORO EMESSE DA UN VENTILATORE	329
13.4.5	ATTENUAZIONE SONORA IN CANALI METALLICI COIBENTATI	330
	Canali diritti	330
	Gomiti	332
	Diramazioni	333
	Terminali di condotto	333
	Plenum	334
	Corretta esecuzione della posa in opera dei canali	334
13.5	ATTENUAZIONE DEL RUMORE NEI CONDOTTI	335
	Posizionamento dei silenziatori	337

ELENCO DELLE FIGURE

FIGURA 1: MOTO DI COUETTE FRA DUE PIANI PARALLELI	5
FIGURA 2: DIAGRAMMA SFORZO – SCORRIMENTO PER I FLUIDI	6
FIGURA 3: FORMAZIONE DELLO STRATO LIMITE DINAMICO	8
FIGURA 4: LUNGHEZZA DI IMBOCCO NEI CONDOTTI.	8
FIGURA 5: ABACO DI MOODY	14
FIGURA 6: PERDITE LOCALIZZATE PER UNA CURVA A SEZIONE RETTANGOLARE	17
FIGURA 7: PERDITE LOCALIZZATE PER LE CURVE E NEI CANALI RETTANGOLARI	18
FIGURA 8: PERDITE LOCALIZZATE PER CONFLUENZE E SEPARAZIONI	18
FIGURA 9: COMBINAZIONE DEI FLUSSI IN UNA CONVERGENZA O SEPARAZIONE	19
FIGURA 10: PERDITE LOCALIZZATE PER UNA CURVA A SEZIONE CIRCOLARE	19
FIGURA 11: PERDITE LOCALIZZATE PER I RACCORDI DEI CANALI D'ARIA	20
FIGURA 12: PERDITE LOCALIZZATE PER VARIAZIONE DI SEZIONE DEI CANALI D'ARIA	21
FIGURA 13: FATTORI DI ATTRITO PER CURVE	22
FIGURA 14: FATTORI DI ATTRITO PER DIRAMAZIONI	22
FIGURA 15: FATTORI DI ATTRITO PER DIRAMAZIONI E/O CONFLUENZE	23
FIGURA 16: ABACO PER LA SELEZIONE DEI DIAMETRI EQUIVALENTI DEI CANALI RETTANGOLARI	25
FIGURA 17: CANALI A SEZIONE RETTANGOLARI	26
FIGURA 18: CANALI A SEZIONE OVALE	26
FIGURA 19: PERDITE LOCALIZZATE PER LA RACCORDERIA DELLE TUBAZIONI	28
FIGURA 20: COLLEGAMENTO IN SERIE DI CONDOTTI	29
FIGURA 21: COLLEGAMENTO IN PARALLELO DEI CIRCUITI	29
FIGURA 22: PERDITE LOCALIZZATE PER ALCUNI TIPI DI VALVOLE PER TUBAZIONI	30
FIGURA 23: LUNGHEZZE EQUIVALENTI DI ALCUNE RESISTENZE LOCALIZZATE	30
FIGURA 24: LUNGHEZZE EQUIVALENTI DI ALCUNI TIPI DI VALVOLE	31
FIGURA 25: LUNGHEZZE EQUIVALENTI PER BRUSCHI ALLARGAMENTI O RESTRINGIMENTI	31
FIGURA 26: PERDITE LOCALIZZATE IN ALCUNI COMPONENTI DI IMPIANTO	32
FIGURA 27: ESEMPIO DI CIRCOLATORI PER ACQUA FREDDA E/O CALDA IN VERSIONE SINGOLA O GEMELLATA	36
FIGURA 28: SCHEMA DI UNA ELETTROPOMPA CENTRIFUGA	37
FIGURA 29: SEZIONE DI UNA ELETTROPOMPA CENTRIFUGA	37
FIGURA 30: CURVE CARATTERISTICHE DI UNA POMPA DI CIRCOLAZIONE	37
FIGURA 31: ZONA DI FUNZIONAMENTO OTTIMALE DI UNA POMPA	38
FIGURA 32: CURVE CARATTERISTICHE AL VARIARE DEL NUMERO DI GIRI	38
FIGURA 33: DIAGRAMMA A ZONE PER LE POMPE DI CIRCOLAZIONE	38
FIGURA 34: CURVE CARATTERISTICHE REALI DI CIRCOLATORI SINGOLI E IN PARALLELO	39
FIGURA 35: CURVE CARATTERISTICHE DI UNA SOFFIANTE DEL TIPO A PALE IN AVANTI	40
FIGURA 36: VENTILATORE NEL SUO CONTENITORE INSONORIZZATO	40
FIGURA 37: CURVE CARATTERISTICHE DI UN VENTILATORE A PALE IN AVANTI	41
FIGURA 38: CURVE CARATTERISTICHE DI UN VENTILATORE A PALE ROVESCE	42
FIGURA 39: CURVE CARATTERISTICHE DI UN VENTILATORE A PALE ROVESCE A PROFILO ALARE	43
FIGURA 40: COLLEGAMENTO DI POMPE IN PARALLELO	43
FIGURA 41: COLLEGAMENTO DI POMPE IN SERIE	44
FIGURA 42: CIRCUITO APERTO	45
FIGURA 43: CIRCUITI APERTI FRA AMBIENTI A DIVERSA QUOTA	45
FIGURA 44: ESEMPIO DI RETI A RITORNO DIRETTO PER ESTATE E INVERNO	46
FIGURA 45: RETI A RITORNO INVERSO (ANELLO DI TICKELMANN)	47
FIGURA 46: RETI A COLLETTORI COMPLANARI	47
FIGURA 47: PERDITE SPECIFICHE IN TUBI IN ACCIAIO CON ACQUA A 80 °C	50
FIGURA 48: PERDITE DI PRESSIONE IN CANALI D'ARIA	51
FIGURA 49: CIRCUITO CHIUSO	52
FIGURA 50: RETE DI DISTRIBUZIONE	53
FIGURA 51: ESEMPIO D'USO DELL'ABACO DELLE PERDITE SPECIFICHE CON VELOCITÀ COSTANTE IMPOSTA	58
FIGURA 52: ESEMPIO D'USO DELL'ABACO CON IL METODO DELLA PERDITA SPECIFICA COSTANTE	59
FIGURA 53: TIPOLOGIA DI COLLETTORI COMPLANARI	61

FIGURA 54: DISTRIBUTORE A COLLETTORE COMPLANARE	62
FIGURA 55: ESEMPIO DI INSERIMENTO DI COLLETTORI COMPLANARI IN UNA RETE DI DISTRIBUZIONE	62
FIGURA 56: ESEMPIO DI COLLETTORI COMPLANARI PER USI SANITARI	63
FIGURA 57: ESEMPIO DI DISTRIBUZIONE DELL'ACQUA CALDA CON COLLETTORE COMPLANARE IN UN APPARTAMENTO	63
FIGURA 58: ESEMPIO DI DISTRIBUZIONE MEDIANTE COLLETTORI COMPLANARI IN DUE APPARTAMENTI	64
FIGURA 59: DISTRIBUZIONE IN EDIFICIO A DUE PIANI: PIANO TERRA	64
FIGURA 60: : DISTRIBUZIONE IN EDIFICIO A DUE PIANI: PIANO PRIMO	65
FIGURA 61: ESEMPIO DI IMPIANTI A COLLETTORI COMPLANARI SU PIÙ APPARTAMENTI	65
FIGURA 62: VISTA ASSONOMETRICA DEL PIPING PER UNA CENTRALE TERMICA	66
FIGURA 63: VISTA ASSONOMETRICA DI UNA CENTRALE TERMICA CON PIPING INTERNO	66
FIGURA 64: ESEMPI DI COLLETTORI DI CENTRALE	67
FIGURA 65: TIPOLOGIA DI AMMORTIZZATORE DI COLPI DI ARIETE	68
FIGURA 66: AMMORTIZZATORI DI COLPI DI ARIETE SOPRA LE COLONNE	69
FIGURA 67: AMMORTIZZATORE DI COLPO DI ARIETE A MOLLA	69
FIGURA 68: AMMORTIZZATORI A MOLLE SUI COLLETTORI DI DISTRIBUZIONE	70
FIGURA 69: CIRCUITI SENZA VALVOLA DI REGOLAZIONE	70
FIGURA 70: CIRCUITI CON VALVOLA DI REGOLAZIONE	71
FIGURA 71: INSERIMENTO DELLA VALVOLA DI TARATURA	72
FIGURA 72: INSERIMENTO DELLA VALVOLA DI AUTOFLOW	72
FIGURA 73: EFFETTI DI RISUCCHIO NELLA ZONA DI CHIUSURA DELLA VALVOLA	73
FIGURA 74: ACCORGIMENTI PER EVITARE IL FENOMENO DEL RISUCCHIO	73
FIGURA 75: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DI UN SEPARATORE IDRAULICO	74
FIGURA 76: SCHEMI DI INTERVENTO DEL SEPARATORE IDRAULICO	74
FIGURA 77: SEPARATORE IDRAULICO	75
FIGURA 78: SITUAZIONE DEI CIRCUITI A POMPA FERMA	75
FIGURA 79: USO DEL SEPARATORE IDRAULICO FRA I CIRCUITI	78
FIGURA 80: INSERIMENTO DEI SEPARATORI IDRAULICI LUNGO LE LINEE DI DISTRIBUZIONE	78
FIGURA 81: ESEMPIO DI PIPING DI UNA CENTRALE TERMICA CON UN MODERNO CAD TERMOTECNICO	79
FIGURA 82: ESEMPIO DI DETTAGLI COSTRUTTIVI PER IL PIPING DI CENTRALE CON UN MODERNO CAD	79
FIGURA 83: SEZIONE DI UN DISPOSITIVO DI AUTOFLOW	80
FIGURA 84: CURVA ΔP -G PER UN AUTOFLOW SOTTO IL CAMPO DI LAVORO	81
FIGURA 85: CURVA ΔP -G PER UN AUTOFLOW ENTRO IL CAMPO DI LAVORO	81
FIGURA 86: ΔP -G PER UN AUTOFLOW FUORI DAL CAMPO DI LAVORO	81
FIGURA 87: BILANCIAMENTO CON AUTOFLOW AI PIEDI DELLE COLONNE	82
FIGURA 88: BILANCIAMENTO CON AUTOFLOW IN OGNI TERMINALE	82
FIGURA 89: BILANCIAMENTO CON AUTOFLOW IN IMPIANTI CON VALVOLE A TRE VIE	83
FIGURA 90: REGOLAZIONE CON AUTOFLOW DELLE BATTERIE CON VALVOLE A TRE VIE	83
FIGURA 91: REGOLAZIONE CON VALVOLE A DUE VIE E POMPA A VELOCITÀ VARIABILE	84
FIGURA 92: BILANCIAMENTO DI GRUPPI DI REFRIGERAZIONE ACQUA CON AUTOFLOW	84
FIGURA 93: BILANCIAMENTO DELLE TORRI DI RAFFREDDAMENTO CON AUTOFLOW	84
FIGURA 94: BILANCIAMENTO DI IMPIANTI DI TELERISCALDAMENTO CON AUTOFLOW	85
FIGURA 95: SEZIONE DI UN RIDUTTORE DI PRESSIONE	86
FIGURA 96: SEZIONE DI UN DISCONNETTORE	86
FIGURA 97: SEZIONI DI ALCUNI TIPI DI VALVOLE DI RITEGNO	87
FIGURA 98: SCHEMATIZZAZIONE DEI PUNTI FISSI PRINCIPALI	88
FIGURA 99: SCHEMATIZZAZIONE DEI PUNTI FISSI SECONDARI	89
FIGURA 100: ESEMPI DI GUIDE	89
FIGURA 101: ESEMPI DI SOSTEGNI A MENSOLE	90
FIGURA 102: ESEMPI DI SOSTEGNI A COLLARE	90
FIGURA 103: ESEMPI DI RETI A CIRCUITO INVERSO	91
FIGURA 104: ABACO PER IL CALCOLO DEI COEFFICIENTI DI DILATAZIONE LINEARE	92
FIGURA 105: ABACO PER I DILATATORI AD U	93
FIGURA 106: ABACO PER DILATATORI AD L	94
FIGURA 107: ABACO PER DILATATORI A Z	95
FIGURA 108: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DEI COMPENSATORI A SOFFIETTO	95
FIGURA 109: SCHEMA DI COLLEGAMENTO DI UN TERMINALE	98
FIGURA 110: SEZIONE E CARATTERISTICA DI UNA VALVOLA DI BILANCIAMENTO	103
FIGURA 111: ESEMPIO DI UTILIZZO DELL'ABACO DI CALCOLO DELLE VALVOLE DI BILANCIAMENTO	103

FIGURA 112: TIPI DI GRADAZIONE DELLE REGOLAZIONI	104
FIGURA 113: TIPO DI BLOCCAGGIO DELLE GHIERE	104
FIGURA 114: ESEMPI DI VALVOLE DI BILANCIAMENTO FILETTATE E FLANGIATE	104
FIGURA 115: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE DI UNA VALVOLA DI BILANCIAMENTO	105
FIGURA 116: ESEMPI DI INSTALLAZIONE DELLE VALVOLE DI BILANCIAMENTO	105
FIGURA 117: ESEMPIO DI RETE A RITORNO DIRETTO CON EQUILIBRATURA DEI CIRCUITI	106
FIGURA 118: CADUTE DI PRESSIONE NEI VARI CIRCUITI DELLA RETE A RITORNO DIRETTO	106
FIGURA 119: SCHEMA DI UN CIRCUITO DI CENTRALE CON COLLEGAMENTO FRA I COLLETTORI	107
FIGURA 120: CIRCUITO DI CENTRALE SENZA LA CHIUSURA	108
FIGURA 121: SCHEMA DI FUNZIONAMENTO DI UN SEPARATORE IDRAULICO	108
FIGURA 122: ESEMPIO DI CIRCUITO CON SEPARATORE IDRAULICO	109
FIGURA 123: SEPARATORE IDRAULICO NEL CASO DI PORTATE EGUALI	109
FIGURA 124: SEPARATORE IDRAULICO CON PORTATE SQUILIBRATE	109
FIGURA 125: REGOLAZIONE DEI CIRCUITI CON VALVOLE A TRE VIE	110
FIGURA 126: FUNZIONAMENTO DELLA VALVOLA MISCELATRICE	110
FIGURA 127: ESEMPIO DI RETE CON UNA SOLA POMPA	111
FIGURA 128: RETE CON UNA SOLA POMPA SENZA VALVOLE A TRE VIE	112
FIGURA 129: CIRCUITO CON VALVOLA DI REGOLAZIONE A DUE VIE	113
FIGURA 130: CIRCUITO CON VALVOLA DI REGOLAZIONE A TRE VIE MISCELATRICE	113
FIGURA 131: CIRCUITO CON VALVOLA DI REGOLAZIONE A TRE VIE MISCELATRICE CON PORTATA COSTANTE SUL CARICO	114
FIGURA 132: CIRCUITO PRIMARIA A PORTATA COSTANTE E SECONDARIO A PORTATA VARIABILE	114
FIGURA 133: PORTATA VARIABILE NEL CIRCUITO SECONDARIO CON DISACCOPIAMENTO E POMPE COMUNI	115
FIGURA 134: PORTATA VARIABILE NEL SECONDARIO CON DISACCOPIAMENTO E POMPE COMUNI: ESEMPIO DI REGOLAZIONE	116
FIGURA 135: PORTATA VARIABILE NEL SECONDARIO CON DISACCOPIAMENTO E POMPE DIVERSIFICATE	116
FIGURA 136: CORRETTO INSERIMENTO DI UN SERBATOIO DI ACCUMULO SUL RITORNO	117
FIGURA 137: INSERIMENTO ERRATO DI UN SERBATOIO DI ACCUMULO SULLA MANDATA DEI REFRIGERATORI	117
FIGURA 138: INSERIMENTO DEL SERBATOIO DI ACCUMULO NEL RAMO DI BYPASS	118
FIGURA 139: CANALI IN TESSUTO	121
FIGURA 140: DISTRIBUZIONE DELL'ARIA CON CANALI IN TESSUTO	121
FIGURA 141: TIPOLOGIA DI DISTRIBUZIONE CON CANALI IN TESSUTO	121
FIGURA 142: INSTALLAZIONE DEI CANALI IN TESSUTO	122
FIGURA 143: CANALI IN TESSUTO FORATI	122
FIGURA 144: ESEMPIO DI DIMENSIONAMENTO DEI CANALI IN TESSUTO	124
FIGURA 145: RETE AEREA CON CANALI DI RIPRESA E DI MANDATA	125
FIGURA 146: ESEMPIO DI SELEZIONE DELLE PRESSIONI UTILI	126
FIGURA 147: UTA CON VENTILATORE DI RIPRESA E DI MANDATA	126
FIGURA 148: OCCUPAZIONE DEGLI SPAZI DI UNA RETE AEREA	127
FIGURA 149: DIMENSIONI DEI CANALI PRINCIPALI PER LA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA	128
FIGURA 150: PARTICOLARE DI POSA DEI CANALI CON STAFFE DI ANCORAGGIO	128
FIGURA 151: CASSETTA MISCELATRICE PER IMPIANTI A DOPPIO CONDOTTO	129
FIGURA 152: CANALI DELL'ARIA POSTI FUORI DALL'EDIFICIO	129
FIGURA 153: CENTRO POMPIDOU A PARIGI	130
FIGURA 154: ESEMPIO DI RETE AEREA E SUE DIMENSIONI INVASIVE	130
FIGURA 155: ISPEZIONE DI CANALI D'ARIA	131
FIGURA 156: PERDITE SPECIFICHE PER CANALI D'ARIA A 20 °C	133
FIGURA 157: PERDITE SPECIFICHE PER CANALI D'ARIA A 50 °C	134
FIGURA 158: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE DI CANALI D'ARIA	137
FIGURA 159: VISTA ASSONOMETRICA DI UN IMPIANTO A TUTT'ARIA	138
FIGURA 160: PARTICOLARE DEI CANALI D'ARIA IN UNA ZONA CRITICA	139
FIGURA 161: PARTICOLARE DI ATTRAVERSAMENTO DEI CANALI FRA PIANI	140
FIGURA 162: MISURA DELLA PRESSIONE STATICA IN UN CANALE	140
FIGURA 163: MISURA DELLA PRESSIONE DINAMICA IN UN CANALE	141
FIGURA 164: ANDAMENTO DELLE PRESSIONI IN UN CAMBIAMENTO DI SEZIONE	141
FIGURA 165: ABACO PER IL CALCOLO DEL RECUPERO DELLA PRESSIONE STATICA	142
FIGURA 166: CANALI D'ARIA PER IL RECUPERO DI PRESSIONE	142
FIGURA 167: ESEMPIO DI RETE DI CANALI D'ARIA DI MEDIA ESTENSIONE	143

FIGURA 168: ESEMPIO DI SERRANDA DI TARATURA RETTANGOLARI	147
FIGURA 169: SERRANDA DI TARATURA RETTANGOLARI	147
FIGURA 170: SERRANDE DI TARATURA CIRCOLARI	147
FIGURA 171: VALUTAZIONE DEL FATTORE K	148
FIGURA 172: PERDITA DI CARICO IN FUNZIONE DELLA VELOCITÀ DI TRANSITO	148
FIGURA 173: SERRANDE DI REGOLAZIONE DELLA PORTATA DELL'ARIA	149
FIGURA 174: LAMIERE FORATE	149
FIGURA 175: CADUTE DI PRESSIONE PER I FOGLI FORATI PER CANALI D'ARIA	150
FIGURA 176: SERRANDA DI REGOLAZIONE VOLUMETRICA	150
FIGURA 177: RETE COMPLESSA APERTA	151
FIGURA 178: RETE COMPLESSA CHIUSA	151
FIGURA 179: ESEMPIO DI RETE TRIANGOLARE	153
FIGURA 180: ESEMPIO DI RETE COMPLESSA CON EPANET	153
FIGURA 181: PARAMETRI DI CALCOLO E RISULTATI PER LA RETE COMPLESSA	154
FIGURA 182: ESEMPIO DI FINESTRA DI INPUT DATI PER EPANET	155
FIGURA 183: ESEMPIO DI SELEZIONE POMPA IN EPANET	155
FIGURA 184: ALTRO ESEMPIO DI STAMPA TABELLARE	156
FIGURA 185: ANDAMENTO ORARIO DELLA PRESSIONE IN ALCUNI NODI SELEZIONATI	157
FIGURA 186: MAPPA DEI RISULTATI	157
FIGURA 187: PUNTO DI LAVORO PER CIRCUITI CHIUSI	158
FIGURA 188: PUNTO DI LAVORO PER CIRCUITI APERTI	158
FIGURA 189: PUNTO DI LAVORO DI UNA SOFFIANTE	159
FIGURA 190: CURVE CARATTERISTICHE DEL VENTILATORE A PALE IN AVANTI E DELLA RETE	162
FIGURA 191: REGOLAZIONE CON ALETTE DIRETTRICI DI PREROTAZIONE	163
FIGURA 192: POTENZA ASSORBITA DAL VENTILATORE CON I VARI METODI DI REGOLAZIONE	163
FIGURA 193: FUNZIONAMENTO DI UN VENTILATORE CON VELOCITÀ DI ROTAZIONE VARIABILE	164
FIGURA 194: VARIAZIONE DEL PUNTO DI LAVORO CON VENTILATORE A PASSO VARIABILE	165
FIGURA 195: CURVE CARATTERISTICHE DELL'IMPIANTO E DEL VENTILATORE	166
FIGURA 196: CURVE CARATTERISTICHE DELL'IMPIANTO E DEL VENTILATORE NEL CASO DI RIDUZIONE DELLA PORTATA A GIRI FISSI	167
FIGURA 197: POSIZIONI LIMITE DELLE SONDE DI PRESSIONE PER LA REGOLAZIONE DEL NUMERO DI GIRI DEL VENTILATORE	167
FIGURA 198: CURVE CARATTERISTICHE DELL'IMPIANTO E DEL VENTILATORE NEL CASO DI RIDUZIONE DELLA PORTATA CON VARIAZIONE DI GIRI DEL VENTILATORE	168
FIGURA 199: POTENZA ELETTRICA RICHIESTA DAL VENTILATORE IN FUNZIONE DELLA PORTATA D'ARIA	169
FIGURA 200: DISTRIBUZIONE DELLE PORTATE D'ARIA IN UN IMPIANTO A PORTATA COSTANTE	170
FIGURA 201: ANDAMENTO ORARIO DELLE PORTATE D'ARIA NELLE QUATTRO DIVERSE ZONE (NEL GIORNO ESTIVO PIÙ CALDO)	170
FIGURA 202: ANDAMENTO ORARIO DELLA PORTATA D'ARIA TOTALE (NEL GIORNO ESTIVO PIÙ CALDO) ESPRESSA COME PERCENTUALE DELLA SOMMA DELLE MASSIME PORTATE PER OGNI ZONA	171
FIGURA 203: DISTRIBUZIONE DELLE PORTATE D'ARIA IN UN IMPIANTO A PORTATA VARIABILE	171
FIGURA 204: CARICHI TERMICI STRUTTURALI ED ENDOGENI (AL NETTO DELL'ARIA PRIMARIA) AL VARIARE DI TEMPERATURA ESTERNA	174
FIGURA 205: RISPARMI OTTENIBILI DAI VARI SISTEMI RISPETTO AD UN IMPIANTO ARIA PRIMARIA + FAN-COIL REGOLATI SULL'ACQUA	174
FIGURA 206: SCHEMATIZZAZIONE DI UN CONDOTTO ISOLANTE	175
FIGURA 207: FORMAZIONE DI CONDENSA- STILICIDIO	178
FIGURA 208: TUBAZIONE ISOLATA	178
FIGURA 209: DETERMINAZIONE DELLO SPESSORE DI ISOLANTE	179
FIGURA 210: ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA DEL FLUIDO	181
FIGURA 211: REGIMI DI MOTO IN CONDOTTO VERTICALE DURANTE L'EBOLLIZIONE	187
FIGURA 212: REGIMI DI MOTO IN CONDOTTO ORIZZONTALE DURANTE L'EBOLLIZIONE	188
FIGURA 213: DIAGRAMMA DEL MOLTIPLICATORE XTT DI MARTINELLI	193
FIGURA 214: ABACO DI MARTINELLI E NELSON PER M	194
FIGURA 215: CONDIZIONI INIZIALI CON TITOLO NON NULO	194
FIGURA 216: ABACO DI MARTINELLI E NELSON PER R	195
FIGURA 217: ABACO DI THOM PER M	197
FIGURA 218: ABACO DI THOM PER R	198

FIGURA 219: ABACO DI THOM PER ζ	199
FIGURA 220: ABACO DI THOM PER M PER CONDOTTO SENZA FLUSSO TERMICO	200
FIGURA 221: FATTORE M PER C-M-L	201
FIGURA 222: SCHEMA DI RIFERIMENTO PER LA PROCEDURA DI CALCOLO ADOTTATA.	204
FIGURA 223: PRESSIONE LUNGO LA TUBAZIONE: CONFRONTO TRA DATI SPERIMENTALI (EXP_1) ED RISULTATI NUMERICI.	205
FIGURA 224: PRESSIONE LUNGO LA TUBAZIONE: CONFRONTO TRA DATI SPERIMENTALI (EXP_2) ED RISULTATI NUMERICI.	205
FIGURA 225: PRESSIONE LUNGO LA TUBAZIONE: CONFRONTO TRA DATI SPERIMENTALI (EXP_3) ED RISULTATI NUMERICI.	206
FIGURA 226 : PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 100 \text{ W/m}^2$).	208
FIGURA 227: PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 200 \text{ W/m}^2$).	208
FIGURA 228: PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 300 \text{ W/m}^2$).	209
FIGURA 229: PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 400 \text{ W/m}^2$).	209
FIGURA 230: PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 500 \text{ W/m}^2$).	209
FIGURA 231: PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 600 \text{ W/m}^2$).	210
FIGURA 232: PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 700 \text{ W/m}^2$).	210
FIGURA 233: PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 800 \text{ W/m}^2$).	210
FIGURA 234: PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 900 \text{ W/m}^2$).	211
FIGURA 235: PRESSIONE LUNGO LA STRINGA ($Q_{\text{SOLAR}} 1000 \text{ W/m}^2$).	211
FIGURA 236: ANDAMENTO DELLE PRESSIONI AL VARIARE DELLA PORTATA	213
FIGURA 237: CADUTA TOTALE DI PRESSIONE	219
FIGURA 238: ABACO PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI DISTRIBUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA	222
FIGURA 239: SCARICATORI DI CONDENZA CON EQUILIBRATURA	223
FIGURA 240: PORTATE DEGLI SCARICATORI DI CONDENZA	223
FIGURA 241: INSTALLAZIONE DEI SEPARATORI DI LIQUIDO	223
FIGURA 242: SEZIONE DI UN SEPARATORE DI LIQUIDO	223
FIGURA 243: INSTALLAZIONE DEI SEPARATORI DI CONDENZA PER VAPORE	225
FIGURA 244: DIMENSIONAMENTO DEI SEPARATORI DI CONDENZA PER IL VAPORE	225
FIGURA 245: ABACO PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI VAPORE – 1° PARTE	226
FIGURA 246: ABACO PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE RETI DI VAPORE – 2° PARTE	227
FIGURA 247: ABACO PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE TUBAZIONI PER LA CONDENZA	228
FIGURA 248: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE DI UNA CALDAIA PER PRODUZIONE DI VAPORE	229
FIGURA 249: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE DI UNO SCAMBIATORE DI CALORE A VAPORE	229
FIGURA 250: ESEMPI DI ESTINTORI – CARRELLATO, A POLVERE A CO_2	236
FIGURA 251: ESEMPI DI IDRANTI A PARETE UNI-45	239
FIGURA 252: ESEMPI DI NASPI	239
FIGURA 253: ESEMPI DI IDRANTI PER SOPRA SUOLO UNI-70	240
FIGURA 254: ESEMPI DI SPRINKLER, DI SISTEMA AD ACQUA, VALVOLA DI ALLARME SPRINKLER	242
FIGURA 255: ESEMPIO DI INSTALLAZIONE DI IMPIANTO SPRINKLER IN UN CAPANNONE	243
FIGURA 256: ESEMPIO DI SPRINKLER A SECCO	244
FIGURA 257: VISTA ASSONOMETRICA DEL MONTAGGIO DI UN SISTEMA SPRINKLER	244
FIGURA 258: RETE SPRINKLER, IN Pianta, PER UNA BIBLIOTECA	246
FIGURA 259: SELEZIONE DEGLI SPRINKLER DA INSERIRE IN RETE	246
FIGURA 260: DATI CARATTERISTICI DI UNO SPRINKLER	247
FIGURA 261: SELEZIONE DELLA POMPA DI ALIMENTAZIONE	247
FIGURA 262: SEGNALETICA DI SALVATAGGIO E ANTINCENDIO	251
FIGURA 263: EFFICACIA DEGLI EVACUATORI DI FUMO E DI CALORE	253
FIGURA 264: TIPOLOGIA DI EFC	253
FIGURA 265: ESEMPIO DI SELEZIONE DEL CODICE DI ATTIVITÀ	254
FIGURA 266: CURVA TIPO DI INCENDIO	262
FIGURA 267: ESEMPI DI ONDA SONORA PIANA E SFERICA	269
FIGURA 268: ESEMPIO DI PROPAGAZIONE DI ONDE ACUSTICHE: INIZIALMENTE SFERICHE E POI PIANE A GRANDI DISTANZE	269
FIGURA 269: LEGAME FRA LUNGHEZZA D'ONDA E FREQUENZA NEL CAMPO DELL'UDIBILE	270
FIGURA 270: RAPPRESENTAZIONE SPETTRALE DEI SUONI.	275
FIGURA 271: RAPPRESENTAZIONE DELLE BANDE ACUSTICHE DI OTTAVA E TERZI DI OTTAVA	275

FIGURA 272: RAPPRESENTAZIONE DI UN SUONO PURO NEL PIANO AMPIEZZA-TEMPO E NEL PIANO AMPIEZZA-FREQUENZA.	276
FIGURA 273: RAPPRESENTAZIONE TEMPORALE DELLA SOMMA DI TRE ARMONICHE	276
FIGURA 274: COMPOSIZIONE DI TRE ARMONICHE NEL PIANO AMPIEZZA-TEMPO	277
FIGURA 275: COMPOSIZIONE DI TRE ARMONICHE NEL PIANO AMPIEZZA-FREQUENZA.	277
FIGURA 276: AZIONE DEI FILTRI SUI SEGNALI	278
FIGURA 277: RAPPRESENTAZIONE DI UN SEGNALE NEI VARI PIANI.	279
FIGURA 278- SPETTROGRAMMA DELLA PAROLA [AIUOLE].	280
FIGURA 279- OSCILLOGRAMMA DELLA PAROLA [AIUOLE] PRONUNCIATA DA UN PARLATORE	280
FIGURA 280: RAPPRESENTAZIONE SPETTRALE DI UN SUONO COMPLESSO: LA VOCALE [A].	281
FIGURA 281: RAPPRESENTAZIONE SPETTRALE CONVENZIONALE: SONOGRAMMA	281
FIGURA 282: RAPPRESENTAZIONE DELL'ANALISI FREQUENZIALE A VARIE LARGHEZZE DI BANDA	285
FIGURA 283: VISTA D'ARTISTA DI UN ORECCHIO UMANO: ORECCHIO ESTERNO, MEDIO E INTERNO.	288
FIGURA 284: STRUTTURA DELL'ORECCHIO ESTERNO (PADIGLIONE AURICOLARE) E DELL'ORECCHIO INTERNO (ORGANO DEL CORTI)	288
FIGURA 285: STRUTTURA DELL'ORECCHIO INTERNO E DELLA COCLEA	289
FIGURA 286: ECCITAZIONE DELLE TERMINAZIONI NERVOSE	290
FIGURA 287: FUNZIONI DI TRASFERIMENTO DELL'ORECCHIO ESTERNO.	290
FIGURA 288: FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELL'ORECCHIO INTERNO (VON BÉKÉSY)	291
FIGURA 289: FUNZIONI DI TRASFERIMENTO DEL CANALE TIMPANICO	291
FIGURA 290: STRUTTURA DI UN NEURONE.	292
FIGURA 291: SEGNALE DI ATTIVAZIONE SINAPTICO.	292
FIGURA 292: CURVE ISOFONICHE PER TONI PURI (AUDIOGRAMMA NORMALE DI FLETCHER - MUNSON)	293
FIGURA 293: CONFRONTO FRA LA FUNZIONE DI TRASFERIMENTO DELL'ORECCHIO MEDIO E L'AUDIOGRAMMA NORMALE	293
FIGURA 294: CURVA DI UDIBILITÀ REALE DI UN SOGGETTO E CONFRONTO CON LA CURVA DI SOGLIA STANDARD	294
FIGURA 295: ESEMPIO DI AUDIOGRAMMA DI UN SOGGETTO NORMALE	295
FIGURA 296: CONFRONTO FRA LE CURVE FONOMETRICHE E L'AUDIOGRAMMA NORMALE	296
FIGURA 297: DIAGRAMMA A BLOCCHI DI UN FONOMETRO E UN MODERNO MODELLO COMMERCIALE	297
FIGURA 298: SPETTRO A BANDA DI OTTAVA DEL SEGNALE NON FILTRATO E DI QUELLO FILTRATO	297
FIGURA 299: ANDAMENTO DEL LPS, LEQ, L PICCO NON PESATO.	298
FIGURA 300: LOCALIZZAZIONE DELLA SORGENTE SONORA	299
FIGURA 301: TEMPI DI AUTOCORRELAZIONE DEI BRANI DI Y. ANDO	301
FIGURA 302: BRANI F E G DI Y. ANDO E LORO FUNZIONI DI AUTOCORRELAZIONE	302
FIGURA 303: BILANCIO DI ENERGIA SONORA	303
FIGURA 304: ANDAMENTO DI ALCUNI FATTORI DI ASSORBIMENTO PER MATERIALI DA COSTRUZIONE.	303
FIGURA 305: RIFLESSIONE DI UN'ONDA SONORA	304
FIGURA 306: VALUTAZIONE DEL POTERE FONOISOLANTE DI UN DIVISORIO	304
FIGURA 307: ANDAMENTO DEL POTERE FONOISOLANTE	305
FIGURA 308: FREQUENZE CRITICHE DI ALCUNI MATERIALI	306
FIGURA 309: CAVITÀ RISONANTE	308
FIGURA 310: MATERIALE DA COSTRUZIONE UTILIZZATO COME CAVITÀ RISONANTE	309
FIGURA 311: TIPOLOGIE DI CAVITÀ RISONANTI DI UTILIZZO COMUNE	309
FIGURA 312: ASSORBIMENTO DI UNA MEMBRANA	310
FIGURA 313: ESEMPIO DI MEMBRANA ASSORBENTE REALIZZATA CON PANNELLI IN LEGNO	310
FIGURA 314: DIFFRAZIONE DEL SUONO DA PARTE DI UN OSTACOLO	311
FIGURA 315: SCHEMA DI BARRIERA	312
FIGURA 316: ANDAMENTO DELL'ATTENUAZIONE IN FUNZIONE DEL NUMERO DI FRESNEL	312
FIGURA 317: RIFRAZIONE DI UN'ONDA SONORA.	313
FIGURA 318: DEFINIZIONE DEL FATTORE DI DIREZIONALITÀ	313
FIGURA 319: SCHEMATIZZAZIONE DI 200 RAGGI SONORI RIFLESSI IN UN AMBIENTE CHIUSO	314
FIGURA 320: ECOGRAMMA IN UNA SALA CHIUSA	316
FIGURA 321: DECADIMENTO SONORO ALL'INTERNO DI UNA SALA	316
FIGURA 322: IL TEATRO ROY THOMPSON HALL, TORONTO	316
FIGURA 323: ANDAMENTO DEL LIVELLO INTERNO IN UNA SALA PER EFFETTO DEL LIVELLO DIRETTO E RIVERBERATO.	318
FIGURA 324: ESEMPIO DI APPLICAZIONE DI CUFFIA AFONICA	318
FIGURA 325: TIPOLOGIA DI CUFFIA AFONICA PER MACCHINA OPERATRICE	319
FIGURA 326: CUFFIE AFONICHE PER MACCHINE CON FLUSSI DI MATERIALI ENTRANTI E/O USCENTI	320

FIGURA 327: ESEMPI DI ISOLATORI PER LA RIDUZIONE DELLE VIBRAZIONI	321
FIGURA 328: ESEMPIO DI PAVIMENTO GALLEGGIANTE	321
FIGURA 329: ESEMPIO DI DATI ACUSTICI DISPONIBILI PER MODELLI DI REFRIGERATORI D'ACQUA	323
FIGURA 330: ESEMPIO DI DATI DI LPS PER UNA CTA	323
FIGURA 331: MAPPA ACUSTICA PER UN REFRIGERATORE D'ACQUA	324
FIGURA 332: DISTRIBUZIONE DEL LPS ATTORNO AD UN REFRIGERATORE D'ACQUA	325
FIGURA 333: SCHEMA DEI PUNTI DI RILIEVO PER IL CALCOLO DEI LIVELLI DI POTENZA SONORA	325
FIGURA 334: RAPPRESENTAZIONE SPAZIALE DELLA IRRADIAZIONE DI POTENZA ACUSTICA	326
FIGURA 335: ESEMPIO DI TRACCIAMENTO DELLO SPETTRO DI UN RUMORE SULLE CURVE NR	327
FIGURA 336: LPS IN UN PUNTO P INTERNO AD UN AMBIENTE CHIUSO	328
FIGURA 337: ATTENUAZIONE ACUSTICA IN CANALI RETTANGOLARI COIBENTATI	330
FIGURA 338: SCHEMA DI TRASMISSIONE DEL RUMORE IN UN CANALE	331
FIGURA 339: ATTENUAZIONE ACUSTICA NELLE DIRAMAZIONI	333
FIGURA 340: ATTENUAZIONE ACUSTICA NEI TERMINALI DI CONDOTTO	333
FIGURA 341: GEOMETRIA DI UN PLENUM	334
FIGURA 342: RIDUZIONE DELLA RUMOROSITÀ NELLE T E DIRAMAZIONI	335
FIGURA 343: ATTENUAZIONE DEL SUONO NEI CONDOTTI	336
FIGURA 344: CORRETTO POSIZIONAMENTO DEI SILENZIATORI	337
FIGURA 345: PUNTO DI INSERIMENTO DEL SILENZIATORE	338

ELENCO DELLE TABELLE

TABELLA 1: VALORI TERMOFISICI PER L'ACQUA	6
TABELLA 2: VALORI MEDI DEL COEFFICIENTE DI SCABREZZA RELATIVA	14
TABELLA 3: VALORI SPERIMENTALI DEL FATTORE DI DARCY PER ALCUNE PERDITE LOCALIZZATE	16
TABELLA 4: VALORI DEL FATTORE DI DARCY PER LA RACCORDERIA E VALVOLAME	16
TABELLA 5: DIAMETRI EQUIVALENTI PER SEZIONI RETTANGOLARI	27
TABELLA 6: CALCOLO RAPIDO DELLE RESISTENZE LOCALIZZATE.	33
TABELLA 7: DATI PER TUBAZIONI IN ACCIAIO GAS	34
TABELLA 8: DATI PER TUBAZIONI IN ACCIAIO DIN	35
TABELLA 9: DATI PER TUBAZIONI IN RAME	35
TABELLA 10: CALCOLO DELLE PORTATE NEI SINGOLI RAMI	54
TABELLA 11: DATI TECNICI NOMINALI DI ALCUNI FAN COIL	60
TABELLA 12: COEFFICIENTI DI DILATAZIONE PER ALCUNI MATERIALI	91
TABELLA 13: PARAMETRI TERMOFISICI PER L'ACQUA	97
TABELLA 14: DATI DI LIBRERIA DI RADIATORI COMMERCIALI	99
TABELLA 15: DATI DI LIBRERIA DI FAN COIL COMMERCIALI	99
TABELLA 16: ESEMPIO DI DATI PER RADIATORI COMMERCIALI	100
TABELLA 17: SCELTA RAPIDA DEI DIAMETRI DEI CANALI IN TESSUTO	123
TABELLA 18: DATI DI INSTALLAZIONE DEI CANALI IN TESSUTO	124
TABELLA 19: CADUTE DI PRESSIONE TIPICHE NELLE RETI AEREAULICHE	125
TABELLA 20: VALORI CONSIGLIATI DELLE VELOCITÀ DELL'ARIA NEI CANALI	131
TABELLA 21: PESI DEI CANALI D'ARIA	132
TABELLA 22: DIAMETRI EQUIVALENTI A PARI PERDITA DI PRESSIONE PER CANALI RETTANGOLARI	132
TABELLA 23: CALCOLO DELLE PERDITE DI PRESSIONE LOCALIZZA ($t=20\text{ }^{\circ}\text{C}$)	135
TABELLA 24: CALCOLO DELLE PERDITE DI PRESSIONE LOCALIZZA ($t=50\text{ }^{\circ}\text{C}$)	136
TABELLA 25: ESEMPIO DI CALCOLO DI UNA RETE DI CANALI	141
TABELLA 26: CONFRONTO FRA LE CADUTE DI PRESSIONE	141
TABELLA 27: DATI DI CALCOLO	154
TABELLA 28: VALORI DELL'ESPOLENTE N PER IL CALCOLO DELLA POTENZA EROGATA DAI TERMINALI	184
TABELLA 29: CONDIZIONI OPERATIVE DI RIFERIMENTO PER I DATI SPERIMENTALI RIPORTATI IN ALLEGATO 1.	205
TABELLA 30: SCARTI RELATIVI TRA LE PERDITE DI CARICO COMPLESSIVE CALCOLATE E I DATI SPERIMENTALI DI LETTERATURA.	206
TABELLA 31: MASCHERA DEI DATI DI INPUT PER IL CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO AL VARIARE DELLA RADIAZIONE SOLARE INCIDENTE (QUINDI DELLA PORTATA DI DEFLUSSO).	207
TABELLA 32: VALORI DI POTENZA TERMICA DELLA STRINGA E DI PORTATA DI DEFLUSSO AL VARIARE DELLA RADIAZIONE SOLARE.	208
TABELLA 33: SPESSORE DELLE PARETI TAGLIAFUOCO	233
TABELLA 34: SPESSORI MINIMI DEI SOLAI	233
TABELLA 35: SPESSORE MINIMO DEL RIVESTIMENTO	234
TABELLA 36: TIPI E SPESSORI DEI RIVESTIMENTI	235
TABELLA 37: SOSTANZE ESTINGUENTI E LORO UTILIZZO	238
TABELLA 38: CODICE DEI COLORI PER GLI SPRINKLER	243
TABELLA 39: FATTORI DI DARCY PER ALCUNI ELEMENTI	245
TABELLA 40: DATI GENERALI DI CALCOLO PER L'IMPIANTO SPRINKLER DELLA BIBLIOTECA	248
TABELLA 41: RISULTATI DI CALCOLO PER L'IMPIANTO SPRINKLER DELLA BIBLIOTECA	248
TABELLA 42: CLASSIFICAZIONE DEI COMBUSTIBILI IN BASE AL TIPO DI FUOCO	264
TABELLA 43: CLASSIFICAZIONE DEI COMBUSTIBILI IN BASE ALLE CARATTERISTICHE	264
TABELLA 44: CLASSIFICAZIONE DEI COMBUSTIBILI IN BASE AL PUNTO DI INFIAMMABILITÀ	265
TABELLA 45: DATI CARATTERISTICI PER LA COMBUSTIONE DELLE POLVERI	266
TABELLA 46: VELOCITÀ DEL SUONO PER ALCUNI MEZZI DI TRASMISSIONE	269
TABELLA 47: LIVELLO DI POTENZA SONORA MEDIA DI VARIE SORGENTI.	271
TABELLA 48: CORRISPONDENZA FRA NUMERO DI PUNTI E RIGHE DI FREQUENZA	283
TABELLA 49: CORRISPONDENZA FRA LA LARGHEZZA DELLA FINESTRA E L'AMPIEZZA DEL FILTRO	284
TABELLA 50: SCALA DI VALORI DELLE PRESSIONI SONORE E DEI LIVELLI DI PRESSIONE SONORA	287

TABELLA 51: ATTENUAZIONI DEI FILTRI DI PESATURA A	297
TABELLA 52: BRANI MUSICALI ANALIZZATI DA Y. ANDO	300
TABELLA 53: FREQUENZE CRITICHE PER ALCUNI MATERIALI	305
TABELLA 54: POTERE FONOISOLANTE DI ALCUNI MATERIALI	306
TABELLA 55: POTERE FONOISOLANTE DI ALCUNI MATERIALI	307
TABELLA 56: POTERE FONOISOLANTE DI ALCUNI MATERIALI	307
TABELLA 57: POTERE FONOISOLANTE DI ALCUNI MATERIALI	308
TABELLA 58: VALORI DEI LIVELLI NC	327
TABELLA 59: LIVELLI DI SONORA SPECIFICI PER VARI TIPI DI VENTILATORI	329
TABELLA 60: COEFFICIENTI DI CORREZIONE PER IL RENDIMENTO DEI VENTILATORI	329
TABELLA 61: LIVELLI DI RUMOROSITÀ DEL VENTILATORE	330
TABELLA 62: ATTENUAZIONE ACUSTICA IN CANALI RETTILINEI RIGIDI	331
TABELLA 63: ATTENUAZIONE ACUSTICA DEI RACCORDI A GOMITO	332