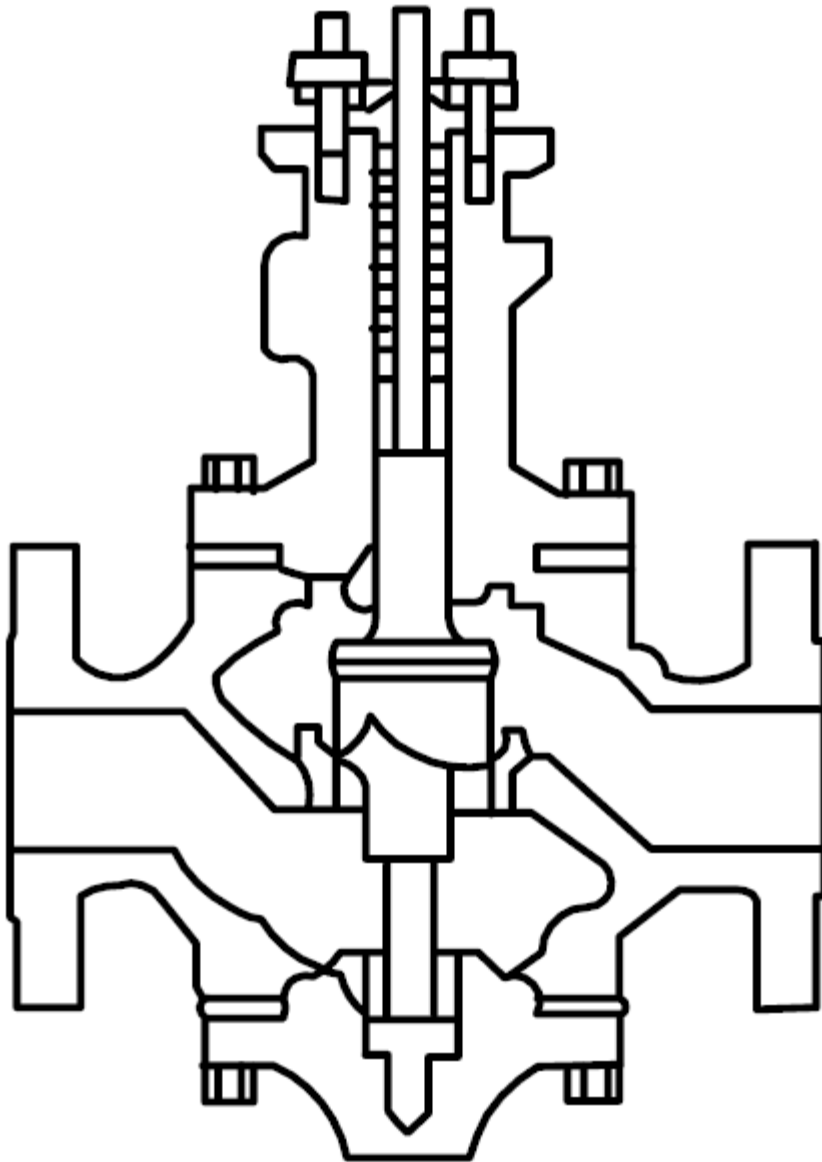


VALVOLE DI CONTROLLO

Basi teoriche e dimensionamento di processo



Sommario

1. Introduzione	2
2. Definizioni di base.....	2
2.1. Caratteristiche delle valvole	2
2.2. Il coefficiente di efflusso (Cv o Kv).....	5
2.3. Control valve authority – definizione più utilizzata.....	5
2.4. Control valve authority – definizione alternativa.....	6
2.5. Metodo rapido per determinare la caratteristica più idonea (vpdd).....	6
2.6. Rangeability	6
3. Principali tipi di valvole.....	7
3.1. Valvole a globo (“globe”).....	7
3.2. Valvole a sfera (“ball”).....	8
3.3. Valvole a farfalla (“butterfly”)	9
3.4. Valvole a saracinesca (“gate”)	10
3.5. Valvole a diaframma.....	11
3.6. Valvole a spillo (“needle”)	11
3.7. Valvole plug	12
3.8. Altri elementi: Posizionatore	13
4. Dimensionamento di processo.....	15
4.1. Determinazione delle condizioni di processo.....	15
4.2. Calcolo del Cv nelle varie condizioni attese	15
4.2.1. Calcolo del piping geometry factor Fp	20
4.2.2. Verifica della assenza di condizioni di flusso critico.....	20
4.3. Scelta del tipo di valvola	21
4.4. Selezione della valvola dal catalogo del fornitore.....	21
4.5. Verifica del calcolo.....	22
5. Esempio di calcolo	23
5.1. Esempio di calcolo: liquido non bollente.....	23
6. Alcuni riferimenti.....	30

1. Introduzione

Il presente documento vuole essere una guida introduttiva al dimensionamento delle valvole di controllo, visto con gli occhi di un ingegnere di processo. In esso sono condensate le conoscenze e le esperienze acquisite nel corso della mia attività lavorativa. Confido che questa risorsa possa costituire un valido supporto per chi si trova a navigare nel complesso mondo del dimensionamento delle valvole, offrendo un approccio pratico e mirato alle sfide specifiche che caratterizzano questo ambito.

Prima di passare alla fase di dimensionamento vera e propria (**capitolo 4**), è bene richiamare brevemente alcuni concetti base che tutti gli ingegneri chimici hanno studiato durante il loro percorso universitario.

Una valvola di controllo è un dispositivo utilizzato per regolare il flusso di un fluido (come liquidi, gas o vapori) attraverso un circuito idraulico. La sua funzione principale è quindi quella di regolare la quantità di fluido che passa attraverso di essa, al fine di mantenere la variabile di processo che si vuole controllare, come per esempio la pressione, la temperatura, o la portata entro limiti predefiniti o desiderati. Le valvole di controllo possono essere azionate manualmente o, nella maggior parte dei casi, automaticamente, attraverso opportuni segnali di regolazione inviati dal sistema di controllo.

Quando è richiesta una regolazione fine della portata di fluido che passa per la valvola stessa, la valvola viene detta propriamente di controllo, o “modulante”. Viceversa, quando è richiesto un controllo più semplice, come può essere semplicemente una azione di sola apertura o chiusura completa, la valvola di controllo è comunemente detta “on-off”.

La valvola di controllo regola il flusso attraverso di essa aumentando o riducendo l’area di passaggio del fluido agendo su di un particolare elemento interno detto organo di regolazione o otturatore. Per fare ciò, la valvola è dotata di un elemento detto attuatore. Quest’ultimo può essere ad azionamento pneumatico, idraulico o elettrico e consente lo spostamento dell’organo di regolazione. Per assicurare una corretta posizione di apertura dell’organo regolatore, è tipico utilizzare un posizionatore. Questo elemento si occupa infatti di correggere il segnale che arriva dal sistema di controllo allo scopo di mantenere la parziale apertura o chiusura della valvola al valore corretto.

2. Definizioni di base

Di seguito si riportano brevemente alcune definizioni, sicuramente già note al processista, ma utili come ripasso e fondamentali per avere una maggiore comprensione dei paragrafi che seguono.

2.1. Caratteristiche delle valvole

La relazione che descrive la variazione dell’area di passaggio del fluido nella valvola, in funzione della posizione dello stelo della stessa, è definita come la “caratteristica” della valvola. Nel caso la perdita di carico tra la valvola di controllo si possa assumere costante in qualunque condizione, tale relazione esprime direttamente la variazione di portata in funzione della posizione dello stelo; in questo caso si parla di caratteristica intrinseca della valvola. La caratteristica intrinseca lungo tutto il range di apertura della valvola costituisce la serie di valori che un fornitore riporta nel proprio catalogo ed è appunto generata assumendo sempre costante la perdita di carico attraverso la valvola al variare dell’apertura (valve travel).

In condizioni reali, è molto difficile che la perdita di carico attraverso la valvola possa considerarsi sempre costante. La perdita di carico tenderà a variare a causa di effetti sia interni che esterni alla valvola stessa, quali, per esempio, la variazione della prevalenza data da una pompa centrifuga al variare della portata di fluido pompata. Di conseguenza, la relazione che collega la variazione di portata alla posizione di apertura della valvola dipende, nei contesti reali, dalle caratteristiche dell'intero circuito idraulico, di cui la valvola è solo una componente, ed è definita come la caratteristica installata della valvola.

Ogni tipologia di valvola ha una caratteristica intrinseca che la contraddistingue. I tipi di caratteristica più comuni sono i seguenti:

- Equi percentuale
- Lineare
- Ad apertura rapida
- Parabolica

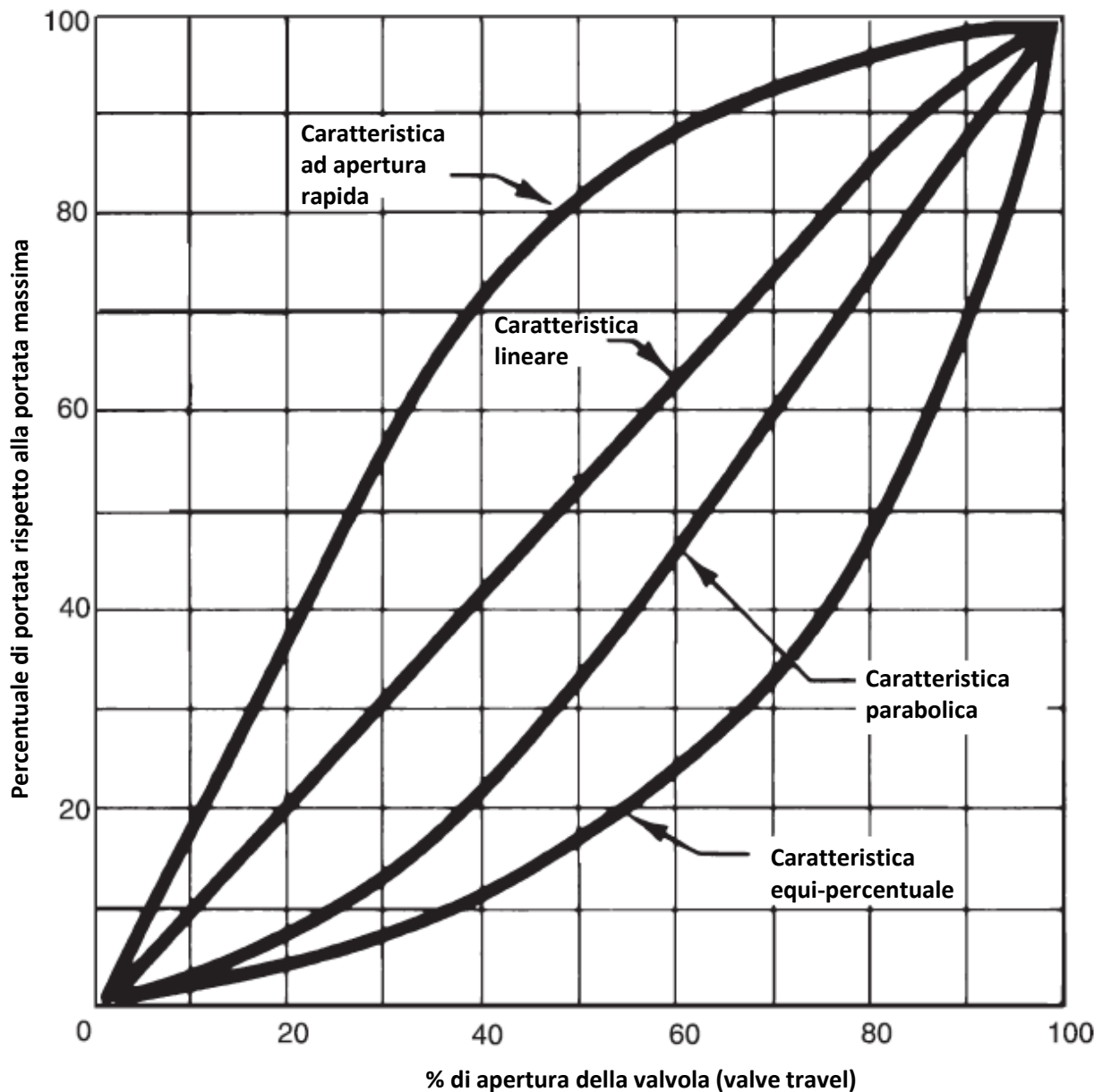


Figura 1: Principali caratteristiche delle valvole di controllo

Nelle valvole con caratteristica equi percentuale, ad uguali incrementi della corsa della valvola, corrispondono uguali incrementi, in termini percentuali, della portata di fluido che passa, riferita alla portata che passa prima del cambio. Quando tale portata è bassa, segno che la valvola è quasi chiusa, il cambio in termini di portata sarà modesto, viceversa, con una portata di passaggio già alta, il cambio di apertura causerà un notevole incremento di portata.

Le valvole con caratteristica equi percentuale sono utilizzate principalmente per regolazioni di portata, o quando gran parte delle perdite di carico è assorbita dal circuito idraulico stesso. Questo scenario si verifica quando la "valve authority" è molto bassa. Non è quindi raro trovare valvole a caratteristica equi-percentuale in uso anche per controllo di portata a valle di una pompa centrifuga. Infatti, quando la valve authority è bassa e la caratteristica della valvola equi percentuale, la caratteristica installata (valvola + circuito idraulico) tende ad assumere un andamento quasi lineare nel range di apertura della valvola 20-80%.

Una valvola con caratteristica lineare si contraddistingue per la presenza di una relazione lineare tra la corsa della valvola e l'incremento di portata, come suggerisce il suo nome. Questo tipo di valvole è spesso impiegato per il controllo del livello, in alcune circostanze specifiche come il controllo di temperatura ottenuto variando la portata di un fluido riscaldante che condensa (tipicamente vapore acqueo, un controllo lineare risulta preferibile in virtù del fatto che la il deltaP a monte e valle della valvola si mantiene pressochè costante) o quando la maggior parte delle perdite di carico del circuito è assorbita dalla stessa valvola (alta valve authority).

È evidente infatti che in circuiti composti da pochi raccordi, curve e una lunghezza limitata della tubazione, la caratteristica installata della valvola tende a avvicinarsi sempre di più alla sua caratteristica intrinseca. Ciò è immediatamente riscontrabile osservando la figura seguente, che mostra, solo a titolo di esempio, come varia la caratteristica installata diminuendo il "peso" attribuito alle perdite di carico complessive dovute alla tubazione (ossia, come si vedrà a breve, aumentando la valve authority della valvola), la cui caratteristica intrinseca è di tipo equipercentuale.

Benché sia un esempio, risulta chiaro che all'aumentare della percentuale di perdite di carico "assorbite" dalla valvola, la caratteristica installata si avvicina sempre di più a quella intrinseca della valvola stessa.

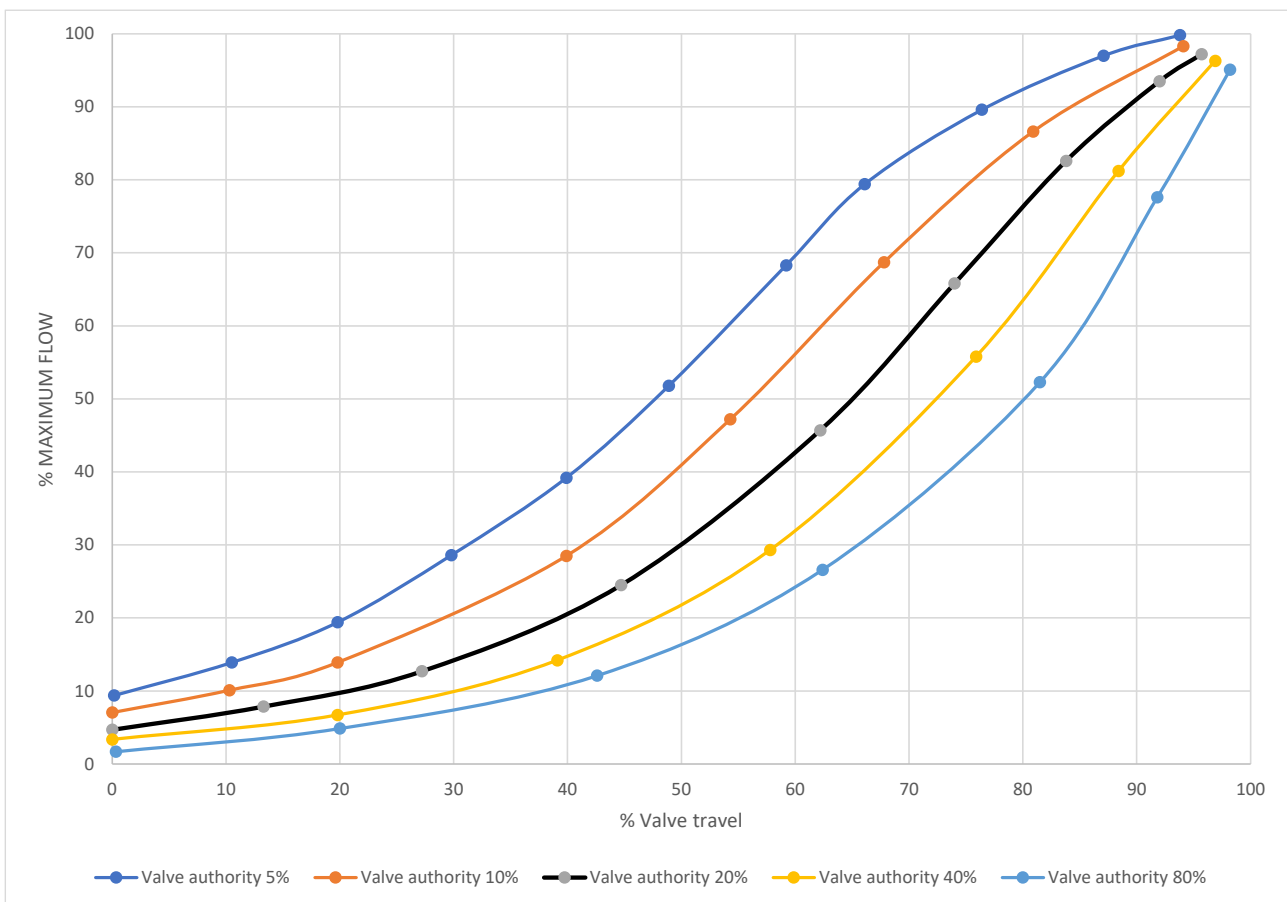


Figura 2: Variazione della portata in funzione dell'apertura della valvola, al variare della valve authority di una valvola equipercentuale

Una valvola con caratteristica ad apertura rapida fornisce un rapido incremento di portata quando la corsa della valvola è bassa (valvola quasi chiusa), con una crescita che si mantiene lineare fino a circa il 40% di apertura. Successivi incrementi della corsa riducono progressivamente l'incremento di portata che si ottiene, al punto che quando la valvola è quasi completamente aperta (corsa della valvola superiore a 80%), l'incremento di portata che si ottiene è quasi nullo. Valvole di questo tipo sono utilizzate principalmente per servizi on-off.

Valvole con caratteristica parabolica hanno prestazioni a metà tra quelle a caratteristica equipercentuale e quelle a caratteristica lineare, tramite un otturatore sagomato opportunamente.

2.2. Il coefficiente di efflusso (Cv o Kv)

Il coefficiente di efflusso di una valvola è un parametro che esprime la capacità di flusso di una valvola in termini di portata di fluido che può passare attraverso di essa per unità di tempo, assegnata una data differenza di pressione tra l'ingresso e l'uscita della valvola.

Il coefficiente di efflusso è spesso indicato come Cv o Kv.

Il **Cv** di una valvola è definito come la portata di acqua espressa in gpm, a 60°F, che passa attraverso una valvola con una perdita di carico pari a 1 psi.

Il **Kv** di una valvola è invece definita come la portata di acqua espressa in m³/h, ad una temperatura compresa tra 5 e 40°C, che passa attraverso una valvola con una perdita di carico pari ad 1 bar.

Nel seguito di questo testo, in particolare nelle relazioni che lo richiamano, si farà riferimento al Cv, di gran lunga più utilizzato. È in ogni caso immediato passare da Cv a Kv utilizzando la relazione diretta **Kv= 0.856 Cv**.

Il calcolo del coefficiente di efflusso nelle varie condizioni operative (portata minima, normale e massima, per differenti pressioni) è uno degli aspetti principali da considerare per il dimensionamento della valvola.

2.3. Control valve authority – definizione più utilizzata

Si definisce come "valve authority", la correlazione tra le perdite di carico che avvengono tramite la valvola di controllo, e quelle dovute al circuito idraulico (perdite di carico dinamiche più concentrate). In genere, è consuetudine esprimere tale correlazione come il rapporto tra la perdita di carico attraverso la valvola in condizioni di design, e la perdita di carico totale del circuito (perdite di carico dinamiche più concentrate), comprendente quindi anche quella della valvola stessa. Il valore risultante è sempre compreso tra 0 e 1 (0-100%). Maggiore è tale valore, migliore sarà la capacità di controllo della valvola, in quanto la valvola avrà maggiore "autorità" sulle perdite di carico complessive del circuito. Di contro, maggiori saranno le perdite di carico del circuito.

È importante evidenziare che il calcolo della authority viene sempre fatto considerando le perdite di carico del circuito senza le differenze di quota (la static head non va considerata nel calcolo). La relazione di calcolo è quindi la seguente:

$$Valve\ authority = \frac{\Delta P_{valvola}}{\Delta P_{valvola} + \Delta P_{friction, circuito}}$$

Verificare il valore di valve authority è molto importante per dimensionare una valvola di controllo. Mentre ogni società di ingegneria può adottare criteri interni specifici, in generale, si ritiene che la "valve authority" debba essere superiore al 0.2 (20%) nelle condizioni di progetto, con valori tipici compresi tra il 20% e il 40%. Valori inferiori al 20% solitamente non garantiscono un controllo efficace, in quanto per grandi variazioni la valvola non è in grado di compensare a dovere (il suo contributo pesa troppo poco rispetto al totale delle

perdite del circuito), mentre valori troppo elevati possono essere antieconomici. Naturalmente, ci sono eccezioni a questa regola.

Per quanto riguarda il tipo di valvola da utilizzare, come descritto precedentemente, valvole a caratteristica lineare sono di solito preferite quando l'autorità della valvola richiesta è alta (superiore a 50%) o quando a fronte dei calcoli, il circuito mostra già una caratteristica lineare (nella maggior parte dei casi costituiti da tubazioni corte e con poche curve o fittings), mentre le valvole equi-percentuali tendono ad essere preferite per valori bassi di authority. Esiste inoltre un metodo rapido per la scelta, illustrato poco più avanti (paragrafo 2.5)

2.4. Control valve authority – definizione alternativa

La definizione di "valve authority" illustrata nel paragrafo precedente non è l'unica in uso. Alcune società di ingegneria preferiscono un'interpretazione alternativa, sebbene i risultati siano comunque molto simili. In questa prospettiva, la "valve authority" è definita come il rapporto tra le perdite di carico attraverso la valvola e le perdite di carico complessive del circuito, senza includere il contributo specifico delle perdite di carico causate dalla valvola nel denominatore. Altre ancora preferiscono la prima definizione per casi generali, e adottano la seconda definizione in contesti specifici, come ad esempio durante il dimensionamento di una valvola di controllo in mandata da una pompa centrifuga.

Quanto descritto nel paragrafo precedente è quindi ancora valido, ma sarà differente il valore numerico ottenuto, necessariamente più grande. Anche i range accettabili sono quindi diversi.

2.5. Metodo rapido per determinare la caratteristica più idonea (vpdd)

Alla luce delle considerazioni esposte nei paragrafi precedenti, è possibile formulare il seguente metodo rapido per ottenere un'indicazione sulla caratteristica intrinseca più adatta per un particolare processo. Esso considera il rapporto tra le perdite di carico dovute alla valvola calcolate in condizioni di massima portata, e le perdite di carico sempre dovute alla valvola in condizioni di minima portata:

$$vpdd \text{ (valve pressure drop decay)} = \frac{\Delta P_{valvola, max flow}}{\Delta P_{valvola, min flow}}$$

Nel caso in cui:

- Tale rapporto sia compreso tra 0.6 e 1, risulterà preferibile optare per una valvola con caratteristica lineare.
- Il rapporto si collochi tra 0.4 e 0.6, sarà consigliabile scegliere una valvola con caratteristica mista (parabolica).
- Il rapporto si attesti tra 0.2 e 0.4, sarà preferibile una valvola con caratteristica equipercentuale.

Infine, nel caso in cui il rapporto sia inferiore a 0.2, la valvola potrebbe non essere in grado di controllare in modo adeguato (il contributo della valvola risulta eccessivamente basso rispetto al circuito).

2.6. Rangeability

A seconda del tipo di otturatore utilizzato, la valvola ha un intervallo specifico di apertura noto come "rangeability" o capacità di regolazione. Questa "rangeability" è definita come il rapporto tra il valore minimo di apertura che consente una regolazione soddisfacente e il suo massimo, corrispondente quindi al rapporto tra i valori di Cv nei due casi. I limiti tipici di "rangeability" sono riportati nella seguente tabella, differenziati in base al tipo di valvola utilizzata.

Tipo di valvola di controllo	Rangeability limite
Globo	8 (alcuni fornitori suggeriscono anche 10)
Butterfly	6
Ball valve	15
Tre vie	10
Angolo	8
Diaframma	8 (alcuni fornitori suggeriscono 10)

È importante evidenziare che la rangeability mostrata in tabella è un valore teorico. Nella realtà questo valore è inferiore poiché limitato da alcuni fattori:

- Le valvole di regolazione sono tipicamente specificate per poter operare al 80-85% della massima capacità della valvola (massima apertura consentita), in quanto la valvola deve poter avere del margine per poter regolare il flusso.
- Il dimensionamento di processo della valvola raramente coincide con la valvola effettivamente selezionata dal fornitore. Tipicamente, il Cv massimo della valvola selezionata è maggiore di quello calcolato, per questo motivo la rangeability effettiva della valvola si riduce.
- Nel tempo la rangeability della valvola si riduce a causa di fenomeni di erosione e corrosione.

Quando è richiesto un controllo fine con una rangeability superiore a 10, è opportuno valutare la possibilità di utilizzare due valvole in parallelo, dimensionate per portate differenti, e con una valvola molto più piccola dell'altra, in grado di poter operare a basse portate, mentre la valvola più grande opera per portate più grandi. Questa configurazione permette di raggiungere una "rangeability" effettiva più elevata e di garantire un controllo più preciso del flusso.

3. Principali tipi di valvole

Selezionare la valvola appropriata per ciascuna applicazione coinvolge numerosi fattori: dalla forma della valvola, al tipo di attuatore, al rumore generato, finanche considerazioni economiche. Di seguito si passano in rassegna le tipologie più utilizzate elencando i principali vantaggi e svantaggi.

3.1. Valvole a globo ("globe")

Le valvole a globo sono il tipo di valvola ampiamente più utilizzato negli impianti chimici quando una regolazione precisa è l'obiettivo principale. Il loro nome deriva dal fatto che, originariamente, l'elemento di regolazione era contenuto in un corpo dalla forma di un globo. Anche se spesso la forma del corpo non è più quella di un globo, il nome è rimasto.

L'elemento di regolazione ha generalmente la forma di un disco o semi disco. Lo stelo della valvola muove il disco in alto o in basso a seconda del grado di apertura che si vuole ottenere; Questa configurazione, accoppiata con la particolare forma del setto su cui il disco si muove, consente alle valvole a globo di offrire un controllo molto preciso, soprattutto quando sono configurate come valvole a doppio seggio. Tuttavia, si accompagnano a perdite di carico generalmente superiori rispetto ad altri tipi di valvole, e il coefficiente di efflusso (Cv) è inferiore rispetto ad altre tipologie.

Le valvole a globo hanno una caratteristica intrinseca lineare o equi percentuale.

Vantaggi

- Controllo molto preciso, in particolare le valvole a doppio seggio

Svantaggi

- Alte perdite di carico
- Basso coefficiente di efflusso
- Relativamente costose

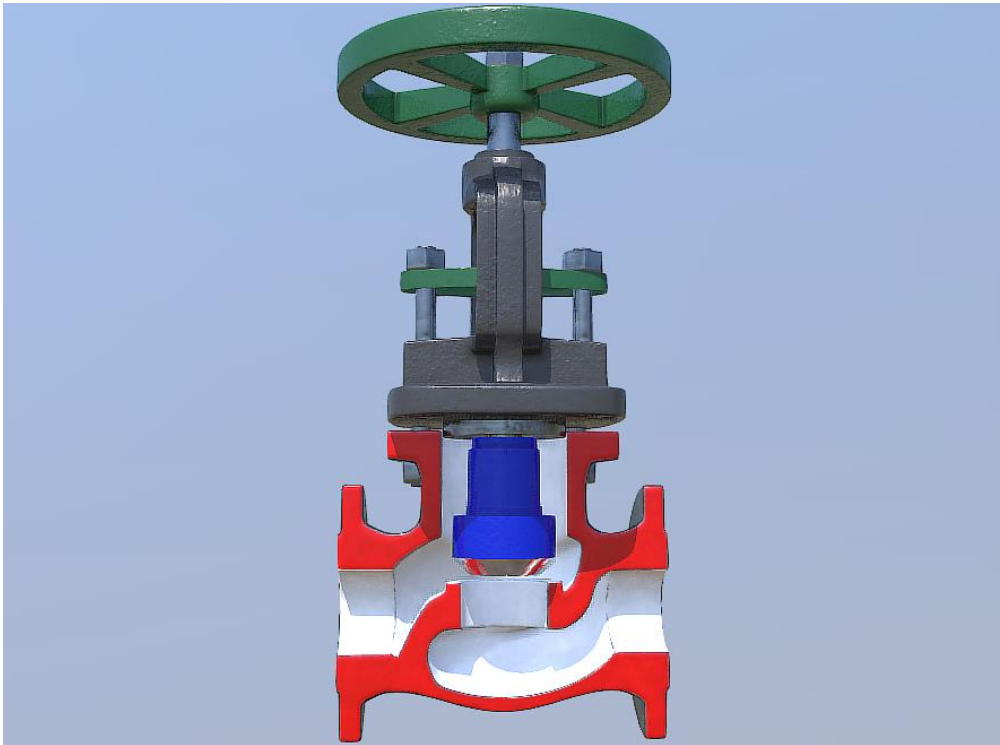


Figura 3: Esempio di spaccato di una valvola a globo

3.2. Valvole a sfera (“ball”)

Le valvole a sfera sono valvola ad apertura rapida e prendono il loro nome dal fatto che l'organo regolatore è una sfera perforata che viene ruotata in una posizione di apertura o chiusura. Questo tipo di valvola offre resistenza minima al flusso quando completamente aperta, rendendola ideale per applicazioni di intercettazione e on-off.

Tuttavia, a causa della loro caratteristica intrinseca fortemente non lineare, le valvole a sfera non sono consigliate per l'uso come valvole modulanti. Le regolazioni minime nell'angolo di apertura hanno un impatto significativo sulla variazione di portata, rendendo difficile ottenere una regolazione precisa del flusso.

Vantaggi

- Molto economiche fino a 3-4 pollici di diametro
- A piena apertura garantiscono minime perdite di carico ed elevata portata di passaggio del fluido
- Ottimali quando si tratta di garantire chiusura perfetta (“tight shut off”)

Svantaggi

- Non adatte per regolazione

- Non adatte per fluidi sporcanti o contenenti solidi
- Quando non completamente aperta, può dare origine a fenomeni di cavitazione

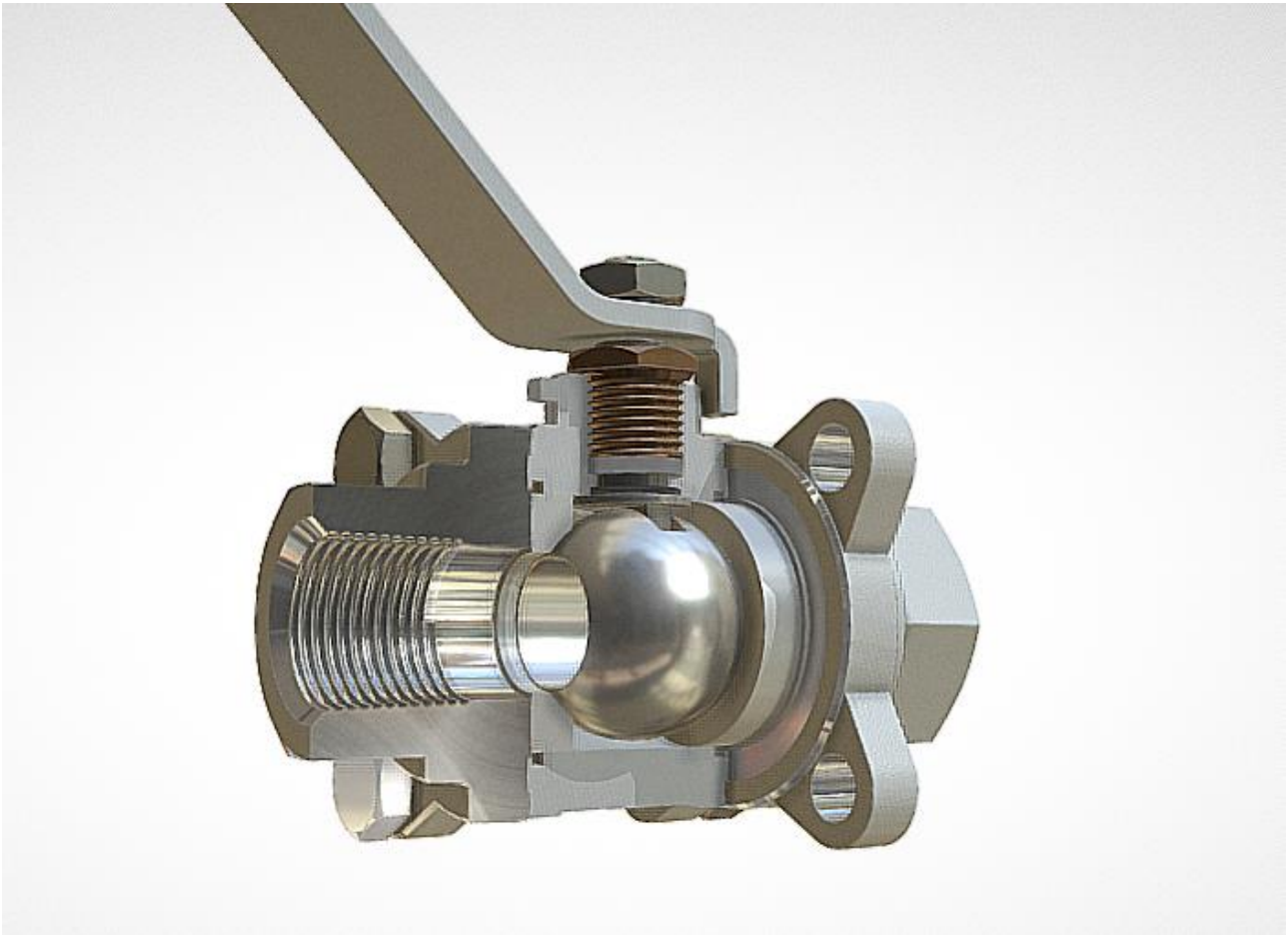


Figura 4: Esempio di spaccato di una valvola a sfera

3.3. Valvole a farfalla (“butterfly”)

La valvola a farfalla è una valvola in cui l'otturatore è un disco che ruota attorno ad un asse perpendicolare a quello del tubo. Come le valvole a sfera, sono caratterizzate da una bassa resistenza al passaggio del fluido. Le valvole a farfalla sono utilizzate sia per intercettazione che per regolazione, principalmente quando le dimensioni della linea rendono poco convenienti economicamente l'uso di altre tipologie (diametri pari o superiori a 4-6’’).

Le valvole a farfalla sono spesso utilizzate quando si ha a che fare con fluidi puliti o sistemi che usano per acqua di torre, sistemi di condizionamento dell'aria e in condotte da grande diametro.

Vantaggi

- Più economiche di altre tipologie oltre i 4-6’’ di diametro
- Possono essere utilizzate sia per intercettazione che per regolazione
- Basse perdite di carico

Svantaggi

- Generalmente non adatte per garantire tenuta ermetica



Figura 5: Esempio di valvola a farfalla

3.4. Valvole a saracinesca (“gate”)

Una valvola a saracinesca è una valvola il cui otturatore ha la forma di una saracinesca o di un coltello. Per la particolare forma dell’otturatore, non consentono la regolazione fine e per questo motivo sono utilizzate principalmente come valvole di intercetto o on-off e per usi non frequenti, in particolare su linee vapore. Risultano inoltre particolarmente adatte quando si ha a che fare con fluidi abrasivi, contenenti solidi o quando è richiesta tenuta ermetica.

Vantaggi

- Possibilità di tenuta ermetica
- Basse perdite di carico

Svantaggi

- Non adatte per la regolazione



Figura 6: Esempio di gate valve

3.5. Valvole a diaframma

Le valvole a diaframma utilizzano una membrana flessibile, nota come diaframma, come otturatore. Il diaframma può essere sollevato o abbassato per regolare la portata del fluido. Queste valvole sono impiegate in presenza di fluidi contenenti solidi o particelle, o quando è necessaria una tenuta ermetica per evitare fughe di liquido.

Sebbene siano poco utilizzate nel settore Oil & Gas, sono diffuse negli impianti chimici in cui si lavora con slurry e fluidi altamente corrosivi o pericolosi per la salute, come gli acidi. Vantaggi

- Possibilità di tenuta ermetica
- Basse perdite di carico
- Possibilità di essere utilizzate per regolazione

Svantaggi

- Relativamente costose
- Il diaframma può andare incontro a rotture o usura
- Limitate a pressioni e temperature più basse rispetto ad altre tipologie

3.6. Valvole a spillo (“needle”)

La valvola a spillo, comunemente nota come "valvola a ago", è un tipo di valvola progettata per il preciso controllo del flusso di liquidi o gas. Il nome deriva dalla sua caratteristica forma a spillo, che presenta un cono affilato o un pistone all'estremità di un'asta. Questo tipo di valvola è particolarmente adatto per applicazioni che richiedono un controllo accurato del flusso, come nei laboratori, in specifici settori dell'industria chimica, nelle applicazioni mediche e nei sistemi di analisi dei gas.

Di contro, sono suscettibili ad otturazione con fluidi contenenti particelle solide, hanno perdite di carico più elevate di altre tipologie e sono limitate a basse portate.

Il funzionamento di una valvola a spillo è relativamente semplice: ruotando l'attuatore o sollevando il gambo, l'estremità a spillo si solleva dal passaggio del fluido, aprendo la valvola e consentendo al fluido di fluire attraverso il cono o il pistone. Viceversa, ruotando o abbassando l'attuatore o il gambo, il cono o il pistone si abbassa, chiudendo gradualmente la valvola e riducendo il flusso del fluido.

Vantaggi

- Possibilità di regolazione fine

Svantaggi

- Relativamente costose
- Non adatte per fluidi contenenti solidi
- Limitate a basse portate rispetto ad altre tipologie di valvole

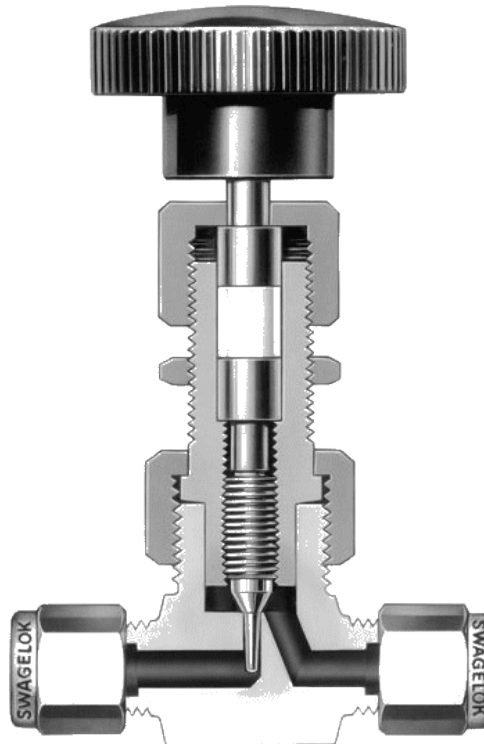


Figura 7: Sezione di valvola a spillo

3.7. Valvole plug

Le valvole plug sono delle particolari tipi di valvole al cui interno è presente un corpo conico o cilindrico che viene fatto ruotare per regolare il flusso. L'otturatore in questa tipologia di valvole ha una o più cavità che scorrono lungo di esso permettendo al fluido di scorrervi attraverso quando la valvola è aperta. Sono caratterizzate da una mediocre capacità di regolazione del flusso, ma comunque superiore alle valvole di tipo ball, e trovano impiego in numerosi ambiti, in particolare sono ampiamente utilizzate per liquidi contenenti solidi.

Vantaggi

- Adatte per liquidi contenenti solidi

- Adatte per liquidi aggressivi o corrosivi

Svantaggi

- Più costose di altri tipi di valvole quali per esempio le ball
- Necessitano di attuatori di forza maggiore a causa del maggior attrito sviluppato

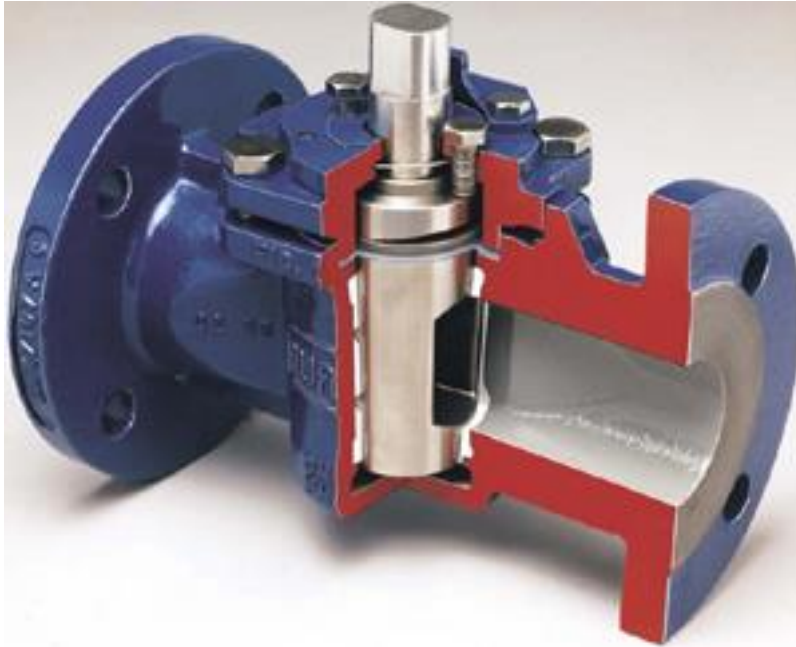


Figura 8: Spaccato di valvola plug

3.8. Altri elementi: Posizionatore

Nella descrizione che si è fatta fino ad ora, si è implicitamente supposto che una valvola di controllo risponda sempre ad una variazione con una analoga correzione. In realtà, vi sono diversi fattori che fanno sì che la valvola non si comporti in modo così ideale. Ad esempio, l'attrito generato durante il movimento dello stelo della valvola causa fenomeni di isteresi che falsano di una misura compresa tra il 2 e il 5% la capacità di regolazione della valvola. Questo significa che, se assumiamo che il segnale di controllo tipico per la valvola sia pneumatico, con un valore compreso tra 3 e 15 psig, il solo errore dovuto all'attrito può raggiungere 0.5 psi.

Un altro fenomeno che riduce la capacità di regolazione della valvola è rappresentato dalle forze generate dal fluido in movimento dentro la valvola, che contrastano l'azione di apertura o chiusura della valvola stessa. Alcuni tipi di valvole, come per esempio le valvole a farfalla, ne sono particolarmente affette.

Per risolvere questi problemi, sono stati ideati i posizionatori. La funzione di un posizionatore è in linea teorica piuttosto semplice: il dispositivo fa sì che la valvola risponda proporzionalmente al segnale di controllo ricevuto, annullando gli effetti di isteresi o di contrasto al movimento descritti in precedenza inviando la quantità corretta di aria in pressione all'attuatore.

Tutte le valvole di controllo moderne sono dotate di posizionatore.

Esistono essenzialmente tre tipi di configurazioni possibili:

- Posizionatore pneumatico. Un segnale pneumatico (3-15 psig) è inviato al posizionatore, che lo traduce nella corretta quantità di aria da inviare alla valvola per ottenere l'apertura desiderata.
- Analogico I/P. Il posizionatore si comporta come quello pneumatico, ma riceve un segnale analogico elettrico (4-20 mA) che viene convertito in pneumatico.
- Digitale. Il posizionatore si comporta come il tipo analogico I/P, ma riceve un segnale digitale invece che analogico. In questo caso, il segnale viaggia attraverso determinati protocolli di rete, i più comuni dei quali sono il protocollo HART e il FieldBus, e il segnale è gestito attraverso un microprocessore dedicato.



Figura 9: Un posizionatore digitale su valvola di controllo

4. Dimensionamento di processo

Quasi tutte le società di ingegneria hanno sviluppato dei criteri interni per il dimensionamento di una valvola di controllo, in funzione del settore in cui operano.

Per un dimensionamento preliminare, si possono seguire generalmente i seguenti passi:

1. Determinazione delle condizioni di processo
2. Calcolo del Cv nelle varie condizioni di processo
3. Verifica dell'assenza di condizioni di flusso critico
4. Scelta della caratteristica della valvola
5. Selezione della valvola da catalogo fornitore
6. Verifica finale della corretta selezione o iterazione del metodo

4.1. Determinazione delle condizioni di processo

Questo passo riveste una cruciale importanza, poiché il processista deve considerare attentamente le condizioni operative. Le relazioni di calcolo del coefficiente di efflusso (Cv) e, di conseguenza, il dimensionamento della valvola, variano in base allo stato e al tipo di fluido. È fondamentale tenere conto di diverse variabili, come la fase del fluido (liquida, vapore), la presenza di fasi miste o liquidi flashanti e possibili miscele di fluidi particolari.

Iniziare il dimensionamento di una valvola su un liquido bollente senza considerare, ad esempio, la parziale vaporizzazione dello stesso causata dalle perdite di carico della valvola può portare a gravi problemi. Pertanto, è essenziale avere una chiara comprensione delle condizioni del fluido prima e dopo il passaggio attraverso la valvola.

Occorre inoltre verificare, durante i calcoli nei passi che seguono, se possono sussistere problemi di cavitazione con condizioni di flusso critico.

Tra le condizioni di processo da determinare, rientra ovviamente anche il calcolo delle pressioni del circuito, di cui la valvola di controllo fa parte. Occorre quindi determinare le pressioni attese prima, ma anche dopo la valvola di controllo e calcolare le cadute di pressione lungo l'intero circuito idraulico.

Il calcolo è diverso se nel circuito considerato è presente o meno una macchina, come per esempio una pompa o un compressore.

Descrivere in dettaglio il calcolo delle perdite di carico di un circuito idraulico va oltre lo scopo di questo documento. A fine capitolo, ho aggiunto tuttavia un esempio che illustra come effettuare il dimensionamento di una valvola di controllo, effettuando anche una stima delle perdite di carico attese del circuito.

4.2. Calcolo del Cv nelle varie condizioni attese

Dopo aver definito le condizioni di processo e stimato le perdite di carico nel circuito, si può passare a stimare il Cv della valvola. Come anticipato, esistono diverse formule per il calcolo del coefficiente di efflusso. Di seguito si riportano i metodi di calcolo più comuni per vari casi. Queste formule sono riportate in vari manuali quali per esempio il Control Valve Handbook.

1. Liquido monofase

$$C_V = \frac{q}{N_1 F_p} \sqrt{\frac{G_f}{p_1 - p_2}} \quad \text{oppure} \quad C_V = \frac{W}{N_6 F_p \sqrt{\gamma_1 (p_1 - p_2)}}$$

Dove

q = portata volumetrica (gpm o m³/h)

w = portata massica (lb/h o kg/h)

p1 = pressione assoluta all'ingresso della valvola (psia o kPa)

p2 = pressione assoluta dopo la valvola (psia o kPa)

Gf = specific gravity del fluido rispetto all'acqua (rapporto delle densità del fluido con quella dell'acqua a 60°F)

γ₁ = peso specifico del fluido all'ingresso della valvola (lb/ft³ o kg/m³)

N1 = 1 se si usano unità imperiali, 0.0865 se si usano unità metriche

N6 = 63.3 se si usano unità imperiali, 2.73 se si usano unità metriche

Fp = piping geometry factor, per calcoli preliminari o se non vi sono riduzioni, è assumibile pari a 1.

2. Gas/vapore monofase

Le seguenti relazioni per il calcolo del Cv sono tra loro equivalenti:

$$C_V = \frac{w}{N_6 F_p Y \sqrt{X \gamma_1 P_1}}$$

$$C_V = \frac{q}{N_7 F_p P_1 Y} \sqrt{\frac{G_G T Z}{X}}$$

$$C_V = \frac{w}{N_8 F_p P_1 Y} \sqrt{\frac{T Z}{X M}}$$

$$C_V = \frac{q}{N_9 F_p P_1 Y} \sqrt{\frac{M T Z}{X}}$$

$$\text{Con } x = \frac{p_1 - p_2}{p_1}$$

E $Y = 1 - \frac{x}{2.142 k X_C}$, fattore di espansione del gas.

E dove

q = portata volumetrica (scfh o m³/h)

w = portata massica (lb/h o kg/h)

p1 = pressione assoluta all'ingresso della valvola (psia o kPa)

p_2 = pressione assoluta dopo la valvola (psia o kPa)

G_g = gas specific gravity (rapporto della densità del fluido rispetto a quella dell'aria entrambi calcolate in condizioni standard, pari anche al rapporto tra i pesi molecolari del gas e dell'aria)

γ_1 = peso specifico del fluido all'ingresso della valvola (lb/ft³ o kg/m³)

N_6 = 63.3 se si usano unità imperiali, 2.73 se si usano unità metriche

N_7 = 1360 se si usano unità imperiali, 4.17 se si usano unità metriche

N_8 = 19.3 se si usano unità imperiali, 0.948 se si usano unità metriche

N_9 = 7320 se si usano unità imperiali, 22.5 se si usano unità metriche

F_p = piping geometry factor, per calcoli preliminari o se non vi sono riduzioni, è assumibile pari a 1.

T = Temperatura assoluta del gas, espressa in Rankine se si usano unità imperiali, Kelvin se si usano unità metriche

Z = fattore di compressibilità, per calcoli preliminari e a bassa pressione si può assumere pari a 1.

M = peso molecolare del fluido

k = C_p/C_v , rapporto tra i pesi specifici del gas

X_c = Critical pressure drop factor, determinato sperimentalmente a seconda del tipo di valvola utilizzato, la sua caratteristica, e la dimensione.

Nella tabella 1 che segue alla fine di questo paragrafo ho inserito dei valori di X_c che è possibile utilizzare per ottenere una stima preliminare del dimensionamento a partire dalla dimensione in pollici attesa per la valvola.

Faccio presente che tale tabella è il risultato sperimentale di valori mediati da vari fornitori di valvole di diverso tipo, e come tale, valida solo per una stima preliminare. Una volta ottenuto un design preliminare, occorre sempre effettuare un passaggio con il fornitore per la conferma del design.

Valve size (inch)	Globe				Ball (full bore)		Butterfly	
	Equal percentage		Linear		Typical Cv (100% opening)	Xc	Typical Cv (90° opening)	Xc
	Typical Cv (100% opening)	Xc	Typical Cv (100% opening)	Xc				
1	10	0.7	25	0.7	35	0.4	-	-
1.5	30	0.7	40	0.7	80	0.3	-	-
2	60	0.7	90	0.7	130	0.4	80	0.44
3	130	0.7	175	0.7	320	0.3	250	0.4
4	200	0.7	250	0.75	600	0.22	500	0.3
6	400	0.7	450	0.75	1100	0.2	1250	0.3
8	800	0.7	850	0.75	1800	0.2	2150	0.2
10	-	-	1200	0.75	3000	0.2	3600	0.2
12	-	-	1500	0.75	-	-	5400	0.2
16	-	-	-	-	-	-	8600	0.2

Tabella 1: Cv e Xc per alcune tipologie di valvole

3. Liquido flashante

Le seguenti relazioni per il calcolo del Cv sono tra loro equivalenti:

$$C_V = \frac{w}{N_6 F_L \sqrt{(P_1 - F_F P_V) \gamma}}$$

$$C_V = \frac{q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{G_F}{\sqrt{(P_1 - F_F P_V)}}}$$

Dove

q = portata volumetrica (gpm o m^3/h)

w = portata massica (lb/h o kg/h)

p_1 = pressione assoluta all'ingresso della valvola (psia o kPa)

G_F = liquid specific gravity (rapporto della densità del liquido rispetto a quella dell'acqua, quest'ultima calcolata a 60°F)

γ_1 = peso specifico del fluido all'ingresso della valvola (lb/ft³ o kg/m³)

F_F = Liquid critical pressure ratio, determinabile dal grafico di figura 10 che segue

P_V = Tensione di vapore del liquido alle condizioni considerate (psia o kPa)

N_1 = 1 se si usano unità imperiali, 0.0865 se si usano unità metriche

N_6 = 63.3 se si usano unità imperiali, 2.73 se si usano unità metriche

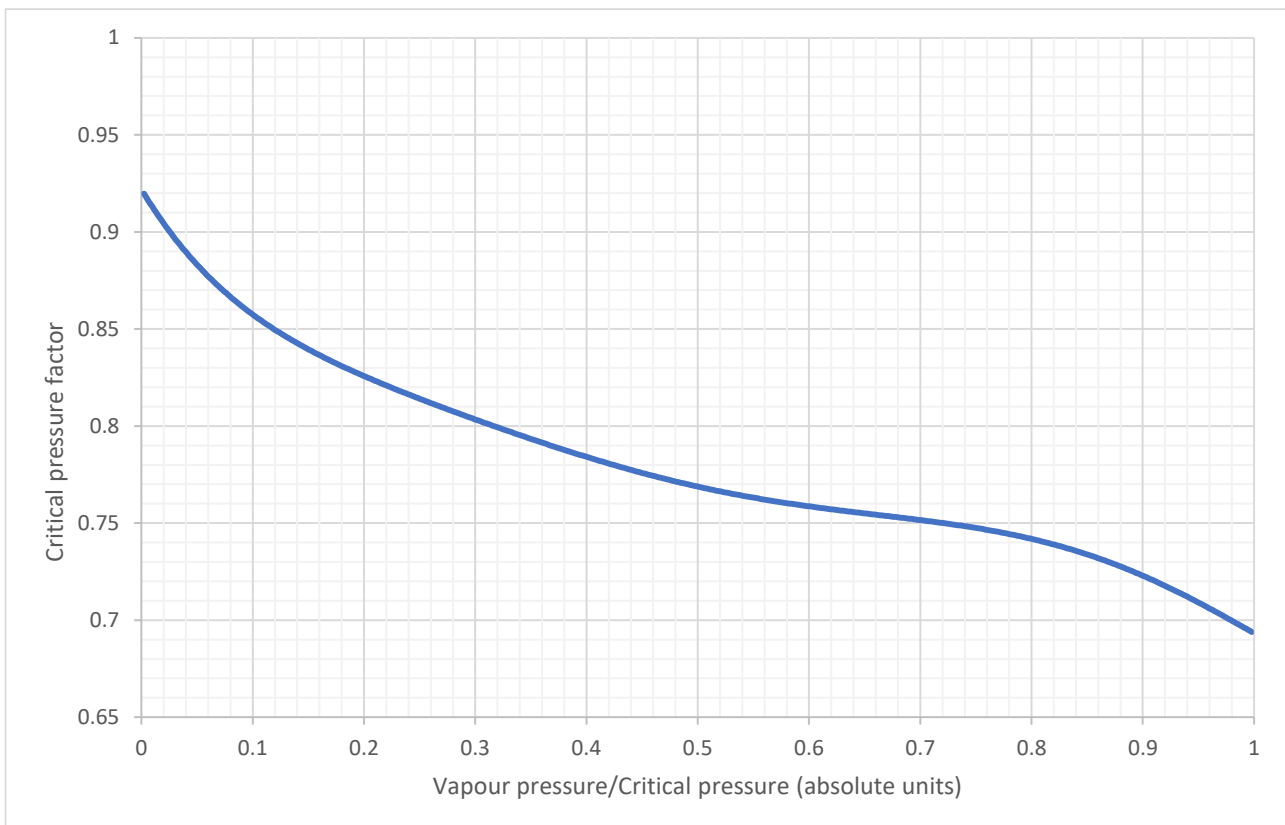


Figura 10: Determinazione del liquid critical pressure factor.

Per determinare il valore del critical pressure factor, facendo riferimento al grafico di figura 10, occorre dividere la tensione di vapore del fluido calcolata alla temperatura di progetto, per la pressione critica del fluido. Plottando il valore ottenuto sul grafico si ricava il corrispondente valore di critical pressure factor.

È fondamentale segnalare che il calcolo del Cv va effettuato per tutte le condizioni di processo in cui si aspetta che la valvola operi e non limitarsi a calcolare il solo caso di portata operativa o massima. Per quanto ingegneri molto esperti di un particolare processo siano comunque in grado di dimensionare una valvola di controllo basandosi solo sulla portata operativa o massima, a cui aggiungono un determinato margine di sicurezza, si corre comunque un rischio, la valvola potrebbe infatti non essere in grado di operare in modo soddisfacente nelle altre condizioni previste.

Generalmente il calcolo del Cv viene effettuato per le seguenti condizioni:

1. Portata normale operativa (determinata per esempio dal bilancio di materia), con pressioni a monte e valle della valvola calcolate su questo specifico caso.
2. Portata minima, di solito corrispondente al 50-60% della portata operativa, e pressioni a monte e a valle della valvola ricalcolate considerando la nuova portata ridotta.
3. Portata massima operativa (portata di progetto), anche in questo caso con il ricalcolo delle pressioni del circuito. Solitamente, per evitare un eccessivo overdesign, la si assume superiore del 10-15% rispetto alla portata normale operativa.

In altri termini, si determinano almeno i seguenti tre valori di Cv: Cv a portata minima, Cv a portata normale operativa, e Cv a portata massima operativa. Possono esservi altri casi particolari, ma in genere i tre casi sopra elencati sono sufficienti. In alcune società di ingegneria, non è raro che la portata nominale coincida già con la massima.

Si determina poi il **Cv max**. Esso lo si assume generalmente in modo che il Cv calcolato alla massima portata, sia pari a 80-85% del Cv max, in modo da avere sufficiente margine per poter consentire un buon controllo.

Il Cv max è anche noto come Cv in condizioni di piena apertura della valvola, o Cv al system limit.

Occorre poi verificare se nelle condizioni di minima e di normale portata operativa, la valvola sia comunque in grado di operare correttamente. Se per le condizioni di normale portata operativa, è sufficiente verificare che il Cv calcolato ricada intorno a 60-70% del Cv max onde evitare un eccessivo sovradimensionamento, la stima del Cv nel caso della portata di minimo la si usa per determinare la rangeability della valvola, come descritto nel paragrafo 2.4.

$$\text{Control valve rangeability} = \frac{C_v \text{ Max}}{C_v \text{ min flow}}$$

Se il valore calcolato è all'interno della rangeability ammissibile per il tipo di valvola scelto, si può passare a selezionare la valvola dal catalogo del fornitore, altrimenti è consigliabile rivedere il calcolo o cambiare tipologia di valvola.

Minima pressure drop

La perdita di carico minima attraverso la valvola (P1-P2), calcolata nelle condizioni di progetto, è un altro aspetto da non sottovalutare. Generalmente, si assumono i seguenti valori minimi:

- 0.7 bar, per liquidi
- 0.2 bar, per gas e vapori

4.2.1. Calcolo del piping geometry factor Fp

Per calcoli assolutamente preliminari, il piping factor, ovvero l'effetto determinato da eventuali riduzioni o curve immediatamente prima o dopo la valvola, può essere inizialmente assunto pari a 1. Tuttavia, nel caso dai calcoli emerga che la valvola avrà una dimensione minore della linea (necessiterà quindi di opportune riduzioni) o quando si sa già della presenza di curve o riduzioni in linea, occorre iterare la procedura di calcolo considerando anche il piping factor Fp nella determinazione del Cv.

L'equazione per il calcolo del coefficiente Fp è la seguente:

$$F_p = \left[1 + \frac{\sum K}{N_2} \left(\frac{Cv_{max}}{d^2} \right)^2 \right]^{-1/2}$$

Dove

N2 = 890 se si usano unità imperiali, 0.00214 se si usano unità metriche

Cvmax = Il Cv calcolato in precedenza in condizioni di apertura massima della valvola

d = diametro della valvola espresso in inch se si usano costanti con unità imperiali, o mm se si usano unità metriche

$\sum K$ = somma delle altezze cinetiche (velocity heads) di tutti i fittings presenti immediatamente prima e dopo la valvola di controllo. Nella maggior parte dei casi, i termini da considerare sono solo le riduzioni in ingresso e in uscita, calcolabili con le seguenti espressioni:

$$K_1 = 0.5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2, \text{ per la riduzione prima della valvola, e}$$

$$K_2 = 1 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2, \text{ per la riduzione dopo la valvola.}$$

Nelle espressioni di cui sopra, il termine D rappresenta il diametro interno della linea.

4.2.2. Verifica della assenza di condizioni di flusso critico

Per i liquidi, un altro aspetto da verificare è che la valvola di controllo non sia in condizioni di flusso critico o "choked", ovvero, le perdite di carico non siano tali da limitare la portata di fluido che passa. Per determinare la massima perdita di carico accettabile, si utilizzano le seguenti espressioni:

Per valvole che non hanno dei fittings immediatamente prima o dopo:

$$DP_{max} = F_L^2 (P_1 - F_F P_V)$$

Mentre per le valvole con dei fittings:

$$DP_{max} = \left(\frac{F_{LP}}{F_F} \right)^2 (P_1 - F_F P_V)$$

Dove

P1 = Pressione a monte della valvola di controllo (psia o kPa assoluti)

P2 = Pressione a valle della valvola di controllo (psia o kPa assoluti)

Pv = tensione di vapore calcolata alla temperatura del fluido in ingresso alla valvola

F_F = Liquid critical pressure factor, già discusso in precedenza. Può essere determinato dal grafico di figura 10, oppure calcolato con la seguente relazione: $F_F = 0.96 - 0.28 \left(\frac{P_V}{P_C}\right)^{0.5}$

Dove P_C è pari alla pressione critica del fluido.

Infine, con F_I si indica il fattore di recupero della valvola di controllo. Questo parametro è sperimentale e è un dato che fornisce il fornitore della valvola. In assenza, è possibile approssimarlo con i valori indicati nella tabella che segue:

Tipo di valvola	Direzione flusso	F_I
Globo, singolo seggio	Flow to open	0.9
Globo, singolo seggio	Flow to close	0.8
Globo, doppio seggio	Flow to open	0.9
Globo, doppio seggio	Flow to close	0.8
Butterfly	Qualsiasi	0.67

4.3. Scelta del tipo di valvola

Come visto, la “rangeability” dipende dalla caratteristica intrinseca della valvola, in quanto la selezione è guidata dalla necessità di linearizzare il controllo in un tratto quanto più ampio possibile della corsa della valvola, come descritto nel capitolo 2 e nei suoi sottoparagrafi.

Come evidenziato nei paragrafi precedenti, generalmente per regolazioni di portata in cui la valvola di controllo riveste una percentuale di perdita di carico sul totale del circuito non preponderante (authority bassa), è preferibile una valvola di controllo con caratteristica equi-percentuale, in quanto la variazione della perdita di carico del circuito tende ad essere non lineare. Questa situazione rispecchia la maggior parte dei casi che si incontrano, ma vi possono essere eccezioni per il quale potrebbe essere conveniente utilizzare altre tipologie di valvole.

Per regolare il livello di un serbatoio, generalmente è preferibile una valvola di controllo con caratteristica intrinseca di tipo lineare, poiché la valvola di controllo tende ad assorbire gran parte della perdita del circuito e la variazione della perdita di carico di quest’ultimo è molto spesso lineare.

Per quanto riguarda controlli di pressione o temperatura, la situazione è più complessa in quanto dipende fortemente da come è fatto il controllo, dal tipo di fluido che si sta utilizzando e dall’unità di processo. Per esempio, variare la temperatura di un fluido in uscita da uno scambiatore di calore, regolando la portata in un caso con acqua calda, e in un altro vapore che condensa, ha effetti diversi sulla scelta, in quanto vi sono diversi parametri che entrano in gioco, non ultimo la superficie di scambio dello scambiatore e il coefficiente di scambio termico.

4.4. Selezione della valvola dal catalogo del fornitore

Ultimata questa prima iterazione del calcolo, si seleziona su opportuni cataloghi di fornitori qualificati, la valvola che per tipologia e C_v più si avvicina a quanto calcolato, tenendo sempre presente che il C_v del catalogo deve essere superiore a quello calcolato.

Poiché non esistono in commercio valvole che abbiano esattamente lo stesso Cv Max da noi calcolato, ne consegue che la valvola scelta avrà parametri necessariamente diversi da quelli ipotizzati, e soprattutto, avrà un Cv maggiore di quanto da noi calcolato.

4.5. Verifica del calcolo

Dopo la scelta della valvola dal catalogo, va quindi necessariamente fatta una ulteriore verifica ricalcolando la rangeability della valvola, inserendo il Cv dato dal fornitore della valvola al posto del Cv max, così da essere certi che la valvola scelta dal catalogo sia in grado di operare correttamente. Questo passo è importante in quanto la valvola scelta dal catalogo è necessariamente più grande di quella stimata dal calcolo e se il Cv della valvola del fornitore è troppo grande, la valvola potrebbe avere un range troppo ampio per regolare correttamente, anche se dalla stima preliminare il tipo selezionato sembrava la scelta corretta.

Dal catalogo del fornitore si determinano inoltre anche tutti i parametri della valvola che prima erano stati stimati, quali per esempio Xc, critical pressure drop factor, Fe Fp, piping geometry factor, da sostituire nei calcoli preliminari fatti, e nel caso i due differiscano notevolmente, si itera fino a convergenza, eventualmente selezionando una nuova valvola dal catalogo se durante le iterazioni, dovesse risultare più conveniente una valvola di size differente.

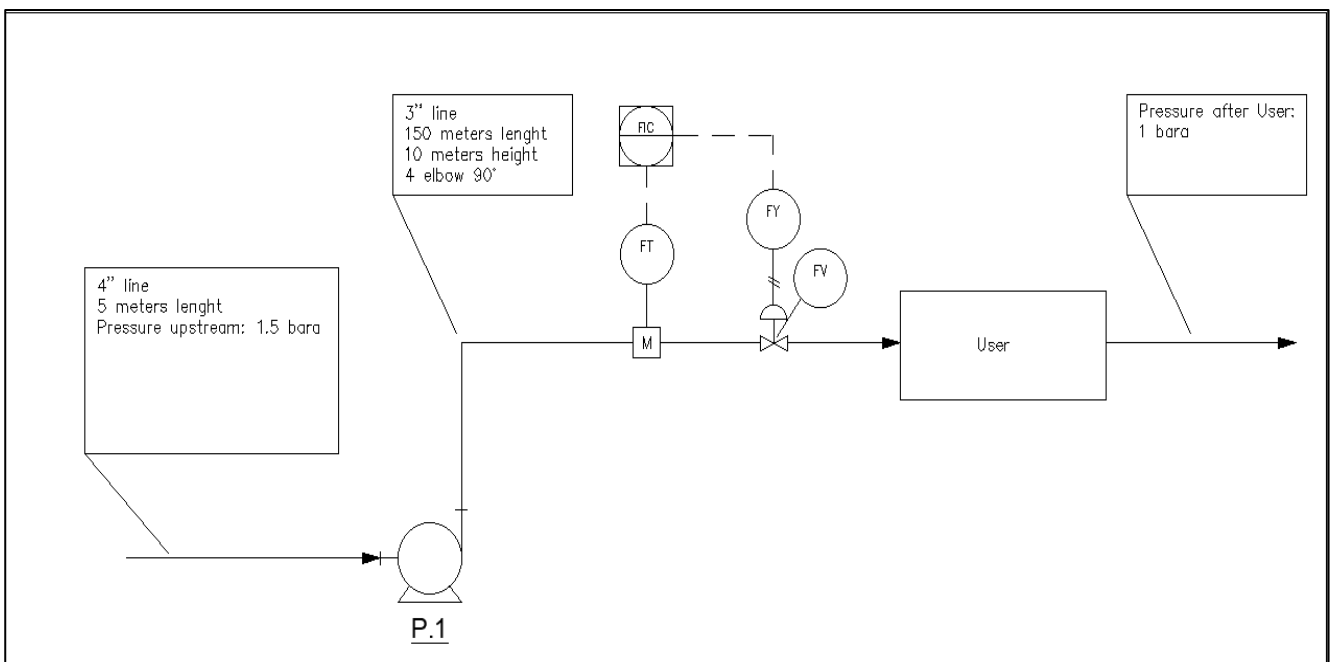
5. Esempio di calcolo

Si riporta di seguito un esempio di calcolo, che illustra una situazione tipica: dimensionamento di una valvola di controllo di portata a valle di una pompa centrifuga.

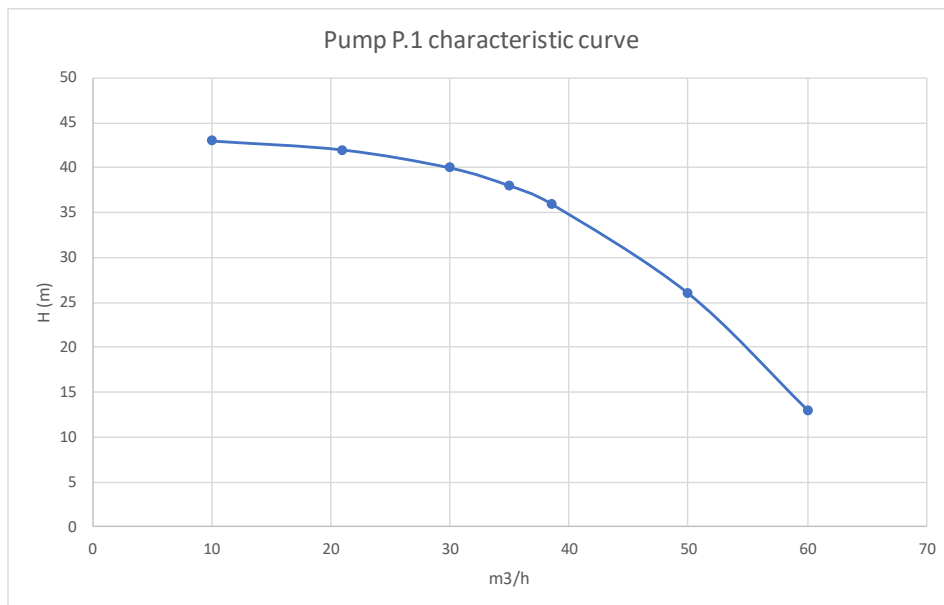
5.1. Esempio di calcolo: liquido non bollente

Nella figura che segue è illustrato il seguente circuito, costituito da una pompa centrifuga, un misuratore di portata, valvola di controllo regolata da detto misuratore, utenza a valle la cui perdita di carico varia in base alla portata del fluido che passa (la si può immaginare che essa sia, per esempio, uno scambiatore di calore). Si vuole mantenere una portata fissa di 35 m³/h all'utenza, con la pompa centrifuga che pompa acqua a 30°C e pesca da un serbatoio, qui non mostrato, il cui livello di liquido all'interno si assume sempre costante. L'utenza che riceve il fluido si trova inoltre a 10 metri di altezza rispetto alla quota di aspirazione della pompa. Dopo l'utenza, il liquido fluisce direttamente in un serbatoio atmosferico vuoto, qui non mostrato. Il nostro circuito termina quindi subito dopo l'utenza.

Per semplicità, non ho disegnato valvole di blocco, di ritegno, riduzioni, linee di riciclo o altro, che impattano sulla determinazione delle perdite di carico concentrate del circuito, ma che per lo scopo di questo esempio possiamo considerare trascurabili. Le perdite di carico del misuratore di portata si assumono inoltre fisse e pari a 0.05 bar e la densità dell'acqua pari a 1000 kg/m³. I diametri delle linee mostrate nel disegno, come ulteriore approssimazione, sono interni.

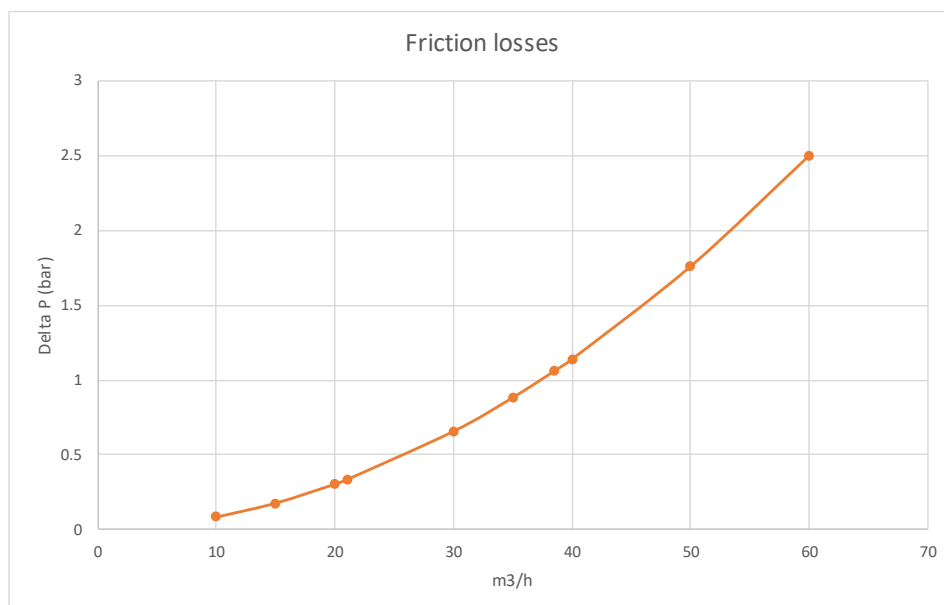


Per quanto riguarda la pompa centrifuga, assumiamo per lo scopo di questo esempio che abbia la seguente curva:



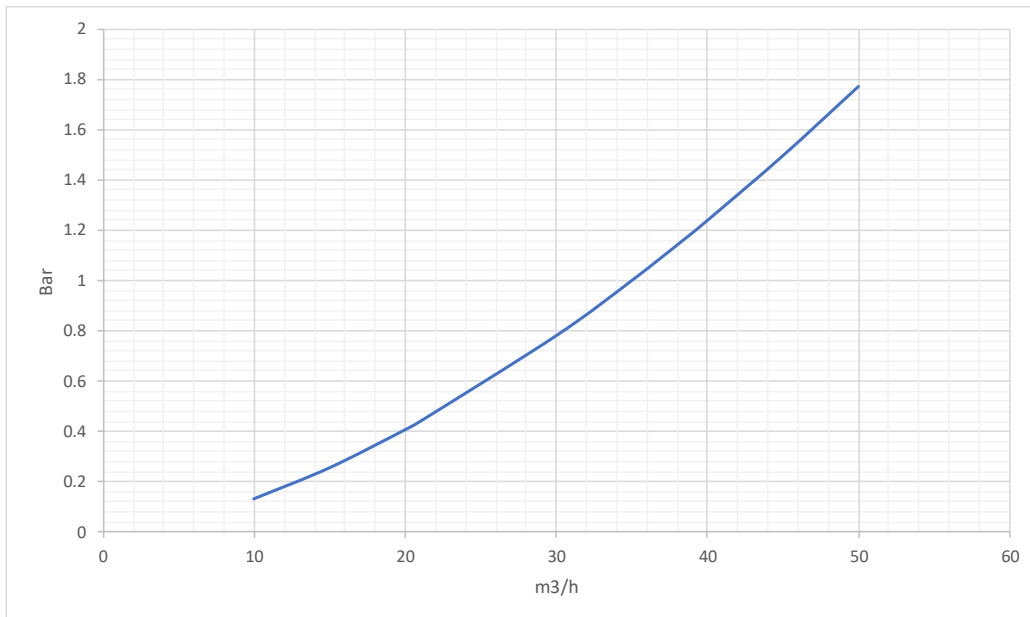
Q m3/h	H m
10	43
21	42
30	40
35	38
38.5	36
50	26
60	13

Per quanto riguarda le perdite di carico dovute al circuito idraulico (ad esclusione della perdita concentrata dovuta al misuratore di portata), esse sono state già calcolate utilizzando la formula di Darcy-Weisbach in base alla variazione di portata e sono riportate nel grafico che segue:



Q m3/h	Delta P bar
10	0.0835
15	0.177
20	0.304
21	0.334
30	0.657
35	0.883
38.5	1.06
40	1.14
50	1.76
60	2.5

Infine, per l'utenza si assume che la perdita di carico vari non linearmente con la portata ma in modo meno marcato di quanto faccia la caduta di pressione nella tubazione:



Q m³/h	DeltaP bar
10	0.135
21	0.41
35	1
38.5	1.165
50	1.77

Si vuole dimensionare la valvola di controllo nelle normali condizioni operative, in quelle massime attese (la nostra portata di progetto, che fissiamo pari a 10% in più della portata normale operativa) e in quelle minime con portata pari a 21 m³/h (60% di quella normale operativa).

Note dal testo dell'esempio le condizioni di processo (temperatura, pressioni in gioco, condizioni del fluido), avendo a che fare con un liquido monofase non bollente, le relazioni da adottare per il calcolo del Cv sono quelle indicate al punto 1 del paragrafo 4.2, qui riportate per semplicità (per il significato dei termini fare riferimento al paragrafo 4.2):

$$C_V = \frac{q}{N_1 F_p \sqrt{\frac{G_f}{p_1 - p_2}}} \quad \text{oppure} \quad C_V = \frac{W}{N_6 F_p \sqrt{\gamma_1 (p_1 - p_2)}}$$

Calcolo del Cv in condizioni di normale portata operativa:

$$q = 35 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$N_1 = 0.0865$$

$$F_p = 1$$

$$G_f = 1$$

P1 = Prima della valvola abbiamo la pompa che con 35 m³/h di portata fornirà 38 m di prevalenza (373 kPa = (38 metri x 9.81 x 1000 kg/m³)/1000), a cui vanno aggiunti i 5 metri dovuti al battente prima della pompa (Pressione upstream pompa = 1.5 bara, sto trascurando i 5 m di linea in aspirazione), e sottratti 98.1 kPa di perdita dovuti all'altezza da vincere dopo la pompa ((10 metri x 9.81 x 1000 kg/m³)/1000), 5 kPa di perdita dovuta al trasmettitore di portata, e le perdite di carico dovute alla linea (150 metri con 4 curve elbow da 90°).

Per queste ultime, utilizzeremo l'equazione di Darcy-Weisbach, il cui calcolo qui non mostro, ma da cui è facile ricavare che per una linea da 150 metri, 3" di diametro interno, 4 curve, in cui fluisce acqua a 35 m³/h (circa 2.1 m/s), le perdite di carico calcolate sono pari a circa 88 kPa. In alternativa si può fare riferimento al grafico inserito all'inizio dell'esempio.

Per quanto riguarda il calcolo del piping factor F_p , per questa prima iterazione di calcolo viene assunto pari a 1.

P_1 è quindi pari a: $373+50-98.1-5-88 = 231.9$ kPag

P_2 = Dopo la valvola, abbiamo solo la perdita di carico dovuta all'utenza, che per $35 \text{ m}^3/\text{h}$ è pari a 1 bar (100 kPa). Quindi $P_2 = 100$ kPag.

$P_1-P_2 = 131.9$ kPa.

Il C_v calcolato è quindi pari a:

$C_v = 35.2$

Calcolo del C_v in condizioni di portata massima:

La portata viene incrementata del 10% ($38.5 \text{ m}^3/\text{h}$).

$q = 38.5 \text{ m}^3/\text{h}$

$N_1 = 0.0865$

$F_p = 1$

$G_f = 1$

P_1 = Prima della valvola abbiamo la pompa che con $38.5 \text{ m}^3/\text{h}$ di portata fornirà una prevalenza inferiore rispetto al caso normale operativo e pari a 36 m di prevalenza ($353 \text{ kPa} = (36 \text{ metri} \times 9.81 \times 1000 \text{ kg}/\text{m}^3)/1000$), a cui vanno aggiunti nuovamente i 5 metri dovuti al battente prima della pompa e sottratti 98.1 kPa di perdita dovuti all'altezza, 5 kPa di perdita dovuta al trasmettitore di portata, e ancora le perdite di carico dovute alla linea (150 metri con 4 curve elbow da 90°).

Queste ultime sono aumentate, dato che la portata di fluido che passa nel tubo è ora maggiore del 10%. Applicando nuovamente l'equazione di Darcy-Weisbach, esse sono pari a circa 106 kPa.

P_1 è quindi pari a: $353+50-98.1-5-106 = 193.9$ kPag

P_2 = Dopo la valvola, abbiamo solo la perdita di carico dovuta all'utenza, che per $38.5 \text{ m}^3/\text{h}$ è pari a 1.16 bar (116 kPa). Quindi $P_2 = 116$ kPag.

$P_1-P_2 = 77.9$ kPa.

La minima pressure drop attraverso la valvola per liquidi, sotto cui non scendere, è 0.7 bar (70 kPa), il dato calcolato è quindi accettabile.

Il C_v calcolato è quindi pari a:

$C_v = 50.4$

Calcolo del C_v in condizioni di portata minima:

La portata è pari al 60% della normale operativa: $21 \text{ m}^3/\text{h}$.

$q = 21 \text{ m}^3/\text{h}$

$N_1 = 0.0865$

$F_p = 1$

$G_f = 1$

P1 = Prima della valvola abbiamo la pompa che con 21 m³/h di portata fornirà una prevalenza superiore rispetto al caso normale operativo e pari a 42 m di prevalenza (412 kPa = (42 metri x 9.81 x 1000 kg/m³)/1000), a cui vanno aggiunti nuovamente i 5 metri dovuti al battente prima della pompa e sottratti 98.1 kPa di perdita dovuti all'altezza, 5 kPa di perdita dovuta al trasmettitore di portata, e ancora le perdite di carico dovute alla linea (150 metri con 4 curve elbow da 90°).

Queste ultime sono diminuite di molto, dato che la portata di fluido che passa nel tubo è ora la metà del caso normale operativo. Applicando nuovamente l'equazione di Darcy-Weisbach, esse sono pari a circa 33 kPa.

P1 è quindi pari a: 412+50-98.1-5-33 = 325.9 kPag

P2 = Dopo la valvola, abbiamo solo la perdita di carico dovuta all'utenza, che per 21 m³/h è pari a 0.44 bar (44 kPa). Quindi P2 = 44 kPag.

P1-P2 = 281.9 kPa.

Cv = 14.45

Calcolo del Cv max (Cv a massima apertura della valvola), authority e rangeability

$$C_V \text{ Max} = \frac{C_V (\text{massima portata})}{0.8} = 63$$

L'authority della valvola, in condizioni di massima portata operativa, è pari a

$$\text{Authority} = \frac{77.9}{77.9 + 115 + 106 + 5} = 25.6\%$$

Mentre in condizioni di portata normale:

$$\text{Authority} = \frac{131.9}{131.9 + 100 + 88 + 5} = 40.6\%$$

Nel range di valori attesi per assicurare buon controllo senza eccessivo overdesign.

La rangeability della valvola, per il calcolo fatto è pari a:

$$\text{Control valve rangeability} = \frac{C_V \text{ Max}}{C_V \text{ min flow}} = \frac{63}{14.45} = 4.35$$

Un valore non elevato e sicuramente all'interno dei limiti consigliati per i vari tipi valvole più comuni.

Scelta della valvola dal catalogo

Per l'esempio in questione, la valvola preferibile è probabilmente una globo a caratteristica equipercentuale.

Vogliamo verificare che sia effettivamente così applicando la relazione di paragrafo 2.5:

$$vpdd (\text{valve pressure drop decay}) = \frac{\Delta P_{\text{valvola, max flow}}}{\Delta P_{\text{valvola, min flow}}} = \frac{77.9}{281.9} = 0.279$$

Il calcolo conferma che una globo equipercentuale è la scelta migliore.

Il catalogo che segue, tratto da un fornitore di valvole a globo equipercentuali, mostra le varie scelte disponibili.

Travel %	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
F_L	0.94	0.94	0.94	0.94	0.93	0.92	0.92	0.91	0.91	0.90
Valve Size	Rated C_v									
inch										
1	0.4	0.6	0.85	1.20	2.3	4.3	6.8	9.0	10.7	12
1.5	1.3	1.7	2.5	3.6	6.8	12.5	20.0	27	31	35
2	1.7	2.3	3.3	4.7	8.9	16.5	26.1	35	41.2	46
3	3.0	4.0	5.8	8.2	15.6	28.9	45.7	61.3	72.1	80.5

La valvola da 3" è l'unica che supera il C_v max che abbiamo calcolato. Poiché la valvola ha lo stesso size della linea, non avrà bisogno di riduzioni, l'assunzione iniziale di considerare pari a 1 il coefficiente F_p è quindi corretta e il calcolo non va iterato.

Nei tre casi di portata che stiamo considerando, la valvola risulterà aperta rispettivamente a circa 65% (portata normale operativa), 73% (portata di progetto) e circa 48% nelle condizioni di portata minima, valori accettabili.

Tuttavia, devono ora essere effettuate le verifiche di rangeability e di assenza di condizioni di flusso critico. Per quanto concerne la rangeability:

$$\text{Control valve rangeability} = \frac{C_v \text{ da catalogo}}{C_v \text{ min flow}} = \frac{80.5}{14.45} = 5.57$$

Ampiamente dentro i limiti per questo tipo di valvola.

Per verificare l'assenza di condizioni di flusso critico, occorre utilizzare la relazione di paragrafo 4.2.2, qui riportata:

$$DP_{max} = F_L^2 (P_1 - F_F P_V)$$

La tensione di vapore dell'acqua a 30°C è pari a circa 0.04 bar (4 kPa), mentre il valore di critical pressure dell'acqua è pari a 220 bar. Dal grafico di figura 10, si può quindi assumere che il critical liquid factor F_f sia pari a 0.92. F_L lo si ricava dal catalogo, nei vari casi analizzati.

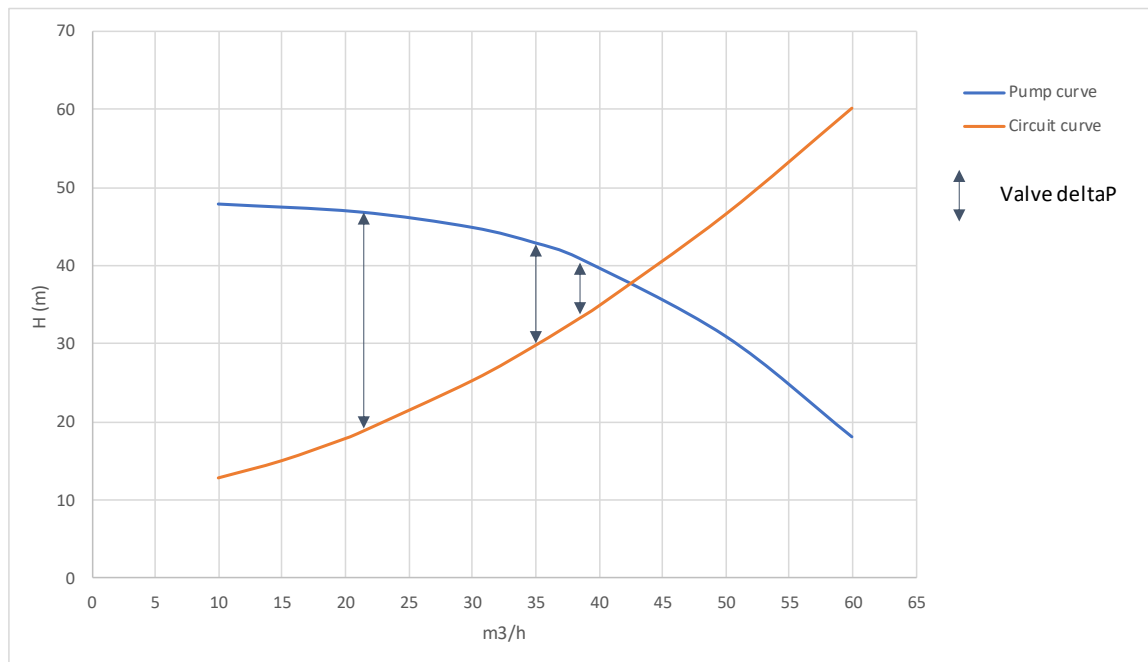
- Normal flow: $DP_{max} = F_L^2 (P_1 - F_F P_V) = 0.92^2 (231.9 - 0.92 * 4) = 196 \text{ kPa}$
- Maximum flow: $DP_{max} = F_L^2 (P_1 - F_F P_V) = 0.9^2 (193.9 - 0.92 * 4) = 157 \text{ kPa}$
- Minimum flow: $DP_{max} = F_L^2 (P_1 - F_F P_V) = 0.94^2 (325.9 - 0.92 * 4) = 287.9 \text{ kPa}$

In tutti i casi, la perdita di carico attraverso la valvola non supera la perdita di carico massima, non vi sono rischi di flusso in condizioni critiche, per quanto nelle condizioni di minimo flusso il margine sia risicato.

Ciò è dovuto in parte al fatto che in questo esempio si è assunto di posizionare la valvola in quota e alla fine della linea di mandata pompa, per semplificare i calcoli. In un caso reale, la valvola verrebbe posizionata molto probabilmente a terra per potervi accedere facilmente, e le perdite di carico del circuito sarebbero distribuite più equamente anche dopo la valvola. La pressione in aspirazione alla valvola (P_1) sarebbe quindi maggiore, pur restando uguale il dimensionamento (deltaP attraverso la valvola e relativo C_v non cambiano).

Considerazioni finali

Vale la pena mostrare il circuito idraulico nel suo complesso, incrociano la curva della pompa con le perdite di carico totali (comprehensive delle perdite dell'utenza e di quelle dovute al trasmettitore di portata):



Il grafico tiene conto anche della static head. Dal grafico risulta immediato valutare quali saranno le perdite di carico attraverso la valvola nelle varie condizioni analizzate in precedenza. Convertendo i valori di prevalenza in pressione, si ritrovano i valori calcolati in precedenza, ad ulteriore verifica dei calcoli. È interessante notare inoltre il punto in cui le due curve si intersecano, che rappresenta il valore limite di portata che può passare nel circuito, oltre il quale la pompa non è più in grado di fornire la prevalenza necessaria per vincere tutte le perdite di carico.

6. Alcuni riferimenti

1. GPSA Engineering Handbook, 12th edition
2. Perry's Chemical Engineering Handbook, 8th edition
3. Control Valve Handbook, 5th edition