



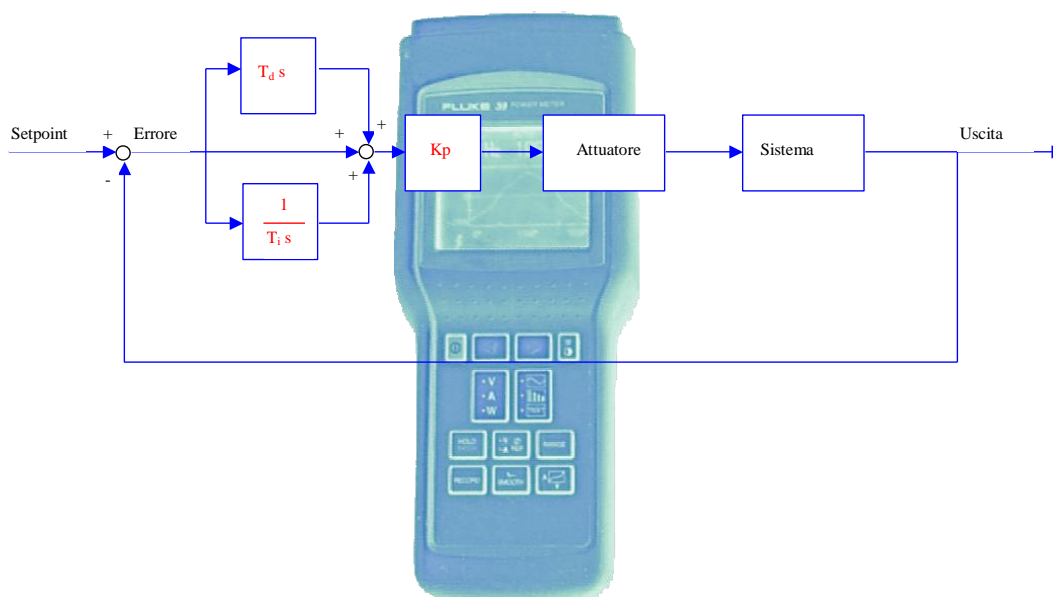
SAPIENZA
UNIVERSITÀ DI ROMA

INGEGNERIA CIVILE E INDUSTRIALE

Dispense dal Corso di

**SISTEMI DI MONITORAGGIO E CONTROLLO
DEGLI IMPIANTI ENERGETICI**

*Prof. Luciano Gramiccia
Prof. Luigi Sorabella*



**III - RICHIAMI DI ELEMENTI DI PROGETTAZIONE DEI
CIRCUITI A FLUIDI**

Con la collaborazione di

*Prof.ssa. Luisa Ferroni
Ing. Paolo Fargione*

Rev. 7 – Marzo 2019

CAPITOLO III

RICHIAMI DI ELEMENTI DI PROGETTAZIONE DEI CIRCUITI A FLUIDI

*A Cura dei Proff. L. Gramiccia
L. Sorabella*

Modifiche Rev. 6 rispetto a Rev. 5

- *Modificate formule par. 5.1*
- *Corretto errore par. 7.2.2*

INDICE

1	INTRODUZIONE	7
2	COMPONENTI PRINCIPALI DEI CIRCUITI A FLUIDO	8
2.1	I serbatoi	8
2.1.1	<i>Serbatoi in pressione</i>	8
2.1.2	<i>Serbatoi a pressione atmosferica (Stoccaggio)</i>	9
2.2	Le tubazioni	10
2.3	Flange	15
2.4	Gli scambiatori di calore	18
2.4.1	<i>Scambiatori a piastre</i>	18
2.4.2	<i>Scambiatori a tubi coassiali</i>	21
2.4.3	<i>Scambiatori a fascio tubiero</i>	21
2.4.4	<i>Scambiatori a pacco alettato</i>	25
2.5	Le valvole	27
2.6	Le pompe	27
2.6.1	<i>Le turbopompe</i>	28
2.6.2	<i>Le pompe volumetriche</i>	33
3	LE EQUAZIONI FONDAMENTALI DEL MOTO DEI FLUIDI	36
3.1	Le caratteristiche del moto dei fluidi	36
3.2	L'equazione di continuità	37
3.3	L'equazione di Bernoulli	38
4	LE PERDITE DI CARICO	41
4.1	Le perdite di carico distribuite	42
4.2	Le perdite di carico concentrate	43
4.2.1	<i>Il metodo della lunghezza equivalente</i>	43
4.2.2	<i>Il metodo delle altezze cinetiche</i>	44
5	VERIFICA IDRAULICA DEI CIRCUITI	46
5.1	Trasferimento di un fluido tra due serbatoi a pressione e temperatura diversa	46
5.2	Riempimento di un serbatoio prelevando da una sorgente a quota inferiore	47
5.3	Circuito chiuso	49
5.4	La caratteristica idraulica dei circuiti	52
5.4.1	<i>Resistenza idraulica</i>	52
5.4.2	<i>Curve caratteristiche dei circuiti</i>	52
5.5	Scambio di calore tra due fluidi separati da una parete	54
5.6	Equazioni di bilancio degli scambiatori	55
5.6.1	<i>Progetto di uno scambiatore (metodo LMTD)</i>	58
5.6.2	<i>Verifica di uno scambiatore (metodo LMTD)</i>	58
5.6.3	<i>Verifica di uno scambiatore (metodo ε - NTU)</i>	59
6	CRITERI DI DIMENSIONAMENTO MECCANICO DELLE APPARECCHIATURE	61
6.1	Stato tensionale nei materiali e criterio di resistenza	61

6.2	Stato tensionale nei recipienti cilindrici sottoposti a pressione interna	62
6.3	Stato tensionale nei recipienti sferici sottoposti a pressione interna	64
6.4	Stato tensionale nei tubi sottoposti a peso proprio	65
6.5	Stato tensionale nei tubi sottoposti a variazioni di temperatura	66
6.6	Altri carichi agenti sui componenti	66
7	CRITERI DI SCELTA E POSIZIONAMENTO DEI COMPONENTI PRINCIPALI	67
7.1	La scelta delle tubazioni	68
7.2	La scelta delle pompe centrifughe	69
7.2.1	<i>Prevalenza richiesta alla pompa e punto di funzionamento del circuito idraulico</i>	<i>69</i>
7.2.2	<i>Stabilità di funzionamento e problemi di avviamento di una pompa</i>	<i>71</i>
7.2.3	<i>Pompe collegate in serie e in parallelo</i>	<i>73</i>
7.2.4	<i>Cavitazione - NPSH richiesto e NPSH disponibile</i>	<i>76</i>
8	CRITERI PER LA REGOLAZIONE DI COMPONENTI DI IMPIANTI ENERGETICI	80
8.1	Regolazione della portata nei circuiti	80
8.1.1	<i>Regolazione mediante strozzamento</i>	<i>80</i>
8.1.2	<i>Regolazione mediante variazione del numero di giri della pompa</i>	<i>81</i>
8.1.3	<i>Regolazione mediante variazione del numero di pompe in parallelo</i>	<i>83</i>
8.1.4	<i>Regolazione mediante by-pass</i>	<i>85</i>
8.2	Regolazione della potenza negli scambiatori	86
8.2.1	<i>Regolazione di portata tramite valvola strozzatrice</i>	<i>86</i>
8.2.2	<i>Regolazione di portata tramite pompa a velocità variabile</i>	<i>87</i>
8.2.3	<i>Regolazione in derivazione a portata costante</i>	<i>87</i>
8.2.4	<i>Regolazione in derivazione a temperatura d'ingresso costante</i>	<i>88</i>

1 INTRODUZIONE

Sebbene i circuiti a fluido (ossia i circuiti percorsi da liquidi, vapori o gas) non esauriscano assolutamente la casistica dell'impiantistica industriale, essi rivestono una fondamentale rilevanza sia perché numerosissimi processi industriali richiedono l'impiego di fluidi, sia perché anche in processi in cui non sono coinvolti fluidi (impianti meccanici, elettrici, elettronici, etc.) i fluidi sono spesso utilizzati per raffreddare o riscaldare apparecchiature o prodotti.

Gran parte del presente corso è quindi centrata sulla strumentazione ed il controllo di circuiti che utilizzano fluidi.

Prima di addentrarsi, però, nello specifico delle problematiche relative alla strumentazione ed al controllo, è fondamentale conoscere, almeno nelle linee principali, le caratteristiche di tali circuiti, le loro modalità di funzionamento ed i criteri di dimensionamento; senza qualche cognizione riguardo questi argomenti risulterebbe, infatti, assai difficile discutere i principi di funzionamento dei sensori o le modalità di regolazione di un impianto.

Nei circuiti a fluido sono presenti numerose tipologie di componenti; ci si limiterà quindi a presentare i componenti fondamentali, presenti, solitamente, in quasi tutti i circuiti e comunque rilevanti ai fini del controllo.

2 COMPONENTI PRINCIPALI DEI CIRCUITI A FLUIDO

Tra i componenti principali dei circuiti a fluido ricordiamo:

- serbatoi
- tubazioni
- scambiatori di calore
- valvole
- pompe (o ventilatori)

2.1 I serbatoi

I serbatoi sono recipienti destinati ad accogliere fluidi (liquidi, vapori o gas) sia con funzioni di stoccaggio (ossia di accumulo per un successivo utilizzo), sia come luoghi in cui possono avvenire reazioni di vario tipo quali reazioni chimiche (in tal caso si parla più propriamente di reattori) o fenomeni fisici come miscele, riscaldamento o raffreddamento.

I serbatoi hanno spesso forma cilindrica e talvolta sferica; altre forme sono particolarmente rare, soprattutto quando contengono fluidi in pressione.

I fluidi all'interno dei serbatoi, in genere, o sono fermi o si muovono con velocità molto basse (fanno eccezione i serbatoi in cui avvengono miscele); questo permette, in quasi tutti i casi, di considerarli, ai fini dei calcoli, in condizioni statiche (con velocità nulla).

Sebbene sia possibile reperire in commercio serbatoi di diverse dimensioni, le dimensioni dei serbatoi non sono "standardizzate", per cui essi debbono essere progettati di volta in volta in funzione delle specifiche condizioni di esercizio.

2.1.1 Serbatoi in pressione

I recipienti in pressione devono essere progettati in modo da essere eserciti in sicurezza ad una determinata pressione. La differenza di pressione tra interno ed esterno, infatti, crea uno stato di tensione nel materiale con cui il recipiente è costruito. Il progettista deve realizzare un recipiente che resista a questo stato di tensione senza sollecitazioni che possano causare perdite, rotture o situazioni di pericolo per persone e cose.

La pressione è il parametro operativo più importante, ma ve ne sono altri che non possono essere trascurati. La temperatura di esercizio influenza le proprietà meccaniche del materiale e può provocare deformazioni permanenti (fenomeni di scorrimento a caldo). I fluidi a contatto con il recipiente sono un altro parametro dimensionante, in quanto possono determinare attacchi chimici ai materiali, tali da causare fenomeni di corrosione o di fragilizzazione. Infine è importante valutare le condizioni di esercizio del recipiente, in quanto variazioni cicliche della pressione e della temperatura (sollecitazione a fatica) tendono a ridurre la vita residua.

I parametri su cui il progettista può agire, compatibilmente con i vincoli di costo e di progetto (ingombri massimi, necessità di bocchelli, etc.), sono:

- forma del recipiente
- spessore delle pareti
- selezione del materiale
- controlli non distruttivi in costruzione
- verifiche in esercizio



Figura 1 – Serbatoio in pressione cilindrico

2.1.2 Serbatoi a pressione atmosferica (Stoccaggio)

Quelli di dimensioni più limitate sono in generale cilindrici ad asse orizzontale.

Quelli di grandi dimensioni sono di forma cilindrica, a sviluppo verticale. Hanno delle capacità che possono arrivare a 20000 m³. Il tetto può avere forma conica, a tetto galleggiante oppure bombato.

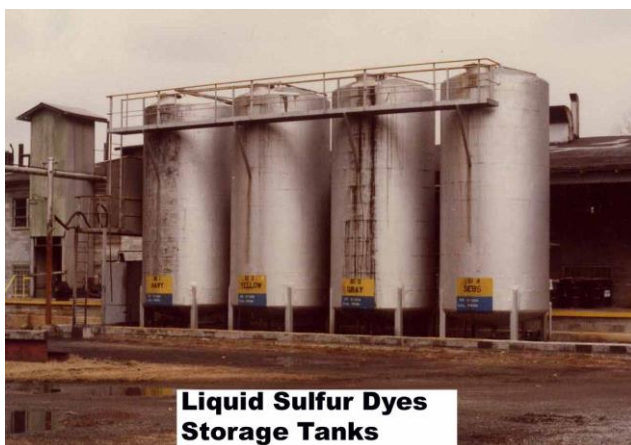


Figura 2 – Serbatoi di stoccaggio



Figura 3 – Serbatoi a tetto flottante



Figura 4 –Serbatoio combustibile piccole dimensioni

Nel caso di serbatoi di combustibili o liquidi pericolosi i serbatoi sono posizionati all'interno di piscine con pareti sufficientemente alte per contenere tutto il liquido che potrebbe fuoriuscire a causa di una rottura nel serbatoio stesso.

2.2 Le tubazioni

Le tubazioni, di solito di forma cilindrica (solo nel caso di gas a pressioni estremamente basse possono utilizzarsi forme rettangolari o quadrate), servono a convogliare i fluidi tra le diverse parti degli impianti.

A differenza dei serbatoi, nel caso delle tubazioni il movimento del fluido non può, ovviamente, essere trascurato.

Le tubazioni sono standardizzate, ossia non è possibile utilizzare (se non in casi particolari) diametri e spessori qualunque ma bisogna scegliere in liste predisposte dalla normativa tecnica nazionale ed internazionale. Le tubazioni sono classificate in base al materiale, all'uso, al tipo di costruzione, etc. Ciascuna tipologia di tubazione fa riferimento ad una norma di standardizzazione, come UNI (norma italiana), EN (europea), ASME, etc.

In particolare, secondo la normativa italiana ed europea, ciascuna tipologia di tubazione sono classificate per *Diametro Nominale* (sigla DN) e *Pressione Nominale* (PN).

Il diametro nominale fornisce la dimensione "convenzionale" della tubazione ed è espressa in millimetri (spesso si utilizza però anche la misura inglese in pollici); esso corrisponde, pressappoco, al diametro esterno della tubazione (soprattutto per le dimensioni più grandi) ma non coincide con esso; particolare attenzione bisogna prestare alle tubazioni più piccole in cui non esiste, realmente, alcuna relazione tra diametro nominale e dimensioni effettive.

La pressione nominale PN fornisce, invece, la pressione massima di progetto, espressa in bar.

Ad ogni valore della pressione nominale corrispondono tre valori della pressione di esercizio, scalati rispetto alta pressione nominale secondo tre diversi gradi di sicurezza che tengono conto sia della natura del fluido che percorre la tubazione sia della temperatura che, oltre un certo limite, provoca una riduzione della resistenza del materiale.

In base alle loro precipue caratteristiche, i fluidi vengono così suddivisi (v. Tabella 1):

- GRUPPO I : liquidi, vapori e gas non pericolosi (in relazione alle loro caratteristiche chimiche) con temperature non superiori a 120 °C;
- GRUPPO II : liquidi, vapori e gas a temperature comprese tra 120 e 300 °C. Sono compresi inoltre i fluidi pericolosi anche a temperature inferiori a 120 °C;
- GRUPPO III : liquidi, vapori e gas a temperature comprese tra 300 e 400 °C. Sono compresi inoltre i fluidi molto pericolosi in relazione alle loro caratteristiche chimiche ed alla temperatura.

RAFFRONTO TRA LE PRESSIONI: NOMINALE (PN), DI PROVA E DI ESERCIZIO (TABELLA UNI 1284)

PRESSIONI		1	2,5	6	10	16	25	40	64	100	160	250	320	400
- nominale	bar	1	2,5	6	10	16	25	40	64	100	160	250	320	400
- di prova	bar	2	4	10	16	25	40	60	96	150	240	375	480	600
- di esercizio:														
GRUPPO I	bar	1	2,5	6	10	16	25	40	64	100	160	250	320	400
GRUPPO II	bar	1	2	5	8	13	20	32	50	80	125	200	250	320
GRUPPO III	bar	—	—	—	—	—	16	25	40	64	100	160	200	250

Tabella 1

I valori delle pressioni di prova si riferiscono esclusivamente alla prova idraulica di resistenza della tubazione.

La tabella si usa nel modo seguente:

- se è definita la massima pressione di esercizio, in funzione del gruppo a cui appartiene il fluido presente nel circuito (I, II, III) si sceglie, sulla Tabella 1, la pressione immediatamente superiore a quella massima di esercizio. Si identifica, sulla stessa colonna, la pressione nominale PN (nella prima riga) della tubazione. Nella seconda riga della stessa colonna si ricava il valore di pressione alla quale testare la tubazione una volta costruita.
- se invece è definita la tubazione (PN e DN identificati a priori), il valore della massima pressione di esercizio si ricava identificando, sulla colonna corrispondente alla PN, la riga corrispondente al gruppo (I, II, III) a cui appartiene il fluido all'interno del circuito. Nella seconda riga della stessa colonna si ricava il valore di pressione alla quale testare la tubazione una volta costruita.

A titolo di esempio in si riportano in Tabella 2 il diametro nominale, il diametro esterno e lo spessore dei tubi di acciaio saldati e non saldati filettabili (utilizzati in impianti gas ed idrotermosanitari) tubi secondo la normativa tecnica italiana (ex norma UNI 8863 ora norma europea EN 10255):

DN	Designazione in “	Diametro esterno (mm)	Spessore (mm)	
			PN 16	PN 25
10	3/8	17,2	2,0	2,3
15	1/2	21,3	2,3	2,6
20	3/4	26,9	2,3	2,6
25	1	33,7	2,9	3,2
32	1 1/4	42,4	2,9	3,2
40	1 1/2	48,3	2,9	3,2
50	2	60,3	3,2	3,6
65	2 1/2	76,1	3,2	3,6
80	3	88,9	3,6	4,0
100	4	114,3	4,0	4,5

Tabella 2

A solo titolo di informazione si cita invece la normativa tecnica americana ANSI/ASME (ASME: *American Society of Mechanical Engineering*) che, dal punto di vista della pressione di progetto, classifica le tubazioni utilizzando la “*schedula*” (*Sch*) così definita:

$$Sch = \frac{1000 p}{\sigma_{amm}}$$

essendo p la pressione di progetto e σ_{amm} la massima sollecitazione sopportabile dal materiale di cui è costituita la tubazione alla temperatura di progetto (le caratteristiche di resistenza del materiale sono fortemente dipendenti dalla temperatura). Si noti che la *schedula* è un numero adimensionale (senza dimensione fisica, si ottiene, infatti, dal rapporto tra due grandezze uguali); basta quindi esprimere la pressione e la tensione ammissibile nella stessa unità di misura, qualunque essa sia.

Ad esempio una tubazione Sch 40 realizzata con un materiale che alla temperatura di progetto presenta una tensione ammissibile di 150 MPa, può essere utilizzata per pressioni di progetto fino a 60 bar; infatti:

$$p_{\max} = \frac{Sch \cdot \sigma_{amm}}{1000} = \frac{40 \cdot 150 \text{ MPa}}{1000} = 6 \text{ MPa} = 60 \text{ bar}$$

La stessa tubazione, utilizzata ad una diversa temperatura in cui la tensione ammissibile del materiale vale 100 MPa, può essere utilizzata fino a 40 bar:

$$p_{\max} = \frac{Sch \cdot \sigma_{amm}}{1000} = \frac{40 \cdot 100 \text{ MPa}}{1000} = 4 \text{ MPa} = 40 \text{ bar}$$

Nella figura seguente sono riportati il diametro esterno e le spessori delle tubazioni in acciaio saldate e non saldate (Class. ASME), in funzione del Diametro Nominale e del Numero di Schedule. I valori STD, XS, XXS stanno rispettivamente per STANDARD, EXTRA STRONG e DOUBLE EXTRA STRONG.

TUBI DI ACCIAIO - DIAMETRI E SPESSORI (Schedule)

DN pollici	DN	D.E. mm	10	20	30	STD	40	60	XS	80	100	120	140	160	XXS
1/8	-	10.3	1.24	-	1.45	1.73	1.73	-	2.41	2.41	-	-	-	-	-
1/4	6	13.7	1.65	-	1.85	2.24	2.24	-	3.02	3.02	-	-	-	-	-
3/8	10	17.1	1.65	-	1.85	2.31	2.31	-	3.2	3.2	-	-	-	-	-
1/2	15	21.34	2.11	-	2.41	2.77	2.77	-	3.73	3.73	-	-	-	4.77	7.47
3/4	20	26.67	2.11	-	2.41	2.87	2.87	-	3.91	3.91	-	-	-	5.56	7.82
1	25	33.4	2.77	-	2.90	3.38	3.38	-	4.55	4.55	-	-	-	6.35	9.09
1.1/4	32	42.16	2.77	-	2.97	3.56	3.56	-	4.85	4.85	-	-	-	6.35	9.7
1.1/2	40	48.26	2.77	-	3.18	3.68	3.68	-	5.08	5.08	-	-	-	7.14	10.16
2	50	60.32	2.77	-	3.18	3.91	3.91	-	5.54	5.54	-	-	-	8.74	11.07
2.1/2	65	73.02	3.05	-	4.78	5.16	5.16	-	7.01	7.01	-	-	-	9.52	14.02
3	80	88.9	3.05	-	4.78	5.49	5.49	-	7.62	7.62	-	-	-	11.12	15.24
3.1/2	90	101.6	3.05	-	4.78	5.74	5.74	-	8.08	8.08	-	-	-	-	16.15
4	100	114.3	3.05	-	4.78	6.02	6.02	-	8.56	8.56	-	11.12	-	13.49	17.12
5	125	141.3	3.40	-	-	6.55	6.55	-	9.52	9.52	-	12.7	-	15.87	19.05
6	150	168.3	3.40	-	-	7.11	7.11	-	10.97	10.97	-	14.27	-	18.26	21.95
8	200	219.1	3.76	6.35	7.04	8.18	8.18	10.31	12.7	12.7	15.08	18.26	20.63	23.01	22.22
10	250	273	4.19	6.35	7.80	9.27	9.27	12.7	12.7	15.08	18.26	21.44	25.4	28.57	25.4
12	300	323.9	4.57	6.35	8.38	9.52	10.31	14.27	12.7	17.47	21.44	25.4	28.57	33.32	25.4
14	350	355.6	6.35	7.92	9.53	9.52	11.12	15.09	12.7	19.05	23.82	27.79	31.75	35.71	-
16	400	406.4	6.35	7.92	9.53	9.52	12.7	16.66	12.7	21.44	26.19	30.96	36.52	40.49	-
18	450	457.2	6.35	7.92	11.13	9.52	14.27	19.05	12.7	23.82	29.36	34.92	39.67	45.24	-
20	500	508	6.35	9.53	12.70	9.52	15.08	20.62	12.7	26.19	32.54	38.1	44.45	50.01	-
22	550	558.8	6.35	9.53	12.70	9.52	15.87	22.22	12.7	28.57	34.92	41.27	47.62	53.97	-
24	600	609.6	6.35	9.53	12.70	9.52	17.47	24.61	12.7	30.96	38.89	46.02	52.37	59.54	-
26	650	660.4	7.92	12.70	-	9.52	-	-	12.7	-	-	-	-	-	-
28	700	711.2	7.92	12.70	15.88	9.52	-	-	12.7	-	-	-	-	-	-
30	750	762	7.92	12.70	15.88	9.52	-	-	12.7	-	-	-	-	-	-
32	800	812.8	7.92	12.70	15.88	9.52	17.47	-	12.7	-	-	-	-	-	-
34	850	863.6	7.92	12.70	15.88	9.52	17.47	-	12.7	-	-	-	-	-	-
36	900	914.4	7.92	12.70	15.88	9.52	19.05	-	12.7	-	-	-	-	-	-
40	1000	1016	-	-	-	9.53	-	-	12.7	-	-	-	-	-	-

Figura 5 – Tabella unificazione tubi di acciaio

L'utilizzo della unificazione permette di garantire che, scegliendo componenti (tubi, valvole, flange, pompe) aventi stesso DN e stesso PN, il montaggio sia sempre garantito e la resistenza alla pressione del fluido sia equivalente in tutte le parti del circuito idraulico.

La connessione tra parti di tubazione e tra tubazioni ed altri componenti può essere realizzata con diverse modalità, tra cui le più importanti sono (soprattutto per tubazioni medio-grandi e funzionanti a pressioni elevate):

- connessioni saldate
- connessioni flangiate (smontabili)
- connessioni filettate (smontabili)

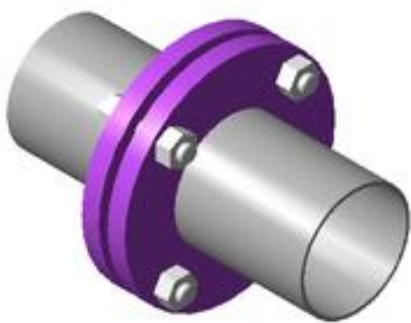


Figura 6 – Connessione flangiata



Figura 7 – Tubazioni saldate e flangiate



Figura 8 – Connessione filettata



Figura 9 – Valvola flangiata



Figura 10 – Valvola filettata



Figura 11 – Sistema di tubazioni saldate e flangiate

Altri componenti utilizzati nei sistemi di tubazioni sono, tra gli altri:

- Supporti per tubazioni
- Riduzioni e aumento di sezioni (per collegare due tubazioni a DN diversi)
- Raccordi a T
- Curve e gomiti
- Distribuzione a croce
- Flessibili
- Soffietti



Figura 12 – Soffietto Flangiato (a sinistra) e da saldare di testa (a destra)

2.3 Flange

La flangia è un componente meccanico destinato ad un accoppiamento non permanente di altri componenti mediante viti o bulloni.

L'uso delle flange è abbastanza recente, e risale più o meno all'inizio della rivoluzione industriale, quando si è sentita la necessità di realizzare accoppiamenti nei tubi di trasporto del vapore e della condensa, spesso ad alte pressioni e oggi le flange sono l'accoppiamento rigido rimovibile di gran lunga più usato, sia nella giunzione di tubi che di altri particolari meccanici.



Figura 13 – Flange per tubazioni ad alte pressioni

Le flange per uso idraulico sono state oggetto di normalizzazione già dal XIX secolo. Nel tempo, si è adottato un sistema relativamente semplice per la normalizzazione, per il quale le flange sono classificate in base al diametro nominale ed alla pressione nominale, in analogia con quanto detto per le tubazioni.



Figura 14 – Flange saldate secondo Normativa UNI EN 1092



Figura 15 – Flange saldate secondo Normativa ANSI-ASME

Nelle figure precedenti sono riportate flange di acciaio da saldare alla tubazione. Esistono anche flange con collegamento filettato alla tubazione. In Figura 16 sono riportate le dimensioni di una flangia a collarino da saldare di testa alla tubazione, mentre in Figura 17 sono riportate le dimensioni di una flangia a collarino filettata.

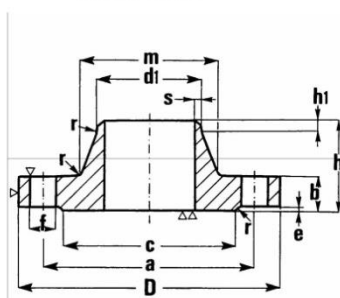
La tenuta tra le due flange è garantita da una guarnizione, costruita in materiali diversi adatti al tipo di fluido, alla temperatura ed agli altri parametri operativi della flangia (v. Figura 18).

Flange a collarino a saldare di testa ENI EN 1092-1 PN10



(EX UNI 2281-67 PN10)

TIPO 11 B

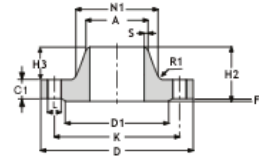


DN	Ø TUBO	d1	D	a	m	c	h	b	h1	e	r	s	f	VITI	N. FORI	Kg
	ISO	ISO			ISO											
10	17,2	18	90	60	28	40	35	16	6	2	4	1,8	14	M12	4	0,5
15	21,3	22,5	95	65	32	45	38	16	6	2	4	2,0	14	M12	4	1,0
20	26,9	28	105	75	40	58	40	18	6	2	4	2,3	14	M12	4	1,0
25	33,7	34,5	115	85	45	68	40	18	6	2	4	2,6	14	M12	4	1,0
32	42,4	43,5	140	100	56	78	42	18	6	2	6	2,6	18	M16	4	2,0
40	48,3	49,5	150	110	64	88	45	18	7	3	6	2,6	18	M16	4	2,0
50	60,3	61,5	165	125	75	102	45	18	18	3	5	2,9	18	M16	4	3,0
65	76,1	77	185	145	92	122	45	18	10	3	6	2,9	18	M16	• 8	3,0
80	88,9	90	200	160	105	138	50	20	10	3	6	3,2	18	M16	8	4,0
100	114,3	115,5	220	180	131	158	52	20	12	3	8	3,6	18	M16	8	4,5
125	139,7	141	250	210	156	188	55	22	12	3	8	4,0	18	M16	8	6,5
150	168,3	170,5	285	240	184	212	55	22	12	3	10	4,5	22	M20	8	7,5
200	219,1	221	340	295	235	268	62	24	16	3	10	6,3	22	M20	8	11,5
250	273	275	395	350	292	320	68	26	16	3	12	6,3	22	M20	12	15,5
300	323,9	326	445	400	342	370	68	26	16	4	12	7,1	22	M20	12	18,0
350	355,6	357,5	505	460	385	430	68	26	16	4	12	7,1	22	M20	16	24,5
400	406,4	408,5	565	515	440	482	72	26	16	4	12	7,1	26	M24	16	29,5
450	457,2	459	615	565	488	532	72	26	16	4	12	7,1	26	M24	20	34,0
500	508	510	670	620	542	585	75	28	16	4	12	7,1	26	M24	20	39,5
600	609,6	611,5	780	725	642	685	80	28	18	5	12	7,1	30	M27	20	56,0
700	711,3	715	895	840	745	800	80	30	18	5	12	8,0	30	M27	24	65,0
800	812,8	817	1015	950	850	905	90	32	18	5	12	8,0	33	M30	24	87,0
900	914,4	918	1115	1050	950	1005	95	34	20	5	12	10,0	33	M30	28	106,0
1000	1016	1020	1230	1160	1052	1110	95	34	20	5	16	10,0	36	M33	28	123,0
1200	1220	1224	1455	1380	1256	1330	115	38	25	5	16	11,0	39	M36	32	184,0
1400	1420	1424	1675	1590	1460	1535	120	42	25	5	16	12,0	42	M39	36	252,0
1600	1620	1624	1915	1820	1666	1760	130	46	25	5	16	14,0	48	M45	40	363,0
1800	1820	1824	2115	2020	1868	1960	140	50	30	5	16	15,0	48	M45	44	445,5
2000	2020	2024	2325	2230	2072	2170	150	54	30	5	16	16,0	48	M45	48	558,0

Figura 16 – Flange saldate secondo Normativa UNI EN

Flange Filettate

Dimensioni delle flange EN 1092-1 filettate tipo 13 pn 6 a collarino con superficie piana e tre righe per la tenuta della guarnizione (ex 2253) Filettatura gas cilindrica



DIAMETRI

CODICE ARTICOLO	DN	POLLICI	ESTERNO FLANGIA D	CERCHIO DEI BULLONI K	FORI DEI BULLONI L	NR	TIPO	SPESSORE FLANGIA C2	ALTEZZA TOTALE H1	DIAMETRO COLLARE N2	RAGGIO DI RACCORDO R1	PESO KG
FF 15.15.6	15	1/2	80	55	11	4	M10	12	20	30	4	0,43
FF 20.34.6	20	3/4	90	65	11	4	M10	14	24	40	4	0,66
FF 25.10.6	25	1	100	75	11	4	M10	14	24	50	4	0,82
FF 32.14.6	32	1.1/4	120	90	14	4	M12	14	26	60	6	1,17
FF 40.12.6	40	1.1/2	130	100	14	4	M12	14	26	70	6	1,4
FF 50.20.6	50	2	140	110	14	4	M12	14	28	80	6	1,59
FF 65.21.6	65	2.1/2	160	130	14	4	M12	14	32	100	6	2,17
FF 80.30.6	80	3	190	150	18	4	M16	16	34	110	8	3,2
FF 100.40.6	100	4	210	170	18	4	M16	16	40	130	8	3,59
FF 125.40.6	125	5	240	200	18	8	M16	18	44	160	8	4,94
FF 150.60.6	150	6	265	225	18	8	M16	18	44	185	10	5,83

Le informazioni tecniche contenute in questo sito possono subire variazioni senza alcun preavviso.

Figura 17 – Flange Secondo Normativa UNI EN

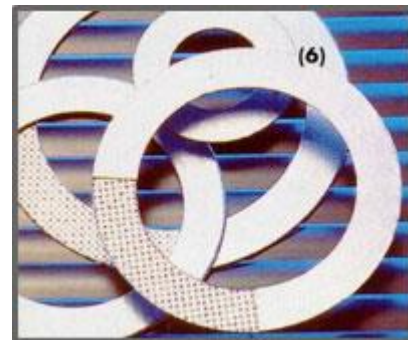


Figura 18 – Alcuni tipi di guarnizione per flange

2.4 Gli scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore sono componenti utilizzati per trasferire il calore tra due fluidi (ricordiamo che per il secondo principio della termodinamica il calore passa spontaneamente dai corpi più caldi ai corpi più freddi). Gli scambiatori possono dividersi in:

- **scambiatori a miscelamento**, in cui i due fluidi hanno in genere la stessa natura e si mescolano tra loro;
- **scambiatori a superficie**, in cui i due fluidi, che possono essere di diversa natura, sono separati da una superficie impermeabile alla massa e non si mescolano.

Nel seguito si limiterà la trattazione agli scambiatori a superficie. In essi la trasmissione del calore tra i due fluidi avviene per convezione tra i fluidi e le rispettive superfici solide lambite e per conduzione attraverso la parete del tubo o della piastra che li separa.

Le principali tipologie di scambiatore sono le seguenti:

- scambiatori a piastre
- scambiatori a tubi coassiali
- scambiatori a fascio tubiero
- scambiatori a pacco alettato
- scambiatori a spirale e a lamelle

Ci limiteremo ad analizzare nella trattazione i primi 4 tipi di scambiatori elencati.

Si può definire una classificazione in base al tipo di processo:

- *di tipo sensibile*: scambiano solo calore sensibile (senza cambio di fase);
- *raffreddatore*: un fluido di processo è raffreddato attraverso un fluido di servizio (ad esempio acqua);
- *riscaldatore*: un fluido di processo è riscaldato da un fluido di servizio (ad esempio vapore o olio);
- *surriscaldatore* (del vapore viene ulteriormente riscaldato, generalmente a valle di un evaporatore)
- *evaporatore* (un liquido viene fatto evaporare)
- *condensatore*: un aeriforme viene fatto condensare.

2.4.1 Scambiatori a piastre

Negli scambiatori a piastre i due fluidi scorrono, alternativamente, tra piastre affiancate (apposite guarnizioni tra le piastre realizzano, di solito, dei canali percorsi dai fluidi); i due fluidi possono compiere percorsi paralleli equi-corrente, ossia con uno stesso verso di percorrenza, o controcorrente, con versi di percorrenza opposti, o possono compiere percorsi perpendicolari.

Gli scambiatori a piastre offrono il vantaggio di un'elevata compattezza ma sono utilizzabili solo per ridotte pressioni e temperature dei fluidi perché, come si vedrà, la forma piana non resiste bene alle pressioni e le guarnizioni necessarie al funzionamento non resistono bene alle alte temperature.

Gli scambiatori di calore a piastre hanno, rispetto agli altri scambiatori, caratteristiche del tutto particolari. Si contraddistinguono da quelli a fascio tubiero, a spirale, a serpentino, a lamelle etc, soprattutto per il fatto che, fra tutti, sono gli unici ad essere estensibili. Permettono cioè, anche ad

installazione eseguita e per qualsiasi motivo, di aumentare o diminuire la potenza di scambio modificando il numero delle piastre utilizzate, garantendo, in ogni caso, il perfetto funzionamento dell'impianto.

I settori applicativi in cui gli scambiatori a piastre maggiormente presenti sono il teleriscaldamento, il recupero energetico, la refrigerazione, l'impiantistica chimica, farmaceutica, alimentare, civile.

In Figura 19 è riportato un esempio di assemblaggio di uno scambiatore a piastre.

Gli scambiatori a piastre, pur avendo tutti circa le stesse caratteristiche costruttive e di assemblaggio, si possono suddividere fondamentalmente in due tipologie. Una si contraddistingue dall'aver le piastre di scambio corrugate in varie geometrie ottenute per imbutitura alla pressa e aventi le guarnizioni in gomma incollate o agganciate alle piastre stesse. L'altra presenta invece piastre lisce (piane), guarnizioni in gomma fissate meccanicamente e facilmente sostituibili, e dei turbolatori, realizzati in rete metallica, adagiati sulle piastre stesse (v. Figura 20).

La forma della guarnizione determina la distribuzione di flusso tra una piastra e l'altra (v. Figura 20).

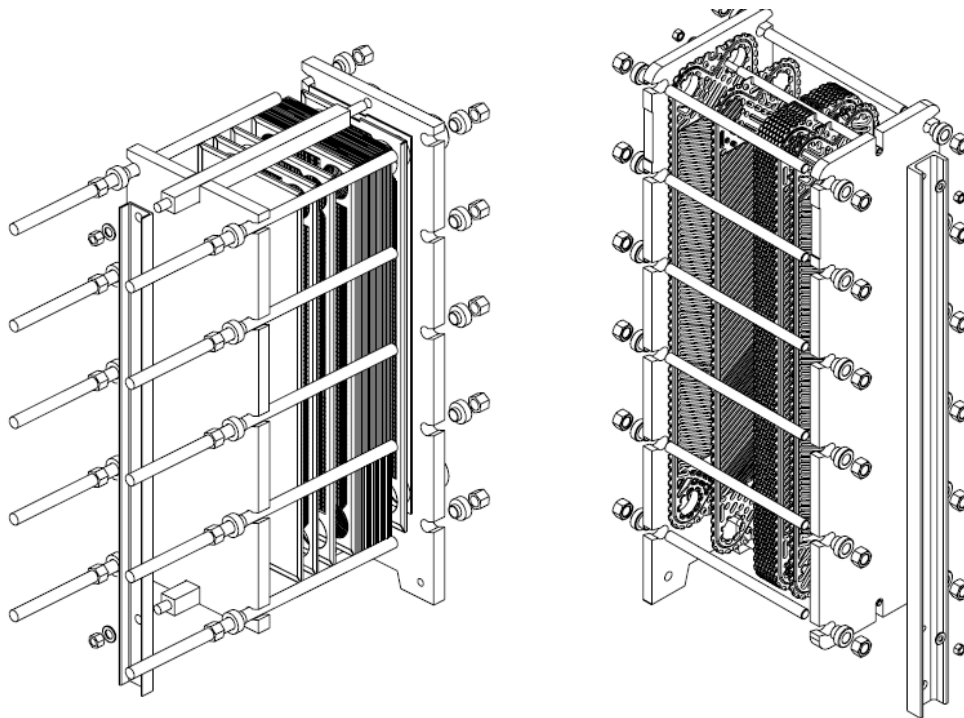


Figura 19 – Esempio di assemblaggio di uno scambiatore a piastre

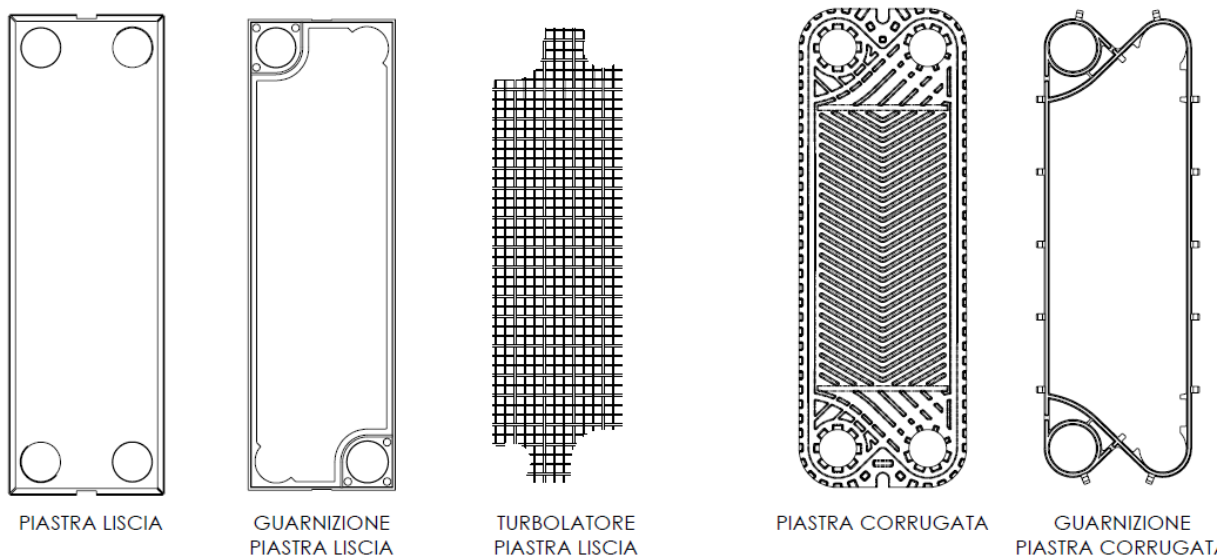


Figura 20 – Tipologia di piastre e guarnizioni in uno scambiatore a piastre

Le disposizioni di flusso (v. Figura 21) sono normalmente simmetriche con canali in parallelo, ma senza difficoltà, possono disporsi flussi con canali in serie e misti serie-parallelo. La scelta di una disposizione o dell'altra dipende, dalle prestazioni termiche desiderate per lo scambiatore e dalle caratteristiche geometriche delle piastre.

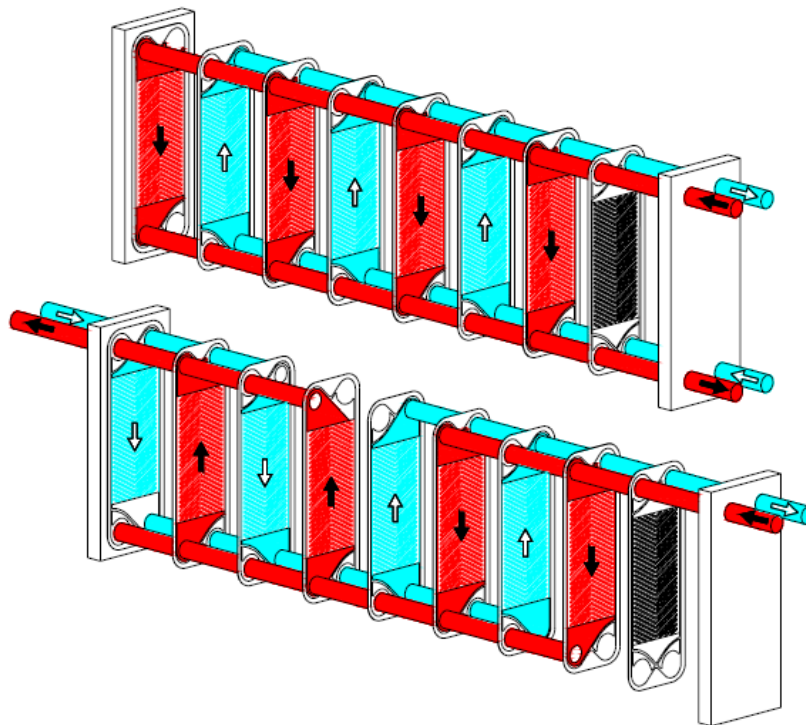


Figura 21 – Andamento dei flussi caldo e freddo in uno scambiatore a piastre

I materiali utilizzati comunemente per le piastre sono: acciaio inox AISI 304, AISI 316, titanio, monel, incoloy, hastelloy, rame (solo piastra liscia). La scelta del materiale dipende principalmente da compatibilità ed inattaccabilità chimica al contatto con i vari fluidi e quindi, in ultima analisi, dalla più o meno elevata resistenza alla corrosione.

Le guarnizioni sono realizzate con vari tipi di gomma. La temperatura limite di esercizio per le guarnizioni supera di poco i 200 °C.

2.4.2 Scambiatori a tubi coassiali

Negli scambiatori a tubi coassiali un fluido scorre all'interno di un tubo mentre l'altro scorre nel meato anulare formato dal primo tubo e da un secondo tubo a questo coassiale; a volte i due tubi sono avvolti a spirale per aumentarne la lunghezza senza aumentare lo spazio occupato. Il deflusso dei fluidi è obbligatoriamente parallelo e può essere equicorrente o controcorrente. Questi scambiatori presentano il vantaggio di una grande semplicità ma permettono di scambiare potenze limitate (a causa della ridotta superficie di scambio tra i due fluidi).

In Figura 22 sono riportati lo schema dello scambiatore e la distribuzione delle temperature nel caso di flusso in equi-corrente e contro-corrente (I pedici *c* ed *f* stanno per fluido caldo e fluido freddo, mentre i pedici *e* ed *u* stanno per entrata ed uscita).

Nel confrontare le due disposizioni, equi-corrente e contro-corrente, si può notare che solo per lo scambiatore a controcorrente la temperatura di uscita del fluido freddo può essere maggiore della temperatura di uscita del fluido caldo. Inoltre negli scambiatori a controcorrente la differenza di temperatura tra i fluidi (e di conseguenza il flusso termico) si mantiene pressoché costante lungo tutta la superficie, che conseguentemente viene sfruttata in maniera migliore che in quelli ad equicorrente. Al contrario, in questi ultimi, la superficie di scambio in prossimità dell'uscita (caratterizzata da un ΔT relativamente basso) dà un contributo molto minore alla potenza termica totale scambiata.

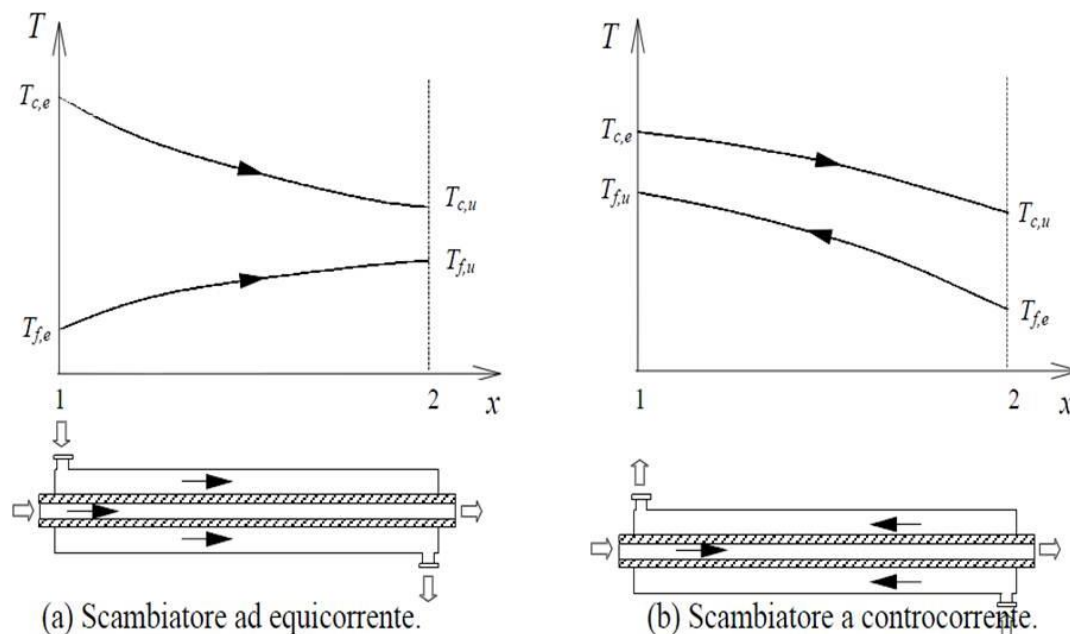


Figura 22 – Andamento delle temperature in uno scambiatore a tubi coassiali

2.4.3 Scambiatori a fascio tubiero

Negli scambiatori a fascio tubiero un fluido corre all'interno di tubi, mentre l'altro corre esternamente a questi, all'interno di una cassa (Mantello) che contiene il fascio tubiero. Il deflusso può essere parallelo in equicorrente o controcorrente o misto (equicorrente per un tratto e controcorrente per un

altro) o perpendicolare. Gli scambiatori a fascio tubero consentono di scambiare grandi quantità di calore anche quando i fluidi sono a pressione elevata; per contro essi sono piuttosto ingombranti.

Il fascio tubiero può essere costituito da tubi dritti o da tubi ad U. I tubi sono collegati ad una piastra tubiera forata che divide la zona “lato tubi” dalla zona “lato mantello” (v. Figura 23). Nel caso di tubi ad U c'è una sola piastra tubiera, mentre nel caso di tubi dritti sono presenti 2 piastre tubiere.

In Figura 24 sono riportate le immagini di un fascio tubiero con tubi ad U e con tubi dritti.

Lo scambiatore rappresentato in Figura 23 ha il fascio tubiero diviso in due parti, per mezzo di un setto posizionato nella testata di ingresso. Tale setto fa sì che il fluido in ingresso percorra solo metà del fascio tubiero passando poi nell'altra metà del fascio nella testata dal lato opposto dello scambiatore.

Invece lato mantello il secondo fluido fluisce esternamente ai tubi compiendo forzatamente un percorso ondulato provocato dai setti deviatori. Un tale tipo di scambiatore è del tipo 2-1, cioè 2 passaggi lato tubi ed 1 passaggio lato mantello.

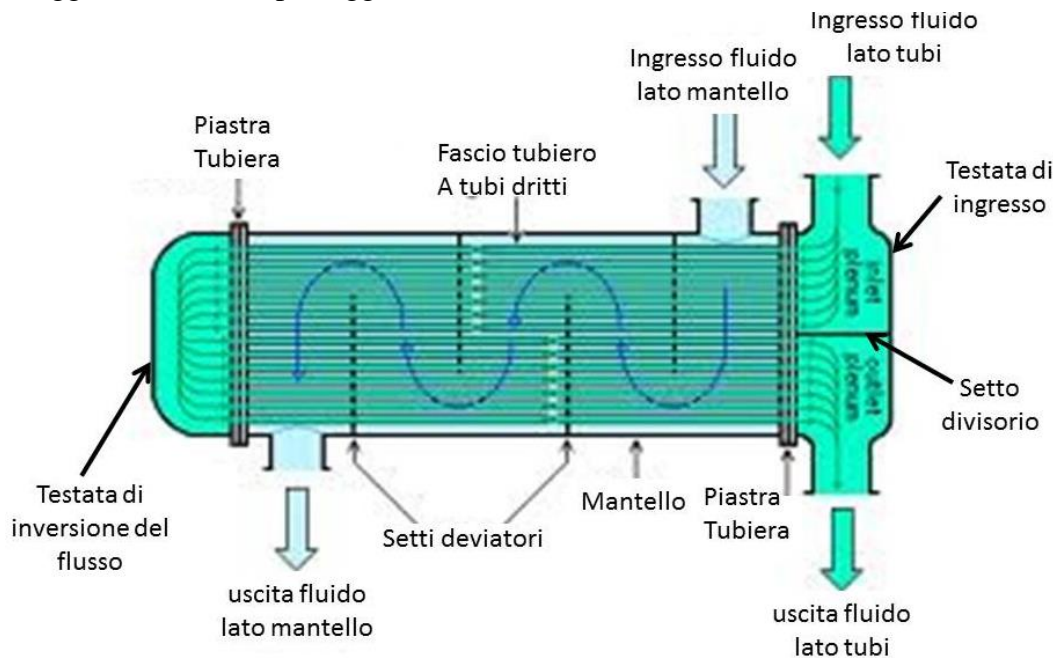


Figura 23 – Schema di uno scambiatore a fascio tubiero



Figura 24 – Fascio tubiero con tubi ad U e con tubi dritti

Come già accennato in precedenza, dal punto di vista del percorso dei fluidi, si possono avere uno o più passaggi lato tubi e lato mantello. In Figura 25 sono riportati gli schemi di percorso dei fluidi più utilizzati, ma si possono avere anche più di 2 passaggi sia lato tubi sia lato mantello.

In Figura 26 è riportata la foto di una piastra tubiera di uno scambiatore di medie dimensioni. In Figura 27 e Figura 28 sono riportati il modello 3D ed i dati di funzionamento di uno scambiatore con tubi ad U con un passaggio lato mantello, con gas lato tubi e acqua/vapore lato mantello.

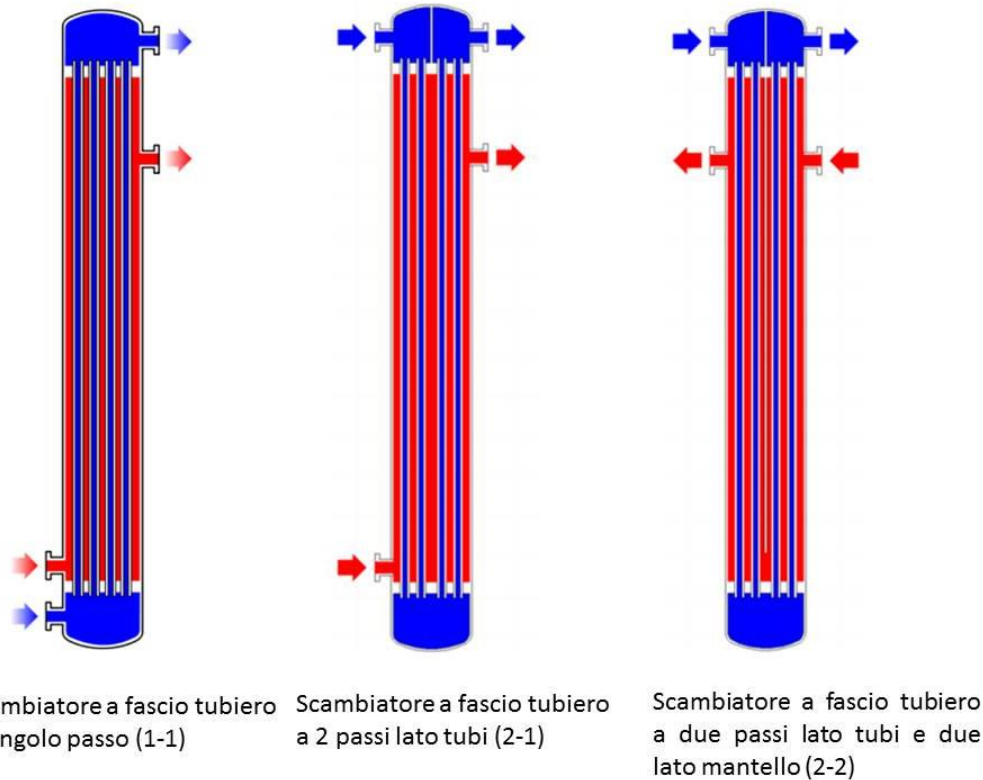


Figura 25 – Principali schemi di passaggio dei fluidi in uno scambiatore a fascio tubiero



Figura 26 – Immagine di piastra tubiera

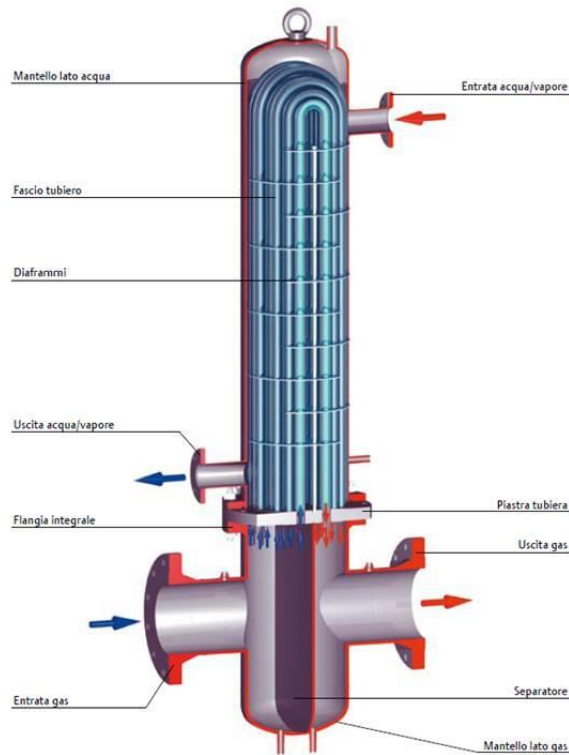


Figura 27 – Scambiatore a fascio tubiero con tubi ad U – Modello 3D

Lato Gas			
Attacchi	Pressione di Progetto (bar)	Prova Idraulica (bar)	Prova Pneumatica (bar)
ANSI 300	45	57	7
ANSI 600	90	113	7

Lato Acqua		
Attacchi	Pressione di Progetto (bar)	Prova Idraulica (bar)
UNI/DIN PN 6	5	7,5

Accessori		
Posizione	Quantità	Descrizione
1	1	Manicotto 3/8" GAS-F
2	3	Thredolet 1/2" NPT
3	3	Nipplo 1/2" GAS-M
4	2	Thredolet 1/4" NPT

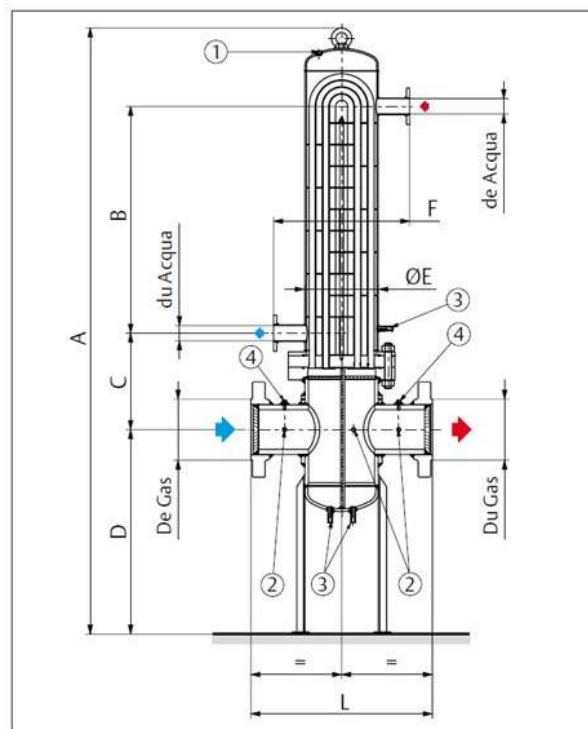


Figura 28 – Scambiatore a fascio tubiero con tubi ad U – Dati di funzionamento

2.4.4 Scambiatori a pacco alettato

Lo scambiatore a pacco alettato è la tipologia di scambiatore di calore di cui molti hanno avuto esperienza diretta nel radiatore dell'automobile. Solitamente è utilizzato nello scambio termico tra un fluido refrigerante (lato tubi) e l'aria (lato alette) nel settore della climatizzazione. Trova, quindi, applicazione in tutti i condizionatori, i “chiller” (apparecchi che per mezzo di un ciclo frigorifero producono acqua fredda), i ventilconvettori ecc.

Costruttivamente è composto da una serie di tubi, solitamente in rame, piegati ad U (*forcine*), infilati attraverso una serie di alette, di norma in alluminio o rame, (*pacco alettato*). La circuitazione dal lato opposto è garantita tramite degli altri tubi più corti piegati ad U (*curvette*) brasati¹ ai primi. Il necessario scambio termico tra alette e forcine è garantito dall'accoppiamento per interferenza realizzato tramite la mandrinatura (un'espansione meccanica del tubo per mezzo di un'ogiva).

Soluzioni tecnologiche particolari possono prevedere l'utilizzo di tubi internamente rigati oppure tubi in alluminio o ancora alette in rame, ecc.

In **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** è riportato lo schema di funzionamento del pacco alettato, con il gas (fluido 1), che passa tra le alette ed il liquido/vapore che passa lato tubi cambiando temperatura o cambiando di stato.

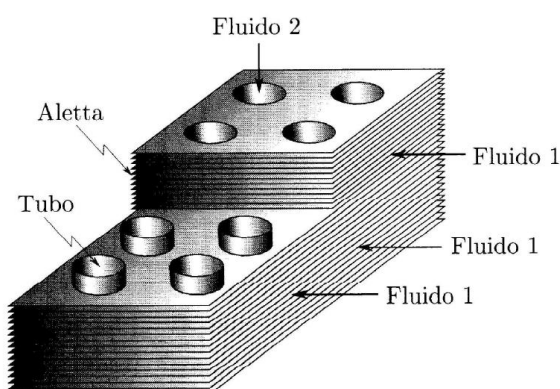


Figura 29 – Schema di funzionamento di un pacco alettato

In Fig. 29 è riportato un dettaglio delle alette in alluminio, con i fori per il passaggio de tubi.

Come avviene per gli scambiatori a fascio tubiero, lato tubi si può avere più di 1 passaggio, mentre lato alette vi è sempre un solo passaggio (v. Figura 31)

¹ La brasatura è un processo di saldatura che utilizza un materiale d'apporto bassofondente, quindi senza fusione dei componenti da saldare (utilizzo di stagno, rame, argento, zinco)



Figura 30 – Tipico esempio di una aletta in alluminio

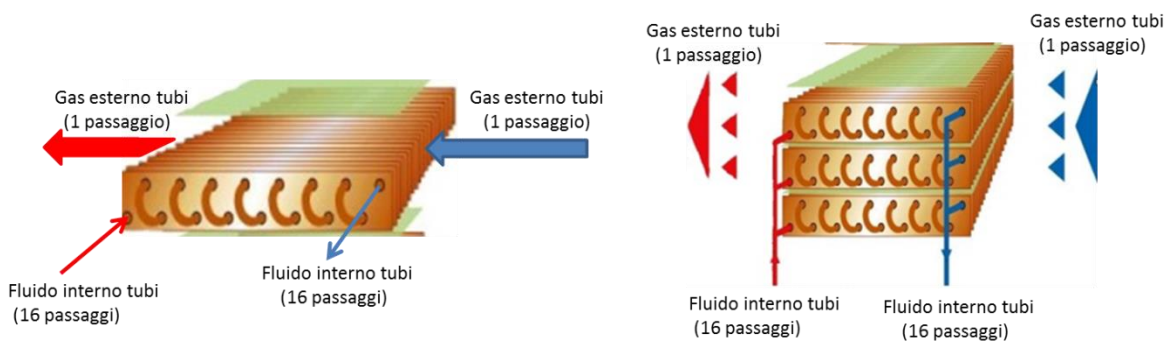


Figura 31 – Scambiatore a singolo pacco (a sinistra), 3 pacchi in parallelo (a destra)

In Figura 32 è mostrato un pacco alettato di grandi dimensioni, usato per i condensatori ad aria in impianti frigoriferi di alta potenza. Il pacco alettato, corredato con i ventilatori, le strutture di supporto e i componenti per l'alimentazione e la regolazione, costituisce il condensatore ad aria del tipo rappresentato in Figura 33.



Figura 32 – Pacco alettato per "chiller" di alta potenza



Figura 33 – Condensatore ad aria

2.5 Le valvole

Le valvole sono componenti che si pongono nei circuiti per svolgere le seguenti funzioni:

- impedire il flusso di fluido in determinate porzioni di impianto (*valvole di intercettazione*);
- deviare il flusso da una porzione di impianto ad un'altra (*valvole a più vie*);
- impedire che il flusso possa avvenire in direzione non desiderata (*valvole di ritegno*);
- regolare la quantità di fluido che attraversa una determinata porzione di impianto (*valvole di regolazione*);
- scaricare fluido fuori dal circuito in determinate situazioni (*valvole di sfiato e di sicurezza*).

Le valvole sono costituite da un corpo esterno, che viene “agganciato” al circuito (in genere alla tubazione), e da organi interni che provvedono a svolgere la funzione cui sono destinate.

Le valvole, così come le tubazioni su cui sono installate, sono standardizzate, come dimensioni e pressioni di esercizio.

Anche per esse la normativa italiana (norme UNI), introduce il *Diametro Nominale* e la *Pressione Nominale*.

Il diametro nominale delle valvole può coincidere o meno con quello della tubazione su cui sono installate; è, infatti, possibile (ed in alcuni casi è la norma) utilizzare valvole di diametro nominale diverso da quello della tubazione su cui risultano installate. Ovviamente, in questo caso occorre inserire nel circuito dei componenti speciali chiamati riduzioni o allargamenti di sezione per passare dal diametro nominale della tubazione al diametro nominale della valvola.

La pressione nominale della valvola, così come quella della tubazione, deve, invece, essere sempre superiore o uguale alla pressione di esercizio del circuito, in analogia con quanto detto per le tubazioni.

Alle valvole sarà dedicato ampio spazio nei prossimi capitoli.

2.6 Le pompe

Le pompe sono le apparecchiature utilizzate per fornire ai liquidi l'energia necessaria per percorrere un circuito (nel caso di gas si chiamano ventilatori).

In esse un motore di solito elettrico, ma non mancano casi di motori a combustione interna (ad es. diesel) o che comunque utilizza altre fonti di energia, fornisce energia ad un dispositivo che trasferisce, a sua volta, questa energia al fluido.

L'energia per unità di massa o di volume, fornita dalla pompa al fluido, viene detta *prevalenza o prevalenza motrice* (H_m).

La potenza idraulica sviluppata dalla pompa (lavoro svolto nell'unità di tempo) è data dalla relazione:

$$P = Q \cdot H_m$$

Essendo Q la portata volumetrica elaborata dalla pompa (ossia il volume di fluido che attraversa la pompa nell'unità di tempo) ed H_m la prevalenza sviluppata.

Utilizzando il sistema internazionale e misurando Q in m^3/s e H_m in Pa (N/m^2), si ottiene la potenza in Watt.

Usualmente però, nella pratica, la portata volumetrica si misura in m^3/h e la prevalenza in bar, per cui la potenza assorbita dalla pompa in kW vale:

$$P[kW] = \frac{Q[m^3/h] \cdot H_m[bar] \cdot 10^5}{3600 \cdot 1000}$$

La potenza assorbita dalla pompa (ossia trasferita dalla rete elettrica alla pompa) vale invece:

$$P_E = \frac{Q \cdot H_m}{\eta_I \cdot \eta_M \cdot \eta_E} = \frac{Q \cdot H_m}{\eta_{TOT}}$$

Essendo:

- η_I il rendimento idraulico che tiene conto sia degli attriti interni al fluido, sia del fatto che parte della portata realmente elaborata dalla pompa ricircola all'interno della stessa attraverso le tenute;
- η_M il rendimento meccanico della pompa che tiene conto degli attriti meccanici all'interno della pompa (tenute e cuscinetti);
- η_E il rendimento del motore elettrico che tiene conto degli attriti meccanici e delle perdite elettriche.

Ai fini del presente corso suddivideremo le pompe in due categorie:

- turbopompe
- pompe volumetriche

Nelle prime l'elemento che trasferisce energia al fluido è costituito da una parte rotante in grado, in sostanza, di accelerare il fluido; nelle seconde, invece, il motore costringe il fluido ad attraversare un determinato volume ad intervalli regolari di tempo.

2.6.1 Le turbopompe

Le pompe centrifughe sono molto diffuse in quanto offrono una notevole resistenza all'usura, elevato numero di giri e quindi facile accoppiamento diretto con i motori elettrici, portate continue con valori abbastanza elevati (250-500 m^3/min), valori di prevalenza da 50 a 500 metri di colonna d'acqua.

In Figura 34 e Figura 35 si riportano la sezione assiale e quella trasversale di una pompa centrifuga.

Durante il funzionamento della pompa l'acqua raggiunge la macchina attraverso il tubo di aspirazione a causa della depressione creata dalla rotazione della girante. La girante è l'organo mobile della pompa ed è costituita da una serie di pale calettate su un disco.

L'acqua entra nella pompa assialmente ed acquista energia cinetica e di pressione a spese dell'energia meccanica fornita da un motore elettrico coassiale all'albero della girante. L'acqua esce radialmente dalla girante sotto l'azione della forza centrifuga impressa dalla girante stessa in rotazione, attraverso i condotti formati dalle varie pale e passando attraverso il diffusore a chiocciola raggiunge la condotta

di mandata. Aumentando la velocità di rotazione della girante, e quindi aumentando il numero di giri, aumenta la massa di acqua che attraversa la macchina nell'unità di tempo, cioè aumenta la portata.

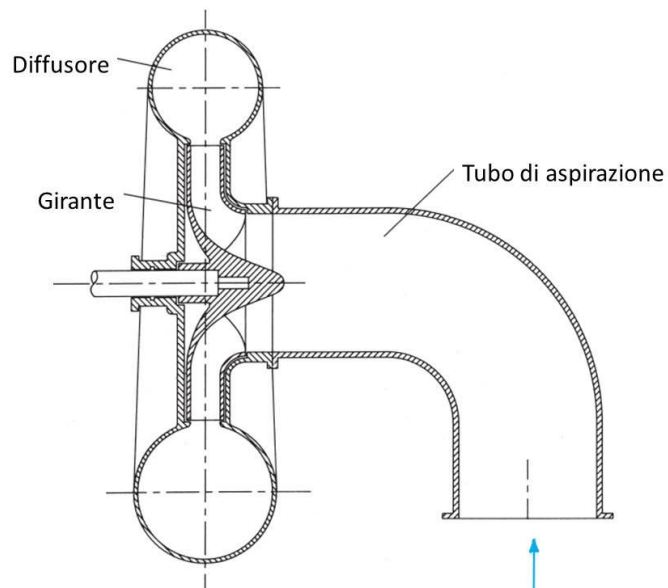


Figura 34 – Sezione assiale di una pompa centrifuga

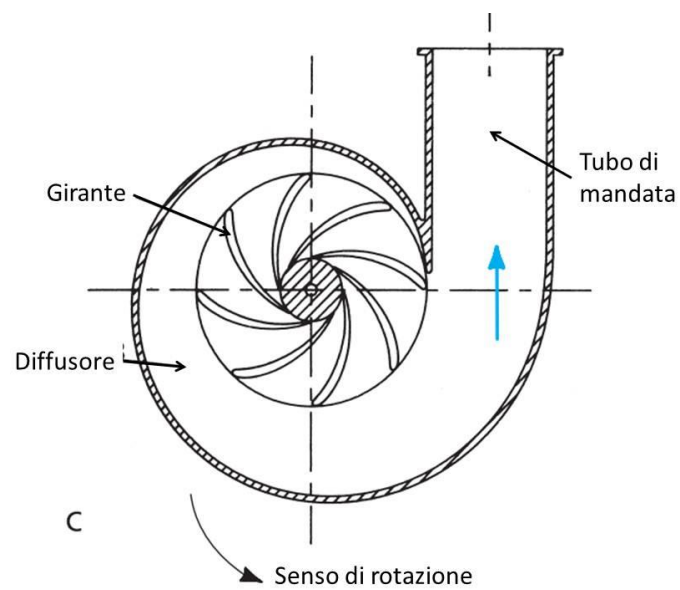


Figura 35 – Sezione trasversale di una pompa centrifuga

Le pompe centrifughe possono essere classificate in funzione di un parametro adimensionale chiamato numero di giri caratteristico N_s la cui espressione è:

$$N_s = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

in cui n è il numero di giri della pompa in giri/min, Q è la portata in m³/s e H è la prevalenza in metri di colonna liquida (v. Cap. 3).

Una classificazione di massima può essere effettuata in base al seguente schema:

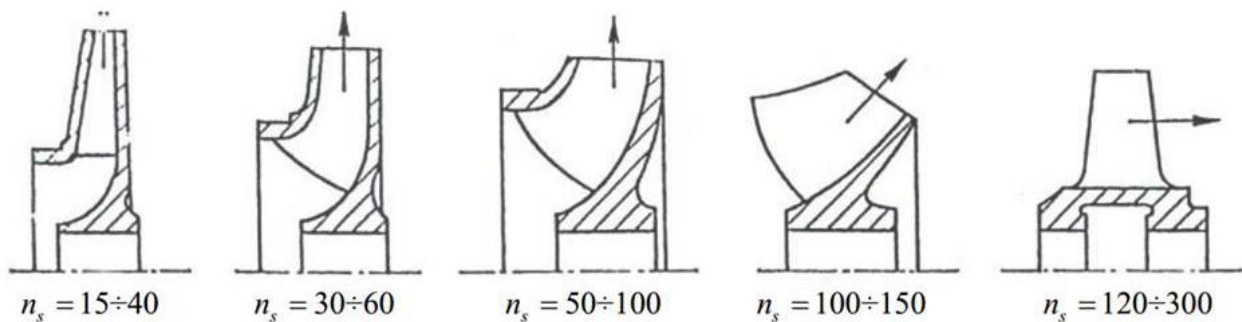


Figura 36 – Legame tra numero di giri caratteristico e forma della girante

Passando da n_s bassi a n_s alti si passa da giranti centrifughe a giranti miste e a girante assiali.

Conoscendo il valore di prevalenza e di portata richiesta alla pompa nonché il valore del numero di giri del motore, si calcola il numero di giri caratteristico e in base al valore di n_s si sceglie il tipo di girante.

Le prestazioni di una turbopompa sono ricavabili da una serie di curve, tra le quali le principali sono quelle che forniscono la prevalenza, la potenza ed il rendimento in funzione della portata. In Figura 37 sono riportate le tipiche curve per i vari tipi di girante.

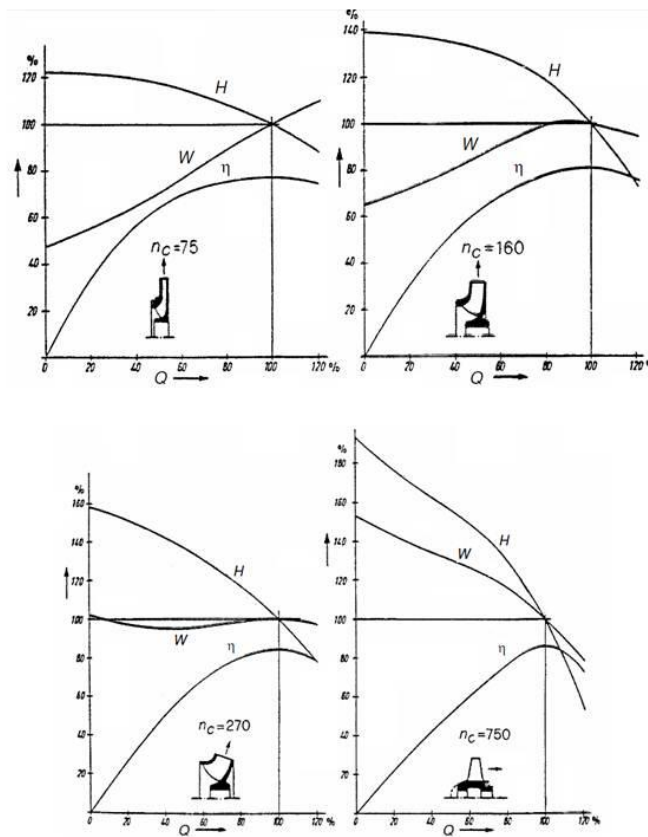


Figura 37 – Curve caratteristiche tipiche delle turbopompe

La prevalenza sviluppata dalla pompa (H) è espressa, teoricamente, da un'espressione del tipo:

$$H = An^2 - BnQ - CQ^2$$

essendo n il numero di giri della girante nell'unità di tempo, Q la portata volumetrica elaborata dalla pompa ed A , B e C parametri caratteristici della pompa (dipendono dalla sua geometria).

Quando si dispone delle curve caratteristiche al numero di giri nominale, per calcolare le curve ad un diverso valore del numero di giri si usano le leggi di similitudine. Per passare da una curva a numero di giri n_0 ad un'altra a numero di giri n_1 si utilizzano quindi le seguenti leggi:

$$\frac{H_{n1}}{H_{n0}} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \quad \frac{Q_{n1}}{Q_{n0}} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right) \quad \frac{W_{n1}}{W_{n0}} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3$$

Quindi partendo da ciascun punto della curva (ad esempio della prevalenza) definita ad un numero di giri n_0 , si ricava dalle precedenti equazioni il nuovo valore di portata e prevalenza al numero di giri n_1 .

Un tipico andamento delle curve di prevalenza al variare del numero di giri è riportato in Figura 39.

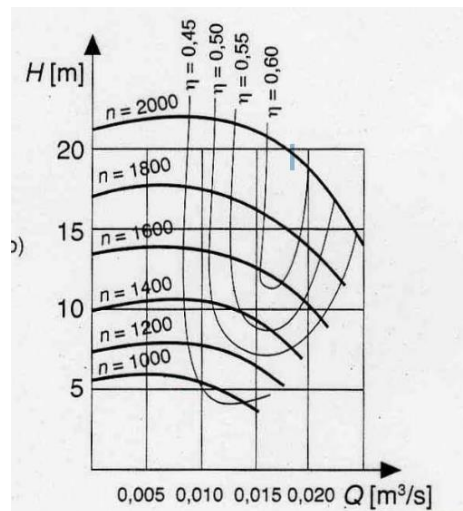


Figura 38 – Curve di prevalenza al variare del numero di giri

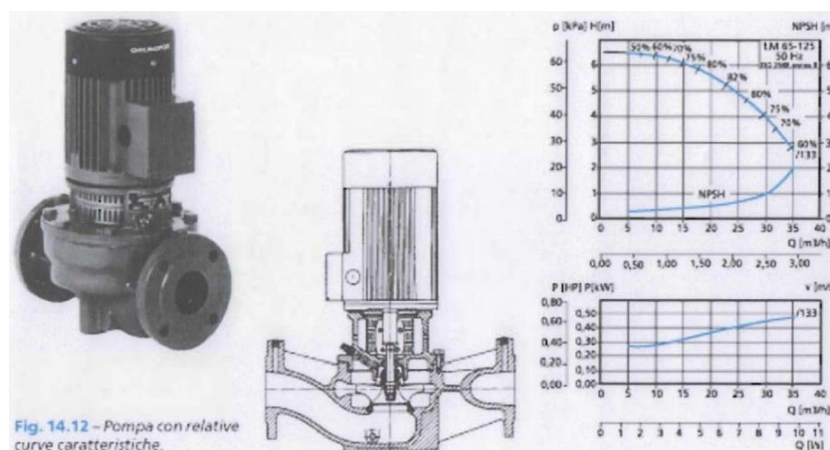


Figura 39 – Pompa di circolazione

In Figura 39 è riportata la sezione di una pompa di circolazione (una pompa normalmente utilizzata negli impianti di riscaldamento) ed le relative curve caratteristiche. In figura viene anche riportata la curva del $NPSH_R$ dalla pompa. Per il significato di questa importante grandezza si veda il par. 7.2.4.

2.6.2 Le pompe volumetriche

2.6.2.1 Pompe alternative

Fra le pompe volumetriche quella a pistoni rappresenta senza dubbio il tipo più semplice anche se risultano più diffuse le pompe rotative e quelle alternative. Le pompe alternative a pistoni non sono molto diffuse mentre lo sono soprattutto quelle a pistoni rotative (non descritte nel corso).

Per descrivere il principio operativo delle pompe alternative si può fare riferimento alla Figura 47 che evidenzia la distribuzione automatica del flusso mediante delle valvole di non ritorno.

Quando il pistone esegue la corsa di pompaggio la valvola di non ritorno sulla mandata viene sollevata nel momento in cui la pressione all'interno del cilindro supera il valore di pressione presente nella linea di mandata, mentre la valvola di aspirazione è forzata sulla sua sede. Senza considerare le fughe interne ed esterne di fluido attraverso le tenute, tutto il fluido in pressione raggiunge la mandata. Questo principio è valido per tutte le pompe volumetriche sia alternative che rotative.

La cilindrata della pompa è pari a $A \cdot C$, essendo A la superficie dello stantuffo e C la sua corsa.

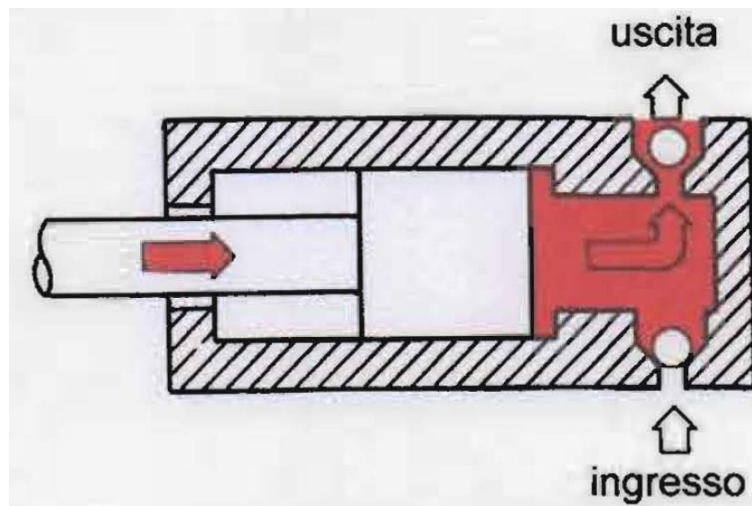


Figura 40 – Pompa volumetrica alternativa a pistoni

2.6.2.2 Pompe a palette

Lo schema di una pompa a palette è riportata in Figura 41. Nelle più comuni installazioni industriali le pompe a palette sono utilizzate per pressioni non superiori a 200 bar e sono caratterizzate da una bassa rumorosità. Il rotore azionato da un motore primo possiede delle cavità radiali in cui scorrono delle piastrine denominate appunto "palette". La cassa statorica è anch'essa circolare ma è montata eccentricamente rispetto all'asse di rotazione. Il valore dell'eccentricità determina la cilindrata e quindi la portata della pompa. Quando l'eccentricità è nulla la cilindrata e la portata sono anch'esse nulle.

Le camere o "vani" formate dalle palette con lo statore ruotando con il rotore scoprono la luce di aspirazione incrementando via via il loro volume che si riempie d'olio fino a raggiungere il volume massimo quando il fluido presente nella camera di pompaggio viene completamente isolato.

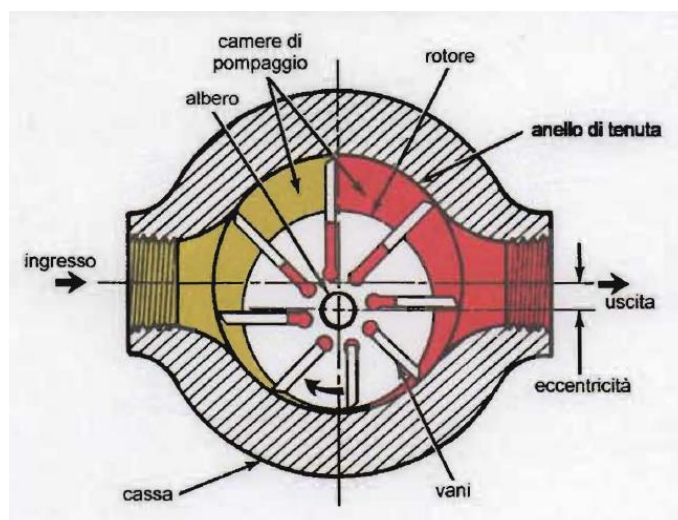


Figura 41 – Pompa volumetrica rotativa a palette

Solo quando il vano scopre la luce di mandata si realizza il rapido incremento di pressione che raggiunge il valore presente nella linea di mandata.

2.6.2.3 Pompe a ingranaggi

Nei sistemi idraulici nei quali sono richiesti livelli di pressione relativamente bassi (140-200 bar), si utilizzano prevalentemente le pompe ad ingranaggi. Le velocità di rotazione sono comprese fra 800-3000 giri/min e le cilindrata nel campo 1-200 cm³/giro. Uno schema di pompa ad ingranaggi esterni è riportato in Figura 42.

La pompa è composta da due ruote dentate perfettamente accoppiate all'interno di una cassa sulla quale sono praticate le aperture in posizioni opposte per l'aspirazione e la mandata del fluido. Una delle due ruote dentate è azionata dal motore primo mentre l'altra viene trascinata in rotazione dalla ruota conduttrice.

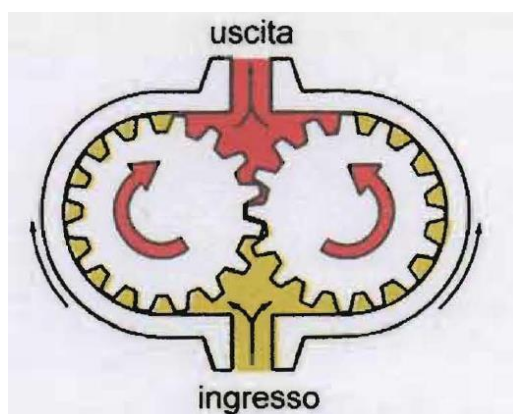


Figura 42 – Pompa volumetrica a ingranaggi

Quando i denti delle due ruote transitano di fronte all'aspirazione realizzano una piccola depressione che permette al fluido di entrare nella camera di pompaggio che si forma tra i vani dei denti e la cassa. Quando i denti raggiungono la luce di mandata l'olio non ha più spazio per rimanere all'interno della pompa ma è costretto ad uscire dalla luce di mandata.

2.6.2.4 Portata e prevalenza

La portata elaborata da una pompa volumetrica è, teoricamente, indipendente dalla prevalenza sviluppata e vale:

$$Q = Cil \cdot n$$

Essendo Cil la cilindrata della pompa ed n il numero di giri della macchina operatrice che muove la pompa.

Se la portata viene calcolata in m^3/h , il numero di giri in rpm (giri al minuto o “rounds per minute”) e la cilindrata in litri, la portata volumetrica si calcola con:

$$Q[m^3 / h] = \frac{Cil[litri] \cdot n[rpm] \cdot 3600}{1000 \cdot 60}$$

La prevalenza sviluppata dalla pompa è limitata solo dalla potenza del motore e dalla resistenza meccanica degli organi che separano la mandata della pompa (zona ad alta pressione) dalla aspirazione della stessa (zona a bassa pressione).

In realtà la portata elaborata dalla pompa diminuisce, seppure lentamente, all’aumentare della prevalenza in quanto aumentano le perdite interne (dovute essenzialmente ad una parte di portata che, all’interno della pompa, passa dalla zona ad alta pressione a quella a bassa pressione per difetti di tenuta) (v. Figura 43).

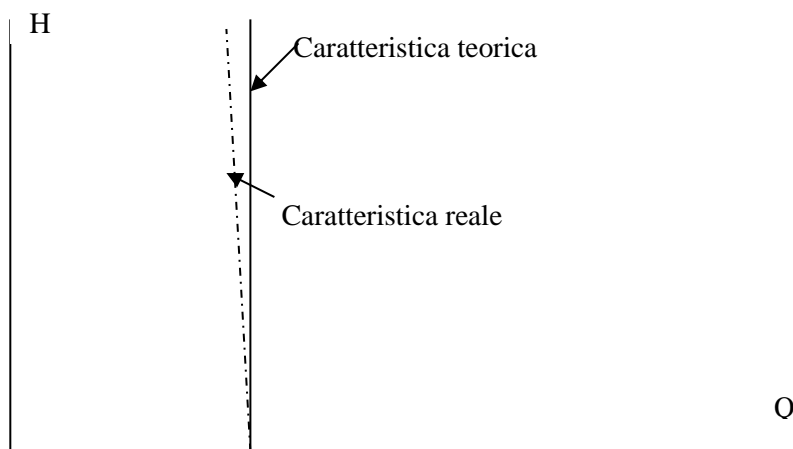


Figura 43 – Curva portata-prevalenza di una pompa volumetrica

Per variare la portata elaborata dalla pompa è possibile o variare la corsa dello stantuffo o il numero di giri del motore di trascinamento.

Le pompe volumetriche sono caratterizzate da una oscillazione della portata e della pressione intorno al valore nominale, dovuto alla apertura ed alla chiusura discontinue delle camere interne. delle camere movimento discontinuo delle strutture interne.

3 LE EQUAZIONI FONDAMENTALI DEL MOTO DEI FLUIDI

Le equazioni fondamentali per il progetto idraulico dei circuiti a fluido derivano dalla specializzazione al caso specifico di due principi fondamentali che trovano applicazione in qualunque campo della fisica: il principio di conservazione della massa ed il principio di conservazione dell'energia.

Queste equazioni vengono, nel seguito, descritte premettendo alcune definizioni riguardanti il moto dei fluidi.

3.1 Le caratteristiche del moto dei fluidi

Le caratteristiche del moto del fluido in un condotto sono espresse da un numero adimensionale (ovvero un numero puro che non ha dimensioni di grandezze fisiche) detto numero di *Reynolds*:

$$Re = \frac{\rho v D_e}{\mu}$$

dove ρ è la densità del fluido, v la sua velocità, D_e il diametro equivalente del condotto e μ la viscosità (che è caratteristica delle forze di attrito presenti all'interno del fluido).

Il diametro equivalente del condotto è espresso dalla relazione:

$$D_e = \frac{4A}{P}$$

Essendo A l'area di passaggio del condotto e P il suo perimetro; è facile dimostrare che per condotto circolare il diametro equivalente è uguale al diametro fisico del condotto.

Per valori piccoli del numero di Reynolds (inferiori a circa 2000) il moto del fluido si dice *laminare* ed è caratterizzato dal fatto che le particelle di fluido percorrono traiettorie "lineari"; il profilo di velocità nel condotto è di tipo parabolico ed assume velocità nulla sulla parete (dove la velocità del fluido deve coincidere con quella della parete) e velocità massima al centro

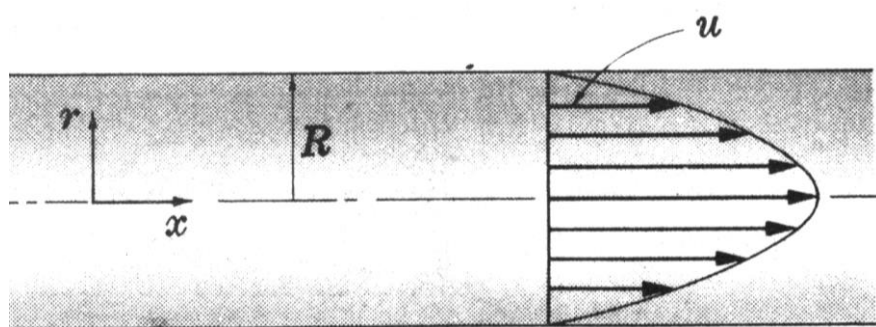


Figura 44 – Moto laminare

Per numeri di Reynolds superiori a circa 3000 il moto del fluido si dice *turbolento* ed è caratterizzato da un moto "disordinato", che è detto *turbolento*, delle particelle di fluido; il profilo di velocità presenta sempre il minimo pari a 0 al contatto con la parete, dopo di che si appiattisce abbastanza

velocemente. A ridosso della parete vi è un piccolo strato, detto *strato limite*, in cui il moto è comunque laminare.

Per numeri di Reynolds intermedi si ha un regime detto di *transizione*, in cui si possono verificare entrambi i tipi di deflusso.

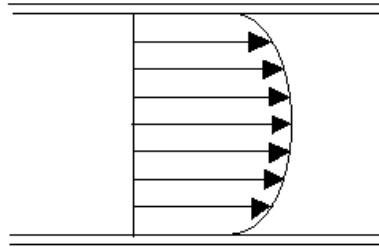


Figura 45 – Moto turbolento

3.2 L'equazione di continuità

Il principio di conservazione della massa afferma che, in qualunque sistema in condizioni stazionarie (ossia con tutti i parametri che restano costanti nel tempo), la massa deve mantenersi costante; questo, applicato ad un tratto di condotto percorso da un fluido tra due sezioni 1 e 2, si traduce nel fatto che la massa entrante nel tratto nell'unità di tempo (detta portata massica ed indicata con Γ) attraverso la sezione 1 deve essere uguale a quella uscente dal tratto attraverso la sezione 2:

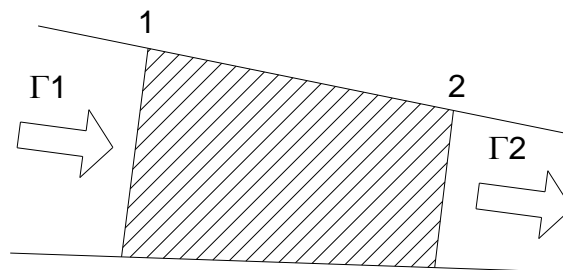


Figura 46 – Tratto di condotto tra due sezioni

$$\Gamma_1 = \Gamma_2$$

che, applicata per qualunque coppia di sezioni, diviene:

$$\Gamma = \text{cost}$$

In un fluido che percorre un condotto la portata in massa che attraversa una qualsiasi sezione è pari a:

$$\Gamma = \rho v A$$

essendo ρ la densità del fluido, v la velocità media² attraverso la sezione ed A l'area della sezione; infatti, il prodotto tra velocità ed area della sezione rappresenta il volume di fluido che attraversa la sezione nell'unità di tempo (portata volumetrica Q), che moltiplicata per la densità fornisce la massa che attraversa la sezione nell'unità di tempo.

L'equazione di conservazione della massa, applicata a qualunque coppia di sezioni del condotto si traduce quindi in:

$$\rho v A = \text{cost}$$

Quest'ultima equazione prende il nome di *equazione di continuità*.

Da essa si deduce che, nel caso di liquidi incomprimibili (ρ costante lungo il condotto), se varia la sezione del condotto, la velocità varia in modo inverso.

3.3 L'equazione di Bernoulli

Il principio di conservazione dell'energia afferma che, in qualunque sistema in condizioni stazionarie, l'energia complessivamente entrante nel sistema deve essere uguale a quella uscente dal sistema. Questo principio, scritto per il tratto di condotto compreso tra le sezioni 1 e 2, diviene:

$$E_1 + E_f = E_2$$

Essendo E_1 l'energia in ingresso al tratto attraverso la sezione 1 (in sostanza l'energia trasportata dalla portata entrante), E_2 quella in uscita attraverso la sezione 2 (quindi l'energia trasportata dalla portata entrante) ed E_f l'energia fornita al fluido nel tratto 1-2 da un sistema esterno (ad esempio da una pompa); se quest'ultima è nulla si ha:

$$E_1 = E_2$$

Tenendo presente l'equazione di continuità (che afferma che la portata in massa è costante lungo il circuito), il discorso può essere fatto in termini di energia specifica.

Nel caso di un fluido, l'energia specifica (limitandosi alla sola energia meccanica, e quindi trascurando i contributi termici) che attraversa una sezione può essere espressa come somma di tre diversi termini:

- l'energia legata alle pressione p del fluido³ che, per una massa unitaria di fluido, vale $p v_s = p/\rho$

² È ovvio, per quanto detto precedentemente, che, non esiste un'unica velocità sulla sezione; si tratta, quindi, in questo caso, di velocità media sulla sezione.

³ Una pressione applicata ad una superficie da luogo ad una forza; questa forza è applicata su una superficie che si muove ad una velocità v e quindi compie un lavoro.

Essendo la pressione (nel SI) misurata in N/m^2 e la densità in kg_m/m^3 , il termine p/ρ è espresso in: $\text{N}\cdot\text{m}/\text{kg}_m = \text{J}/\text{kg}_m$, cioè una energia per unità di massa.

- l'energia "potenziale", legata alla posizione del fluido nel campo gravitazionale terrestre che è data dal prodotto tra massa, quota ed accelerazione di gravità. Espressa per una massa unitaria di fluido l'energia potenziale vale gz (essendo z la quota misurata rispetto ad un riferimento comune).
- l'energia "cinetica", legata al moto del fluido e data dal semiprodotto della massa per il quadrato della velocità. Per una massa unitaria di fluido l'energia cinetica vale $1/2 v^2$

Pertanto per un fluido senza apporto o sottrazione di energia (e quindi senza fenomeni dissipativi dovuti, ad esempio all'attrito) l'equazione di conservazione dell'energia si scrive:

$$\frac{p_1}{\rho_1} + g z_1 + \frac{1}{2} v_1^2 = \frac{p_2}{\rho_2} + g z_2 + \frac{1}{2} v_2^2 \quad [\text{J}/\text{kg}_m] \text{ nel S.I.}$$

che, scritta per qualunque coppia di sezioni, diviene:

$$\frac{p}{\rho} + g z + \frac{1}{2} v^2 = \text{cost}$$

Questa equazione viene chiamata *principio di Bernoulli* (quando applicata a due sezioni specifiche si parla, più propriamente, di *equazione di Bernoulli*)⁴.

Nella formulazione sopra riportata tutti e tre i termini hanno le dimensioni di una energia per unità di massa; ma il principio di Bernoulli può essere espresso in termini di pressione (moltiplicando tutti i termini per ρ):

$$p + \rho g z + \frac{1}{2} \rho v^2 = \text{cost}$$

In tal caso, nel S.I., i termini dell'equazione sono espressi in N/m^2 , equivalente a $\text{N}\cdot\text{m}/\text{m}^3$ o a J/m^3 . In termici energetici sono quindi espressi come energia per unità di volume del fluido.

Il principio di *Bernoulli* può anche essere espresso in termini di un'altezza (altezza di colonna liquida) dividendo tutti i termini per g :

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{1}{2} \frac{v^2}{g} = \text{cost}$$

La somma dei tre termini (pressione, potenziale e cinetico), comunque espresso, viene detto "*carico idraulico*" nella sezione e quindi il principio di Bernoulli afferma che, in un circuito in cui siano assenti sia forniture di energia che dissipazioni (fluido ideale), il carico idraulico è costante. Questo concetto è espresso, graficamente, in Figura 47.

⁴ Occorre, in realtà, precisare che il principio di Bernoulli esprime la conservazione della sola energia meccanica e non porta, quindi, in conto, gli scambi di energia termica.

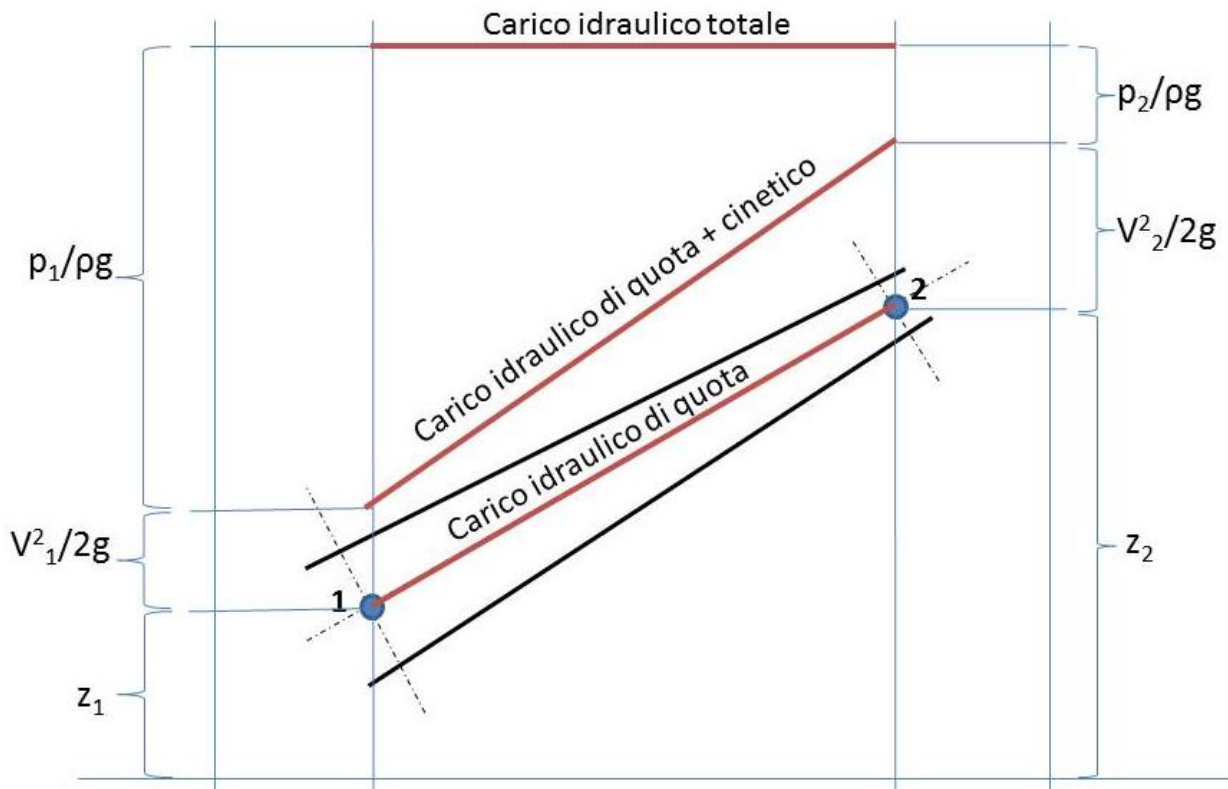


Figura 47 - Carico idraulico in un fluido ideale

Nel caso che, nel tratto 1-2, venga immessa energia meccanica attraverso una pompa (si chiama prevalenza, qui indicata con il simbolo Δh_m , l'energia specifica fornita dalla pompa al fluido) e supponendo il fluido incomprimibile (la densità resta costante e quindi può essere portata a fattore comune) l'equazione di Bernoulli diventa:

$$(p_1 - p_2) + \rho g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2} \rho(v_1^2 - v_2^2) + \Delta h_m = 0$$

(ovviamente Δh_m è qui espresso come una pressione ed, in generale, va espresso congruentemente con gli altri termini dell'equazione).

4 LE PERDITE DI CARICO

Si è già detto che l'equazione di Bernoulli come riportata al paragrafo precedente è valida solo nel caso che non vi sia sottrazione di energia al sistema.

In realtà questo è possibile solo nei fluidi ideali, in cui non vi sia dissipazione di energia. Nei fluidi reali è invece sempre presente un effetto dissipativo dovuto agli attriti presenti all'interno del fluido.

Pertanto l'equazione di Bernoulli applicata tra due diverse sezioni di un fluido incomprimibile diviene

$$(p_1 - p_2) + \rho g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}\rho(v_1^2 - v_2^2) + \Delta h_m - \Delta h_{12} = 0$$

essendo Δh_{12} la potenza dissipata (in modo irreversibile) nel tratto compreso tra sezioni 1 e 2, detta "perdita di carico" in quanto rappresenta la riduzione, non più recuperabile, di carico idraulico tra le due sezioni.

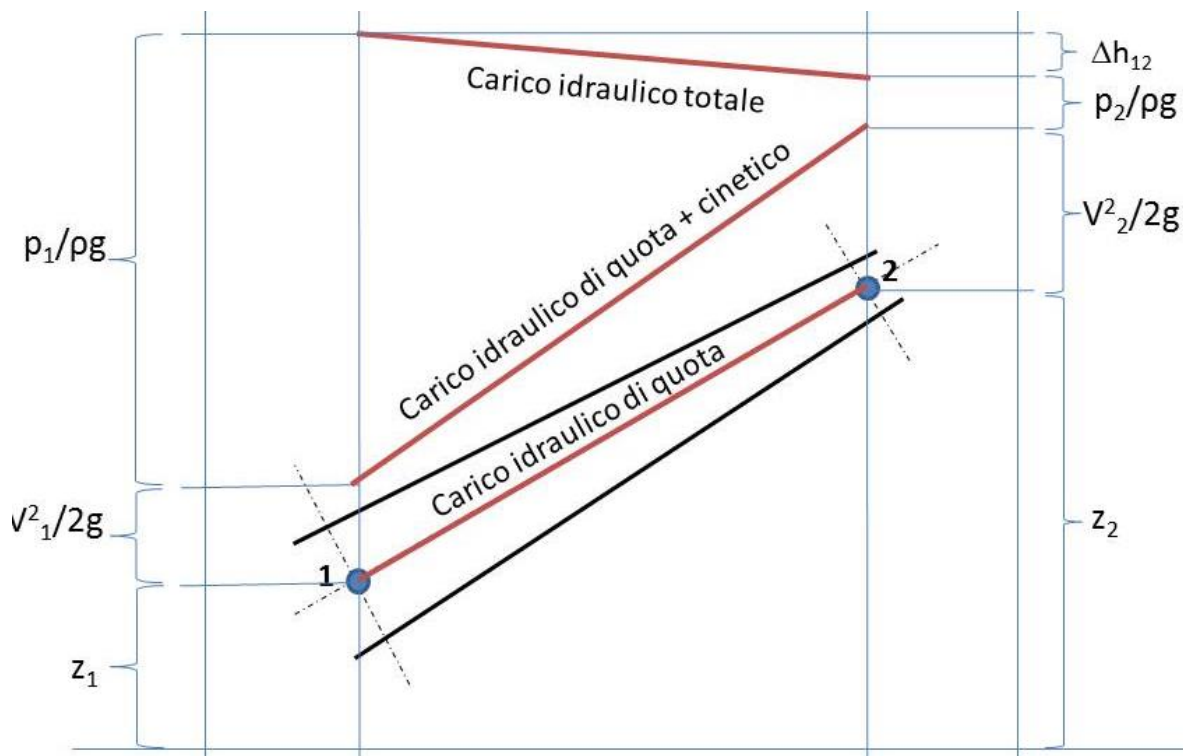


Figura 48 - Carico idraulico in un fluido reale

Le perdite di carico possono essere di due tipi:

- "perdite di carico distribuite", dovute all'attrito interno al fluido e sono presenti in qualunque tratto di circuito
- "perdite di carico concentrate", dovute alla presenza di discontinuità geometriche nel circuito, di solito consistenti in variazione di direzione o sezione del circuito. Anche queste perdite sono dovute all'attrito ma sono maggiori di quelle che si hanno nei tratti uniformi perché le discontinuità causano l'insorgere di vortici nel fluido che dissipano energia senza però contribuire al moto.

4.1 Le perdite di carico distribuite

Come già detto le perdite di carico distribuite portano in conto la dissipazione di energia per attrito causata dal moto del fluido.

Esse sono espresse dalla seguente relazione⁵:

$$\Delta h_d = f \frac{L}{D_e} \rho \frac{v^2}{2}$$

Dove L è la lunghezza del condotto, D_e il suo diametro equivalente, ρ la densità del fluido e v la velocità media nel condotto⁶.

Nel caso di moto laminare il fattore f , detto *fattore di attrito*, dipende solo dal numero di Reynolds ed è espresso dalla relazione:

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

Nel caso di moto turbolento il fattore d'attrito dipende, in modo matematicamente più complesso, dal numero di Reynolds e dalla rugosità superficiale del condotto (che è una misura della scabrosità delle pareti ed è data dal rapporto tra la massima asperità ed il diametro del condotto) ed è fornito da grafici (o comunque da espressioni matematiche di una certa complessità).

Un diagramma molto utilizzato per il calcolo del fattore f è il diagramma di Moody, riportato in Figura 49.

Si entra in tale diagramma dopo aver calcolato il numero di Reynolds Re e la rugosità relativa ε/D come rapporto tra la rugosità assoluta delle pareti interne e il diametro interno della tubazione. Tale rugosità relativa è spesso fornita da tabelle, in cui si entra conoscendo il DN e il tipo di tubazione.

Incrociando la linea verticale a Re costante e pari al valore calcolato con la curva relativa alla ε/D della tubazione, si ricava il valore del fattore di attrito f .

Nel diagramma è inoltre rappresentata una retta utilizzabile per calcolare graficamente il fattore di attrito f in caso di moto laminare.

Ad esempio, nel caso di $Re = 3.5 \cdot 10^6$ e $\varepsilon/D = 0.015$, si ottiene per f il valore di $f = 0.044$ (v. Figura 49)

⁵ Spesso l'espressione delle perdite di carico viene espressa anche dalla relazione: $\Delta h_d = 4f \frac{L}{D_e} \rho \frac{v^2}{2}$ dove, logicamente,

il coefficiente f assume valori pari ad un quarto di quelli qui descritti.

⁶ Nell'espressione riportata le perdite di carico sono espresse come pressione, ma come per tutta l'equazione di Bernoulli possono essere espresse in termini di altezza (dividendo per ρg) o di velocità (dividendo per ρ)

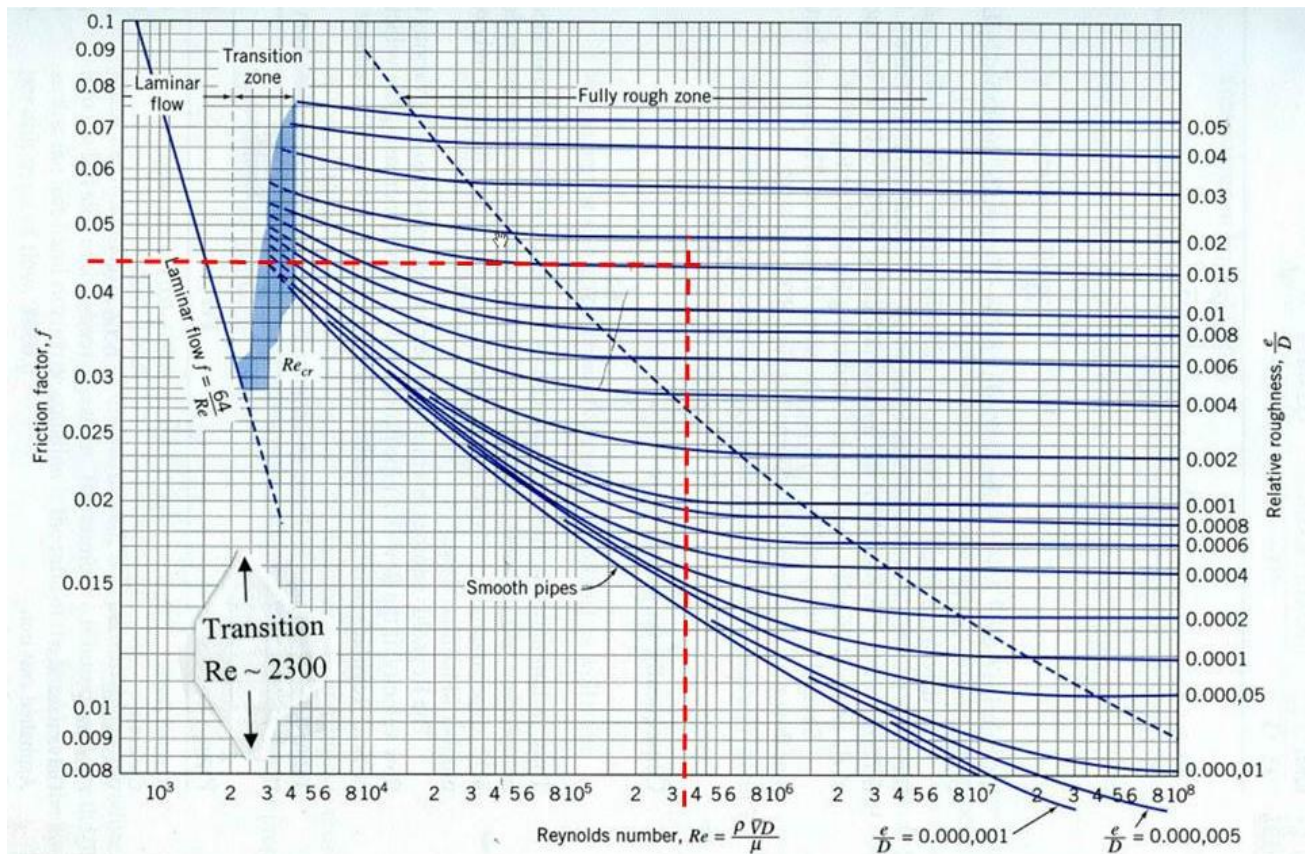


Figura 49 – Diagramma di Moody per il calcolo del fattore di attrito f

4.2 Le perdite di carico concentrate

Le perdite di carico concentrate sono dovute, come detto, alla presenza di discontinuità geometriche quali curve, variazioni di sezione o ostacoli vari presenti nel flusso.

La loro quantificazione può essere espressa utilizzando due metodi:

- il metodo della lunghezza equivalente
- il metodo delle altezze cinetiche

4.2.1 Il metodo della lunghezza equivalente

Le perdite di carico concentrate sono espresse da una relazione analoga a quella utilizzata per le perdite di carico distribuite dove al posto della lunghezza del condotto si introduce una lunghezza equivalente (L_e):

$$\Delta h_c = f \frac{L_e}{D_e} \rho \frac{v^2}{2}$$

Essendo D_e e v , rispettivamente, il diametro equivalente e la velocità del condotto in cui è inserita la discontinuità.

Le lunghezze equivalenti sono determinate sperimentalmente per le diverse tipologie di discontinuità in funzione dei loro parametri geometrici e sono disponibili in grafici e tabelle.

Il metodo della lunghezza equivalente sostituisce, in sostanza, alla discontinuità, un tratto di tubazione (di ugual diametro del condotto) che presenta la stessa perdita di carico.

4.2.2 Il metodo delle altezze cinetiche

Le perdite di carico concentrate sono espresse attraverso l'introduzione di un coefficiente (K):

$$\Delta h_c = K \rho \frac{v^2}{2}$$

I coefficienti K sono determinati sperimentalmente per le diverse tipologie di discontinuità in funzione dei loro parametri geometrici e sono disponibili in grafici e tabelle.

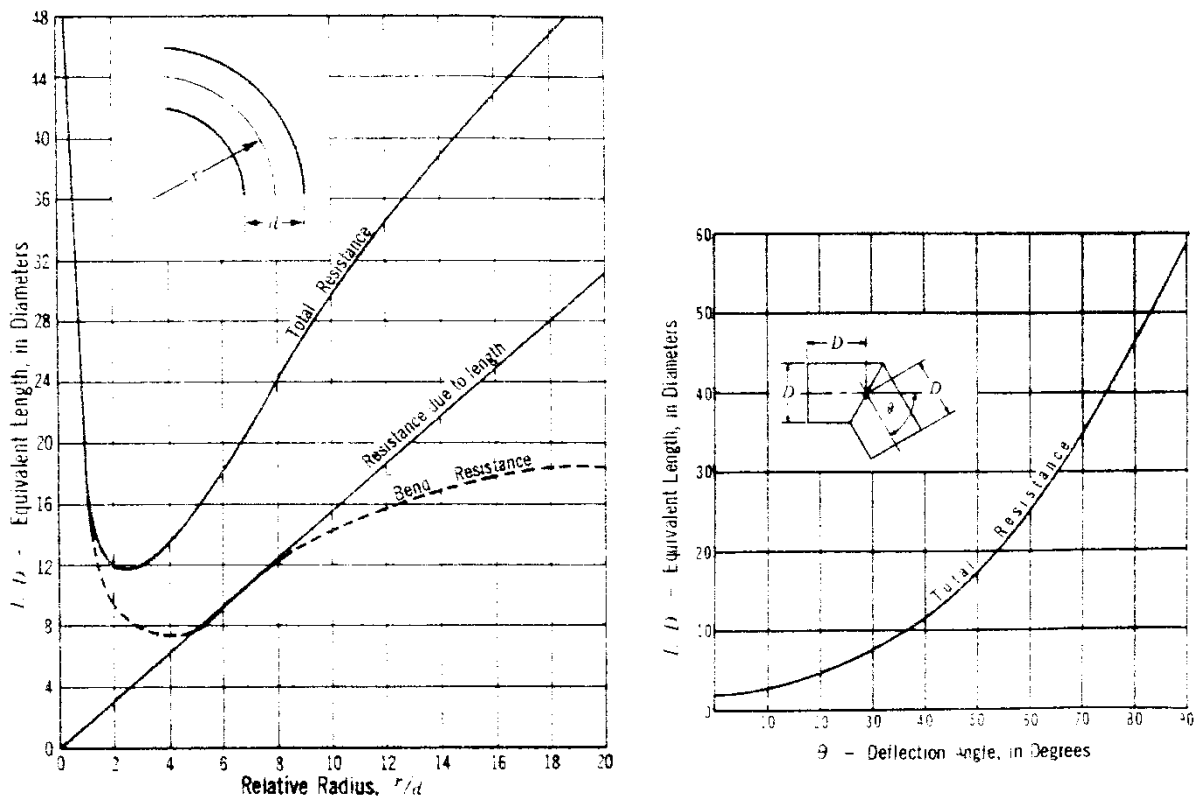
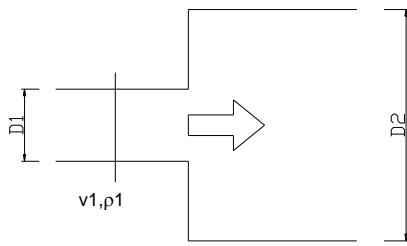
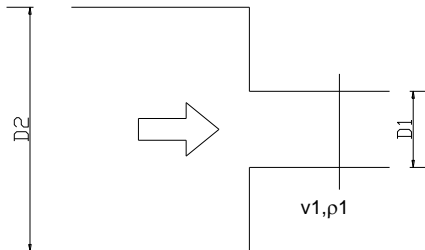


Figura 50 – Lunghezze equivalenti per alcune tipologie di curve



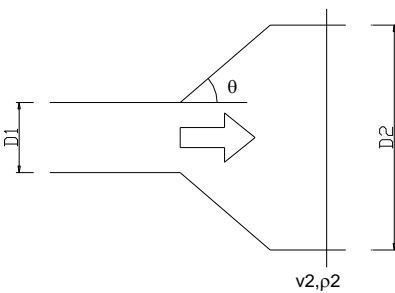
$$\Delta h_c = K\rho_1 \frac{v_1^2}{2}$$

$$K = \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)^2$$



$$\Delta h_c = K\rho_1 \frac{v_1^2}{2}$$

$$K = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)^2$$



$$\Delta h_c = K\rho_2 \frac{v_2^2}{2}$$

$$K = 3.5 \left(\frac{\theta}{2}\right)^{1.22} \cdot \left(\frac{D_2^2}{D_1^2} - 1\right)^2$$

Figura 51 - Coefficiente K per alcune tipologie di variazioni di sezioni

Non può sfuggire che i due metodi (lunghezze equivalenti ed altezze cinetiche) sono, nella sostanza la stessa cosa; basta infatti porre:

$$K = f \frac{L_e}{D_e}$$

per passare dall'uno all'altro.

Questo evidenzia, però, che i coefficienti K dovrebbero dipendere, oltre che dalla geometria, anche dal numero di Reynolds (perché così è per il coefficiente f), mentre nelle espressioni sopra riportate ciò non è; questa discordanza si spiega con il fatto che le espressioni delle altezze cinetiche riportate sono valide solo per numeri di Reynolds elevati, quando il coefficiente f non dipende più da esso. Se si volesse esprimere il numero delle altezze cinetiche anche per valori del numero di Reynolds più bassi non si potrebbe prescindere da esso.

L'unica differenza sostanziale tra i due metodi consiste nel fatto che alcuni ricercatori hanno elaborato i loro dati sperimentali per ricavare la lunghezza equivalente della discontinuità, mentre altri hanno ricavato direttamente il coefficiente K della stessa discontinuità.

5 VERIFICA IDRAULICA DEI CIRCUITI

Si riporta, nel seguito, l'applicazione del principio di Bernoulli a tre diverse tipologie di circuiti.

I circuiti sono considerati in condizioni stazionarie (le uniche per cui vale il principio di Bernoulli) ossia con tutte le grandezze caratteristiche (pressione, temperatura, livelli, etc) costanti nel tempo.

5.1 Trasferimento di un fluido tra due serbatoi a pressione e temperatura diversa

Si consideri un circuito in cui occorre trasferire un liquido (ad esempio acqua) da un serbatoio a pressione p_1 , livello z_1 e temperatura T_1 ad un secondo serbatoio a pressione p_2 , livello z_2 e temperatura T_2 passando attraverso uno scambiatore di calore posto a quota z_3 .

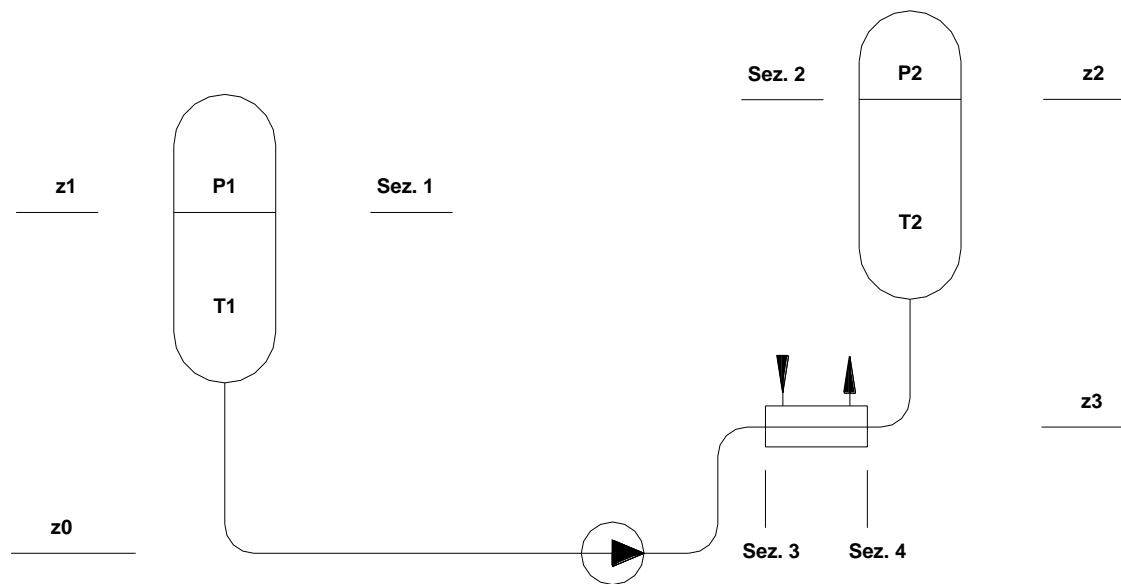


Figura 52 - Circuito di trasferimento di un fluido tra due serbatoi

Applichiamo l'equazione di Bernoulli alle sezioni 1 e 3 (lungo il tratto 1-3 la temperatura è costante ed uguale T_1 cui corrisponde la densità ρ_1) in cui è presente una pompa che fornisce la prevalenza Δh_m

$$(p_1 - p_3) + \rho_1 g(z_1 - z_3) + \frac{1}{2} \rho_1 (v_1^2 - v_3^2) + \Delta h_m - \Delta h_{13} = 0$$

l'applicazione dell'equazione di Bernoulli tra la sezione 3 (temperatura T_1 , densità ρ_1) e la sezione 4 (temperatura T_2 , densità ρ_2) dà luogo a:

$$(p_3 - p_4) + \left(\frac{\rho_1 + \rho_2}{2}\right) \cdot g \cdot (z_3 - z_3) + \frac{1}{2} \rho_1 v_3^2 - \frac{1}{2} \rho_2 v_4^2 - \Delta h_{34} = 0$$

mentre tra le sezioni 4 e 2 (temperatura uniforme T_2 , densità ρ_2) si ha:

$$(p_4 - p_2) + \rho_2 g(z_3 - z_2) + \frac{1}{2} \rho_2 (v_4^2 - v_2^2) - \Delta h_{42} = 0$$

Sommando le tre equazioni e semplificando si ottiene:

$$(p_1 - p_2) + \rho_1 g(z_1 - z_3) + \rho_2 g(z_3 - z_2) + \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 - \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 + \Delta h_m - \Delta h_{13} - \Delta h_{34} - \Delta h_{42} = 0$$

ponendo

$$\Delta h_{13} + \Delta h_{34} + \Delta h_{42} = \Delta h_t \quad (\text{perdite di carico totali})$$

si ottiene:

$$(p_1 - p_2) + \rho_1 g(z_1 - z_3) + \rho_2 g(z_3 - z_2) + \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 - \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 + \Delta h_m - \Delta h_t = 0$$

Nel caso in cui la temperatura dei 2 rami fosse la stessa allora avremo:

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho$$

quindi l'espressione precedente diverrebbe :

$$(p_1 - p_2) + \rho g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2} \rho v_1^2 - \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \Delta h_m - \Delta h_t = 0$$

Sempre nel caso di temperatura costante nel circuito (cioè densità costante), l'espressione precedente poteva scriversi direttamente applicando l'equazione di Bernoulli tra le sezioni 1 e 2.

Possiamo quindi ricavare la prevalenza richiesta alla pompa:

$$\Delta h_m = (p_2 - p_1) + \rho g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2} \rho v_2^2 - \frac{1}{2} \rho v_1^2 + \Delta h_t$$

Ossia, come già annunciato, la pompa deve fornire una prevalenza pari alla differenza del carico idraulico tra le sezioni di arrivo e di partenza, aumentata delle perdite di carico totali del circuito.

Nel caso non fosse presente alcuna pompa si avrebbe:

$$(p_1 - p_2) + \rho g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 - \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 = \Delta h_t$$

Essendo Δh_t sicuramente positivo, lo deve essere anche il termine a primo membro che rappresenta la differenza tra il carico idraulico nella sezione 1 e nella sezione 2, quindi il primo deve essere superiore al secondo per cui il flusso di fluido avviene nella direzione tra sezione a carico idraulico maggiore a quella a carico idraulico inferiore.

5.2 Riempimento di un serbatoio prelevando da una sorgente a quota inferiore

Si consideri un circuito che preleva acqua da una sorgente (un fiume, un lago, il mare, etc) con il pelo libero a quota z_1 su cui insiste una pressione p_1 attraverso una presa posta a quota z_0 e la trasferisca ad un serbatoio con sbocco della tubazione a quota z_2 e pressione p_2 .

La temperatura (e quindi la densità) sia costante lungo il circuito.

Abbiamo già visto che è sufficiente applicare l'equazione di Bernoulli tra le sezioni estreme del circuito (sezioni 1, pelo libero della sorgente, e sezione 2, sbocco della tubazione):

$$(p_1 - p_2) + \rho g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) + \Delta h_m - \Delta h_t = 0$$

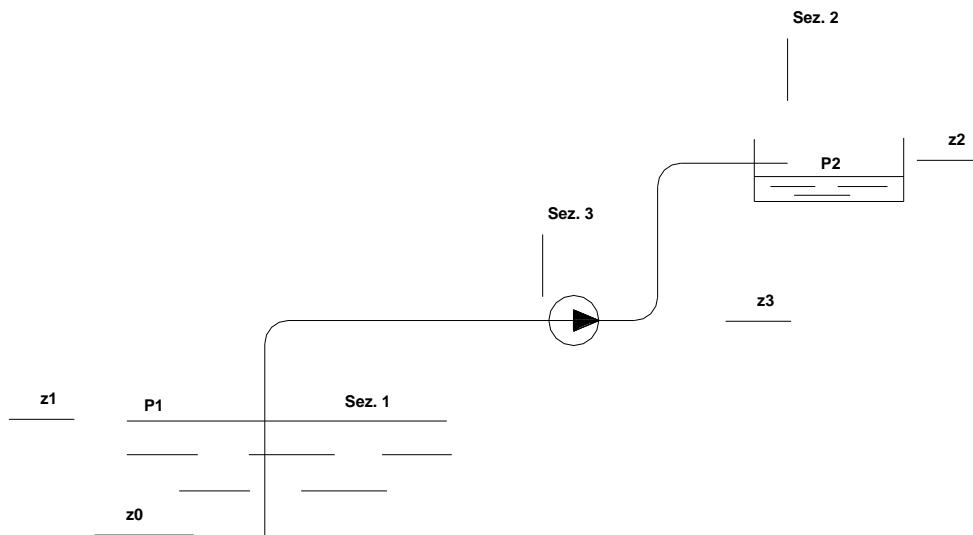


Figura 53 - Circuito di trasferimento di un fluido ad un serbatoio sovrelevato

Se la pressione insistente sia sulla sorgente che allo sbocco è quella atmosferica si può porre $p_1 = p_2$ (almeno se la differenza di quota non è troppo elevata); si può inoltre porre $v_1 = 0$ (infatti la superficie della sorgente è molto più grande di quella della tubazione e quindi la velocità è trascurabile); quindi:

$$\rho g(z_1 - z_2) - \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \Delta h_m - \Delta h_t = 0$$

da cui si ricava:

$$\Delta h_m = \rho g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \Delta h_t$$

La pressione all'ingresso della pompa può essere ricavata applicando l'equazione di Bernoulli tra le sezioni 1 e 3:

$$(p_1 - p_3) + \rho g(z_1 - z_3) - \frac{1}{2} \rho v_3^2 - \Delta h_{13} = 0$$

$$p_3 + \frac{1}{2} \rho v_3^2 = p_1 + \rho g(z_1 - z_3) - \Delta h_{13}$$

Alla differenza tra il carico idraulico all'ingresso di una pompa ($p_3 + \frac{1}{2}\rho v_3^2$) e la tensione di vapore del liquido (p_v) viene dato il nome di "NPHS disponibile" (Net Positive Head Suction); questo deve essere superiore al valore minimo stabilito dal costruttore della pompa, altrimenti si corre il rischio di vaporizzazione all'interno della pompa con sicuro danneggiamento di questa (*cavitazione*). Tale argomento sarà trattato con maggiore dettaglio nel par. 0.

È quindi bene che l'NPSH disponibile sia il più elevato possibile; essendo di solito p_1 imposto e non modificabile, così come la velocità di ingresso della pompa, per aumentare l'NPSH è necessario ridurre la differenza di quota tra il pelo libero e la quota della pompa (il termine $z_1 - z_3$ nell'esempio è negativo) o addirittura porre la pompa sotto il pelo libero (il termine piezometrico diviene positivo) e ridurre le perdite di carico tra l'imbocco della tubazione e l'ingresso della pompa (in sostanza posizionare la pompa il più vicino possibile al pelo libero e non introdurre discontinuità sull'aspirazione della pompa).

5.3 Circuito chiuso

Si consideri un circuito chiuso che abbia il solo scopo di far circolare fluido, ad esempio, attraverso due scambiatori (uno che scalda il fluido e l'altro che lo raffredda).

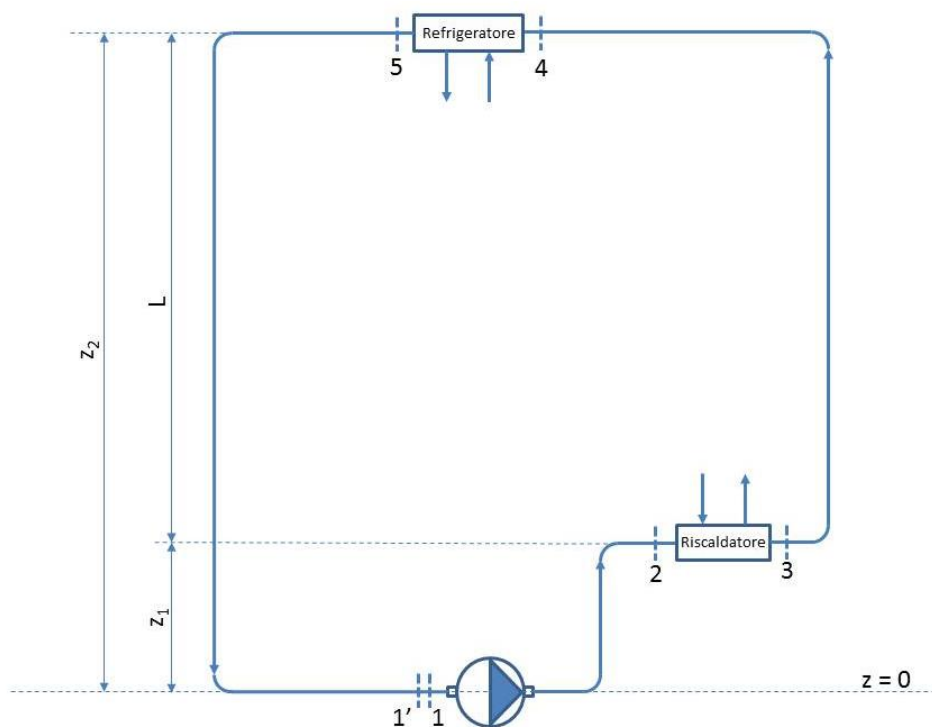


Figura 54 – Schema di un circuito chiuso

Si possono presentare diverse situazioni:

1. Scambiatori non funzionanti

In tal caso non si hanno variazioni di temperatura e densità nel circuito, per cui si può applicare direttamente Bernoulli tra la sezione 1 e la sezione 1' seguendo il flusso del fluido :

$$(p_1 - p_1') + \rho g(z_1 - z_1') + \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_1'^2) + \Delta h_m - \Delta h_{TOT} = 0$$

Dove Δh_{TOT} rappresenta la perdita di carico totale del circuito.

Se le due sezioni scelte sono molto vicine (al limite la stessa sezione) si può porre: $p_1 = p_1'$; $v_1 = v_1'$, $z_1 = z_1'$, per cui:

$$\Delta h_m - \Delta h_{TOT} = 0$$

$$\Delta h_m = \Delta h_{TOT}$$

In questo caso la pompa deve vincere solo le perdite di carico.

Se non esistesse la pompa si avrebbe:

$$\Delta h_{TOT} = 0$$

Le perdite di carico possono essere nulle solo se è nulla la velocità; quindi nel circuito non circolerebbe fluido.

2. Scambiatori funzionanti

In tal caso il riscaldatore aumenterà la temperatura del fluido nel circuito da T_2 a T_3 , mentre il refrigeratore porterà la temperatura da T_4 a T_5 . Se il circuito è in equilibrio termico e non vi sono perdite termiche nelle tubazioni sarà: $T_3 = T_4$ e $T_1 = T_5 = T_2$.

Poiché nel circuito cambiano le temperature e quindi la densità (facciamo l'ipotesi di essere in presenza di un fluido incompressibile in cui la densità è funzione della sola temperatura), dobbiamo prima applicare Bernoulli ai tratti dove la densità è costante, per calcolare correttamente i termini ρgh dell'equazione.

Quindi:

- Tratto 1-2

$$(p_1 - p_2) + \rho(T_1) \cdot g \cdot (0 - z_1) + \frac{1}{2} \rho(T_1) \cdot (v_1^2 - v_2^2) + \Delta h_m - \Delta h_{1-2} = 0 \quad (1)$$

Isolando $(p_1 - p_2)$ si ha:

$$(p_1 - p_2) = -\rho(T_1) \cdot g \cdot (0 - z_1) - \frac{1}{2} \rho(T_1) \cdot (v_1^2 - v_2^2) - \Delta h_m + \Delta h_{1-2} \quad (2)$$

- Tratto 2-3

$$(p_2 - p_3) + \frac{1}{2} \rho(T_1) \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \rho(T_2) \cdot v_3^2 - \Delta h_{Risc} = 0 \quad (3)$$

Isolando $(p_2 - p_3)$ si ha:

$$(p_2 - p_3) = -\frac{1}{2}\rho(T_1)\cdot v_2^2 + \frac{1}{2}\rho(T_2)\cdot v_3^2 + \Delta h_{Risc} \quad (4)$$

- Tratto 3-4

$$(p_3 - p_4) + \rho(T_3)\cdot g\cdot z_1 + \frac{1}{2}\rho(T_3)\cdot v_3^2 - \rho(T_3)\cdot g\cdot z_2 - \frac{1}{2}\rho(T_3)\cdot v_4^2 - \Delta h_{3-4} = 0 \quad (5)$$

Isolando (p_3-p_4) si ha:

$$(p_3 - p_4) = -\rho(T_3)\cdot g\cdot z_1 - \frac{1}{2}\rho(T_3)\cdot v_3^2 + \rho(T_3)\cdot g\cdot z_2 + \frac{1}{2}\rho(T_3)\cdot v_4^2 + \Delta h_{3-4} \quad (6)$$

- Tratto 4-5

$$(p_4 - p_5) + \frac{1}{2}\rho(T_3)\cdot v_4^2 - \frac{1}{2}\rho(T_1)\cdot v_5^2 - \Delta h_{REFRIG} = 0 \quad (7)$$

Isolando (p_4-p_5) si ha:

$$(p_4 - p_5) = -\frac{1}{2}\rho(T_3)\cdot v_4^2 + \frac{1}{2}\rho(T_1)\cdot v_5^2 + \Delta h_{REFRIG}. \quad (8)$$

- Tratto 5-1

$$(p_5 - p_1) + \rho(T_1)\cdot g\cdot z_2 + \frac{1}{2}\rho(T_1)\cdot v_5^2 - \rho(T_1)\cdot g\cdot 0 - \frac{1}{2}\rho(T_1)\cdot v_1^2 - \Delta h_{5-1} = 0 \quad (9)$$

Isolando (p_5-p_1) si ha:

$$(p_5 - p_1) = -\rho(T_1)\cdot g\cdot z_2 - \frac{1}{2}\rho(T_1)\cdot v_5^2 + \frac{1}{2}\rho(T_1)\cdot v_1^2 + \Delta h_{5-1} \quad (10)$$

Sommando membro a membro le equazioni (2), (4), (6), (8) e (10) i termini di pressione si annullano, mentre nel membro a sinistra rimangono:

$$0 = -\Delta h_m + \Delta h_{TOT} - \rho(T_1)\cdot g\cdot (z_2 - z_1) + \rho(T_3)\cdot g\cdot (z_2 - z_1) \quad (11)$$

$$0 = -\Delta h_m + \Delta h_{TOT} - \rho(T_1)\cdot g\cdot L + \rho(T_3)\cdot g\cdot L \quad (12)$$

$$\Delta h_m + g\cdot L\cdot (\rho(T_1) - \rho(T_3)) = \Delta h_{TOT1} \quad (13)$$

A differenza del caso precedente (circuiti a temperatura costante), nell'equazione compare il termine aggiuntivo $[g\cdot L\cdot (\rho(T_1) - \rho(T_3))]$. Nel caso di $T_3 > T_1$, e quindi $\rho(T_1) > \rho(T_3)$, il termine aggiuntivo è positivo e concorde con la prevalenza della pompa. Come è evidente la circolazione si può instaurare anche in assenza della pompa (con ovvia diminuzione della portata). La condizione affinché il termine determini una prevalenza motrice positiva è che il componente riscaldante nel circuito sia più in basso rispetto al componente refrigerante. Tale fenomeno prende il nome di circolazione naturale e la sua importanza cresce con L e con la differenza di densità tra ramo caldo e ramo freddo.

5.4 La caratteristica idraulica dei circuiti

5.4.1 Resistenza idraulica

Dato un qualunque circuito percorso da fluido, la perdita di carico totale, qualunque sia la sua struttura, è data dalla somma delle perdite di carico distribuite e concentrate e può essere scritta nella forma⁷:

$$\Delta h_t = \sum_i f_i \frac{L_i}{D_{e_i}} \rho_i \frac{v_i^2}{2} + \sum_k f_k \frac{L_{ek}}{D_{ek}} \rho_k \frac{v_k^2}{2}$$

essendo i il generico tratto rettilineo con l'associata perdita di carico distribuita e k la generica perdita di carico concentrata. Tenendo presente l'equazione di continuità,

$$\Gamma = \cos t \quad \Gamma = \rho_i v_i A_i = \rho_k v_k A_k$$

si ricava:

$$v_i = \frac{\Gamma}{\rho_i A_i} \quad v_k = \frac{\Gamma}{\rho_k A_k}$$

che, sostituite nella espressione di Δh_t e mettendo a fattor comune Γ , danno luogo a

$$\Delta h_t = \left(\sum_i f_i \frac{L_i}{D_{e_i}} \frac{1}{2\rho_i A_i^2} + \sum_k f_k \frac{L_{ek}}{D_{ek}} \frac{1}{2\rho_k A_k^2} \right) \Gamma^2 = k_{circ} \Gamma^2$$

In cui k_{circ} rappresenta il valore espresso dai termini tra parentesi.

Si conclude, quindi che le perdite di carico totali in un circuito sono proporzionali al quadrato della portata in massa che attraversa il circuito; se il fluido può essere considerato incomprimibile (ad esempio nel caso dei liquidi) le densità possono essere portate fuori dalle sommatorie e quindi la proporzionalità si ha anche con il quadrato della portata in volume ($Q=\Gamma/\rho$).

Il legame tra portata e perdita di carico totale, rappresentata da una parabola con vertice nell'origine del grafico H-Q viene detta resistenza idraulica del circuito.

5.4.2 Curve caratteristiche dei circuiti

Ricordando il principio di Bernoulli applicato tra le sezione 1 e 2 di un circuito idraulico:

$$(p_1 - p_2) + \rho g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}\rho(v_1^2 - v_2^2) + \Delta h_m - \Delta h_{12} = 0$$

Può essere scritta l'equazione seguente:

⁷ Si adotta qui il metodo delle lunghezze equivalenti per le perdite di carico concentrate; le conclusioni cui si giunge rimangono, ovviamente, completamente valide anche nel caso si adotti il metodo delle altezze cinetiche

$$(p_1 - p_2) + \rho g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2} \rho (v_1^2 - v_2^2) + \Delta h_m - k_{circ} \Gamma^2 = 0$$

Tenendo presente che la prevalenza della pompa Δh_m è una funzione della portata (normalmente viene fornita in funzione della portata volumetrica Q), che $\Gamma^2 = \rho^2 \cdot Q^2$ e che $v_i = \frac{Q}{A_i}$ si ha:

$$\Delta h_m(Q) = (p_2 - p_1) + \rho g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2} \rho \cdot Q^2 \cdot \left(\left(\frac{1}{A_2} \right)^2 - \left(\frac{1}{A_1} \right)^2 \right) + k_{circ} \cdot \rho^2 \cdot Q^2$$

Il termine $(p_2 - p_1) + \rho g(z_2 - z_1)$ prende il nome di *prevalenza statica* (o *caratteristica statica*) e non dipende dalla portata, mentre il termine $\frac{1}{2} \rho \cdot Q^2 \cdot \left(\left(\frac{1}{A_2} \right)^2 - \left(\frac{1}{A_1} \right)^2 \right) + k_{circ} \cdot \rho^2 \cdot Q^2$ prende il nome di *prevalenza dinamica* (o *caratteristica dinamica*) ed è funzione quadratica della portata.

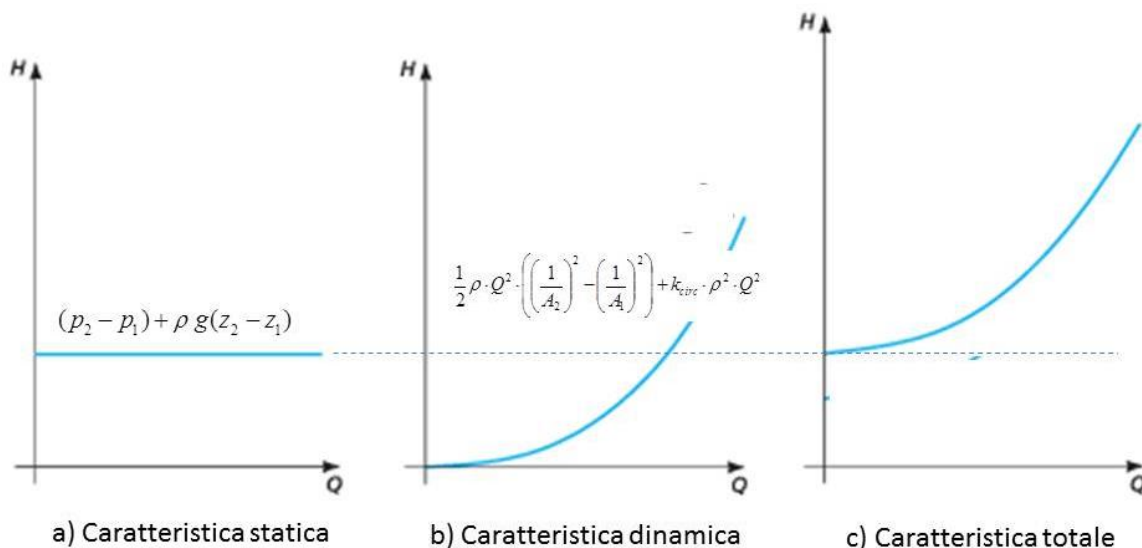


Figura 55 – Curve caratteristiche per un circuito idraulico aperto

Nel caso di un circuito chiuso a temperatura costante, la caratteristica totale del circuito è rappresentata in Figura 56.

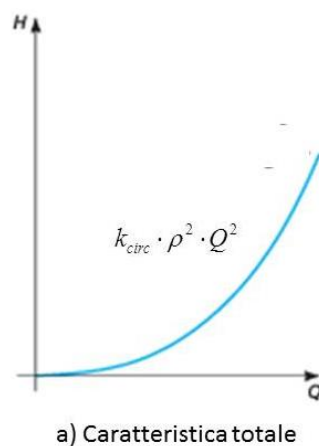


Figura 56 – Curva caratteristiche di un circuito chiuso

5.5 Scambio di calore tra due fluidi separati da una parete

Tra due fluidi a temperature diverse T_1 e T_2 ($T_2 < T_1$) a contatto attraverso una parete piana di spessore s , ha luogo passaggio di calore tra i due fluidi; in particolare le due superfici della parete si pongono a temperature T_{p1} e T_{p2} intermedie tra le temperature dei fluidi

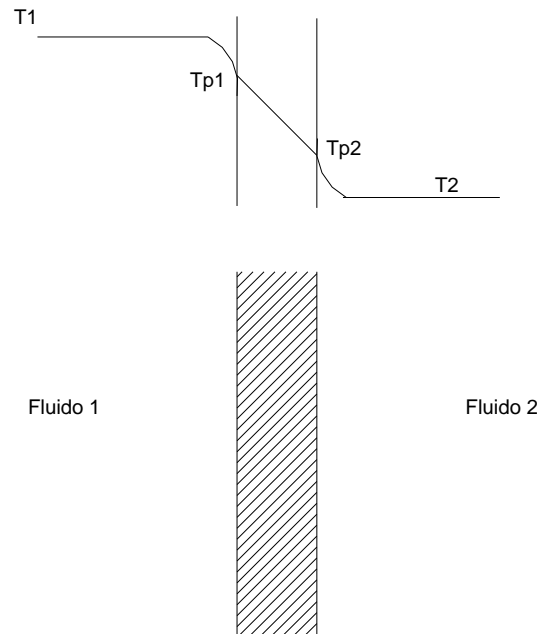


Figura 57 - Passaggio di calore attraverso una parete piana

Il calore che passa, nell'unità di tempo (e quindi la potenza che passa), dal fluido a temperatura T_1 alla parete è dato dalla relazione:

$$P_1 = S h_1 (T_1 - T_{p1})$$

essendo S la superficie di contatto tra fluido e parete (la superficie attraverso cui avviene lo scambio termico) h_1 un coefficiente (coefficiente di scambio termico) funzione, essenzialmente, del numero di Reynolds del deflusso del fluido⁸.

Il calore che passa, nell'unità di tempo attraverso la parete è dato dalla relazione

$$P_2 = S \frac{k}{s} (T_{p1} - T_{p2})$$

essendo k è la conducibilità termica del materiale costituente la parete ed s il suo spessore.

Infine, il calore che passa nell'unità di tempo, dalla parete al fluido a temperatura T_2 è dato dalla relazione:

$$P_3 = S h_2 (T_{p2} - T_2)$$

⁸ In realtà h dipende, oltre che dal numero di Reynolds, anche dalle caratteristiche del fluido attraverso il numero adimensionale di Prandtl ($Pr = \mu c_p / k$)

dove h_2 è il coefficiente di scambio termico tra parete e secondo fluido.

Dalla prima e terza equazione si possono ricavare, rispettivamente T_{p1} e T_{p2} :

$$T_{p1} = T_1 - \frac{P_1}{h_1} \quad T_{p2} = T_2 + \frac{P_3}{h_2}$$

che, sostituite nella seconda equazione danno luogo a:

$$P_2 = S \frac{k}{s} \left(T_1 - \frac{P_1}{Sh_1} - T_2 - \frac{P_3}{Sh_2} \right)$$

In condizioni stazionarie, il calore che passa dalla primo fluido alla parete deve essere uguale a quello che attraversa la parete e da questa finisce al secondo fluido; questa è proprio la potenza P che passa dal fluido a temperatura T_1 a quello a temperatura T_2 .

Sostituendo, quindi, le tre potenze P_1 , P_2 e P_3 con la sola potenza P e ricavando questa si ottiene:

$$P = US (T_1 - T_2) \quad \text{con} \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_2}}$$

Il termine U (*coefficiente di scambio termico globale*) rappresenta la potenza che passa attraverso l'unità di superficie di scambio quando la differenza di temperatura tra i due fluidi è unitaria.

Nel caso in cui la parete non sia piana ma cilindrica con raggio interno (della parte a contatto con il fluido a temperatura T_1) r_1 , e raggio esterno r_2 , la potenza scambiata ed il coefficiente di scambio termico totale sarebbero dati dalle relazioni⁹:

$$P = U \cdot S_2 \cdot (T_1 - T_2) \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} \frac{r_2}{r_1} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{k} + \frac{1}{h_2}}$$

5.6 Equazioni di bilancio degli scambiatori

Le equazioni che permettono di dimensionare uno scambiatore (o di determinare le prestazioni di un determinato scambiatore) si ottengono eguagliando la potenza trasferita tra i due fluidi (ottenuta generalizzando le equazioni sopra riportate) a quella ceduta da un fluido ed assorbita dall'altro.

La potenza ceduta dal fluido che si raffredda (fluido caldo) è data dalla relazione:

$$W_c = \Gamma_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,e} - T_{c,u}) \quad (1)$$

⁹ Si tiene, in questo caso, conto del fatto che le superficie attraversate dal calore aumentano man mano che si va dal fluido caldo a quello freddo.

La potenza ricevuta dal fluido che si riscalda (fluido freddo) è data, con ovvio significato dei simboli, dalla relazione:

$$W_f = \Gamma_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_{f,u} - T_{f,e}) \quad (2)$$

Essendo Γ , c_p , T_e e T_u , rispettivamente la portata (in massa), il calore specifico, la temperatura del fluido in entrata allo scambiatore e quella in uscita.

Si definisce Portata Termica il prodotto della portata per il calore specifico. Si possono definire i seguenti 3 parametri:

$$C_{\min} = \min(\Gamma_f \cdot c_{p,f}, \Gamma_c \cdot c_{p,c}) \quad (3)$$

$$C_{\max} = \max(\Gamma_f \cdot c_{p,f}, \Gamma_c \cdot c_{p,c}) \quad (4)$$

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (5)$$

Il fluido che ha minor *portata termica* (C_{\min}) sarà quello che subirà il maggior salto termico. Il parametro C assume una particolare importanza per il progetto degli scambiatori.

Nell'ipotesi che lo scambio di calore avvenga solo tra i due fluidi (quindi assenza di perdite verso l'ambiente) ovviamente deve risultare:

$$W_c = W_f = W$$

Mentre la potenza scambiata dai due fluidi è data dalla relazione:

$$W = F \cdot U \cdot S \cdot \overline{\Delta T}_{\log} \quad (6)$$

Questa relazione è analoga a quelle ricavate al paragrafo precedente con l'introduzione di un coefficiente F che tiene conto del tipo di scambiatore (oltre che del rapporto delle portate e dei salti termici) e rappresenta, di fatto, l'efficienza dello scambiatore, e con la differenza di temperatura tra i due fluidi sostituita dal termine $\overline{\Delta T}_{\log}$ (*differenza media logaritmica*) che tiene conto del fatto che la temperatura dei due fluidi varia tra ingresso ed uscita (si può dimostrare che varia in modo esponenziale).

La definizione di $\overline{\Delta T}_{\log}$ è diversa a seconda che lo scambiatore sia in equicorrente o in controcorrente (v. Figura 58):

- scambiatori in equicorrente:

$$\overline{\Delta T}_{\log} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,e}) - (T_{c,u} - T_{f,u})}{\ln \frac{(T_{c,e} - T_{f,e})}{(T_{c,u} - T_{f,u})}}$$

- scambiatori in controcorrente:

$$\overline{\Delta T}_{\log} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,u}) - (T_{c,u} - T_{f,e})}{\ln \frac{(T_{c,e} - T_{f,u})}{(T_{c,u} - T_{f,e})}}$$

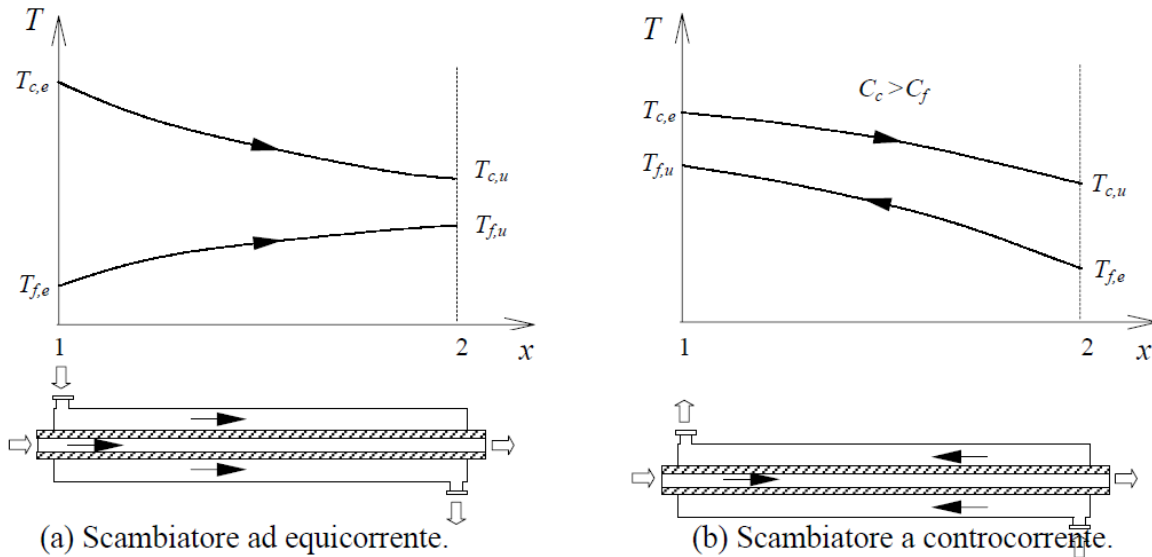


Figura 58 – Andamento delle temperature in scambiatori in equicorrente e controcorrente

In Figura 59 è riportato, come esempio, l'andamento del fattore correttivo F per 2 tipologie di scambiatore, in funzione dei 2 parametri P ed R descritti in figura. In letteratura sono riportate le curve del fattore F per vari tipi di scambiatore.

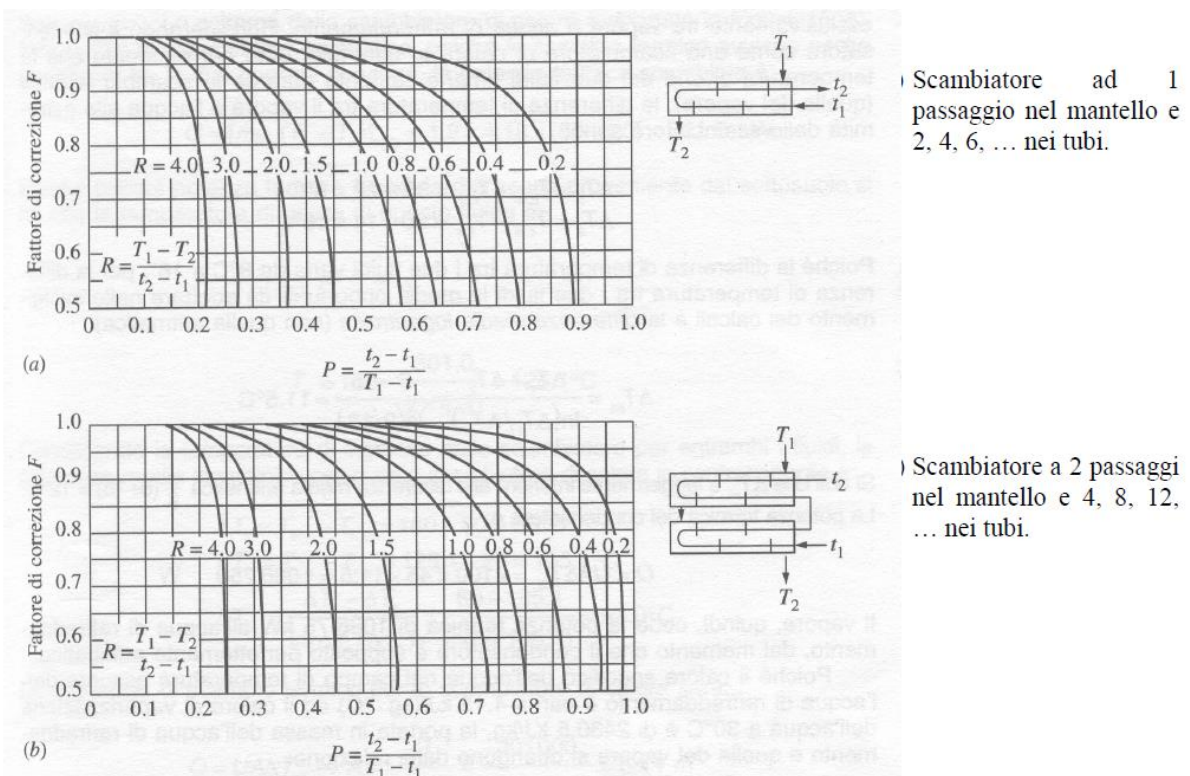


Figura 59 – Andamento del fattore correttivo F

5.6.1 Progetto di uno scambiatore (metodo LMTD)

Il calcolo termico di progetto ha come scopo quello di dimensionare e di scegliere opportunamente uno scambiatore che deve realizzare il voluto scambio termico tra due fluidi di cui sono note:

- le portate massiche
- le temperature di ingresso
- la temperatura di uscita desiderata

Il calcolo consiste allora nel selezionare un tipo di scambiatore di calore e nel determinare l'area di scambio termico A necessaria per ottenere la desiderata temperatura di uscita. Tale metodo è detto LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference).

La procedura di progetto è la seguente:

- si determina la potenza termica scambiata facendo uso di una delle due equazioni di bilancio dell'energia, in cui tutti gli altri termini siano noti (Eq. (1) o (2));
- con tale valore di potenza termica, si determina l'eventuale temperatura di uscita (o l'eventuale portata) incognita facendo uso della seconda delle due equazioni di bilancio dell'energia (Eq. (1) o (2));
- si calcola la differenza di temperatura media logaritmica e, una volta scelto il tipo di scambiatore di calore da utilizzare, si individua il valore del fattore di correzione sulle tabelle (v. Figura 59);
- si determina il valore del coefficiente di scambio termico globale mediante tabelle o correlazioni di scambio termico;
- si calcola l'area della superficie di scambio termico facendo uso dell'equazione di scambio termico (6);
- si ordina quindi uno scambiatore di calore del tipo stabilito con una superficie di scambio uguale o superiore a quella calcolata.

5.6.2 Verifica di uno scambiatore (metodo LMTD)

Il processo di verifica di uno scambiatore consiste nel calcolare, fissato un certo tipo di scambiatore (fissata cioè la superficie di scambio A e il fattore F) e note le temperature di ingresso dei due fluidi, la potenza termica e le temperature di uscita.

Per la verifica si può applicare il metodo LMDT, ma questo comporta un calcolo iterativo, secondo la seguente procedura:

- si ipotizza una potenza termica di primo tentativo (possibilmente vicina al valore atteso);
- si calcolano le temperature di uscita dei due fluidi mediante le Eq. (1) e (2);
- si calcola la differenza di temperatura media logaritmica e, una volta scelto il tipo di scambiatore di calore da utilizzare, si individua il valore del fattore di correzione sulle tabelle (v. Figura 59);
- si determina il valore del coefficiente di scambio termico globale mediante tabelle o correlazioni di scambio termico;
- si ricalcola la potenza scambiata utilizzando l'equazione di scambio termico (6);
- si utilizza tale valore come nuova potenza di tentativo e si riapplica la procedura, fino alla convergenza del valore della potenza.

5.6.3 Verifica di uno scambiatore (metodo ϵ - NTU)

Per ottenere un'espressione dell'equazione di scambio termico, che non comprenda alcuna temperatura di uscita si definisce l'efficienza di uno scambiatore, ϵ , il rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata nello scambiatore W e la massima potenza termica scambiabile W_{max} (4). Il termine **NTU** è un acronimo di "Number of Transfer Unit" che sarà definito nel seguito.

$$\epsilon = \frac{W}{W_{max}} \quad 0 \leq \epsilon \leq 1 \quad (4)$$

La massima potenza termica scambiabile è quella realizzabile in uno scambiatore in cui il fluido di minore portata termica subisce il massimo salto di temperatura possibile senza violare il secondo principio della termodinamica, e questo si verifica quando esso esce dallo scambiatore ad una temperatura pari a quella di ingresso del secondo fluido. Quindi W_{max} vale :

$$W_{max} = C_f \cdot (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad C_c \geq C_f \quad (5a)$$

$$W_{max} = C_c \cdot (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad C_f \geq C_c \quad (5b)$$

Tale potenza sarebbe ottenibile con uno scambiatore di calore in controcorrente con una superficie di scambio infinita. In questo scambiatore la temperatura di uscita del fluido freddo uguaglia quella di ingresso del fluido caldo quando $C_c > C_f$, mentre la temperatura di uscita del fluido caldo uguaglia la temperatura di ingresso del fluido freddo quando $C_c < C_f$.

Le due relazioni precedenti possono essere riassunte nell'unica relazione esposta in precedenza.

$$W_{max} = C_{min} \cdot (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (5c)$$

Conoscendo l'efficienza e le temperature di ingresso dello scambiatore allora la potenza termica scambiata può essere calcolata mediante la seguente equazione di scambio:

$$W = \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (6)$$

Definito un determinato tipo di scambiatore, può essere dimostrato che l'efficienza è funzione di due parametri adimensionali:

$$\epsilon = f(C, NTU) \quad (7)$$

Dove:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (8)$$

è il rapporto tra la portata termica minima e massima (v. eq. (3) e (4)) e la NTU (Number of Transfer Units) è definita come:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (8)$$

Essendo U il coefficiente globale di scambio termico e A la superficie totale di scambio.

L'efficienza di uno scambiatore di calore (v. eq. (7)) può essere ricavata da appositi grafici (definiti per specifici tipi di scambiatore) in funzione di C e NTU (v. Figura 60).

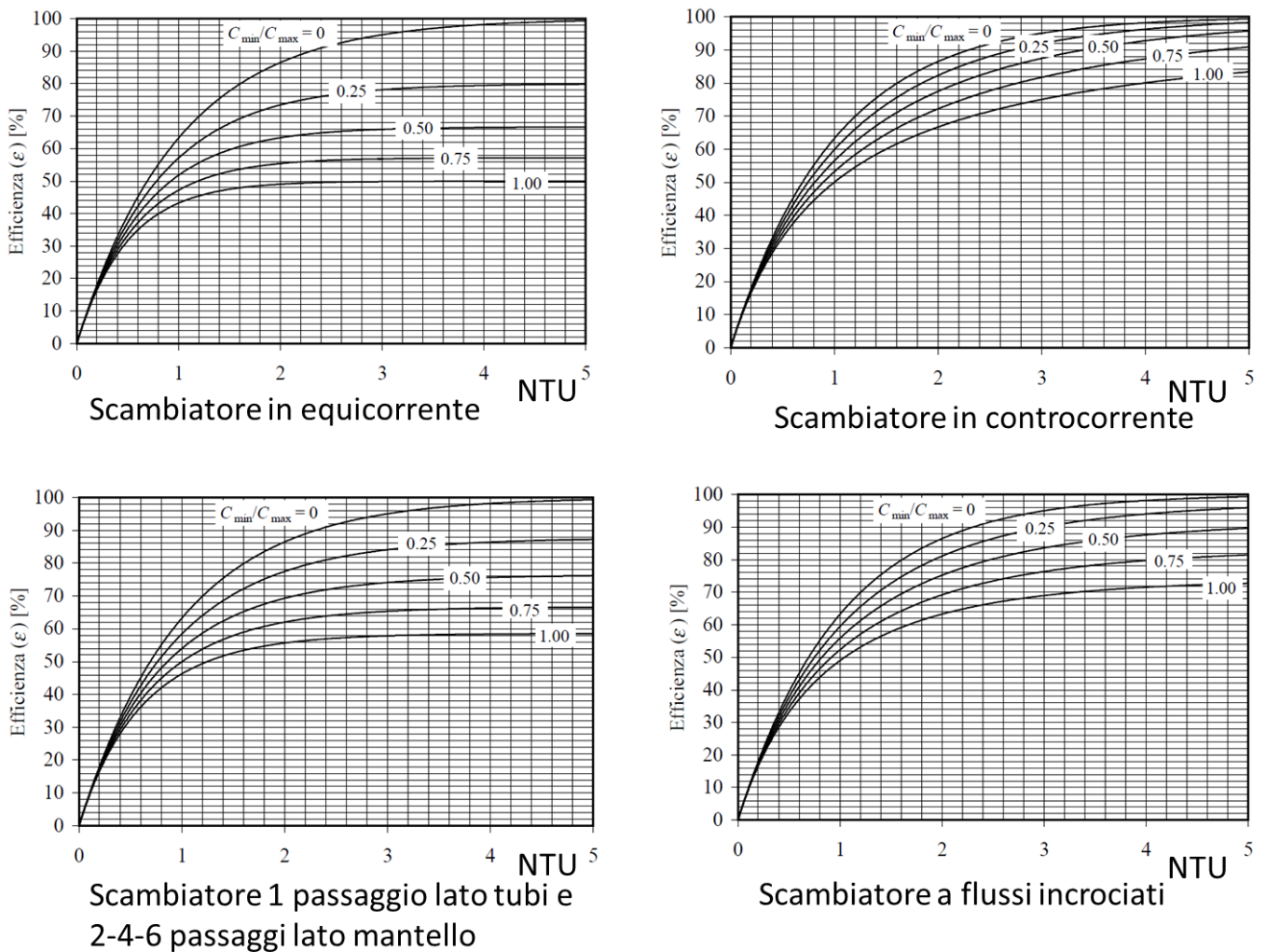


Figura 60 – Grafici di efficienza degli scambiatori

La procedura di verifica si compone dei seguenti passi:

- si calcola il parametro NTU (v. eq (8));
- si calcolano C_{min} , C_{max} e C (v. eq. (3), (4), (5));
- si calcola la potenza termica W mediante la eq. (6);
- si calcolano le temperature di uscita dei due fluidi utilizzando le eq. (1) e (2).

6 CRITERI DI DIMENSIONAMENTO MECCANICO DELLE APPARECCHIATURE

6.1 Stato tensionale nei materiali e criterio di resistenza

Tutte le apparecchiature debbono essere progettate in modo da resistere ai carichi agenti su di esse senza cedimenti meccanici di alcun tipo.

Tra i carichi agenti sulle apparecchiature ricordiamo:

- pressione interna o esterna al componente
- peso proprio
- carichi derivanti da dilatazioni termiche

A tal proposito, senza alcuna pretesa di sviscerare completamente l'argomento, si ritiene opportuno precisare che i corpi in genere sono in grado di resistere ai carichi agenti su di essi grazie all'insorgere di forze tra le diverse parti che le compongono.

Tali forze (rappresentate all'unità di superficie su cui agiscono) vengono dette "tensioni" e, qualunque sia la direzione in cui agiscono, possono essere scomposte in una componente perpendicolare alle superfici su cui agiscono ("*tensioni normali*", indicate con il simbolo σ) ed una parallela alle superfici su cui agiscono ("*tensioni tangenziali*", indicate con il simbolo τ).

I solidi sono in grado di sviluppare sia azioni normali che tangenziali, mentre i fluidi sono in grado di sviluppare solo azioni normali (che in tal caso prendono il nome di "pressione").

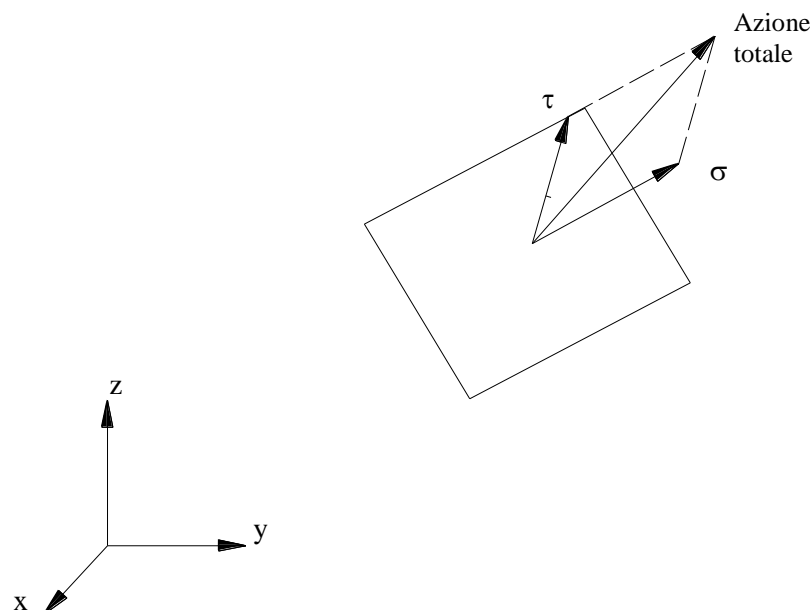


Figura 61 – Stato tensionale nei solidi

In Figura 61 è riportato lo stato tensionale su un qualsiasi piano di un solido; di solito le tensioni normali e tangenziali vengono espresse tramite le rispettive componenti rispetto al sistema di riferimento ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_x, \tau_y, \tau_z$).

Si può dimostrare che per qualsiasi punto di un solido è possibile trovare un piano su cui agisce la sola tensione normale; in questo caso le componenti della tensione normale vengono dette “tensioni principali” ed indicate con i termini σ_I , σ_{II} ed σ_{III} ed ordinate in ordine decrescente (σ_I ha il valore relativo maggiore e σ_{III} quello minore).

Si può dimostrare che qualunque sia la combinazione di σ e τ , il materiale si comporta come se fosse sottoposto ad una tensione normale pari alla differenza tra la più grande e la più piccola delle tensioni principali¹⁰:

$$\sigma_e = \sigma_I - \sigma_{III}$$

che perciò viene detta tensione equivalente.

Affinchè il materiale sopporti senza collassare i carichi cui è sottoposto, la tensione equivalente deve essere inferiore alla tensione di rottura del materiale (σ_R).

$$\sigma_e < \sigma_R$$

Da un punto di vista progettuale, ovviamente, vengono introdotti dei coefficienti di sicurezza, per cui per ogni materiale si definisce una tensione massima ammissibile (σ_m , inferiore a quella di rottura) e la condizione di verifica progettuale diviene:

$$\sigma_e \leq \sigma_m$$

La tensione ammissibile dipende dal materiale utilizzato e dalla temperatura di esercizio (in particolare diminuisce all'aumentare della temperatura) ed è fissata dalla normativa.

Per i materiali metallici ferrosi (acciai) la tensione ammissibile è pari ai 2/3 di quella che viene detta “tensione di snervamento”, ossia di quella tensione alla quale il materiale inizia a perdere le sue caratteristiche elastiche¹¹.

6.2 Stato tensionale nei recipienti cilindrici sottoposti a pressione interna

Al fine di determinare lo stato tensionale in un recipiente cilindrico sottoposto a pressione interna P ¹², immaginiamo, dapprima di tagliare il recipiente secondo due generatrici come in fig. 21.

Le tensioni normali riportate lungo lo spessore sono dette tangenziali (pur essendo tensioni normali) ed indicate con il simbolo σ_t perché agiscono in direzione tangenziale rispetto al cilindro; è chiaro che esse sono le “forze” che tengono in equilibrio la pressione agente sulla parte inferiore (se vogliamo che il cilindro non si “muova”) e che tengono in “equilibrio” il cilindro quando questo è “intero”.

Si può dimostrare¹³ che la risultante della pressione agente sulla parte inferiore del cilindro è pari a:

¹⁰ In realtà questo è solo uno dei criteri di resistenza dei materiali; ne esistono altri che hanno formulazioni diverse della tensione equivalente, ma il principio resta comunque lo stesso.

¹¹ La tensione di snervamento è definita come quella tensione che, una volta rimossa dal materiale, lascia una deformazione permanente pari allo 0.2%

¹² Tutte le formulazioni qui riportate sono valide solo per i recipienti “sottili”, ovvero con lo spessore trascurabile rispetto alle altre dimensioni.

¹³ La dimostrazione è un semplice esercizio di trigonometria ed analisi (basta integrare la pressione lungo l'angolo piatto); comunque una dimostrazione intuitiva si può avere immaginando un semitubo, per cui sulla parte piana agisce proprio la forza totale espressa dalla formula, che deve essere equilibrata dalla risultante agente sulla parte circolare.

$$R_p = PDL$$

essendo P la pressione interna, D il diametro interno del cilindro ed L la sua lunghezza (DL rappresenta la superficie su cui agisce la pressione P).

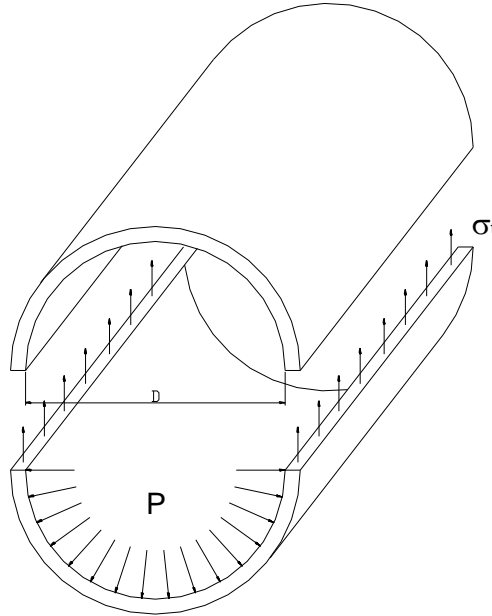


Figura 62 – Tensioni tangenziali nei recipienti cilindrici sottoposti a pressione interna

La risultante delle tensioni tangenziali è pari a:

$$R_{\sigma_t} = 2\sigma_t sL$$

essendo s lo spessore del tubo (e quindi $2sL$ la superficie su cui agisce σ_t); dovendo essere, per garantire l'equilibrio $R_p = R_{\sigma_t}$, si ricava

$$PDL = 2\sigma_t sL \quad \Rightarrow \quad \sigma_t = \frac{PD}{2s}$$

In modo analogo, sezionando il cilindro con un piano perpendicolare al suo asse, si può ricavare l'espressione della tensione che agisce in direzione longitudinale (parallela all'asse del cilindro):

$$\frac{P\pi D^2}{4} = \pi D s \sigma_l \quad \Rightarrow \quad \sigma_l = \frac{PD}{4s}$$

Per determinare la tensione che agisce in direzione radiale (parallela al raggio del cilindro), si osservi che questa deve essere uguale ed opposta alla pressione sulla superficie interna (la pressione è normale al raggio) e deve essere nulla sulla superficie esterna (pressione nulla). Si ha quindi:

$$\begin{array}{ll} \sigma_r = -P & \text{sulla superficie interna} \\ \sigma_r = 0 & \text{sulla superficie esterna} \end{array}$$

Si può dimostrare che le tre tensioni σ_t , σ_l e σ_r sono le tre tensioni principali (infatti su questi piani non vi sono tensioni tangenziali) e quindi la massima tensione equivalente (sulla superficie interna del cilindro) è data da:

$$\sigma_e = \sigma_t - \sigma_r = \frac{PD}{2s} + P \leq \sigma_m$$

Si ottiene quindi lo spessore minimo del recipiente:

$$s \geq \frac{PD}{2(\sigma_m - P)}$$

Si nota quindi che lo spessore del cilindro è direttamente proporzionale al suo diametro e più che proporzionale con la pressione (aumenta il numeratore e diminuisce il denominatore).

A questo spessore viene, di solito, aggiunto un “sovraspessore” per tener conto dell’eventuale corrosione (che riduce nel tempo lo spessore di materiale resistente).

Nel caso la pressione agisca dall’esterno invece che dall’interno, le formulazioni rimangono le stesse con l’unica differenza che le tensioni cambiano di segno; in questo caso bisogna però tener conto di un fenomeno che può causare il cedimento prima che si siano raggiunti i limiti di resistenza del materiale.

Si tratta del fenomeno della “instabilità elastica” che può verificarsi nelle strutture compresse, nella cui analisi non ci addentriamo; basti solo tener presente che comprimendo un’asta (ad esempio un righello) possiamo causarne la rottura esercitando una forza ridotta sfruttando lo “sbandamento laterale” della stessa.

6.3 Stato tensionale nei recipienti sferici sottoposti a pressione interna

Nel caso di recipienti sferici (o nei fondi sferici di recipienti cilindri), non si può più distinguere tra direzione longitudinale e tangenziale, e qualunque coppia di piani tra loro perpendicolari e passanti per il centro della sfera costituiscono piani principali.

Procedendo in modo analogo a quanto fatto in precedenza, si determina che la tensione normale agente su questi piani è pari a:

$$\sigma_t = \sigma_l = \frac{PD}{4s}$$

mentre la tensione radiale varia ancora tra $-P$ e 0 ; la tensione equivalente vale quindi

$$\sigma_e = \frac{PD}{4s} + P \leq \sigma_m$$

e quindi:

$$s \geq \frac{PD}{4(\sigma_m - P)}$$

Si nota quindi che nei recipienti sferici (o nei fondi sferici dei recipienti cilindrici) lo spessore minimo richiesto è pari alla metà di quello necessario nei mantelli cilindrici (di recipienti o tubi).

La sfera è quindi la figura geometrica che meglio resiste alla pressione.

6.4 Stato tensionale nei tubi sottoposti a peso proprio

Immaginiamo un tubo a sezione circolare semplicemente appoggiato alle due estremità; si può dimostrare che la tensione normale agente in direzione longitudinale (direzione lungo l'asse del tubo) assume un andamento parabolico con valore nullo sugli appoggi e valore massimo al centro del tubo che vale¹⁴:

$$\sigma_l = \frac{4pL^2D}{\pi(D^4 - d^4)}$$

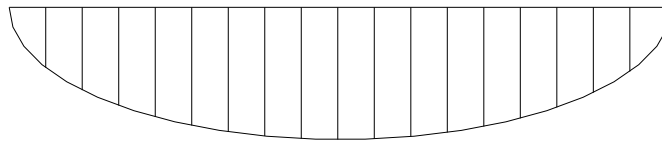


Figura 63 - Andamento della tensione in un tubo appoggiato

essendo p il peso del tubo per unità di lunghezza (compreso il fluido in esso contenuto), L la lunghezza tra gli appoggi e D il diametro esterno del tubo e d quello interno.

Nel caso il tubo fosse “incastrato ai due estremi” (ossia non avesse alcuna possibilità di movimento), la tensione avrebbe ancora un andamento parabolico, ma con il massimo sia sui due incastrati che in mezzeria con valore:

$$\sigma_l = \frac{4pL^2D}{3\pi(D^4 - d^4)}$$

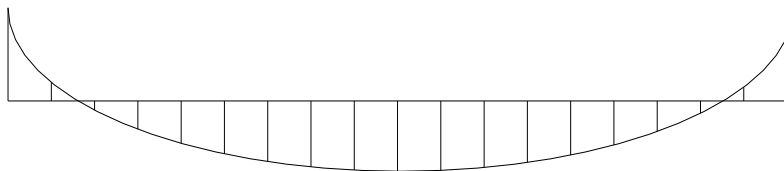


Figura 64 - Andamento della tensione in un tubo incastrato

¹⁴ In realtà, oltre che variare lungo l'asse del tubo, la tensione varia anche sulla sezione con andamento lineare (diagramma a farfalla).

6.5 Stato tensionale nei tubi sottoposti a variazioni di temperatura

Se un tubo (o comunque una trave) incastrato ai due estremi (in modo da impedire la sua dilatazione) viene sottoposto ad una variazione di temperatura ΔT , in esso nasce una tensione longitudinale (uniforme lungo tutta la lunghezza e su tutta la sezione) pari a:

$$\sigma_l = E\alpha\Delta T$$

Essendo E il modulo elastico ed α il coefficiente di dilatazione termica del materiale costituente il tubo.

Tale tensione è indipendente dalle dimensioni della sezione del tubo (della trave) e dalla sua lunghezza.

6.6 Altri carichi agenti sui componenti

Oltre alla pressione, al peso proprio ed ai carichi termici, sui componenti dei circuiti agiscono altri carichi tra cui si ricordano:

- vibrazioni dovute sia al moto dei fluidi al loro interno (vibrazioni fluidoindotte) sia ad eventi esterni, quali ad esempio le vibrazioni tipiche delle apparecchiature rotanti (motore, pompe, etc) o le vibrazioni dovute ad eventi sismici;
- carichi derivanti dalle operazioni normali sul circuito; a titolo di esempio si cita il fatto che quando viene chiusa una valvola l'intera tubazione è sottoposta ad una forza impulsiva detta "colpo di ariete" ("water hammer" in inglese);
- carichi dovuti a condizioni di funzionamento anomali; è il caso dei carichi sui componenti derivanti dalla rottura di tubazioni in pressione (colpo di frusta).

I componenti debbono essere progettati per sopportare tutti questi carichi; essi debbono, inoltre, essere opportunamente "supportati", ossia vincolati alle strutture dell'edificio contenente gli impianti.

7 CRITERI DI SCELTA E POSIZIONAMENTO DEI COMPONENTI PRINCIPALI

Sebbene i circuiti a fluido presentino una grande varietà di componenti e di possibili assemblaggi per cui non è possibile stabilire regole ferree per la loro realizzazione, esistono però una serie di criteri che è bene tener sempre presente, anche se non sempre questi debbono essere intesi come leggi ineludibili.

Senza pretesa di completezza si riportano i principali tra detti criteri.

- I serbatoi vanno, di solito, scelti di forma cilindrica e, quando la pressione al loro interno non è trascurabile, è preferibile realizzare fondi di forma sferica; quando la pressione è molto elevata è meglio preferire la forma sferica. Queste forme consentono infatti di sopportare la pressione con il minimo spessore;
- Le tubazioni di prelievo di fluido dai serbatoi (soprattutto se contengono liquidi) vanno situate nel punto più basso del serbatoio sia per consentire di prelevare tutto il liquido possibile, sia per utilizzare il battente di liquido per favorire il prelievo;
- Un'eccezione alla regola precedente si ha quando per vari motivi si vuole evitare lo svuotamento dei serbatoi; è questo il caso quando nel serbatoio sono situati ad esempio dei riscaldatori elettrici (tipo scaldabagno). In questo caso la tubazione di prelievo viene posta ad una quota superiore al minimo livello consentito;
- Le tubazioni di adduzione dei fluidi ai serbatoi (soprattutto se contengono liquidi) vanno situate nella parte alta del serbatoio per evitare che il battente di liquido sovrastante ostacoli l'ingresso del fluido;
- I serbatoi chiusi debbono essere dotati di valvole di sfiato o di sicurezza (queste ultime sono obbligatorie per legge per i recipienti che contengono fluidi in pressione);
- Nei circuiti in cui il fluido cambia di temperatura, le pompe vanno posizionate laddove il fluido è più freddo. Così facendo, a parità di portata in massa (equazione di continuità) si ha la minima portata volumetrica (minore è la temperatura e maggiore è la densità) e quindi minore è la potenza richiesta alla pompa;
- Tutte le pompe, ed in particolare quelle centrifughe, vanno posizionate, se possibile, sotto battente, ossia con una pressione in corrispondenza dell'aspirazione il più elevata possibile;
- Sempre per evitare il rischio di cavitazione, le valvole di regolazione vanno posizionate sulla mandata delle pompe e non sull'aspirazione;
- Le pompe volumetriche vanno preferite quando è necessario garantire una costanza della portata nel circuito anche al variare delle perdite di carico; esse risultano essere più precise nel dosaggio soprattutto alle basse portate. Il loro impiego tipico è proprio quando bisogna "dosare" una portata di fluido.
- Quando si utilizzano pompe volumetriche è necessario tener presente che le valvole di regolazione della portata sono totalmente inefficaci, in quanto la portata elaborata dalla pompa non è funzione della prevalenza sviluppata (e quindi delle perdite di carico);

- Quando si utilizzano pompe volumetriche bisogna stare molto attenti a porre valvole di intercettazione sulla loro mandata; infatti l'indipendenza della prevalenza dalla portata fa sì che il fluido continui ad essere elaborato dalla pompa e, data la incomprimibilità dei liquidi, questo causerebbe pericolosissimi innalzamenti di pressione;
- Proprio per evitare i rischi di rottura delle tubazioni o delle pompe volumetriche, sulla loro mandata va sempre installata una valvola di sicurezza in grado di far fuoriuscire il fluido dal circuito quando la pressione raggiunge valori pericolosi;
- Quando si utilizzano pompe volumetriche è bene inserire, sulla loro mandata, serbatoi di compensazione in grado di smorzare le oscillazioni di pressione caratteristiche di queste pompe;
- Sulla mandata delle pompe va sempre installata una valvola di ritegno per evitare che il fluido possa percorrere la pompa in senso inverso con il rischio di danneggiare la pompa o il suo motore di trascinamento;
- Tutti i componenti presenti in un circuito (serbatoi, pompe, scambiatori di calore, etc) dovrebbero essere equipaggiati con valvole di intercettazione immediatamente a monte ed immediatamente a valle, per consentire l'isolamento del componente ed il suo eventuale smontaggio per manutenzione o sostituzione senza bisogno di svuotare l'intero circuito.

7.1 La scelta delle tubazioni

La scelta delle tubazioni va effettuata con l'obiettivo di minimizzare sia il costo di costruzione dell'impianto sia quello di esercizio dello stesso.

Per minimizzare il costo di costruzione sarebbe opportuno scegliere le tubazioni più piccole possibile, infatti il costo sia di acquisto che di montaggio delle tubazioni è direttamente proporzionale al loro peso (si è visto che all'aumentare del diametro aumenta anche lo spessore e quindi il peso aumenta più che proporzionalmente con il diametro).

Fissata però la portata che deve attraversare la tubazione, al diminuire del diametro aumentano le velocità e quindi aumentano le perdite di carico che dipendono dal prodotto tra coefficiente di attrito e quadrato della velocità.

Il coefficiente di attrito diminuisce all'aumentare della velocità; in particolare il regime laminare dà luogo a coefficienti di attrito più elevati del regime turbolento, che però comporta velocità più elevate.

La scelta del diametro delle tubazioni risulta quindi da una ottimizzazione di tutti questi fattori; di fatto, per i fluidi più utilizzati nei circuiti a fluido, l'esperienza fissa i campi di velocità più idonei:

- acqua $1 \div 1.5$ m/s
- olio $0.5 \div 1$ m/s
- aria $10 \div 15$ m/s
- vapore $25 \div 30$ m/s

Fissate le velocità e note le portate è possibile determinare il diametro delle tubazioni.

Per particolari applicazioni possono utilizzarsi valori diversi; ad esempio nel caso di portate molto grandi si tende ad aumentare queste velocità, penalizzando quindi il costo di esercizio a beneficio del costo di costruzione (quando le tubazioni diventano molto grandi il loro costo non cresce più proporzionalmente al peso).

7.2 La scelta delle pompe centrifughe

7.2.1 Prevalenza richiesta alla pompa e punto di funzionamento del circuito idraulico

Sovrapponendo la curva caratteristica della pompa centrifuga (curva portata-prevalenza) alla caratteristica idraulica del circuito (v. Par. 5.4), si nota che esiste un solo punto in cui la portata e la prevalenza fornite dalla pompa uguagliano la portata e differenza di carico idraulico del circuito (v. Figura 65).

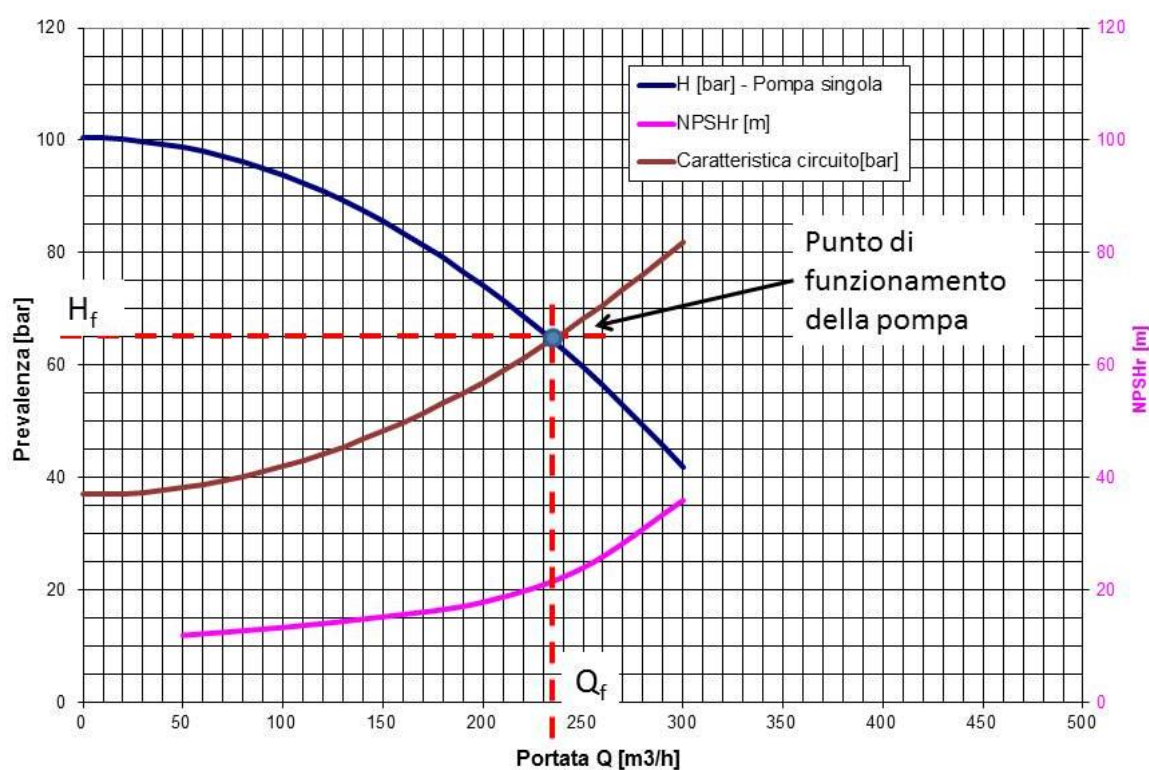


Figura 65 - Punto di funzionamento delle pompe centrifughe

Questo punto (Q_f, H_f) è l'unico punto di funzionamento possibile del circuito in quanto è l'unico punto in cui la pompa fornisce l'energia necessaria al fluido.

Nella scelta della pompa è necessario evitare che la portata di funzionamento sia troppo vicino alla portata massima da questa elaborabile.

In particolare le pompe presentano un rendimento idraulico minimo a basse portate ed a portata massima, mentre il valore massimo del rendimento si ha nella zona centrale del "range" di portata; è opportuno, per minimizzare i costi di esercizio far operare la pompa nell'intorno della zona di massimo rendimento (v. Figura 66).

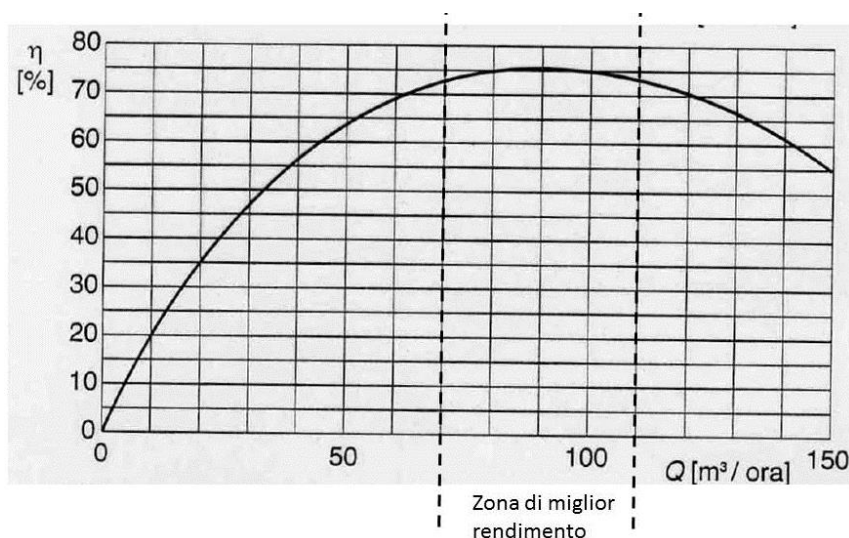


Figura 66 – Curva di rendimento di una pompa centrifuga

Un'altra ragione per non allontanarsi dalla zona di massimo rendimento, ed in particolare di non lavorare intorno alla portata massima della pompa, è quella di limitare l'NPSH richiesto dalla pompa che, come si vede in Figura 65, tende ad aumentare notevolmente con la portata, nella zona di portata massima.

Una curva tipica della potenza assorbita da una pompa centrifuga è rappresentata in Figura 66.

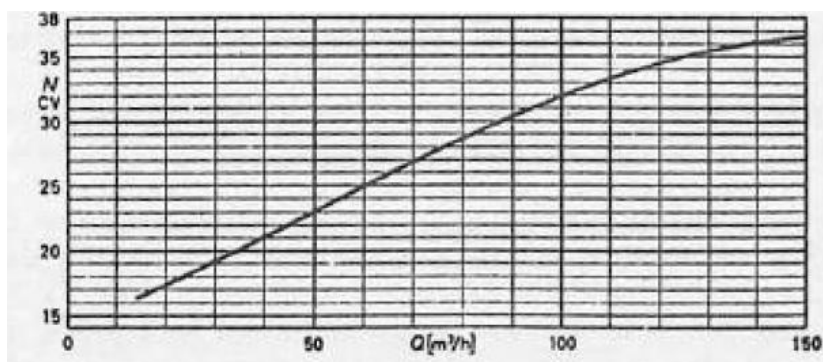


Figura 67 – Curva di potenza assorbita di una pompa centrifuga

Una caratteristica importante della curva è costituita dalla bassa potenza assorbita a portata nulla. Tale caratteristica può essere utilizzata utilmente per l'avvio delle pompe centrifughe. Infatti all'avvio il motore elettrico è in grado di erogare coppia e potenza limitate e solo in prossimità del numero di giri nominale il motore riesce ad erogare la piena potenza.

Per questo, in caso soprattutto di pompe di potenza elevata, si preferisce avviare le pompe a mandata chiusa (cioè con la valvola sulla tubazione di mandata chiusa). In questa situazione (portata nulla) la potenza assorbita dalla girante della pompa è molto limitata e il motore elettrico accelera rapidamente. Una volta raggiunto il numero di giri nominale si apre gradualmente la valvola sulla tubazione di mandata.

7.2.2 Stabilità di funzionamento e problemi di avviamento di una pompa

Con riferimento al par. 7.2.1, affinché il punto di funzionamento sia stabile è necessario che la pendenza della curva caratteristica del circuito, nell'intorno del punto di funzionamento, sia maggiore di quella della pompa, ovvero, in termini matematici $\frac{dH_{circ}}{dQ} > \frac{dH_{pompa}}{dQ}$.

I 3 casi (punti A, B e C) riportati in Figura 68 rispettano tale condizione. In tali punti, un accidentale aumento della portata comporterebbe la necessità di una prevalenza H maggiore di quella che la pompa può fornire, sicché la portata diminuirebbe automaticamente e si annullerebbe spontaneamente l'effetto del disturbo.

Analogamente una riduzione accidentale portata comporterebbe la disponibilità di un eccesso di prevalenza con spontaneo aumento della portata fino a compensare il disturbo.

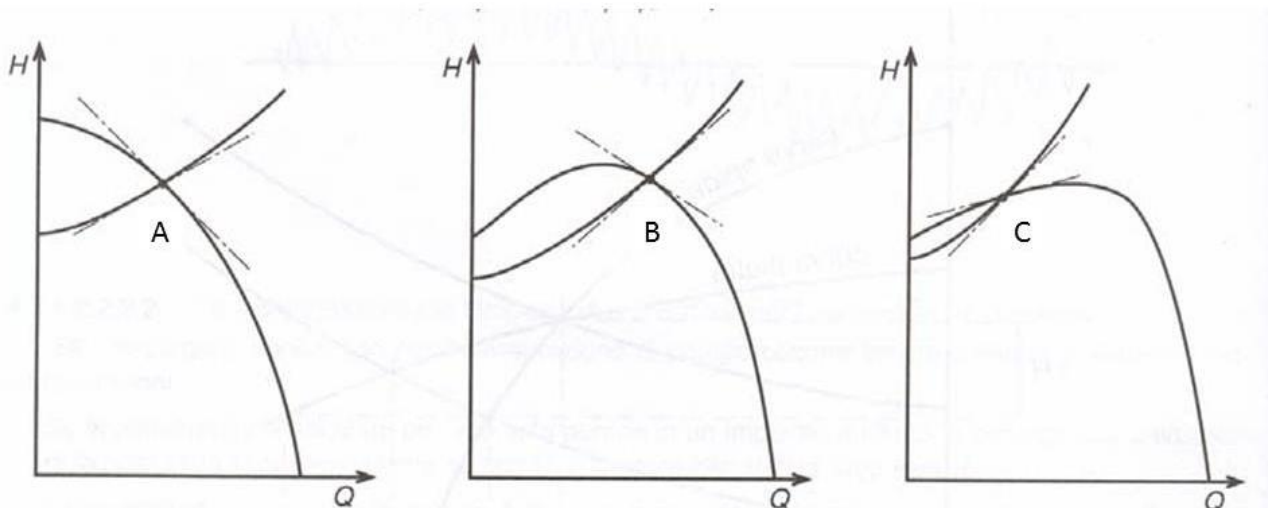


Figura 68 – Punti di funzionamento stabili di una pompa

Invece, con riferimento alla Figura 69, il punto di funzionamento D, nel quale la pendenza della curva caratteristica dell'impianto è minore di quella della pompa, un aumento accidentale della portata metterebbe a disposizione una prevalenza maggiore di quella richiesta dall'impianto con conseguente ulteriore aumento della portata. Il punto di funzionamento continuerà quindi ad allontanarsi dal punto D fino a raggiungere una situazione stabile in E

Invece, una diminuzione accidentale di portata darebbe luogo a una prevalenza insufficiente, che a sua volta produrrebbe un'ulteriore diminuzione della portata e un definitivo allontanamento dal punto di funzionamento iniziale fino all'arresto del moto.

Il punto D è quindi un punto di funzionamento instabile per la pompa.

La condizione d'instabilità non è intrinseca della curva caratteristica della pompa. Se la curva della pompa presenta un massimo per una portata diversa da zero allora vi sono tratti di tale curva nei quali il funzionamento può essere instabile.

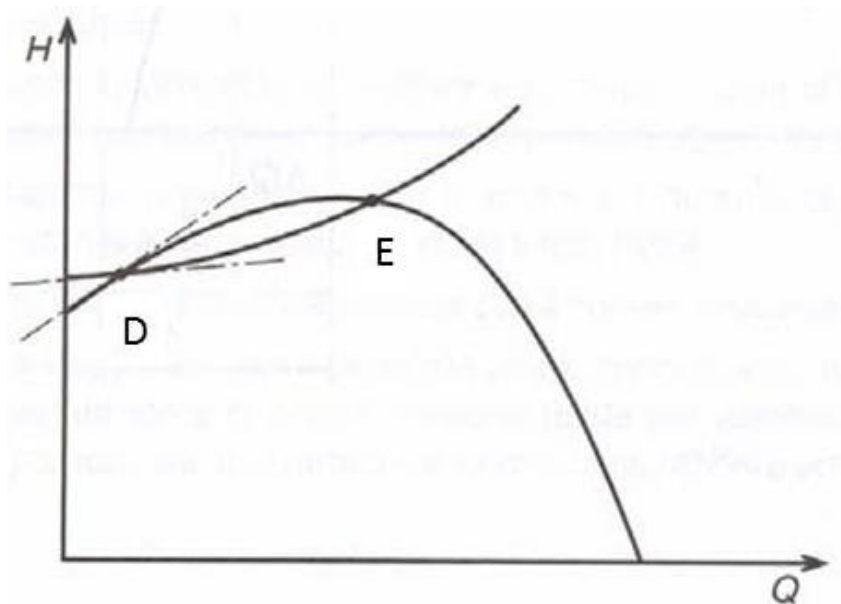


Figura 69 – Punto di funzionamento instabile di una pompa

Nel caso poi che, a portata nulla, la prevalenza della curva caratteristica dell'impianto sia maggiore di quella della pompa, nemmeno l'avviamento dell'impianto può avvenire, perché la pompa non è in grado di fornire la prevalenza necessaria ad avviare il moto.

In tal caso l'avviamento sarà possibile o aumentando temporaneamente il numero di giri della pompa per superare la fase d'innescio del moto o riducendo inizialmente la prevalenza geodetica dell'impianto svuotando in parte la condotta di mandata.

7.2.3 Pompe collegate in serie e in parallelo

Le pompe possono essere collegate tra loro per raggiungere il valore di portata o prevalenza richiesta dal circuito, nel caso ciò non possa essere ottenuto con una sola pompa.

Le pompe possono essere collegate in serie o in parallelo.

1. Pompe collegate in serie

Lo schema circuitale è mostrato in Figura 70, dove vengono anche rappresentate le valvole necessarie alle operazioni di manutenzione delle pompe stesse.

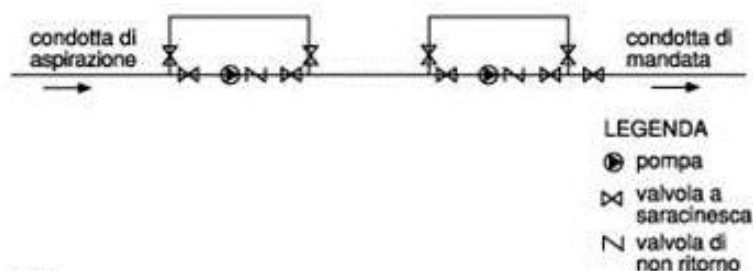


Figura 70 – Schema di connessione di 2 pompe in serie

Sempre con riferimento Figura 70, ciascuna pompa dispone, a monte e a valle, di 2 valvole a saracinesca (valvole di intercettazione) e una valvola di non ritorno. Ciascuna pompa dispone inoltre di un circuito di by-pass. Chiudendo le 2 valvole di intercettazione è possibile effettuare le operazioni di manutenzione sulla pompa o sulla valvola di non ritorno senza interrompere e svuotare il circuito. Aprendo inoltre le due valvole sul circuito di by-pass, è possibile mantenere funzionante il circuito, anche se a portata ridotta.

Le 2 pompe funzionanti in serie sono equivalenti ad una sola pompa che, per ciascun valore di portata, ha una prevalenza totale pari alla somma delle prevalenze di ciascuna pompa.

In Figura 71 sono illustrate le curve equivalenti di 2 pompe in serie in caso di pompe diverse o uguali. Nella figura sono indicati anche i punti di funzionamento del circuiti nel caso di fuori servizio di una delle 2 pompe.

Per la verifica del NPSH bisogna far riferimento solo alla prima pompa, in quanto ha il minor NPSH disponibile (v. par. 7.2.4.).

Un caso particolare di pompe in serie è quello delle pompe multistadio, nelle quali all'interno di un unico corpo pompa sono presenti più giranti connesse allo stesso asse e collegate idraulicamente in serie. In Figura 72 è riportata la sezione di una pompa multistadio ad alta prevalenza.

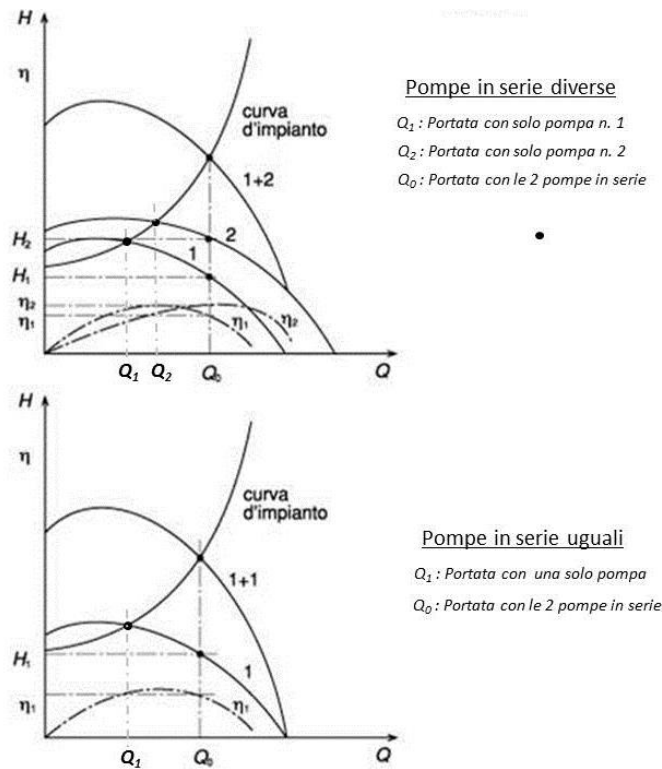


Figura 71 – Punti di funzionamento di 2 pompe in serie

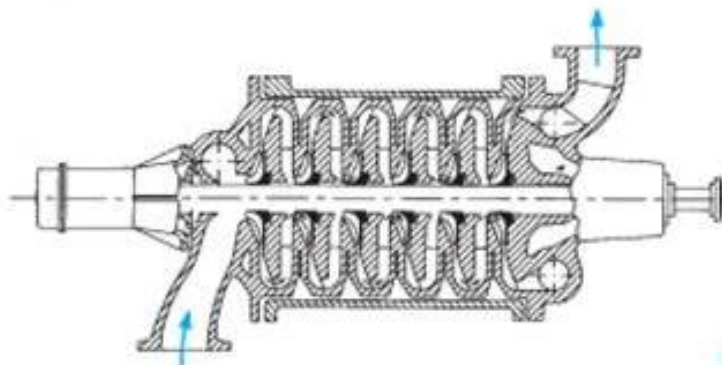


Figura 72 – Sezione di una pompa multistadio

2. Pompe collegate in parallelo

Lo schema circuitale è mostrato in Figura 73, dove vengono anche rappresentate le valvole necessarie alle operazioni di manutenzione delle pompe stesse.

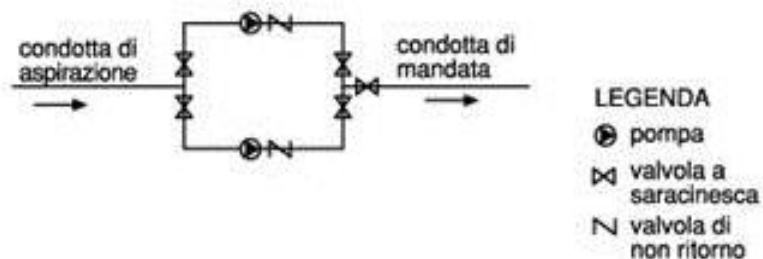


Figura 73 – Schema di connessione di 2 pompe in serie

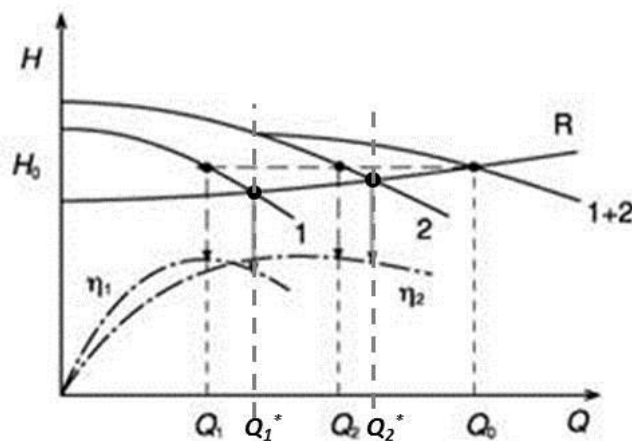
Sempre con riferimento alla Figura 73, ciascuna pompa dispone, a monte e a valle, di 2 valvole a saracinesca (valvole di intercettazione) e una valvola di non ritorno. Chiudendo le 2 valvole di intercettazione è possibile effettuare le operazioni di manutenzione su una pompa o sulla valvola di non ritorno senza interrompere e svuotare il circuito. La chiusura delle 2 valvole di intercettazione devia tutto la portata sulla pompa rimasta.

Le 2 pompe funzionanti in parallelo sono equivalenti ad una sola pompa che, per ciascun valore di prevalenza, ha una portata totale pari alla somma delle portate di ciascuna pompa.

In Figura 74 sono illustrate le curve equivalenti di 2 pompe in parallelo in caso di pompe diverse o uguali.

Nella figura sono indicati anche i punti di funzionamento del circuiti nel caso di fuori servizio di una delle 2 pompe.

Per la verifica del NPSH bisogna far riferimento, nel caso di pompe diverse, a quella con maggior NPSH richiesto (l'NPSH disponibile è uguale per tutte e 2 le pompe in parallelo – v. par. 7.2.4.).



Pompe in parallelo diverse

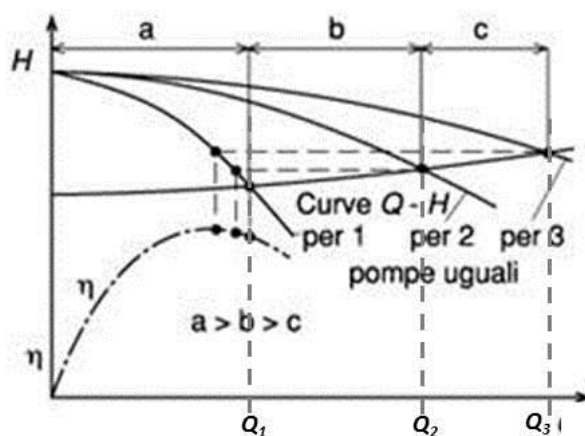
Q_1 : Portata nella pompa n. 1 con 2 pompe in funzione

Q_2 : Portata nella pompa n. 2 con 2 pompe in funzione

Q_0 : Portata totale nel circuito con 2 pompe in funzione

Q_1^* : Portata nella pompa n. 1 per fuori servizio pompa n. 2

Q_2^* : Portata nella pompa n. 2 per fuori servizio pompa n. 1



Pompe in parallelo uguali

Q_1 : Portata con 1 sola pompa

Q_2 : Portata con 2 pompe

Q_3 : Portata con 3 pompe

Figura 74 – Schema di connessione di più pompe in parallelo

7.2.4 Cavitazione - NPSH richiesto e NPSH disponibile

La grandezza NPSH (Net Positive Suction Head) o “Carico netto all’aspirazione”, viene utilizzata per valutare la possibilità di insorgenza del fenomeno di cavitazione nella zona a minore pressione all’interno di una pompa.

Il fenomeno della cavitazione consiste nella formazione di bolle di vapore all’interno del liquido quando la pressione scende al di sotto della pressione di saturazione (detta anche tensione di vapore) corrispondente alla temperatura del liquido. Nella tabella in [Figura 75](#) è riportato l’andamento della tensione di vapore dell’acqua al variare della temperatura.

T (°C)	P _{Sat} (kPa)	P _{Sat} (atm)	v _l (l)	v _g (l)
0	0.61	0.00626	0.0179	3700
5	0.87	0.00626	0.0179	2640
10	1.23	0.0121	0.0179	1910
15	1.70	0.0168	0.0179	1400
20	2.33	0.0230	0.0179	1004
30	4.23	0.0418	0.0180	590
40	7.37	0.0728	0.0180	350

T (°C)	P _{Sat} (kPa)	P _{Sat} (atm)	v _l (l)	v _g (l)
60	19.85	0.196	0.0183	138
80	47.2	0.466	0.0185	61.1
100	101.3	1.00	0.0187	30.0
150	475.8	4.69	0.0196	7.04
200	1554	15.3	0.207	2.28
250	3973	39.2	0.0224	0.897
300	8581	84.8	0.0252	0.389
374.1	22113.8	218.3	0.057	0.057

Figura 75 – Andamento della tensione di vapore dell’acqua in funzione della temperatura

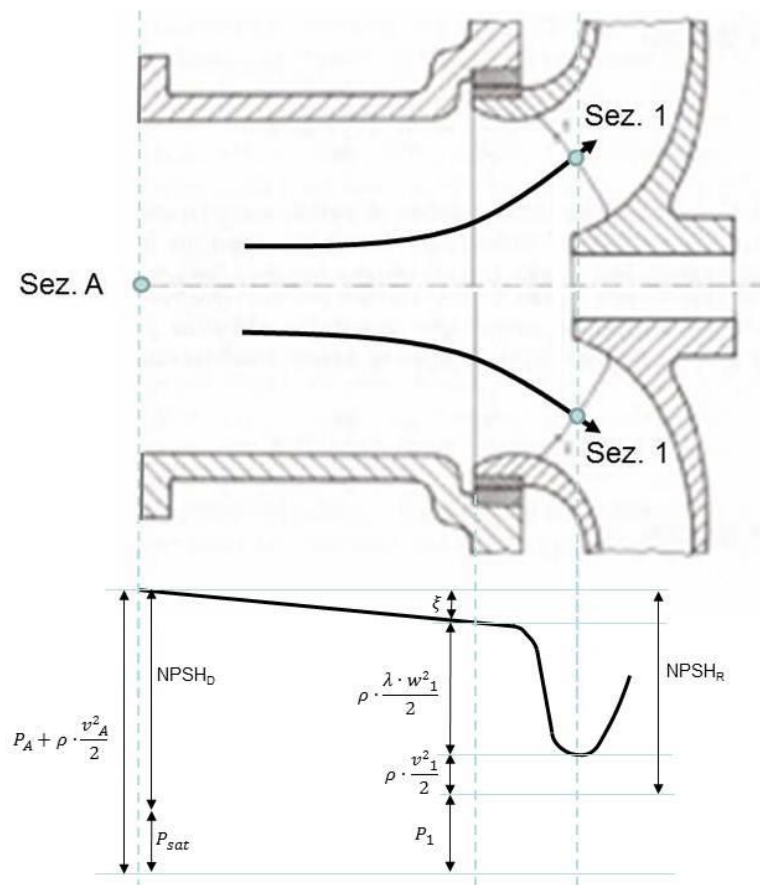


Figura 76 – Andamento del carico idraulico nella bocca di aspirazione della pompa

Le bolle generate nel liquido entrano nella girante che provoca un aumento della pressione del fluido. Tale aumento di pressione che fa sì che le bolle collassino istantaneamente danneggiando le superfici della girante, oltre a provocare fenomeni di instabilità fluidodinamica e vibrazioni.

Con riferimento alla Figura 75, il carico idraulico alla flangia di aspirazione della pompa vale:

$$P_A + \frac{\rho \cdot v_A^2}{2}$$

Applicando Bernoulli tra la sezione A e la sezione 1, si ha:

$$P_A + \frac{\rho \cdot v_A^2}{2} = P_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} + \xi + \frac{\rho \cdot \lambda \cdot w_1^2}{2}$$

Dove:

ξ : perdite di carico distribuite dalla sezione di aspirazione della pompa fino all'ingresso nella girante

w_1 : velocità del fluido tangente alla pala. Le relative perdite sono proporzionali al quadrato della velocità del fluido tangente alla pala mediante un coefficiente di proporzionalità λ che dipende da fattori relativi alle caratteristiche della corrente fluida quali portata, numero di giri della pompa e anche dalla natura del fluido. Tale coefficiente è di difficile valutazione e va determinato sperimentalmente.

Risolvendo rispetto a P_1 si ha:

$$P_1 = P_A + \frac{\rho \cdot v_A^2}{2} - \left[\frac{\rho \cdot v_1^2}{2} + \xi + \frac{\rho \cdot \lambda \cdot w_1^2}{2} \right]$$

Si tenga a presente che il fluido avrà all'interno del condotto una sua temperatura alla quale corrisponde un determinato valore della tensione di vapore (o pressione di saturazione) P_{sat} .

Se il termine statico della pressione nella sezione 1 si riduce fino ad essere minore della tensione di vapore nelle condizioni di esercizio si ha formazione di bolle all'interno del fluido e si determina l'insorgenza del fenomeno di cavitazione.

La condizione di non insorgenza del fenomeno della cavitazione è:

$$P_1 = P_A + \frac{\rho \cdot v_A^2}{2} - \left[\frac{\rho \cdot v_1^2}{2} + \xi + \frac{\rho \cdot \lambda \cdot w_1^2}{2} \right] > P_{SAT}$$

Di conseguenza:

$$P_A + \frac{\rho \cdot v_A^2}{2} - P_{SAT} > \left[\frac{\rho \cdot v_1^2}{2} + \xi + \frac{\rho \cdot \lambda \cdot w_1^2}{2} \right]$$

Il primo termine prende il nome di NPSH disponibile ($NPSH_D$) ed è uguale al carico idraulico all'aspirazione della pompa meno la pressione di saturazione corrispondente alla temperatura del fluido. Il secondo termine prende il nome di NPSH richiesto dalla pompa ($NPSH_R$) e dipende dalle geometrie interne della zona di aspirazione della pompa e della girante nonché dalla portata.

Il valore del $NPSH_R$ è valutato sperimentalmente ed è fornito, in funzione della portata, dal costruttore della pompa.

Quindi la condizione di assenza di cavitazione si esprime è la seguente:

$$NPSH_D > NPSH_R$$

Come esempio, si riportano in Figura 77 i grafici normalmente forniti dai costruttori delle pompe (tra cui la curva del $NPSH_R$).

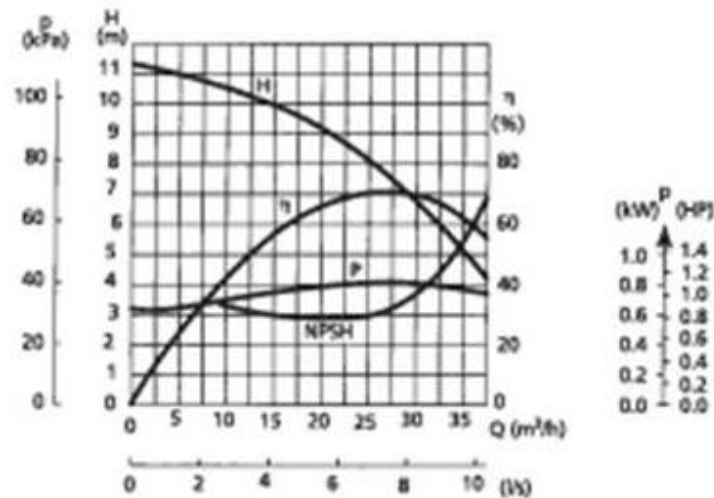


Figura 77 – Curve caratteristiche di una pompa centrifuga

Quando una pompa aspira da un serbatoio posto a quota minore rispetto alla bocca di aspirazione della pompa stessa, la verifica di cavitazione si esegue con la seguente metodologia (v. Figura 78).

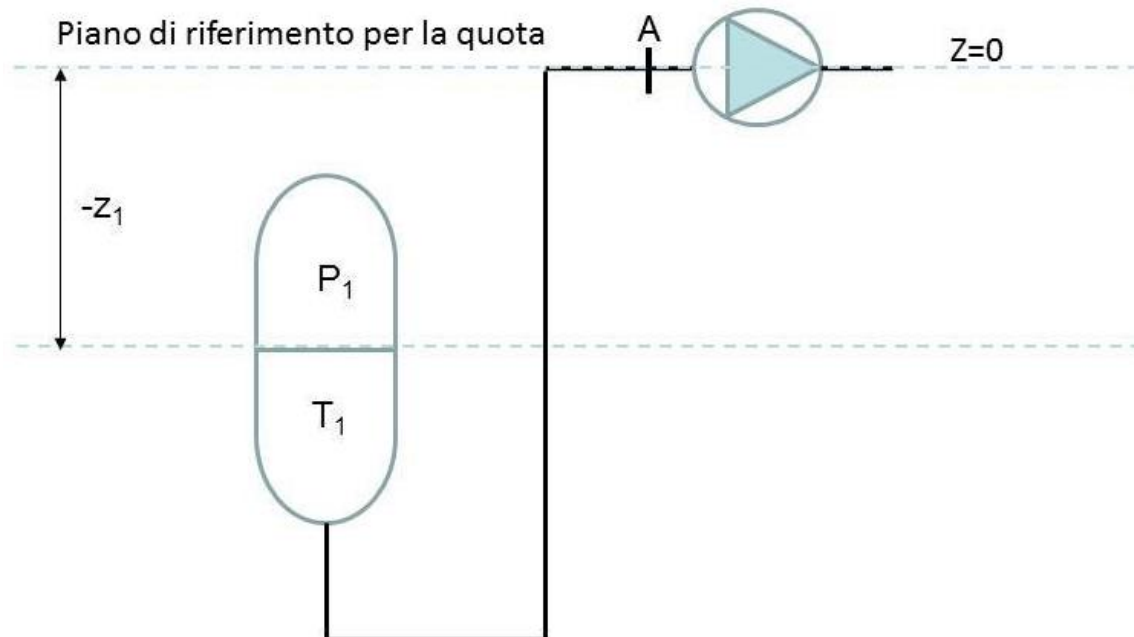


Figura 78 – Verifica a cavitazione per pompa aspirante

Prendendo come quota di riferimento la quota della sezione A (bocca di aspirazione), il carico idraulico in tale sezione è pari al carico idraulico nella sezione 1 meno le perdite di carico nel tratto 1-A (ΔH_{1-A}).

Quindi:

$$H_A = P_1 - \rho \cdot g \cdot z_1 - \Delta H_{1-A}$$

$$NPSH_D = P_1 - \rho \cdot g \cdot z_1 - \Delta H_{1-A} - P_{SAT}(T_1) > NPSH_R$$

Nelle equazioni è stato trascurato il termine cinetico relativo al pelo libero del serbatoio e la pressione di saturazione è stata calcolata in base alla temperatura del liquido (T_1)

Nel caso particolare che il liquido nel serbatoio sia in condizioni di saturazione, cioè $P_1 = P_{SAT}(T_1)$, si ha:

$$NPSH_D = -\rho \cdot g \cdot z_1 - \Delta H_{1-A} > NPSH_R$$

E' evidente che in tali condizioni la verifica alla cavitazione non è soddisfatta (termini del $NPSH_D$ tutti negativi) a meno che il pelo libero del serbatoio non sia a quota superiore a quella della pompa ($z_1 > 0$).

In tal caso la quota minima z_1 deve rispettare la condizione:

$$NPSH_D = \rho \cdot g \cdot z_1 - \Delta H_{1-A} > NPSH_R$$

$$\rho \cdot g \cdot z_1 > \Delta H_{1-A} + NPSH_R$$

$$z_1 > \frac{\Delta H_{1-A} + NPSH_R}{\rho \cdot g}$$

Si può notare che, per risolvere una eventuale criticità, si può aumentare la quota del pelo libero del serbatoio e/o si possono ridurre le perdite di carico nel condotto di adduzione (utilizzo di un tubo di aspirazione di diametro maggiore).

Quando la Z_1 deve essere positiva, per garantire l'assenza di cavitazione, si dice che la pompa deve essere installata sotto battente.

8 CRITERI PER LA REGOLAZIONE DI COMPONENTI DI IMPIANTI ENERGETICI

8.1 Regolazione della portata nei circuiti

I principali metodi per la regolazione della portata in circuiti idraulici sono i seguenti:

- Regolazione mediante strozzamento (viene modificata la curva caratteristica del circuito)
- Regolazione mediante variazione del numero di giri della pompa (viene modificata la curva di prevalenza della pompa)
- Regolazione mediante variazione del numero di pompe in parallelo
- Regolazione mediante by-pass

8.1.1 Regolazione mediante strozzamento

La variazione della portata può essere ottenuta mediante una valvola di strozzamento che aumenta la resistenza idraulica del circuito. Con riferimento alla Figura 79, aumentando intenzionalmente la resistenza dell'impianto (ad es. chiudendo parzialmente una valvola sulla mandata della pompa), la curva caratteristica dell'impianto diventa più ripida e il punto di funzionamento si sposta dal punto 1 al punto 2, con riduzione di portata. A questo punto la pompa genera una prevalenza superiore a quella necessaria per l'impianto. Questa eccedenza di prevalenza viene dissipata nella valvola e trasformata in energia termica non più recuperabile. Questa perdita di energia è accettabile se il campo di regolazione è piccolo oppure se la regolazione viene utilizzata per brevi periodi di tempo.

Sempre in Figura 79, analizzando la curva di potenza si nota una riduzione di potenza assorbita dalla pompa, che però è relativamente modesta rispetto alla grande eccedenza di prevalenza.

Quando lo strozzamento è prodotto attraverso una valvola di regolazione (e non attraverso una perdita di carico fissa), la portata può essere controllata in maniera continua, costantemente adeguata alla richiesta.

E' evidente che, quando la potenza di pompaggio e il relativo costo energetico assumono una forte importanza, la regolazione mediante strozzamento potrebbe non essere adeguata dal punto di vista economico.

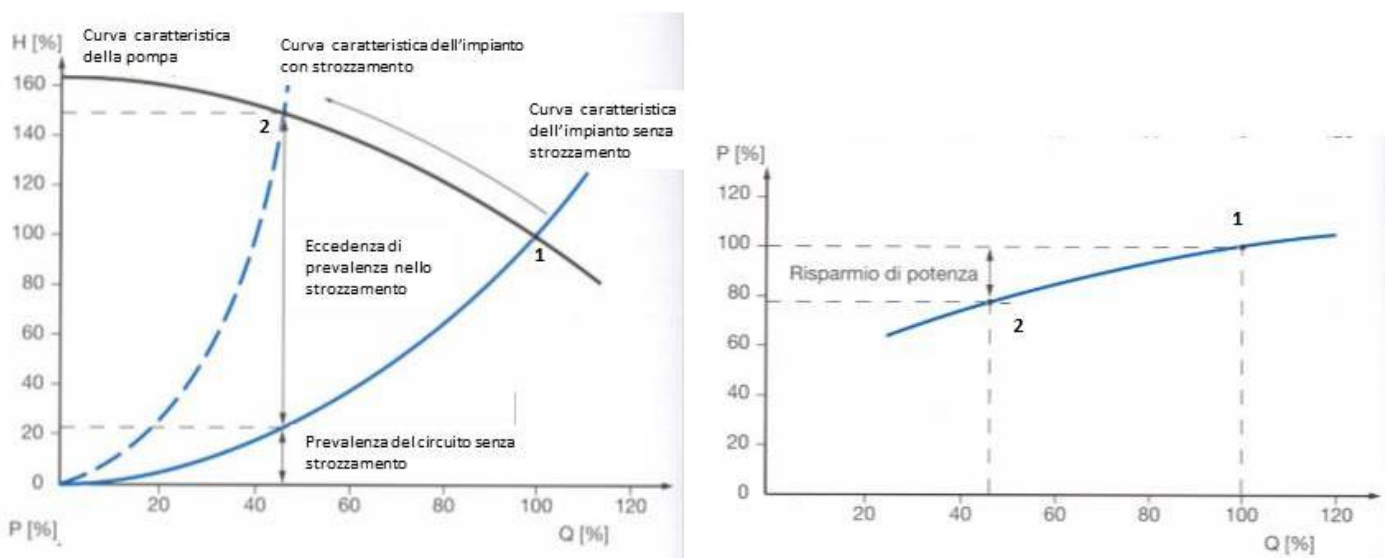


Figura 79 – Regolazione delle portata mediante strozzamento

8.1.2 Regolazione mediante variazione del numero di giri della pompa

Nel par. 2.6.1 sono descritte le leggi di similitudine che definiscono il modo di variare della curva delle pompe centrifughe in funzione del numero di giri. In Figura 80 si riporta un esempio di una pompa centrifuga con le curve di prevalenza al variare del numero di giri, dal 100% al 50% dei giri nominali. Si riportano inoltre le curve caratteristiche di 2 circuiti diversi (A e B), ambedue con punto di funzionamento nel punto 1 nel grafico.

Volendo ridurre la portata al 50% della portata nominale, il punto di funzionamento del circuito A dovrà portarsi nel punto 2A e quello del circuito B nel punto 2B. Il corrispondente numero di giri sarà, nel caso del circuito A, pari al 50% dei giri nominali mentre, nel caso del circuito B, sarà pari a circa il 78% dei giri nominali.

La prevalenza che la pompa dovrà fornire, nel caso del circuito A funzionante nel punto 2A, sarà pari a H_A , mentre nel caso del circuito B funzionante nel punto 2B, sarà pari a H_B (v. sempre Figura 80).

In Figura 81 sono invece riportate le curve (in colore nero) che danno la potenza assorbita dalla pompa in funzione del numero di giri (forniti come % del numero di giri nominali). Nel grafico sono riportati i punti 2A e 2B sulle curve di potenza al 50% e al 78% dei giri nominali. Nel grafico è riportato anche il punto di funzionamento 2C che si avrebbe con una regolazione mediante strozzamento (punto sulla curva al 100% dei giri nominali). I valori di ΔP_A e ΔP_B riportati nel grafico rappresentano i risparmi di potenza ottenuti con la regolazione del numero di giri, rispetto alla regolazione per strozzamento. Le 2 curve P_A e P_B nel grafico rappresentano il luogo dei punti di potenza assorbita quando si regola la portata mediante variazione del numero di giri.

Come si può vedere nel grafico, il risparmio di potenza che si ottiene utilizzando la regolazione del numero di giri, rispetto alla regolazione per strozzamento, è elevato ed è maggiore nel caso di circuiti con bassa o nulla prevalenza statica ($H_{B,STA}$ nel grafico).

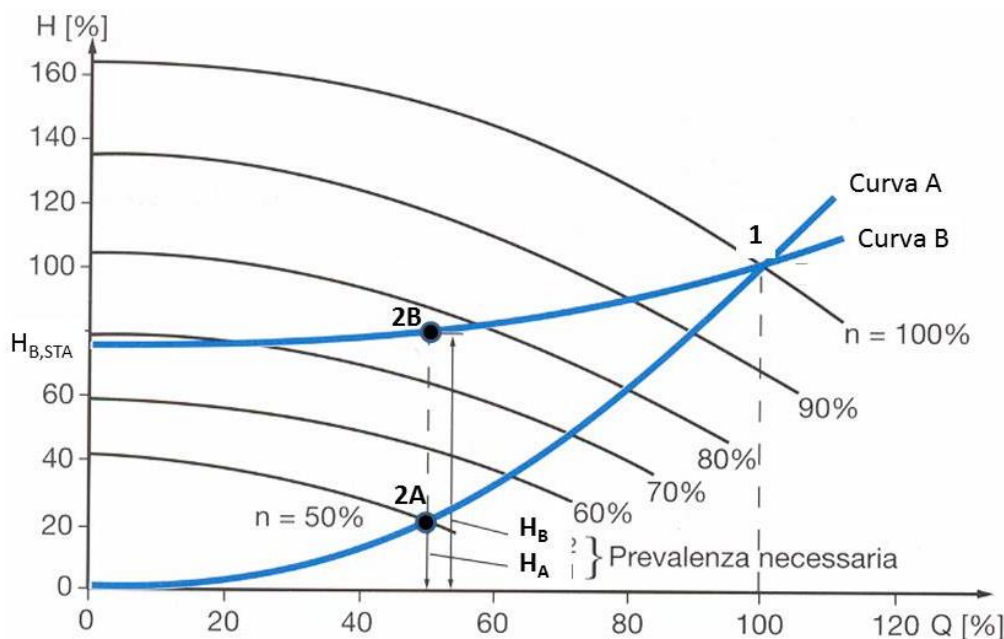


Figura 80 – Regolazione delle portate mediante variazione del numero di giri della pompa

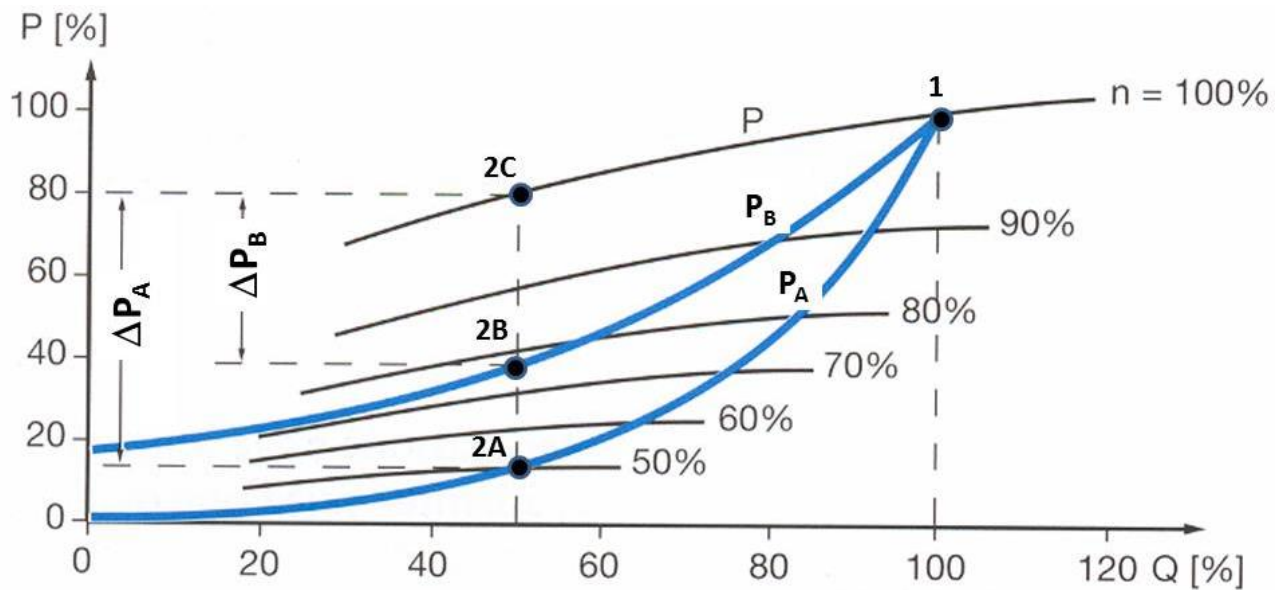


Figura 81 – Potenza della pompa regolazione delle portata mediante variazione del numero di giri

Per realizzare la regolazione con variazione del numero di giri, essendo la stragrande maggioranza delle pompe mosse da un motore elettrico asincrono trifase, è necessario utilizzare un apparecchio capace di variare la frequenza della tensione di alimentazione.

Infatti il numero di giri di un motore elettrico trifase, a potenza nominale, è prossimo alla velocità di sincronismo (velocità di rotazione del campo magnetico rotante).

La velocità di sincronismo è data dalla relazione:

$$N_s[rm\dot{p}] = \frac{120 \cdot f[Hz]}{n_p}$$

Dove f è la frequenza di alimentazione e n_p è il numero di poli del motore

Nel caso di un motore asincrono trifase, alimentato a 50 Hz (frequenza europea) con 2 poli la velocità di rotazione del motore è pari a:

$$N_s[rm\dot{p}] = \frac{120 \cdot 50}{2} = 3000$$

Come si nota dalla formula, la velocità di sincronismo è proporzionale alla frequenza di alimentazione del motore, per cui è possibile variare la velocità del motore variando la frequenza di alimentazione.



Figura 82 – Inverter per la regolazione di motori elettrici

L'apparecchio che assolve questa funzione è l'**Inverter**. (in Figura 82 si riporta l'immagine di un inverter per la gestione della velocità di un motore). La capacità di variare la frequenza di alimentazione non è limitata solo alle fasi di marcia del motore, ma anche alle fasi di avvio-arresto.

I vantaggi dell'uso di inverter sono i seguenti:

- Consentono la regolazione di velocità e quindi la variazione di portata delle pompe, permettendo così di implementare varie soluzioni progettuali.
- Gli avvii e gli arresti graduali, gestiti dall'elettronica dell'inverter, riducono gli stress sui componenti meccanici, idraulici ed elettrici.
- Si ottengono significativi risparmi energetici in quanto la pompa viene utilizzata per le effettive richieste del sistema idraulico,
- Le protezioni elettroniche presenti nei convertitori consentono una efficace e completa protezione della pompa.
- Si aboliscono gli spunti di avviamento, permettendo così di non dover sovradimensionare i componenti elettrici e gli eventuali gruppi elettrogeni di soccorso.

I svantaggi dell'uso di inverter sono i seguenti:

- Apparecchiature abbastanza costose (anche se con costi in diminuzione).
- Apparecchiature "delicate" nel senso che si tratta di elettronica di potenza e quindi sensibile alle caratteristiche ambientali (umidità, polvere, ecc).
- "Problemi" di compatibilità elettromagnetica (armoniche, disturbi ad apparecchiature elettroniche, ecc.)
- Necessitano di una corretta installazione (ventilazione, ecc.)

8.1.3 *Regolazione mediante variazione del numero di pompe in parallelo*

L'inserimento o l'arresto di singole pompe in parallelo permette sicuramente un risparmio di energia, ma solo una regolazione a gradini della portata. Per ottenere una regolazione continua una delle pompe deve prevedere una regolazione della velocità di rotazione, oppure sulla mandata delle pompe deve essere prevista una valvola di regolazione (regolazione mediante strozzamento).

Nel caso di 2 pompe in parallelo è adottabile sia la regolazione a strozzamento che quella con variazione del numero di giri di 1 o di tutte e 2 le pompe, mentre per un numero di pompe superiore a 2 si adotta la soluzione a strozzamento o nessuna regolazione, poiché già il frazionamento del numero di pompe determina una buona capacità di seguire la richiesta di portata.

In Figura 83 si riporta lo schema di collegamento di pompe in parallelo ed i punti di funzionamento dell'impianto con 1 o 2 pompe inserite.

Se le pompe centrifughe hanno una curva H-Q potenzialmente instabile, l'inserimento di una ulteriore pompa può essere problematico se la prevalenza H_1 della pompa in funzione è maggiore della prevalenza nel punto zero H_0 (prevalenza a $Q=0$) della pompa che deve partire. Infatti all'avviamento quest'ultima quindi non è in grado di superare la contropressione che grava sulla sua valvola di ritegno. Questo accade nel caso della curva caratteristica del circuito H_A in Figura 84, mentre è possibile l'avviamento nel caso della curva H_B dove $H_2 < H_0$

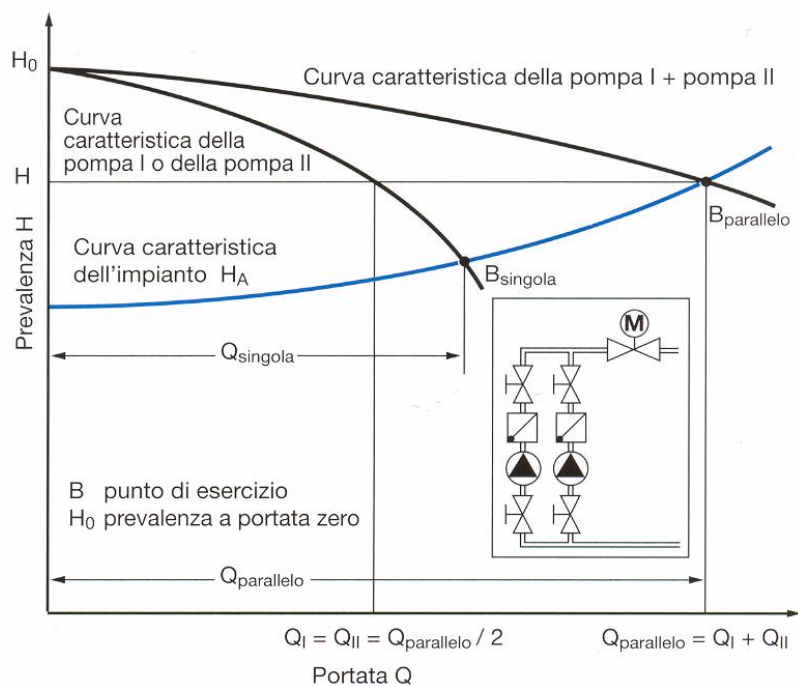


Figura 83 – Regolazione mediante inserimento di più pompe in parallelo

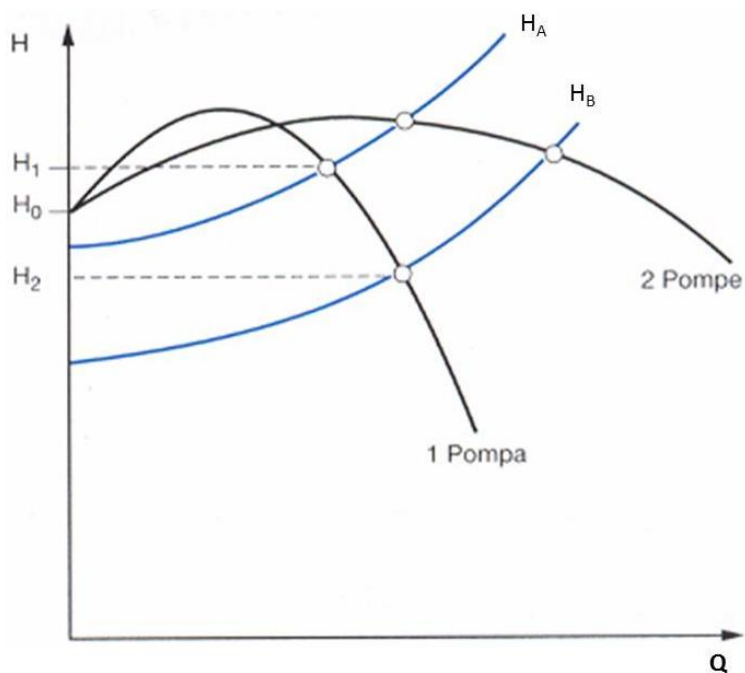


Figura 84 – Avviamento di pompe in parallelo con curva H-Q della pompa potenzialmente instabile

8.1.4 Regolazione mediante by-pass

Un ulteriore metodo di regolazione della portata è quello realizzato mediante by-pass. In questo caso una valvola di regolazione posta sulla mandata della pompa ricircola parte della portata elaborata dalla pompa stessa verso l'aspirazione. In tal caso la portata che circola nell'impianto è inferiore a quella che circola nella pompa.

In Figura 85 si riporta lo schema ed i punti di funzionamento nel caso di regolazione con by-pass. Se l'impianto funziona nel punto **1** (con by-pass chiuso), con portata Q_1 , volendo ridurre la portata si può aprire la valvola di regolazione facendo defluire parte della portata della pompa di nuovo verso l'aspirazione. La curva dell'impianto diventerà meno ripida (poiché solo una parte della portata elaborata dalla pompa transiterà nel circuito) e il nuovo punto di funzionamento si sposterà in **2** e la portata elaborata dalla pompa aumenterà. Della portata Q_2 risultante solo la parte Q_3 però transiterà nel circuito.

È evidente che anche questo metodo di regolazione è di tipo dissipativo, elaborando la macchina una portata maggiore di quella inviata all'utilizzazione. In particolare, le perdite che si accompagnano a tale sistema di regolazione sono maggiori di quelle relative al sistema di strozzamento. La regolazione mediante *by-pass* trova applicazione essenzialmente nelle pompe caratterizzate da elevati valori del numero di giri caratteristico (300 ed oltre) per le quali la potenza assorbita diminuisce all'aumentare della portata elaborata (v. esempi delle curve caratteristiche in Figura 37).

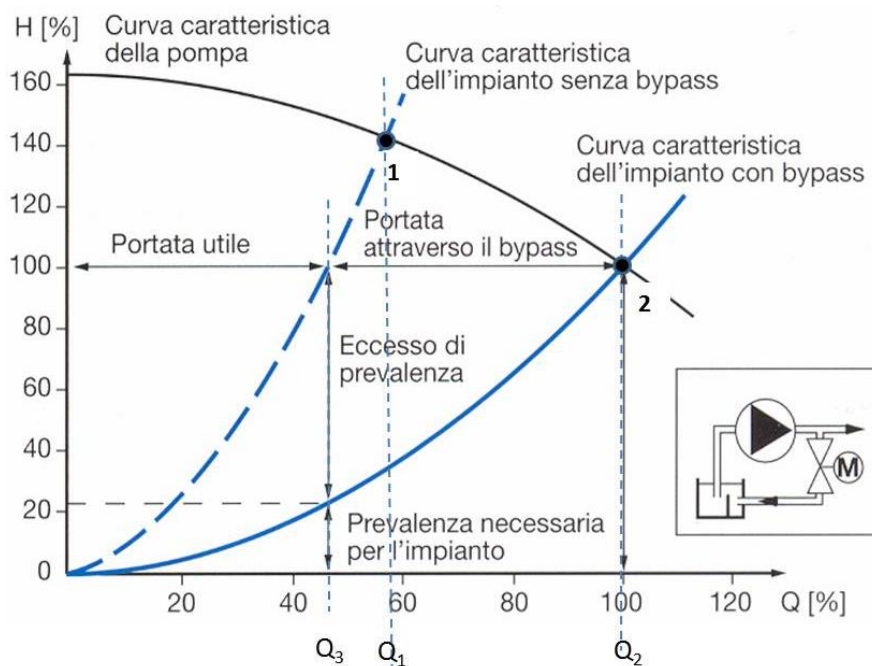


Figura 85 – Regolazione mediante by-pass

8.2 Regolazione della potenza negli scambiatori

Nell'utilizzo di uno scambiatore di calore in un processo, le prestazioni reali sono spesso leggermente diverse dalle prestazioni di progetto per varie cause, tra le quali:

- ci sono incertezze nella determinazione del coefficiente di scambio termico globale
- l'effettiva superficie di scambio non è esattamente pari a quella calcolata in sede di progetto
- il coefficiente globale di scambio si degrada nel tempo a causa dello sporco delle superfici di scambio termico

Nei casi precedenti c'è la necessità di riportare le condizioni di funzionamento dello scambiatore a quelle nominali. Inoltre il processo potrebbe richiedere allo scambiatore variazioni di carico (variazioni di potenza scambiata).

C'è quindi la necessità di ricorrere ad un sistema di regolazione che espliciti le funzioni sopra indicate. Le più diffuse soluzioni impiantistiche per la regolazione della potenza degli scambiatori agiscono sulla portata di uno dei due fluidi, secondo le modalità sotto elencate:

- regolazione di portata tramite valvola strozzatrice;
- regolazione di portata tramite pompa a velocità variabile;
- regolazione in derivazione a portata costante;
- regolazione in derivazione a temperatura d'ingresso costante.

8.2.1 Regolazione di portata tramite valvola strozzatrice

In questo tipo di regolazione (v. Figura 86) la portata viene variata tramite una valvola di regolazione a due vie. Si varia quindi l'efficienza dello scambiatore agendo sia sul rapporto C_{min}/C_{max} sia sulla variazione del coefficiente di scambio globale dovuta alla variazione di velocità di uno dei due fluidi. Questa regolazione è di tipo *dissipativo*, in quanto la valvola di regolazione introduce una perdita di carico aggiuntiva, il che comporta un aumento della potenza di pompaggio rispetto al caso in cui la stessa portata fluisca nello scambiatore senza valvola. Questo schema implica i minori costi di impianto tra tutte le soluzioni esposte, tuttavia il campo di regolazione (che dipende dalle caratteristiche della valvola e della pompa) non è in genere molto ampio. Il parametro controllato è la temperatura di uscita del fluido caldo

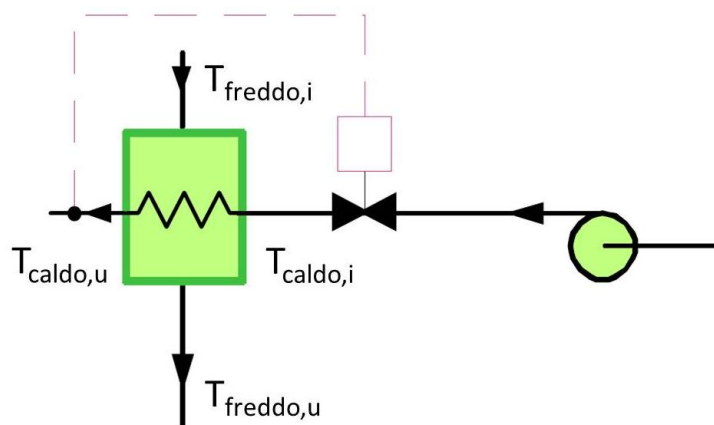


Figura 86 – Regolazione mediante valvola strozzatrice

8.2.2 Regolazione di portata tramite pompa a velocità variabile

Per ottenere lo stesso effetto del caso precedente, senza introdurre perdite di carico aggiuntive, si può ricorrere ad una pompa a velocità variabile (v. Figura 87) controllata da un inverter. I costi sono generalmente maggiori rispetto al caso precedente.

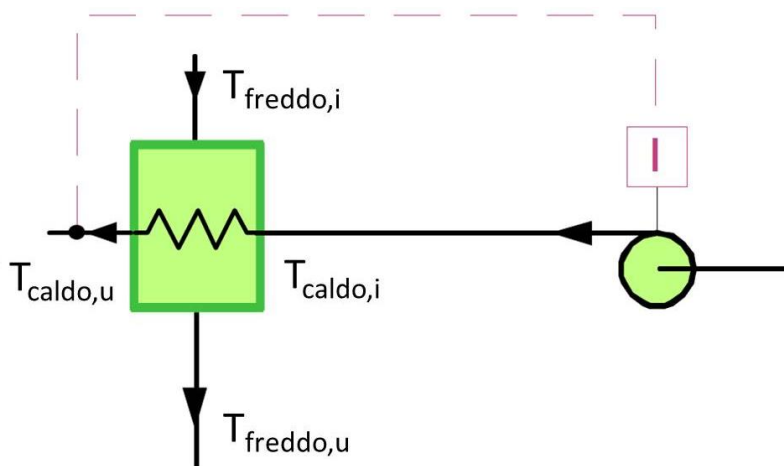


Figura 87 – Regolazione mediante pompa a velocità variabile

8.2.3 Regolazione in derivazione a portata costante

In questa soluzione (v. Figura 88) si introduce un ramo AB di derivazione (o *bypass*) del circuito, e si fa uso di una valvola *a tre vie miscelatrice*. Questa valvola miscela due portate in ingresso per ottenere un flusso in uscita il cui valore si mantiene costante. In questo modo, lo scambiatore funziona a portata costante, ma con temperatura in ingresso variabile a seconda della quantità di fluido ricircolata nel ramo AB.

la pompa viene piazzata sul ramo del circuito ove circola la portata totale (costante) per non variarne il punto di funzionamento.

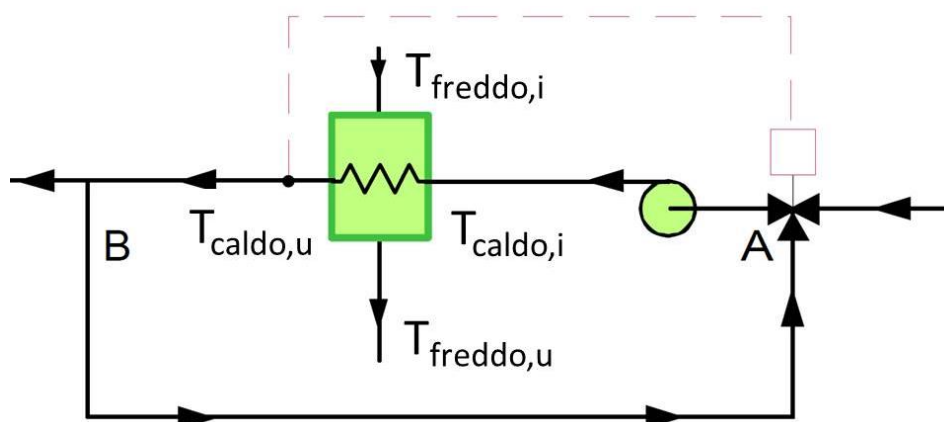


Figura 88 – Regolazione in derivazione a portata costante

8.2.4 Regolazione in derivazione a temperatura d'ingresso costante

In questa soluzione (v. Figura 89) si fa uso di una valvola *a tre vie deviatrice*: questa valvola suddivide la portata in ingresso in due flussi in uscita la cui somma si mantiene costante. In questo caso lo scambiatore funziona a portata variabile, ma con temperatura d'ingresso costante. Anche in questo caso la pompa viene piazzata sul ramo del circuito ove circola la portata totale (costante) per non variarne il punto di funzionamento.

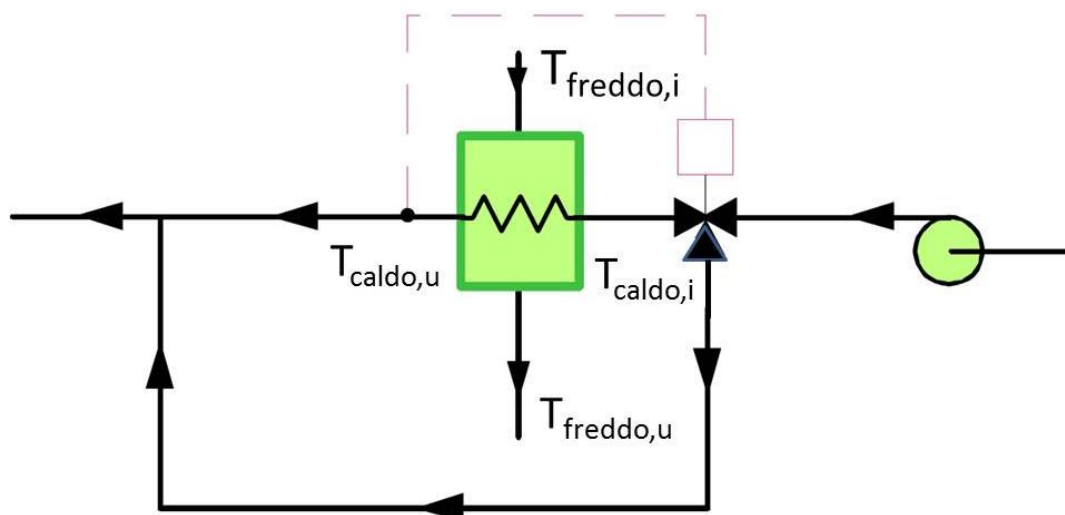


Figura 89 – Regolazione in derivazione a temperatura di ingresso costante