

1.1 Generalità

Gli impianti di distribuzione dei fluidi sono largamente diffusi negli impianti industriali. In molte produzioni, infatti, macchinari e impianti tecnologici funzionano solo se vengono alimentati da uno o più fluidi come acqua, aria compressa, vapore. Nel presente capitolo, quindi, prenderemo in considerazione gli elementi che costituiscono una rete di distribuzione dei fluidi indicando le caratteristiche necessarie per la loro scelta. Gli impianti di servizio, a cui gli impianti di produzione e distribuzione dei fluidi possono essere ricondotti, costituiscono una voce importante del costo totale di uno stabilimento. Per tale ragione è importante contenere i costi di realizzazione facendo attenzione a bilanciarli con i costi di esercizio, quali i consumi di energia, manutenzione, mancata produzione, che variano in controtendenza rispetto ai costi di realizzazione. Oltre all'aspetto economico occorre prevedere possibili aumenti di fabbisogno per periodi futuri in modo da non dover sostituire un impianto di servizio a breve distanza temporale dalla sua realizzazione.

Una rete di distribuzione, o piping, è costituita dall'insieme degli elementi di una tubazione che consentono di trasferire un fluido dal luogo di produzione alle utenze distribuite o da più luoghi di captazione ad uno di raccolta e trattamento.

Gli elementi di tubazione sono:

- Tubi;
- Elementi di raccordo e di tenuta (giunti, raccordi, deviazioni, flange, guarnizioni, ...);
- Organi di intercettazione o di regolazione;
- Accessori (manometri, misuratori di portata, filtri, compensatori di dilatazione, scaricatori di condense, ecc.).

In fig.1.1.1 vengono rappresentati alcuni di tali elementi costituenti un tratto di tubazione.

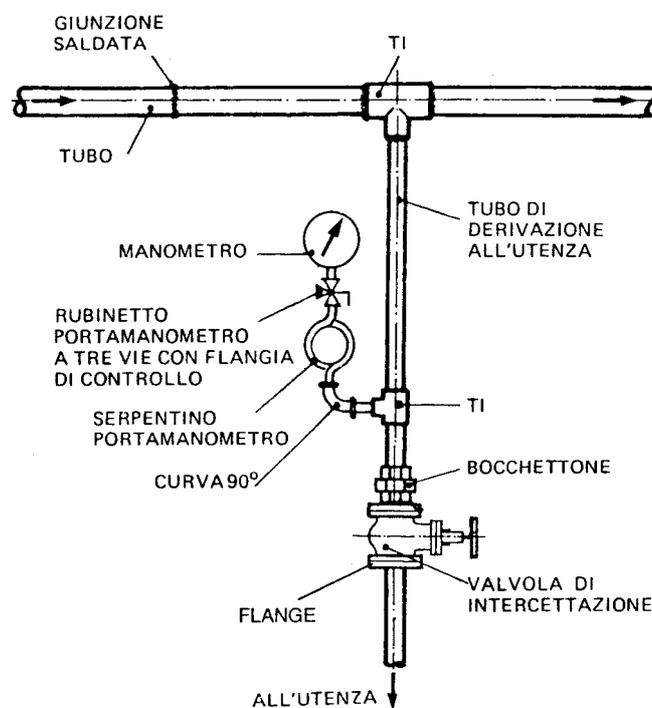


Fig.1.1.1 - Elementi costituenti un tratto di tubazione per alimentazione di un fluido ad un'utenza.

Dal punto di vista della rappresentazione grafica per le reti di distribuzione non è stata adottata una unificazione. Tuttavia si è soliti adattare segni convenzionali largamente diffusi alcuni dei quali vengono riportati in tab.1.1.1

Le reti di distribuzione, quando aperte al luogo di lavoro, devono essere visibili, comunque facilmente ispezionabili e si deve poter individuare la natura del fluido convogliato. A tal fine la tabella UNI 5634-97 che, per le tubazioni e canalizzazioni non interrato convoglianti fluidi, fornisce indicazioni sui colori da adottare per l'identificazione della natura di un fluido convogliato mediante tubazioni. In tale tabella viene fatta distinzione tra i colori distinti di base ed indicazioni di codice. I colori distintivi di base identificano tubazioni convoglianti fluidi dei quali è sufficiente individuare la natura.

Le indicazioni di codice sono i colori di sicurezza ed i dati indicanti la natura del fluido. Si applicano su tubazioni, quando è necessario individuare con precisione il fluido convogliato, in prossimità di valvole, raccordi e apparecchiature. A tale scopo viene impiegato il rosso per le tubazioni degli impianti antincendio, l'azzurro, assieme al colore di base verde, per le tubazioni che convogliano acqua dolce, potabile o no. I dati che indicano la natura del fluido possono essere riportati in varie forme quali il nome per esteso, l'abbreviazione o la formula chimica.

La norma UNI prevede anche le modalità di applicazione sia dei colori di base che delle indicazioni di codice. In particolare i colori di base vengono applicati o su tutta la tubazione o a bande di larghezza in funzione del diametro della tubazione e della distanza alla quale deve essere visibile, con un valore minimo di 230 mm. I colori di sicurezza sono applicati sul colore di base con bande di larghezza pari a ¼ di quella della banda del colore di base. I dati indicanti la natura del fluido sono in bianco o in nero, in modo da realizzare un adeguato contrasto con il colore di base, ed applicati direttamente sul tubo o su targhette fissate al tubo stesso. Per le tubazioni convoglianti fluidi pericolosi oltre al colore di base deve essere presente il simbolo di pericolo e il nome o la formula del fluido.

FLUIDO	COLORE BASE
Estinzione incendi	Rosso (RAL 3000)
Acqua	Verde (RAL 6032)
Vapore a acqua riscaldata	Grigio Argento (RAL 9006)
Aria	Azzurro chiaro
Oli minerali, liquidi combustibili e/o infiammabili	Marrone (RAL 8007)
Gas allo stato gassoso o liquefatto (esclusa l'aria)	Giallo ocra (RAL 1024)
Acidi	Arancione (RAL 2010)
Fluidi pericolosi	Giallo (RAL 1021)

tab. 1.1.1 – Colori distintivi di base per le tubazioni non interrate convoglianti fluidi.

Occorre, infine, tenere presente che le tubazioni e tutti i componenti devono essere installati in modo da: non intralciare il transito; non occupare spazi di lavoro; non essere danneggiati da mezzi di trasporto; non costituire barriera alla diffusione della luce naturale.

1.2 Diametro e pressione nominale

Gli elementi di una tubazione sono caratterizzati da due grandezze che permettono di individuare la possibilità di accoppiamento tra diversi elementi e le loro caratteristiche di impiego. Tali grandezze sono il diametro e la pressione nominali. Il diametro nominale DN è un'indicazione convenzionale che serve da riferimento univoco per individuare la grandezza dei diversi elementi accoppiabili in una tubazione (tubi, flangie, raccordi, valvole, ecc.). Il DN rappresenta all'incirca la dimensione in mm del diametro interno dell'elemento di tubazione e viene utilizzato, prevalentemente, per tubazioni in acciaio o in ghisa. DN50 designa una tubazione i cui elementi hanno lo stesso diametro nominale: tubo DN50, valvola DN50, ecc... La serie dei diametri nominali, secondo la UNI1282 e successivi aggiornamenti è: 1; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 70; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500; 600; 700; 800; 900; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200; 2500. In questo modo, si cerca di seguire la serie di Renard, con ragione 1.25 (radice 10^3 di 10). In taluni casi, come nelle tubazioni in materie plastiche ed in calcestruzzo, gli elementi di una tubazione possono essere identificati con il diametro esterno o interno unitamente allo spessore. Nel settore petrolchimico, invece, la norma di riferimento per l'identificazione ed accoppiamento delle tubazioni è all'Americana ASTM. Per tale norma si fa riferimento al Net Pipe Size (NPS) che corrisponde al diametro esterno. In America, inoltre, il diametro degli elementi di una tubazione viene espresso in pollici, come d'altra parte avviene per i tubi gas, in conformità con le norme ANSI, ed è indicato dal numero preceduto dalla sigla NSD (Nominal Size Designation). I diametri più comunemente utilizzati sono: NSD $\frac{1}{2}$; $\frac{3}{4}$; 1; 1 $\frac{1}{2}$; 2; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 24; 26; 28; 30; 34; 36; 38; 40; 42; 44; 46; 48.

La pressione nominale PN esprime convenzionalmente la pressione massima di esercizio, in bar. In base ad essa, vengono calcolati gli elementi della tubazione, tenendo conto delle specifiche condizioni di esercizio. Così, PN40 indica che il fluido nella condotta può assumere la pressione massima di 40 bar in condizioni normali di esercizio. Tale pressione massima deve essere ridotta all'80% (1/1.25), quando il fluido si trova a temperature tra 120 e 300 °C o quando è chimicamente pericoloso, deve essere ridotta al 64% (1/1.6) con temperature nel campo tra 300 e 400 °C e per fluidi pericolosi a temperature superiori a 120 °C.

La serie delle pressioni nominali segue la tabella UNI 1283-85 e UNI ISO 7268-85, ed approssimativamente la serie di Renard con ragione 1.6 (radice 5^a di 10): 1; 2,5; 6; 10; 16; 20; 25; 50; 64; 100; 150; 250; 320; 420; 640; 1000; 1600; 2500. Le tubazioni, che necessitano di una prova di collaudo, devono essere sottoposte a prova idraulica a pressione superiore a quella nominale. In definitiva, con riferimento ai tubi d'acciaio, ad ogni valore della pressione nominale corrispondono tre valori della pressione d'esercizio, a seconda del grado di sicurezza richiesto, stabilito in base alla natura del fluido ed alla sua temperatura (tab. 1.2.1).

Con riferimento alle tubazioni in materie plastiche, la pressione nominale corrisponde alla pressione di esercizio solo per il convogliamento di acqua a temperatura non superiore a 20° C. All'aumentare del valore di temperatura, la pressione di esercizio diminuisce seguendo le indicazioni che le normative prevedono per i singoli polimeri.

Caso	Temperatura del fluido [°C]	Pericolosità del fluido	Pressione di esercizio
1	< 120	nulla	PN
2	< 120	media	0,80 PN
3	compresa tra 120 °C e 300 °C	nulla	0,80 PN
4	> 300	nulla	0,64 PN
5	qualsiasi	alta	0,64 PN

Tab 1.2.1 – Relazione tra pressione di esercizio e pressione nominale per le tubazioni in acciaio e ghisa sferoidale.

1.3 Scelta dei tubi

La scelta del tubo adatto al convogliamento di un determinato fluido viene effettuata in base al materiale ed al tipo costruttivo. I materiali di cui sono costituiti i tubi sono diversi: acciaio, ghisa, materie plastiche, alluminio, rame, calcestruzzo; ecc.. Il tipo di materiale viene scelto in base alle caratteristiche chimico-fisiche del fluido da trasportare (aggressività, temperatura e pressione) ed alle condizioni ambientali in cui le tubazioni verranno a trovarsi (aggressività, umidità, temperatura e pressione).

In riferimento al tipo costruttivo dei tubi (presenza o meno di saldatura, lisci o filettati, ecc.) la scelta viene effettuata in base alla natura del fluido, alla sua portata, alla pressione di esercizio, alla modalità di installazione del tubo stesso.

Una volta scelto il materiale ed il tipo costruttivo più adatti, vengono determinati il diametro e lo spessore del tubo. Il diametro viene determinato in base alla portata del fluido da convogliare tenendo conto di bilanciare economicamente i costi di installazione, crescenti al crescere del diametro delle tubazioni, e quelle di esercizio, legati alle perdite di carico, che invece hanno andamento opposto.

Per i tubi metallici non soggetti a sollecitazioni anomale, quali possono essere quelle dovute a vibrazioni, urti, pulsazioni di pressione o carichi esterni, lo spessore minimo dei tubi è determinabile con la seguente formula tratta dalla tabella UNI 1285 e UNI ISO 7088:

$$s_o = \left(\frac{p \cdot d_e}{20 \cdot \sigma_{am} + p} + c \right) \cdot \frac{100}{100 - a}$$

Nel caso in cui venga prevista una prova idraulica o altra prova di pressione sostitutiva, lo spessore viene calcolato con la seguente relazione:

$$s_o = \frac{p_p \cdot d_e}{20 \cdot \frac{R_t}{K} \cdot z + p_p} \cdot \frac{100}{100 - a}$$

Nelle due relazioni sopra indicate i simboli hanno il seguente significato:

s_o = spessore del tubo [mm];

p = pressione massima di esercizio prevista [bar];

d_e = diametro esterno del tubo [mm];

σ_{am} = sollecitazione massima ammissibile [N/mm²];

z = efficienza di saldatura (0,5 per tubi saldati di acciaio Fe360; 0,8 per tubi saldati di acciai di qualità; 1 per tubi privi di saldatura o saldati, di acciai di qualità sottoposti a controlli non distruttivi sull'intero sviluppo della saldatura);

c = sovrappessore [mm] funzione del materiale, del procedimento di fabbricazione e delle condizioni di corrosione in esercizio ($c = 0,5$ per acciai al carbonio inossidabili, materiali metallici non ferrosi, materie plastiche);

a = tolleranza di fabbricazione sullo spessore del tubo [%];

p_p = pressione di prova idraulica [bar];

R_t = carico unitario al limite di deformazione permanente dello 0,2% alla temperatura t [N/mm²];

k = coefficiente di sicurezza su R_t ($\geq 1,6$).

Lo spessore di fabbricazione del tubo viene assunto non inferiore al valore maggiore dei due valori ricavati con le suddette relazioni e lo spessore nominale viene poi arrotondato a quello unificato immediatamente superiore.

Una relazione semplificata, applicabile a qualunque tipo di tubo, per il calcolo dello spessore è la seguente:

$$s = \frac{PN \cdot d_e}{20 \cdot \sigma_{am} + PN}$$

Tra i materiali più largamente utilizzati nelle tubazioni incontriamo l'acciaio. I tubi in acciaio possono essere costruiti (fig. 1.3.1) con saldatura, ricavati da nastri di acciaio piegati e saldati secondo diversi processi o senza saldatura ottenuti per laminazione o pressatura a caldo e finiti con un'ulteriore lavorazione di trafilatura a caldo e a freddo.



fig. 1.3.1 – Modalità costruttive dei tubi in acciaio.

I tubi in acciaio sono classificabili in base agli impieghi cui sono destinati e si distinguono in:

1. Tubi filettabili;
2. Tubi commerciali;
3. Tubi per applicazioni meccaniche;
4. Tubi per condotte;
5. Tubi speciali;
6. Tubi zincati.

I tubi commerciali sono tubi filettati o lisci di produzione corrente, di acciaio non legato di tipo Fe-330 e sottoposti a modeste sovrappressioni. Le caratteristiche metallurgiche e geometriche sono riportate in tab. 1.3.2.

TIPO	NUMERO	CARATT. MECCANICHE (min)				COMPOSIZIONE (max)				
		ROTT MPa	SNERV MPa	ALLUNG		C	Mn	Si	P	S
				L%	T%					
L235	0252	360+500	235	25	23	0.16	1.20	0.35	0.030	0.025
L275	0260	430+570	275	21	19	0.20	1.40	0.40	0.030	0.025
L355	0419	500+650	355	21	19	0.22	1.60	0.55	0.030	0.025

DIAMETRO NOMINALE	DIAMETRO ESTERNO	SPESSORE		MASSA LINEARE (kg/m)			
mm				TUBO GREZZO		RIVESTITO est. Polietilene int. Epossidico	
40	48.3	2.6	2.6	2.93	2.93	3.23	3.23
50	60.3	2.9	2.9	4.11	4.11	4.48	4.48
65	76.1	2.9	2.9	5.24	5.24	5.71	5.71
80	88.9	3.2	3.2	6.76	6.76	7.39	7.39
100	114.3	3.2	4.0	8.77	10.9	9.58	11.7
125	139.7	3.6	4.5	12.1	15.0	13.1	16.0
150	168.3	4.0	4.5	16.2	18.2	17.4	19.4
200	219.1	5.0	5.9	26.4	31.0	28.0	32.6
250	273.0		6.3		41.4		43.4
300	323.9		8.4		65.4		67.8
350	355.6		8.0		68.6		71.3
400	406.4		8.5		83.4		86.5
450	457		8.5		94.0		97.5
500	508		8.8		108		112
600	610		9.5		141		146
700	711		10.3		178		184
TUBI SALDATI		TUBI SENZA SALDATURA					

TOLLERANZE		SPESSORE		RETTILINEARITÀ
DIAMETRO ESTERNO		SPESSORE		RETTILINEARITÀ
senza saldatura	saldati	senza saldatura	saldati	
± 1% oppure ± 0.5mm. Il valore maggiore	± 1% per De<219.1, oppure ± 0.5mm Il valore maggiore ± 0.75% per De>219.1	± 10% oppure ± 0.3mm Il valore mag- giore	± 12.5% per De<219.1, oppure ± 0.4mm Il valore maggiore ± 20% per De>219.1 ± 15% per De>323.9	0.2%, sull'intera lun- ghezza del tubo

Tab. 1.3.2 - Caratteristiche dei tubi di acciaio al carbonio commerciali.

I tubi filettati di questa Classe sono detti anche Gas ed hanno solitamente la filettatura conica. Convenzionalmente, anziché al diametro nominale DN, ci si riferisce al diametro interno, espresso in pollici, come elencato in tab. 1.3.3. Per convogliare fluidi alterabili, come l'acqua potabile, si utilizzano tubi zincati o protetti con rivestimenti di plastica. Il rivestimento di zinco è realizzato internamente ed esternamente per evitare processi di ossidazione e corrosione che inquinerebbero il fluido trasportato. La zincatura si ottiene per immersione del tubo in un bagno di zinco ed esportazione dell'eccesso di tale metallo dalle superfici. I tubi lisci di questa categoria sono utilizzati per fluidi con parametri inferiori a 225°C e PN25 (aria compressa, acqua, ecc.).

Tubi di classe normale per impieghi idraulici sono fabbricati con acciaio avente caratteristiche controllate e sono sottoposti a prove meccaniche e tecnologiche, ed a pressioni di prova elevate. Questi tubi sono adatti ad impieghi di importanza superiore a quelli commerciali visti sopra, ad esempio per condotte destinati a fluidi a temperatura inferiore a 400 °C e pressioni nominali inferiori a 25 bar.

Tubi di classe normale per impieghi Meccanici oltre all'impiego per applicazioni meccaniche vengono utilizzati negli scambiatori di calore, dentro i forni o nei vaporizzatori. Si tratta di tubi senza saldatura, laminati, cosiddetti per impieghi meccanici, in quanto trovano applicazione nella Meccanica e nella Costruzione di Macchine. Essi sono costruiti conformemente alla Norma EN 10297-1.

Diametro nominale, G"	Dimensioni del tubo		Spessore, mm	Massa lineare kg/m	Dimensioni del manicotto, mm	
	Diametro esterno, mm				Diametro, max	Lunghezza min
	max	min				
1/2	21.7	21.0	2.35	1.19	25	45
3/4	27.1	26.4	2.35	1.50	32	45
1	34.0	33.2	2.90	2.33	39	60
1 1/4	42.7	41.9	2.90	3.45	54	60
1 1/2	48.6	47.8	2.90	3.45	54	60
2	60.7	59.6	3.25	4.83	66	60
2 1/2	76.3	75.2	3.25	6.15	82	70
3	89.4	87.9	3.65	8.15	95	70

Tab. 1.3.3 - Tubi Gas, di acciaio Commerciali, filettati con manicotto.

I tubi di classe superiore sono fabbricati con acciaio avente caratteristiche controllate e sono sottoposti a prove meccaniche e tecnologiche, ed a pressioni di prova elevate. Questi tubi sono adatti ad impieghi di maggiore importanza rispetto a quelli di classe normale visti sopra, e devono essere assoggettati anche a prove tecnologiche particolari. Il loro impiego è caratterizzato da sollecitazioni molto elevate.

I tubi di acciai speciali sono fabbricati per impieghi in condizioni particolarmente severe per riguardo alla temperatura, corrosione, ecc. Sono prodotti con acciai legati ad alto contenuto di Cr e Ni, con alliganti quali, ad esempio, Ti o Ta. I tubi di acciai speciali vengono impiegati nel campo delle alte temperature, nell'industrie dell'azoto e derivati, farmaceutiche, conserviere, enologiche, tintorie. Vengono, inoltre, impiegati qualora siano richieste elevati valori di caratteristica meccanica di scorrimento a caldo e di stabilità all'ossidazione e corrosione.

Tubi in ghisa sferoidale (Tab. 1.3.4) sono ottenuti dalla ghisa grigia immettendo una opportuna quantità di magnesio nella fusione: tale aggiunta provoca l'agglomerazione del carbonio, all'atto della solidificazione, in forma di sferoidi anziché sotto forma di lamelle, come avviene nella ghisa grigia classica. I tubi di ghisa sferoidale sono ottenuti per centrifugazione e sono normalmente dotati di giunto a bicchiere con guarnizione in elastomero, oppure per particolari applicazioni, sono disponibili in versione flangiata. Successivamente alla centrifugazione si rende

necessario il trattamento termico (ricottura) per ottenere una struttura prevalentemente ferritica, tipica della ghisa sferoidale. Esiste inoltre una gamma di raccordi e pezzi speciali in entrambe le versioni (a bicchiere e flangiata), nonché, per le tubazioni destinate ad uso fognario, una serie di raccordi di immissione, di ispezione e di collegamento con altri materiali. Salvo particolari prescrizioni, tutti i tubi ed i raccordi di ghisa sferoidale sono rivestiti all'esterno ed all'interno, in funzione del tipo di utilizzo. La protezione esterna consiste, in tutti i casi, in un rivestimento di zinco metallico a cui si sovrappone una vernice sintetica o bituminosa nera per i tubi ad uso acquedottistico o gas, e una vernice epossidica rossa per i tubi ad uso fognario. Anche la protezione interna dei tubi per uso gas può essere effettuata con vernice bituminosa nera. I tubi destinati al convogliamento d'acqua potabile o per irrigazione sono rivestiti internamente con malta composta da cemento d'altoforno e sabbia silicea di opportuna granulometria: la malta cementizia viene portata, per mezzo di un apposito canale dosatore, all'interno del tubo posto in rapida rotazione (centrifugazione). Questa modalità di applicazione comporta la migrazione dei componenti a granulometria più elevata verso la parete in ghisa, mentre la frazione più fine viene a trovarsi a contatto con l'effluente: ne derivano un basso coefficiente di scabrezza e perdite di carico contenute. I tubi per uso fognario sono rivestiti internamente con malta di cemento alluminoso, utilizzando una tecnica del tutto analoga a quella descritta. Il cemento di tipo alluminoso assicura una maggiore resistenza all'abrasione ed agli attacchi chimici degli affluenti fognari.

DN mm	Esterno Tubo mm
60	78
80	98
100	118
125	144
150	170
200	222
250	274
300	326
350	378
400	429
450	480
500	532
600	635

Tab. 1.3.4 – Caratteristiche geometriche di tubi in ghisa sferoidale.

Tubi in rame sono caratterizzati da conducibilità elettrica e termica elevatissime, superate solo da quelle dell'argento; il rame è molto resistente alla corrosione e non è magnetico. È facilmente lavorabile, estremamente duttile e malleabile; può essere facilmente riciclato e i suoi rottami hanno un alto valore di recupero; si combina con altri metalli a formare numerose leghe metalliche (si calcola che se ne usino almeno 400), le più comuni sono il bronzo e l'ottone; tra le altre, anche i cupronichel e i cuprallumini (detti anche bronzi all'alluminio). I tubi di rame vengono usati per trasportare acqua potabile, gas combustibili, gas medicali, acqua per il riscaldamento e fluidi per condizionamento e refrigerazione; infatti il rame è impermeabile ai gas, facilmente piegabile, resiste alla corrosione e non invecchia se esposto alla radiazione solare. Grazie alla sua eccellente conducibilità termica, è uno dei materiali che rende più efficiente lo scambio termico: per questo lo si utilizza negli scambiatori di calore, nei pannelli solari e nei pannelli radianti a parete e a pavimento.

I tubi in materie plastiche hanno avuto una notevole diffusione in campo industriale (per il convogliamento di fluidi liquidi e gassosi) per i seguenti motivi: possiedono una buona resistenza alla corrosione da parte degli agenti chimici; sono leggeri e flessibili; hanno ottime proprietà dielettriche (Tab. 1.2.5). Grazie a tali caratteristiche, i tubi di plastica hanno trovato applicazione anche per il convogliamento (in pressione e per gravità) delle acque reflue inquinate. Per contro, i tipi normali (PVC) non sono adatti per pressioni di esercizio superiori a 16 bar e per temperature superiori a 60 °C o per frequenti variazioni di temperatura. Infine subiscono un sensibile invecchiamento (che li rende fragili) se sono sottoposti all'esposizione prolungata della luce ed a frequenti sbalzi termici. La loro leggerezza consente di risparmiare nelle operazioni di posa in opera e nelle strutture di sostegno.

I principali materiali di cui sono costituiti i tubi di materiale polimerico sono:

- Polipropilene (PP)
- Polietilene (PE)
- Policloruro di vinile (PVC)
- Plastici rinforzati con fibre di vetro (PRFV)

Proprietà	Unità	PVC rigido	Polipropilene	Polietilene bassa/alta densità
Massa volumica	g/cm ³	1,4	0,93	0,93/0,96
Carico unitario a snervamento	MPa	48	28÷35	10/24
Modulo di elasticità	GPa	0,3	1÷1,3	0,2/0,9
Conduttività termica	W/m·K	0,15	0,26	0,35/0,55
Coefficiente di dilatazione termica lineare	M/K	60÷80	100÷150	200
Temperatura max di esercizio	°C	60	80*	60

* 100° C per i tubi convoglianti liquidi in pressione.

Tab. 1.3.5 – Caratteristiche dei tubi in plastica.

Naturalmente ne esistono anche altri ma la loro diffusione è limitata e gli impieghi pratici sono limitati unicamente ad alcune applicazioni specifiche e particolari.

Il PVC è il materiale di gran lunga più utilizzato nella costruzione di tubi e raccordi per il trasporto delle acque, sia potabili che di scarico e di irrigazione. I principali vantaggi offerti da questa plastica sono la lunga vita di esercizio (oltre 50 anni) e la grande resistenza, che insieme garantiscono un notevole risparmio nella manutenzione e nella sostituzione dei sistemi di condotte e di scarichi. Inoltre le tubature sono soggette a normative italiane (UNI) e europee (EN) e alla certificazione di qualità da parte dell'Istituto Italiano dei Plastici. Rispetto agli altri materiali

plastici, il PVC garantisce (Fig. 1.3.2) minori dilatazioni termiche, minore trasmissione del rumore e maggiore resistenza al fuoco.

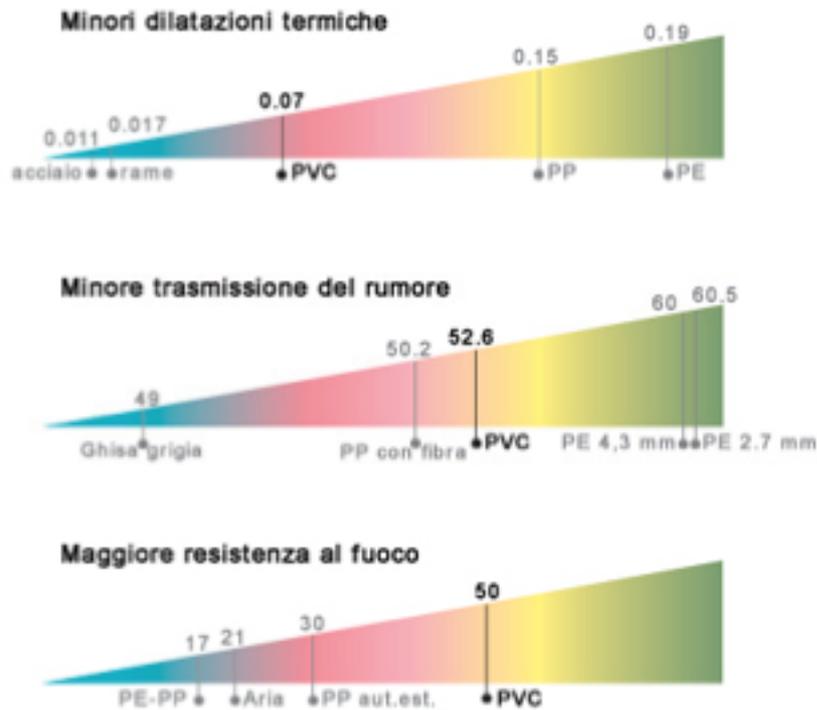


fig. 1.3.2 – Vantaggi del PVC

1.4 Elementi di giunzione e di tenuta

I giunti ed i raccordi possono essere classificati come fissi e come smontabili. I giunti fissi sono ottenuti per saldatura, brasatura, o deformazione plastica fino all'interferenza delle due parti collegate. In questi casi, per ottenere una buona giunzione, è necessario curare particolarmente la preparazione delle parti da collegare, in particolar modo la precisione delle superfici. In fig. 1.4.1, sono rappresentati i tipi più diffusi: i primi (Tipo A e B) richiedono un perfetto allineamento tra i tronchi, quello a sfera (tipo C) permette leggeri disassamenti.

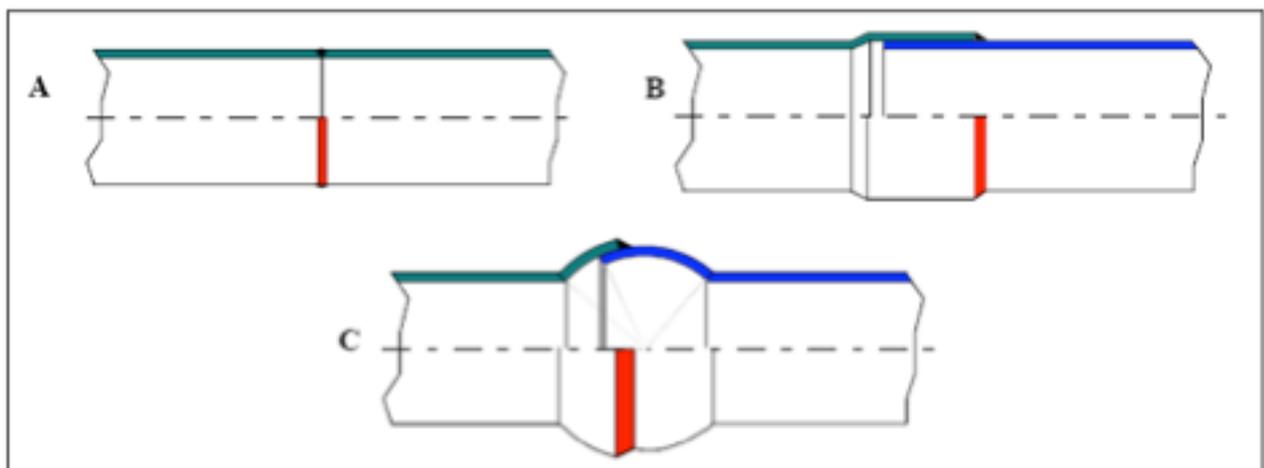


Fig. 1.4.1 - Giunti saldati. A) a manicotto, B) a bicchiere cilindrico, C) a sfera.

I giunti smontabili sono a flangia o filettati. I giunti a flangia sono impiegati di regola per i diametri nominali più grandi, ed utilizzati per l'inserimento nella canalizzazione, di acciaio o di materiale plastico, di valvole, macchine (pompe, ventilatori, ecc.) e per consentirne il facile smontaggio. Per pressioni nominali basse (fino a PN10) si impiegano flangie piane, del tipo di fig. 5 - A. Vengono collegate al tubo mediante saldatura tra l'estremità del tubo e la superficie interna della flangia, oppure fra l'esterno del tubo ed il fianco della flangia. Una flangia cieca serve ad intercettare la tubazione all'estremità, e consente successive estensioni dell'impianto. Si adoperano anche flangie scorrevoli, adatte ad impieghi non gravosi, fluidi caldi a bassa pressione, ecc, del tipo di fig. 5 - A. Tra le superfici affacciate viene interposta una guarnizione piana di materiale elasticamente deformabile. Per pressioni nominali più elevate, si impiegano flangie a collare, che sono collegate mediante saldatura dell'estremità del tubo e l'orlo del collare, oppure (nel caso di flangie a tasca) infilando il tubo nella flangia fino alla battuta e saldando lungo il fianco del collare, come mostrato in fig. 1.4.2 - C. È spesso necessario impiegare la saldatura ad arco, per evitare di portare in temperatura l'intero corpo della flangia. Le flangie affacciate sono centrate mediante un risalto maschio-femmina, quindi l'allineamento dei tronchi deve essere perfetto. Tra le superfici affacciate viene interposta una guarnizione normalmente toroidale di elastomero oppure, per le altissime pressioni metallica (rame, ferro dolce, ecc.). Il materiale delle guarnizioni viene scelto in base alle caratteristiche del fluido, quindi natura, temperatura e pressione.

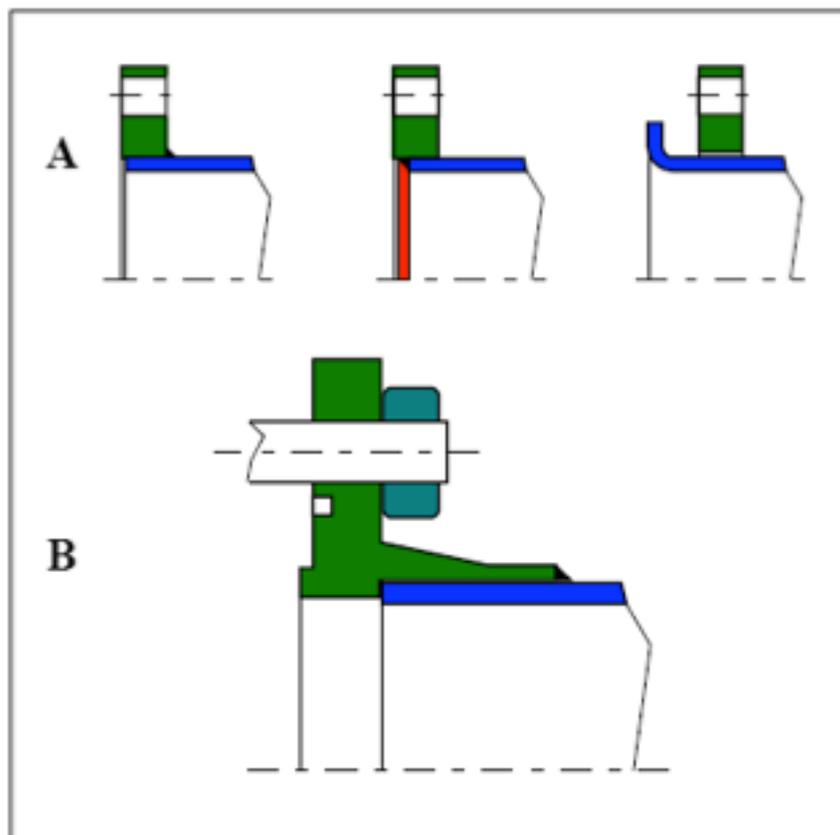


Fig. 1.4.2 - Giunti smontabili a flangia.

Il materiale che costituisce i raccordi si accorda con quello dei tubi e degli accessori ai quali devono essere collegati. Così, si hanno raccordi di materiale plastico e raccordi di ghisa malleabile. Le figure 1.4.3 e 1.4.4 illustrano alcuni esempi di raccordi in materiale metallico (ghisa malleabile) e plastico. Le immagini sono tratte dal catalogo del produttore GEORG FISCHER.

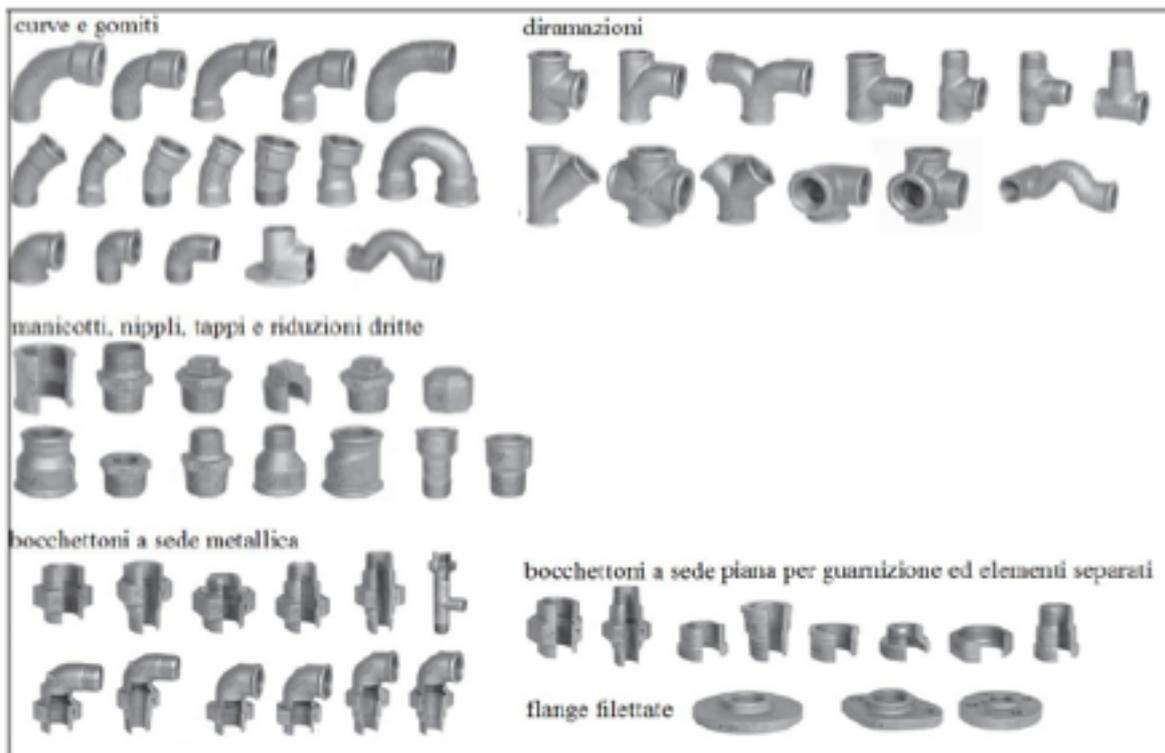


fig. 1.4.3 – Raccordi in ghisa malleabile

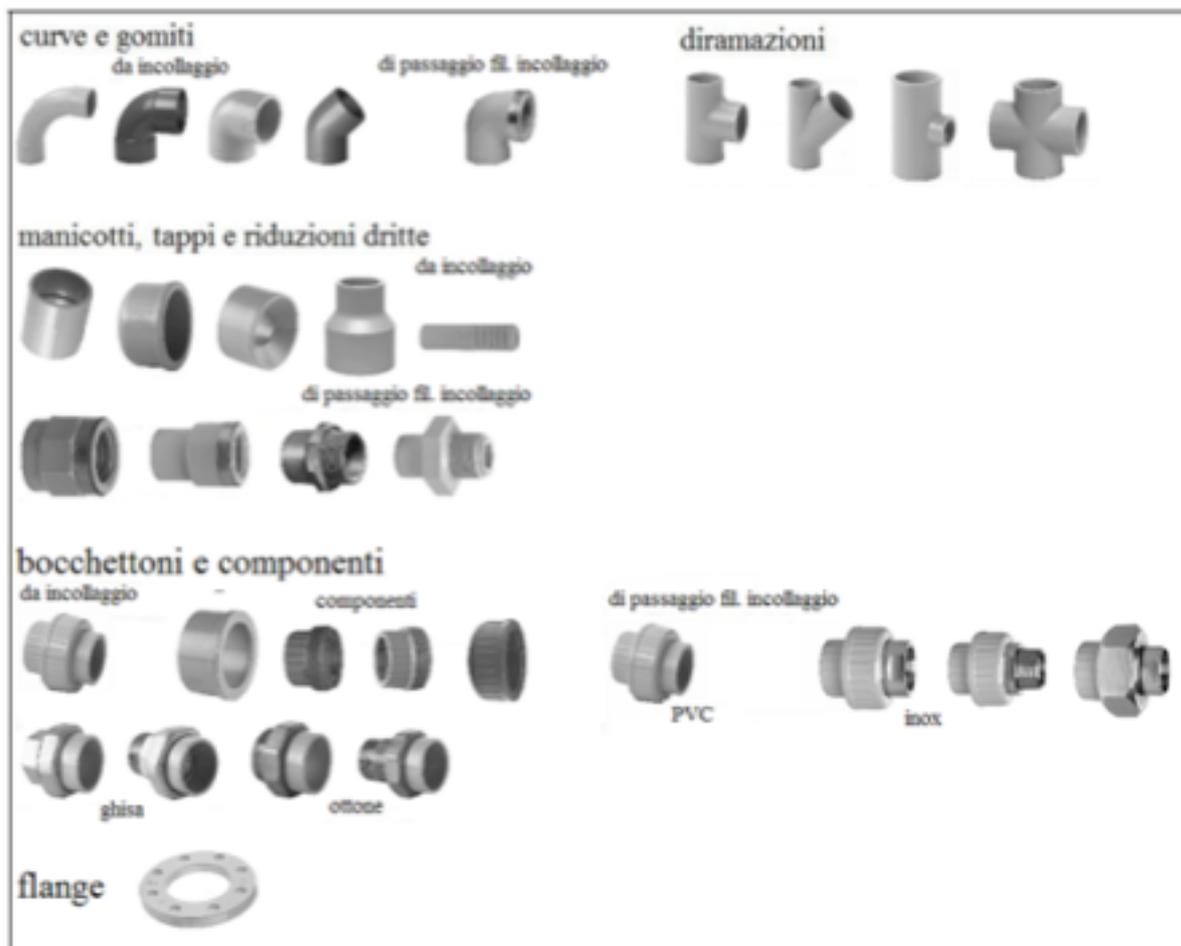


fig. 1.4.4 – Raccordi in materiale plastico

1.5 Valvole

Le valvole sono componenti dei circuiti a fluido che, in relazione alle funzioni svolte, possono essere classificate in quattro categorie: valvole di intercettazione, valvole di regolazione, valvole di non ritorno e valvole di sicurezza.

Elementi comuni a tutte le valvole, anche se con caratteristiche diversificate tra di loro, sono: il corpo della valvola, cioè l'involucro su cui sono ricavate le luci di passaggio del fluido; l'otturatore, che con il suo moto da e verso la sede permette o ostacola il fluire del fluido attraverso la valvola; il cappello, che chiude il corpo valvola superiormente e fornisce una guida per lo stelo di movimentazione dell'otturatore.

Il corpo delle valvole viene, di norma, fabbricato a partire da barre o lastre piane in acciaio a contenuto di C, Ni, Cr per gli esercizi più severi; possono essere fabbricati in bronzo per servizi a bassa pressione. Gli accoppiamenti del corpo valvola con gli altri elementi della tubazione e con il cappello, possono essere realizzati con estremità filettate per gli utilizzi a basse pressioni e piccoli diametri; sono preferibili gli accoppiamenti con flange o saldature all'aumentare di pressioni di esercizio e diametri. Nel caso in cui siano necessarie operazioni di manutenzione durante il periodo di esercizio, è opportuno che gli accoppiamenti siano realizzati tramite flange. Alcune operazioni di manutenzione delle valvole possono essere effettuati anche solo con lo smontaggio del cappello senza dover rimuovere la valvola dalla tubazione.

In un attraversamento di valvola il fluido è soggetto ad una perdita di carico che è proporzionale alla velocità di attraversamento e dipende dalle caratteristiche del fluido che l'attraversa. La proporzionalità è indicata dal parametro ξ , che dipende dalle caratteristiche geometriche della valvola. La relazione di calcolo delle perdite di carico in un attraversamento di una generica accidentalità è data dalla seguente relazione:

$$\Delta p_a = \xi \cdot \gamma \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} [Pa]$$

dove γ è il peso specifico del fluido, $c^2/2 \cdot g$ è l'altezza generatrice della velocità c .

Le valvole di intercettazione (Fig. 1.5.1), normalmente a saracinesca, hanno il compito di sezionare un tratto di tubazione per ragioni operative, ad esempio determinare l'esclusione o l'intervento di un determinato circuito, o di manutenibilità, rendere possibile le operazioni di manutenzione su diversi componenti di un circuito o tratti di tubazioni. Queste funzioni prevedono che la valvola di intercettazione operi in due condizioni estreme: valvola completamente aperta o chiusa. Pertanto, ai fini del loro buon funzionamento, deve essere garantita una perfetta tenuta, al passaggio del fluido attraverso la valvola, nelle condizioni di chiusura, ed un ridotto disturbo al passaggio del fluido, nelle condizioni di apertura. Nelle valvole a saracinesca, l'otturatore si muove in direzione perpendicolare al moto del fluido e viene estratto completamente dalla sede di tenuta che coincide con la dimensione interna dei tubi che alla valvola vengono collegati. La dimensione delle saracinesche, quindi, è circa il doppio dei restanti elementi della tubazione. La forma dell'otturatore è circolare a facce parallele o inclinate (Fig. 1.5.2). L'otturatore a facce inclinate agevola le operazioni di chiusura e permette una migliore tenuta. Se l'otturatore è posto in posizione intermedia, può vibrare. In tal caso si corre il rischio di danneggiare la sede di tenuta e di innescare fenomeni di erosione, sull'otturatore stesso, che, a lungo andare, perderebbe le sue caratteristiche di tenuta. Per evitare il deterioramento dell'otturatore durante i movimenti di apertura e chiusura è possibile ricorrere ad otturatori a facce parallele dotati di dispositivi di apertura particolari. Ad esempio si utilizzano, in certe applicazioni, otturatori composti da due dischi metallici collegati ad una cerniera che permette di avvicinare alla sede di tenuta i due dischi solo quando l'abbassamento è completo.

Il valore di ξ , nella relazione delle perdite di carico, dipende fortemente dal grado di apertura. Se si indica con x la distanza tra l'asse dell'otturatore in una qualsiasi posizione e l'asse dell'otturatore in condizione di chiusura, il grado di apertura può essere espresso dal rapporto di tale grandezza con il diametro dell'otturatore d . Una valvola a saracinesca tipica, per valori di x/d pari a $7/8$, può assumere un valore di ξ di circa 0,07, per arrivare a 2,06 a metà apertura ($x/d=4/8$), e raggiungere 17 per un grado di apertura pari a $2/8$.

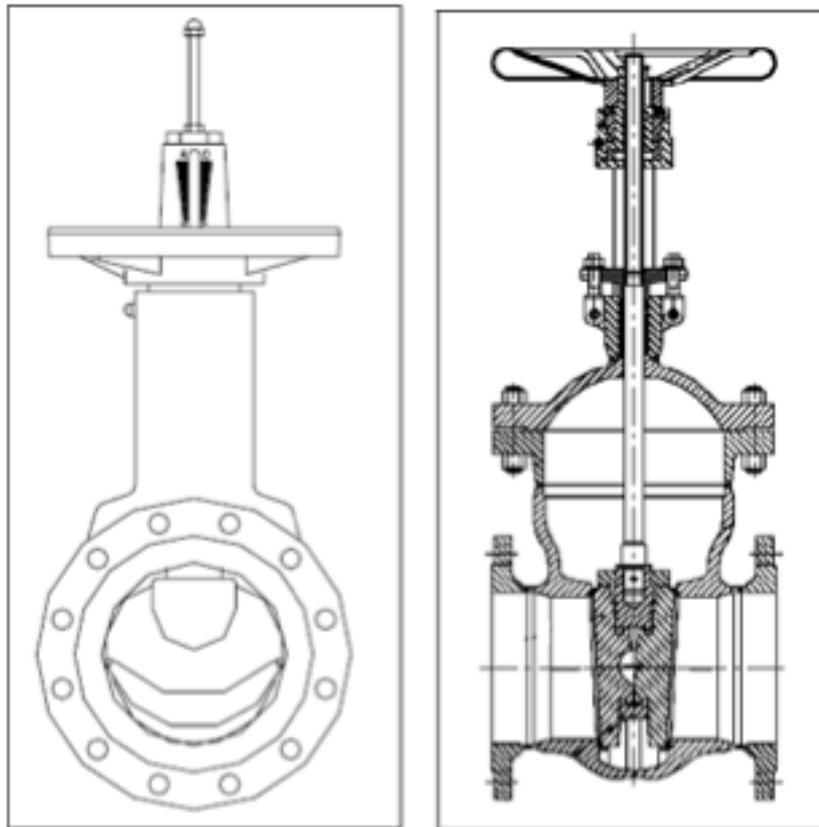


Fig. 1.5.1 – Valvola di intercettazione a saracinesca.

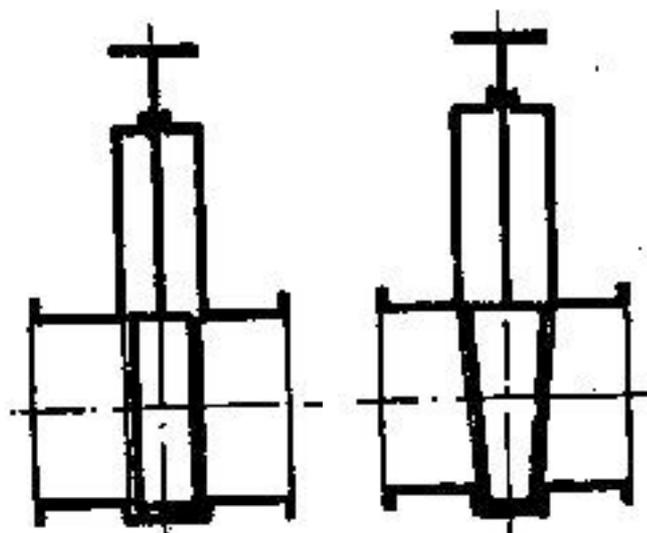


Fig. 1.5.2 – Schema di valvole a saracinesca che evidenzia la forma degli otturatori.

Le valvole a saracinesca possono essere montate su tubazione con diametro nominale maggiore del proprio. In tal caso si montano precedute da un convergente e seguite da un divergente. L'energia di pressione che nel tratto convergente si trasforma in energia cinetica, viene quasi integralmente restituita ad energia di pressione nel successivo tratto divergente. In questo modo si realizzano dei risparmi poiché i costi dei tubi sono generalmente proporzionali a D^2 mentre quello delle valvole a D^3 .

Le manovre di apertura e chiusura delle saracinesche avvengono manualmente tramite un volantino o una leva per DN e pressioni di esercizio non troppo elevati. Per grandi diametri e/o pressioni elevate è opportuno adottare sistemi di azionamento asserviti da motori elettrici, pneumatici od idraulici.

Altri tipi di valvole di intercettazione sono i rubinetti a maschio o a sfera

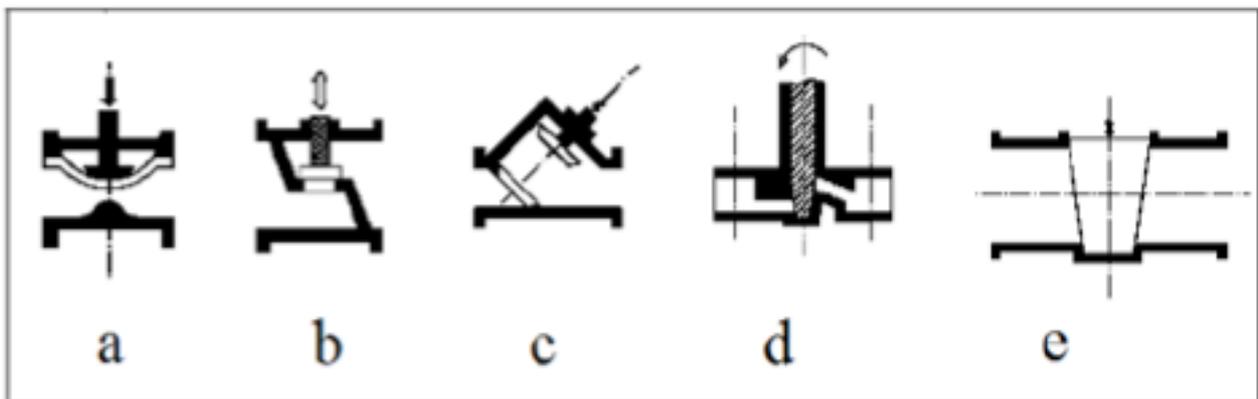
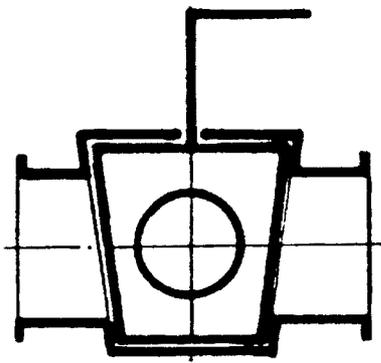


fig. 1.VII – Schema di alcune tipologie di valvole di regolazione e intercettazione.

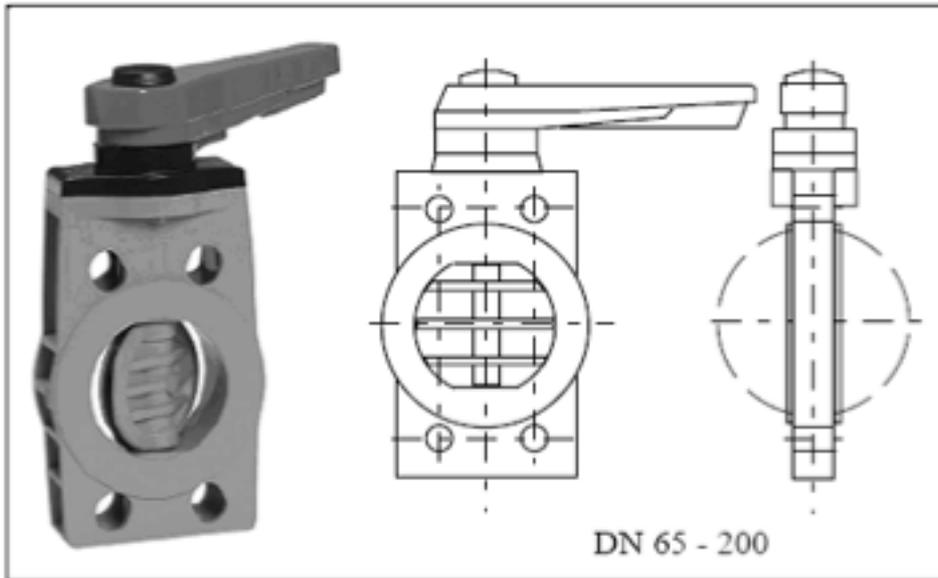


fig. 1.VIII – Valvola di intercettazione a farfalla

Le valvole a globo sono utilizzate per la regolazione di portata, e possono essere del tipo a flusso avviato o a flusso libero. La differenza tra le valvole a flusso avviato e quelle a flusso libero, o a Y, è nella deviazione che subisce il fluido nell'attraversarle. Il fluido attraversando la valvola a flusso avviato subisce due deviazioni a 90° prima di riprendere la direzione di moto lungo l'asse della tubazione, mentre, le due deviazioni sono di 45° nel passaggio attraverso una valvola a flusso libero. Ne consegue che le perdite di carico sono minori per le valvole a flusso libero rispetto a quelle a flusso avviato. Le regolazioni di portata che si realizza con le valvole a globo è sufficientemente precisa. La modalità costruttiva dei canali di ingresso ed uscita e della sede dell'otturatore, con riferimento alla dinamica del fluido, è tale da ridurre il pericolo di erosione. La valvola di regolazione a globo di fig. 1.X presenta un profilo del condotto a flusso avviato, che consente l'ottenimento di elevati valori di k_v , come rappresentato nella relativa tabella.

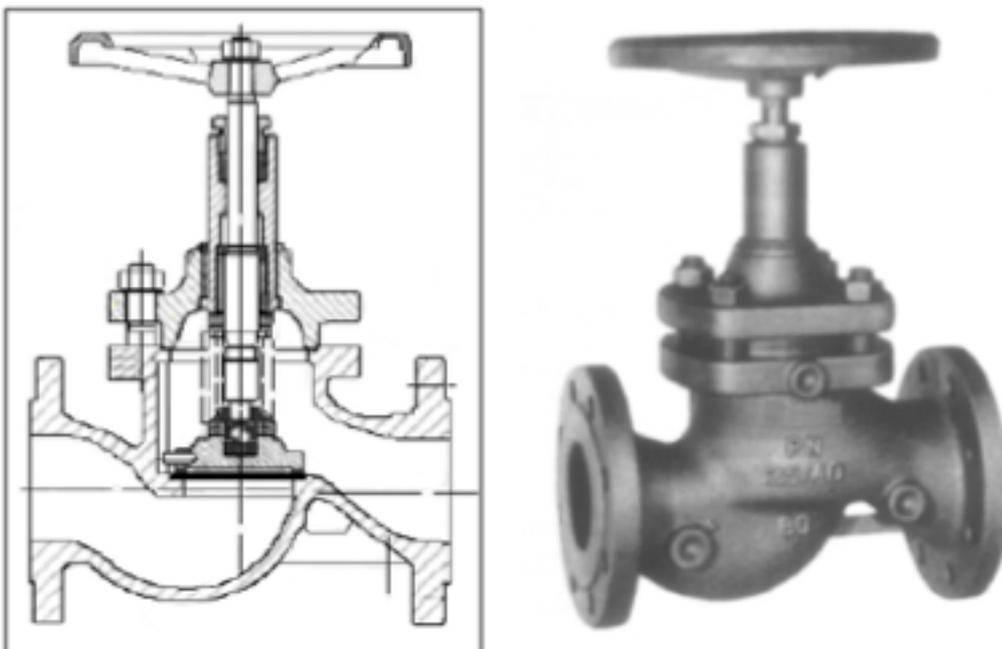


fig. 1.X – Valvola di regolazione a flusso avviato

Valvole di ritegno Esistono molti modelli di valvole di ritegno (o di non ritorno). Quelle metalliche sono costruite in due versioni principali, orizzontale oscillate (clapet) e verticale, con flusso del fluido verso l'alto.

Nella valvola orizzontale a clapet di fig. 1.XI, il flusso è avviato, in quanto la direzione del flusso subisce abbastanza deboli deviazioni ed un relativamente scarso restringimento di sezione, in modo da garantire una piccola perdita di carico nella direzione non intercettata.

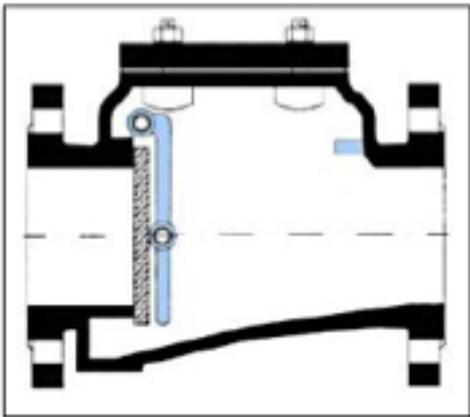


fig. 1.XI – Valvola di ritegno a clapet

Valvole di sicurezza Le valvole di sicurezza sono previste per interventi automatici di emergenza, allorquando la pressione del fluido contenuto in una tubazione od un recipiente supera un valore prefissato. Si hanno valvole di sicurezza: a peso diretto, cioè aventi un peso applicato direttamente sull'otturatore, a leva con contrappeso, nelle quali, spostando il peso, si ottiene la regolazione della pressione di esercizio, come in fig. 1.XII, a membrana, per reti idriche di bassa e media pressione, a molla, con taratura della molla a compressione, fig. 1.XIII.

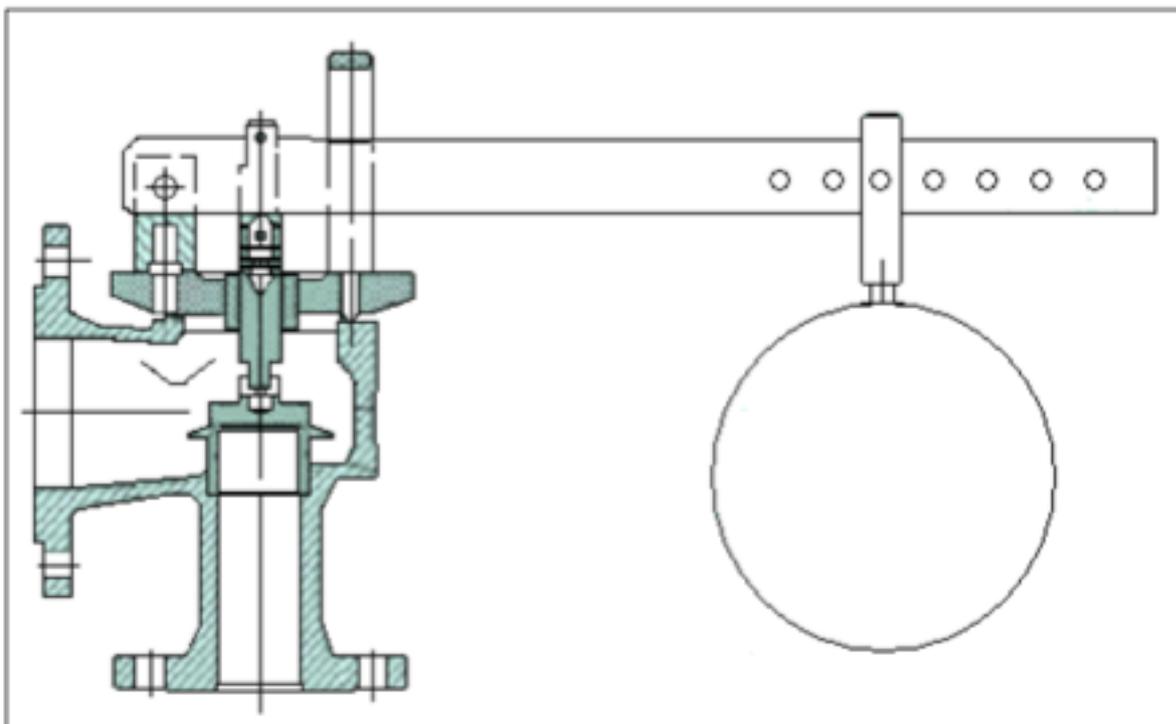


fig. 1.XII – Valvola di sicurezza a contrappeso

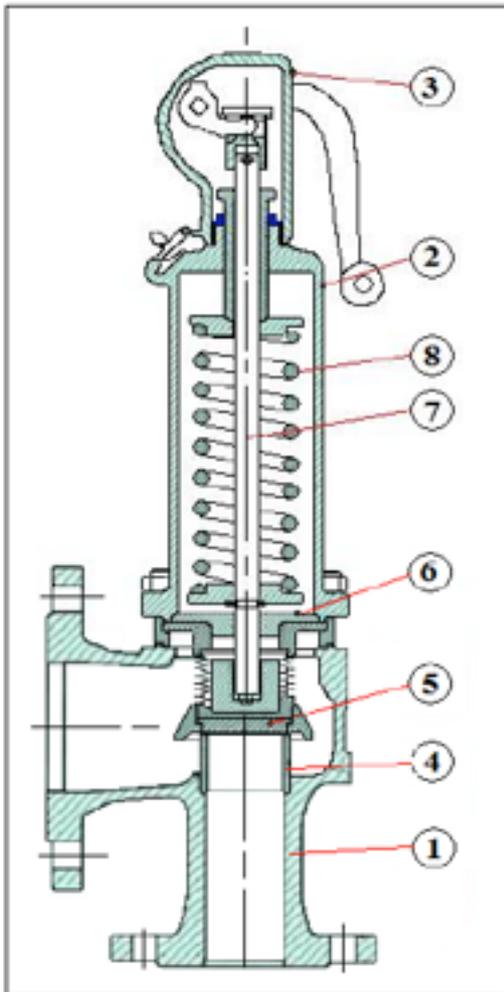


fig. 1.XIII – Valvola di sicurezza a molla

Esistono, infine, particolari valvole preposte alla regolazione e stabilizzazione della pressione a valle. Il principio operativo dei riduttori di pressione è basato sulla misura continua della pressione a valle (pressione ridotta), convertendola in forza, tramite la superficie di un diaframma elastico (membrana), da confrontare con la forza contrapposta di una molla. La membrana è collegata e posiziona l'otturatore principale, che lamina il fluido, riducendone la pressione. In questo modo, si utilizza la pressione ridotta agente sul servomotore, e quindi lo spostamento della membrana comporta direttamente lo spostamento riduttore senza pilota, come quello di fig. 1.XIV.

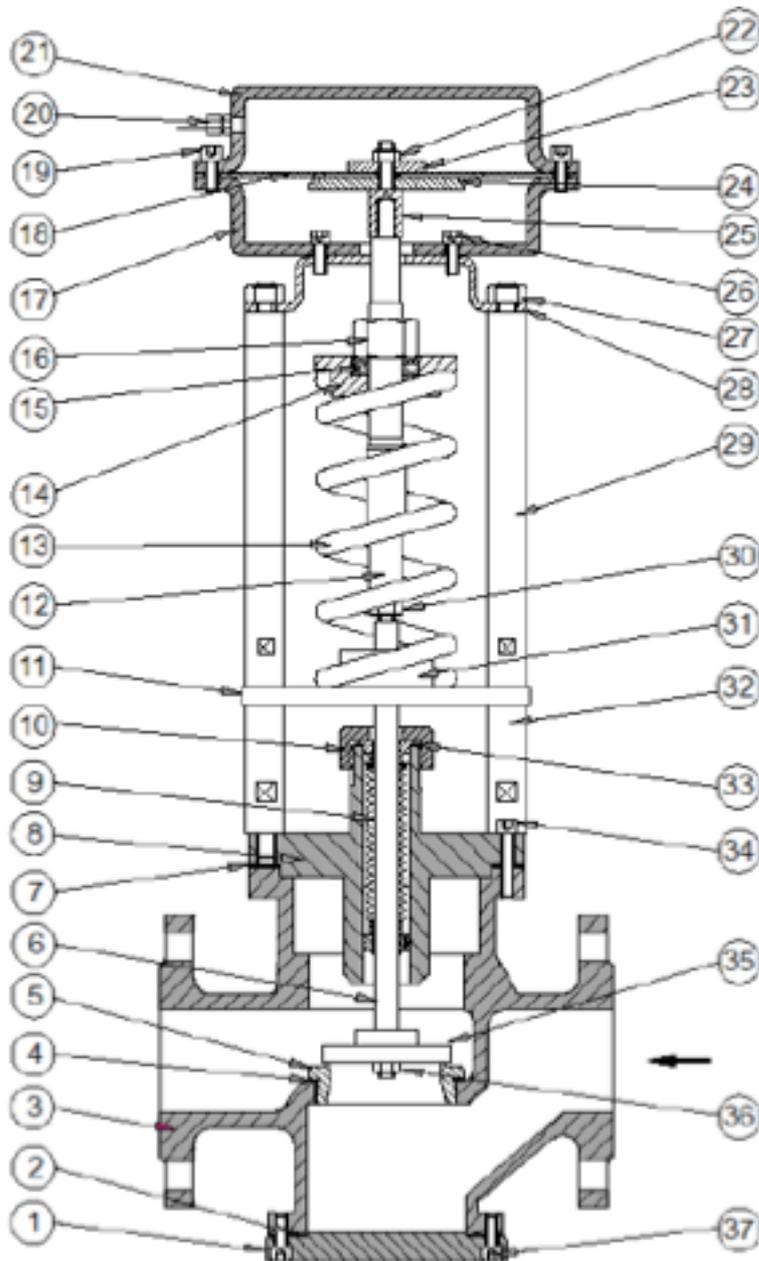


fig. 1.XIV – Valvola di regolazione della pressione

LEGENDA: 1) coperchio inferiore, 2) guarnizione O-ring, 3) corpo valvola, 4) guarnizione piana, 5) sede, 6) asta, 7) guarnizione piana, 8) coperchio superiore, 9) gruppo soffierto, 10) controdado, 11) supporto colonne, 12) asta servomotore, 13) molla, 14) piattello molla, 15) sfere, 16) dado di taratura, 17) coperchio inferiore servomotore, 18) membrana, 19) bulloni custodia molla, 20) presa d'impulso esterna, 21) coperchio superiore servomotore, 22) controdado, 23) piatto superiore membrana, 24) piatto inferiore membrana, 25) guida membrana, 26) bulloni custodia molla, 27) bullone colonna, 28) supporto servomotore, 29) colonna superiore, 30) controdado, 31) supporto molla, 32) colonna inferiore, 33) guarnizione piana, 34) bulloni custodia molla, 35) portaotturatore, 36) controdado, 37) bulloni custodia molla. Nello schema di principio del funzionamento dei riduttori di pressione pilotati del tipo di fig. 1.XV, le membrane sono molto più sensibili alle variazioni di pressione. La maggior precisione di regolazione è dovuta al posizionamento della presa d'impulso all'esterno della valvola, dove le turbolenze sono minori. Questo riduttore consente anche la flessibilità d'impiego di differenti tipi di valvole pilota (a comando per pressione e temperatura, a comando pneumatico, con solenoide o varie combinazioni di essi). Regolando la tensione della molla antagonista (quella in alto in fig. 3.21) si varia la pressione ridotta del fluido in

uscita. Con l'adozione della valvola pilota, praticamente si neutralizzano le oscillazioni della pressione ridotta, particolarmente quelle dovute a improvvise variazioni di portata o di pressione a monte della valvola principale.

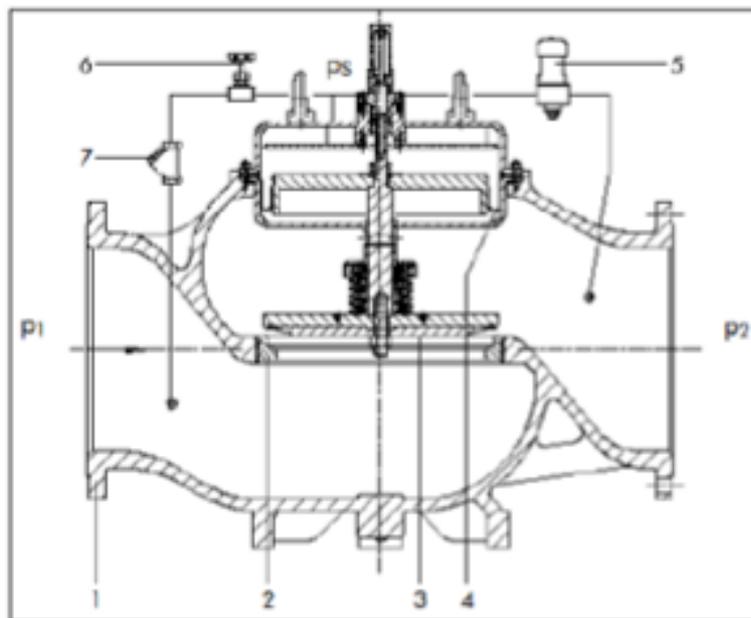


fig. 1.XV – Riduttore di pressione

La pressione a valle p_2 deve essere regolata al valore di consegna. Il fluido attraversa la valvola nel senso della freccia. Evidentemente, la portata di fluido che passa tra l'otturatore 3 e la relativa sede 2 è determinata dalla posizione dell'otturatore. La pressione di comando della valvola di regolazione è determinata dall'azione della valvola pilota 5. Poiché la valvola pilota chiude all'aumentare della pressione a valle p_2 , la valvola principale è perfettamente equilibrata. Se la pressione motrice p_s aumenta, essa provoca la chiusura progressiva dell'otturatore 3. Quando la valvola pilota 5 è chiusa, $p_s = p_1$, ed il regolatore di pressione si chiude anch'esso.

1.6 Posa in opera delle tubazioni

Le tubazioni, preposte a convogliare fluidi fra diverse apparecchiature fisse, comunque distribuite tra interno ed esterno di un fabbricato industriale, necessitano di supporti per sostenere il peso proprio delle tubazioni, oltre al peso del fluido in esse trasportato, ovvero a contrastare le spinte dovute all'azione del fluido. Il posizionamento dei sostegni viene determinato in base alla resistenza del tubo a flessione o per limitare la sua freccia massima. Nel caso di limitazione della feccia, si passa dai pochi *mm* per DN piccoli a valori fino ad 1 *cm* per DN di grandi dimensioni (oltre 100).

Per una condotta rettilinea collegata rigidamente alle estremità ad apparecchiature fisse, il comportamento è quello di una trave sem incastrata agli estremi A e B (fig. 1.6.1).

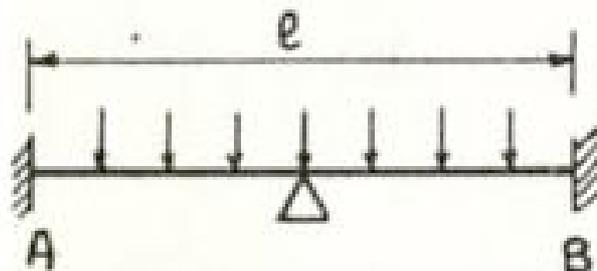


Fig. 1.6.1 – Schematizzazione di un collegamento tra due apparecchiature.

Sia q il carico per unità di lunghezza, dovuto al peso della tubazione e del fluido, ed l la lunghezza della trave, si ottiene un momento flettente pari a:

$$M_f = \frac{q \cdot l^2}{10}$$

che porta ad una tensione nei punti A e B:

$$\sigma = \frac{M_f}{W}$$

dove W rappresenta il modulo di elasticità del tubo pari al rapporto tra il momento d'inerzia, rispetto all'asse neutro che passa dall'asse del tubo, e la distanza delle fibre maggiormente tese dall'asse neutro, distanza che equivale al raggio esterno.

$$W = \frac{J}{y} ; \quad y = \frac{D_e}{2}$$

Il valore di tensione calcolato deve esser confrontato con la tensione ammissibile. Qualora la tensione ammissibile venisse superata, occorrerà intervenire inserendo supporti intermedi. I punti di una tubazione dove risulta necessario verificare il non superamento delle tensioni ammissibili sono tutti i collegamenti con flange, tipici degli allacciamenti delle tubazioni alle apparecchiature. Nel caso di curve o di innesto di una tubazione in un altro tratto di tubazione, può sussistere la necessità di contrastare l'azione di spinta del fluido che, in questi casi, determina un carico conentrato:

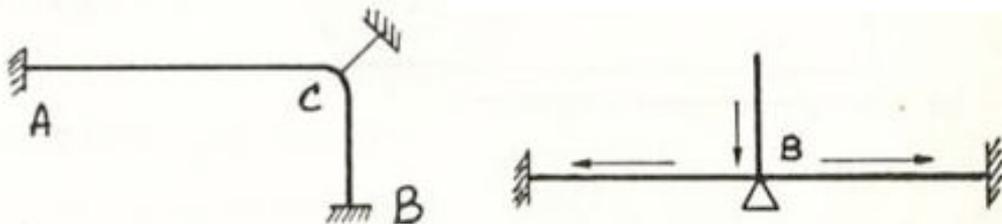


Fig. 1.6.2 – esempi di installazioni che determinano azioni concentrate da parte del fluido circolante.

Nel primo caso, se il fluido circola da A a B, il tratto BC è caricato come una trave a sbalzo, mentre, nel secondo caso, ai carichi distribuiti si sovrappone un carico concentrato in B, dovuto all'azione del fluido.

1.7 Dilatazioni termiche

Per effetto delle variazioni di temperatura tra impianto fermo ed in marcia, si possono avere delle significative dilatazioni termiche, che inducono tensioni principalmente localizzate sugli attacchi delle tubazioni alle apparecchiature.

La variazione di temperatura ΔT cui può essere sottoposta una tubazione di lunghezza L , comporta un allungamento, se la tubazione fosse lasciata libera di allungarsi, pari a:

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

dove α è il coefficiente di dilatazione lineare, espresso in $^{\circ}C^{-1}$, normalmente funzione della temperatura, ma che, per i nostri scopi, può essere ritenuto costante. Per un acciaio di qualità $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } ^{\circ}C^{-1}$.

In una tubazione rettilinea di diametro contenuto, tale allungamento può comportare una flessione (carico di punta) in grado di sollecitare pericolosamente le flange di collegamento della tubazione alle apparecchiature. All'aumentare del diametro delle tubazioni, per la minore flessibilità del tubo, si possono manifestare elevati sforzi assiali:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E$$

con ε l'allungamento specifico che vale $\Delta L/L$ ovvero $\alpha \cdot \Delta T$, E il modulo di elasticità, che per un acciaio di qualità vale circa $196 \cdot 10^3 \text{ MPa}$.

Un aumento di temperatura di $100 \text{ } ^{\circ}C$, comporta, in una tubazione di acciaio di qualità, l'innescarsi di una tensione pari a $235,2 \text{ MPa}$. Se si considera che, per un tale materiale, si ha un carico di rottura pari a 637 MPa , la tensione ammissibile risulta $212,3 \text{ MPa}$, inferiore alla tensione che si innescava per effetto dell'aumento di temperatura. Occorre, quindi, intervenire per ridurre le tensioni innescate pur garantendo la dilatazione della tubazione. Per avere un'idea del valore della tensione sopra calcolata, si può determinare il peso di un blocco di calcestruzzo che impedisca la dilatazione. La forza che agisce sul blocco per opera del tubo che si dilata è data da:

$$F = \sigma \cdot \Omega$$

dove Ω è la sezione alla quale viene applicata la spinta da parte del tubo che si dilata. Se i diametri interno ed esterno del tubo valgono 100 e 108 mm , l'impedimento dello spostamento genera la forza di seguito calcolata:

$$\begin{aligned}\Omega &= \pi \cdot (r_e^2 - r_i^2) = 1,306 \cdot 10^{-3} [m^2] \\ F &= 235,44 \cdot 10^6 \cdot 1,306 \cdot 10^{-3} = 307,54 [kN]\end{aligned}$$

Se il tratto in esame non fosse rettilineo, le deformazioni delle condotte potrebbero essere tali da non sollecitare in modo pericoloso i punti di collegamento con flange. Le sollecitazioni prevalenti, in questo caso, sono quelle di flessione come si desume dagli schemi sottorappresentati:

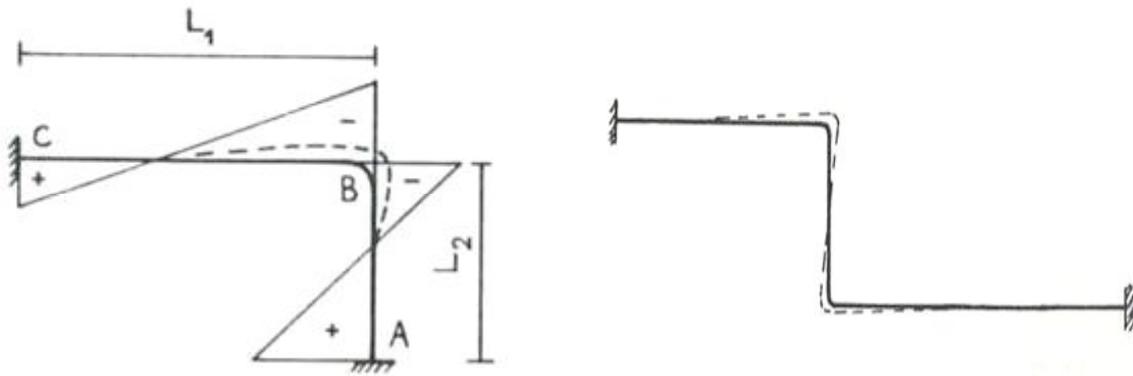


Fig.

1.7.1 – Effetto di modifiche di lay-out sulle tensioni innescate dalle dilatazioni termiche in una tubazione.

Nel primo caso il punto maggiormente sollecitato è A in quanto $L_2 < L_1$. La tensione σ_A aumenta con Δt e con il diametro della condotta. Per queste strutture, come anche per strutture maggiormente complesse, che di norma si riscontrano negli stabilimenti industriali, è possibile che non sia necessario intervenire con dispositivi di protezione per limitare le tensioni. Questo è tanto più vero quanto minori sono le temperature e/o i diametri.

Nel caso in cui si renda necessario ridurre le sollecitazioni, si interviene con compensatori e giunti di dilatazione che assorbono le dilatazioni riducendo o eliminando completamente le tensioni indotte per effetto termico. Nel primo caso si parla di compensatori di dilatazione con generazione di spinta, nel secondo caso di compensatori di dilatazione senza o quasi generazione di spinta. Il tipo più semplice di compensatore di dilatazione è il **compensatore a lira o ad omega** (Fig.1.7.2).

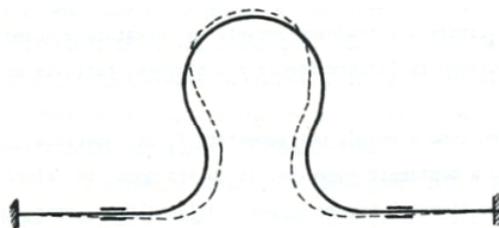


Fig. 1.7.2 – Schema di un compensatore a lira o ad omega.

Si tratta di un dispositivo utilizzato per assorbire la dilatazione assiale che si manifesta in un tratto di condotta rettilinea collegato tra due punti fissi. Nel dispositivo si ha una parziale sollecitazione a flessione anche nei tratti rettilinei, per cui è opportuno inserire delle guide in vicinanza degli attacchi al giunto. Inserendo il giunto a uguale distanza dai punti fissi si ottiene una migliore condizione di lavoro, essendo caricato in modo simmetrico. Il compensatore a lira presenta il notevole vantaggio di poter essere realizzato in opera con eventuale ricorso a curve prefabbricate. Per contro presenta lo svantaggio di allungare artificialmente le percorrenze e di deviare la direzione di marcia del fluido, con la conseguenza di introdurre un ingombro e di aumentare le perdite di carico. La dilatazione compensata dipende dal diametro, dallo spessore, dallo sviluppo lineare e dal raggio di curvatura, che solitamente vale 4 o 5 volte il diametro. L'impiego è limitato nel caso di piccoli spessori e grandi diametri.

Lo sviluppo lineare L può essere calcolato ricorrendo ad alcune semplificazioni (Fig.1.7.3).

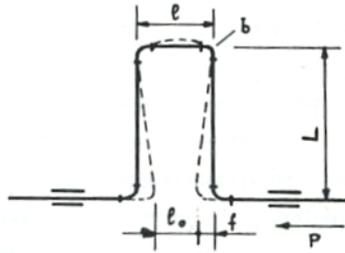


Fig. 1.7.3 – Schema semplificato di un compensatore a lira o ad omega per il calcolo dell'ingombro funzionale all'assorbimento della freccia.

Se si considerano i bracci laterali del giunto come travi caricate a sbalzo, ipotesi tanto più vera quanto più elevato è il rapporto L/l , poiché il tratto L ruota di un certo angolo intorno al tratto b , si può scrivere il momento flettente come:

$$M_f \propto P \cdot L$$

con P il carico trasmesso al giunto per effetto della dilatazione e di eventuali spinte del fluido. Risulta, inoltre:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W} = \frac{M_f}{J} \cdot \frac{D}{2} \propto \frac{P \cdot L \cdot D}{J}$$

dove W è il modulo di elasticità, J il momento d'inerzia rispetto all'asse neutro e $D/2$ è la distanza dell'asse neutro dalle fibre maggiormente tese. D'altro canto la freccia risulta:

$$f \propto \frac{P \cdot L^3}{J}$$

Se si impone, quindi, che σ_f assuma il valore pari a quello accettabile al fine della resistenza strutturale del giunto, questo comporta:

$$\sigma_{amm} \propto \frac{P \cdot L \cdot D}{J} \Rightarrow \frac{P \cdot L}{J} \propto \frac{1}{D} \Rightarrow f \propto \frac{L^2}{D}$$

Ne consegue, pertanto, che:

$$L = k \cdot \sqrt{f \cdot D}$$

cioè che l'ingombro del compensatore è funzione della freccia e del diametro della tubazione. Al fine di limitare l'ingombro e garantire la funzione desiderata, si possono montare i compensatori a lira con una pretensione opposta a quella che si verificherà durante l'esercizio per effetto della dilatazione termica. Il compensatore, quindi, verrà tenuto in dilatazione con un distanziale (Fig.1.7.4), che sarà rimosso una volta effettuata l'installazione.

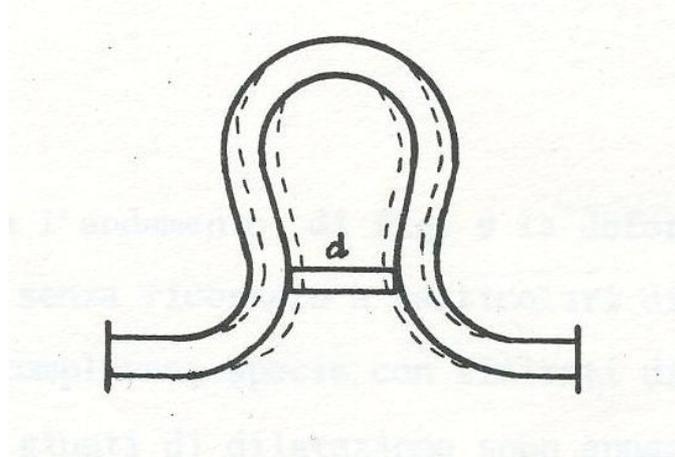


Fig. 1.7.4 – Installazione in pretensione di un compensatore di dilatazione a lira.

In questo caso lo sforzo trasmesso al compensatore sarà pari a quello indotto dalla dilatazione (P), nel caso di compensatore montato a riposo, ridotto del carico di prepensionamento (P_0):

$$P' = P - P_0$$

I giunti a lira possono essere lisci, pieghettati o corrugati a caldo negli intradossi, in modo da non tendere eccessivamente l'estradosso durante la flessione.

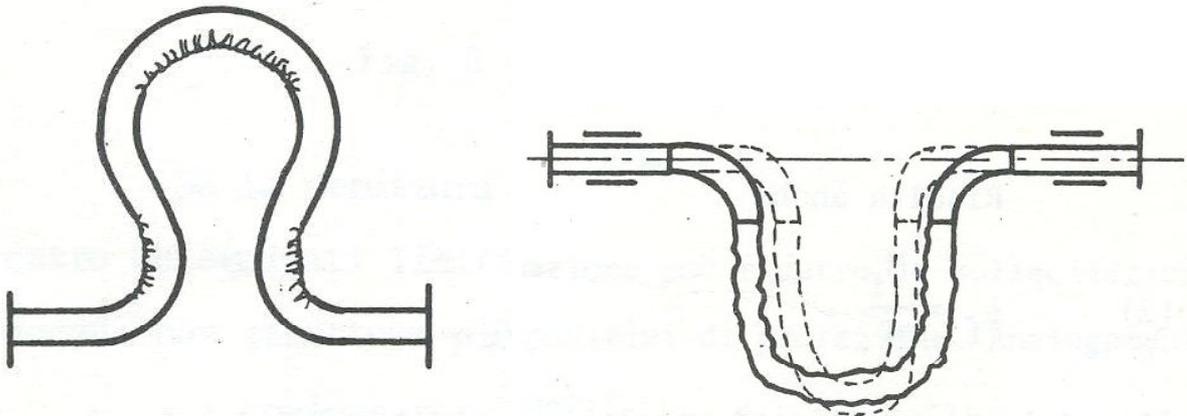


Fig. 1.7.5 – Lavorazioni e materiali utilizzati per i compensatori a lira.

Fino a certe pressioni e temperature, i giunti a lira, possono essere sostituiti da giunti flessibili in gomma o in lega metallica per temperature più elevate.

I compensatori assiali a soffietto vengono inseriti in un tratto di tubazione orizzontale senza, quindi, modificare il lay-out del percorso. Supponiamo di sezionare un tratto di tubazione che collega due punti fissi e di inserire, in corrispondenza della sezione, una scatola cilindrica, coassiale alla tubazione, di maggiore ingombro rispetto alla tubazione stessa. Per effetto della dilatazione termica della tubazione, le due facce della scatola cilindrica si fletteranno (Fig.1.7.6).

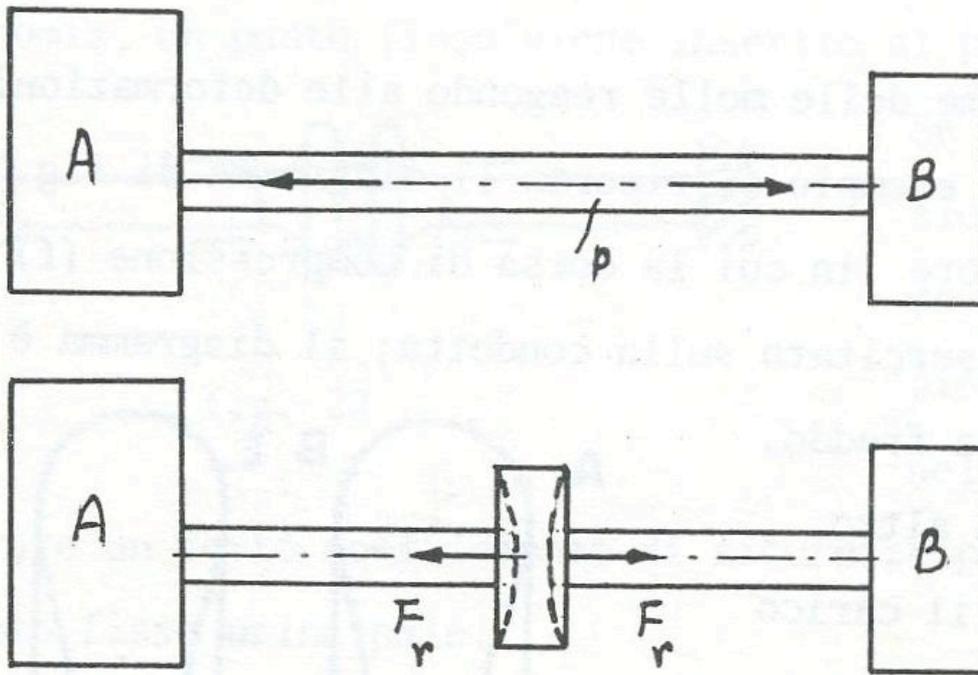


Fig. 1.7.6 – Inserimento di un ipotetico elemento elastico tra due punti fissi di un impianto termico.

L'elemento elastico resisterà allo spostamento opponendo una reazione pari a F_r , che è la forza elastica conseguente alla flessione delle facce parallele. Sulle facce parallele della scatola, inoltre, agisce una forza dovuta alla pressione del fluido. Siccome l'elemento è elastico, tale forza, anche se uguale e contraria, non si annulla ma si scarica sui punti fissi aggiungendosi alla forza resistente. La forza di pressione agisce su un'area efficace (A_{eff}) per cui il carico complessivo, che agisce sui punti fissi, vale:

$$F = F_r + p \cdot A_{eff}$$

Gli elementi elastici utilizzati a tale scopo nelle tubazioni prendono il nome di **compensatori assiali** o **a soffietto** (Fig.1.7.7) e possono essere di forma e materiali diversi a seconda del loro impiego.

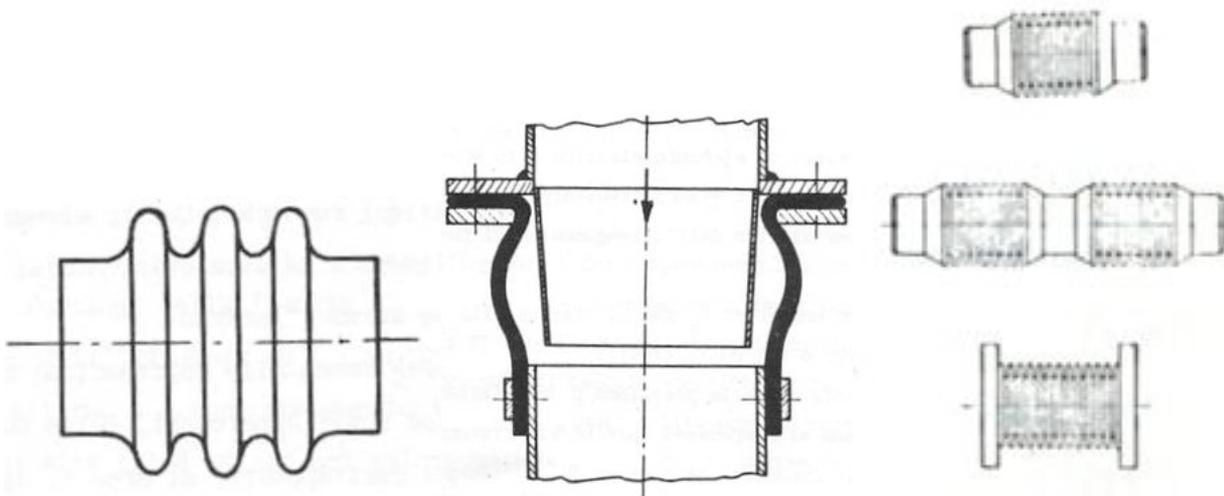


Fig. 1.7.7 – Esempi di compensatori assiali a soffietto.

Per limitati valori di temperatura e di pressione, possono essere adottati soffiotti in gomma di forma semplice o giunti a cannocchiale con elementi elastici. Per le condizioni di lavoro più severe, si utilizzano, invece, soffiotti metallici realizzati con ondulazioni di un cilindro secondo particolari lavorazioni.

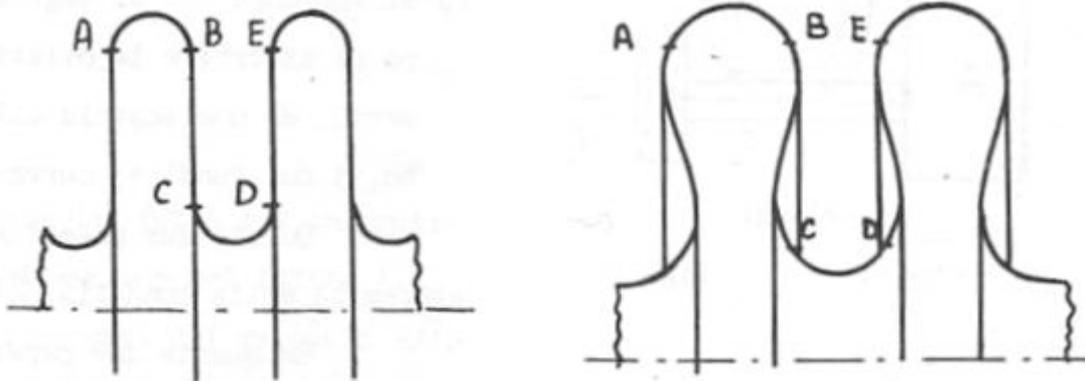


Fig. 1.7.8 – Evidenziazione delle curvature esterne di un compensatore a soffiotto di tipo metallico.

La deformazione elastica in direzione assiale, non è ottenuta dalla flessione degli archi \widehat{AB} , \widehat{CD} ma avviene lungo il fianco dell'onda, per flessione dei dischi \overline{BC} , \overline{ED} . La rottura a fatica si verifica sempre nei passaggi da fianco a curva nell'onda interna \widehat{CD} . Per limitare tale fenomeno, i fianchi possono essere realizzati in forma leggermente ondulata.

La forza resistente è circa proporzionale alla freccia e dipende fortemente dal diametro delle tubazioni come si evince dal grafico 1.7.9 ottenuto sperimentalmente.

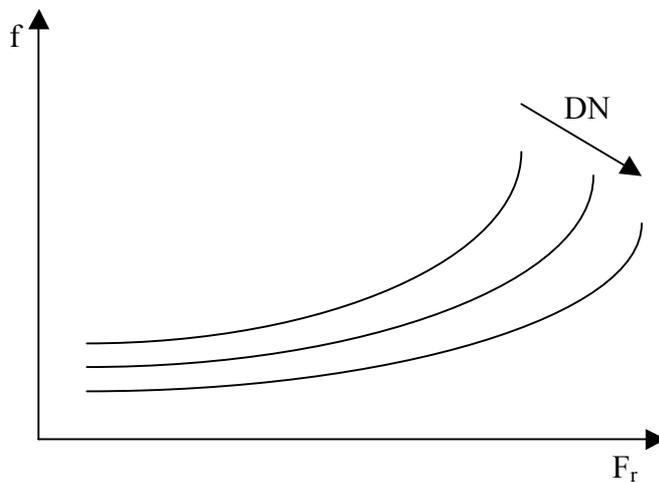


Fig. 1.7.9 – Dipendenza della forza resistente dalla freccia e dal diametro nominale della tubazione.

A parità di freccia, la forza resistente aumenta all'aumentare del diametro. La spinta dovuta alla pressione si esercita su un'area efficace, indicata sui cataloghi dei costruttori, pari a:

$$A_{eff} = \frac{\pi \cdot d_m^2}{4}$$

dove d_m , diametro medio del soffiotto, è calcolato in riferimento all'ingombro interno ed esterno dell'ondulazione:

$$d_m = \frac{d_e + d_i}{2}$$

Se ad esempio utilizziamo i dati dell'esempio precedente, $\Delta T=100$ [°C], $\Delta L=60$ [mm], $L=50$ [m], per cui $f=30$ [mm], utilizzando un soffiutto di DN 80 impiegato per $p=25$ [bar], prendendo come dato sperimentale un valore di $F_r=1500$ [N], ed assumendo un diametro medio $d_m=103$ [mm], si ottiene:

$$F = F_p + F_r = 20425 + 1500 = 21925 \text{ [N]}$$

che risulta di un ordine di grandezza inferiore rispetto al valore calcolato in assenza del compensatore. Si osserva che il carico dovuto alla pressione è di norma molto maggiore rispetto alla forza resistente.

Lo spessore del soffiutto è calcolato in funzione della pressione, pertanto, all'aumentare della pressione aumenta lo spessore del soffiutto. Questo aumento di spessore conferisce, al compensatore, una maggiore rigidità, con conseguente aumento della forza resistente a parità di freccia. Le parti del soffiutto, inoltre, sono sollecitate a flessione con fibre esterne tese ed interne compresse. Con l'aumentare della pressione, quindi, aumenta la distanza delle fibre tese dall'asse neutro e, di conseguenza, aumentano le sollecitazioni (Fig. 1.7.10).

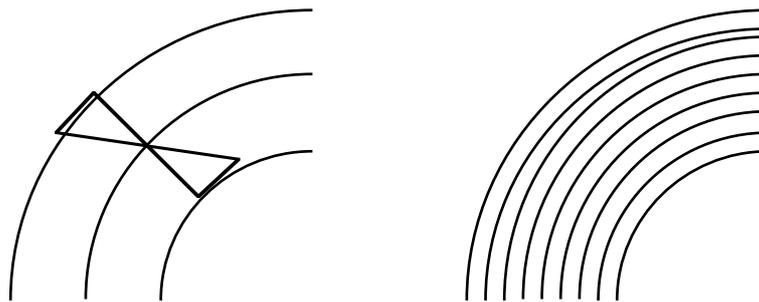


Fig. 1.7.10 – Sollecitazione di un'ondulazione sotto azione di flessione e struttura plurilamellare del soffiutto per limitare le sollecitazioni massime.

Per ovviare a questo problema possono essere realizzati dei soffiutti nei quali le ondulazioni sono state ottenute da più lamelle sovrapposte. In questo modo, tutte le lamelle concorrono alla resistenza strutturale a pressione, ma, durante la flessione, ogni lamella si comporta in modo del tutto indipendente dalle altre. Si riduce così la distanza massima delle fibre tese dall'asse neutro, riducendo la sollecitazione massima.

I compensatori assiali vengono applicati alle tubazioni per saldatura, filettatura o mediante flange. Essendo elementi elastici, infine, devono essere supportati da guide nel tratto immediatamente precedente e successivo. Tali guide esercitano, quindi, durante lo spostamento delle tensioni di attrito che devono essere sommate alla forza resistente e a quella di pressione per calcolare correttamente la forza rimanente suiunti fissi. Se si dovesse rendere necessario, al fine di riportare le tensioni scaricate sui punti fissi al di sotto del valore ammissibile, introdurre più di un compensatore assiale lungo un tratto di tubazione, è opportuno inserire a uguale distanza tra i due compensatori contigui, un punto fisso.

Per limitare, infine, l'aumento delle perdite di carico, dovute alle turbolenze che si manifestano in corrispondenza del passaggio di fluido attraverso il compensatore, può essere opportuno munire tale compensatore con tubi a cannocchiale di piccolo spessore. Lo spessore di piccola dimensione non comporta problemi dal punto di vista della resistenza poiché è soggetto alla stessa pressione internamente e d esternamente.

Altro tipo di compensatore di dilatazione è quello a snodo (Fig.1.7.11), costruttivamente simile al compensatore assiale a soffiato, ma al quale viene impedito il movimento assiale. Viene, invece, permessa la rotazione attorno all'asse trasversale tramite una cerniera. Per garantire la rotazione, il compensatore a snodo non può essere dotato di un tubo interno per limitare le perdite di carico, di conseguenza le perdite sono maggiori rispetto al compensatore a soffiato.

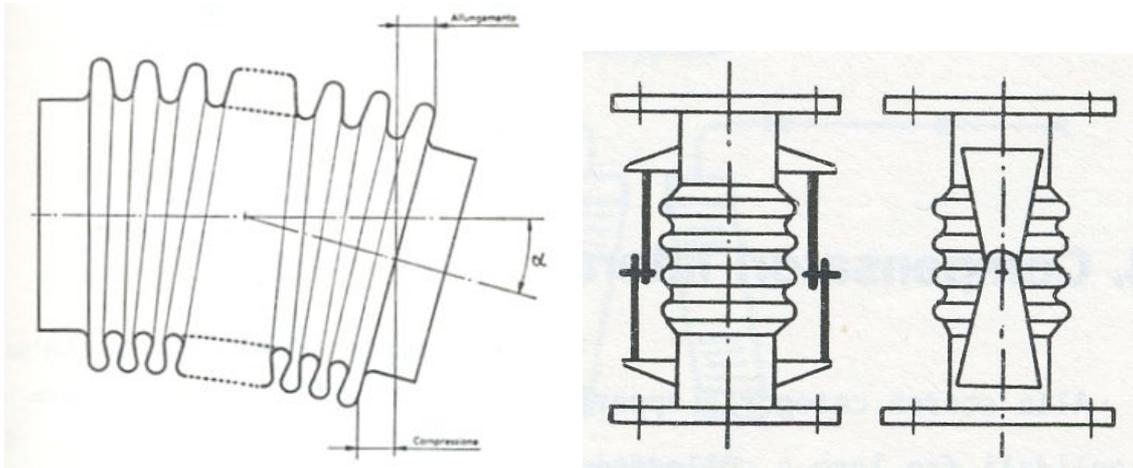


Fig.1.7.11 – Schemi di compensatori a snodo.

Il compensatore a snodo è utilizzabile quando la tubazione può essere deviata nel suo percorso. Per poter realizzare la compensazione, lo snodo deve essere montato abbinato ad almeno un altro snodo (Fig.1.7.12).

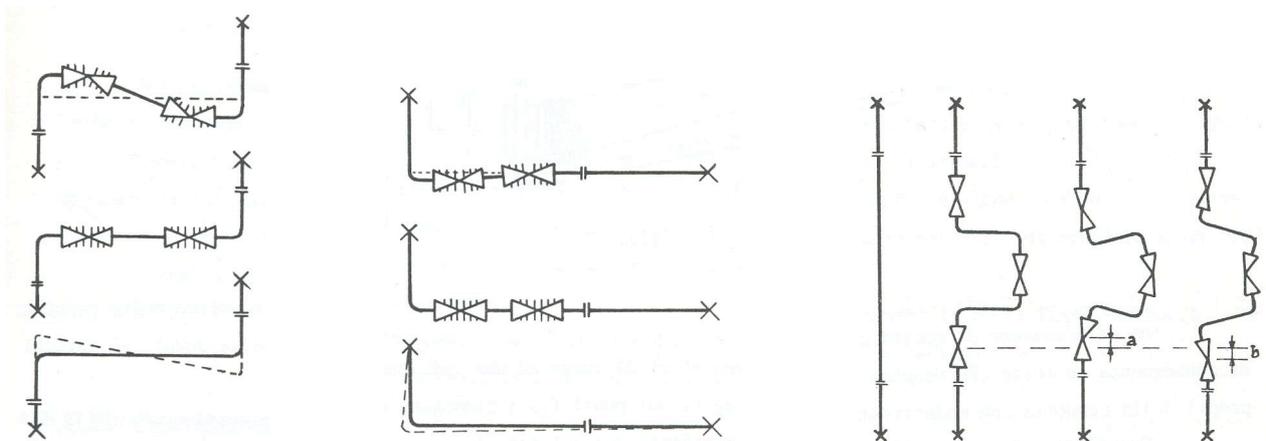


Fig.1.7.12 – Schemi di montaggio di compensatori di dilatazione a snodo.