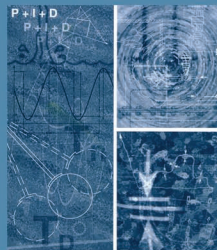




Guide sur la Vapeur

Tome 3 : Mesure - Régulation
Distribution de la vapeur



Sommaire

Chapitre 1 - Mesure du débit vapeur	4
1.1 Principes de mesure du débit	4
1.1.1 Répétabilité	5
1.1.2 Précision	5
1.1.3 Rangeabilité	5
1.2 Types de compteur de vapeur	6
1.2.1 Compteurs à diaphragme	6
1.2.1.1 Avantages	7
1.2.1.2 Inconvénients	7
1.2.2 Débitmètres à orifice variable compensé par ressort	8
1.2.2.1 Avantages	9
1.2.2.2 Inconvénients	9
1.2.3 Compteurs Vortex	10
1.2.3.1 Avantages	11
1.2.3.2 Inconvénients	11
1.3 Réquisitions spéciales pour un comptage précis du débit de vapeur	12
1.3.1 Compensation de masse volumique	12
1.3.2 L'effet du titre sur les débitmètres de vapeur	12
Chapitre 2 - Régulations automatiques	14
2.1 Le besoin des régulations automatiques	14
2.1.1 Sécurité	14
2.1.2 Stabilité	14
2.1.3 Précision	14
2.2 Terminologie	14
2.2.1 Eléments d'une régulation automatique	15
2.2.2 Evaluation de la sécurité, de la stabilité et de la précision	16
2.2.3 Résumé de la terminologie	16
2.2.4 Eléments d'un système thermo-régulé	17
2.2.5 Evaluation de la sécurité, de la stabilité et de la précision	17
2.2.6 Anticiper les changements	17
2.2.7 Régulation automatique	18
2.2.8 Composants d'une régulation automatique	18
2.3 Théorie de la régulation	19
2.3.1 Régulation proportionnelle	19
2.3.2 Signal de régulation à action directe ou à action inverse	24
2.3.3 Décalage de la Bp	24
2.3.4 Reset manuel	25
2.3.5 Reset automatique (action intégrale)	26
2.3.6 Action dérivée	27
2.3.7 Résumé des modes de régulation	27
2.4 Autre terminologie	29
2.4.1 Constante de temps d'un système de régulation	29
2.4.2 Pompage	29
2.4.3 Retard	30
2.4.4 Rangeabilité	30
2.4.5 Rapport de débit	31

2.5	Introduction aux appareils de régulation	31
2.5.1	Terminologie des régulations automatiques	31
2.6	Vannes de régulation	32
2.6.1	Vannes deux voies	32
2.6.2	Vannes à clapet	32
2.6.3	Étanchéité à la fermeture	35
2.6.4	Sélectionner et dimensionner une vanne	36
2.6.5	Perte de charge et dimensionnement	36
2.6.6	Débit dans une vanne de régulation	36
2.6.7	Coefficient de débit	38
2.6.8	Dimensionnement de vannes pour fonctionnement sur liquides	38
2.6.9	Dimensionnement de vannes pour fonctionnement sur vapeur	39
2.6.10	Exemples de dimensionnement de vanne	42
2.6.10.1	Exemple 1	42
2.6.10.2	Exemple 2	42
2.6.10.3	Exemple 3	42
2.7	Servomoteurs	44
2.7.1	Servomoteurs pneumatiques	44
2.7.2	Conséquence de la pression différentielle	48
2.7.3	Positionneurs	52
2.7.3.1	Récapitulatif - Positionneurs	54
2.7.4	Positionneurs numériques	56
2.7.5	Sélectionner une vanne pneumatique et un servomoteur	57
2.7.6	Alimentation en air	57
2.7.7	Servomoteurs électriques	57
2.7.8	Types de servomoteurs électriques	57
2.8	Régulateurs	60
2.9	Régulation de pression (exemples d'application)	63
2.9.1	Détendeur autonome à action directe (à soufflet)	64
2.9.2	Détendeur autonome à action directe (à membrane)	65
2.9.3	Détendeur autonome à action pilotée	66
2.9.4	Réduction de pression - pneumatique/pneumatique	67
2.9.5	Réduction de pression - électropneumatique	68
2.9.6	Réduction de pression - électrique/électronique	69
2.9.7	Réduction de pression (autres possibilités) - poste de détente en parallèle	70
2.9.8	Réduction de pression (autres possibilités) - poste de détente en série	71
2.9.9	Réguler la pression pour réguler la température	72
2.9.10	Régulation de pression différentielle	74
2.9.11	Régulation de déverse	75
2.10	Régulation de température (exemples d'application)	76
2.10.1	Régulation autonome de température à action directe	77
2.10.2	Régulation autonome de température à action pilotée	78
2.10.3	Régulation de température pneumatique/pneumatique	79
2.10.4	Régulation de température électropneumatique	80
2.10.5	Régulation de température électrique/électronique	81
2.10.6	Régulation de température (autres possibilités)	82
	- postes de régulation de température en parallèle	

2.11	Régulation de niveau	83
2.11.1	Trois types principaux de régulation de niveau.....	83
2.11.2	Alarmes.....	83
2.11.3	Installation des sondes.....	83
2.11.4	Régulation de niveau Tout ou Rien non réglable.....	84
2.11.5	Régulation de niveau Tout ou Rien réglable.....	85
2.11.6	Régulation de niveau modulante.....	86
2.12	Régulation de débit	87
2.12.1	Système de régulation de débit.....	87
 Chapitre 3 - Distribution de la vapeur		88
3.1	Introduction	88
3.1.1	La distribution de la vapeur.....	88
3.1.2	Données de base sur les réseaux vapeur.....	88
3.2	Dimensionnement des tuyauteries	90
3.2.1	Conséquences du surdimensionnement et du sous-dimensionnement des tuyauteries.....	90
3.2.2	Standard des tuyauteries et épaisseur des parois.....	91
3.2.2.1	Exemple.....	91
3.2.3	Dimensionnement des tuyauteries par rapport à la vitesse de la vapeur.....	92
3.2.3.1	Exemple 1.....	93
3.2.3.2	Exemple 2.....	93
3.2.4	Dimensionnement des tuyauteries par rapport à la perte de charge.....	94
3.2.4.1	Exemple.....	94
3.2.5	Dimensionnement des tuyauteries pour réseaux de vapeur plus importants.....	95
3.2.5.1	Exemple.....	95
3.3	Dilatation et support des tuyauteries	100
3.3.1	Dilatation admissible.....	100
3.3.1.1	Exemple.....	100
3.3.2	Flexibilité des tuyauteries.....	101
3.3.3	Compensateurs de dilatation.....	104
3.3.3.1	Boucle complet.....	104
3.3.3.2	Lyre ou fer à cheval.....	104
3.3.3.3	Boucles de dilatation.....	105
3.3.3.4	Joint glissant.....	105
3.3.3.5	Soufflet.....	105
3.3.4	Espacement des supports de tuyauterie.....	108
3.4	Purge d'air	112
3.5	Réduction des pertes thermiques	113
3.5.1	Calcul du transfert de chaleur.....	114
3.6	Dimensionnement des tuyauteries à partir des débits et des pertes de charge	115
3.6.1	Exemple.....	115
3.7	Tables de la vapeur	119

Chapitre 1

Mesure du débit vapeur

1.1 Principes de mesure du débit

Lorsqu'on mesure la vitesse moyenne (\dot{V}_d) d'un fluide dans une conduite et qu'on multiplie cette donnée par la surface de la section de la conduite (A), on obtient le débit volumique (\dot{Q}_v).

$$\dot{Q}_v \text{ (m}^3\text{/s)} = \dot{V}_d \text{ (m/s)} \times A \text{ (m}^2\text{)}$$

Le type d'appareil de mesure qui indique ce débit volumique est appelé débitmètre. Il est important de bien saisir qu'un débitmètre de ce type n'indique que le débit instantané, et puisque le fluide est utilisé de façon fluctuante, le débit est donc également fluctuant et change de seconde en seconde.

Le volume total (v) (m^3) qui passe durant un temps déterminé peut être calculé à partir du débitmètre en intégrant le débit volumique sur cette période de temps. Il existe des appareils de mesure qui sont conçus pour indiquer le volume total V (m^3) et c'est ce qu'on appelle le "compteur totalisateur". Cependant, en ce qui concerne la vapeur, il y a peu d'intérêt à mesurer le débit volumique ou le volume total. Étant donné que le coût de la vapeur est calculé sur une base massique (par exemple le coût par 1 000 kg), il faudra avoir recours à un compteur de masse affichant le débit massique.

En effet, à moins de maintenir une pression constante de la vapeur au point de mesure, la masse volumique de la vapeur variera en fonction des variations de la pression. Il est dès lors nécessaire de déterminer la masse volumique de la vapeur afin d'appliquer ce qu'on appelle souvent "la compensation de masse volumique". Le compteur indiquera dans ce cas le débit massique \dot{Q}_m ou la masse (m). La masse étant donc la quantité totale de vapeur qui passe durant une période de temps déterminée.

Nota : certains compteurs peuvent aussi afficher des valeurs comme l'énergie (kJ) ou la puissance (kW).

Pour ce faire, il faut déterminer la pression et/ou la température de la vapeur. Ainsi que nous l'avons déjà dit, si la pression est absolument constante, la masse volumique ne variera pas. En réalité, ceci n'est pas très pratique et c'est pourquoi il faut mesurer la température et/ou la pression et donc calculer la masse volumique. La densité de la vapeur sera ensuite déterminée au départ du signal de température et/ou de pression et le produit du débit volumique (\dot{Q}_v) et la masse volumique (ρ) donnera le débit massique.

$$\dot{Q}_m \text{ (kg/s)} = \rho \text{ (kg/m}^3\text{)} \times \dot{Q}_v \text{ (m}^3\text{/s)}$$

Si l'on omet d'introduire la compensation de masse volumique, la masse sera inévitablement mesurée de façon erronée. Par exemple, une variation de température de 1 °C peut donner une erreur de 2% dans la mesure de débit, une variation de pression de 2% peut provoquer une erreur de débit de 1%. Les compteurs peuvent indiquer soit le débit en unités de volume, de masse ou d'énergie. La vapeur exige que le débit massique soit mesuré, ce qui implique la nécessité de déterminer sa masse volumique.

Il est également nécessaire d'initier à certains, des termes en vigueur dans l'univers des compteurs et des débitmètres : à la place de "quantité de débit", l'expression "débit totalisé" est souvent utilisée.

1.1.1 Répétabilité

La répétabilité est la capacité du compteur à indiquer une même valeur pour un débit identique à occasions répétées. Il ne faut toutefois pas confondre la répétabilité et la précision, car tout en ayant une excellente répétabilité (puisqu'il donne une même valeur pour un débit identique à occasions répétées), le compteur risque de faire continuellement une mauvaise lecture (ou une lecture imprécise). Bien qu'une répétabilité correcte soit importante, beaucoup d'utilisateurs de compteurs sont plus soucieux d'observer des tendances plutôt que de recevoir des informations d'une précision poussée à l'extrême.

1.1.2 Précision

La précision est la performance du compteur indiquant une valeur "correcte" de débit par rapport à une valeur "réelle" obtenue au moyen de procédures de calibrage très fouillées. Il y a deux méthodes qui permettent d'exprimer la précision et chacune de ces méthodes a une signification totalement différente :

Valeur mesurée ou lecture réelle

Un pourcentage de précision sur la valeur mesurée est exactement ce que dit la définition. En supposant un pourcentage d'erreur de $\pm 3\%$ par rapport au débit réel et avec un débit affiché de 1 000 kg/h, "l'incertitude" se situe entre 1 030 et 970 kg/h.

Si le débit affiché est de 500 kg/h, l'erreur est toujours $\pm 3\%$, nous obtiendrons alors respectivement entre 515 et 485 kg/h (voir Fig. 1).

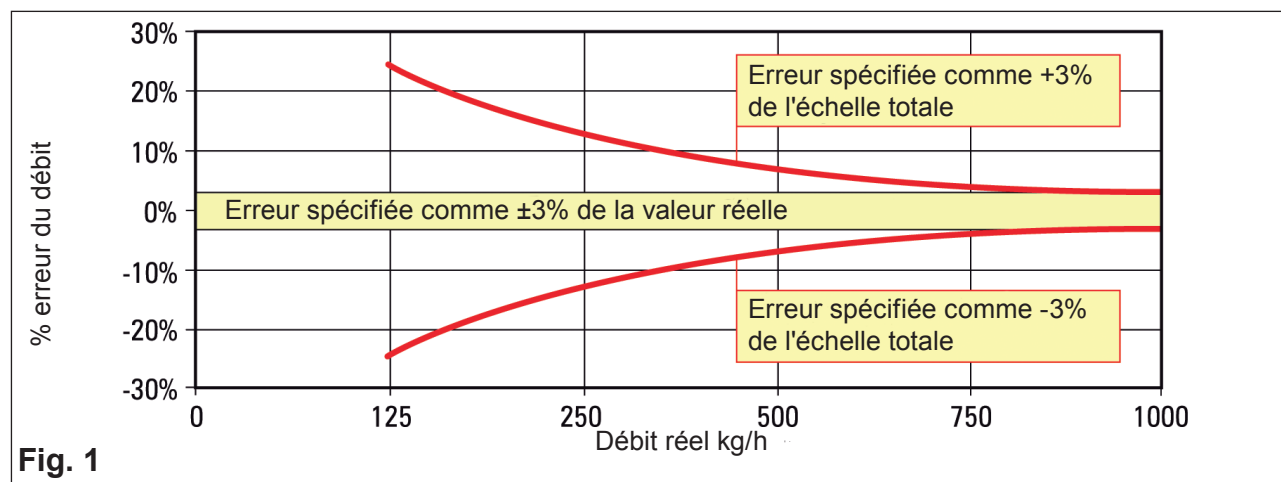


Fig. 1

D.F.E ou déviation de fin d'échelle

Ceci revient à dire que l'erreur de mesure est exprimée en pourcentage du débit maximal que le débitmètre peut mesurer. En supposant que le débit maximal mesurable soit de 1 000 kg/h et que l'erreur du débitmètre se situe entre $\pm 3\%$ de la déviation de fin d'échelle, "l'incertitude" se situe entre 530 (500 + 30) et 470 (500 - 30) kg/h, ce qui est un spectre totalement différent. En termes de 'valeur mesurée', ceci représente un pourcentage d'erreur de l'ordre de $\pm 6\%$ en cas de débit réduit. Lorsque le débit réel diminue, la modification de "l'incertitude" augmente considérablement.

1.1.3 Rangeabilité

La précision est toujours nécessaire pour spécifier un débitmètre, mais il est essentiel que le débitmètre soit dimensionné correctement et le plus proche possible des besoins du client. La rangeabilité, comme le "quotient de rangeabilité", la "plage effective" est le rapport du débit maximal au débit minimal que le débitmètre peut mesurer tout en respectant les tolérances définies de précision et de répétabilité. Pratiquement :

$$\text{Rangeabilité} = \frac{\text{Débit maximum}}{\text{Débit minimum}}$$

1.2 Types de compteur de vapeur

Il existe plusieurs types de compteurs, en particulier :

- Compteurs à diaphragme
- Débitmètres à orifice variable compensé par ressort
- Compteurs vortex

Tous ces compteurs ont leurs avantages et leurs inconvénients et peuvent être adaptés à une application spécifique de mesure de débit. Toutefois, il n'y en a qu'un certain nombre qui conviennent à la vapeur. Dans ce chapitre, nous donnons une brève description des types employés dans les installations vapeur ainsi qu'un bref résumé de leurs avantages et inconvénients.

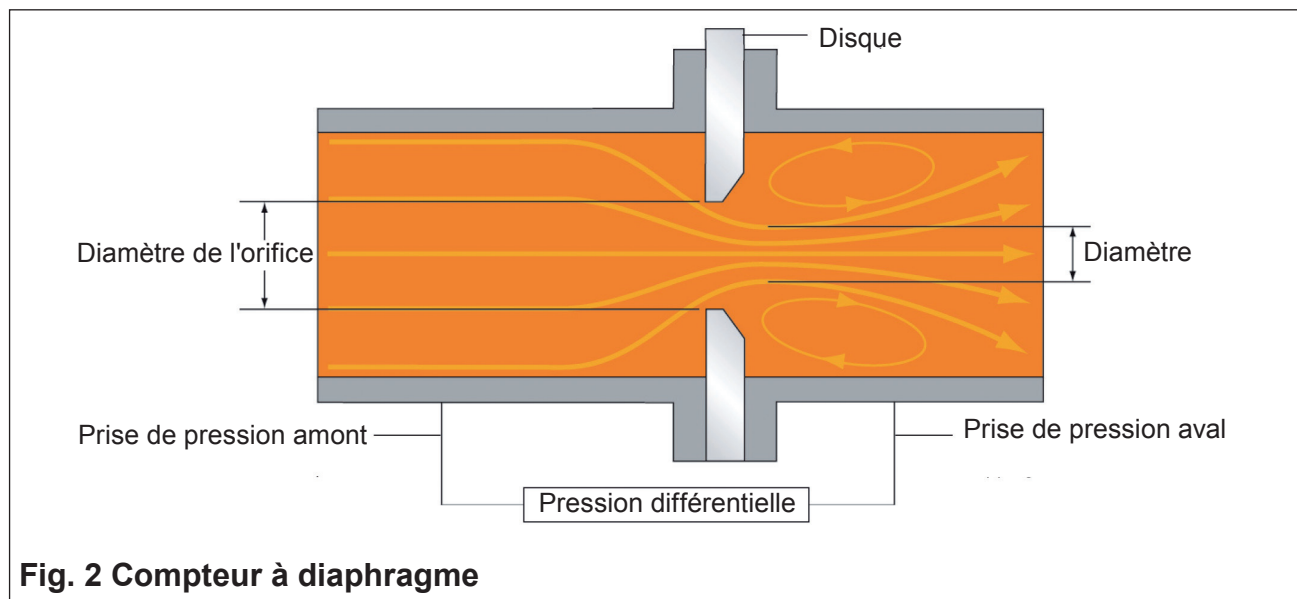


Fig. 2 Compteur à diaphragme

1.2.1 Compteurs à diaphragme

Le compteur à diaphragme est dans un groupe connu comme des appareils à perte de charge ou des compteurs à pression différentielle. Les compteurs venturi et à buses font aussi partie de ce groupe. Le diaphragme est simplement une restriction, formée par un disque avec un orifice étalonné, placé dans la conduite. La chute de pression, ou en d'autres termes, la pression différentielle qui en résulte, est utilisée pour déterminer le débit.

En effet, la loi de Bernoulli nous apprend que la vitesse d'un fluide est proportionnelle à la racine carrée de la pression différentielle. Ainsi, on obtient le débit volumique.

$$\dot{Q}_v = C_d A \sqrt{2g \Delta P}$$

où :

\dot{Q}_v = Débit volumique

C_d = Coefficient de débit

A = Surface de l'orifice

g = Gravité

ΔP = Pression différentielle

Le disque contenant l'orifice peut être intitulé "élément primaire". Pour pouvoir mesurer la pression différentielle, il faut établir deux lignes d'impulsion raccordant les prises de pression amont et aval à un 'dispositif secondaire' appelé cellule DP (pression différentielle). L'information, recueillie par la cellule DP, peut être transmise à un simple indicateur de débit ou à un microprocesseur de débit qui traite aussi les données concernant la température et la pression afin d'assurer la compensation de masse volumique.

Dans une conduite horizontale, l'eau (ou le condensat) peut s'accumuler en amont de l'orifice. Pour prévenir cette accumulation, on perce un trou dans le disque à sa partie inférieure. Les effets de ce percement doivent toutefois être pris en considération lorsqu'on détermine le coefficient de débit.

Il existe différentes possibilités de géométries des diaphragmes, spécialement pour ce qui concerne le positionnement des prises de pression.

Il est absolument essentiel que le diaphragme soit installé correctement. D'ailleurs la mesure de débit est soumise à des normes très strictes (British and International Standards, respectivement BS 1042 et ISO 5167).

Rappelons-nous que le compteur à diaphragme dispose d'un orifice de passage constant causant une pression différentielle variable.

1.2.1.1 Avantages

- Simplicité, robustesse
- Bonne précision.
- Coût faible.
- Nul besoin d'étalonnage ou de ré-étalonnage.

1.2.1.2 Inconvénients

- La rangeabilité est limitée à 4 ou 5:1.
- Le diaphragme peut se déformer suite aux coups de bélier et il risque de s'évaser.
- Les bords biseautés de l'orifice peuvent s'émousser, particulièrement si la vapeur est humide, ce qui modifie le coefficient de débit C_d et le compteur sous-évaluera le débit. Il faudra donc veiller à effectuer des contrôles réguliers et remplacer le diaphragme en temps utile.
- L'installation correcte du compteur à diaphragme requiert des conduites d'une longueur de 20 fois le diamètre en amont et de 10 fois le diamètre en aval sans obstruction particulière. En pratique, ces contraintes peuvent poser certaines difficultés.

1.2.2 Débitmètres à orifice variable compensé par ressort

Afin de donner une description claire de ce type de compteur de débit, reconsidérons les deux principes fondamentaux de comptage de débit :

- A. Dans le débitmètre à orifice variable, un effet contraire se manifeste : lors des variations de débit, la pression différentielle reste constante de par l'équilibre avec le poids du flotteur. Par contre, la section de passage s'adapte au débit variable. La Figure 3 présente une comparaison des deux principes.
- B. Le débitmètre à pression différentielle (le compteur à diaphragme par exemple) produit une différence de pression qui varie en fonction du débit au travers du compteur. Lorsque le débit augmente, la pression différentielle augmente aussi. Puisque la constriction (l'orifice du diaphragme) reste constante, le débit dans le compteur peut être calculé à partir de la pression différentielle mesurée.

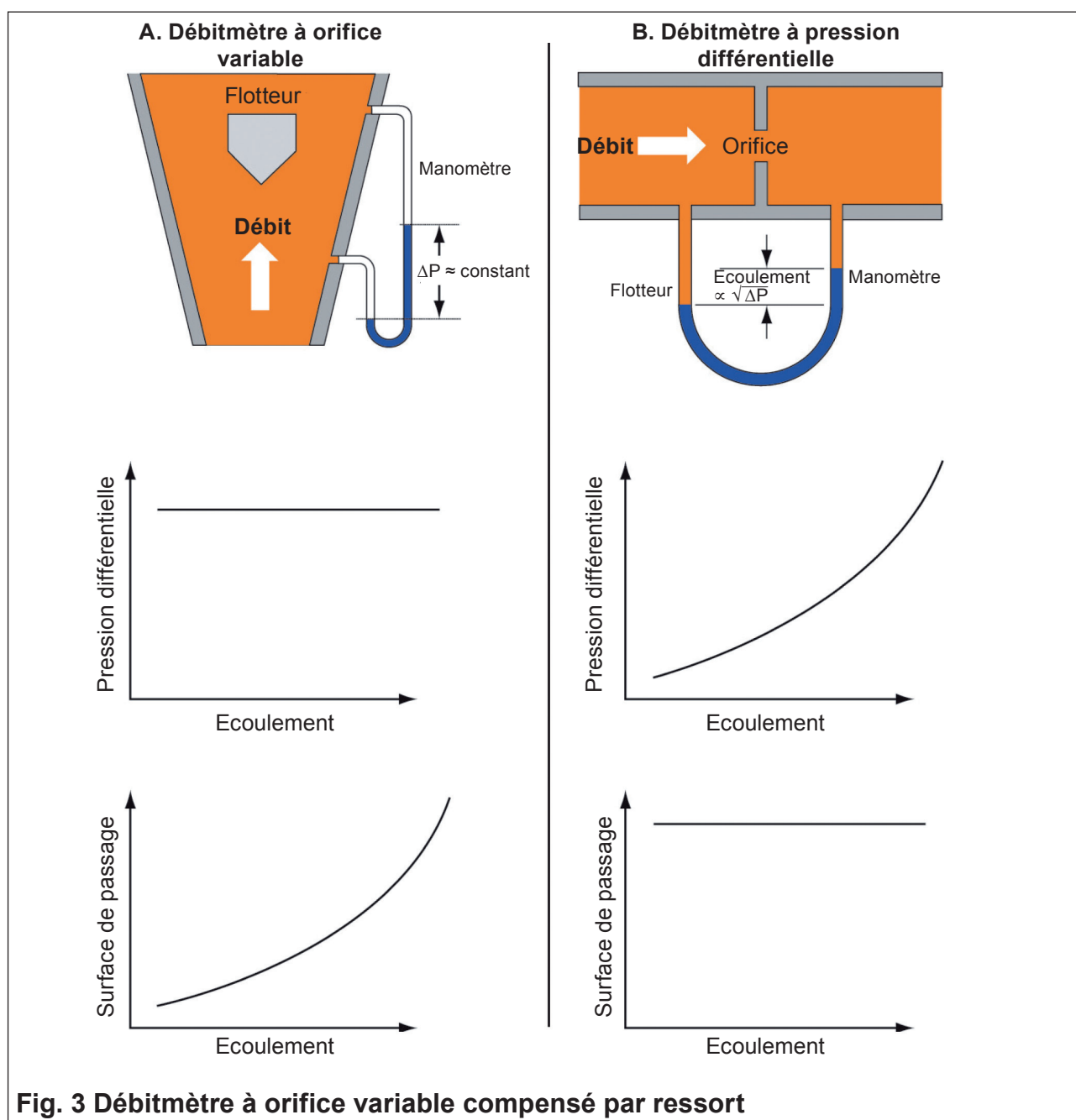
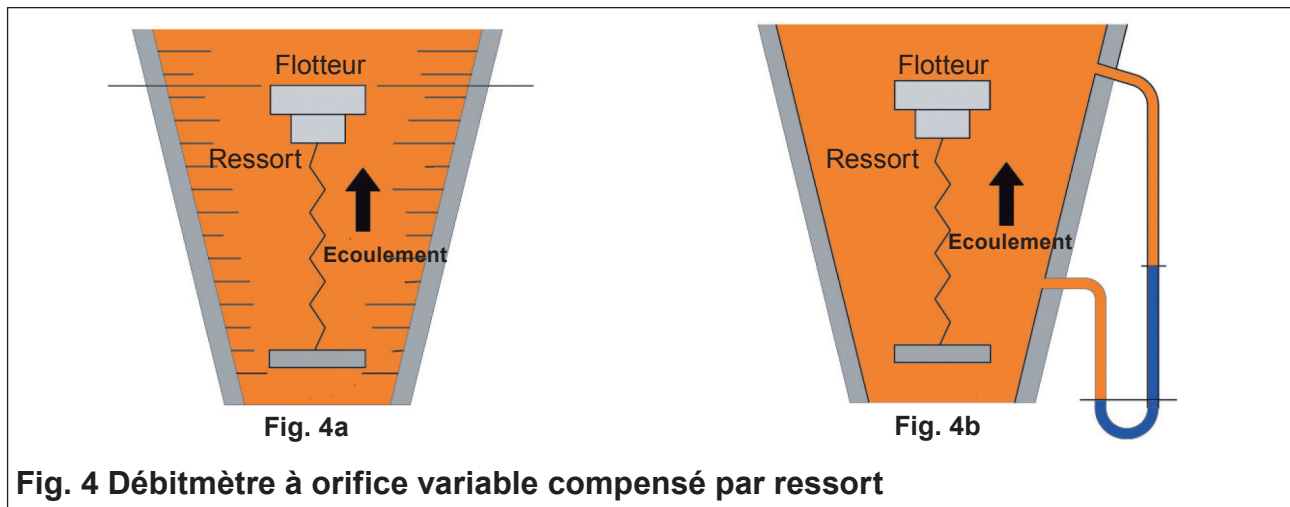


Fig. 3 Débitmètre à orifice variable compensé par ressort

Le principe à orifice variable compensé par ressort est au fond une combinaison des deux principes. Un ressort tend à fermer le passage variable. Un débit croissant provoque donc une augmentation du passage et simultanément une augmentation de la force du ressort d'où, donc aussi, de la pression différentielle. En termes mathématiques, on peut dire que ce type de débitmètre possède deux degrés de liberté, ce qui assure une très bonne rangeabilité.

Le signal de sortie de ce type de débitmètre peut donc être fonction de :

- Soit de la position de la partie mobile (Figure 4a). Ce type est utilisé dans le compteur où un signal de sortie électrique est fonction de la position de la partie mobile, **ou**
- Soit de la pression différentielle comme sur un compteur à orifice variable avec compensation par ressort (Figure 4b).



Pour optimiser la sortie de pression différentielle, le compteur ILVA a un cône profilé situé au centre de l'orifice annulaire. La force appliquée au cône par le débit du fluide agit contre le ressort, produisant une pression différentielle dans le compteur. Cette pression différentielle est ensuite détectée par la cellule DP. Cela donne une rangeabilité exceptionnellement grande qui assure une bonne précision.

1.2.2.1 Avantages

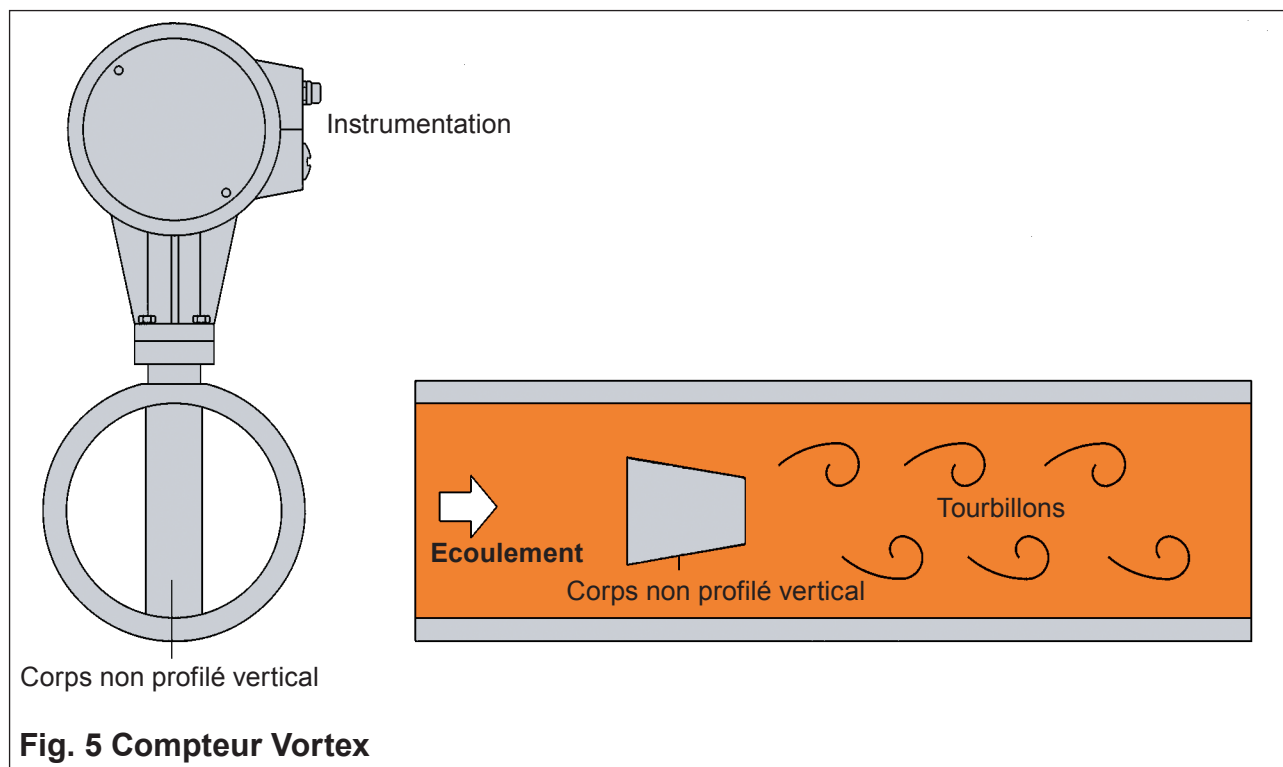
- Ils sont robustes, ils ont une très bonne rangeabilité avec une bonne précision et sont faiblement sensibles aux variations de viscosité.

1.2.2.2 Inconvénients

- Le seul inconvénient de ce type de compteur est qu'ils peuvent s'user après des périodes exceptionnellement longues s'ils sont utilisés avec de la vapeur très sale. Dans ce cas, il est conseillé d'utiliser des filtres et des séparateurs en amont du compteur.

1.2.3 Compteurs Vortex

Ce type de débitmètre est basé sur le fait que, lorsqu'un corps non profilé, donc de haute résistance hydraulique, est plongé dans un fluide en écoulement, ce corps provoque la formation de tourbillons derrière lui. Ces tourbillons peuvent être détectés, comptés et affichés. Dans une plage d'écoulement, la formation de tourbillons est proportionnelle à la vitesse d'écoulement. En effet, la vitesse est mesurée.



Le corps non profilé, plongé dans l'écoulement provoque une obstruction à l'écoulement, et il oblige le fluide à le contourner. En forçant le fluide à le contourner, il en modifie la vitesse. Le fluide tout près du corps, subit l'effet de friction avec la surface du corps et il ralentit. Comme l'espace est réduit autour du corps, le fluide est forcé d'accélérer pour pouvoir le contourner. Une fois le corps dépassé, le fluide remplit l'espace vide qui s'est créé derrière et provoque à son tour un mouvement de rotation dans le fluide, ce qui forme librement des tourbillons.

La vitesse du fluide produite par la restriction n'est pas constante de chaque côté du corps non profilé. Lorsque la vitesse augmente d'un côté, elle diminue de l'autre. C'est aussi vrai pour la pression. Du côté où la vitesse est élevée, la pression est basse, et de l'autre où la vitesse est basse, la pression est élevée. Comme la pression cherche à se rééquilibrer seule, la zone à pression élevée se dirigeant vers la zone à basse pression, les zones changent de place et les tourbillons se forment alternativement de chaque côté du corps.

Lorsqu'elles rencontrent des conditions correctes, la fréquence d'émission des tourbillons et la vitesse du fluide ont une relation linéaire. La fréquence d'émission des tourbillons est proportionnelle au nombre de Strouhal, à la vitesse de l'écoulement et à l'inverse du diamètre du corps non profilé.

$$f \propto \frac{St \times \dot{V}d}{d}$$

où : f = Fréquence d'émission des tourbillons (Hz)
 St = Nombre de Strouhal
 $\dot{V}d$ = Vitesse moyenne de l'écoulement (m/s)
 d = Diamètre du corps non profilé (m)

Le nombre de Strouhal reste constant pour une gamme importante de nombres de Reynolds, ce qui signifie que la fréquence des tourbillons n'est pas affectée par une modification de la masse volumique du fluide, et est directement proportionnelle à la vitesse pour tout diamètre de corps non profilé, c.-à-d. :-

$$f = k \times \dot{V}d$$

où : k = est une constante pour tous les fluides et pour un type donné de débitmètre.
donc, $\dot{V}d = f/k$

Alors, le débit volumique Q_v dans une tuyauterie peut être calculé ainsi :

$$\dot{Q}_v = A \times \dot{V}d = A \times f/k$$

où : A = Surface de l'orifice du débitmètre (m²)

1.2.3.1 Avantages

- Bonne rangeabilité (sous réserve que les vitesses élevées et les pertes de charge importantes sont acceptables).
- Pas de parties mobiles.
- Faible résistance au débit.

1.2.3.2 Inconvénients

- Avec des débits faibles, les impulsions ne sont pas générées et le débitmètre lit alors des débits faibles ou nuls.
- Les débits maximum sont souvent obtenus pour des vitesses de 80 à 100 m/s, ce qui occasionnent de graves problèmes pour les systèmes de vapeur.
- Les vibrations entraînent des erreurs de précision.
- L'installation correcte est essentielle, car les joints protubérants, les bords soudés, etc., peuvent provoquer des tourbillons, aux dépens de la précision de lecture.
- Des longueurs de tuyauteries longues, droites doivent être prévues en amont, comme pour les compteurs à diaphragme.

1.3 Réquisitions spéciales pour un comptage précis du débit de vapeur

1.3.1 Compensation de masse volumique

Dans un monde idéal, la pression de la vapeur de process devrait absolument rester constante. Malheureusement, c'est rarement le cas. Des demandes en vapeur variables, des chutes de pression des paramètres du process, des pertes de charge, etc., provoquent des fluctuations de pression parfois considérables. Avec des systèmes utilisant de la vapeur surchauffée, des variations du degré de surchauffe provoquent aussi des variations de masse volumique, même si la pression du process reste constante. Pour obtenir une mesure précise du débit massique de vapeur (ou du débit énergétique), il est essentiel que les variations de températures et de pressions soient prises en compte. Les compteurs de débit vapeur possèdent une compensation de masse volumique incorporée qui assure que les fluctuations de pression n'ont pratiquement pas d'effet sur la précision de l'indication des débits massiques ou énergétiques.

La plupart des débitmètres pour vapeur installés actuellement dans les process industriels n'ont pas de compensation de masse volumique incorporée, mais sont étalonnés pour une pression donnée de la vapeur. Aussi longtemps que la pression reste constante à la valeur étalonnée, la mesure reste précise. Toutefois, dès que des fluctuations de pression se présentent, le compteur perd de sa précision.

1.3.2 L'effet du titre sur les débitmètres de vapeur

Le débit massique de vapeur, calculé à partir du débit volumique de la vapeur et corrigé par compensation de masse volumique, est correct et sans erreurs dues, aux fluctuations de la pression vapeur. Toutefois, ceci n'est valable que si la vapeur est absolument sèche. Lorsque la vapeur n'est pas complètement sèche (ce qui est pour ainsi dire toujours le cas), la compensation de la masse volumique appliquée ainsi ne sera pas correcte à 100%. Du fait que la masse volumique de la vapeur humide est plus grande que celle de la vapeur saturée sèche (voir ci-dessous), le débit indiqué sera plus petit que le débit réel si l'on n'en tient pas compte dans les calculs : le débitmètre sous comptera. Certains débitmètres ont une possibilité d'étalonnage et si le titre étalonné est identique au titre réel, alors le débit indiqué sera correct (sous réserve qu'il y ait une compensation pression/température). La relation entre le titre vapeur et le débit massique n'est pas proportionnelle.

Considérons de la vapeur sèche à 10 bar eff, et un besoin thermique arbitraire de 2 000 kW :

$$\text{Volume massique (d'après les tables de vapeur)} = 0,177 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Masse volumique} = \frac{1}{0,177 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$\text{Enthalpie d'évaporation (chaleur latente)} = 2\,000 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{array}{l} \text{Pour un débit thermique de 2 000 kW,} \\ \text{débit thermique dans le débitmètre} \end{array} = 2\,000 \text{ kJ/s}$$

$$\text{Donc, le débit massique dans le débitmètre} = \frac{2\,000 \text{ kJ/s}}{2\,000 \text{ kJ/kg}}$$

$$\text{Débit massique dans le débitmètre} = 1 \text{ kg/s (a)}$$

Si le débitmètre est étalonné pour mesurer de la vapeur suivant son titre, le débitmètre indiquera correctement 1 kg/s.

Considérons de la vapeur humide (titre = 0,95) à 10 bar eff, et le même besoin thermique de 2 000 kW :

La vapeur humide est un mélange de vapeur et d'eau, la portion de vapeur étant directement proportionnelle au titre. Un kilo de vapeur dont le titre est de 0,95 contient donc 0,95 kg de vapeur et 0,05 kg d'eau. Étant donné que seule la vapeur contient de la chaleur latente, la quantité contenue dans chaque kg de vapeur humide est de 0,95 de la chaleur latente donnée dans les tables de la vapeur.

Lorsque la vapeur utilisée pour le chauffage cède sa chaleur latente et se condense sur une surface de chauffage, le débit massique de la vapeur qui doit s'écouler pour la remplacer dépend de la chaleur latente contenue dans cette vapeur.

Le volume de la vapeur prend :

$$\begin{aligned} &= 0,95 \text{ kg de vapeur/kg du mélange} \times 0,177 \text{ m}^3/\text{kg de vapeur} \\ &= 0,168 \text{ 15 m}^3/\text{kg de mélange} \end{aligned}$$

Le volume de l'eau prend :

$$\begin{aligned} &= 0,05 \text{ kg d'eau/kg du mélange} \times 0,001 \text{ m}^3/\text{kg d'eau} \\ &= 0,000 \text{ 05 m}^3/\text{kg de mélange} \end{aligned}$$

En clair, le volume pris par l'eau est négligeable comparé à la vapeur, et peut, en pratique, être ignoré, pour ne prendre en considération uniquement le volume de vapeur. Comme la masse volumique est l'inverse du volume massique, la masse volumique de la vapeur augmente lorsque le titre diminue.

La masse volumique de la vapeur humide de titre de

$$0,95 = \frac{1}{0,168 \text{ 15 m}^3/\text{kg}}$$

La masse volumique de la vapeur humide de titre de

$$0,95 = 5,947 \text{ kg/m}^3$$

Pour fournir le même débit thermique de 2 000 kJ/s, la vapeur humide de titre 0,95, qui a moins de chaleur latente par kg que la vapeur sèche doit s'écouler à un débit massique plus élevé que celui de la vapeur sèche.

Débit massique réel de titre de

$$0,95 = \frac{2 \text{ 000 kJ/s}}{2 \text{ 000,1 kJ/kg} \times 0,95 \text{ kg de vapeur/kg de mélange}}$$

Débit massique réel de titre de

$$0,95 = 1,0526 \text{ kg/s (b)}$$

Chapitre 2

Régulations automatiques

2.1 Le besoin de régulations automatiques

Les raisons principales, pour lesquelles propriétaires et utilisateurs d'installations process ou bâtiments ont besoin de régulations automatiques, sont :

2.1.1 Sécurité

La première raison de l'existence des régulations automatiques est d'assurer un fonctionnement sûr des installations et des process. Plus l'installation et le process sont dangereux, plus le besoin de régulations automatiques est grand.

2.1.2 Stabilité

La deuxième raison est de faire que les unités et les process fonctionnent régulièrement et de manière prévisible sans fluctuations inquiétantes ou arrêts coûteux.

2.1.3 Précision

Sur la base de la stabilité, il est possible d'introduire la précision de la régulation de l'installation et du process. Elle est indispensable aux usines et aux bâtiments pour éviter le gaspillage, augmenter la qualité et apporter le confort : éléments fondamentaux pour un succès économique.

A partir de ces trois paramètres de base de la régulation automatique, il faut gérer d'autres avantages tels que l'économie, la vitesse, la fiabilité etc. Chaque application de régulation sera évaluée à partir de ces trois paramètres de sécurité, stabilité et précision.

2.2 Terminologie

Des termes spécifiques sont utilisés dans l'industrie de la régulation, principalement pour éviter toute confusion. A première vue, cela semble être une contradiction parce que tout " jargon " est perçu comme étant créé pour embrouiller le sujet pour les néophytes de l'industrie.

Le seul fait que quelques termes de ce jargon sur la régulation persistent, montrent comment les mêmes termes et phrases conviennent à toutes les sortes de régulations allant des tuyauteries à la robotique ; de l'électronique aux régulations directes ; de la température à la vitesse.

Enfin, l'utilisation correcte du vocabulaire de la régulation en fait un langage international.

En ce qui concerne la régulation pour les réseaux de fluides, un exemple de régulation manuelle simple permet simplement d'expliquer leur sens.

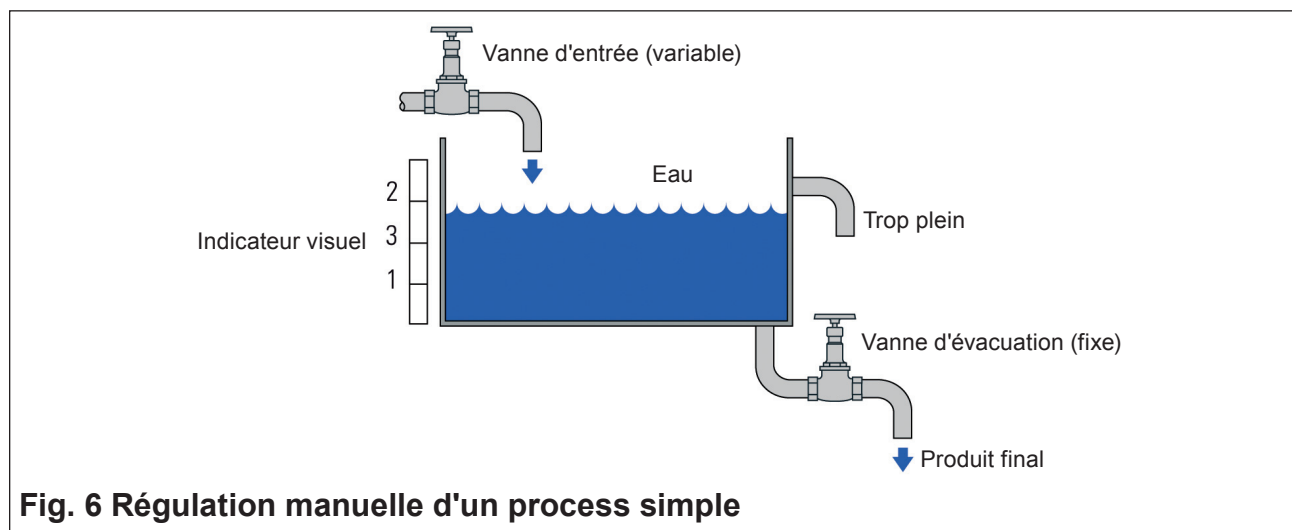


Fig. 6 Régulation manuelle d'un process simple

Dans ce process fictif (Figure 6), qui sert à démontrer les principes impliqués, l'opérateur régule le débit de l'eau en ouvrant ou en fermant une vanne pour s'assurer que :

- Le niveau de l'eau n'est pas trop élevé par rapport au débit qui s'écoule par le trop-plein.
- Le niveau de l'eau n'est pas trop bas de telle façon qu'il ne découvre pas le fond du réservoir.
Dans ce cas, le taux d'évacuation de l'eau est fixe via une vanne placée sur la tuyauterie d'évacuation.

L'opérateur humain a inscrit trois lignes sur le côté du réservoir pour qu'il puisse manipuler la vanne d'alimentation d'eau (entrée). Les niveaux représentent :

- Le niveau d'eau le plus bas possible qui permet juste de couvrir le bas du réservoir.
- Le niveau d'eau le plus haut possible qui permet d'assurer qu'il n'y a pas d'évacuation par trop plein.
- Le niveau idéal à mi-chemin entre 1 et 2.

Cet exemple simple démontre que :

1. L'opérateur essaie de maintenir l'eau dans le réservoir entre les niveaux 1 et 2. Cela est appelé - **la Variable contrôlée**.
2. Elle est réalisée en régulant le débit d'eau par la vanne d'entrée - **Variable manipulée**.
3. L'eau est appelée - **l'Agent de Régulation**.
4. En faisant cela, il régule le niveau d'eau dans le réservoir - **Variable Régulée**.
5. Une fois que l'eau est dans le réservoir, elle est appelée - **Milieu Régulé**.
6. Le niveau d'eau qu'il essaie de maintenir est à 3 sur l'indicateur visuel - **Valeur de réglage (consigne)**.
7. Il pourrait maintenir le niveau d'eau à tout point entre 1 et 2 sur l'indicateur visuel et répondre toujours aux paramètres de régulation c.-à-d. la base est couverte et il n'y a pas d'évacuation par le trop plein - **Valeur Souhaitée**.
8. On suppose qu'il maintient réellement le niveau au point 2, c'est le niveau d'eau sous des conditions d'état stable - **Valeur de Régulation (Point de Régulation)**.
9. En se référant aux points (7) et (8) ci-dessus, le niveau d'eau qu'il voulait idéalement maintenir était au point 3. Mais il maintient réellement le niveau au point 2, ce qui est assez satisfaisant. Mais il y a une différence de niveau d'eau entre 2 et 3 - **Déviations**.
10. S'il ferme légèrement la vanne, le niveau d'eau chutera plus près du niveau 3 et donc la déviation changera c.-à-d. diminuera. Mais s'il ne touche pas la vanne, la déviation restera comme elle est entre Niveau 2 et Niveau 3 (toutes les autres variables sont inchangées, bien sûr).
11. Une déviation constante est appelée "**offset**".

2.2.1 Eléments d'une régulation automatique (Fig. 7)

Son œil voit le mouvement du niveau d'eau sur l'indicateur - Détecteur ou **Sonde**.

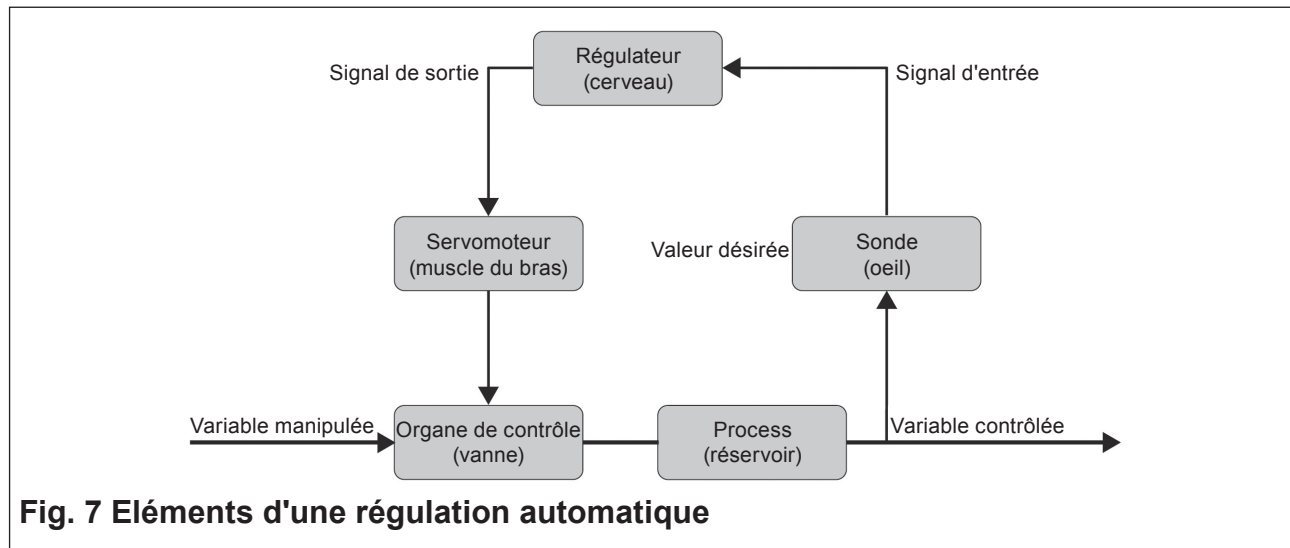
L'œil (sonde) le signale au cerveau qui alors interprète le signal - **régulateur**.

Le cerveau (régulateur) décide alors d'envoyer un signal au muscle du bras - **servomoteur**.

Le muscle du bras et la main (servomoteur) tourne la vanne - **organe de contrôle**.

Il est important de répéter ces points de façon légèrement différente pour renforcer cet exemple : Cela montre que le but de l'opérateur est de maintenir le niveau d'eau du réservoir au point 3 sur une échelle simple. Le niveau 3 peut être considéré comme étant son but ou - **valeur de réglage**. Il agit physiquement sur le niveau en ajustant la vanne d'entrée. Il est identifié comme le - **servomoteur**.

Pour ce fonctionnement, il est nécessaire de prendre en compte la portée et la capacité de son attention. Il est improbable qu'il régule exactement au niveau 3 tout le temps. Généralement, le niveau sera plus haut ou plus bas que le niveau 3. La position ou le niveau qu'il régule est appelé **valeur de régulation** ou **valeur réelle**.



La valeur de l'erreur ou la différence entre le niveau 3 et la valeur réelle est appelée - **dévi**ation. Lorsqu'une déviation est constante, elle est appelée - **dévi**ation constante ou **offset de régulation**.

Bien que l'opérateur fasse varier le niveau d'eau, le but réel est de sortir le produit fini. Dans ce cas, le mélange tombe goutte à goutte de la vanne de sortie. Naturellement, la condition du produit fini dans cet exemple est indirectement liée à l'action du niveau du réservoir : **la variable contrôlée**.

2.2.2 Evaluation de la sécurité, de la stabilité et de la précision

On peut supposer qu'un process de ce type contient ni ingrédients précieux ni ingrédients nuisibles. Donc le trop plein ou la stagnation de l'eau sera sans danger, mais ne sera pas économique en terme de temps ou de qualité du process.

En terme de stabilité, l'opérateur pourrait gérer ce process en y accordant une attention constante. La précision n'est pas une caractéristique de ce process parce que l'opérateur répond uniquement à une erreur visible et reconnaissable.

2.2.3 Résumé de la terminologie

- Valeur de réglage** - La valeur de réglage sur l'échelle du système de régulation pour obtenir la condition requise.
- Valeur de régulation** - La valeur de la condition de régulation réellement maintenue sous des conditions stables.
- Dévi**ation - La différence entre la valeur désirée et la valeur mesurée de la variable contrôlée.
- Offset** - Déviation constante.
- Sonde** - L'élément qui répond directement à la valeur de la variable contrôlée.
- Variable contrôlée** - La quantité physique ou la condition du milieu régulé qui est le but du système à réguler.
- Régulateur** - Accepte le signal provenant de la sonde et envoie un signal corrigé (ou de régulation) au servomoteur.
- Servomoteur** - L'élément qui règle l'organe de contrôle en réponse à un signal du régulateur.
- Organe de contrôle** - L'élément final régulant dans un système de régulation.

2.2.4 Eléments d'un système thermo-régulé

L'exemple simple déjà utilisé était une régulation manuelle de niveau puisqu'il fallait maintenir le niveau d'eau. Il peut être comparé à un exemple de régulation de température manuelle comme présenté Figure 8, où les facteurs et définitions précédents sont également appliqués.

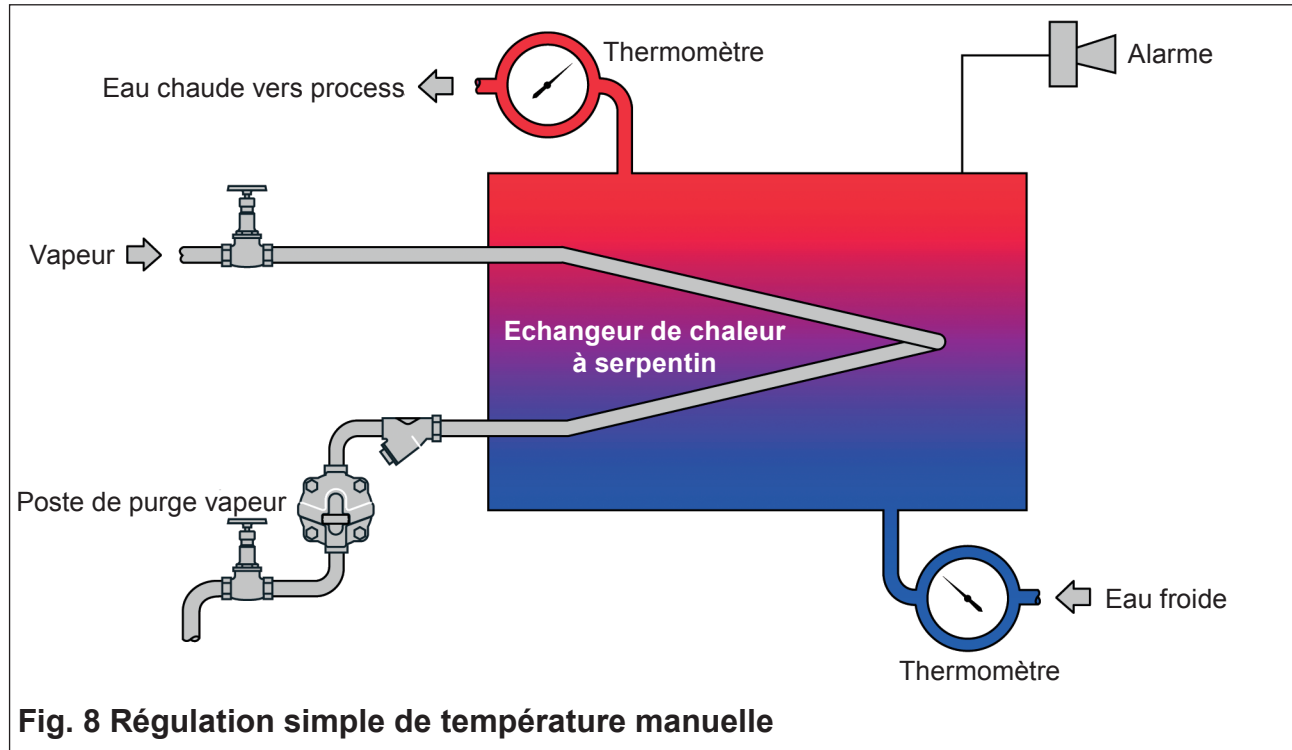


Fig. 8 Régulation simple de température manuelle

2.2.5 Evaluation de la sécurité, de la stabilité et de la précision

L'objectif est d'admettre suffisamment de vapeur (comme milieu de chauffage) pour chauffer l'eau entrant, en s'assurant que l'eau chaude quitte le réservoir à la température souhaitée. Alors que la régulation simple de l'eau du premier exemple pouvait aisément être réalisée par un opérateur humain, la régulation de température présentée ci-dessus est moins simple. (Nous ne suggérons pas que la régulation de niveau est fondamentalement simple, mais l'exemple que nous avons présenté l'était). Si le débit de l'eau varie, les conditions changeront rapidement. De ce fait, la réponse de l'opérateur pour changer la position de la vanne de vapeur peut ne pas être assez rapide.

2.2.6 Anticiper les changements

L'expérience sera utile, mais en général l'opérateur ne pourra pas anticiper les changements. Il doit attendre pour changer.

Ces remarques et d'autres facteurs, tel que le coût d'un opérateur humain à plein temps, les erreurs possibles de l'opérateur, les variations des besoins du process, la précision, les changements rapides de conditions, l'implication de différents process. etc. Tous mènent aux besoins de régulations automatiques.

Au niveau de la sécurité, le besoin d'une alarme audible est de plus en plus nécessaire - une autre raison pour l'utilisation des régulations automatiques.

2.2.7 Régulation automatique

La température, la pression, la masse volumique, le niveau, le débit etc., sont des mesures physiques qui peuvent être régulées. Il s'ensuit que l'élément de mesure sera une sonde de température, un transmetteur de pression, une sonde de niveau, une sonde de masse volumique ou une sonde de débit. La vapeur, l'eau, l'air, l'électricité, l'huile ou le gaz sera la variable manipulée alors que la vanne ou l'amortisseur, etc., sera l'organe de contrôle.

Afin de démontrer les principes, les vannes seront l'organe de contrôle, la température sera la variable contrôlée, et des sondes de température seront les éléments de mesure.

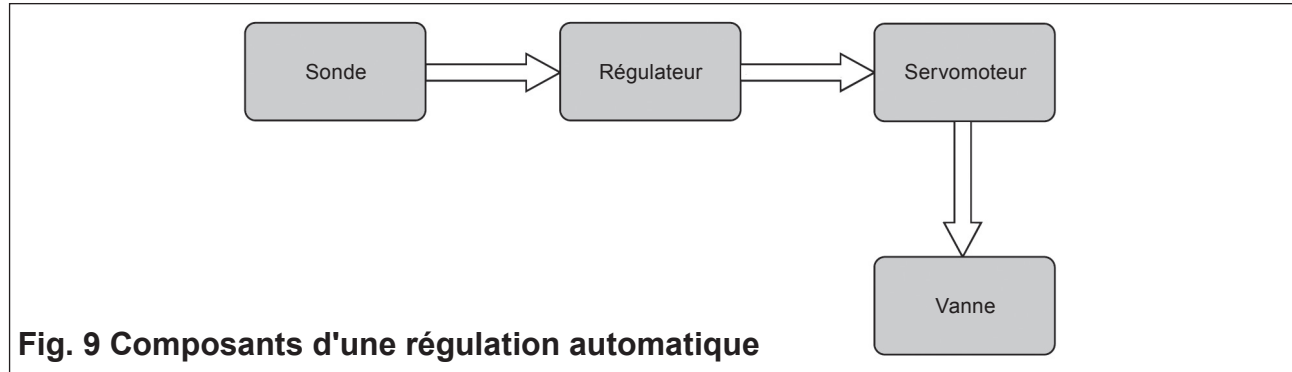


Fig. 9 Composants d'une régulation automatique

2.2.8 Composants d'une régulation automatique

La Figure 9 présente les éléments qui composent un système de régulation. La sonde donne le signal au régulateur. Le régulateur, qui peut recevoir des signaux de plusieurs sondes, détermine s'il est nécessaire de modifier la variable manipulée, sur la base de ces signaux. Il commande alors le servomoteur de déplacer la vanne dans une position différente (soit plus ouverte, soit plus fermée).

Les régulateurs sont classifiés suivant la source d'énergie qu'ils utilisent - électronique, pneumatique, mécanique, etc. Un servomoteur peut être comparé à un moteur. Les servomoteurs sont classifiés selon les mêmes méthodes que les régulateurs. Les vannes sont classifiées suivant l'action qu'elles utilisent pour effectuer l'ouverture ou la fermeture de l'orifice d'écoulement, et par la configuration de leurs corps.

En combinant les éléments du système avec les parties du système (ou les appareils), la relation entre "ce qui doit être fait" et "qui le fait", peut être analysée.

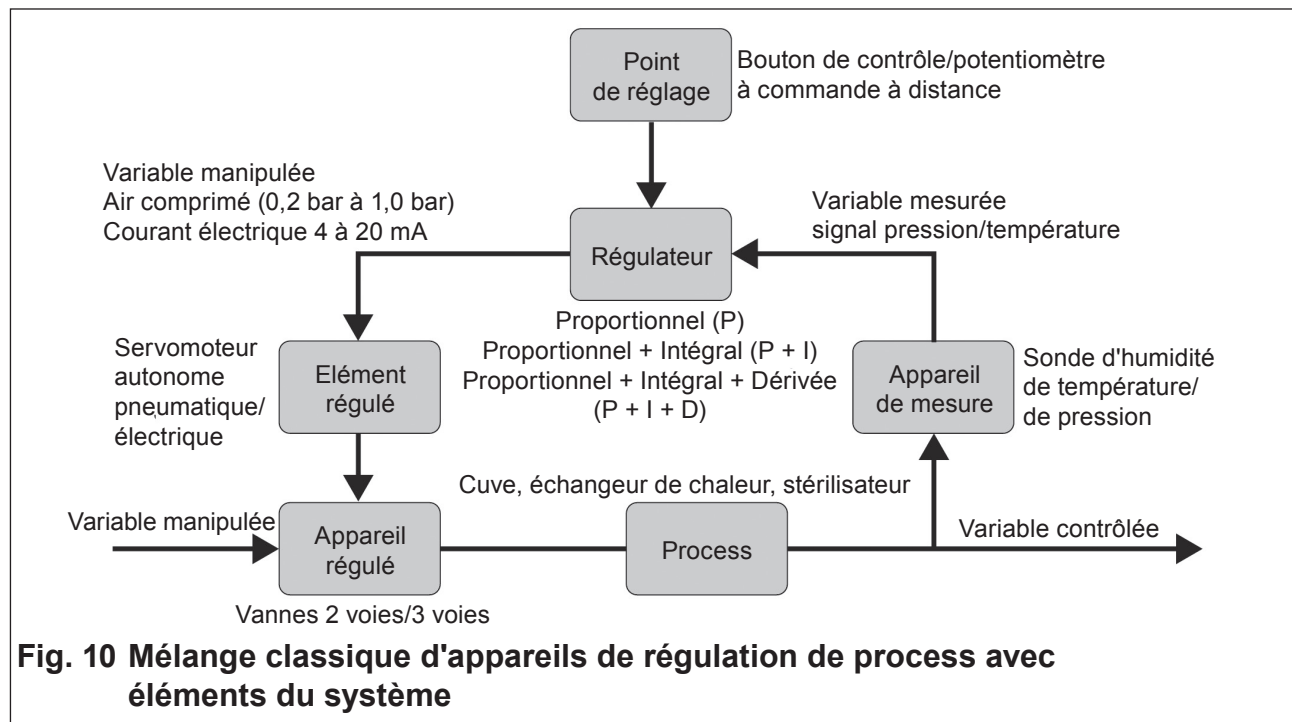


Fig. 10 Mélange classique d'appareils de régulation de process avec éléments du système

2.3 Théorie de la régulation

2.3.1 Régulation proportionnelle

C'est le plus basique des modes de régulation continue, elle est généralement désignée par la lettre P. Le but principal de la régulation proportionnelle est de stabiliser le process en évacuant les mouvements de va-et-vient de la valeur de process, par exemple, la température mesurée. Cette section montre que :

- Plus la Bande Proportionnelle est large, plus la régulation est stable et plus l'offset est élevé.
- Plus la Bande Proportionnelle est étroite, moins le process est stable, et plus l'offset est faible.

Pour expliquer la régulation proportionnelle, de nombreux termes nouveaux doivent être introduits.

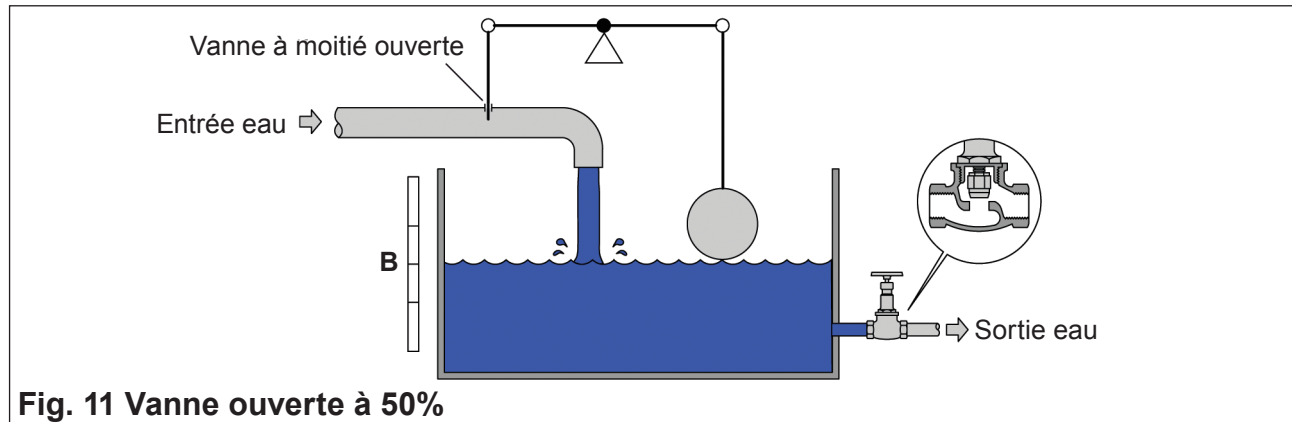


Fig. 11 Vanne ouverte à 50%

Pour expliquer cette fonction, on peut considérer une simple analogie - un réservoir d'eau froide alimentée en eau via une vanne à flotteur et un robinet d'arrêt sur la tuyauterie de sortie, Fig. 11. On souhaite maintenir le niveau d'eau du réservoir à **B** (équivalent au point de consigne d'un régulateur de température). On peut supposer que, avec la vanne 'V' à moitié ouverte (débit de 50 %), le débit d'eau entrant par la vanne commandée par le flotteur est juste suffisant pour fournir le débit désiré à la sortie de la tuyauterie d'évacuation, et pour maintenir le niveau d'eau du réservoir à **B**. Le système peut être dit, être sous contrôle, dans une condition stable (le flotteur n'oscille pas de haut en bas) et, précisément, au niveau d'eau désiré **B**, donnant le débit souhaité.

La Figure 12 présente la vanne 'V' complètement fermée (débit de 0 %). Avant que le flotteur ne commande à la vanne de fermer l'alimentation d'eau, le niveau d'eau dans le réservoir augmente jusqu'à **A**. Le système est toujours sous régulation et est stable mais la régulation se fait au-dessus du niveau souhaité. La différence entre le niveau souhaité, **B**, et le niveau régulé réel, **A**, est appelée **offset**.

Une fois encore, si la vanne 'V' est à moitié ouverte, débit de 50 %, le niveau d'eau dans le réservoir retournera au niveau désiré à **B**.

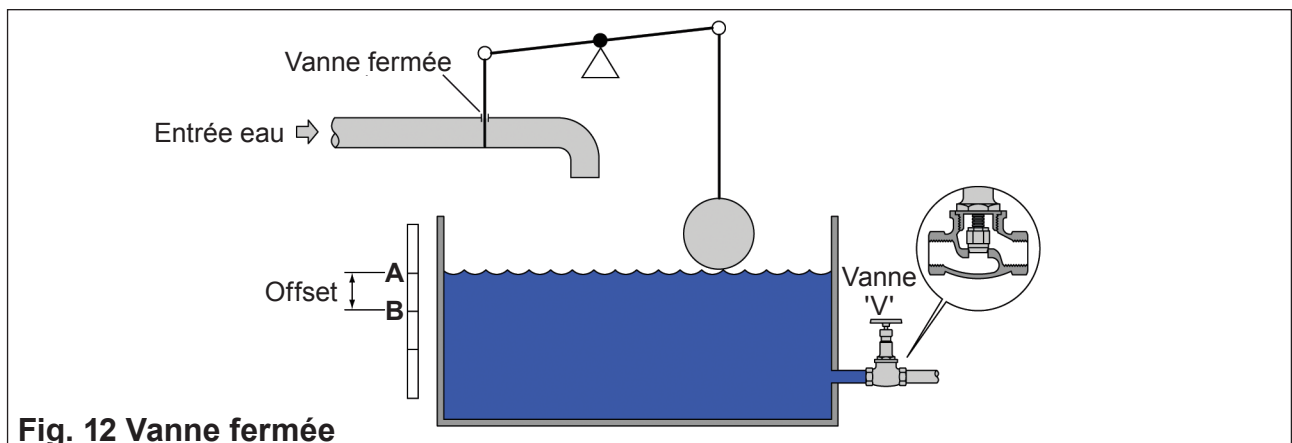


Fig. 12 Vanne fermée

Regardons la Figure 13. La vanne 'V' est maintenant complètement ouverte (débit de 100 %). Le flotteur doit chuter pour ouvrir complètement la vanne d'admission. La vanne admet un débit d'eau froide plus élevé pour répondre à la demande plus forte de la tuyauterie d'évacuation. Lorsque le niveau C est atteint, assez d'eau entrera pour répondre aux conditions d'évacuation et le niveau d'eau sera maintenu à C.

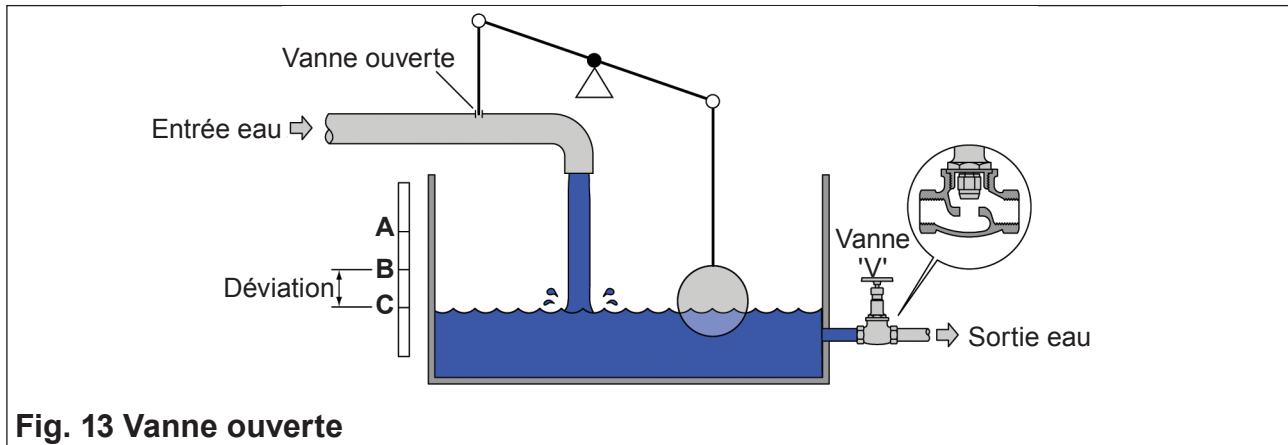


Fig. 13 Vanne ouverte

Le réseau est sous régulation et stable, mais une fois encore l'offset sera plus important - la déviation de niveau entre B et C. La Figure 14 amalgame les trois conditions utilisées dans notre exemple.

La différence des niveaux entre A et C est connue comme la Bande Proportionnelle, donc c'est le changement de niveau (ou de température dans le cas d'une régulation de température) pour que la vanne passe de complètement ouverte à complètement fermée. Le symbole de la Bande Proportionnelle est X_p .

L'analogie illustre de nombreux éléments de base importants liés à la régulation proportionnelle.

- La vanne se déplace en proportion de l'erreur de niveau d'eau (ou la déviation de température, dans le cas d'une régulation de température) par rapport au niveau souhaité (ou point de consigne).
- Le niveau précis désiré ou point de consigne, peut être maintenu uniquement pour une condition spécifique de débit.
- Alors qu'une régulation stable sera réalisée sous d'autres débits, le niveau sera toujours décalé par rapport au point de consigne, soit supérieur avec un débit plus faible, soit inférieur avec un débit plus fort.

Note : En changeant la position du point d'articulation de la vanne à flotteur, la Bande Proportionnelle est modifiée.

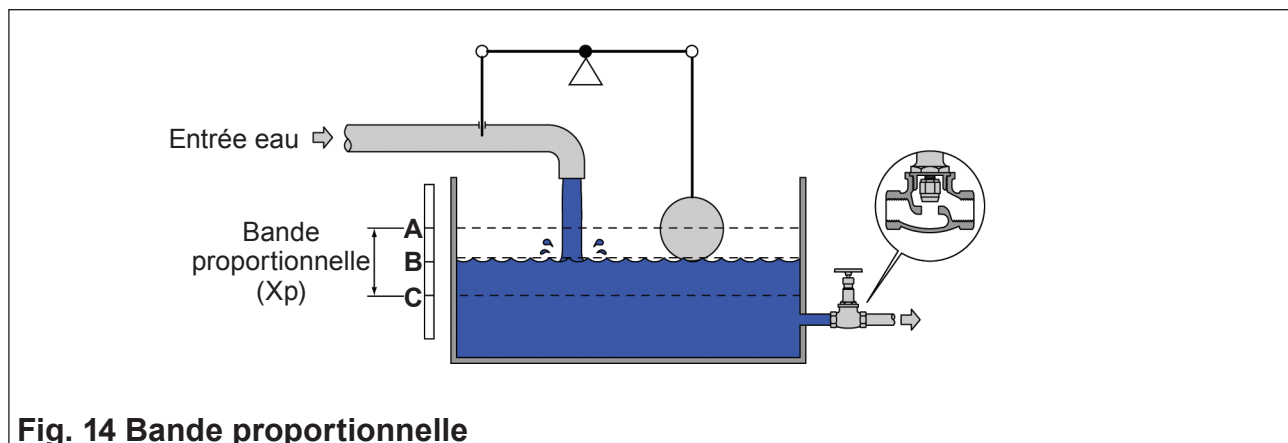


Fig. 14 Bande proportionnelle

Les régulateurs électriques et pneumatiques égalisent la valeur de réglage pour faire la moyenne de la position de la Bande Proportionnelle.

Cela peut être décrit avec un exemple légèrement différent qui représente la régulation de température ambiante d'un bâtiment utilisant une régulation de température proportionnelle (vanne électrique/électronique, servomoteur, régulateur et sonde d'ambiance).

La régulation sélectionnée a une Bp (ou Xp) de 6°C et la température ambiante interne souhaitée est de 18°C. Sous des conditions de débit stable, la vanne est à moitié ouverte et la température est juste de 18°C. La température externe chute, provoquant une augmentation de la perte de chaleur du bâtiment. En conséquence, la température interne diminuera et cette diminution sera détectée par la sonde d'ambiance. La sonde envoie un signal à la vanne, qui prendra une position plus ouverte pour admettre plus de chaleur.

La vanne s'ouvre jusqu'à ce que le débit d'entrée de chaleur soit modifié proportionnellement à la diminution de la température intérieure.

Il s'ensuit que la diminution de température intérieure est arrêtée, et pour fournir la chaleur supplémentaire nécessaire, la vanne se stabilisera dans une position plus ouverte. Mais la température intérieure réelle sera légèrement plus basse que la valeur souhaitée.

La Figure 15 explique cela, avec une Bande Proportionnelle de 6°C.

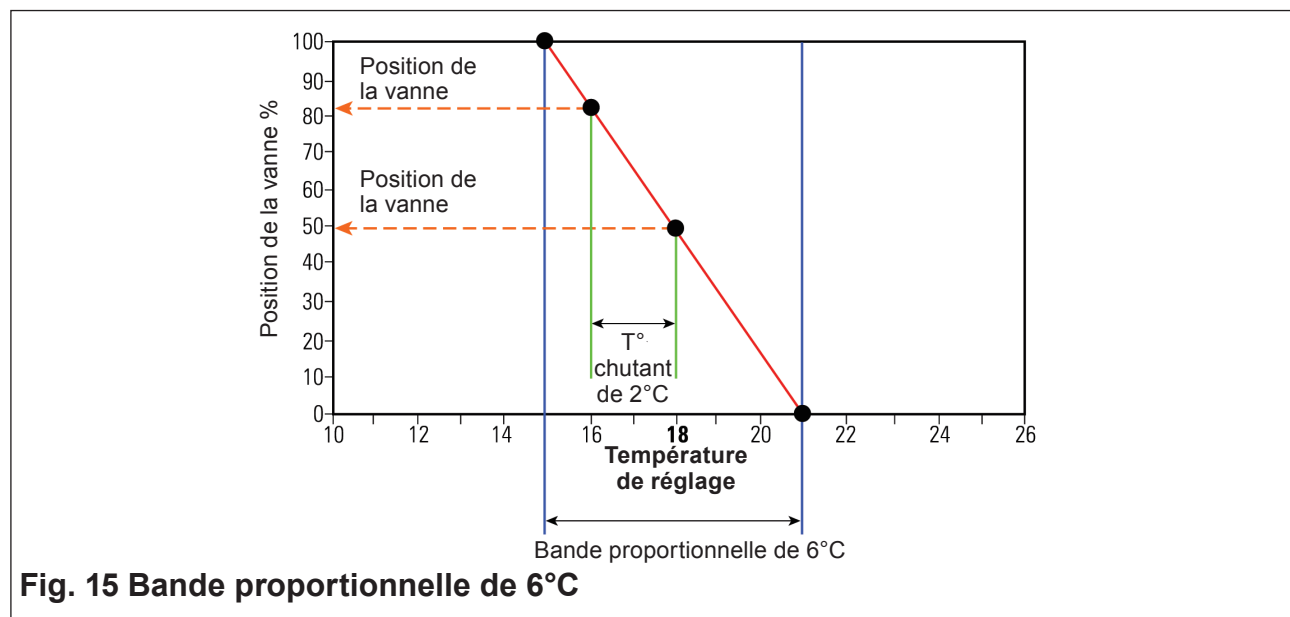


Fig. 15 Bande proportionnelle de 6°C

Comme on peut le voir sur la Figure 15, la conséquence d'une augmentation du débit est d'entraîner une chute de la température intérieure. La différence entre la température de réglage et la température intérieure réelle est appelée offset. Dans ce cas, la température diminue à 16,5 °C. L'offset est donc de 1,5 °C (6 x 25 %). L'offset change toujours en fonction du débit.

- Un débit inférieur à 50 % entraînera un offset au-dessus de la valeur de réglage.
- Un débit supérieur à 50 % entraînera un offset en dessous de la valeur de réglage.

Maintenant, on peut analyser la conséquence d'une modification de la Bande Proportionnelle. On suppose le même système, mais au lieu d'être de 6°C, la Bande Proportionnelle est augmentée à 12°C (Figure 16). Avec le même scénario, avec une modification du débit de 50 % à 75 %, on peut constater que l'offset a doublé, et la température réelle est maintenant de 15°C. (18 - (12 x 25 %)). Si la Bande Proportionnelle est réduite de moitié à 3°C, l'offset original sera divisé par deux.

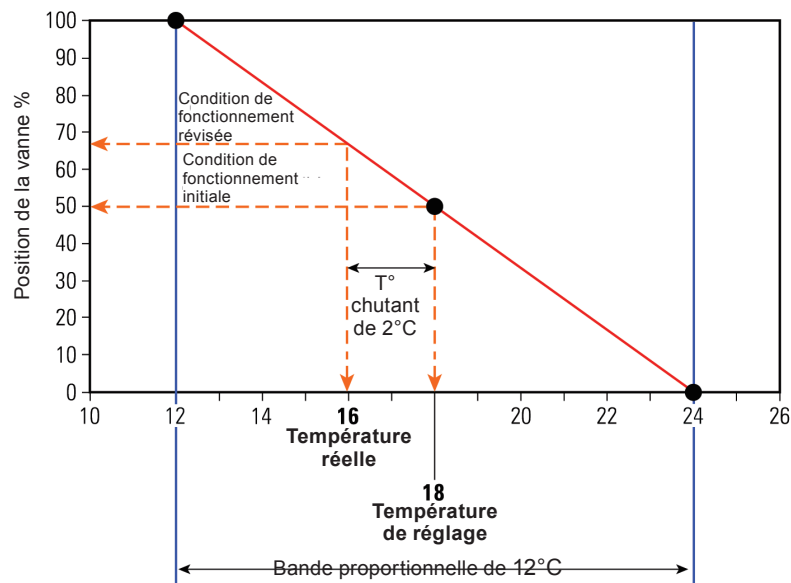


Fig. 16 Bande proportionnelle de 12°C

Au début, il a été établi que P augmente l'offset. Toutefois, comme montré, une Bande Proportionnelle plus importante augmente aussi l'offset. Il est donc nécessaire de sélectionner une Bande Proportionnelle minimale pour donner une stabilité avec un offset minimal.

On peut étudier maintenant si une Bande Proportionnelle plus large augmente la stabilité du process. Pour garder des calculs simples, un exemple de régulation avec une Bp de 5 °C sera étudié. On sait qu'une modification de 5°C de température entraînera le déplacement de la vanne d'une position complètement ouverte à une position complètement fermée. Dans ce cas, la vanne a une course de 20 mm et la caractéristique est linéaire, c.-à-d. que le débit est directement proportionnel à la course. On peut calculer que pour chaque 1°C de changement de température, la vanne se déplacera de :

$$\frac{20}{5} = 4 \text{ mm}$$

$$\text{c.à.d. } \frac{4}{20} \times 100 = 20 \% \text{ de changement de débit}$$

Si la Bande Proportionnelle est doublée, à 10°C, un changement de température de 1°C entraînera un déplacement de la vanne de :

$$\frac{20}{10} = 2 \text{ mm}$$

$$\text{c.à.d. } \frac{2}{20} \times 100 = 10 \% \text{ de changement de débit}$$

Manifestement, le mouvement plus faible entraînera un changement de débit plus faible et le process restera donc plus stable.

De même, si nous réduisons aussi la Bande Proportionnelle à 2°C, voilà ce qui se passe :

$$\frac{20}{2} = 10 \text{ mm de mouvement pour chaque changement de } 1^\circ\text{C de température}$$

$$\text{c.à.d. } \frac{10}{20} \times 100 = 50 \% \text{ de changement de débit}$$

C'est un grand déplacement, et un changement important du débit pour un faible changement de température, ce qui entraîne une régulation plutôt tout ou rien, le réseau tendra donc à devenir instable. La Bp est souvent exprimée en pourcentage. Le pourcentage de la Bp est la variation de la mesure sur la sonde (de sa plage) nécessaire pour donner un changement de 100 % de la sortie du régulateur. Si un régulateur a une plage de signal d'entrée de 200°C, et si la Bp est de 10°C,

$$\text{le pourcentage de bande proportionnelle} = \frac{10 \times 100 \%}{200} = 5 \%$$

Avec des régulateurs à Bp réglable, le réglage réel est quelquefois réalisé via une adaptation appelée gain ou gain proportionnel.

La relation entre gain et Bp est :

$$\text{gain} = \frac{100}{\text{pourcentage de la bande proportionnelle}}$$

ou

$$\% \text{ de la bande proportionnelle} = \frac{100}{\text{gain}}$$

Pour mémoire :

- Une Bande Proportionnelle large donnera une réponse moins précise.
- Une Bande Proportionnelle étroite donnera une réponse plus précise, mais il y a une limite du degré d'étroitesse de Xp.
- Une Bande Proportionnelle trop étroite entraînera des oscillations et une régulation instable.

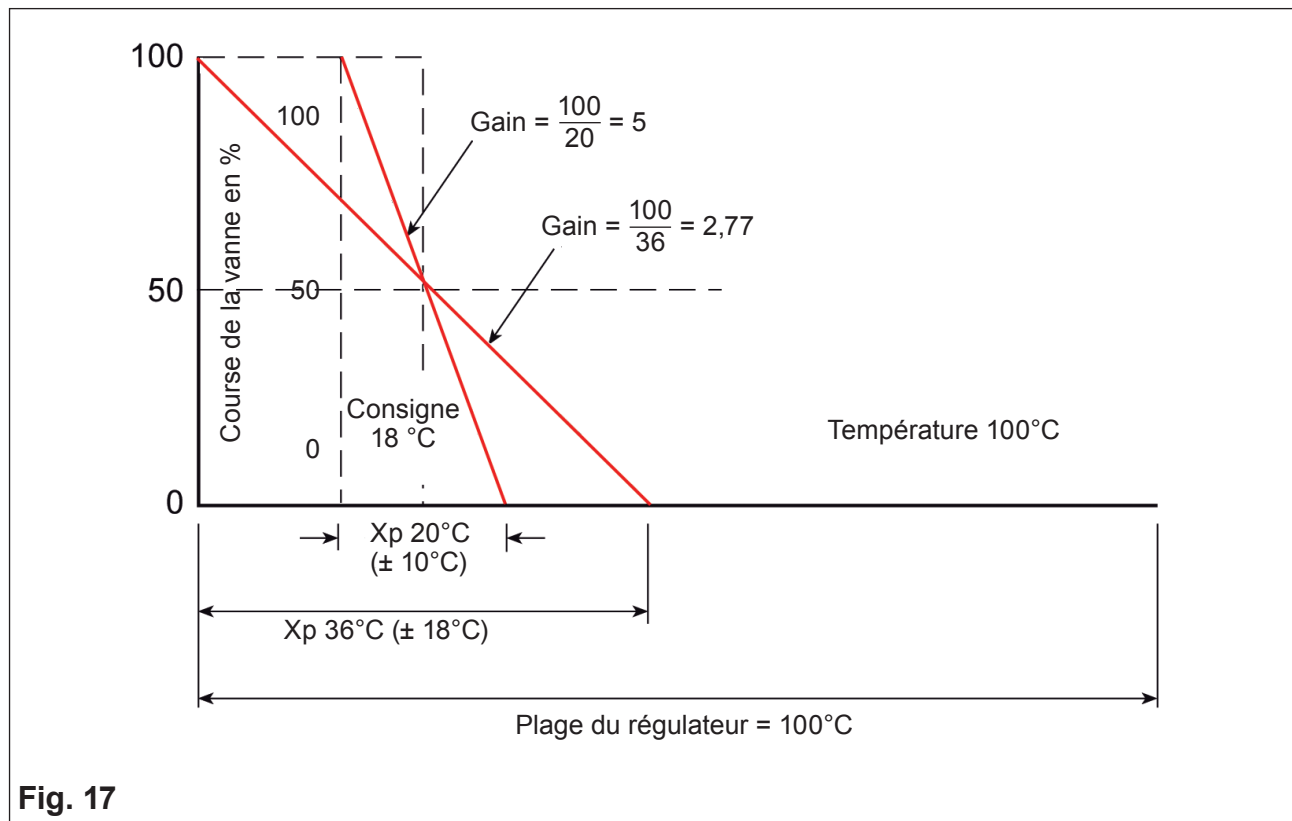
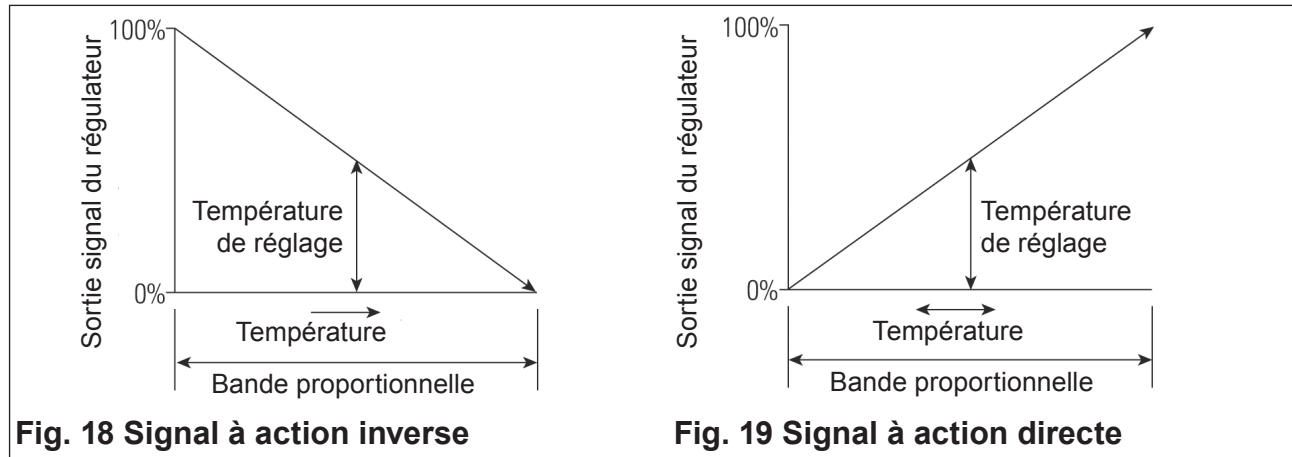


Fig. 17

2.3.2 Signal de régulation à action directe ou à action inverse

Un regard rapide sur les figures présentées pour décrire les conséquences d'une régulation proportionnelle, montre que la sortie est supposée être à action inverse. En d'autres termes, une augmentation de la température du process entraîne une chute du signal de régulation et la fermeture de la vanne. Les Figures 17 et 18 montrent la différence entre signaux de régulation à action directe et à action inverse.



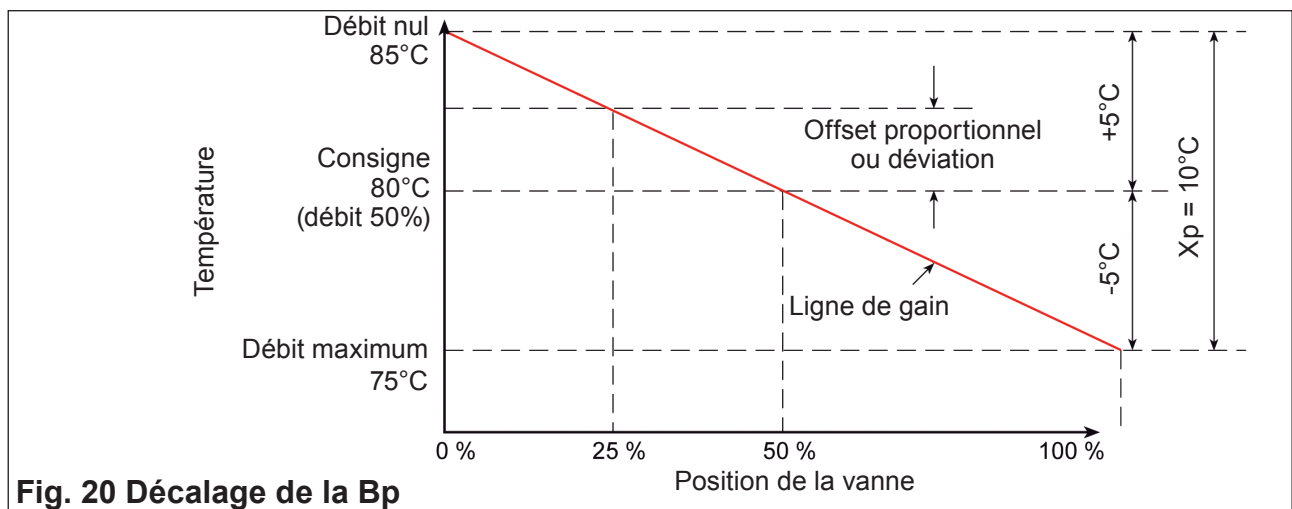
Généralement :

- Un signal à action inverse sera utilisé pour des régulations de chauffage.
- Un signal à action directe sera utilisé pour des régulations de refroidissement.

Avec des régulateurs mécaniques (par exemple un régulateur pneumatique), il est généralement possible d'inverser le signal de sortie du régulateur en tournant le cadran de régulation proportionnelle. Ainsi, l'amplitude de la Bp et le sens de la régulation peuvent être déterminés à partir du même cadran. Avec des régulateurs électroniques, le sens d'action inverse (AI) ou directe (AD) est sélectionné sur le clavier.

2.3.3 Décalage de la Bp

D'après l'explication de la régulation proportionnelle, on voit qu'il y a offset de régulation ou déviation par rapport à la valeur de réglage lorsque le débit varie de 50 %. Pour illustrer ce cas plus en détails, considérons un réseau où la charge est à 25 % de la demande maximale (représenté Figure 20, page 31). Si l'offset subséquent ne peut pas être toléré par l'application ou le process, l'offset de la Bp (dans ce cas $X_p = 10^\circ\text{C} \pm 5^\circ\text{C}$) doit être éliminé. Ce qui est fait en replaçant la ligne de gain, soit en la déplaçant vers le haut soit vers le bas, autour de la valeur de réglage de 80°C . Cette action est appelée commande de reset.



2.3.4 Reset manuel

L'offset peut être modifié soit manuellement soit automatiquement. L'effet du reset manuel peut être observé sur la Figure 21, en supposant que les valeurs sont les mêmes que celles utilisées précédemment.

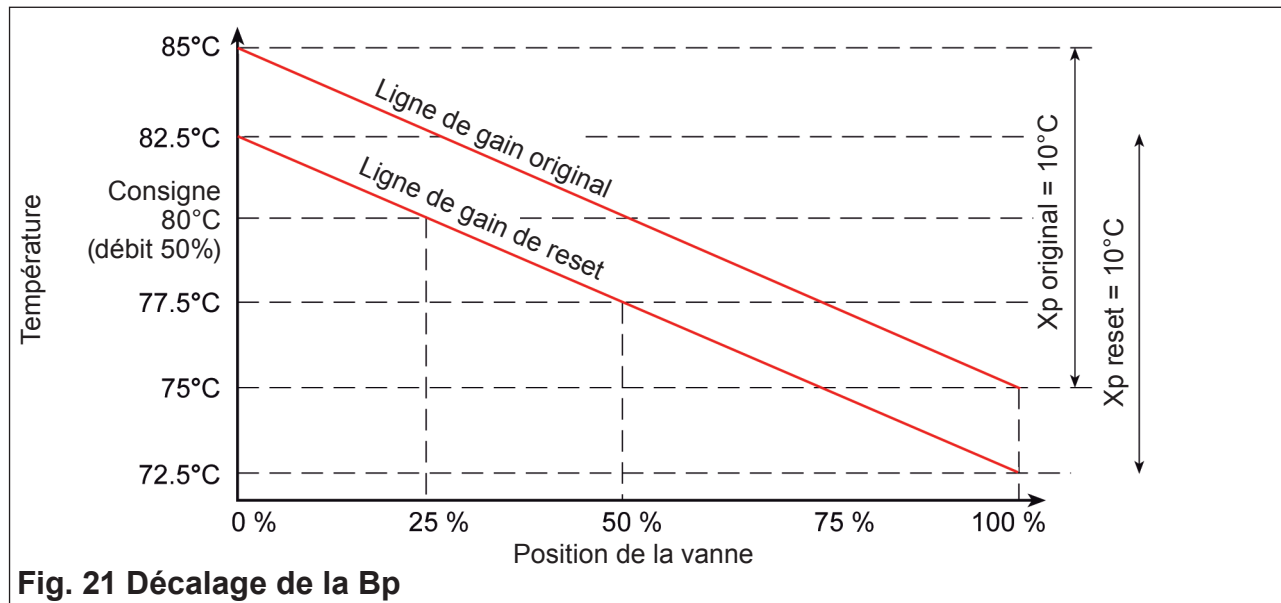


Fig. 21 Décalage de la Bp

D'après la Figure ci-dessus, il est clair que la valeur de réglage a été baissée de 2,5 °C. La Bande Proportionnelle entière a été déplacée d'une manière parallèle et la ligne de débit de 25 % est reportée à la valeur de réglage originale qui, bien sûr, coïncide avec la valeur désirée.

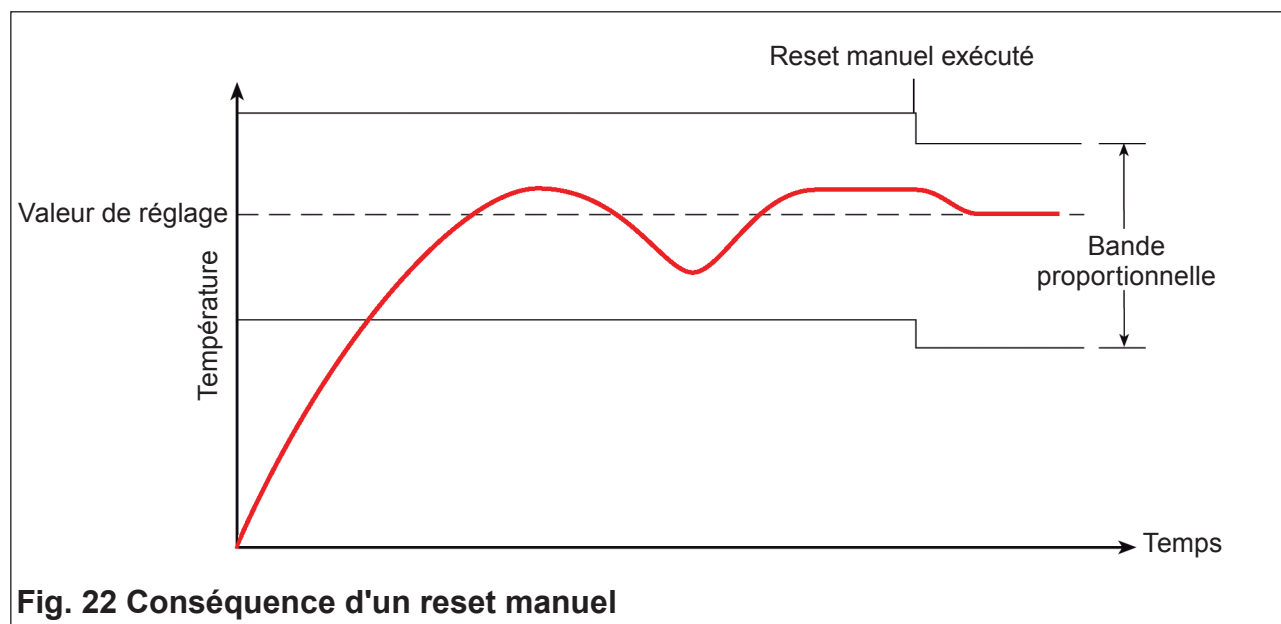


Fig. 22 Conséquence d'un reset manuel

2.3.5 Reset automatique (action intégrale)

Le reset manuel est généralement peu satisfaisant pour les installations process où chaque changement de débit nécessitera un décalage. Il est aussi très courant pour un opérateur d'être trompé par les différences entre :

- Valeur de réglage - ce qu'il y a sur le cadran
- Valeur réelle - ce que le process ressent
- Valeur désirée - la condition parfaite

Confusion et erreur sont surmontées en adoptant une routine de régulation automatique où valeur de réglage initiale et valeur réelle sont indiquées sur le panneau frontal du régulateur. L'action de reset est dissimulée à l'intérieur du régulateur.

Un tel régulateur automatique est principalement un régulateur proportionnel. Une fonction de reset lui est alors ajoutée appelée "action intégrale". Le reset automatique utilise une intégration électronique pour assurer la fonction de reset - le terme le plus couramment utilisé pour un reset automatique - qui est l'action intégrale. Elle est indiquée par la lettre I.

La fonction de l'action I est d'éliminer l'offset en déplaçant automatiquement et continuellement la Bande Proportionnelle vers le haut et vers le bas si nécessaire et en accord avec la déviation de régulation qui est détectée. Le signal de déviation est intégré par rapport au temps. L'action I commence à donner un signal croissant régulièrement aussi longtemps qu'il y a déviation. Plus la déviation est importante, plus l'augmentation ou la diminution du signal sera rapide.

Un régulateur avec reset automatique a besoin d'intégrer l'offset en fonction du temps, avec l'offset proportionnel. Ses calculs doivent constamment être remis à jour pour que la précision soit maintenue. Ainsi, l'action proportionnelle et Intégrale (P + I) devient la terminologie pour ces actions incorporant ces caractéristiques.

L'action intégrale sur un régulateur est inhibée à l'intérieur de la Bande Proportionnelle. La Figure 23 présente complètement la fonction P + I.

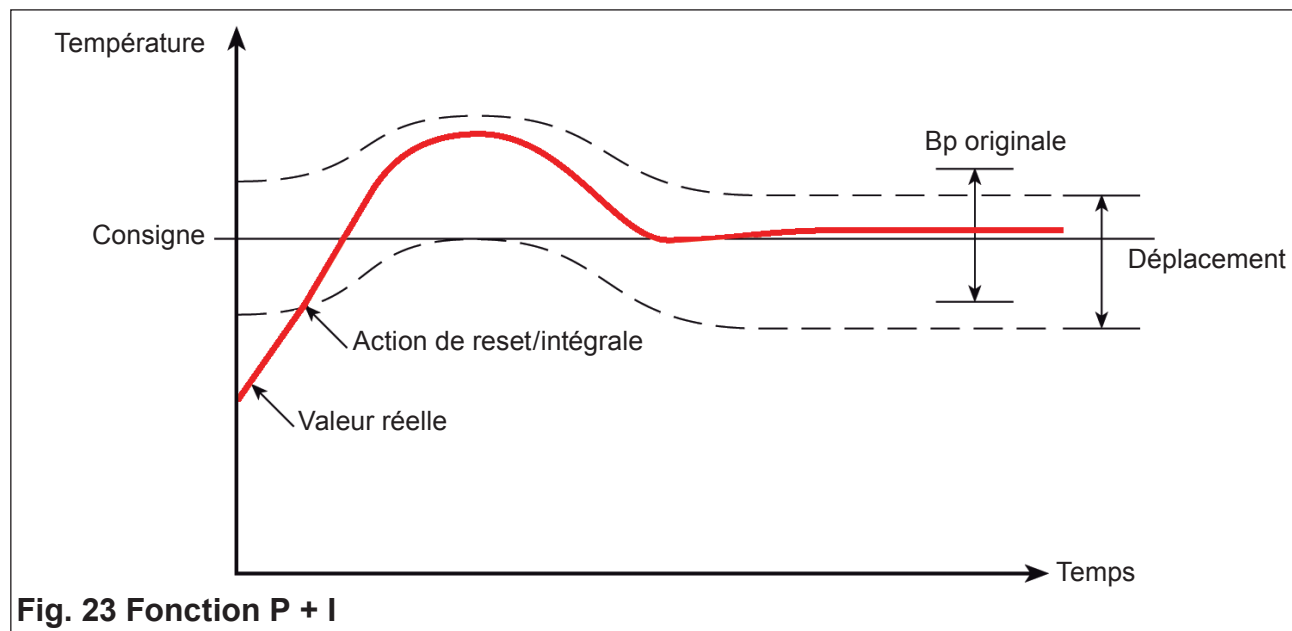


Fig. 23 Fonction P + I

Le temps de reset (ou intégral) est réglable. S'il est trop court, il entraînera surréaction et instabilité. S'il est trop long, il n'y aura pas assez d'action de reset. Le temps de réglage est calculé en unités de temps. Pour certains régulateurs, le paramètre réglable du mode de reset est l'inverse de celui qui est connu en répétition par minute.

Répétition
par minute = $\frac{1}{\text{Constante de temps d'intégrale en minutes}}$

Temps intégral = ∞ signifie qu'il n'y a pas d'action intégrale

Temps intégral = 0 signifie qu'il y a une action intégrale

Il est important de vérifier le manuel du régulateur pour voir comment l'action intégrale est représentée.

2.3.6 Action dérivée

La Figure 23 (page 32) indique que, avec des régulateurs P + I, des dépassements de température se produisent le plus souvent lorsque la température réelle du process est en dehors du réglage de la Bande Proportionnelle du régulateur. Un démarrage est un exemple classique.

La fonction intégrale répond à une différence importante entre la température réelle et la température de réglage en déplaçant tellement la Bp que le point de consigne se trouve en dehors de la bande. La température réelle du process doit passer le point de consigne avant que la sortie du régulateur soit modifiée. Comme la température du process dépasse le point de consigne, il y a inversion du sens d'évolution du signal, et le signal de sortie du régulateur commence à diminuer. Pour corriger cette situation, nous devons mesurer le taux (B1) auquel la température réelle dévie de la température de réglage, c.-à-d. le taux de variation de l'erreur.

C'est ce que fait une action Dérivée.

Suivons un changement de débit et la réduction conséquente de la température du process :

- La fonction intégrale règle de nouveau la Bande Proportionnelle.
- En même temps, la fonction Dérivée surveille le taux de changement de la différence entre la température réelle et la température de réglage (l'erreur).
- Lorsque la valeur réelle approche la valeur de réglage, l'action dérivée module le signal de la vanne de régulation, et ralentit le changement de température.

La conséquence de cette nouvelle fonction est de minimiser les dépassements de température. L'action Dérivée détecte le taux de changement de l'erreur, alors que les termes P et I détectent l'amplitude de la déviation. L' Action Dérivée est référencée par la lettre D. L'action D est une fois de plus réglable et est référencée T_D en unités de temps.

$T_D = 0$ signifie qu'il n'y a pas d'action D

$T_D = \infty$ signifie qu'il y a une action D infinie

Des régulateurs P + D peuvent être obtenus, mais avec un offset. Il faut se rappeler que le seul inconvénient d'une régulation P, est la présence de l'offset. Pour surmonter ou annuler l'offset, une action I est introduite. L'inconvénient est le dépassement de consigne. On a besoin ici d'une troisième action D. La solution est un régulateur P + I + D qui, s'il est correctement réglé, donne une réponse rapide sans offset et sans dépassement.

P et I et D sont référencées par des actions et donc un régulateur P + I + D est connu comme un régulateur trois actions.

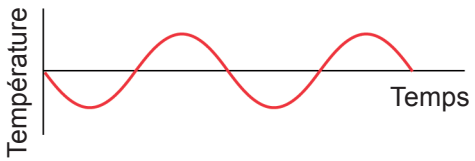
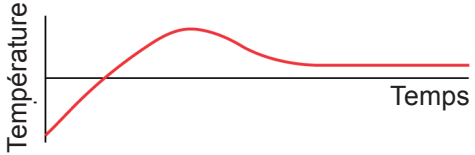
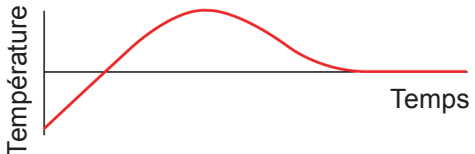
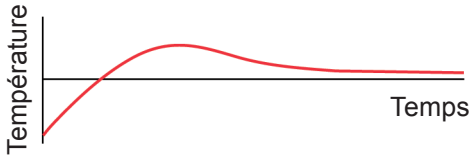

2.3.7 Résumé des modes de régulation

Un régulateur trois actions contient donc trois modes de régulation :

- L'action Proportionnelle (P) réglable pour obtenir plus de stabilité.
- L'action Intégrale (I) pour compenser les changements de débit.
- L'action Dérivée (D) accélère le mouvement de la vanne pour tenir compte des changements rapides de débit.

Les différentes caractéristiques peuvent être résumées sur le Tableau 1.

Tableau 1 - Résumé des modes de régulation et réponses

Mode de régulation	Réponse classique du réseau	Avantages/Inconvénients
Tout ou Rien	 <p>Température</p> <p>Temps</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Bon marché • Simple • Le différentiel de fonctionnement peut être en dehors des conditions de process
Proportionnel P	 <p>Température</p> <p>Temps</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Simple • Stable • Facile à régler • Offset possible
Proportionnel + Intégral (P + I)	 <p>Température</p> <p>Temps</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Pas d'offset • Augmentation de la bande proportionnelle généralement nécessaire pour surmonter l'instabilité. • Dépassement plus important au démarrage.
Proportionnel + Dérivée (P + D)	 <p>Température</p> <p>Temps</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Stable • Offset possible • Réponse rapide pour des changements
Proportionnel + Intégral + Dérivée (P + I + D)	 <p>Température</p> <p>Temps</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Donnera une meilleure régulation, pas d'offset et dépassement minimal. • Plus complexe à régler manuellement, mais les régulateurs électroniques ont un dispositif de "réglage automatique". • Plus coûteuse dans le cas des régulateurs pneumatiques.

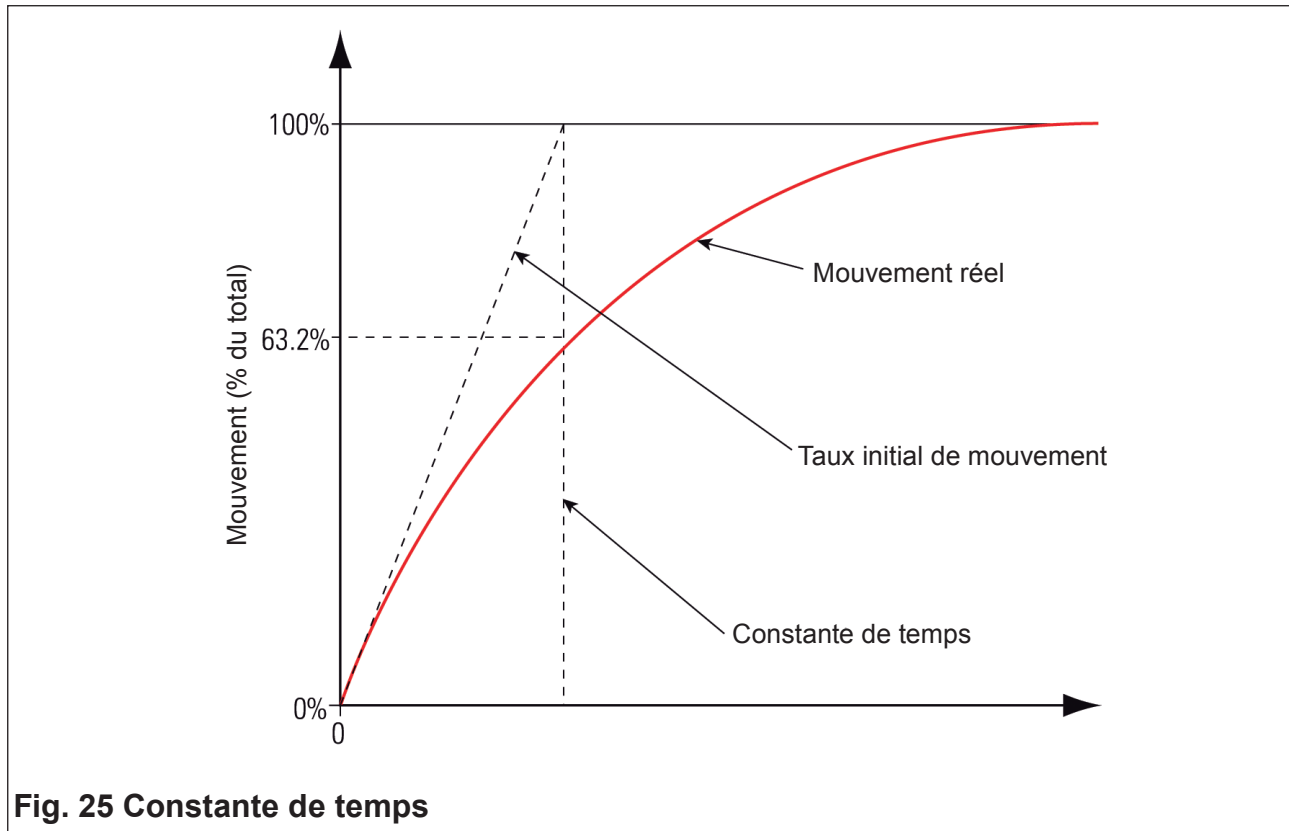
2.4 Autres terminologies

2.4.1 Constante de temps (d'un système de régulation)

Elle est définie comme :

" le temps pris par un signal d'un régulateur pour se modifier de 63,2 % de sa valeur totale sous l'effet d'un changement en échelon (ou soudain) du débit de process. "

L'explication est toutefois un peu plus complexe que cela car la constante de temps est le temps réellement pris par un signal ou une sortie pour atteindre la valeur de réglage, si le taux original d'augmentation ou de mouvement était maintenu.



En termes simples, deux bains d'eau sont maintenus à des températures différentes. La sonde est trempée dans l'un des réservoirs et est rapidement transférée à l'autre. Le mouvement du servomoteur est enregistré en fonction du temps, jusqu'à ce que tout le mouvement semble s'être stoppé. Finalement, le mouvement est tracé, exprimé en pourcentage du mouvement total résultant du changement de température, en fonction du temps. Le temps pris pour atteindre 63,2 % du mouvement total peut être lu. Le graphique de la Figure 25 le montre.

2.4.2 Pompage

Souvent synonyme d'instabilité, de cycle ou d'oscillation, il produit une large déviation par rapport au point normal de fonctionnement à cause seulement d'une petite modification du point de consigne. Elle peut être provoquée par :

- Une Bande Proportionnelle trop étroite.
- Un temps d'intégral trop court.
- Un temps de dérivée trop long.
- Une combinaison de ces trois cas.

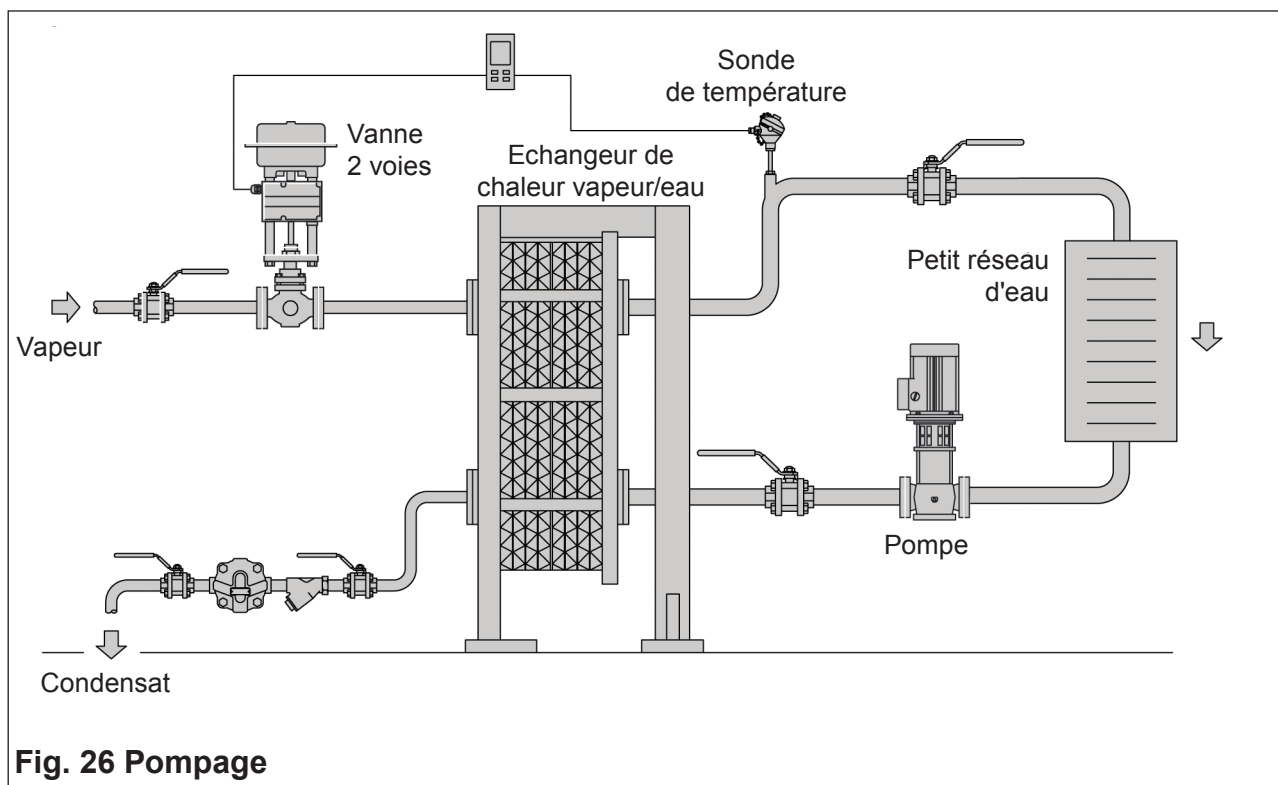


Fig. 26 Pompage

Dans le système " instable " présenté Figure 26, un chauffage précis sera difficile à obtenir, et peut entraîner une large Bande Proportionnelle pour parvenir à la stabilité.

Si le débit du réseau augmente soudainement, la vanne deux voies s'ouvrira complètement, remplissant l'échangeur de chaleur d'un grand volume de vapeur à température élevée, provoquant le réchauffage rapide et un dépassement de température du réseau d'eau. La vanne deux voies se fermera rapidement, la température de l'eau diminuera, et la vanne deux voies s'ouvrira de nouveau.

Le cycle est répété, et cessera seulement lorsque les actions P, I et D seront stables.

Un pompage de ce type peut provoquer un vieillissement prématuré des composants du réseau, en particulier les vannes et les servomoteurs.

2.4.3 Retard

Le retard est un délai de réponse qui existe dans le système de régulation et dans le process ou le système complet sous régulation.

Exemple : une petite pièce est réchauffée par un réchauffeur régulé par un thermostat d'ambiance. Une grande fenêtre est ouverte, laissant rentrer de grandes quantités d'air froid. La température de la pièce va diminuer mais il y aura un délai entre le moment où la sonde se refroidit à la nouvelle température – c'est ce qui est appelé le retard de régulation.

Ayant donc demandé plus de chaleur au réchauffeur, il se passera un certain temps avant que cela prenne effet, et réchauffe la pièce au point prévu sur le thermostat - ce qui est appelé retard du système ou retard thermique.

2.4.4 Rangeabilité

Elle est liée à la vanne de régulation. C'est le rapport entre le débit réglable maximal et le débit réglable minimal, entre lesquels les caractéristiques de la vanne (linéaire, égal pourcentage, ouverture rapide) sont maintenues. Avec de nombreuses vannes, à un certain point avant que la position complètement fermée soit atteinte, il n'y a plus de régulation correcte par rapport aux caractéristiques de la vanne.

2.4.5 Rapport de débit

Le rapport de débit est le quotient entre le débit normal maximal et le débit réglable minimal. Il sera substantiellement inférieur à la rangeabilité si la vanne est surdimensionnée. Bien que la définition officielle se rapporte seulement à la vanne, c'est une fonction du process complet.

2.5 Introduction aux appareils de régulation

L'objectif est de présenter les appareils qui permettent de mettre en pratique la théorie de la régulation, avec les paramètres identifiés.

Cette liste d'appareils comprend :

- Les vannes de régulation
- Les servomoteurs
- Les régulateurs
- Les sondes

Tous ces termes sont génériques et comportent différentes caractéristiques et variations. Aussi, avec les avancées technologiques, la démarcation entre un appareil et un autre diminue. Par exemple, le positionneur qui réglait traditionnellement la vanne dans une position particulière sur sa plage de course peut maintenant :

- Prendre une entrée directement sur une sonde et agir comme un régulateur.
- Se connecter avec un ordinateur portable pour modifier les fonctions de régulations et gérer les diagnostics.
- Modifier les mouvements de la vanne pour modifier les caractéristiques de la vanne de régulation.
- Se connecter avec un système de communication digital.

Toutefois, par égard pour la compréhension à ce point, chaque appareil sera considéré séparément.

2.5.1 Terminologie des régulations automatiques

Des termes spécifiques sont utilisés pour l'industrie, principalement pour éviter les confusions possibles. A première vue, cela semble être une contradiction, car tout 'jargon' est considéré confus par les personnes extérieures à l'industrie.

Le fait est que ne garder que certains termes techniques concernant la régulation montre à quel point les mêmes mots et phrases vont ensemble dans tous les domaines des régulations des tuyauteries à la robotique, de l'électronique aux régulations à fonctionnement direct, de la température à la vitesse.

Utiliser les termes techniques corrects de régulation est essentiel car ils ont une signification internationale.

2.6 Vannes de régulation

Comme il existe une variété considérable de vannes, ce chapitre se concentre sur celles qui sont le plus largement utilisées pour la régulation automatique – vannes à clapet, à tournant sphérique, à papillon et leurs variantes.

Les premières sous-divisions à faire sont les vannes deux voies et les vannes trois voies.

2.6.1 Vannes deux voies

Les vannes deux voies modulent le débit du fluide qui passe à travers elles, et les vannes trois voies sont utilisées soit pour mélanger soit pour répartir.

2.6.2 Vannes à clapet

Dans les applications de régulation, les vannes à clapet sont fréquemment utilisées pour leurs caractéristiques inhérentes liées à l'ouverture de la vanne en fonction du débit. L'action de base d'une vanne à clapet est présentée Figure 27.

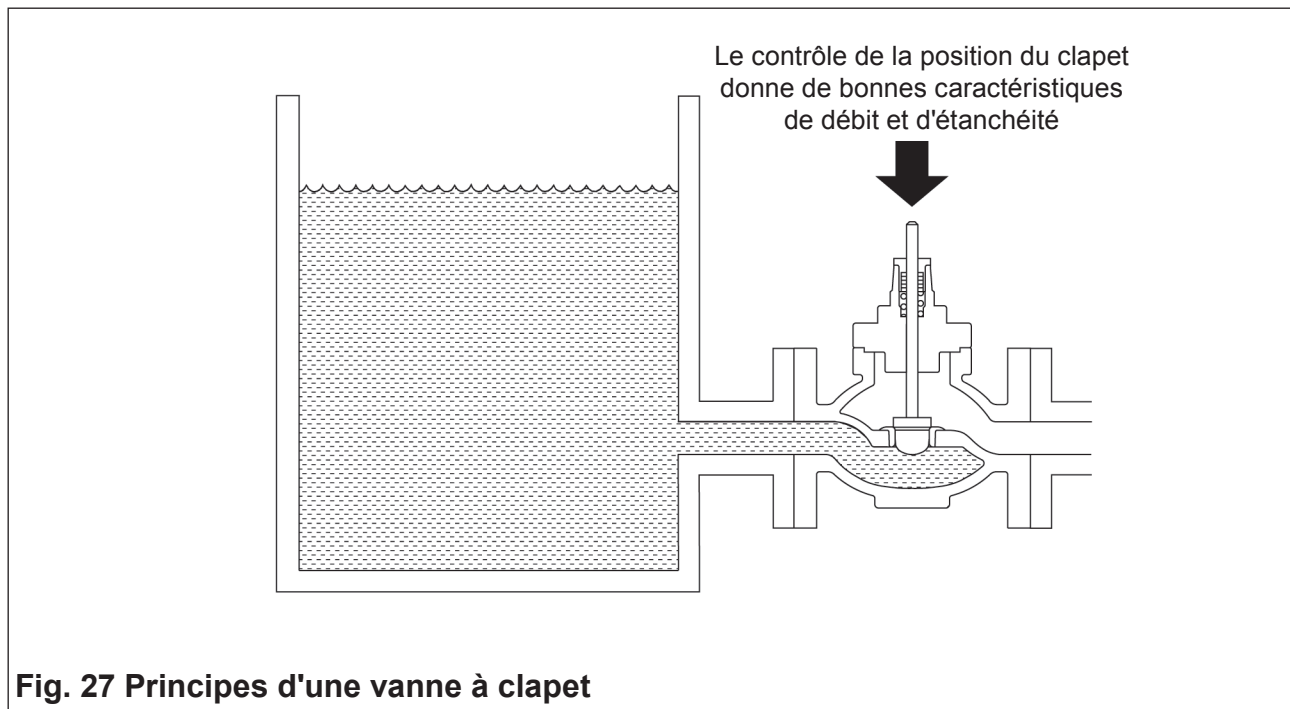


Fig. 27 Principes d'une vanne à clapet

Les parties principales composant les vannes à clapet sont :

- Le corps.
- Le couvercle.
- Le siège et le clapet (appelés aussi "mécanisme interne").
- La tige de clapet (qui le raccorde au servomoteur).
- Le mécanisme d'étanchéité entre la tige et le couvercle.

Il existe des vannes à clapet qui n'ont pas de couvercles indépendants, par exemple, les robinets à double corps et ceux où la tige est insérée dans le presse-étoupe.

La Figure 28 est une représentation schématique d'une vanne à clapet. Dans ce cas, la pression du fluide pousse le clapet de la vanne et tente de l'éloigner de son siège.

La différence entre la pression amont (P_1) et la pression aval (P_2) du robinet, pression contre laquelle le robinet doit rester étanche, est appelée pression différentielle. La pression différentielle maximale en opposition à laquelle une vanne se ferme, dépend de la taille et du type de robinet, de clapet et du servomoteur qui l'actionne.

En termes généraux, la force nécessaire du servomoteur est au moins égale à :

$$\boxed{\text{Surface du clapet de la vanne}} \times \boxed{\text{Pression différentielle}} + \boxed{\text{Compensation pour la friction et l'étanchéité à la fermeture}}$$

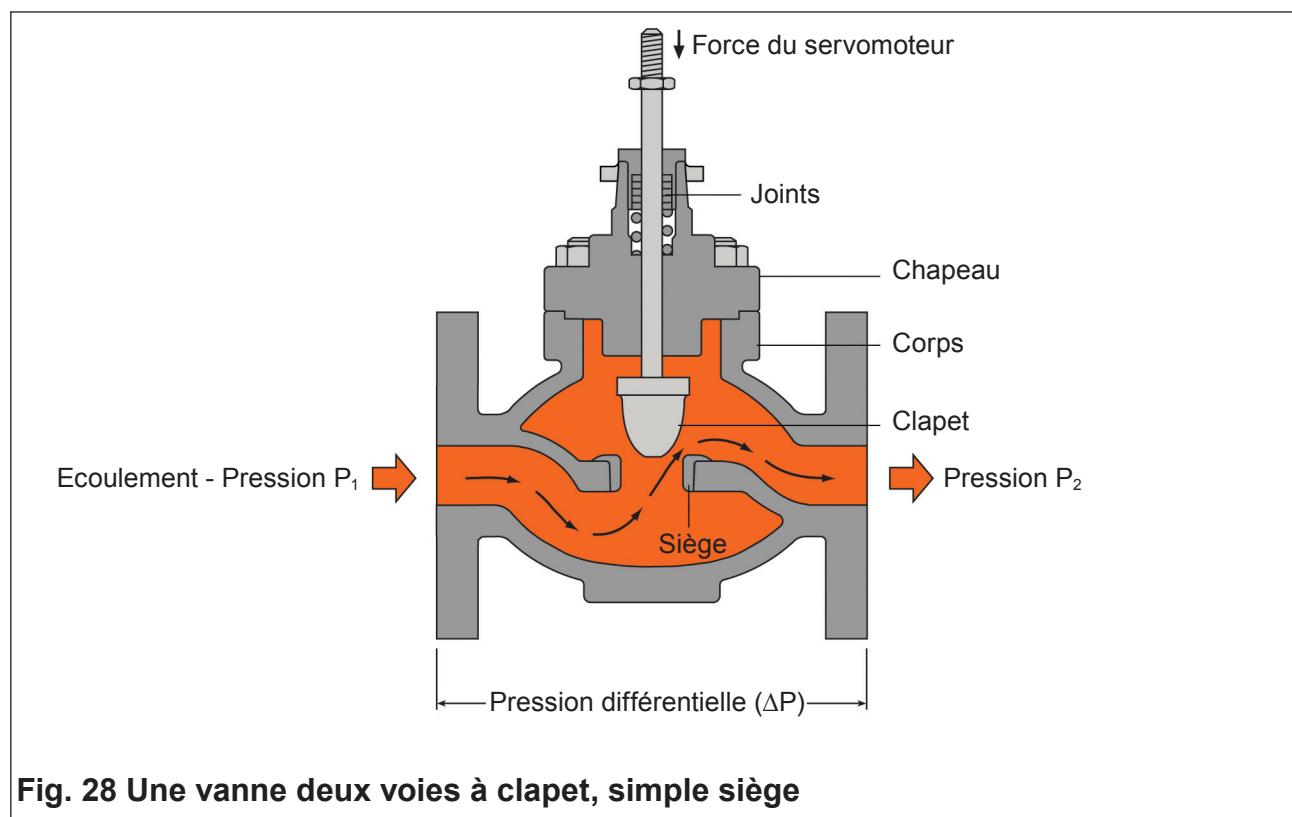


Fig. 28 Une vanne deux voies à clapet, simple siège

Dans un système vapeur, la pression différentielle maximale est toujours la même que la pression absolue en amont. Cela permet d'obtenir des conditions de vide en aval de la vanne lorsque la vanne se ferme. La pression différentielle dans un réseau d'eau fermé, est la hauteur différentielle disponible à la pompe à travers le circuit dans lequel la vanne est installée.

Si une vanne de plus grande section est utilisée pour passer des débits plus importants de fluide, la force que le servomoteur doit développer pour fermer la vanne augmente. Lorsque de très grands débits doivent passer (donc des vannes à grandes sections) ou lorsque des pressions différentielles très élevées existent, le cas où il devient impossible de fournir une force suffisante pour fermer une vanne conventionnelle à simple siège, arrive fréquemment. Dans ces circonstances, il faut utiliser une vanne deux voies à double siège ou une vanne à clapet équilibré.

Comme son nom l'indique, la vanne à double siège est équipée de deux clapets sur une tige commune, et de deux sièges. Non seulement les sièges peuvent être plus petits (car ils sont deux), mais, comme on peut le voir sur la Figure 29, les forces sont parfaitement équilibrées. Cela signifie que bien que la pression différentielle essaie d'éloigner le clapet du siège (comme avec une vanne à simple siège), elle essaie aussi de le pousser vers le bas, et de fermer le clapet inférieur.

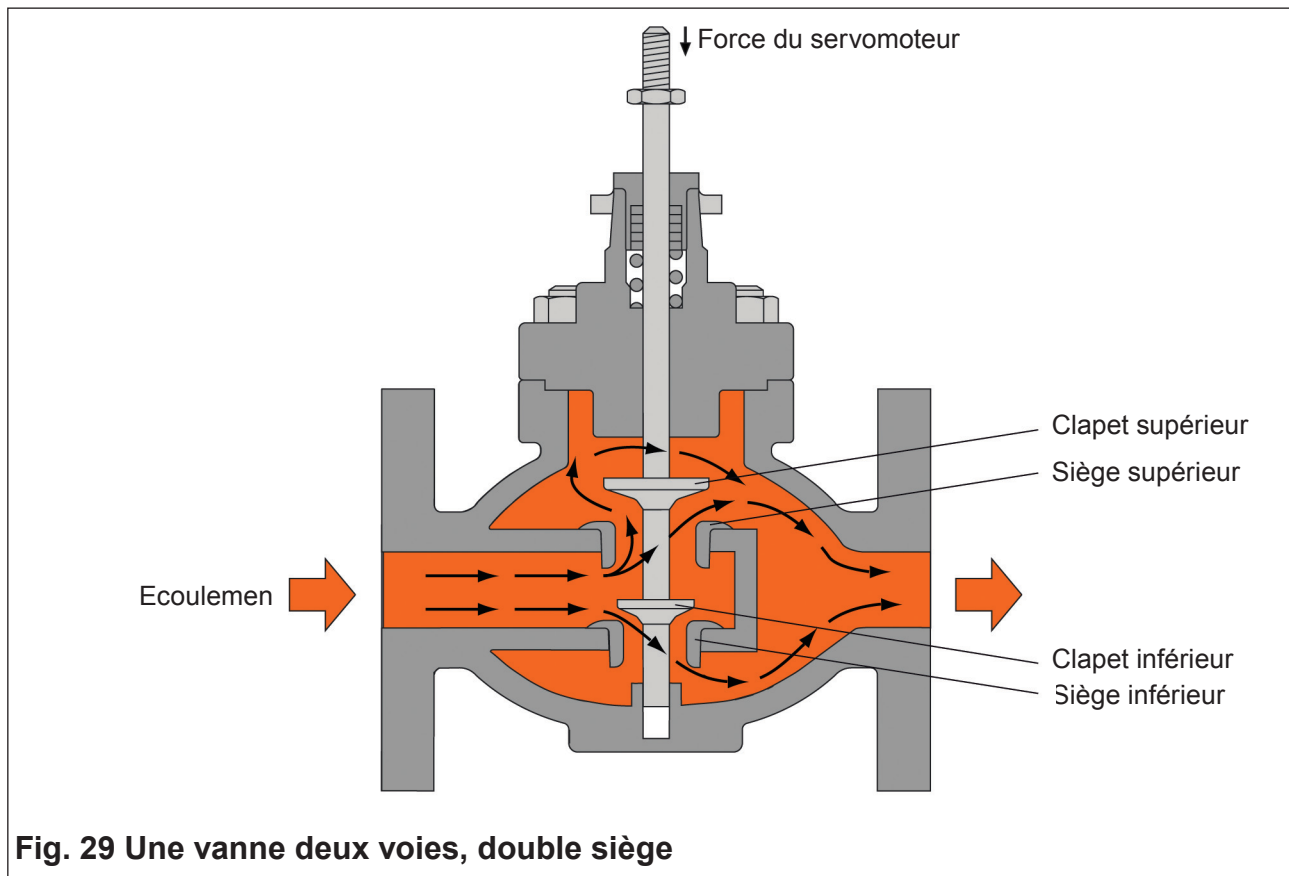


Fig. 29 Une vanne deux voies, double siège

Toutefois, il existe un problème inhérent avec toutes les vannes deux voies. A cause des tolérances de fabrication et des coefficients variables de dilatation, peu de vannes à double siège peuvent garantir une bonne étanchéité à la fermeture. Le taux de fuite dans une vanne à double siège standard est au mieux Class III, (0,1% du débit nominal), ce qui peut être trop pour certaines applications. Aussi, parce que les trajectoires du débit à travers les deux voies sont différentes, les forces peuvent ne pas rester équilibrées lorsque la vanne s'ouvre.

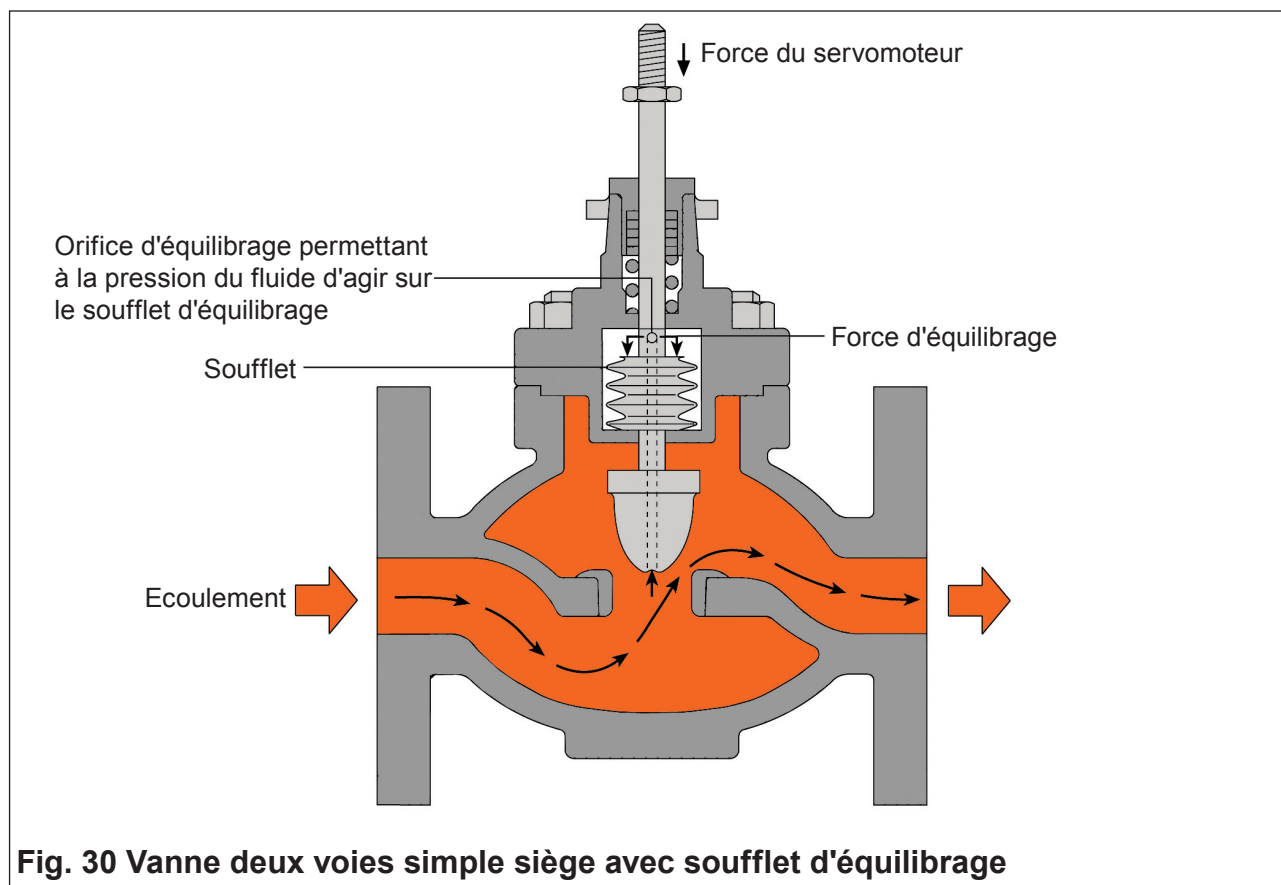


Fig. 30 Vanne deux voies simple siège avec soufflet d'équilibrage

2.6.3 Etanchéité à la fermeture

Les vannes deux voies, simple siège avec soufflet d'équilibrage (présentées Figure 30), sont utilisées pour des débits et/ou des pressions différentielles élevés. Ici, une partie du fluide à haute pression est soutiré dans un espace entourant un mécanisme étanche à soufflet. La pression agit sur le soufflet comme présenté Figure 30, assistant la force normale exercée par le servomoteur pour fermer la vanne.

Généralement, avec une vanne simple siège standard non équilibrée, le taux de fuite sera Classe IV (0,01 % du débit nominal), bien qu'il soit possible d'obtenir une Classe V ($1,8 \times 10^{-5}$ x pression différentielle en bar x diamètre du siège, en mm) avec un coût plus élevé. Toutes les classes de taux de fuite ci-dessus sont données dans le British Standard BS 5793 Part 4 (IEC 60534-4).

2.6.4 Sélectionner et dimensionner une vanne

Si un fluide mis sous pression par une pompe où la vapeur passe à travers une vanne de régulation, la pression du fluide à la sortie de la vanne sera plus faible qu'à l'entrée.

La vanne est elle-même un frein au passage du fluide, et provoque cette baisse de pression.

2.6.5 Perte de charge et dimensionnement

Cette situation existe dans toute vanne de régulation. L'obstruction qu'elle présente de par sa géométrie interne crée une résistance au débit, même lorsque la vanne est grande ouverte. Lorsque la vanne se ferme, la résistance au débit augmente. Si le débit augmente, la résistance créée par la vanne augmente également. Cette augmentation de résistance entraîne une augmentation de perte de charge (Figure 31).

La valeur réelle de la perte de charge dépend de différents facteurs : la taille de la vanne, le type de vanne, le fluide passant dans la vanne, sa pression en amont et le volume du fluide s'écoulant.

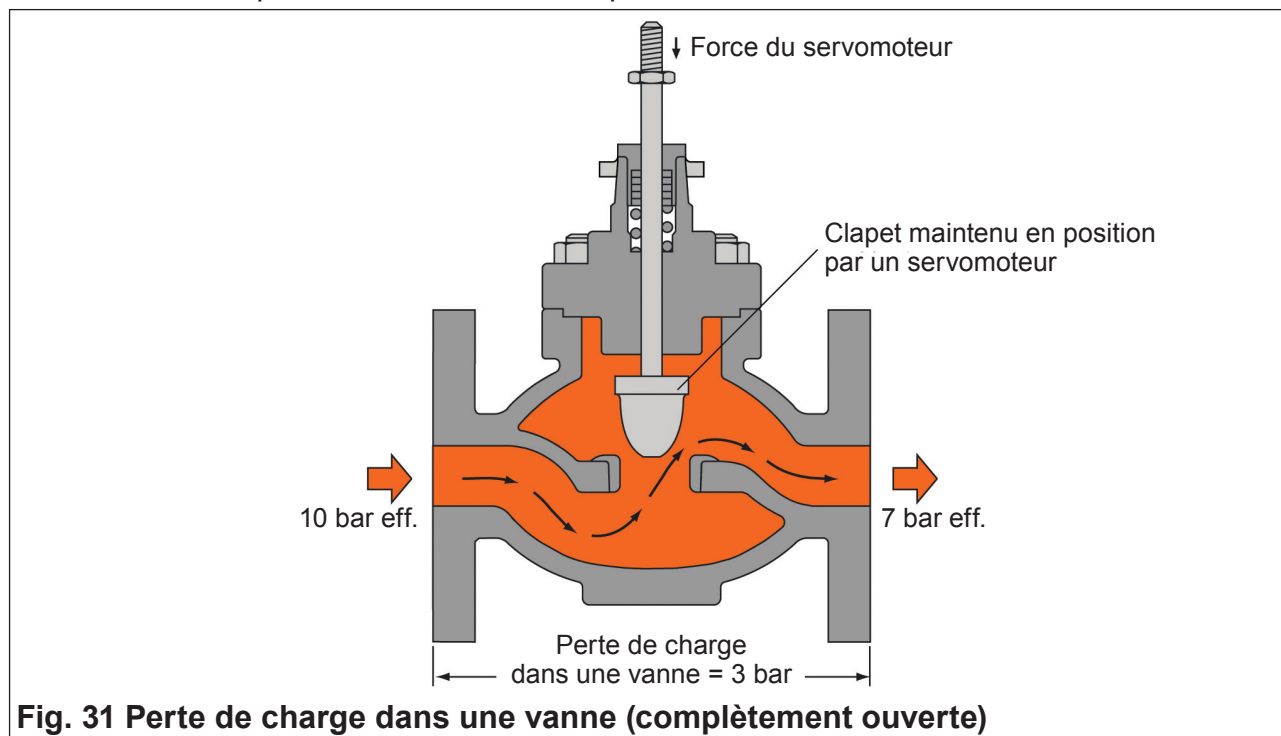


Fig. 31 Perte de charge dans une vanne (complètement ouverte)

2.6.6 Débit dans une vanne de régulation

En fonction du fluide, de ses caractéristiques de volume, de température et de pression :
'Quelle taille de vanne faut-il ?'

Une application facile est de commencer avec un liquide simple comme l'eau. L'eau est un fluide incompressible et l'énergie motrice pour la véhiculer dans les tuyauteries et la vanne de régulation est fournie par une ou plusieurs pompes. Plus l'orifice de la vanne est grand (plus la taille de la vanne est grande) plus le débit de la vanne sera important. Supposons qu'une tuyauterie de section 50 mm transporte \dot{m} kg/s d'eau (le débit peut être exprimé en terme de masse ou de volume).

Si une vanne de régulation DN15 est installée sur cette tuyauterie, il peut être possible de passer ce débit d'eau mais, le passage étant réduit, il présente une résistance élevée au débit et induira une perte de charge importante dans la vanne. Non seulement la pression en aval diminuera, mais en plus la majeure partie de la puissance de la pompe ne servira qu'à vaincre la perte de charge importante de la vanne.

La solution opposée est d'installer une vanne de régulation DN50 qui, avec un orifice de passage plus grand, présente une résistance plus faible au débit. La perte de charge dans la vanne sera plus faible et la pompe sera moins sollicitée par la vanne.

Dans cette dimension, la vanne exercera une influence trop faible sur le système et la régulation ne sera pas de grande qualité. La taille de la vanne est donc sélectionnée entre les tailles DN15 et DN50. **L'autorité de la vanne** est le terme utilisé pour déterminer la taille de la vanne.

Si nous nous tournons maintenant vers la vapeur d'eau, fluide largement utilisé pour le transfert thermique, le débit de vapeur dans une vanne dépend de la perte de charge et ne nécessite pas de pompe pour pousser la vapeur dans le système. Des pressions plus faibles dans les échangeurs de chaleur sont obtenues par la condensation du système. Cela signifie que les pertes de charge existent dans les vannes de régulation. Sans elle, la vanne ne pourrait pas réguler le débit.

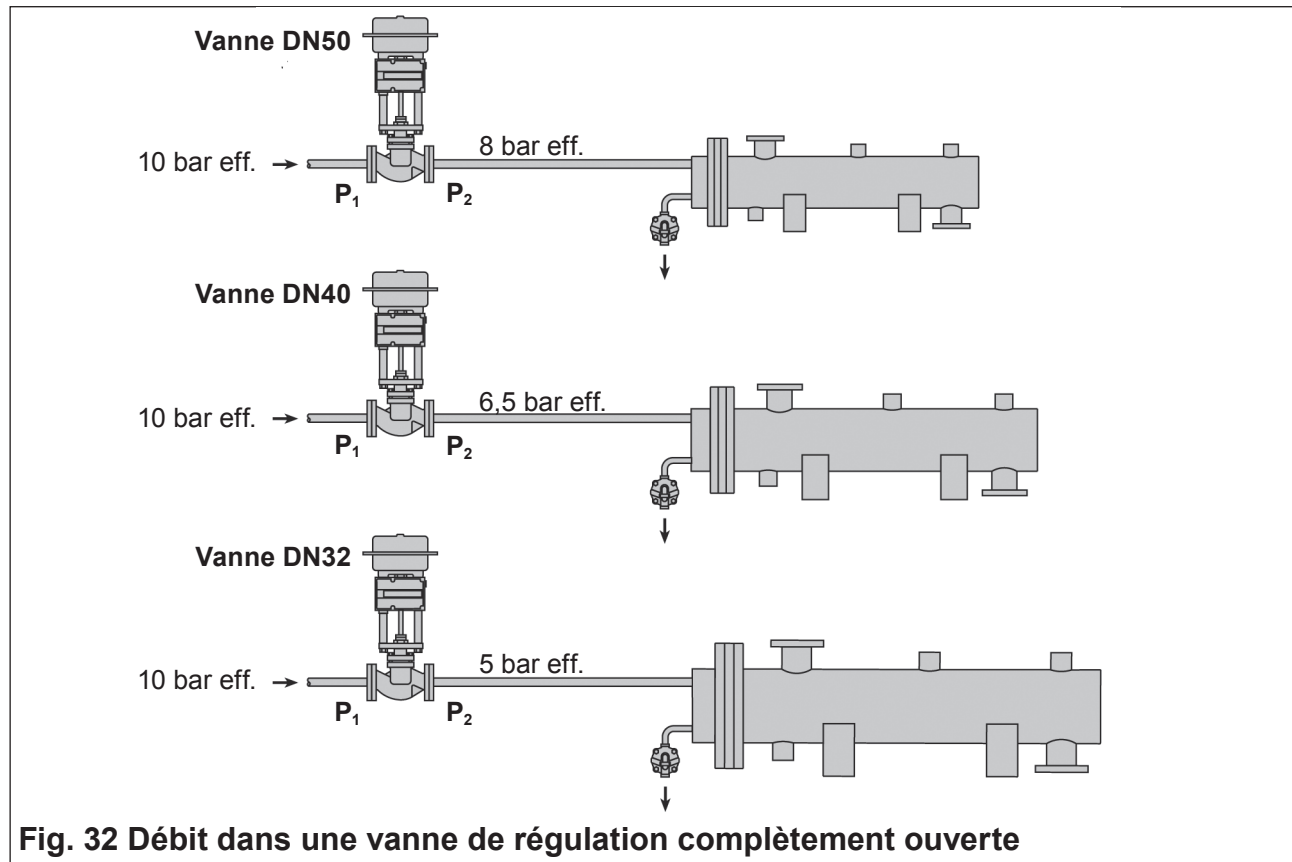


Fig. 32 Débit dans une vanne de régulation complètement ouverte

A débit vapeur donné, une vanne de régulation en DN50 provoquera une vitesse de passage faible, ainsi qu'une faible perte de charge. La pression, rentrant dans l'échangeur thermique et la condensation de la vapeur se fera à une pression relativement élevée.

En général, si la surface de l'échangeur de chaleur était augmentée avec un taux de condensation et un débit massique de vapeur constants, la pression dans l'échangeur de chaleur diminuerait. La perte de charge à la vanne augmenterait donc, ainsi que la vitesse de passage. Une vanne de plus petit diamètre, par exemple DN40, aura une capacité suffisante. Augmenter la surface de l'échangeur de chaleur diminuera sa pression de vapeur et augmentera la perte de charge de la vanne de régulation jusqu'à atteindre un point connu comme 'perte de charge critique'. La perte de charge critique est atteinte quand la pression aval absolue est égale à 58 % de la pression amont absolue.

Augmenter la taille de l'échangeur et de la perte de charge dans la vanne de régulation n'augmente pas la vitesse de la vapeur dans l'échangeur ou le débit massique.

La perte de charge critique est une dénomination peu appropriée. En réalité, il s'agit d'une condition de vitesse critique. La vapeur s'écoule à une vitesse sonique entre le siège et le clapet de la vanne. Le fluide ne peut tout simplement pas aller plus vite.

2.6.7 Coefficient de débit

Comment comparer la performance de vannes similaires ?

Comment déterminer la perte de charge dans une vanne ?

Comment déterminer le débit d'une vanne de régulation ?

La réponse est le coefficient de débit. Ce coefficient est un moyen d'expression des relations entre la perte de charge et le débit.

Les symboles et les définitions sont :

K_v = Le débit en m^3/h d'eau qui crée une perte de charge d'un bar.
(Le terme ' K_v ' est largement utilisé en Europe).

K_{vs} = La valeur du coefficient de débit d'une vanne à pleine ouverture.

C_v = Le débit en gallons par minute d'eau qui crée une perte de charge d'une livre par pouce². Il faut être attentif avec ce terme car il est le même pour le C_v Impérial et le C_v US. Bien que la définition soit la même, les unités sont différentes à cause de la différence entre gallons Impériaux ou US.

A_v = Le débit en m^3/s d'eau qui crée une perte de charge de un Pascal.

Pour conversion :

$$C_v (\text{Imperial}) = K_v \times 0,963$$

$$C_v (\text{US}) = K_v \times 1,156$$

$$A_v = 2,88 \times 10^{-5} C_v (\text{Imperial})$$

2.6.8 Dimensionnement des vannes pour fonctionnement sur liquides

$$K_v = \dot{V} \sqrt{\frac{G}{\Delta P}}$$

$$C_v (\text{Imperial}) = \dot{V} \sqrt{\frac{G}{\Delta P}} \times 0,963$$

$$C_v (\text{US}) = \dot{V} \sqrt{\frac{G}{\Delta P}} \times 1,156$$

où :

\dot{V} = Débit en m^3/h

G = Densité du liquide par rapport à l'eau

ΔP = Perte de charge dans la vanne (bar)

K_v = Coefficient de débit nécessaire en m^3/h

Les deux équations suivantes sont exprimées en termes de K_v , pour les calculer pour C_v (Impérial) et C_v (US), il faut simplement substituer K_v par la valeur appropriée de C_v .

Réajuster la formule donne :

$$\dot{V} = K_v \sqrt{\frac{G}{\Delta P}} \quad \text{pour l'eau } G = 1 \text{ donc l'équation } \dot{V} = K_v \sqrt{\Delta P} \text{ peut être simplifiée et donne :}$$

2.6.9 Dimensionnement des vannes pour fonctionnement sur vapeur

Il existe de nombreuses formules. L'une d'entre elles, simple et suffisamment précise donne :

$$\dot{m} = 12 \times K_v \times P_1 \sqrt{1 - 5,67 (0,42 - \chi)^2}$$

où :

\dot{m} = Débit en kg/h

P_1 = Pression amont en bar abs

P_2 = Pression aval en bar abs

χ = Quotient de perte de charge = $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$

K_v = Coefficient de débit nécessaire en m³/h

Nota : Si cette formule est utilisée lorsque P_2 est inférieure à la valeur qui donne le débit critique, alors le terme entre les parenthèses $(0,42 - \chi)$ devient \leq zéro. Il est donc pris comme égal à zéro et la fonction sous la racine carrée devient 1.

Normalement la valeur de pleine ouverture sera établie en utilisant le terme K_{vs} , ainsi :

K_v = Valeur réelle nécessaire pour une application.

K_{vs} = Débit de la vanne à complète ouverture.

On peut voir à partir de ces formules, que si ces deux conditions sont connues, la troisième peut être calculée. Donc, si la donnée suivante est connue :

1. Perte de charge et débit - le K_v peut être calculé.
2. Perte de charge et K_v - le débit peut être calculé.
3. Débit et K_v - la perte de charge peut être calculée.

Le calcul ne doit pas être nécessairement fait car des abaques de K_v existent, ce qui simplifie la recherche de la valeur manquante.

La valeur maximale du K_{vs} doit être donnée par le constructeur pour toute gamme donnée. Ici, la valeur K_v n'est pas seulement utilisée pour dimensionner les vannes mais est aussi comme un moyen de comparer la performance de différents types de vannes en terme de capacité.

Comparer deux vannes DN 15 de différentes sources indique que '**A**' a un K_{vs} de 10 et '**B**' un K_{vs} de 8. Ainsi, la vanne '**A**' peut gérer un débit plus élevé.

Les avantages et les inconvénients d'utiliser une vanne de grande section ou une vanne de petite section, ont été traités précédemment, dans la section 'Débit dans une vanne de régulation', et peuvent être maintenant développés.

Prenons un exemple simple d'une vanne de régulation installée sur l'alimentation vapeur d'un échangeur de chaleur tubulaire (Figure 33). Le régulateur actionne le servomoteur et la vanne pour réguler une température donnée d'eau à la sortie de l'échangeur.

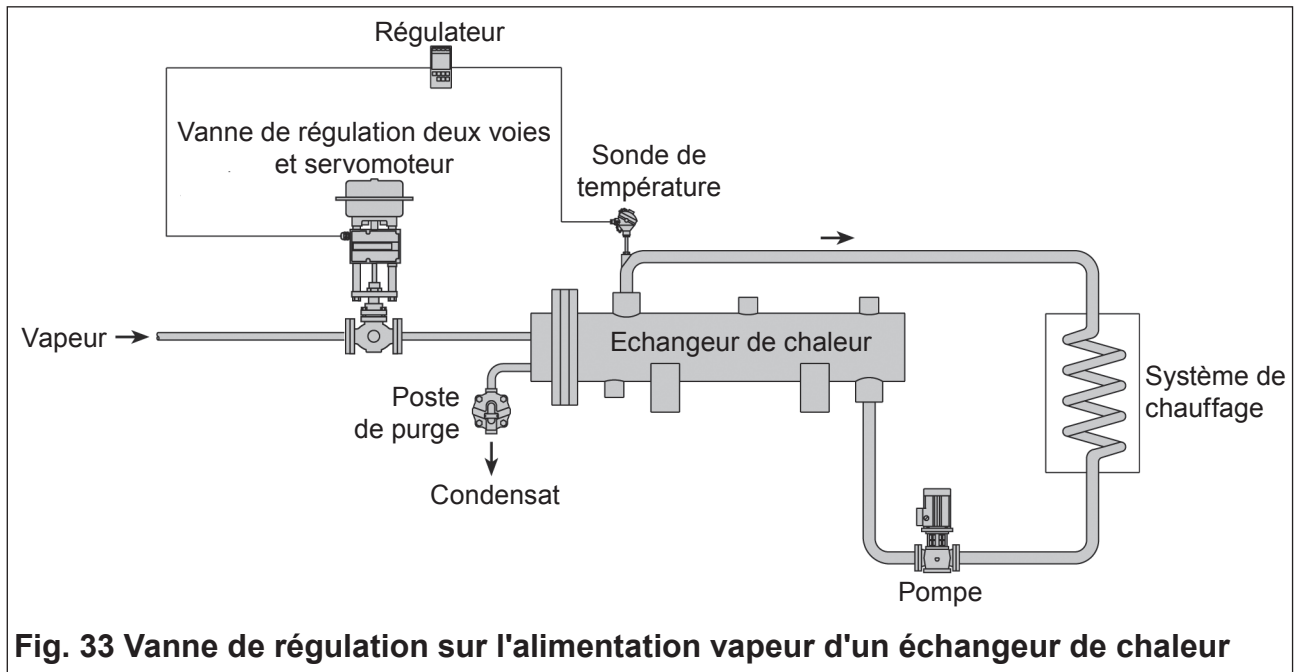


Fig. 33 Vanne de régulation sur l'alimentation vapeur d'un échangeur de chaleur

La charge maximale de l'échangeur de chaleur aura été déterminée en fonction de la vapeur saturée à une pression donnée, et donc à une température donnée, qui est disponible dans le faisceau du tube.

Nota : Il y a une corrélation directe entre la pression et la température lorsqu'on utilise de la vapeur saturée.

Le débit vapeur maximum est requis lorsque la puissance maximale est nécessaire pour le système de chauffage. La vanne de régulation doit être dimensionnée pour cette capacité.

Lorsque le système de chauffage demande moins de chaleur, il est nécessaire de réduire la puissance de l'échangeur de chaleur pour diminuer son débit. Pour ce faire, le clapet de la vanne de régulation est déplacé en fermeture, étranglant (et diminuant) le débit de vapeur, sa pression et donc sa température.

L'équation simple du transfert thermique est :

$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T$$

où :

\dot{Q} = Débit thermique maximum de l'échangeur de chaleur kW

U = Coefficient de transfert thermique du tube de l'échangeur de chaleur kW/m² °C

A = Surface du faisceau tubulaire de l'échangeur de chaleur m²

ΔT = Différence de température entre le milieu primaire T_1 (vapeur) et la température moyenne du milieu secondaire (eau chaude) T_2

C.-à-d. $\Delta T = T_1 - T_2$ °C

\dot{Q} doit être modifié pour correspondre à la demande variable du débit thermique.

On suppose que U et A sont des valeurs fixes.

En 'étranglant' la vanne de régulation de l'alimentation vapeur, le débit est réduit, ainsi que la pression de la vapeur saturée. A partir des 'Propriétés des Tables de Vapeur Saturée', on sait que la pression et la température de la vapeur ont des relations définies l'une avec l'autre, et si la pression est réduite, la température l'est aussi.

Qu'est-ce que tout cela a à voir avec le dimensionnement de la vanne ?

La pression d'alimentation de vapeur est une donnée connue. Dans l'idéal, la pression de vapeur nécessaire dans l'échangeur de chaleur pour lui permettre de transférer assez de chaleur pour répondre au débit doit aussi être connue. Cela définit la perte de charge disponible pour dimensionner la vanne.

Exemple : Un constructeur d'échangeur de chaleur spécifie que le débit maximum nécessite une vapeur à 5 bars abs dans le faisceau tubulaire. La vapeur saturée à 10 bars abs, disponible en amont de la vanne de régulation est l'autre facteur connu.

La vanne pourrait être dimensionnée en fonction de la perte de charge critique, de telle façon que même lorsqu'elle est complètement ouverte, la pression diminue de 10 bar abs à 5 bar abs (c.-à-d. une ΔP de 5 bar sous débit nominal) avant même de commencer à laminer et à réguler.

Dans ce cas, le dimensionnement est basé sur la perte de charge critique. Il peut y avoir des cas où la perte de charge résultante est trop élevée, provoquant une température aval plus basse que celle nécessaire pour assurer que le débit thermique est réalisé.

Donc, si la pression de vapeur nécessaire à l'échangeur de chaleur est connue, en la déduisant de la pression d'alimentation vapeur, on obtiendra la perte de charge nécessaire sur la base du dimensionnement de la vanne.

En l'absence de telles informations, un compromis doit être pris. Dans ces circonstances, la vanne de régulation peut être sélectionnée avec un résultat final donnant une perte de charge de 10 à 20 % de la pression amont.

Nota :

Si la perte de charge est inférieure à 10 %, il peut y avoir deux problèmes :

1. Suivant les réglages du régulateur et les taux de changement de température secondaire, il peut se produire un pompage de la température en fonction de la valeur de réglage, dû au surdimensionnement de la vanne.
2. La vanne peut fonctionner pendant de très longues périodes avec son clapet positionné près du siège créant un risque de laminage (érosion provoquée par la vitesse élevée du mélange abrasif vapeur/eau) et une durée de vie réduite.

2.6.10 Exemples de dimensionnement de la vanne

Le 'coefficient de débit' (K_v) peut être déterminé de différentes façons ; par exemple, soit par le calcul utilisant la formule indiquée précédemment, soit par des logiciels.

Les abaques de perte de charge sont une autre méthode pour déterminer la taille de la vanne. Quelques exemples illustrant ceci sont utilisés ci-après :

2.6.10.1 Exemple 1 - Une application de perte de charge critique

Demande de vapeur de l'échangeur de chaleur	= 800 kg/h
Pression de la vapeur en amont de la vanne	= 8 bars eff. (9 bars abs)
Pression de la vapeur nécessaire pour l'échangeur de chaleur	= 3 bars eff. (4 bars abs)

Se reporter à l'abaque des K_v pour la vapeur (Figure 34, page 50).

1. Tracer une ligne à 800 kg/h sur l'ordonnée du débit de vapeur.
2. Tracer une ligne horizontale à 9 bars abs sur l'ordonnée de la pression d'entrée.
3. Au point où cette deuxième ligne croise la ligne de perte de charge critique (en haut à droite), tracer une ligne verticale vers le bas jusqu'à l'intersection avec la ligne horizontale 800 kg/h.
4. Lire le K_v à ce point d'intersection, c.-à-d. $K_v = 7,5$

2.6.10.2 Exemple 2 - Une application de débit non critique

Demande de vapeur de l'échangeur de chaleur	= 200 kg/h
Pression de la vapeur en amont de la vanne	= 5 bars eff. (6 bars abs)
Pression de la vapeur nécessaire pour l'échangeur de chaleur	= 4 bars eff. (5 bars abs)

Se reporter à l'abaque des K_v pour la vapeur (Figure 34, page 50).

Comme précédemment (Exemple 1), tracer une ligne à partir de l'ordonnée de débit à 200 kg/h, et tracer une ligne horizontale à partir de l'ordonnée de pression d'entrée à 6 bar abs vers la ligne de perte de charge de 1 bar. Tracer une ligne verticale de l'intersection de cette dernière, pour rencontrer la ligne horizontale de 200 kg/h et lire le K_v à ce point d'intersection c.-à-d. $K_v = 3,5$.

2.6.10.3 Exemple 3 - Trouver le DP de la vanne en connaissant la valeur du K_v

Demande de vapeur de l'échangeur de chaleur	= 3 000 kg/h
Pression de la vapeur en amont de la vanne	= 10 bars eff. (11 bars abs)
K_v de la vanne utilisée	= 36

Se reporter à l'abaque des K_v pour la vapeur (Figure 34, page 50).

Tracer une ligne horizontale à partir de 11 bars abs puis une autre à partir de 3 000 kg/h pour atteindre la ligne de K_v 36. Tracer une verticale depuis cette intersection pour rejoindre l'horizontale depuis 11 bars abs. Lire la perte de charge au point d'intersection.

Nota : Dans les exemples, pour convertir la pression effective (bar eff.) en pression absolue (bar abs) ajouter 1, c.-à-d. :
10 bars eff. = 11 bars abs.

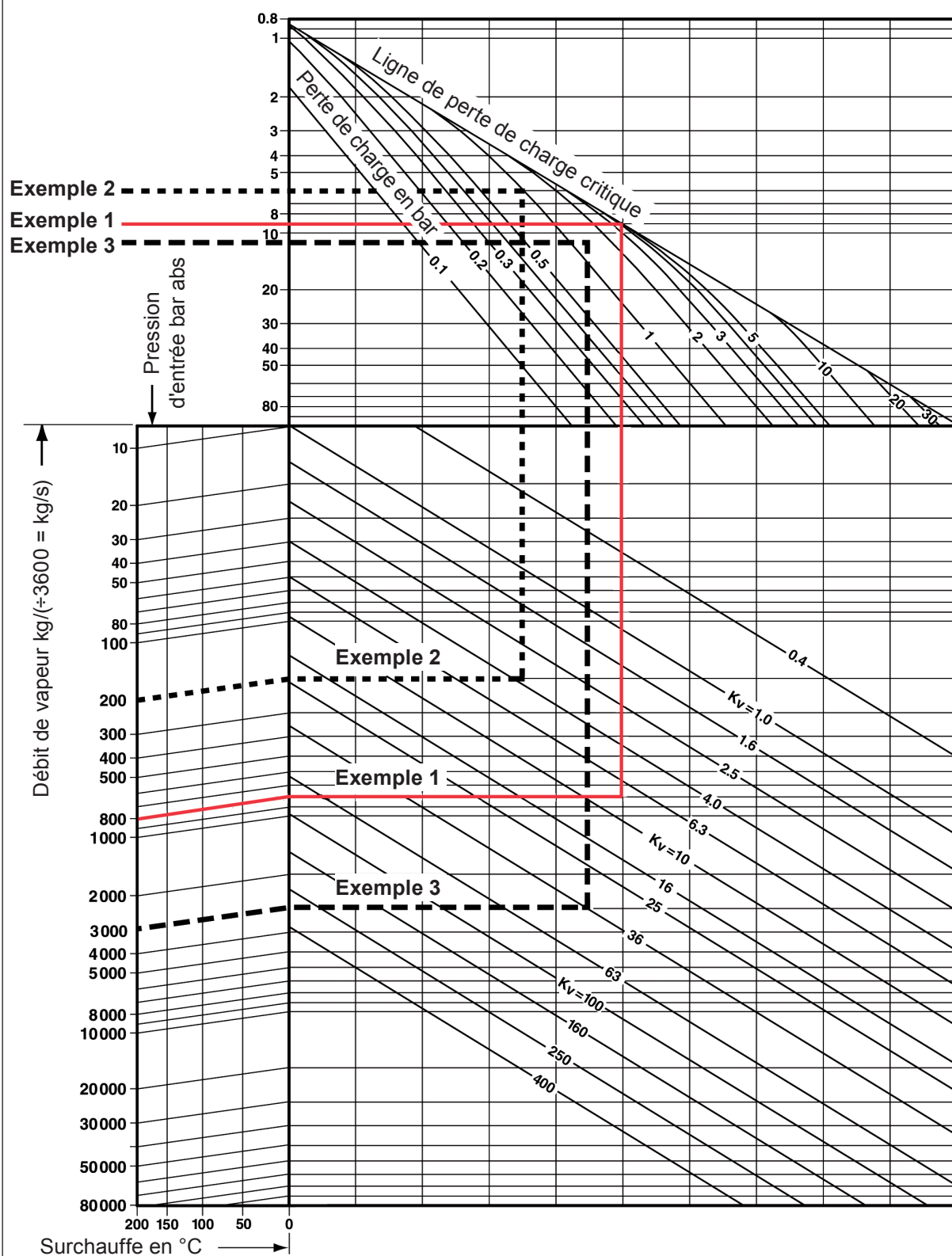


Fig. 34 Abaque de Kv pour la vapeur

Pour dimensionner une vanne qui doit être utilisée sur la vapeur surchauffée, la procédure est à peu près identique, excepté pour la position de la ligne de débit de vapeur. Lorsqu'on utilise de la vapeur surchauffée, l'exemple suivant indiquera comment utiliser l'abaque par exemple pour 50°C de surchauffe : suivre la ligne de débit de vapeur correspondante à partir de la gauche jusqu'à atteindre la ligne verticale qui représente 50°C de surchauffe. Tracer alors une ligne horizontale à partir de ce point comme dans les exemples précédents. En faisant cela, le graphique introduit un facteur de correction pour la surchauffe et corrige le Kv de la vanne.

2.7 Servomoteurs

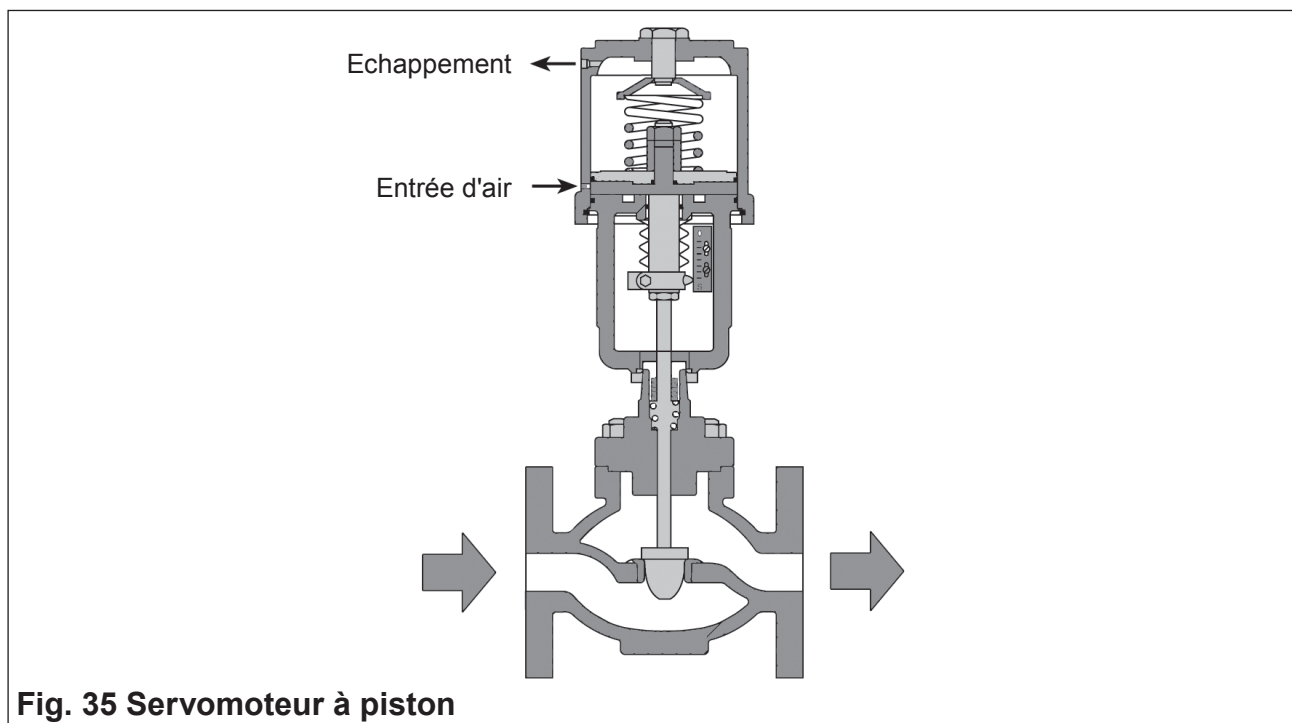
Le fonctionnement d'une vanne de régulation implique le positionnement d'une partie mobile (le clapet, la boule, le papillon, etc.) par rapport au siège fixe de la vanne. Le rôle du servomoteur est de placer précisément le clapet de la vanne dans une position dictée par le signal de régulation.

Le servomoteur reçoit un signal de commande provenant du régulateur, et en réponse positionne le clapet entre la position "fermée" et position "ouverte", en accord avec le type de contrôle.

D'autres servomoteurs existent, ce sont les servomoteurs hydrauliques et les servomoteurs autonomes.

2.7.1 Servomoteurs pneumatiques - Fonctionnement et options

Les servomoteurs pneumatiques sont généralement utilisés pour asservir les vannes de régulation et se regroupent sous deux formes principales ; servomoteurs à piston (Figure 35) et les servomoteurs à membrane comme indiqué Figure 36, page 53.



Les servomoteurs à piston sont généralement utilisés lorsque la course d'un servomoteur à diaphragme est trop courte ou si la poussée est trop faible. L'air comprimé est appliqué à un piston rigide contenu dans un tube cylindrique solide. Les servomoteurs à piston peuvent supporter des pressions d'entrée plus élevées et ont des volumes de cylindre plus petits qui agissent à des vitesses plus élevées.

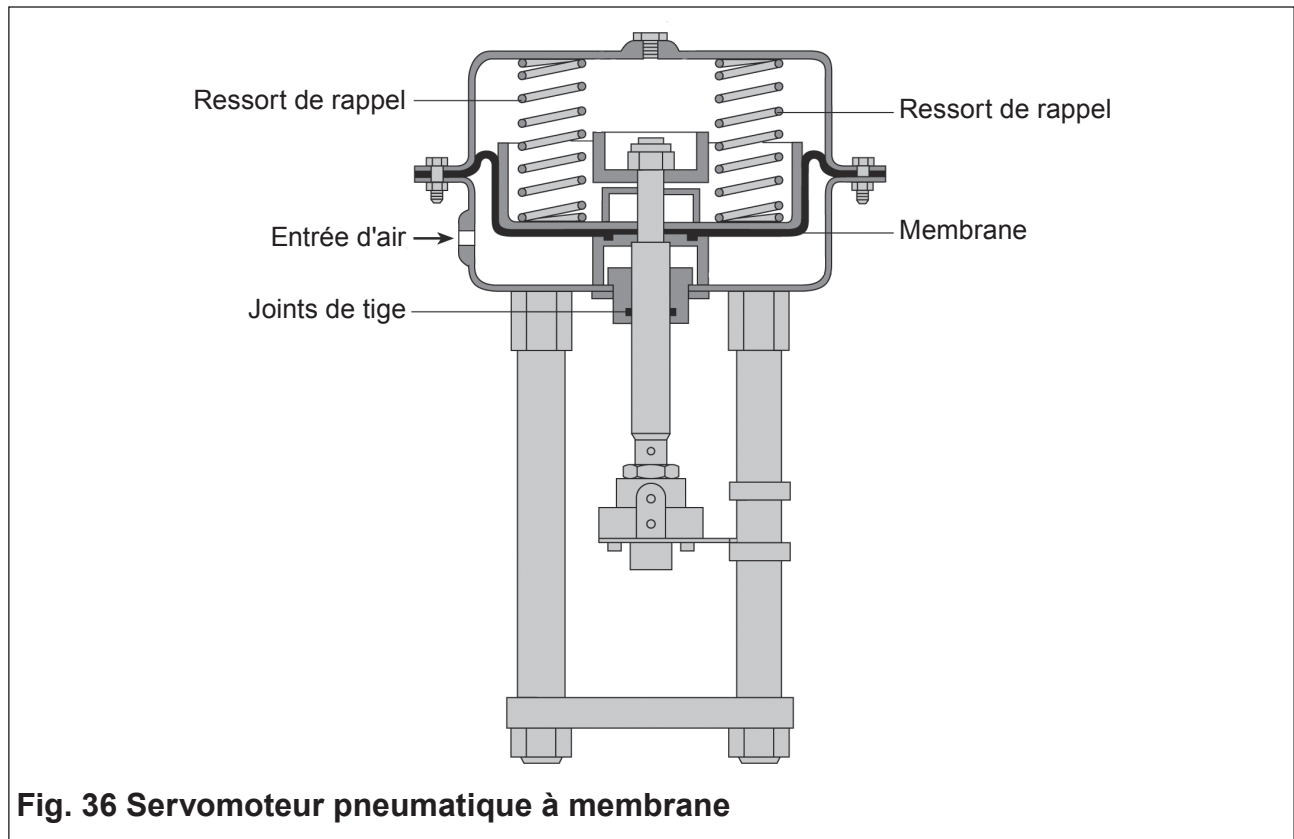
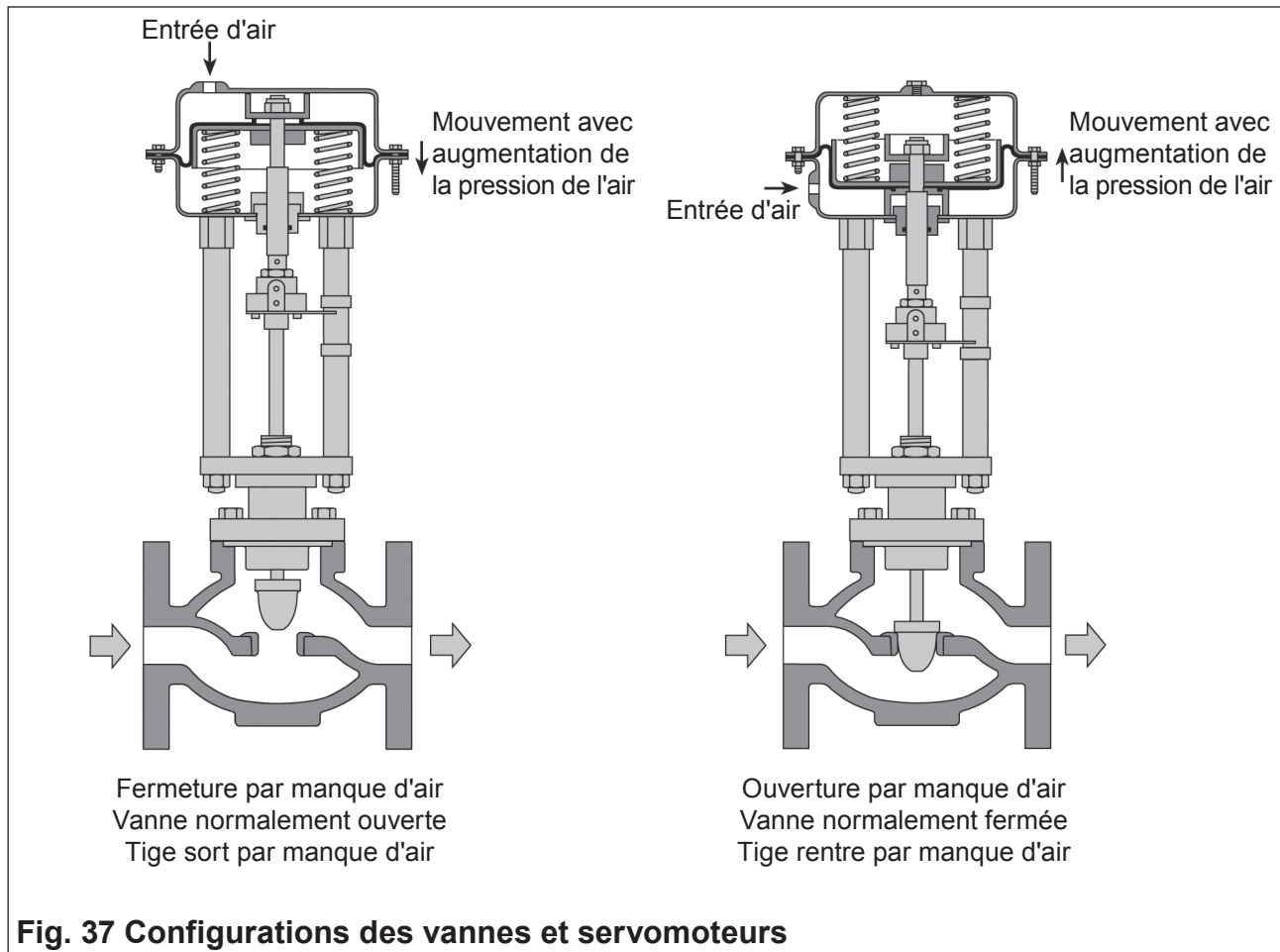


Fig. 36 Servomoteur pneumatique à membrane

Dans les servomoteurs à membrane, de l'air comprimé est appliqué sur une membrane flexible.

La force opérante vient de la pression de l'air comprimé, qui est appliquée à une membrane. Le servomoteur est conçu pour que la force résultant de la pression de l'air multipliée par la surface de la membrane, soit supérieure à la force exercée (dans la direction opposée) par le(s) ressort(s). La membrane (Fig. 36) est poussée vers le haut, tirant la tige et, parce que cette dernière est raccordée à la vanne, le clapet est déplacé. Le servomoteur est conçu pour que le déplacement du clapet, entre la position complètement ouverte et complètement fermée, s'opère à l'intérieur d'une plage de commande donnée. Quand la pression d'air diminue, le(s) ressort(s) déplace(nt) la tige dans la direction opposée. La plage de pression d'air dépend du nombre et de la raideur des ressorts du servomoteur, par exemple 0,2 - 1 bar.

Avec une vanne de plus grande taille et/ou une pression différentielle plus élevée, il faut plus de force pour obtenir un déplacement complet de la vanne. Pour créer cette force, il faut une surface plus grande sur la membrane ou une raideur de ressort plus élevée. C'est pourquoi les constructeurs de régulations offrent une gamme de servomoteurs pneumatiques afin d'équiper tout type de vannes. La différence entre eux étant des surfaces de membranes plus grandes, et des gammes différentes de ressorts pour créer plus de force.



Le schéma de la Figure 37 représente les composants d'un servomoteur pneumatique et la direction du mouvement de la tige par augmentation de la pression d'air. Une autre possibilité est une action opposée où le ressort se trouve au-dessus de la membrane et l'air est fourni sous la membrane. Le mouvement de la tige est donc dans la direction inverse avec l'augmentation de la pression de l'air.

La conséquence de ce mouvement sur le clapet de la vanne dépend de la conception et du type de vanne utilisé, et peut être vu sur les schémas. Il y a une autre alternative, présentée Figure 38.

Un servomoteur pneumatique à action directe est couplé avec une vanne de régulation ayant un clapet à action inverse (quelquefois appelée un 'clapet suspendu').

Le choix du sens d'action du servomoteur dépend de la position que le clapet doit avoir par manque d'air pour la sauvegarde de l'installation. La vanne doit-elle être en position fermée ou totalement ouverte ? Le choix dépend de la nature de l'application. La plupart des vannes de régulation sont réglées pour se fermer en cas de défaillance d'air. Les combinaisons possibles de la vanne et du servomoteur doivent être étudiées. Les Figures 39 et 40 montrent les conséquences de ces différentes combinaisons.

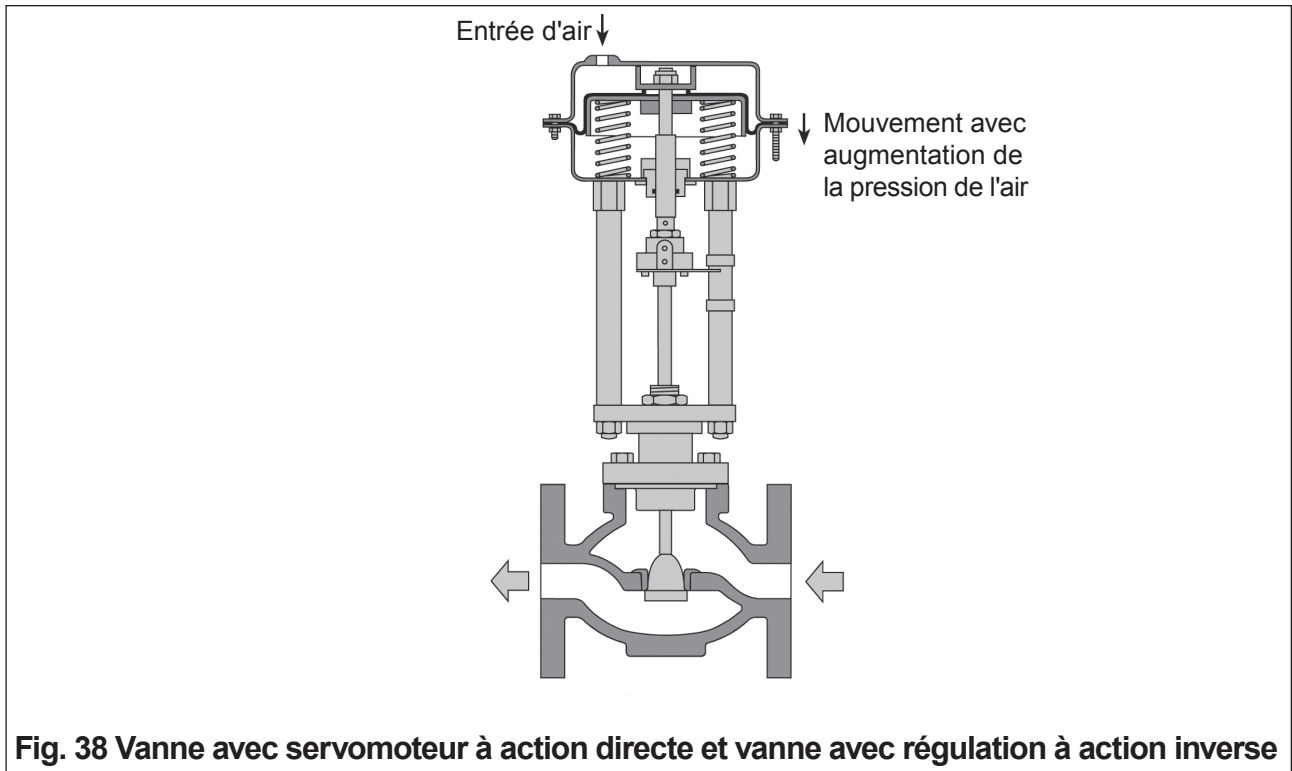


Fig. 38 Vanne avec servomoteur à action directe et vanne avec régulation à action inverse

Vannes deux voies				
	Tige rentre	Tige sort	Directe	Tige rentre
Action du servomoteur	Directe	Inverse	Directe	Inverse
Action de la vanne	Directe	Inverse	Directe	Inverse
Sur défaillance d'air	La vanne s'ouvre		La vanne se ferme	

Fig. 39 Vannes deux voies - Représentation de l'action effective de différentes combinaisons

Vannes trois voies		
	Tige sort	Tige rentre
Action du servomoteur	Le siège du haut se ferme Le siège du bas s'ouvre	Le siège du bas se ferme Le siège du haut s'ouvre

Fig. 40 Vannes trois voies - Représentation de l'action effective de deux combinaisons

2.7.2 Conséquence de la pression différentielle

L'air alimentant la chambre du servomoteur provient du signal de commande du régulateur. La pression d'air du signal le plus utilisé est 0,2 à 1 bar. Considérons un servomoteur à "Tige sort par manque d'air" avec des ressorts standards de 0,2 à 1 bar, installés sur une vanne normalement fermée (Figure 41a).

Lorsqu'un ensemble vanne et servomoteur reçoit une pression d'air de 0,2 bar, la force due à l'air dans le servomoteur commence à dépasser la force due à la compression des ressorts et le clapet est à la limite de l'ouverture. Lorsque la pression de l'air augmente, le clapet se déplace proportionnellement, jusqu'à ce que, à une pression de 1 bar, la vanne soit complètement ouverte. Ceci est présenté graphiquement sur la Figure 41a).

Maintenant, considérons l'ensemble installé dans une tuyauterie de 10 bars eff. du côté amont et régulant la pression aval à 4 bars eff. La pression différentielle dans la vanne est de $10 - 4 = 6$ bar. Cette pression agit sous le clapet de la vanne en fournissant une force tendant à ouvrir la vanne. Cette force s'ajoute à celle fournie par la pression de l'air dans le servomoteur. Si le servomoteur est alimenté à une pression de 0,6 bar par exemple, l'ouverture réelle de la vanne sera supérieure aux 50 % théoriques, due à la pression différentielle. A 0,2 bar, la vanne ne sera pas fermée mais légèrement ouverte.

La situation est légèrement différente avec une vanne régulant la température dans un espace vapeur, lorsque la pression différentielle dans la vanne varie entre :

- Un minimum lorsque le process demande un maximum de chaleur et que la vanne de régulation est complètement ouverte.
- Un maximum lorsque le process a atteint sa température et que la vanne de régulation est fermée.

La Figure 41b présente la situation avec l'air sur le côté opposé à la membrane. La force créée par la pression différentielle agit en opposition à la pression de l'air. La conséquence sera la même que dans l'exemple précédent et la vanne sera légèrement plus ouverte que la théorie, pour toutes les pressions d'air dans la plage de commande.

Il peut être possible d'étalonner à nouveau la vanne et le servomoteur en prenant en compte les forces créées par la pression différentielle ou en utilisant différentes combinaisons de ressorts, de pression d'air et de tailles de servomoteur. Cette approche peut être une solution économique pour les vannes de petits diamètres qui ont des pressions différentielles basses et qui n'ont pas besoin d'une régulation précise. Toutefois, l'aspect pratique est :

- Des vannes de plus grands diamètres ont des surfaces plus importantes sur lesquelles la pression différentielle puisse agir, augmentant ainsi les forces générées, et ayant un effet plus grand sur le mouvement de la vanne.
- Des pressions différentielles induisent des forces plus élevées.
- Des vannes de plus grands diamètres tendent à avoir une friction plus grande et l'hystérésis devient un problème.

La solution est d'installer un positionneur.

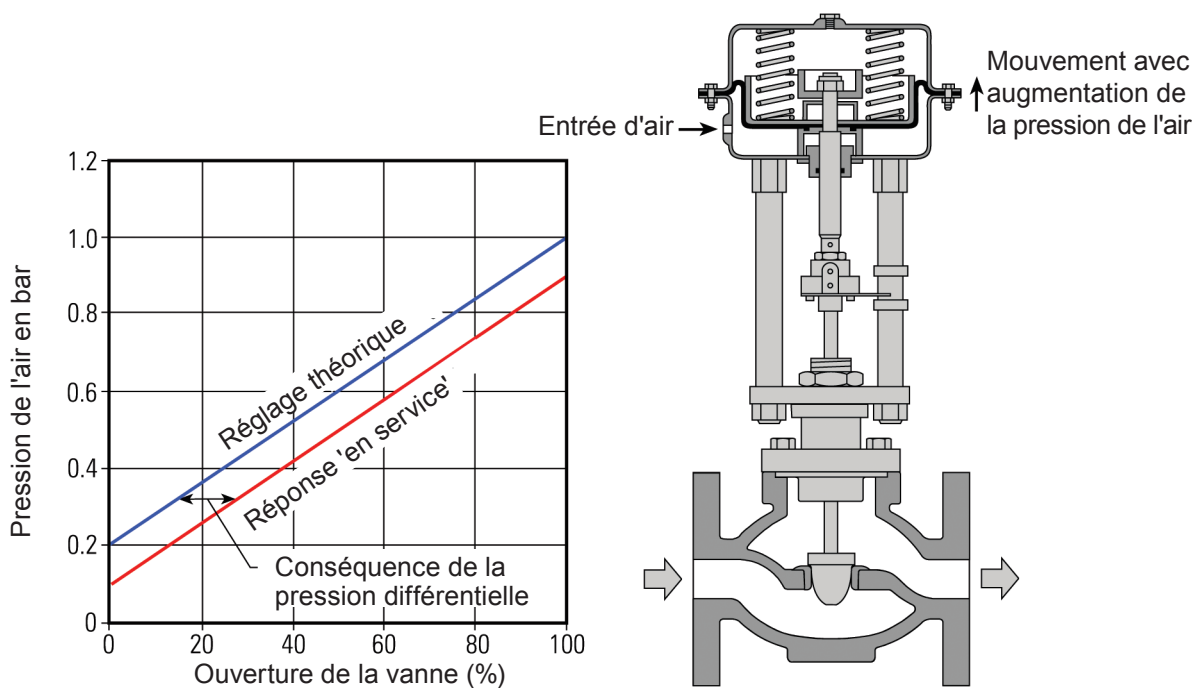


Fig. 41a Vanne normalement fermée, ouvre par action de l'air

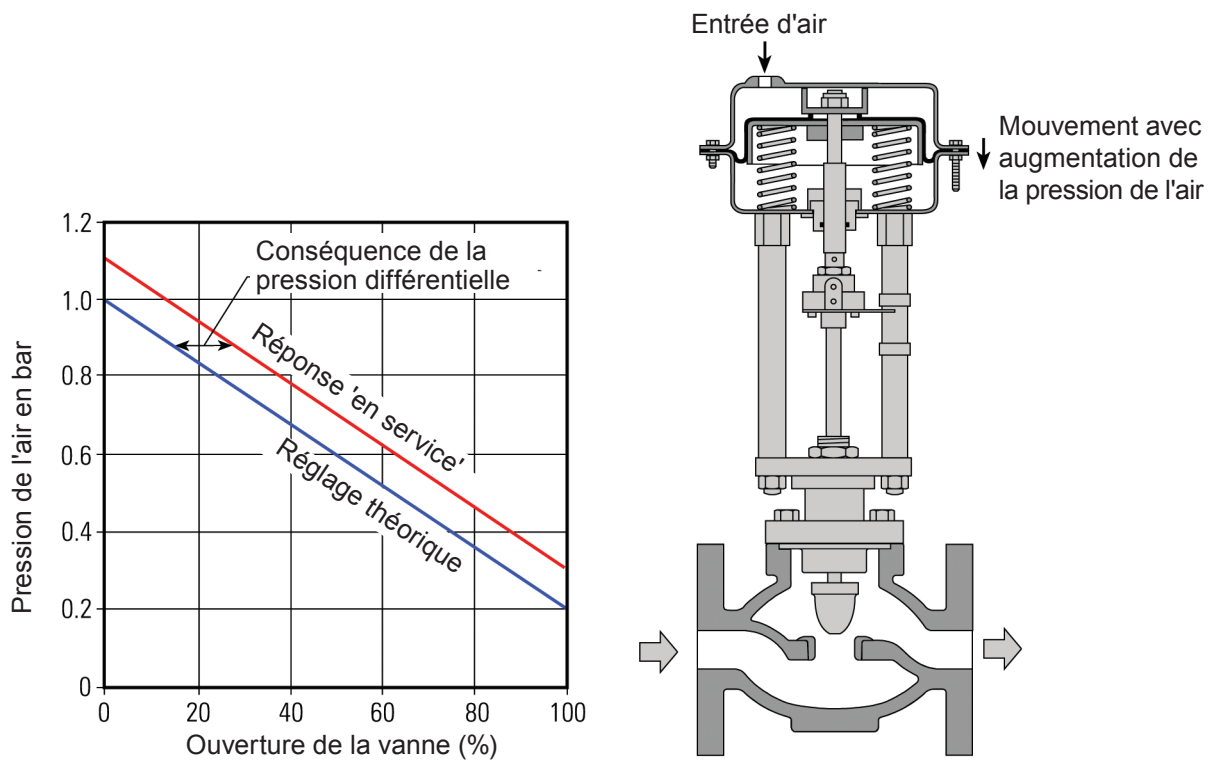


Fig. 41b Vanne normalement ouverte, ferme par action de l'air

Nota : Pour plus de simplicité, les exemples ci-dessus supposent une vanne sans positionneur, et un hystérésis nul. La formule utilisée pour déterminer la poussée disponible pour maintenir la vanne sur son siège pour différentes combinaisons, est présentée Figure 42.

Vannes deux voies				
	Action du servomoteur	Tige rentre	Tige sort	Tige sort
	Action de la vanne	Directe	Inverse	Directe
	Poussée disponible pour fermer la vanne	A (P_{max} - S_{max})		A (P_{min} - S_{min})
Vannes trois voies				
	Action du servomoteur	Tige rentre	Tige sort	
	Poussée disponible contre le haut du siège	A (P_{min} - S_{min})	A (P_{max} - S_{max})	
	Poussée disponible contre le bas du siège	A (P_{max} - S_{max})	A (P_{min} - S_{min})	
<p>Où :</p> <p>A = Surface de travail de la membrane</p> <p>P_{max} = Pression maximale du servomoteur (normalement 1,2 bar)</p> <p>S_{max} = Pression de commande maxi du servomoteur</p> <p>P_{min} = Pression minimale du servomoteur (normalement 0 bar)</p> <p>S_{min} = Pression de commande mini du servomoteur</p>				
Fig. 42 Formules vannes deux voies et vannes trois voies				

Les constructeurs de vannes de régulation donnent généralement tous les détails concernant les pressions différentielles maximales etc, avec lesquelles les différentes combinaisons servomoteur/ressort fonctionnent, voir Tableau 2 :

Tableau 1 Abaque classique de sélection vanne/servomoteur d'un constructeur Vannes KE et LE

Taille de la vanne	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	DN65	DN80	DN100
Course mm	20						30		
Valeur Kvs	0,4 à 4	6,3	10	16	25	36	63	100	100

Servomoteurs séries PN5000 (tige sort par ressort)

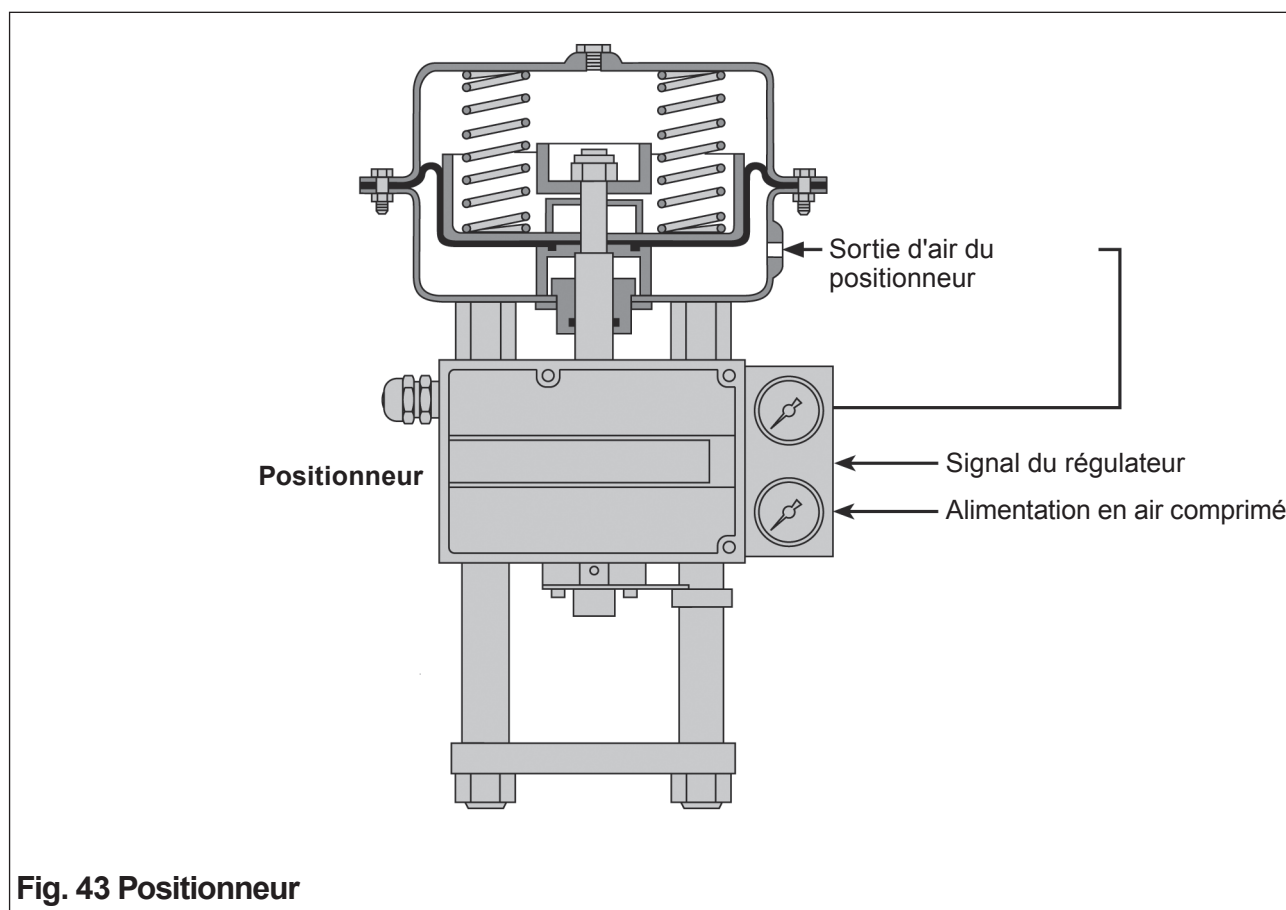
Modèle	Plage du ressort	Pression d'air min requise en bar eff.	Positionneur requis	Pression différentielle maximale (ΔP) en bar								
PN5123	2,0 à 4,0	4,5	oui	40,0	40,0	30,5	14,9	10,3	5,5	-	-	-
PN5126	1,0 à 2,0	2,5	oui	34,2	16,1	8,2	3,2	1,1	-	-	-	-
PN5120	0,2 à 1,0	1,2	option	7,7	4,9	-	-	-	-	-	-	-
	0,4 à 1,2*	1,4	option	17,6	10,1	4,4	-	-	-	-	-	-
PN5220	0,2 à 1,0	1,2	option	21,3	12,1	5,6	2,2	1,8	0,7	-	-	-
	0,4 à 1,2*	1,4	option	40,0	24,6	13,4	6,1	4,5	2,2	-	-	-
PN5226	1,0 à 2,0	2,5	oui	40,0	40,0	31,1	14,7	8,0	4,4	-	-	-
PN5223	2,0 à 4,0	4,5	oui	40,0	40,0	40,0	38,0	25,6	14,1	-	-	-
PN5320	0,2 à 1,0	1,2	option	34,4	19,1	10,0	4,4	3,3	1,6	-	-	-
	0,4 à 1,2*	1,4	option	40,0	32,6	22,1	10,6	7,5	3,9	-	-	-
PN5326	1,0 à 2,0	2,5	oui	40,0	40,0	40,0	24,0	13,6	7,9	-	-	-
PN5323	2,0 à 4,0	4,5	oui	40,0	40,0	40,0	40,0	30,0	22,3	-	-	-
PN5330	0,4 à 1,2	1,4	option	-	-	-	-	-	-	0,7	-	-
PN5336	1,0 à 2,0	2,5	oui	-	-	-	-	-	-	4,0	2,3	1,2
PN5333	2,0 à 4,0	4,5	oui	-	-	-	-	-	-	11,7	7,4	4,6
PN5420	0,2 à 1,0	1,2	option	40,0	31,3	17,5	8,3	5,9	3,0	-	-	-
	0,4 à 1,2*	1,4	option	40,0	40,0	37,2	18,4	12,6	6,8	-	-	-
PN5426	1,0 à 2,0	2,5	oui	40,0	40,0	40,0	38,5	22,4	13,3	-	-	-
PN5423	2,0 à 4,0	4,5	oui	40,0	40,0	40,0	40,0	30,0	30,0	-	-	-
PN5430	0,4 à 1,2	1,4	option	-	-	-	-	-	-	2,5	1,3	0,6
PN5436	1,0 à 2,0	2,5	oui	-	-	-	-	-	-	7,3	4,5	2,6
PN5433	2,0 à 4,0	4,5	oui	-	-	-	-	-	-	20,2	13,1	8,3
PN5520	0,2 à 1,0	1,2	option	40,0	40,0	34,0	16,0	11,5	5,6	-	-	-
	0,4 à 1,2*	1,4	option	40,0	40,0	40,0	36,0	24,2	13,0	-	-	-
PN5524	0,8 à 1,5	2,0	oui	40,0	40,0	40,0	40,0	30,0	27,0	-	-	-
PN5530	0,2 à 1,0	1,4	option	-	-	-	-	-	-	3,8	2,6	1,6
	0,4 à 1,2*	1,4	option	-	-	-	-	-	-	7,9	5,2	3,3
PN5534	0,8 à 1,5	2,0	oui	-	-	-	-	-	-	15,8	10,4	6,6
PN5620	0,2 à 1,0	1,2	option	40,0	40,0	40,0	22,3	16,0	7,8	-	-	-
	0,4 à 1,2*	1,4	option	40,0	40,0	40,0	40,0	30,0	18,1	-	-	-
PN5624	0,8 à 1,5	2,0	oui	40,0	40,0	40,0	40,0	30,0	30,0	-	-	-
PN5630	0,2 à 1,0	1,2	option	-	-	-	-	-	-	5,4	3,6	2,3
	0,4 à 1,2*	1,4	option	-	-	-	-	-	-	11,0	7,3	4,6
PN5634	0,8 à 1,5	2,0	oui	-	-	-	-	-	-	22,0	14,5	9,2

* Lorsqu'on utilise un positionneur, se référer à sa documentation pour obtenir les pressions d'air minimum et maximum.

2.7.3 Positionneurs

Dans de nombreuses applications, il est préférable d'utiliser des pressions de commande élevées dans les servomoteurs. Pour maîtriser ces forces et pressions plus élevées, on peut utiliser un positionneur.

C'est un appareil complémentaire (voir Figure 43) qui est généralement installé sur l'arcade ou les colonnes du servomoteur qui modifie le signal d'air provenant du servomoteur avec sa propre alimentation d'air.



Un positionneur de vanne établit la relation entre le signal d'entrée et la position de la vanne, et fournit toute pression de sortie au servomoteur pour satisfaire ces relations, suivant les conditions de la vanne, et dans les limites d'une pression d'alimentation maximale.

Lorsqu'un positionneur est installé à un ensemble comprenant une vanne 'à ouverture par manque d'air' et un servomoteur, la plage de commande peut être augmentée afin d'augmenter la force de fermeture et la pression différentielle maximale admissible.

Exemple : Prenons un servomoteur de série PN5400 installé sur une vanne DN50 (Voir tableau 2) :

1. Avec une plage de ressort standard de 0,2 à 1,0 bar (PN5420), la pression maximale admissible est de 3,0 bar.
2. Avec une plage de ressort standard de 1,0 à 2,0 bar (PN5426), la pression maximale admissible est de 13,3 bar.

Avec la seconde option, la pression du signal de commande classique de 0,2 à 1,0 bar appliquée à la membrane du servomoteur n'est pas suffisante pour commencer l'ouverture de la vanne avec une plage de 1,0 à 2,0 bar, encore moins pour permettre une régulation sur toute la plage de commande. Dans ces circonstances, le positionneur agit comme un amplificateur du signal de régulation, et module la pression de l'air d'alimentation afin d'ajuster la position du clapet en accord avec la demande du régulateur. Par exemple, si le signal de régulation est de 0,6 bar (50 % d'ouverture de la vanne), le positionneur doit fournir environ 1,5 bar à la chambre de la membrane du servomoteur. La Figure 44 montre ces relations.

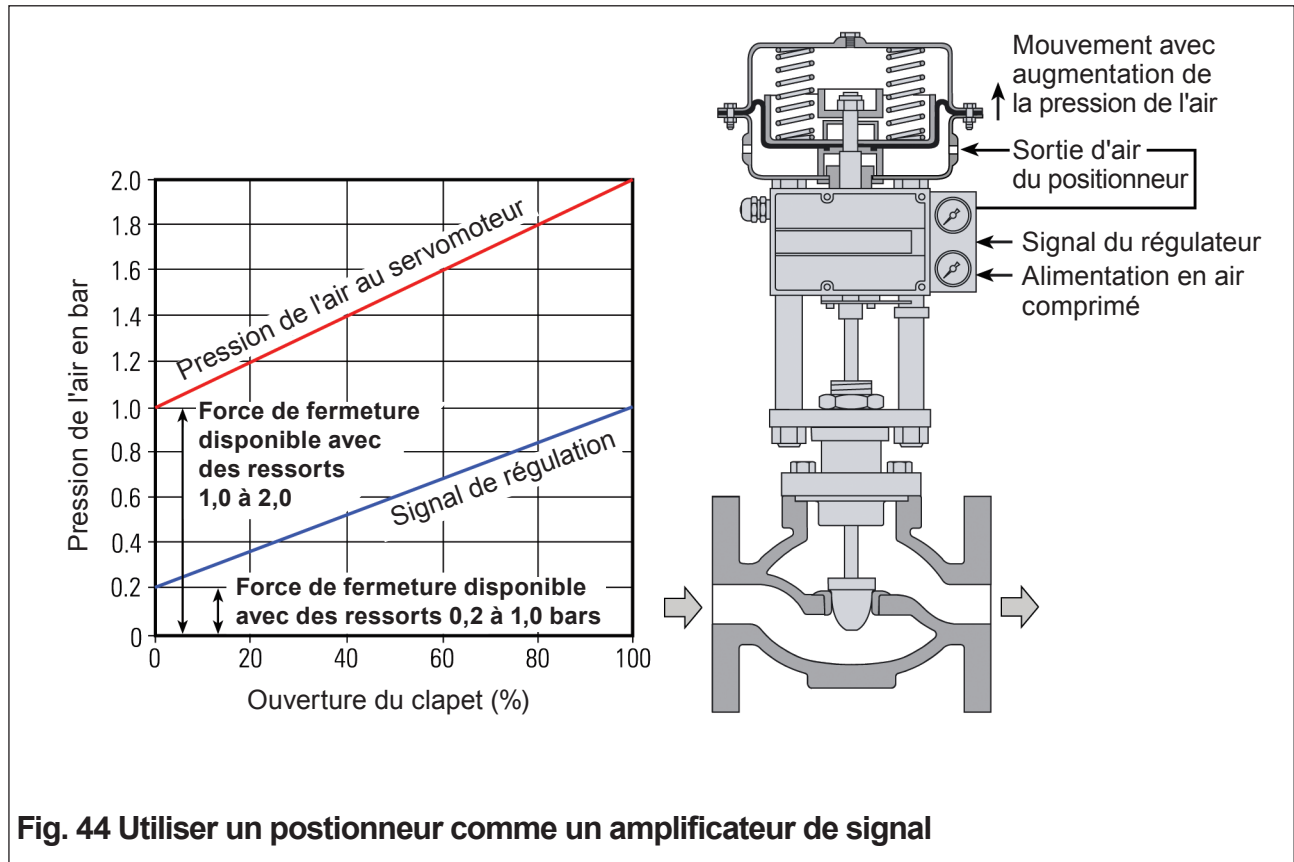


Fig. 44 Utiliser un positionneur comme un amplificateur de signal

Il faut noter qu'un positionneur est, en lui-même, un régulateur à action proportionnelle, et comme un régulateur proportionnel, il donnera toujours un offset.

Sur un positionneur classique, la bande proportionnelle est réglable entre 3 et 6 %. Elle influe sur la sensibilité du positionneur. Il est essentiel que les instructions d'installation et d'entretien doivent être antérieures à la mise en service.

2.7.3.1 Récapitulatif Positionneurs

1. Un positionneur permet le contrôle de la position du clapet en accord avec la demande venant du régulateur process. Cela signifie que pour un signal d'entrée donné, le positionneur tente toujours de maintenir la même position sans s'occuper des changements de pression différentielle de la vanne, de la friction de la tige, de l'hystérésis de la membrane, etc.
2. Un positionneur peut être utilisé comme un amplificateur de signal ou comme booster. Il accepte un signal de régulation d'un air de faible pression et, en utilisant sa propre alimentation en air plus élevée, il permet la commande d'un servomoteur d'une plage de réglage plus élevée et assure que la vanne atteint la position souhaitée.
3. Certains positionneurs possèdent un convertisseur électropneumatique pour qu'une entrée électrique (généralement 4-20 mA) puisse contrôler une vanne pneumatique.
4. Certains positionneurs peuvent aussi agir comme des régulateurs simples, acceptant un signal des sondes (double fonction).

Une question est posée fréquemment : 'Quand doit-on installer un positionneur' ?

Un positionneur doit être installé dans les circonstances suivantes :

1. Lorsqu'un positionnement précis de la vanne est nécessaire.
2. Pour accélérer la réponse de la vanne. Le positionneur utilise une pression plus élevée et augmente le débit d'air pour régler la position de la vanne.
3. Pour utiliser des servomoteurs de plages plus élevées et augmenter la pression différentielle maximale admissible.
4. Lorsque la friction dans la vanne (due principalement aux presse-étoupes) entraîne un hystérésis inacceptable.
5. Pour linéariser un servomoteur non linéaire.
6. Pour stabiliser la position du clapet malgré les variations de pression différentielle.

Le réglage du positionneur doit permettre d'obtenir une pression nulle dans le servomoteur lorsque la vanne est fermée (pour une vanne fermée par manque d'air) afin d'assurer cette fermeture malgré la pression différentielle.

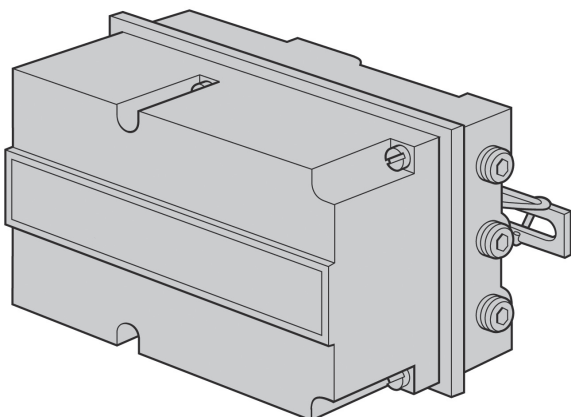


Fig. 45 Positionneur pneumatique classique (sans manomètres)

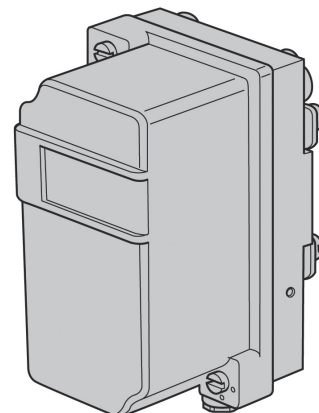


Fig. 46 Convertisseur I/P classique

La Figure 45, page 61, présente un positionneur classique entièrement pneumatique. Il prend le signal pneumatique du système de régulation et donne un signal de sortie pneumatique résultant pour actionner le servomoteur.

L'un des avantages des systèmes entièrement pneumatiques est leur compatibilité dans les atmosphères explosives, par l'absence de composants électriques. Toutefois, les systèmes de régulation pneumatique ont quelques limites de performances ou d'utilisations comparées aux équivalents électroniques.

Lier la souplesse des vannes de régulation pneumatique et la performance des régulateurs électroniques est possible par l'adjonction d'un convertisseur électro-pneumatique.

Le convertisseur reçoit le signal 4-20 mA venant du régulateur. Ce signal est converti à l'intérieur de l'appareil en un signal normalisé pneumatique, généralement 0,2-1 bar, qui alors alimente le positionneur pneumatique, comme présenté sur la Figure 47.

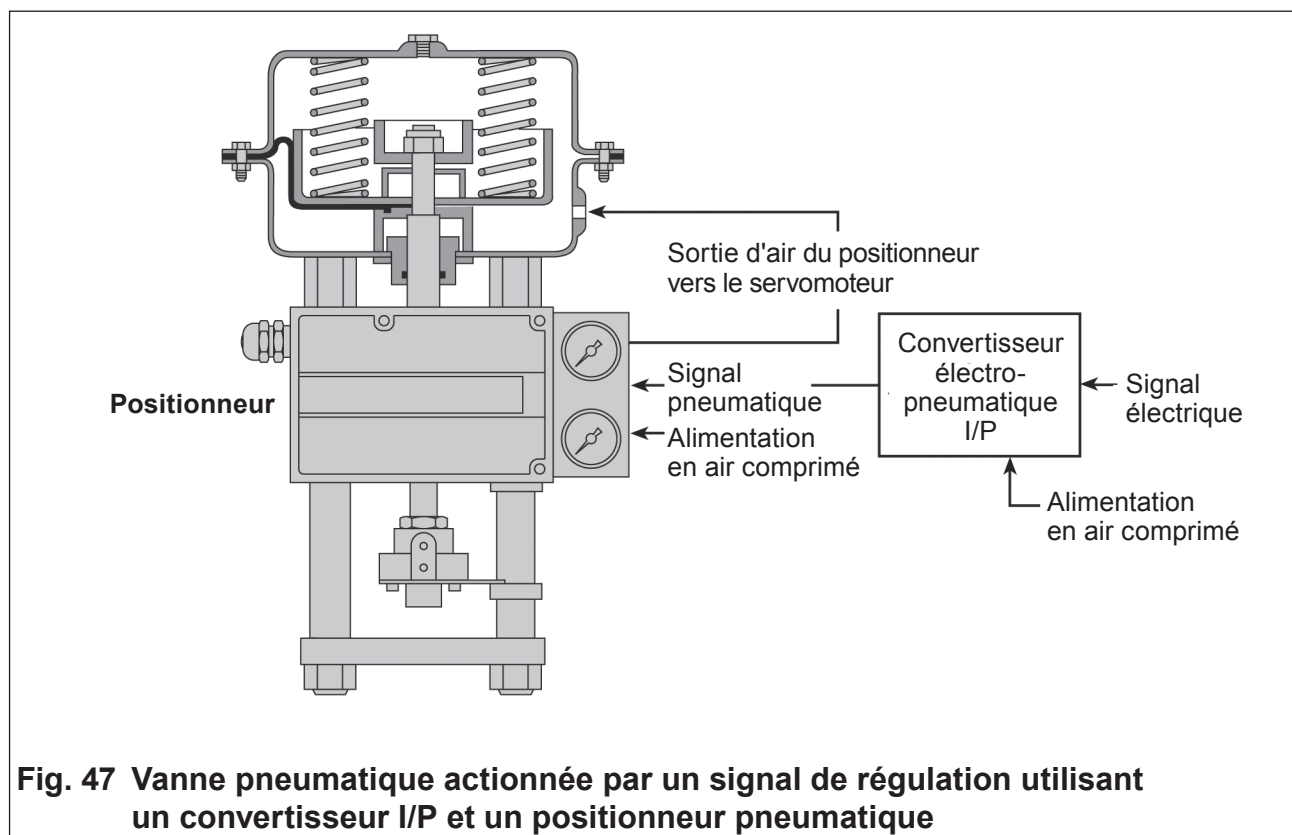


Fig. 47 Vanne pneumatique actionnée par un signal de régulation utilisant un convertisseur I/P et un positionneur pneumatique

Sur une telle installation, la conversion du signal électrique en signal pneumatique peut être déportée en dehors de la zone explosive, ou à l'écart de conditions ambiantes néfastes pour le matériel électronique.

Toutefois, lorsque les conditions ne présentent pas de tels problèmes, la solution la plus simple est d'utiliser un positionneur avec convertisseur électropneumatique, qui combine les fonctions d'un convertisseur I/P et d'un positionneur pneumatique.

2.7.4 Positionneurs numériques

Quelquefois appelés positionneur SMART, le positionneur numérique contrôle la position de la vanne, et convertit cette information sous forme numérique. Avec cette information, un microprocesseur intégré offre des caractéristiques d'avant-garde pour l'utilisateur comme :

- Parfait contrôle de la position du clapet de la vanne.
- S'adapte aux modifications des conditions de la vanne de régulation.
- Consommation en air comprimé extrêmement réduite.
- Une routine d'auto-réglage pour une installation et un étalonnage automatiques et faciles.
- Des diagnostics numériques en ligne.
- Centralise la régulation*.

*Utilise des protocoles de communications numériques tels que RS232, HART® ou Fieldbus.

Toutefois, la plupart des capteurs ont toujours des sorties analogiques (par exemple 4-20 mA ou 0-10 V) qui doivent être converties sous forme numérique. Généralement, le régulateur réalise lui-même cette conversion d'analogique en numérique, bien que la technologie permette maintenant aux sondes de réaliser elles-mêmes ces conversions A/D. Une sonde numérique peut directement être raccordée à un système de communication, comme un bus de terrain numérique, et la donnée numérisée est transmise au régulateur sur une longue distance. Comparée aux signaux analogiques, les réseaux numériques sont bien moins sensibles aux interférences électriques.

Les réseaux de régulation analogiques sont limités aux transmissions locales sur de courtes distances à cause des résistances de lignes dues aux câbles électriques.

Certains servomoteurs électriques ont toujours besoin d'une entrée analogique comme signal de régulation (par exemple 4-20 mA) ce qui perturbe les communications numériques entre les sondes, les servomoteurs et les régulateurs.

La tendance industrielle actuelle est la fourniture d'appareils qui ont la capacité de communiquer numériquement avec des réseaux interconnectés dans un environnement "Fieldbus". L'opinion actuelle pense le plus souvent que les communications de ce type offrent de nombreux avantages par rapport aux réseaux analogiques traditionnels.

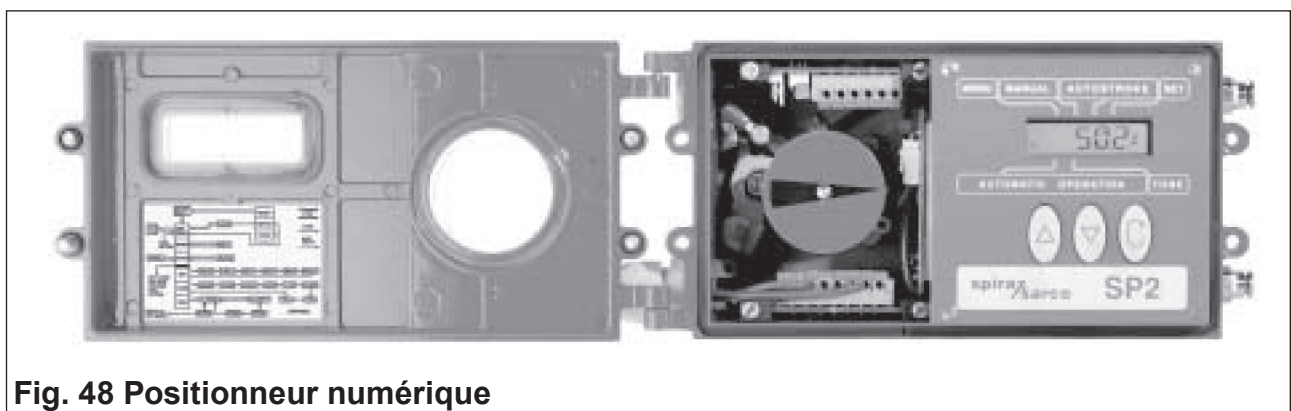


Fig. 48 Positionneur numérique

2.7.5 Sélectionner une vanne pneumatique et un servomoteur

Pour résumer, ce qui suit est une liste des facteurs principaux de sélection d'une vanne pneumatique et d'un servomoteur.

1. Sélectionner une vanne en fonction des données de l'application.
2. Déterminer l'action de la vanne en cas de manque d'énergie, c.-à-d. ouverture ou fermeture par manque d'air ou de courant.
3. Sélectionner la combinaison taille de servomoteur et plage de commande pour assurer la fermeture de la vanne face à la pression différentielle du système.
4. Déterminer s'il le faut, un positionneur.
5. Déterminer le signal de commande venant du régulateur et intégrer si besoin, un convertisseur I/P.

2.7.6 Alimentation en air

Un réseau d'alimentation en air comprimé adéquat est essentiel pour fournir de l'air propre et sec en bonne quantité et pression. Il est avantageux d'installer une unité filtre/régulateur individuelle en amont du raccordement d'alimentation finale.

Le choix de l'énergie pneumatique est guidé par différents éléments comme l'absence d'énergie électrique, une zone dangereuse, ou simplement un choix économique ou de performance.

2.7.7 Servomoteurs électriques

Lorsqu'une alimentation pneumatique n'est pas disponible ou désirable, il est possible d'utiliser un servomoteur électrique pour commander la vanne. Les servomoteurs électriques ont un moteur électrique avec une alimentation au choix 230, 220, 110 ou 24 V.

2.7.8 Types de servomoteurs électriques

VMD (Valve Motor Drive)

La version de base du servomoteur électrique a trois états :

1. Dirige la vanne en ouverture.
2. Dirige la vanne en fermeture.
3. Aucun mouvement n'a lieu.

Le mouvement du clapet est conditionné à l'une de ces trois actions. L'arrivée d'une commande électrique dirige le clapet entre la position vanne fermée et la position vanne ouverte. La faible vitesse du mouvement du clapet doit être compatible avec une réaction du process appropriée.

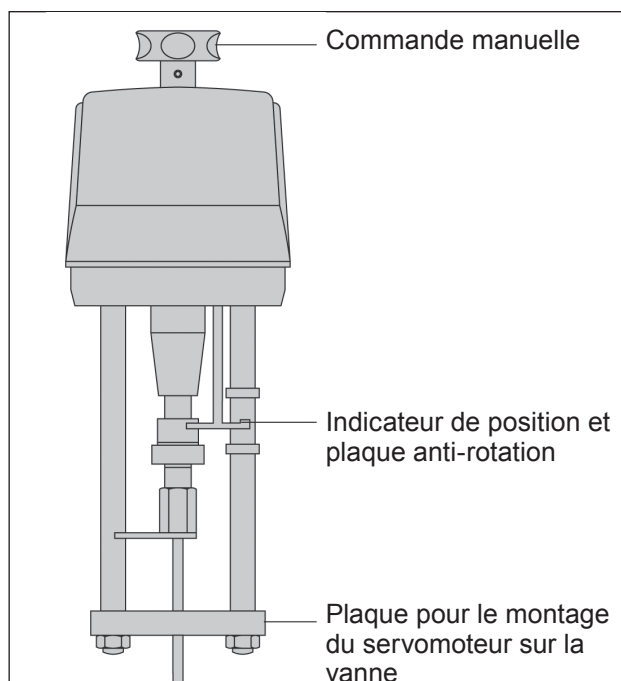


Fig. 49 Servomoteur électrique

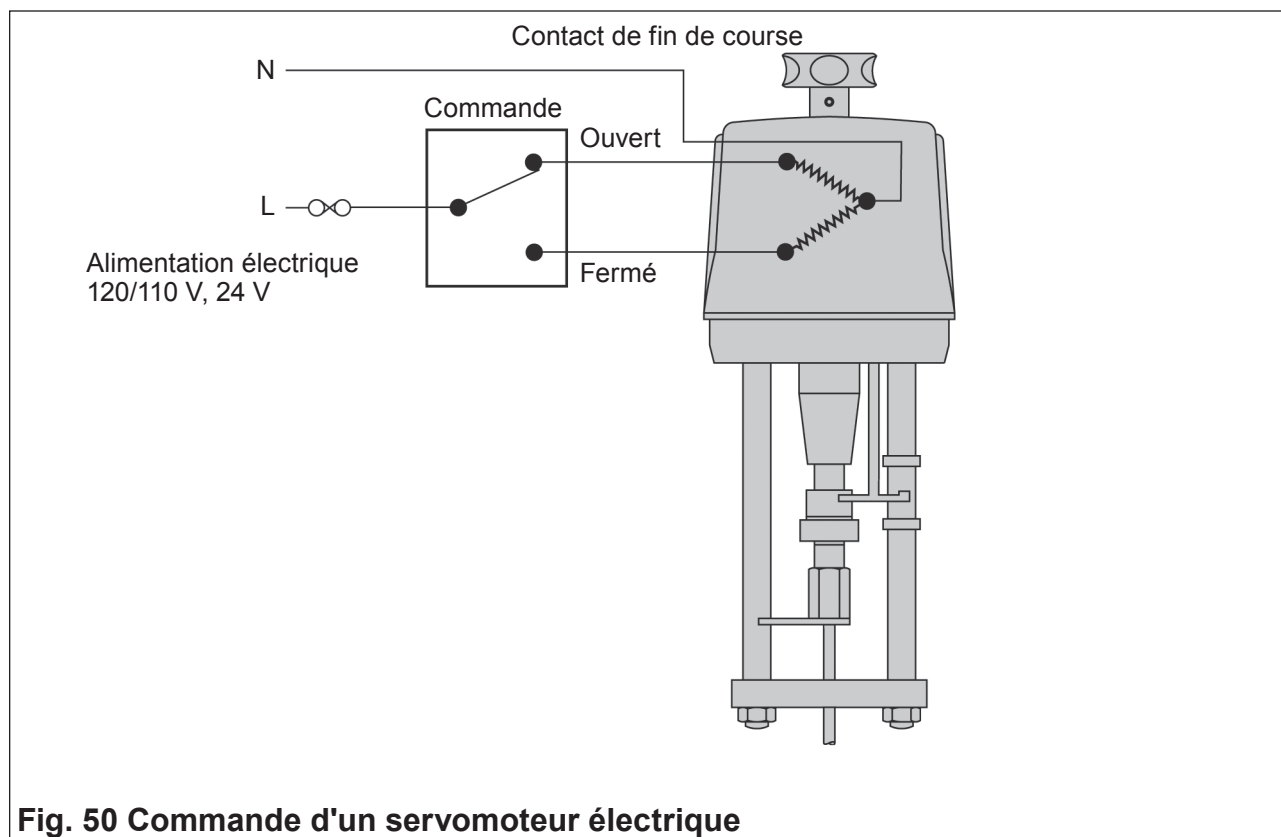


Fig. 50 Commande d'un servomoteur électrique

La Figure 50 montre la commande d'ouverture ou de fermeture d'un servomoteur électrique par simples contacts. Les interrupteurs sont dimensionnés en fonction de la puissance du servomoteur et peuvent être combinés par des relais appropriés.

Des limiteurs de course sont installés dans les servomoteurs pour protéger les moteurs. Ces appareils sont basés soit sur le couple maximum du moteur électrique, soit une limite mécanique des contacts de fin de course. Les deux contacts stoppent le moteur en action en interrompant l'alimentation du moteur.

- Les contacts de fin de course ont l'avantage de pouvoir être réglés afin de limiter les courses pour les vannes surdimensionnées.
- Les limiteurs de couple ont l'avantage de donner une force de fermeture définie au siège de la vanne, ce qui protège le servomoteur dans le cas où la tige de la vanne est coincée.
- Si seuls des contacts de fin de course sont utilisés, ils peuvent être combinés avec un accouplement élastique des tiges servomoteur/vanne pour assurer une étanchéité rigoureuse.

Régulation par signal analogique

La commande d'un servomoteur électrique par un signal analogique (4-20 mA ou 0-10 Volt) est possible par l'adjonction d'une carte électronique supplémentaire dans le capot du servomoteur. Le signal analogique est interprété en tant qu'ouverture comprise entre les positions mini et maxi, et est comparée à la valeur d'un potentiomètre image de la position réelle du clapet. La carte électronique (en fait un positionneur électrique) commandera les contacts électriques alimentant le moteur électrique du servomoteur afin de réajuster précisément la position du clapet en fonction de la demande du régulateur process. Un schéma du servomoteur est présenté Figure 51.

Par leur principe de fonctionnement, le servomoteur électrique ne dispose pas en standard de position de sécurité par manque d'énergie comme sur les servomoteurs pneumatiques. L'option "R.A.Z." existe par l'adjonction d'un ressort en compression libéré par un dispositif d'embrayage commandé par électro-aimant.

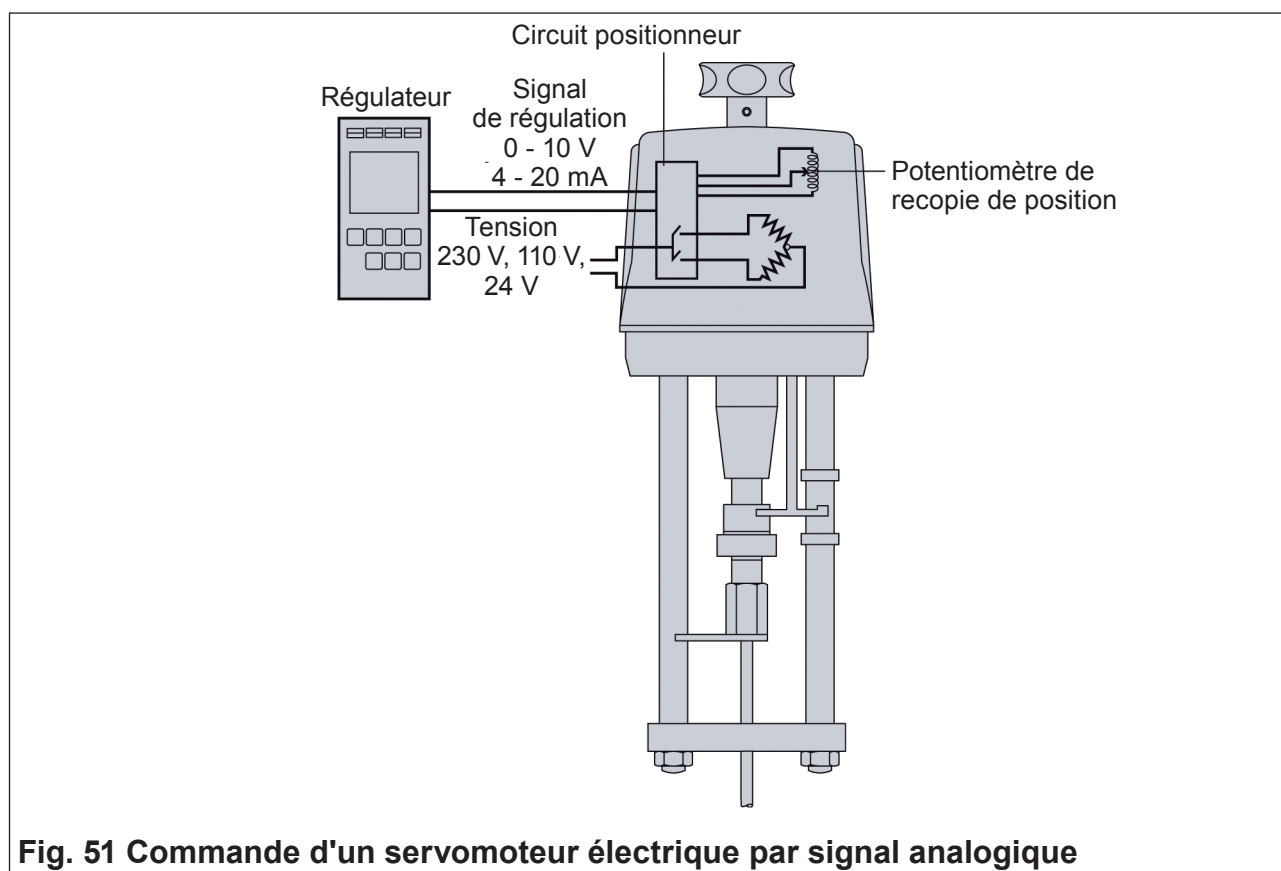


Fig. 51 Commande d'un servomoteur électrique par signal analogique

Les servomoteurs électriques offrent des forces de fermeture différentes en fonction de leur puissance et de la présence de l'option "R.A.Z.". Il faut toujours consulter les abaques des constructeurs pour le choix de l'appareil.

Pour dimensionner un servomoteur, il faut toujours se référer aux données techniques des tableaux de pressions différentielles des constructeurs.

**Tableau 2 Abaque classique de sélection d'un servomoteur électrique
Vannes KE et LE**

Taille de la vanne	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	DN65	DN80	DN100	
Course mm	20						30			
Valeur Kvs	0,4 à 4	6,3	10	16	25	36	63	100	100	

Servomoteurs séries EL

Type de vanne	Modèle	Tension	Pression différentielle maximale (ΔP) en bar									
LE deux voies et KE deux voies	EL5601	230	40,0	30,3	18,3	9,3	5,4	2,9	1,2	0,6	0,3	
	EL5602	115	40,0	30,3	18,3	9,3	5,4	2,9	1,2	0,6	0,3	
	EL5603	24	40,0	30,3	18,3	9,3	5,4	2,9	1,2	0,6	0,3	
	EL5611	230	40,0	40,0	38,3	19,8	12,0	6,7	3,5	2,2	1,3	
	EL5612	115	40,0	40,0	38,3	19,8	12,0	6,7	3,5	2,2	1,3	
	EL5613	24	40,0	40,0	38,3	19,8	12,0	6,7	3,5	2,2	1,3	
	EL5621	230	-	-	40,0	40,0	28,5	16,3	9,3	6,1	3,8	
	EL5622	115	-	-	40,0	40,0	28,5	16,3	9,3	6,1	3,8	
	EL5623	24	-	-	40,0	40,0	28,5	16,3	9,3	6,1	3,8	
	EL5631	230	-	-	-	-	40,0	29,7	17,5	11,5	7,4	
	EL5632	115	-	-	-	-	40,0	29,7	17,5	11,5	7,4	
	EL5632	24	-	-	-	-	40,0	29,7	17,5	11,5	7,4	
	EL5641	230	-	-	-	-	-	40,0	26,7	17,8	11,4	
	EL5642	115	-	-	-	-	-	40,0	26,7	17,8	11,4	
	EL5642	24	-	-	-	-	-	40,0	26,7	17,8	11,4	
	EL5651	230	-	-	-	-	-	-	40,0	38,0	24,6	
	EL5652	115	-	-	-	-	-	-	40,0	38,0	24,6	
	EL5652	24	-	-	-	-	-	-	40,0	38,0	24,6	

Le temps de course d'un servomoteur peut être seulement de 4 sec./mm, et il faut faire attention que le process n'ait pas de variation de mesure trop rapide, incompatible avec le temps de réaction de la boucle due au temps de course du servomoteur.

2.8 Régulateurs

La sophistication du régulateur dépend de la qualité du contrôle désiré sur le process. Une vanne tout ou rien et un servomoteur, par exemple, peuvent être directement commandés par un thermostat. Les régulations avec sécurité de limite haute, qui ont une action franche de fermeture des vannes ou pour couper les alimentations de fuel, sont un autre exemple.

Toutefois, lorsque les conditions de régulation deviennent plus sophistiquées, un régulateur est nécessaire pour répondre à ces conditions. Le régulateur reçoit un signal, décide quelle action est nécessaire, et envoie alors un signal au servomoteur qui pilote la vanne.

En cette période où les composants électroniques sont numériques, les appareils électroniques se comportent en véritables ordinateurs et leurs performances sont exceptionnelles.

Toutefois, depuis qu'on a fait une analogie entre le cerveau humain et les régulateurs/ordinateurs, il est opportun de citer la devise célèbre d'IBM motto -

'L'ordinateur (ou le régulateur) - Rapide, précis et stupide,
L'homme - Lent, négligé et brillant'

En bref, le régulateur n'a pas réponse à tout. Il doit être correctement sélectionné et réglé, ce qui sera détaillé plus tard.

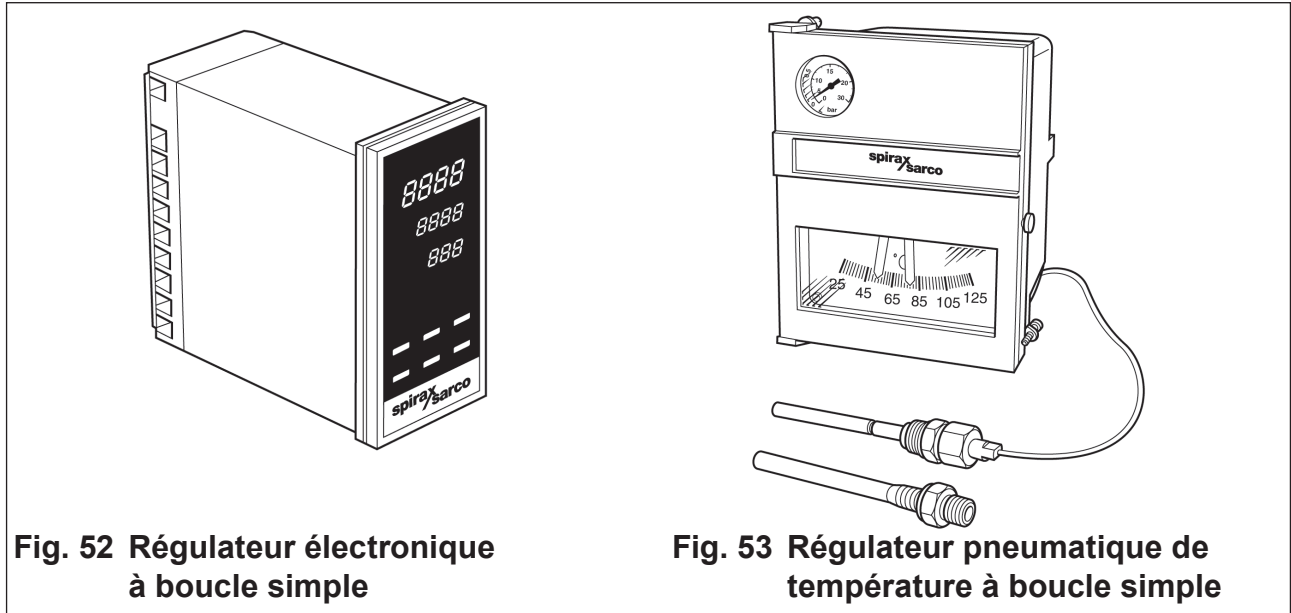


Fig. 52 Régulateur électronique à boucle simple

Fig. 53 Régulateur pneumatique de température à boucle simple

Bien que la plupart des régulateurs soient basés sur la technologie numérique à microprocesseur, une gamme de régulateurs pneumatiques sont commercialement disponibles. Ils peuvent être utilisés dans des zones dangereuses où le risque d'explosion exclut l'utilisation d'installations électriques et électroniques. Il est possible d'intégrer une "sécurité intrinsèque" sur les appareils électriques, moyennant une option avec supplément de prix.

Comme mentionné précédemment, les fonctions que le régulateur assume peuvent être très sophistiquées et ce n'est pas le but de ce Guide Technique d'en établir la liste et d'indiquer comment ces appareils complexes fonctionnent.

Les conditions principales qu'il faut prendre en considération sont les suivantes :

- **Régulateur à boucle simple** -
Actionne une vanne/servomoteur à partir d'une sonde unique.
- **Régulateur à boucle multiple** -
La plupart actionne plus d'une vanne/servomoteur à partir de plus d'une sonde.
- **Entrée/Sortie unique** -
Peut accepter uniquement un signal à partir de la sonde et ne l'envoyer qu'à un servomoteur.
- **Entrée/Sortie unique (multi - canal)** -
Peut accepter plusieurs signaux et envoyer plusieurs signaux.
- **Temps réel** -
Peut inclure une horloge, mémoriser des temps prédéterminés et pré-réglés.
- **Programmé** -
Peut être réglé en fonction de longueurs de temps prédéterminés et pré-réglés avant ou après que d'autres appareils de l'installation aient été mis en marche ou arrêtés.
- **Pente et palier** -
Par exemple, pour la température, la capacité d'augmenter la température d'un milieu régulé sur des périodes de temps spécifiées et maintenir alors la température à une valeur pré-réglée. De tels régulateurs sont souvent équipés d'une série de pentes et de paliers.

La Figure 52 présente un régulateur électronique classique à boucle simple. Il a une action P + I + D, adaptée à une tension de 110 ou 240 V.

La Figure 53 présente un régulateur pneumatique à boucle simple avec une action P. Différents modèles peuvent être sélectionnés pour réguler soit la température soit la pression.

Un régulateur à boucle simple équipé des fonctions pentes et paliers peuvent avoir une structure classique de programmes, comme celle présentée Figure 54. Elle montre une série de pentes (changement de température) et de paliers (maintien de température), réalisées sur une période de temps donnée.

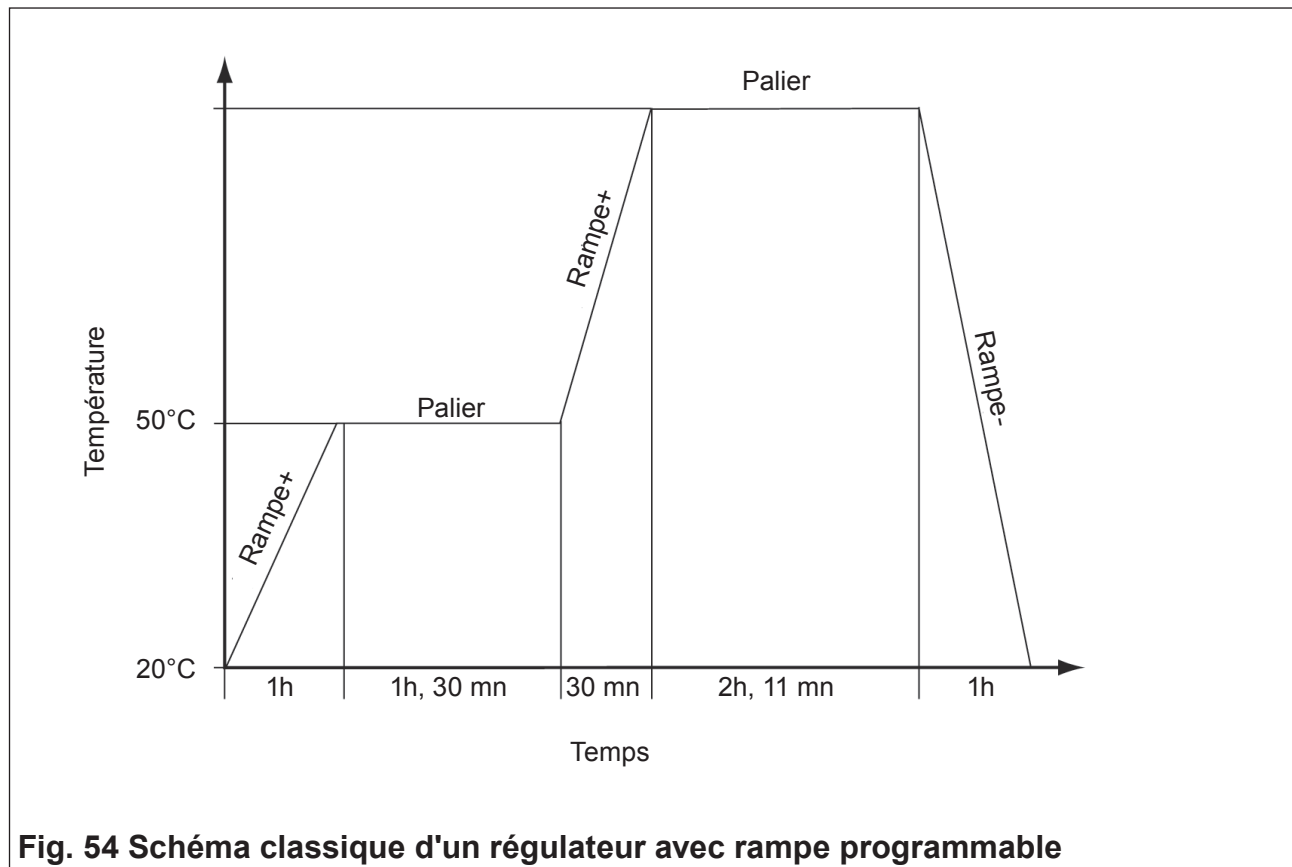


Fig. 54 Schéma classique d'un régulateur avec rampe programmable

On retrouve fréquemment un terme dans la documentation concernant la régulation, c'est Régulateur Logique Programmable (PLC pour Programmable Logic Controller). Dans un process traité par lots, le régulateur doit déclencher une séquence d'actions. Par exemple, actionner les vannes ou les pompes en M/A. Dans certains cas, la séquence entière est basée sur une période de temps mais souvent les différentes étapes peuvent être déclenchées par une condition spécifique qui est atteinte, par exemple une certaine température atteinte ou un réservoir rempli. Ces séquences peuvent être commandées par un PLC qui est équipé d'un microprocesseur qui utilise les interfaces des sondes et des servomoteurs pour réguler le process.

Une régulation de chauffage bâtiment est un autre type de régulation complexe où le régulateur reçoit plusieurs informations venant de sondes de température et/ou de pression pour actionner différents organes de régulation ou d'arrêt.

2.9 Régulation de pression (exemples d'application)

Plusieurs raisons expliquent de détendre la pression de la vapeur :

- Les chaudières sont généralement conçues pour fonctionner à des pressions élevées afin de réduire leur taille. Fonctionner à des pressions plus basses entraîne un débit réduit et un "entraînement" de l'eau de la chaudière. C'est pour cela en particulier qu'il faut une pression élevée pour produire de la vapeur.
- La vapeur à pression élevée a une masse volumique relativement plus élevée, ce qui signifie qu'une plus grande masse de vapeur peut être transportée par une tuyauterie d'une taille donnée. Il vaut mieux distribuer de la vapeur à haute pression car de petites tuyauteries peuvent être utilisées, et réduire ensuite la pression au point d'utilisation.
- Des pressions de vapeur inférieures au point d'utilisation permettent d'économiser l'énergie. Réduire la pression diminuera la température de la tuyauterie en aval, et réduira les pertes ainsi que la quantité de vapeur de revaporisation générée lorsque le condensat provenant des purgeurs est évacué dans des réservoirs de collecte de condensat mis à l'atmosphère.
- Comme la pression de la vapeur et sa température sont liées, la régulation de la pression peut être utilisée pour réguler la température de certains process. Ce fait est reconnu dans la régulation des stérilisateurs et des autoclaves, et est aussi utilisé pour réguler les températures de surface des sècheurs par contact, comme on en trouve dans les sècheres de papier et les onduleuses.
- Bien qu'un échangeur de chaleur conçu pour fonctionner avec de la vapeur à 2 bars eff. soit plus gros qu'un échangeur conçu pour fonctionner avec de la vapeur à 10 bars eff., pour la même tâche, il peut être moins onéreux à cause de sa spécification.
- Construire une installation signifie que chaque élément a une pression de service sûre. Si elle est inférieure à la pression d'alimentation de la vapeur, la pression doit être réduite pour ne pas dépasser la pression de service du système aval.
- De nombreuses installations utilisent la vapeur à différentes pressions. Cela peut être un système en cascade dans une installation plus importante ou un simple système de récupération de la vapeur de revaporisation dans une installation plus petite. Il peut être nécessaire de maintenir la continuité de l'alimentation du système à basse pression ou du système de vapeur de revaporisation.

La régulation de pression est aussi la base de la régulation de la température pour les échangeurs de chaleur.

2.9.1 Détendeur autonome à action directe (à soufflet)

Description	Avec ce type de détendeur autonome, la pression aval est équilibrée (via un soufflet) par opposition à la force du ressort.
Avantages	<ol style="list-style-type: none"> 1. Peu coûteux. 2. Petit. 3. Facile à installer. 4. Très robuste. 5. Tolère des conditions de vapeur moyennes. 6. Le système autonome signifie qu'il n'y a nul besoin d'apport d'énergie auxiliaire.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none"> 1. Régulation uniquement proportionnelle 2. La bande proportionnelle est de 30% ou 40% de la pression amont. 3. Une bande proportionnelle large indique que le débit maximal n'est atteint uniquement que lorsque la pression aval a chuté considérablement. Cela signifie que la pression varie suivant le débit. 4. Limité en taille. 5. Limité en débit. 6. Une variation de pression amont entraîne la variation de la pression aval.
Applications	<p>Par exemple, applications avec débit modéré, non critique et débit de fonctionnement constant.</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Petites cuves à double enveloppe. 2. Lignes de traçage. 3. Machines à repasser. 4. Petits réservoirs. 5. Bains d'acide. 6. Petits ballons de stockage d'eau chaude. 7. Réchauffeurs d'unité. 8. Petites batteries de réchauffage. 9. Equipement OEM.
Points à noter	<ol style="list-style-type: none"> 1. Différentes versions pour vapeur/air comprimé et eau. 2. Des versions à portée souple sont disponibles pour les gaz. 3. Une large gamme de matériaux de corps permet de satisfaire des standards particuliers, des applications et des préférences spéciales. 4. La Bande proportionnelle large indique qu'il est indispensable de faire attention au tarage de la soupape de sûreté qui doit être tarée fermée à la pression de service.

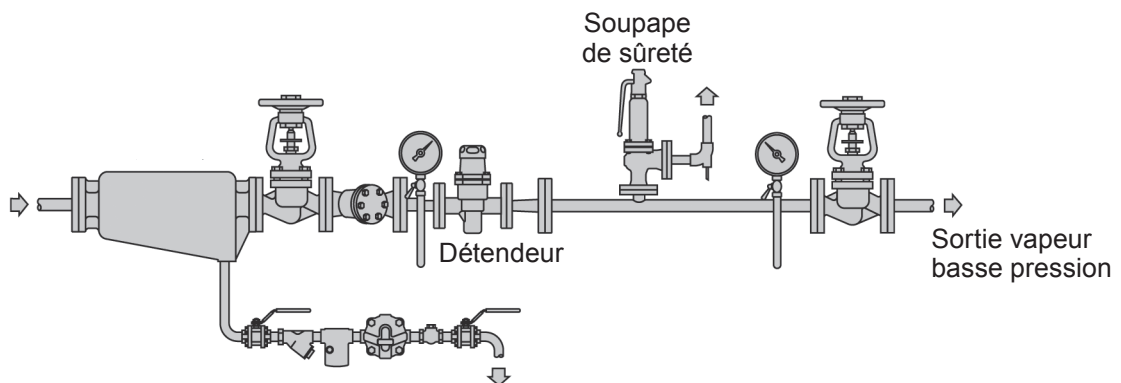


Fig. 55 Poste de détente autonome à action directe

2.9.2 Détendeur autonome à action directe (à membrane)

Description	Avec ce type de détendeur autonome, la pression aval est équilibrée (via une membrane) par opposition à la force du ressort.
Avantages	<ol style="list-style-type: none"> 1. Très robuste. 2. Tolère des conditions sévères de vapeur par exemple humide et sale. 3. Disponible dans de larges tailles, pour des débits élevés. 4. Facile à régler et à installer. 5. Une conception simple qui entraîne un entretien simple. 6. Le principe autonome indique qu'aucune énergie externe n'est nécessaire. 7. Peut gérer une rangeabilité de l'ordre de 10 : 1.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none"> 1. Une bande proportionnelle large indique qu'une régulation précise de la pression aval n'est pas possible. 2. Relativement onéreux, coût initial élevé, mais coût faible pendant toute la durée de vie. 3. Volumineux.
Applications	<ol style="list-style-type: none"> 1. Réseaux de distribution. 2. Chaufferies.
Points à noter	<ol style="list-style-type: none"> 1. Parce que la membrane a des limites de température plutôt basses, un joint d'eau est nécessaire pour des applications sur la vapeur. C'est un coût supplémentaire. 2. Comme la bande proportionnelle est large, ce type de détendeur est mieux adapté à la réduction de pression d'un atelier plutôt que d'un appareil individuel. 3. Un soufflet d'étanchéité d'où aucun entretien et pas d'émission nocive. 4. Bien que la bande proportionnelle large apporte de la stabilité, il est indispensable de faire attention si la soupape de sûreté doit être tarée proche de la pression de service. 5. Approprié pour des applications liquides. 6. Plus onéreux qu'un réducteur de pression piloté mais moins qu'un système de régulation pneumatique.

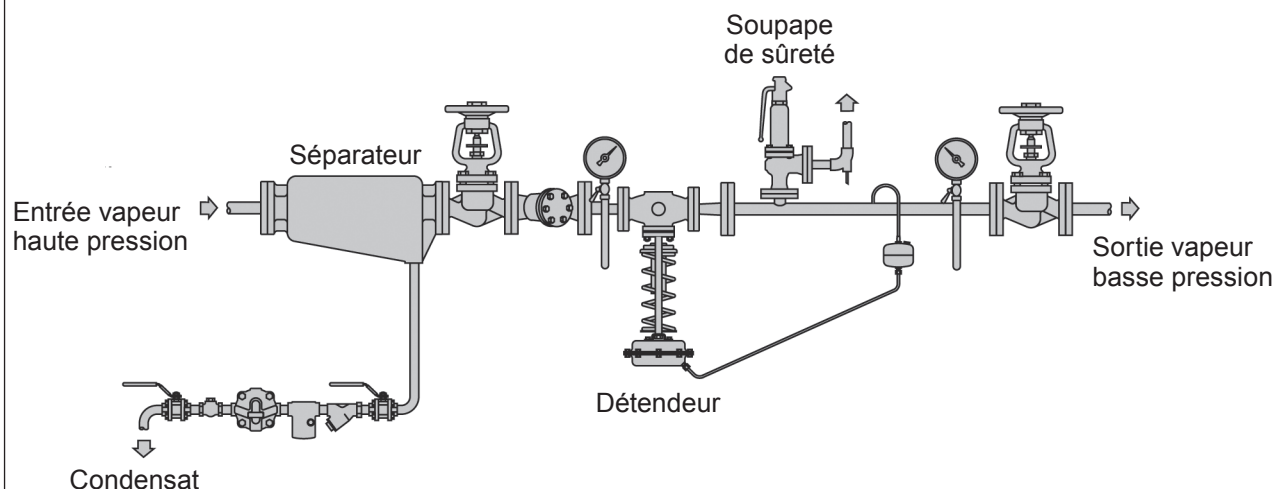


Fig. 56 Poste de détente autonome à action directe

2.9.3 Détendeur autonome à action pilotée

Description	<p>Ils ont une conception autonome plus complexe. Ils fonctionnent en détectant la pression aval avec une prise d'impulsion qui transmet la pression au pilote, qui à son tour actionne le clapet principal.</p> <p>Il s'ensuit une bande proportionnelle très étroite, inférieure à 0,2 bar. Ce qui, avec un faible hystérésis, entraîne une régulation de pression très précise, même avec des débits très variables.</p>
Avantages	<ol style="list-style-type: none"> 1. Régulation de pression conséquente et précise, même avec des débits élevés et variables. 2. Existe en plus grandes tailles que des détendeurs autonomes à action directe par soufflet, jusqu'à 150 mm. 3. Plusieurs types de pilotes peuvent être utilisés sur une vanne principale unique. Les options de pilotes sont : limites électriques, pilotes multiples pour différentes pressions régulées, déverseur et régulation à distance ainsi que des combinaisons température/pression. 4. Le principe autonome indique qu'aucune énergie auxiliaire n'est nécessaire. Tolèrent des pressions amont variables.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none"> 1. Plus onéreux que les détendeurs à action directe par soufflet. 2. De petits passages imposent une vapeur propre et sèche pour assurer la longévité.
Applications	<ol style="list-style-type: none"> 1. Les applications nécessitant une régulation de pression précise et celles dont les débits sont élevés et variables comme les autoclaves, et les échangeurs de chaleur, les ballons d'eau chaude, etc... 2. Les applications qui ont un espace limité.
Points à noter	<ol style="list-style-type: none"> 1. L'installation nécessite un filtre et un séparateur. 2. A taille équivalente, les détendeurs à action pilotée sont plus onéreux que les détendeurs à soufflet, mais moins coûteux que les détendeurs à membrane. 3. A taille équivalente, ils ont des débits supérieurs à ceux des détendeurs à soufflet mais inférieurs à ceux des détendeurs à membrane. 4. Ils peuvent être installés en amont des vannes de régulation de température pour maintenir une pression constante, ce qui améliore la régulation. 5. Ne sont pas appropriés aux liquides. 6. Ne pas les utiliser si l'installation est sujette aux vibrations ou si d'autres appareils provoquent des pulsations du débit.

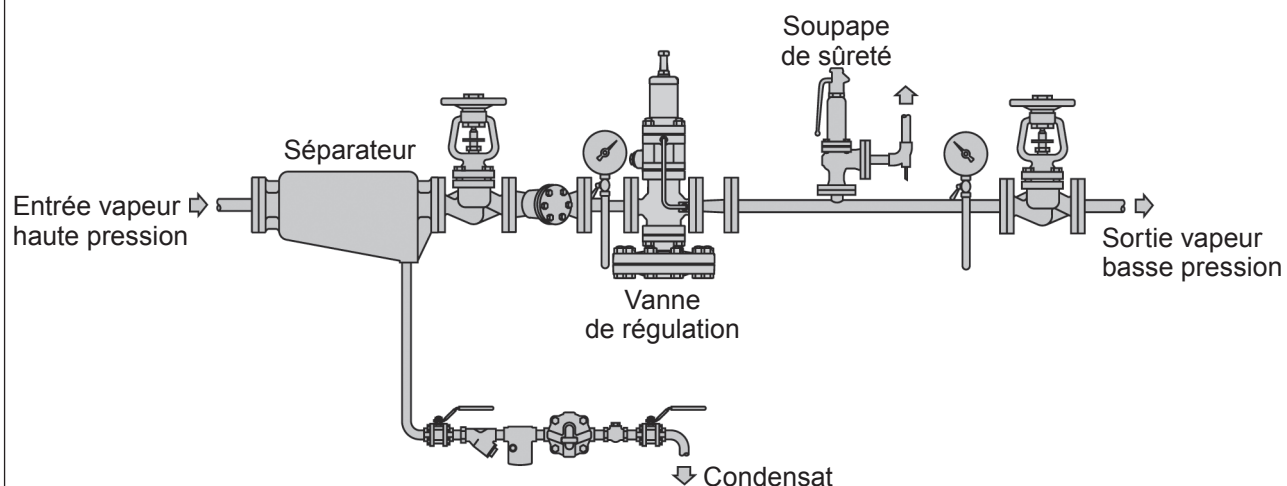


Fig. 57 Poste de détente autonome à action pilotée

2.9.4 Réduction de pression - pneumatique/pneumatique

Description	Ces systèmes de régulation comprennent : <ul style="list-style-type: none">• Les fonctions P + I + D pour améliorer la précision sous des conditions de débit variable.• Des point(s) de réglage, qui peuvent être réglés à distance.
Avantages	<ol style="list-style-type: none">1. Flexible et très précis.2. Pas de limite de la taille de la vanne.3. Excellente rangeabilité.4. Approprié pour les environnements dangereux.5. Alimentation électrique non nécessaire.6. Un fonctionnement rapide : ils répondent rapidement aux changements de demande.7. Très puissant, peut gérer des différentiels de pression élevés.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none">1. Plus onéreux que les détendeurs autonomes.2. Plus complexe que les détendeurs autonomes.3. Non programmable.
Applications	Les applications nécessitant une régulation de pression précise, celles ayant des débits élevés, des pressions amont variables, etc... Par exemple les autoclaves, les installations comme les grands échangeurs et les ballons d'eau chaude.
Points à noter	<ol style="list-style-type: none">1. Une alimentation d'air sec et propre est nécessaire.2. Des filtres sont nécessaires pour installer les appareils et un technicien instrumentiste doit procéder à la mise en service et à l'étalonnage.3. La régulation est indépendante et ne peut pas communiquer avec un système informatique, etc...4. Toujours considérer la position "par manque d'énergie", par exemple la fermeture par manque d'air est normale sur les systèmes vapeur.

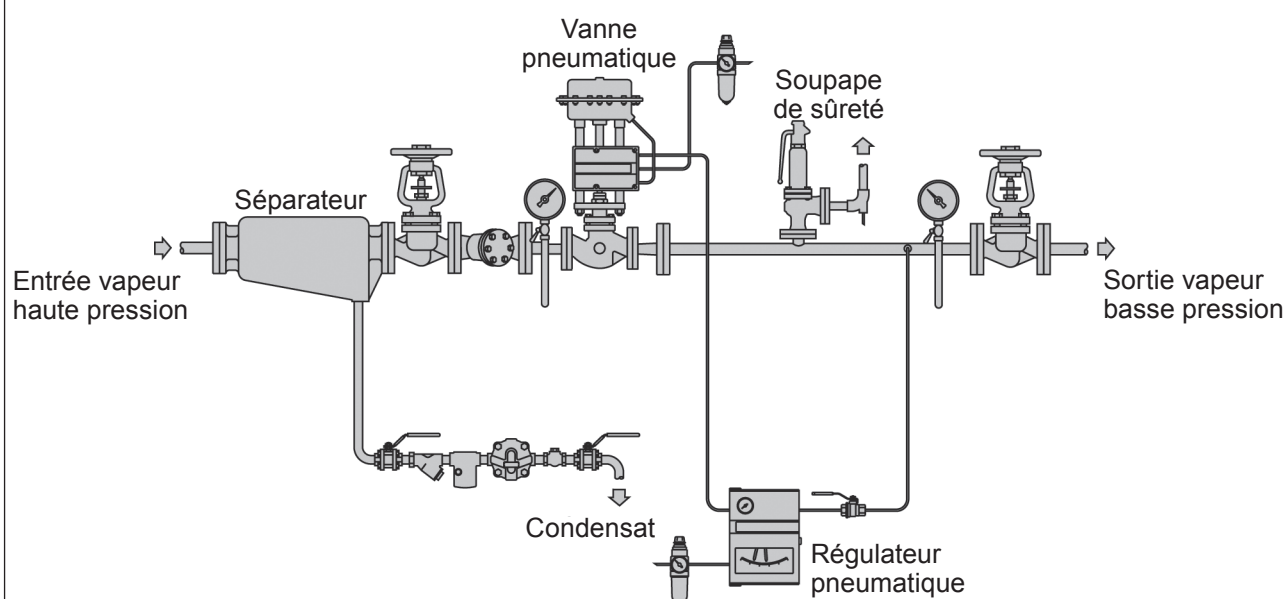


Fig. 58 Poste de détente pneumatique

2.9.5 Réduction de pression - électropneumatique

Description	<p>Ces systèmes de régulation comprennent :</p> <ul style="list-style-type: none">• Les fonctions P + I + D pour améliorer la précision sous des conditions de débit variable.• Des points de réglage, réglables à distance, avec la possibilité de rampes entre les points de réglage.
Avantages	<ol style="list-style-type: none">1. Flexible et très précis.2. Réglage et affichage à distance.3. Pas de limite pour la taille de la vanne.4. Excellente rangeabilité.5. Un fonctionnement rapide : ils répondent rapidement aux changements de demande.6. Très puissant, peut gérer des différentiels de pression élevés.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none">1. Plus coûteux.2. Plus complexe.3. Alimentation électrique nécessaire.
Applications	<p>Les applications nécessitant une régulation de pression précise, celles ayant des débits variables et élevés, une pression amont variable, etc..., par exemple les autoclaves, les échangeurs de chaleur et les ballons d'eau chaude, et les stations de détente principales.</p>
Points à noter	<ol style="list-style-type: none">1. Une alimentation d'air sec et propre est nécessaire.2. Des filtres sont nécessaires pour installer les appareils et un technicien instrumentiste doit procéder à la mise en service et à l'étalonnage.3. Ils peuvent faire partie d'un système de régulation sophistiqué impliquant des SNCC, des enregistreurs, des systèmes SCADA, etc...4. Toujours considérer la position " par manque d'énergie ", par exemple la fermeture par manque d'air est normale sur les systèmes vapeur.

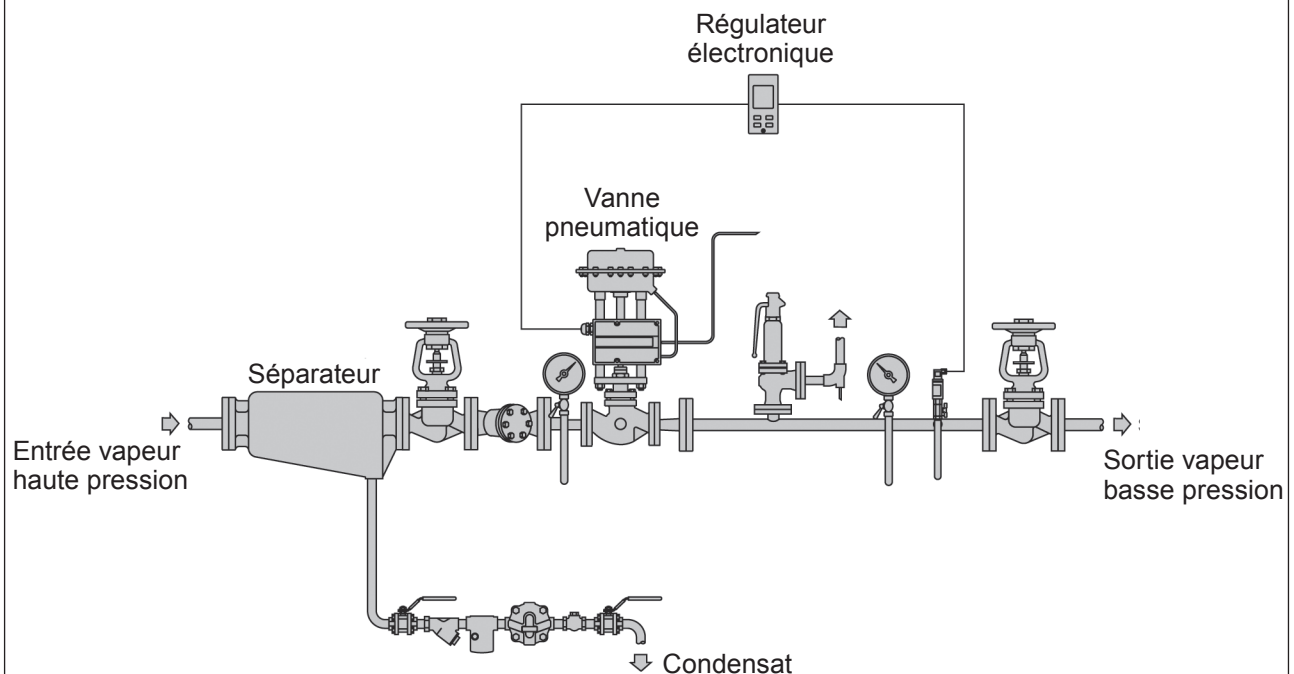


Fig. 59 Poste de détente électropneumatique

2.9.6 Réduction de pression - électrique/électronique

Description	Ces systèmes de régulation incluent : <ul style="list-style-type: none">• Les fonctions P + I + D pour améliorer la précision sous des conditions de débit variable.• Des points de réglage, réglables à distance.
Avantages	<ol style="list-style-type: none">1. Le régulateur et le servomoteur de la vanne peuvent communiquer avec un SNCC.2. Aucune alimentation d'air comprimé n'est nécessaire.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none">1. Si un servomoteur avec fermeture par manque d'air est nécessaire, la pression de fermeture possible pour la vanne peut être limitée.2. La vitesse du servomoteur est relativement lente, ils sont donc adaptés uniquement aux applications avec des changements de débit lents.
Applications	<ol style="list-style-type: none">1. Systèmes à ouverture lente/mise en température avec une rampe et un régulateur à palier.2. Régulation de pression de grands autoclaves.3. Réduction de pression alimentant de grands systèmes de distribution.
Points à noter	<ol style="list-style-type: none">1. Sécurité : si de l'alimentation électrique disparaît, la position de la vanne ne change pas à moins d'utiliser un servomoteur avec fermeture par ressort.2. Les servomoteurs avec fermeture par ressort sont onéreux et encombrants, avec une capacité de fermeture réduite.

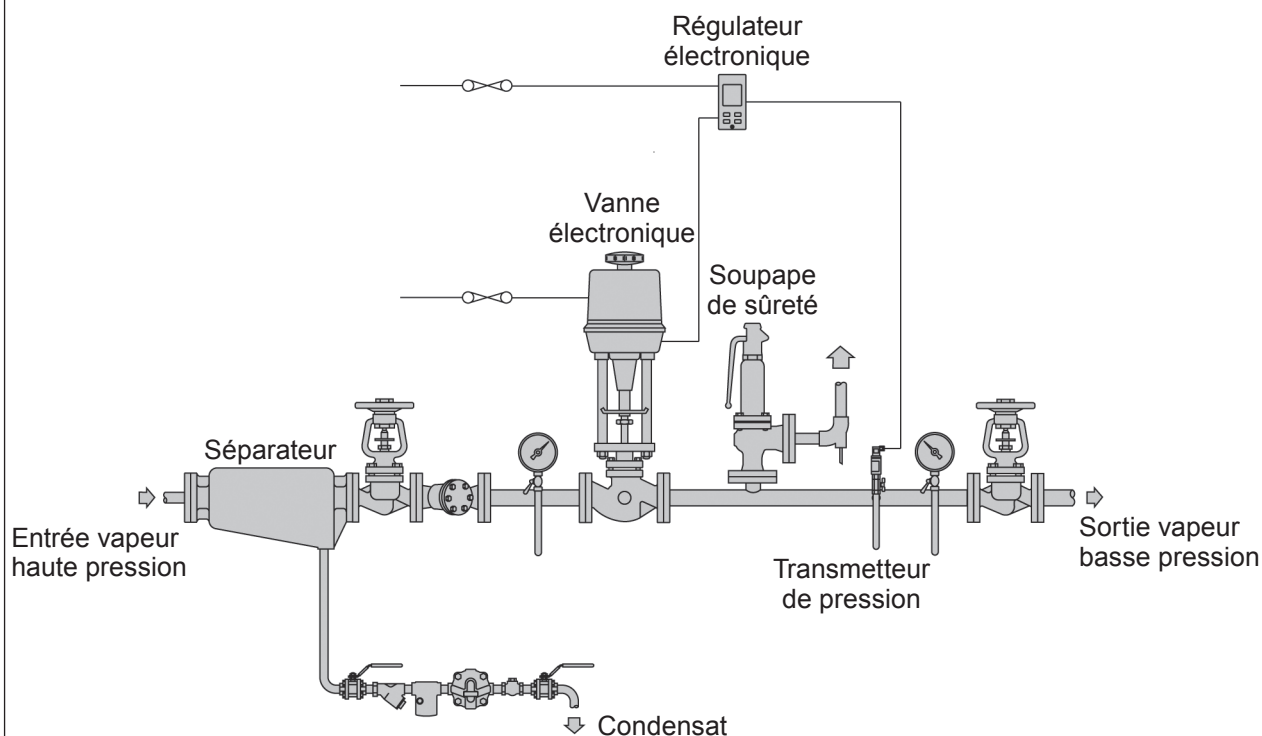


Fig. 60 Poste de détente autonome électrique/électronique

2.9.7 Réduction de pression (autres possibilités) - Postes de détente en parallèle

Description	<p>Les postes de détente peuvent être configurés comme ci-dessous pour une de ces deux raisons :</p> <ol style="list-style-type: none">1. Les détendeurs alimentent une application critique, et un arrêt n'est pas possible. Pendant qu'un détendeur fonctionne, l'autre est en stand-by pour couvrir les situations d'arrêt et de maintenance.2. La rangeabilité entre les débits maximum et minimum est plus élevée. Les postes de détente fonctionnent en cascade avec un poste réglé suivant la pression aval idéale, et l'autre à une pression un peu plus basse. Lorsque la demande est maximale, les deux détendeurs fonctionnent ; lorsque le débit diminue, le détendeur réglé à la pression la plus basse se ferme en premier laissant la régulation au deuxième détendeur.
Points à noter	<p>Les postes de détente sélectionnés pour ce type d'application nécessitent des bandes proportionnelles étroites (comme des détendeurs à action pilotée ou des systèmes de régulation électropneumatique) pour éviter le pompage.</p>

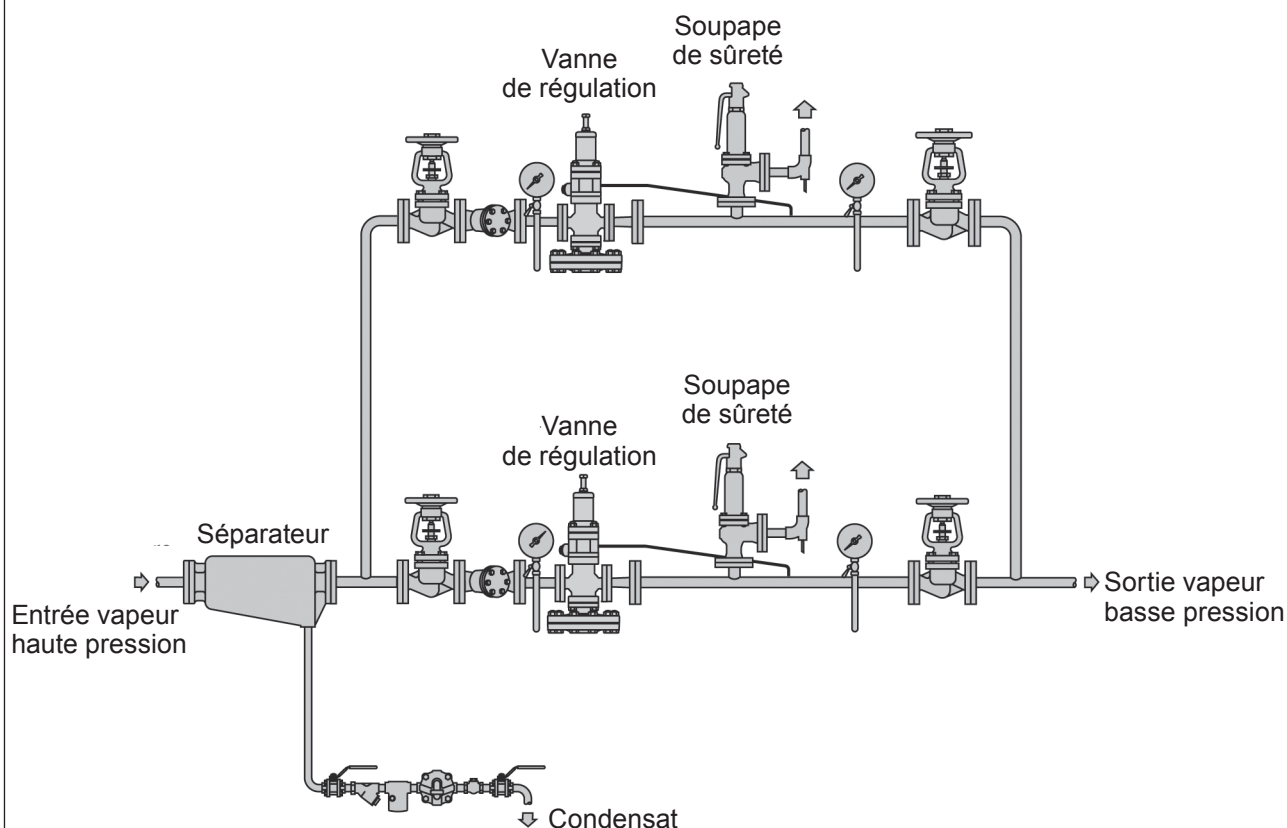


Fig. 61 Postes de détente en parallèle

2.9.8 Réduction de pression (autres possibilités) - Postes de détente en série

- Description** Une station de détente peut être configurée de cette manière si le rapport entre la pression amont et la pression aval est très élevé, et si le système de régulation sélectionné a une rangeabilité faible. L'appareil doit fonctionner en cascade, le premier détendeur réglé réduit la pression en accord avec la rangeabilité acceptable du deuxième détendeur.
- Points à noter** Vérifier le rapport de pression admissible, qui peut être de 5/1 pour un détendeur autonome, mais peut être virtuellement infini pour des détendeurs électroniques ou pneumatiques.

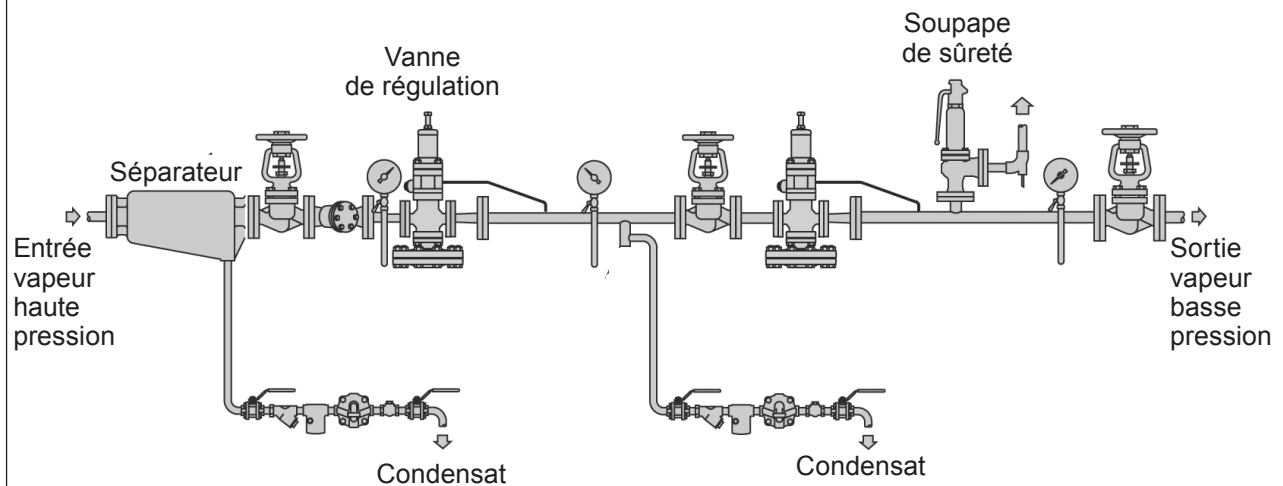


Fig. 62 Postes de détente en série

2.9.9 Réguler la pression pour réguler la température

Description	Ce sont des applications qui utilisent les relations fixes entre la pression et la température de la vapeur.
Avantages	<ol style="list-style-type: none"> 1. La sonde de pression peut être placée dans l'espace vapeur, plus près de la vanne de régulation que du fluide process. Ce peut être un avantage lorsque l'espace du fluide process est réduit. 2. Régulation de différents éléments à partir d'un point unique.
Inconvénients	La régulation est en boucle ouverte, la sonde ne mesure pas la température réelle du produit.
Applications	<ol style="list-style-type: none"> 1. Autoclaves et stérilisateurs. 2. Presses et calandres. 3. Installations à pression constante ; ex. cuves à double enveloppe, réchauffeurs d'unité, tuyauteries à double enveloppe vapeur, etc...
Points à noter	Une bonne purge d'air est nécessaire (voir la loi de Dalton).

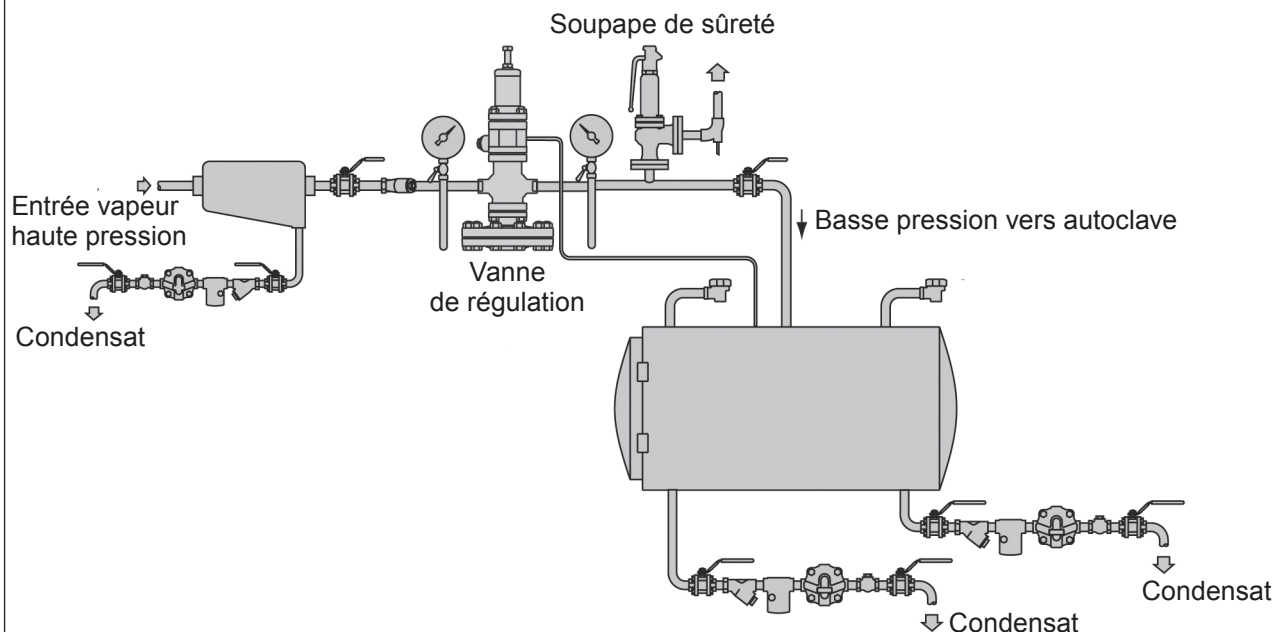


Fig. 63 Régulation de pression d'un autoclave

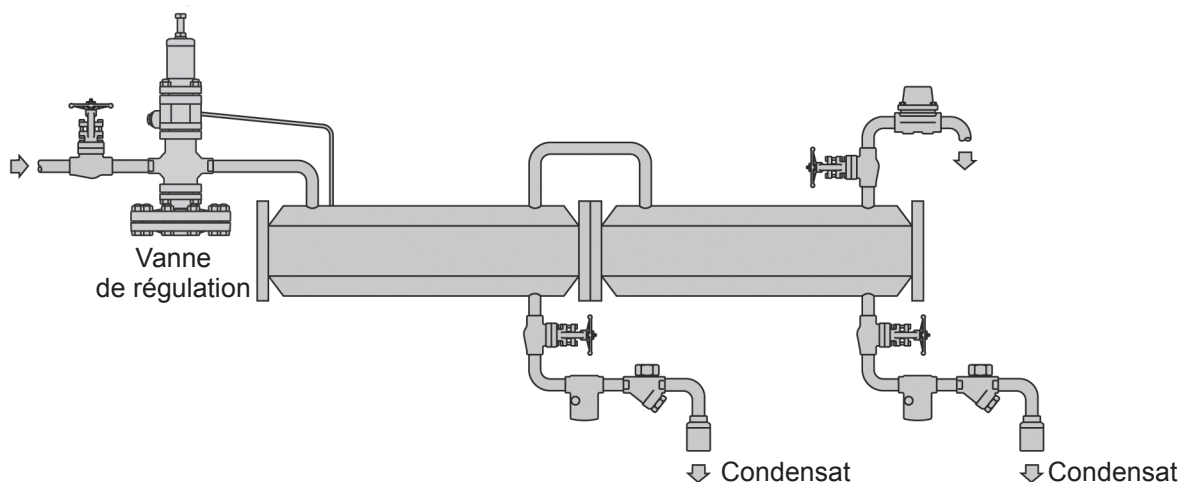


Fig. 64 Régulation de pression d'une application de traçage

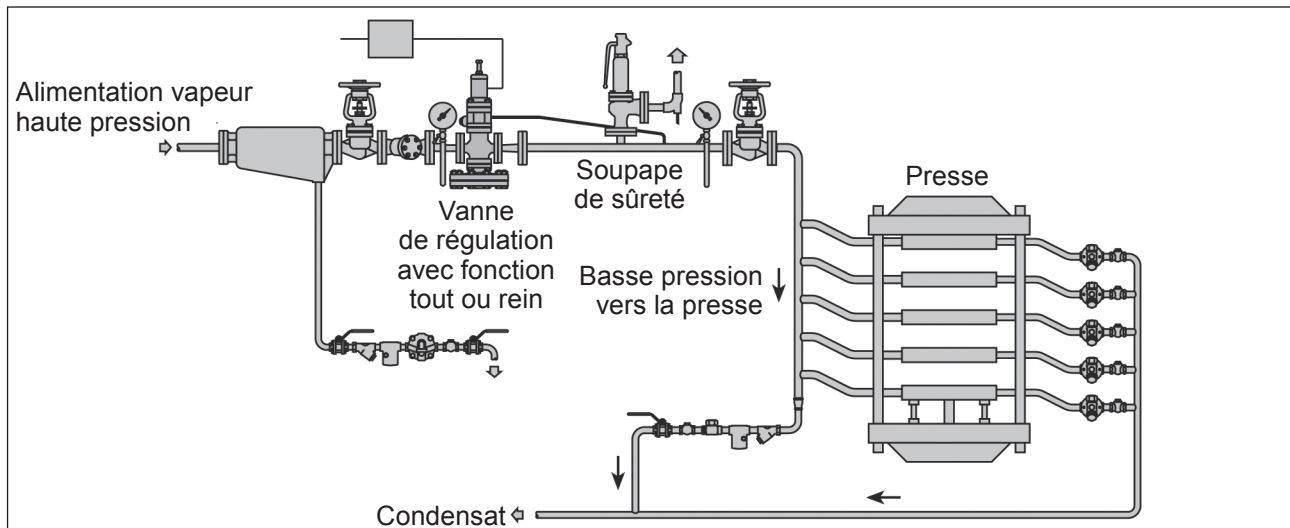


Fig. 65 Régulation de pression d'une presse

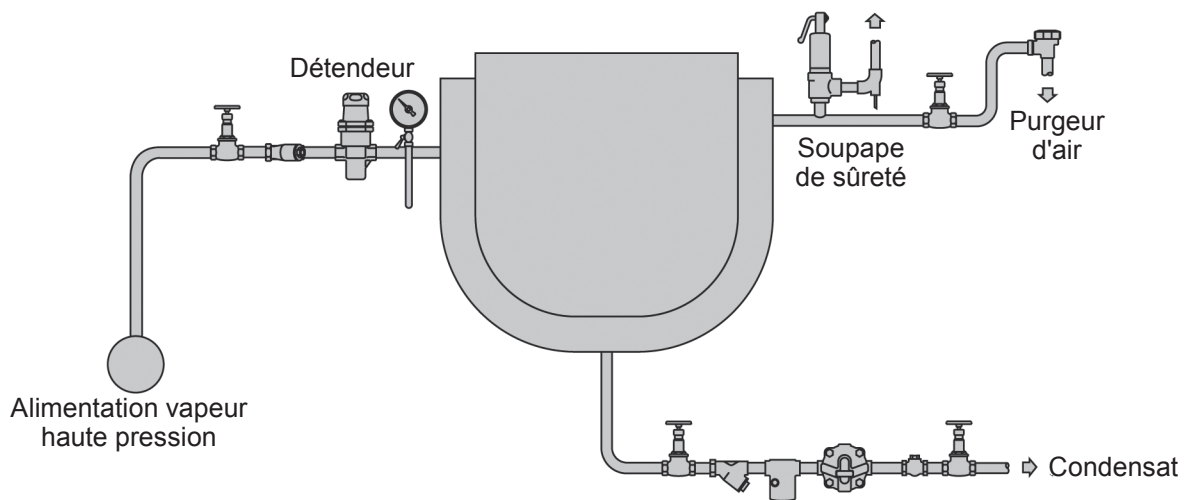


Fig. 66 Régulation de température d'une cuve à double enveloppe

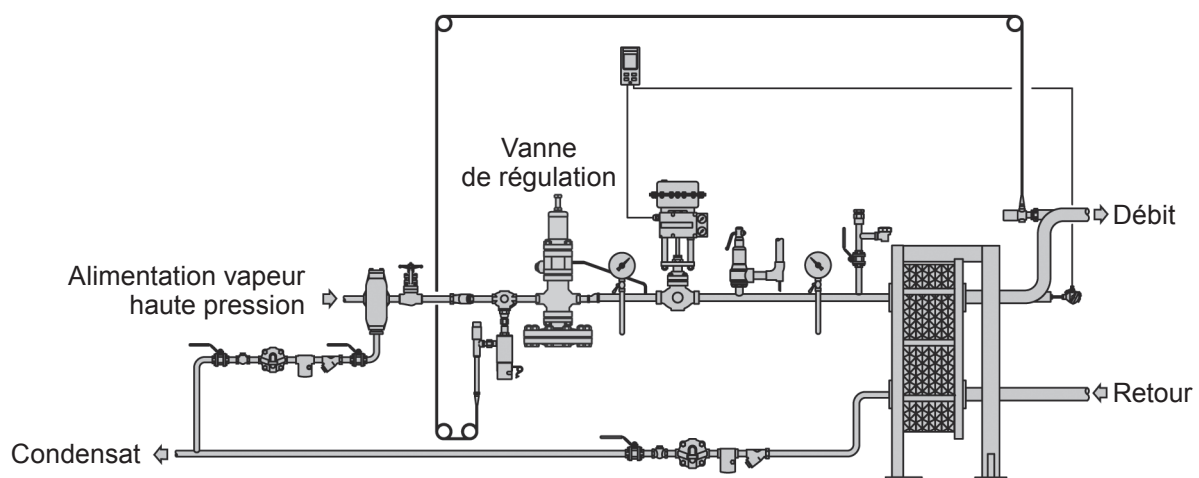


Fig. 67 Alimentation de vapeur sous pression constante pour un échangeur de chaleur à plaques

2.9.10 Régulation de pression différentielle

Description	Dans ces applications, la vanne de régulation s'ouvrira et se fermera pour maintenir une pression différentielle entre deux points.
Avantages	<ol style="list-style-type: none">1. Une pression différentielle de vapeur est maintenue constante dans le système.2. La pression différentielle est maintenue pour assurer que le condensat est activement évacué du système d'échange de chaleur. C'est particulièrement important lorsque l'accumulation de condensat crée une barrière thermique et un gradient de température à travers la surface d'échange.3. Différentes températures de service peuvent être obtenues.
Inconvénients	Un système complexe est nécessaire pour maintenir le rendement. Il peut impliquer des réservoirs de revaporisation, des thermocompresseurs aussi bien que des applications en aval qui nécessitent de la vapeur de balayage.
Applications	Balayage vapeur dans les cylindres sécheurs d'une papeterie.
Points à noter	Un régulateur spécial acceptant deux entrées est nécessaire.

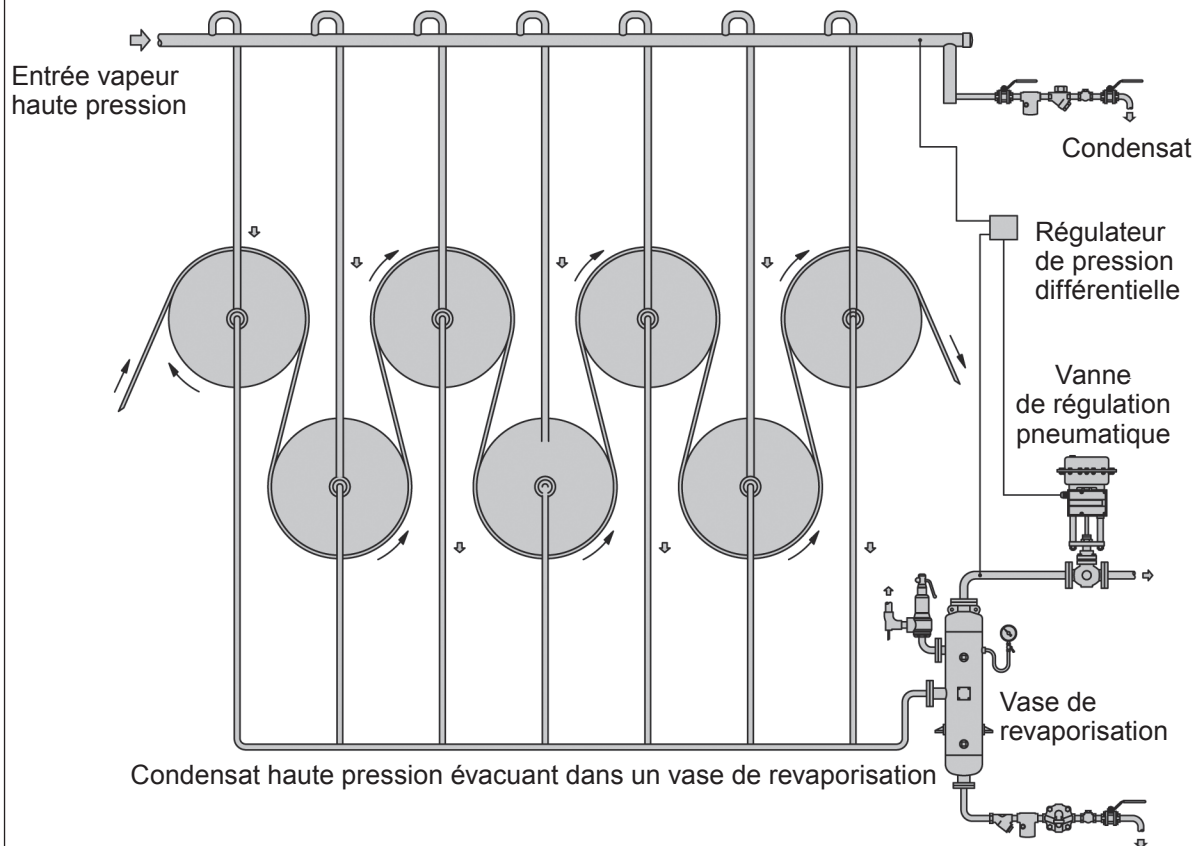


Fig. 68 Régulation de pression différentielle

2.9.11 Régulation de déverse

Description	Ces systèmes ont comme objectif de maintenir la pression en amont de la vanne de régulation.
Applications	<ol style="list-style-type: none"> 1. Les chaudières des installations dont le débit peut changer dans de grandes proportions sur des périodes courtes. La réduction soudaine de la pression dans la chaudière peut entraîner une augmentation des turbulences et une rapide revaporisation de l'eau de la chaudière. De plus, de grandes quantités d'eau sont entraînées dans les tuyauteries. 2. Les accumulateurs où l'excédent de la chaudière est utilisé pour chauffer une masse d'eau sous pression. Cette énergie est ensuite libérée lorsque le débit de la chaudière est insuffisant.
Points à noter	<ol style="list-style-type: none"> 1. Une perte de charge minimale est généralement nécessaire au niveau de la vanne de régulation ; cela peut être une vanne "de la taille de la tuyauterie". 2. Toutes les régulations autonomes ne sont pas appropriées pour cette application. Il faut consulter le fabricant avant son utilisation.

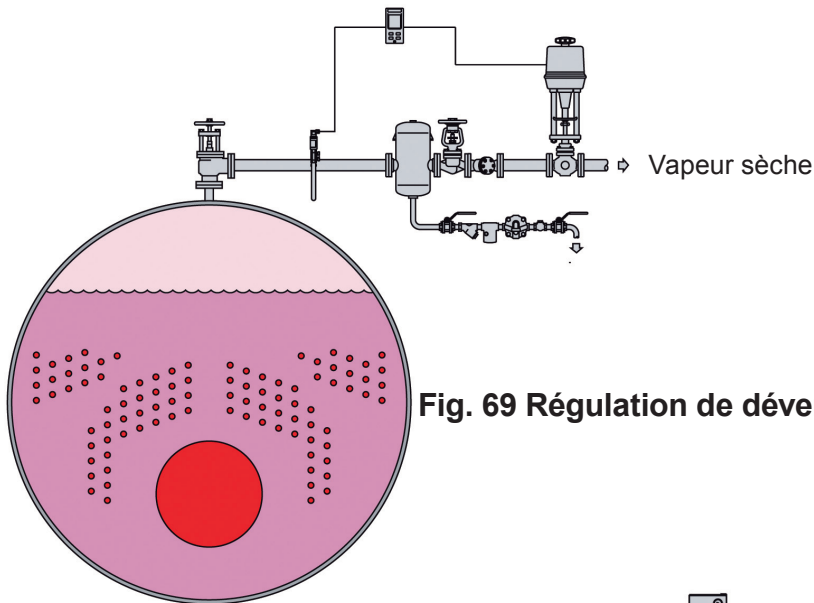


Fig. 69 Régulation de déverse d'une chaudière à vapeur

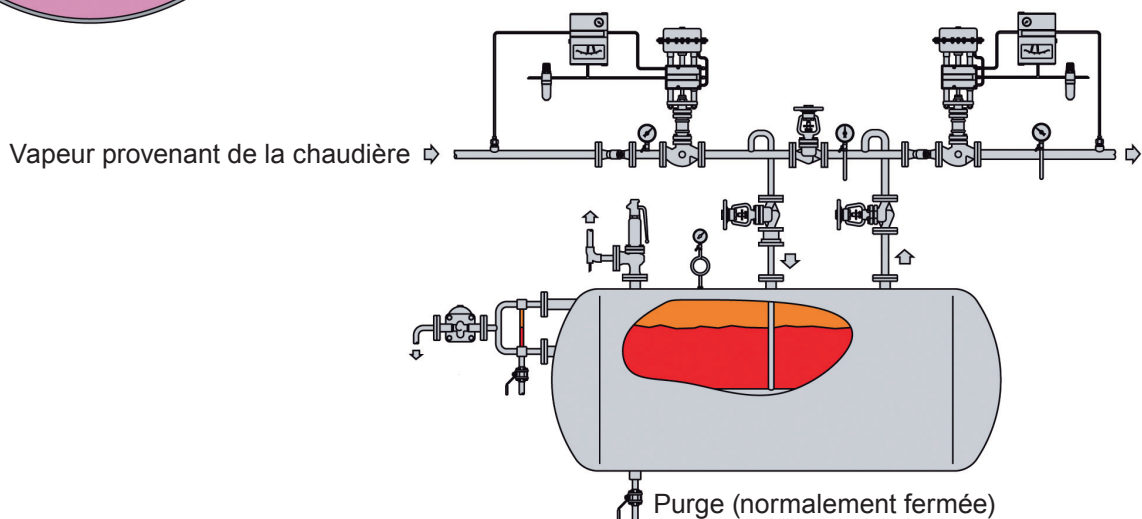


Fig. 70 Accumulateur de vapeur

2.10 Régulation de température (exemples d'application)

Il existe plusieurs raisons pour utiliser des régulations automatiques de température :

1. Dans certains process, il est nécessaire de réguler la température du produit dans des limites étroites, autrement le produit ou le matériau fabriqué pourrait être détérioré.
2. La nuisance des nuages de vapeur sortant de réservoirs portés rapidement en ébullition peut être réduite, cela non seulement pour produire des conditions de service agréables, mais pour protéger la structure du bâtiment.
3. L'économie.
4. La qualité de la production.
5. Moins de main d'œuvre.
6. Régulations de confort pour le chauffage ambiant.
7. La sécurité.
8. Le taux de production.

Le système de régulation employé doit être adapté au système, et doit pouvoir répondre aux changements de charge thermique. Par exemple :

- Dans un process par lots, et un volume important de matériau froid immergé dans un réservoir, la régulation doit pouvoir agir rapidement.
- Dans des systèmes " massifs " comme des réservoirs de stockage de pétrole dont les changements de température sont lents. La régulation doit répondre lentement.
- Le système de régulation sélectionné doit être capable de gérer le débit de démarrage, sans être trop important pour réguler avec précision sous les conditions de fonctionnement normales.

2.10.1 Régulation autonome de température à action directe

Description	La régulation autonome de température, à action directe utilise la dilatation du liquide dans une sonde et un capillaire pour modifier la position de la vanne.
Avantages	<ol style="list-style-type: none">1. Peu coûteuse.2. Petite.3. Facile à installer et à mettre en service.4. Une installation ne demandant pas une main d'œuvre spécialisée.5. Très robuste et extrêmement fiable.6. Tolérante avec une vapeur ordinaire et un dimensionnement incorrect.7. Le principe autonome ne nécessite pas d'apport d'énergie auxiliaire.8. Simple à sélectionner et à dimensionner.9. Plusieurs options sont disponibles pour les longueurs des capillaires et les plages de température.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none">1. La régulation est autonome et ne peut pas communiquer avec un SNCC, etc.2. Tailles limitées.3. Pression limitée.4. Rangeabilité limitée.5. Les sondes sont plus importantes que leurs équivalentes pneumatiques et électroniques.
Applications	Les applications ayant des débits de fonctionnement lents et constants, par exemple : <ol style="list-style-type: none">1. Petites cuves à double enveloppe.2. Lignes de traçage.3. Machines à repasser.4. Petits réservoirs.5. Bains d'acide.6. Petits ballons de stockage d'eau chaude.7. Petites batteries de réchauffage.8. Réchauffeurs d'unité.
Points à noter	<ol style="list-style-type: none">1. Bande proportionnelle influencée par la sélection de la vanne.

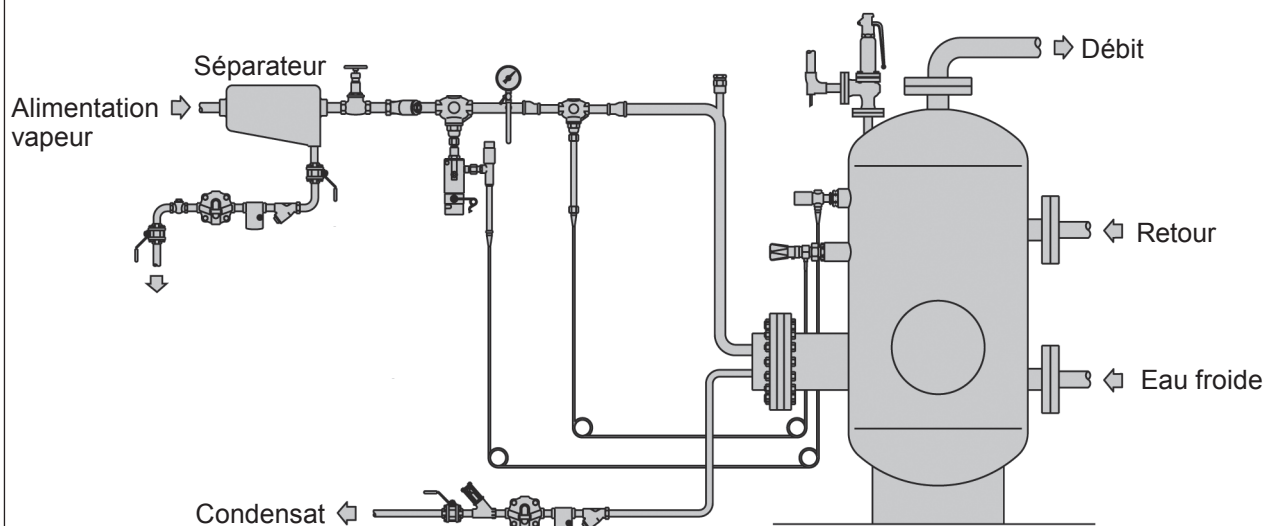


Fig. 71 Régulation autonome de température à action directe sur un ballon d'eau chaude

2.10.2 Régulation autonome de température à action pilotée

Description	Le régulateur autonome de température à action pilotée utilise la dilatation du liquide dans une sonde et un capillaire pour actionner un pilote qui modifie à son tour la position de la vanne principale.
Avantages	<ol style="list-style-type: none"> 1. Facile à installer et à mettre en service. 2. Une installation ne demandant pas de main d'œuvre spécialisée. 3. Très robuste. 4. Le principe autonome ne nécessite pas d'apport externe d'énergie. 5. Simple à sélectionner et à mettre en service. 6. Tailles possibles plus importantes que pour les vannes à action directe à soufflet, jusqu'au DN150. 7. Réglage à distance (option). 8. Déclenchement tout ou rien possible (option). 9. Point de réglage double (option).
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none"> 1. La régulation est autonome, et ne peut pas communiquer avec un SNCC, etc. 2. Des petits passages imposent une vapeur propre et sèche pour assurer la longévité des appareils. 3. Régulation uniquement proportionnelle, toutefois, la bande proportionnelle est plus petite que pour les régulations autonomes à action directe.
Applications	<ol style="list-style-type: none"> 1. Cuves à double enveloppe. 2. Lignes de traçage. 3. Réservoirs. 4. Bains d'acide. 5. Ballons de stockage d'eau chaude. 6. Batteries de réchauffage. 7. Réchauffeurs d'unité.
Points à noter	<ol style="list-style-type: none"> 1. Les plages de température des régulateurs tendent à être plus étroites que celles des régulations autonomes à action directe. 2. L'installation doit inclure un filtre et un séparateur.

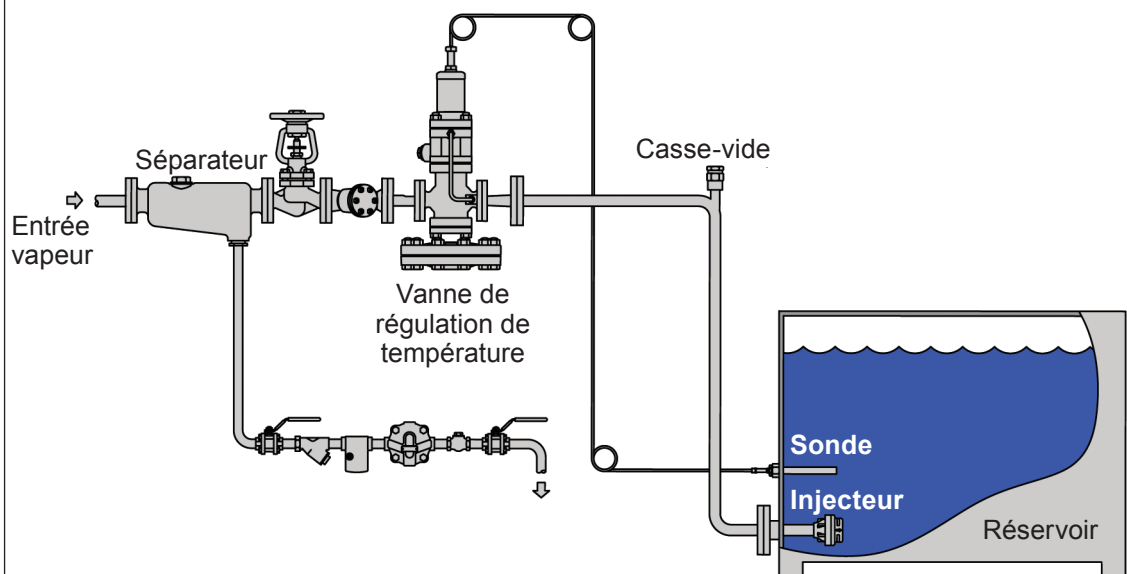


Fig. 72 Régulation autonome de température à action pilotée sur une application de réchauffage de réservoir

2.10.3 Régulation de température pneumatique/pneumatique

Description	<p>Ces systèmes de régulation comprennent :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Fonctions P+I+D pour améliorer la précision sous des conditions de débit variables. • Point(s) de réglage, qui peuvent être réglés à distance.
Avantages	<ol style="list-style-type: none"> 1. Flexible et très précise. 2. Aucune limite pour le dimensionnement de la vanne. 3. Excellente rangeabilité. 4. Approprié pour les environnements dangereux. 5. Pas d'alimentation électrique. 6. Le fonctionnement est rapide, c.-à-d. qu'elle répond bien aux modifications rapides des demandes. 7. Très puissante. Peut gérer des pressions différentielles élevées.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none"> 1. Plus onéreux. 2. Plus complexe.
Applications	<ol style="list-style-type: none"> 1. Les applications nécessitant une régulation de température précise. 2. Les applications dont les débits sont élevés et variables ou la pression amont variable, etc. 3. Les applications nécessitant une sécurité intrinsèque.
Points à noter	<ol style="list-style-type: none"> 1. L'air doit être propre et sec. 2. Un positionneur est généralement nécessaire excepté pour les applications les plus petites et les plus simples. Le matériel pneumatique fonctionne avec de petites fuites permanentes d'air, s'assurer que le débit d'air en alimentation est suffisant. 3. Les filtres sont nécessaires pour l'installation des appareils et un technicien instrumentiste pour l'étalonnage et la mise en service. 4. La régulation est indépendante, et ne peut pas communiquer avec un SNCC, etc. 5. Toujours considérer la position "par manque d'énergie", par exemple la fermeture par manque d'air est normale sur les systèmes de réchauffage à la vapeur, et l'ouverture par manque d'air est normale sur les systèmes de refroidissement.

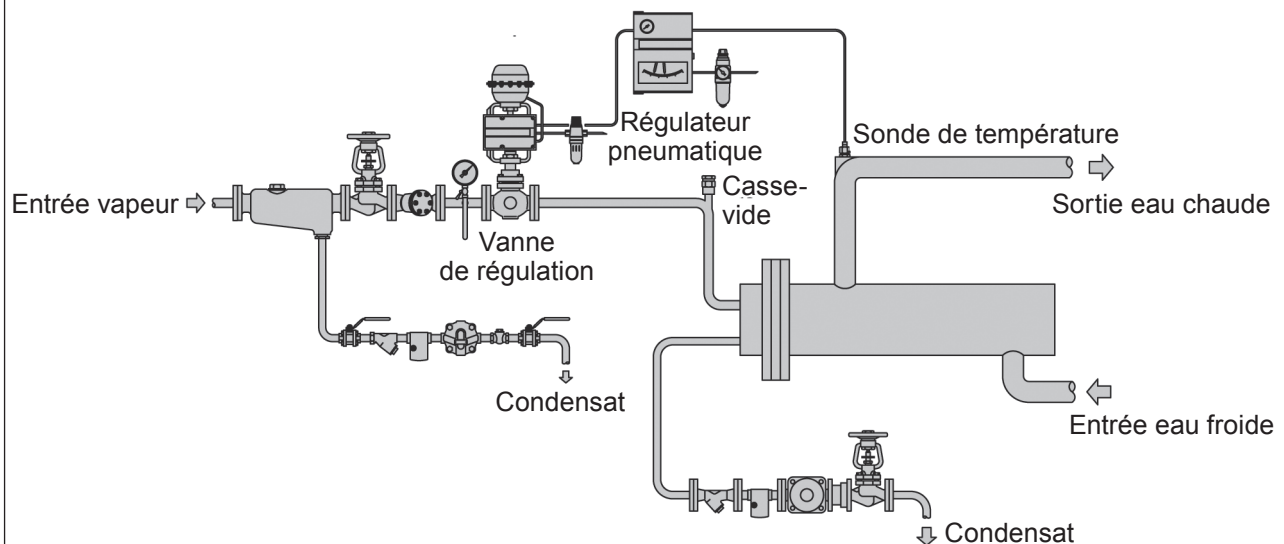


Fig. 73 Régulation de température pneumatique sur un réchauffeur d'eau chaude

2.10.4 Régulation de température électropneumatique

Description	<p>Ces systèmes de régulation comprennent :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Des fonctions P + I + D pour améliorer la précision sous des conditions de débit variables. • Les points de réglage peuvent être réglés à distance, avec la possibilité de rampes entre les points de réglage.
Avantages	<ol style="list-style-type: none"> 1. Flexible et très précise. 2. Réglage et lecture à distance. 3. Pas de limite pour le dimensionnement de la vanne. 4. Excellente rangeabilité. 5. Le fonctionnement est rapide, c.-à-d. qu'elle répond bien aux modifications rapides de la demande. 6. Très puissante, peut gérer des pressions différentielles élevées.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none"> 1. Plus coûteuse. 2. Plus complexe. 3. Alimentation électrique nécessaire.
Applications	<ol style="list-style-type: none"> 1. Les applications nécessitant une régulation de température précise. 2. Les applications dont les débits sont élevés et variables ou les pressions amont variables, etc...
Points à noter	<ol style="list-style-type: none"> 1. Une vapeur propre et sèche est nécessaire. 2. Les filtres sont nécessaires pour installer les appareils, un électricien est nécessaire pour les alimentations en énergie, et un technicien instrumentiste pour l'étalonnage et la mise en service. 3. Peut faire partie d'un système de régulation sophistiqué impliquant les SNCC, les enregistreurs, les systèmes SCADA, etc... 4. Toujours considérer la position "manque d'énergie", par exemple la fermeture par manque d'air est normale sur les systèmes de réchauffage à la vapeur, et l'ouverture par manque d'air est normale sur les systèmes de refroidissement. 5. Probablement le système de régulation le plus courant – il a la sophistication des systèmes électroniques et la force et la puissance des pneumatiques.

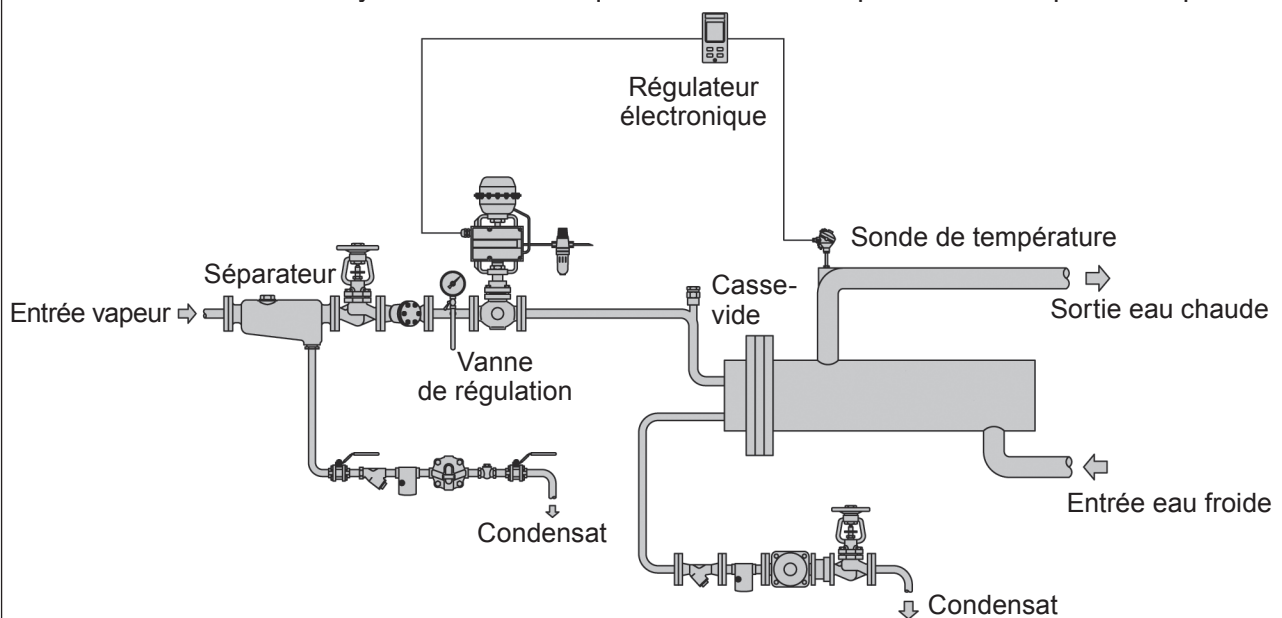


Fig. 74 Régulation de température électropneumatique sur un réchauffeur

2.10.5 Régulation de température électrique/électronique

Description	Ces systèmes de régulation comprennent : <ul style="list-style-type: none">• Les fonctions P + I + D pour améliorer la précision sous des conditions de débit variables.• Point(s) de réglage, qui peuvent être réglés à distance.
Avantages	<ol style="list-style-type: none">1. Le régulateur et le servomoteur de la vanne peuvent communiquer avec un SNCC.2. Pas d'alimentation en air comprimé.
Inconvénients	La vitesse relativement lente du servomoteur implique son utilisation sur des systèmes à évolution lente.
Applications	Le réchauffage d'ambiance de volumes importants, par exemple dans les magasins, les ateliers, les hangars d'avions, etc...
Points à noter	<ol style="list-style-type: none">1. Sécurité : si l'énergie électrique disparaît, la position de la vanne ne sera pas modifiée à moins d'utiliser un servomoteur avec fermeture par ressort.2. Les servomoteurs avec fermeture par ressort sont onéreux, encombrants et ont une capacité de fermeture limitée par rapport à la pression.

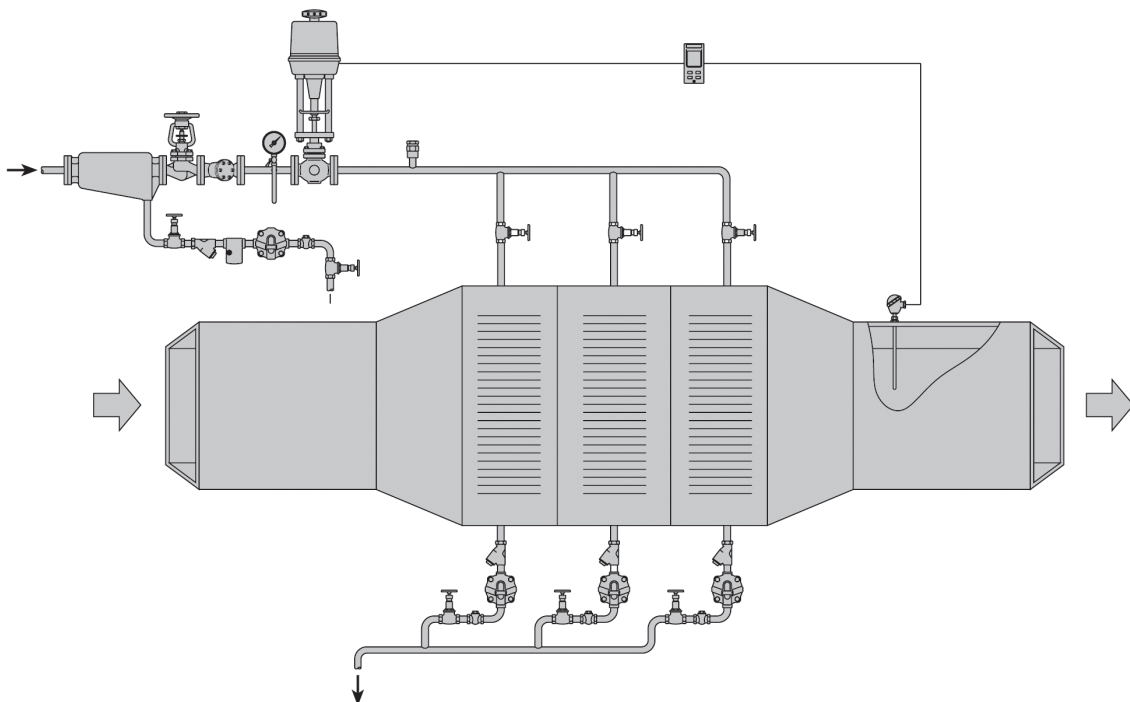


Fig. 75 Régulation de température électrique/électronique sur un réchauffeur d'air

2.10.6 Régulation de température (autres possibilités) - Postes de régulation de température en parallèle

Description	<p>Une installation telle que celle présentée Figure 76 peut être utilisée lorsque le rapport entre les débits maximum et minimum (c.-à-d. la rangeabilité) est supérieur aux caractéristiques maximales admissibles pour la vanne de régulation de température.</p> <p>Par exemple, une application particulière doit être montée en température très rapidement, mais le débit nominal est faible, et les conditions de l'installation dictent qu'il faut utiliser des régulations autonomes.</p>
Pour satisfaire l'application	<ol style="list-style-type: none">1. Une vanne et un régulateur, qui peuvent satisfaire le débit de fonctionnement normal seront sélectionnés en premier et réglés à la température nécessaire.2. Une seconde vanne et un régulateur capable de fournir le débit supplémentaire de mise en température seront sélectionnés et réglés à quelques degrés inférieurs à celui de la vanne de service nominal.
Avec cette considération	<ol style="list-style-type: none">1. Lorsque le process est froid, les deux vannes de régulation sont ouvertes, permettant à une quantité suffisante de vapeur de passer pour augmenter la température du produit dans la période de temps nécessaire.2. Lorsque le process approche la température de réglage finale, la vanne de "réchauffage" module en fermeture, laissant la vanne de "service nominal" moduler pour maintenir la température.

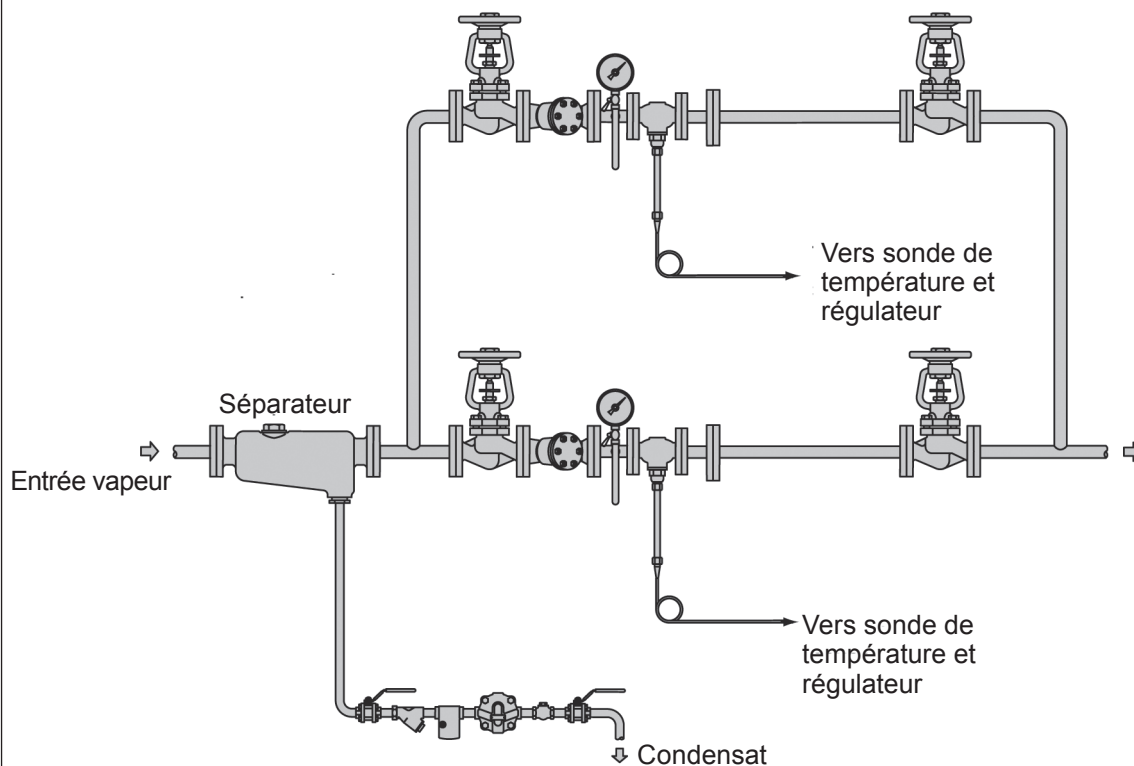


Fig. 76 Postes de régulation de température en parallèle

2.11 Régulation de niveau

La régulation de niveau, par exemple dans des réservoirs process, est une fonction importante, particulièrement pour les réservoirs d'eau chaude lorsque l'eau est soutirée par exemple pour un lavage, et le niveau doit être rapidement rétabli pour le prochain cycle de lavage.

2.11.1 Trois types principaux de régulation de niveau

1. Régulation Tout ou Rien non réglable : l'élément de régulation final peut être une pompe qui est pilotée en tout ou rien ou une vanne qui peut être ouverte ou fermée.

Les points de régulation sont placés suivant la disposition des sondes de conductivité qui ont été coupées à différentes longueurs.

2. Régulation Tout ou Rien réglable : de nouveau, l'élément de régulation final peut être une pompe qui est pilotée en Tout ou Rien ou une vanne qui peut être ouverte ou fermée. Une sonde capacitive surveille le niveau, avec les points de régulation ajustés par l'intermédiaire du régulateur. La sonde ne doit pas être coupée à la longueur.

3. Régulation de niveau modulante : l'élément de régulation final peut être une vanne réglée à un certain point entre la position complètement ouverte ou fermée, qui sera fonction du niveau à surveiller.

Dans les systèmes de ce type, la pompe fonctionne continuellement, et la vanne autorise le passage de quantités de liquide appropriées.

En alternative, l'élément de régulation final peut être un régulateur de vitesse variable sur une pompe. La vitesse du régulateur peut être réglée sur une plage sélectionnée.

2.11.2 Alarmes

Les alarmes sont souvent nécessaires pour avertir :

- d'une alarme haute lorsque le danger de débordement d'un réservoir et de débordement de liquide chaud existe, créant un danger pour les employés.
- d'une alarme basse lorsque le danger vient d'un niveau trop faible, qui entraînerait la détérioration des joints de la pompe et la perte d'eau pour le process.

2.11.3 Installation de sondes

Dans de nombreuses applications, des conditions turbulentes peuvent exister dans les réservoirs. Ces turbulences peuvent entraîner des signaux erratiques et non représentatifs. Si de telles conditions existent, il est recommandé d'installer les sondes dans des tubes de protection.

2.11.4 Régulation de niveau Tout ou Rien non réglable

Description	<p>La régulation de niveau Tout ou Rien non réglable utilise une sonde de conductivité raccordée à un régulateur électronique. La sonde a généralement trois ou quatre tiges, chacune est coupée à la longueur pour réaliser le déclenchement nécessaire ou le niveau de l'alarme.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Lorsque la tige de la sonde est immergée dans le liquide, cela ferme un circuit électrique. • Lorsque le niveau diminue en dessous de la pointe, la résistance devient élevée, ce qui indique au régulateur que la pointe est en dehors du liquide. <p>Dans le cas d'un système simple de "mise en service de pompe" avec une régulation tout ou rien non réglable :</p> <ul style="list-style-type: none"> • La vanne s'ouvre lorsque le niveau du réservoir diminue jusqu'à un certain point. • La vanne se ferme lorsqu'un niveau haut est atteint. • La troisième sonde peut être utilisée comme une 'alarme basse'.
Avantages	Une méthode de régulation de niveau simple est relativement peu coûteuse.
Applications	Le système peut être utilisé pour des liquides avec des conductivités de $1\mu\text{S}/\text{cm}$ ou plus. Il est approprié pour des réservoirs de condensat, des baches alimentaires et des cuves ou des réservoirs process. Lorsque la conductivité diminue en dessous d'un certain niveau, il est recommandé d'utiliser des régulations de niveau capacitives.
Points à noter	Si le réservoir est construit dans un matériau non-conducteur, la mise à la terre peut être réalisée avec une tige supplémentaire de la sonde.

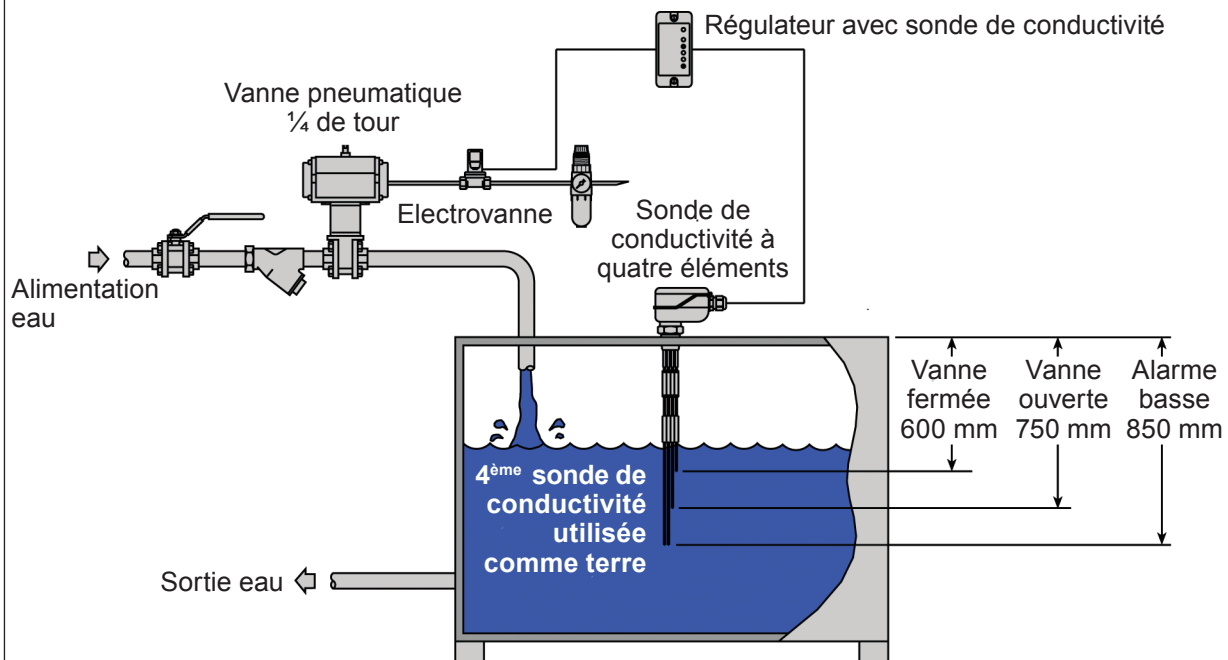


Fig. 77 Régulation Tout ou Rien non réglable maintenant un niveau dans un réservoir

2.11.5 Régulation de niveau Tout ou Rien réglable

Description	<p>Un système de régulation de niveau Tout ou Rien réglable se compose d'un régulateur et d'une sonde capacitive, et donne :</p> <ul style="list-style-type: none">• Une régulation avec vanne ouverte ou fermée plus une alarme.• Alternativement deux alarmes, (haute et basse). <p>Les niveaux auxquels la vanne fonctionne, peuvent être réglés par les fonctions du régulateur : la sonde ne doit pas être coupée.</p>
Avantages	<p>La régulation Tout ou Rien réglable permet de modifier les réglages de niveau sans arrêter le process.</p>
Inconvénients	<p>Plus onéreuse qu'une régulation Tout ou Rien non réglable.</p>
Applications	<p>Peut être utilisée avec la plupart des liquides, même ceux dont les conductivités sont basses.</p>
Points à noter	<p>Peuvent être utilisées dans les cas où la surface du liquide est turbulente, et le filtre de vague interne peut être réglé pour éviter un déclenchement intempestif de la pompe ou de la vanne.</p>

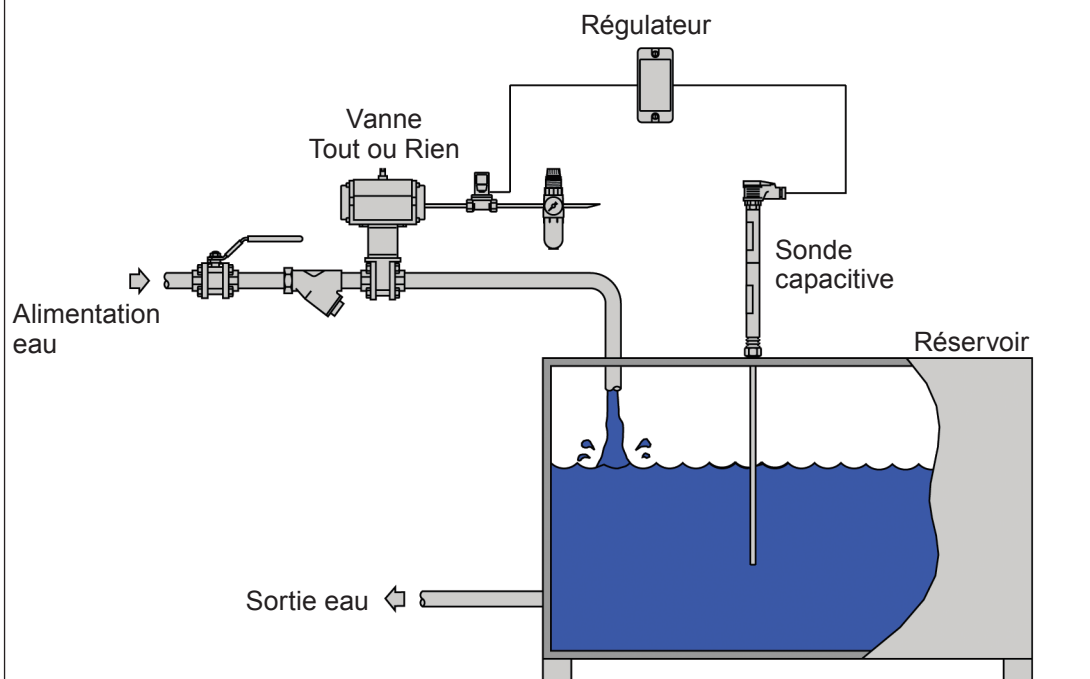


Fig. 78 Régulation Tout ou Rien réglable maintenant un niveau dans un réservoir

2.11.6 Régulation de niveau modulante

Description	<p>Un système de régulation modulante se compose d'une sonde capacitive et d'un régulateur, qui donne un signal de sortie modulant, généralement de 4 - 20mA. Ce signal de sortie peut être utilisé pour modifier différents dispositifs :</p> <ul style="list-style-type: none">• Moduler une vanne de régulation.• Modifier une régulation de vitesse d'une pompe.
Avantages	<ol style="list-style-type: none">1. Parce que la sonde et le régulateur donnent uniquement un signal auxquels d'autres dispositifs répondent, distinctement de l'énergie produite pour actionner le dispositif, il n'y a pas de limitation de taille de l'application.2. Régulation continue du niveau dans le réservoir.
Inconvénients	<ol style="list-style-type: none">1. Plus onéreux.2. Plus complexe.3. Le système d'alimentation doit fonctionner continuellement.4. Moins appropriée pour un fonctionnement en "stand-by".5. Consommation électrique plus importante.
Points à noter	<p>Pour protéger d'une surchauffe une pompe refoulant dans une vanne modulante fermée, une tuyauterie de recirculation doit être installée pour assurer au moins un débit minimum dans la pompe.</p>

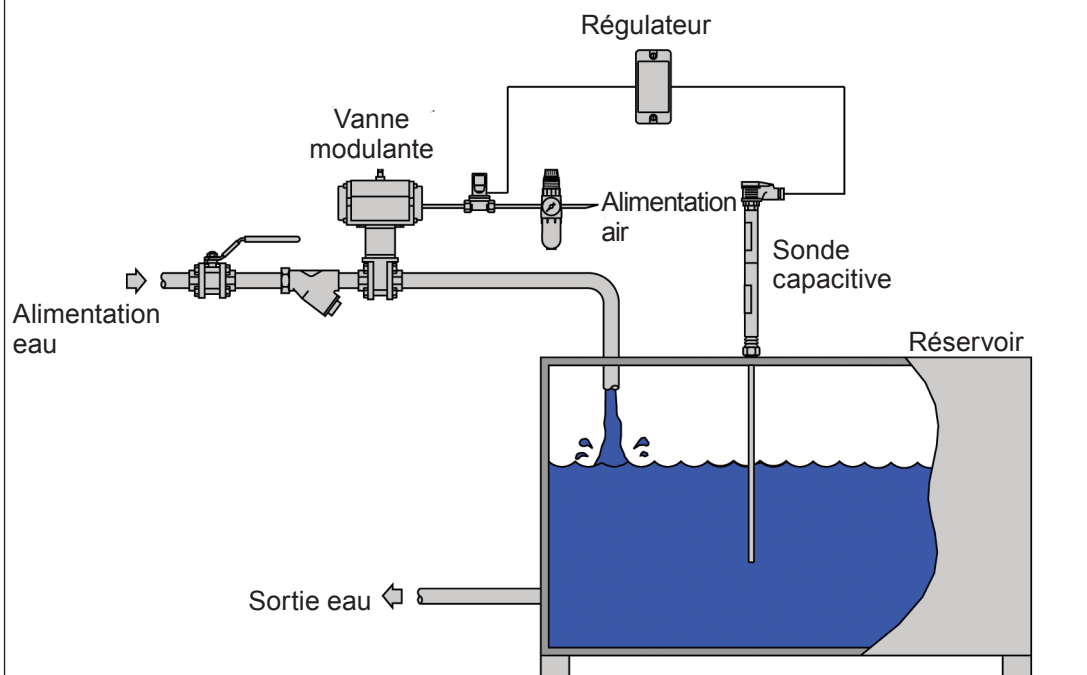


Fig. 79 Régulation modulante pour maintenir le niveau dans un réservoir

2.12 Régulation de débit

La régulation de débit est moins courante que la régulation de pression et de température, mais est utilisée dans des applications où la régulation de pression et de température n'est pas possible ou n'est pas adaptée pour réaliser les objectifs du process.

2.12.1 Système de régulation de débit

- Applications**
1. Les systèmes d'alimentation pour les chaudières, où le débit de vapeur s'écoulant de la chaudière influence les autres points de régulation par exemple le taux d'appoint d'eau d'alimentation, le taux de combustion du brûleur, etc.
 2. Les process de réhydratation, lorsqu'une quantité mesurée de vapeur (eau) est injectée dans un produit qui a été séché à des fins de transport ou de stockage. Des exemples se trouvent dans les industries du tabac, du café et alimentaires.

Points à noter La sélection et l'application des composants utilisés pour réguler le débit doivent être attentivement analysées.

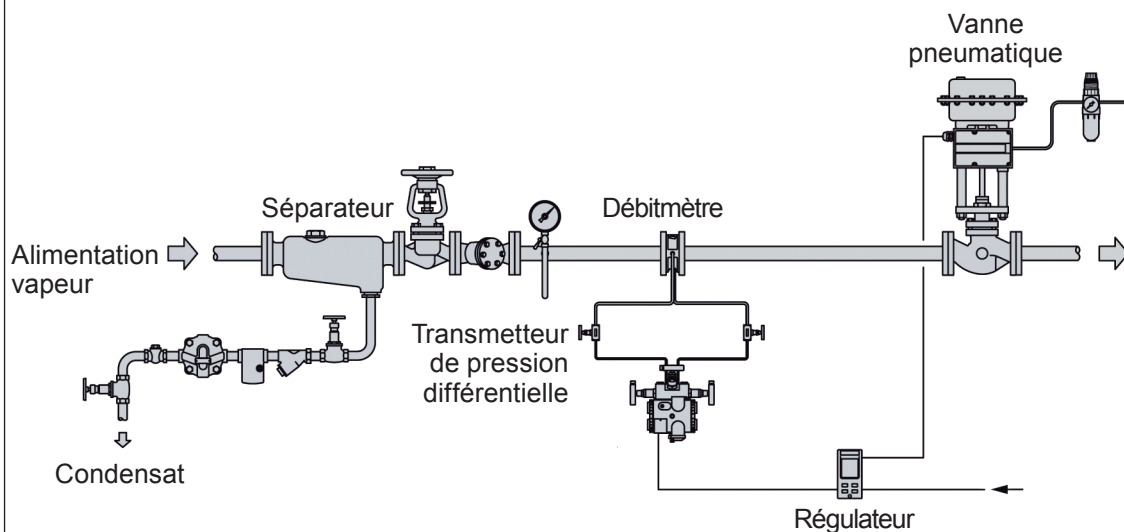


Fig. 80 Principe général d'un système de régulation de débit

Chapitre 3

Distribution de la vapeur

3.1 Introduction

3.1.1 La distribution de la vapeur

Le réseau de distribution de vapeur est un lien essentiel entre la source centrale de vapeur et les points d'utilisation. La source centrale de vapeur peut être une chaufferie ou une installation de cogénération. La source doit fournir une vapeur de bonne qualité au débit et à la pression requis, et elle doit le faire avec le minimum de perte thermique et d'entretien.

Ce chapitre étudiera la distribution de vapeur saturée sèche comme vecteur d'énergie thermique jusqu'au point d'utilisation, pour des applications d'échange de chaleur dans des procédés industriels ou des installations de chauffage ambiant, et analysera les sujets associés à la réalisation d'un réseau de distribution de vapeur efficace.

3.1.2 Données de base sur les réseaux de vapeur

En premier, il est nécessaire de comprendre les données de base du circuit vapeur ou de la "boucle vapeur/condensat". Le débit de vapeur dans un circuit est dû à la condensation de vapeur qui provoque une perte de charge. Cela provoque l'écoulement de la vapeur dans les tuyauteries.

La vapeur produite dans la chaudière doit être véhiculée par la tuyauterie jusqu'au point où l'énergie thermique est requise. Initialement, il y a une ou plusieurs tuyauteries principales ou "collecteurs de vapeur" qui véhiculent la vapeur de la chaudière dans la direction générale de l'application utilisant la vapeur. Des tuyauteries de dérivation plus petites peuvent alors véhiculer la vapeur vers chaque élément individuel de l'installation.

Lorsque la vanne de départ vapeur de la chaudière est ouverte, la vapeur passe immédiatement de la chaudière dans le réseau vapeur. Au départ, la tuyauterie est froide, aussi est-elle réchauffée par la vapeur. L'air environnant les tuyauteries étant plus froid que la vapeur, la tuyauterie va commencer à perdre de la chaleur au profit de l'air.

Lorsque la vapeur s'écoule dans un environnement plus froid, elle se condense immédiatement. Au démarrage de l'installation, la quantité de condensat sera maximale car la vapeur sera utilisée pour réchauffer la tuyauterie froide - il s'agit du "débit de démarrage". Une fois la tuyauterie réchauffée, la condensation continuera toujours car la tuyauterie perdra de la chaleur dans l'air environnant - c'est le "débit en régime".

Le condensat qui se forme tombe dans le bas de la tuyauterie et est véhiculé avec le débit de vapeur et par gravité, grâce à la pente du collecteur de vapeur qui descend généralement dans la direction de l'écoulement. Le condensat devra alors être évacué des points les plus bas du réseau vapeur.

Lorsque la vanne montée sur la tuyauterie desservant un appareil utilisant la vapeur est ouverte, la vapeur provenant du réseau de distribution entre dans l'installation et rentre de nouveau en contact avec des surfaces plus froides qu'elle-même. La vapeur cède alors son énergie en réchauffant l'appareil (débit de démarrage) puis continue à transférer de l'énergie au process (débit de régime) en se condensant en eau (condensat).

Le débit provenant de la chaudière est maintenant continu pour satisfaire la demande et, pour maintenir ce besoin, davantage de vapeur est produite. Pour ce faire, une plus grande quantité de fuel alimente le brûleur et plus d'eau est introduite dans la chaudière pour compenser l'eau qui a été déjà évaporée en vapeur.

Le condensat formé dans le réseau de distribution de vapeur et dans les appareils de process constitue une eau chaude immédiatement utilisable en eau d'alimentation de chaudière. Quoiqu'il soit important d'évacuer le condensat de la zone vapeur, il peut paraître simple de l'évacuer à l'égout. En fait, lorsque cela est possible, le circuit vapeur de base devrait se terminer par un recyclage de tous les condensats vers la bêche alimentaire.

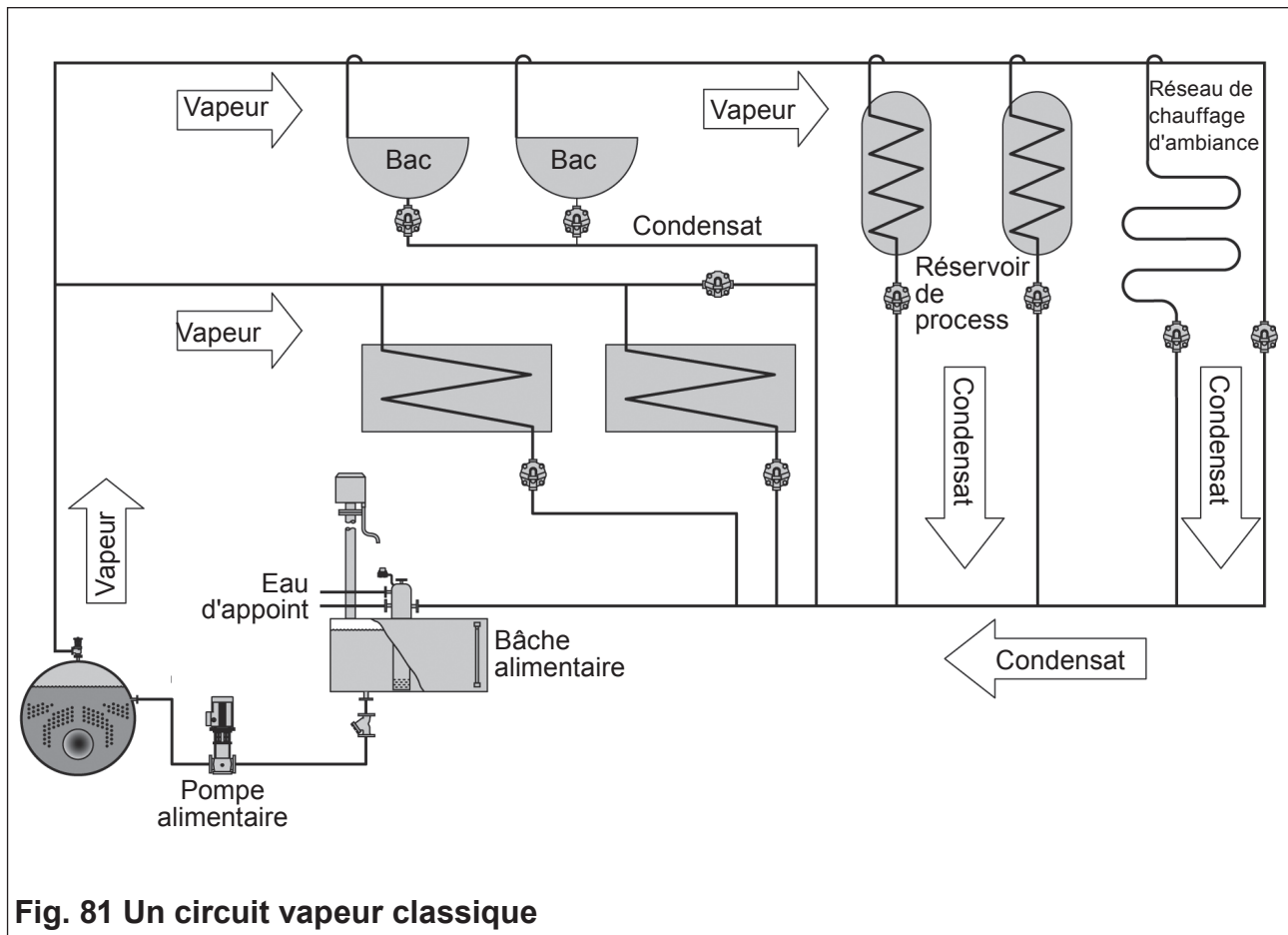
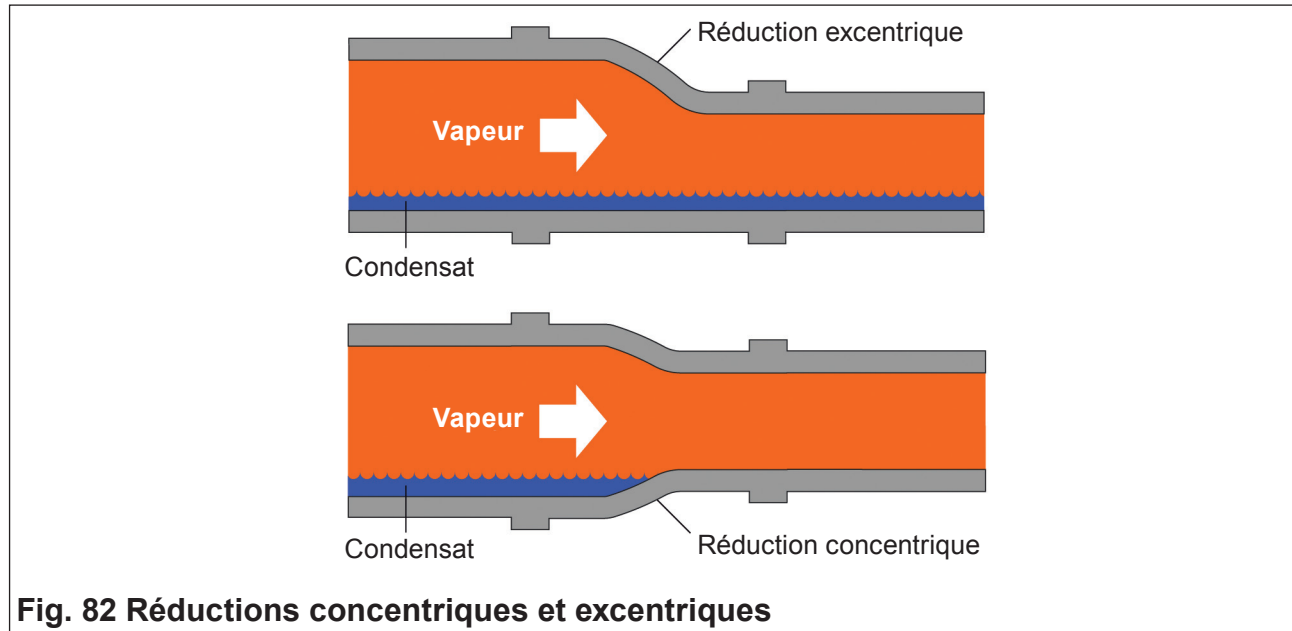


Fig. 81 Un circuit vapeur classique

3.2 Dimensionnement des tuyauteries

Une tendance naturelle existe, lors de la sélection des tailles des tuyauteries, d'être guidé par la taille des raccords de l'appareil auquel elles seront raccordées. Si les tuyauteries sont dimensionnées de cette façon, le débit volumétrique désiré pourra ne pas être obtenu. L'utilisation de réductions concentriques et excentriques est recommandée pour permettre un bon dimensionnement de la tuyauterie (voir Figure 82).



Les tailles des tuyauteries peuvent être choisies sur la base de :

- la vitesse du fluide,
- la perte de charge.

Dans chaque cas, il est sage de vérifier en utilisant les deux méthodes que les différentes limites ne seront pas dépassées.

3.2.1 Conséquences du surdimensionnement et du sous-dimensionnement des tuyauteries

Surdimensionner des tuyauteries signifie :

- Les tuyauteries sont plus chères que nécessaire,
- Un volume plus important de condensat se formera à cause d'une perte thermique plus grande.
- Une qualité de vapeur et des transferts de chaleur moins bons à cause du volume de condensat plus important.
- Des coûts d'installation plus élevés.

Par exemple, le coût pour installer une tuyauterie de diamètre 80 mm est de 44% plus élevé que le coût d'une tuyauterie de 50 mm qui aura le débit approprié. La perte de chaleur de la tuyauterie calorifugée est de 21% plus importante pour la tuyauterie de 80 mm que pour celle de 50 mm. Toutes les parties non calorifugées perdront environ 50% de plus pour la tuyauterie de 80 mm que pour celle de 50 mm. Cela est dû à la surface supplémentaire disponible.

Sous-dimensionner les tuyauteries signifie :

- Des vitesses et pertes de charge plus élevées créant une pression plus basse que celle requise au point d'utilisation.
- Pas assez de débit au point d'utilisation.

Des risques plus importants d'érosion, de coups de bélier et de bruits à cause de l'augmentation de la vitesse.

3.2.2 Standard de tuyauteries et épaisseur des parois

Vraisemblablement, le standard de tuyauterie le plus courant pour une utilisation globale est celui venant de l'American Petroleum Institute (API), où les tuyauteries sont classées suivant des numéros de schedules.

Ces nombres sont établis sur une relation avec la pression des tuyauteries. Ils s'étalent sur une plage de 11 valeurs dont la plus basse est 5, puis 10, 20, 40, 60, 80, 100, 120, 140 puis 160. Pour des tuyauteries de taille nominale 150 mm et inférieure, la classe 40 est la plus légère qui soit spécifiée. Seules les classes 40 et 80 couvrent une gamme complète de tailles nominales de 15 mm jusqu'à 600 mm et sont les tailles les plus utilisées pour les installations vapeur. Dans le cadre de ce guide, c'est le schedule 80 qui sera couramment utilisé.

Le Tableau 1 est un exemple de diamètres de tuyauteries de différentes tailles, pour différents schedules.

Tableau 1

Taille des tuyauteries (mm)		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Diamètre interne (mm)	Schedule 40	15.8	21.0	26.6	35.1	40.9	52.5	62.7	77.9	102.3	128.2	154.1
	Schedule 80	13.8	18.9	24.3	32.5	38.1	49.2	59.0	73.7	97.2	122.3	146.4
	Schedule 160	11.7	15.6	20.7	29.5	34.0	42.8	53.9	66.6	87.3	109.5	131.8
	DIN 2448	17.3	22.3	28.5	37.2	43.1	60.3	70.3	82.5	107.1	131.7	159.3

3.2.2.1 Exemple

Pour des tuyauteries 25 mm schedule 80, le diamètre interne de la tuyauterie est de 24,3 mm, alors qu'un schedule 40 a un diamètre interne de 26,6 mm.

Les tuyauteries les plus généralement utilisées sont en acier au carbone (longueur standard 6 m) pour les réseaux vapeur et les tuyauteries de condensat.

3.2.3 Dimensionnement des tuyauteries par rapport à la vitesse de la vapeur

Si les tuyauteries sont dimensionnées par rapport à la vitesse, les calculs sont basés sur le volume de vapeur véhiculé par rapport à la section de la tuyauterie.

Pour les réseaux de vapeur saturée sèche, la pratique montre que les vitesses raisonnables vont de 25 à 40 m/s, mais ces valeurs doivent être considérées comme des maximales au-delà desquelles bruit et érosion interviennent, particulièrement si la vapeur est humide.

Même ces vitesses peuvent s'avérer trop élevées et avoir des conséquences sur la perte de charge. Sur des tuyauteries d'alimentation plus longues, il est souvent nécessaire de limiter la vitesse à 15 m/s si des pertes de charge élevées doivent être évitées.

Le Tableau 2 (page 105) vous guidera pour sélectionner le diamètre d'une tuyauterie vapeur à partir de la pression, de la vitesse et du débit.

En variante, le diamètre de la tuyauterie peut être calculé en suivant la méthode mathématique indiquée ci-dessus. Pour ce faire, il faut d'abord définir les données suivantes.

Vitesse	C
Volume massique (m ³ /kg)	v
Débit massique (kg/s)	\dot{m}
Débit volumétrique (m ³ /s)	$\dot{V} = \dot{m} \text{ (kg/s)} \times v \text{ (m}^3\text{/kg)}$

A partir de ces informations, la section (A) de la tuyauterie peut être calculée :

$$\text{Section (A)} = \frac{\text{Débit volumétrique } (\dot{V})}{\text{Vitesse m/s (C)}}$$

$$\text{c. à d. :} \quad \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\dot{V}}{C}$$

Cette formule peut être réorganisée pour donner le diamètre de la tuyauterie :

$$D^2 = \frac{4 \times \dot{V}}{\pi \times C}$$

$$\therefore D = \sqrt{\frac{4 \times \dot{V}}{\pi \times C}}$$

Cette équation donne le diamètre de la tuyauterie en mètres. Il peut être aisément converti en millimètres en multipliant par 1000.

3.2.3.1 Exemple 1

Déterminer la taille d'une tuyauterie qui doit véhiculer 5000 kg/h de vapeur saturée sèche à 7 bar eff., et à une vitesse de 25 m/s.

- Vitesse (C) = 25 m/s
- Volume massique (v) = 0,24 m³/kg (d'après les tables de vapeur)
- Débit massique (\dot{m}) = $\frac{5\,000\text{ kg/h}}{3\,600\text{ s/h}} = 1,389\text{ kg/s}$
- Débit volumétrique (\dot{V}) = $\dot{m} \times v$
= 1,389 kg/s x 0,24 m³/kg
= 0,333 m³/s

Ou bien utilisant :

$$\text{Section (A)} = \frac{\text{Débit volumétrique } (\dot{V})}{\text{Vitesse (C)}}$$

$$\frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{0,333}{25}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0,333}{\pi \times 25}}$$

$$D = 0,130\text{ m ou } 130\text{ mm}$$

Une autre méthode consiste à utiliser la Figure 83, page 106, pour calculer les tailles des tuyauteries par la vitesse. Cette méthode marchera si vous connaissez les conditions suivantes : la pression de vapeur, la température (pour la vapeur surchauffée), le débit et la vitesse. L'exemple suivant contribuera à expliquer comment cette méthode fonctionne.

3.2.3.2 Exemple 2

En utilisant l'exemple précédent, il faut dimensionner une tuyauterie qui véhicule 5000 kg/h de vapeur saturée à 7 bar eff et 170°C. La vitesse maximale admissible de la vapeur est de 25 m/s.

Méthode : se référer à la Figure 83.

- Tracer une ligne horizontale à partir de 7 bar eff. (point **A**) sur l'échelle de température jusqu'au débit massique de vapeur de 5 000 kg/h (point **B**) sur l'échelle de pression.
- A partir du point **B**, tracer une ligne verticale jusqu'à la vitesse de vapeur de 25m/s (point **C**).
- A partir du point **C**, tracer une ligne horizontale en traversant l'échelle des diamètres de tuyauterie (point **D**).

Une tuyauterie de diamètre 130 mm sera suffisante dans ce cas.

3.2.4 Dimensionnement des tuyauteries par rapport à la perte de charge

Il est quelquefois essentiel que la pression d'alimentation en vapeur d'un élément de l'installation ne puisse pas chuter en dessous d'un minimum spécifié, afin de maintenir la température et ainsi assurer que le transfert thermique de l'installation soit maintenu aux conditions de débit maximales. Ici, il est nécessaire de dimensionner la tuyauterie à l'aide de la méthode dite de "la perte de charge", en utilisant la pression connue à l'extrémité de la tuyauterie d'alimentation et la pression nécessaire au point d'utilisation.

Il existe de nombreux graphiques, tableaux, et même des règles à calcul disponibles pour le choix des tuyauteries en fonction de la perte de charge. Une méthode qui s'est avérée satisfaisante consiste à utiliser des facteurs de perte de charge. Un exemple de cette méthode est présenté dans l'annexe à la fin de ce guide.

Une alternative et une méthode plus rapide pour dimensionner les tuyauteries sur la base de la perte de charge, est d'utiliser la Figure 84, page 107, si les variables suivantes sont connues : température de la vapeur, pression, débit et perte de charge à ne pas dépasser.

3.2.4.1 Exemple

Il faut dimensionner une tuyauterie qui véhicule 286 kg/h de vapeur surchauffée à une pression de 7 bar eff., et avec une perte de charge de 0,24 bar/100 m.

Méthode : se référer à la Figure 84.

- Tracer une ligne depuis 7 bar eff. (point **A**) sur l'échelle des pressions.
- A partir du point **A**, tracer une ligne horizontale jusqu'au débit de vapeur de 286 kg/h (point **B**).
- A partir du point **B**, tracer une ligne verticale jusqu'au sommet du graphique (point **C**).
- Tracer une ligne horizontale de 0,24 bar/100 m sur la ligne des pertes de charge (**DE**).
- Le point où la ligne **DE** croise la ligne **BC**, déterminera la taille de tuyauterie nécessaire.
Dans ce cas, une tuyauterie de 40 mm est trop petite, sélectionner 50 mm.

3.2.5 Dimensionnement des tuyauteries pour des réseaux de vapeur plus importants

Ces tuyauteries doivent être dimensionnées en utilisant la méthode de la perte de charge. Ces calculs s'appliquent généralement à des pressions et des débits plus élevés et de la vapeur surchauffée. Ce calcul est basé sur un rapport de pression entre la perte de charge totale et les pressions d'entrée, qui peut être utilisée dans la Figure 85.

3.2.5.1 Exemple

Il faut dimensionner une tuyauterie qui véhicule 20 tonnes/h de vapeur à une pression de 14 bar eff et une température de 325°C. La longueur de la tuyauterie est de 300 mètres et la perte de charge admissible sur cette longueur est de 0,675 bar.

Notez que l'abaque indique des pressions absolues et pour un exercice de ce type, il est suffisamment précis de dire que 14 bar eff. équivalent à 15 bars abs.

D'abord chercher le rapport de pression :

$$\begin{aligned}\text{Rapport} &= \frac{\text{Perte de charge}}{\text{Pression d'entrée (absolue)}} \\ &= \frac{0,675}{15} \\ &= 0,045\end{aligned}$$

Méthode : se référer à la Figure 85 (page 108).

A partir de ce point (0,045), sur l'échelle de gauche, tracer une horizontale vers la droite et à l'intersection (**A**) avec la ligne courbe, tracer une ligne verticale vers le haut pour rejoindre la ligne de longueur de 300 mètres (**B**). De ce point, tracer la ligne horizontale à travers l'abaque jusqu'au point **C**.

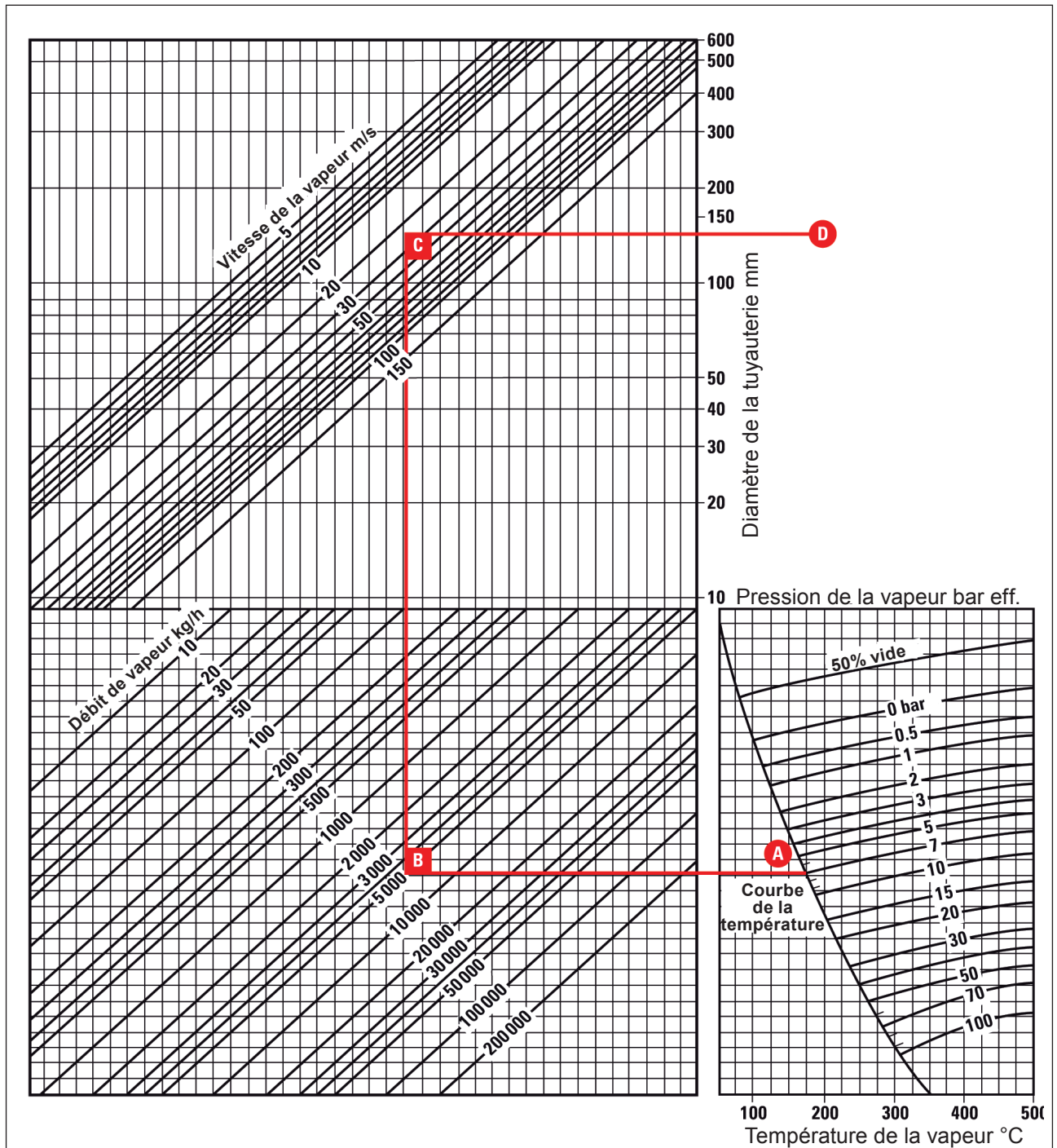
Maintenant, à partir de 325°C sur l'échelle des températures, tracer une ligne verticale vers le haut pour rejoindre la ligne de pression de 15 bar abs (**D**).

De ce point, tracer une horizontale vers la droite pour joindre la ligne de 20 tonnes/h (**E**) et à partir de ce point, tracer une ligne verticale vers le haut. La taille de la tuyauterie est indiquée au point d'intersection de cette ligne avec la ligne **B - C** au point **F**. Il indique que la taille de la tuyauterie est de 200 mm.

Cette procédure peut aussi être inversée pour trouver la perte de charge avec une taille de tuyauterie connue.

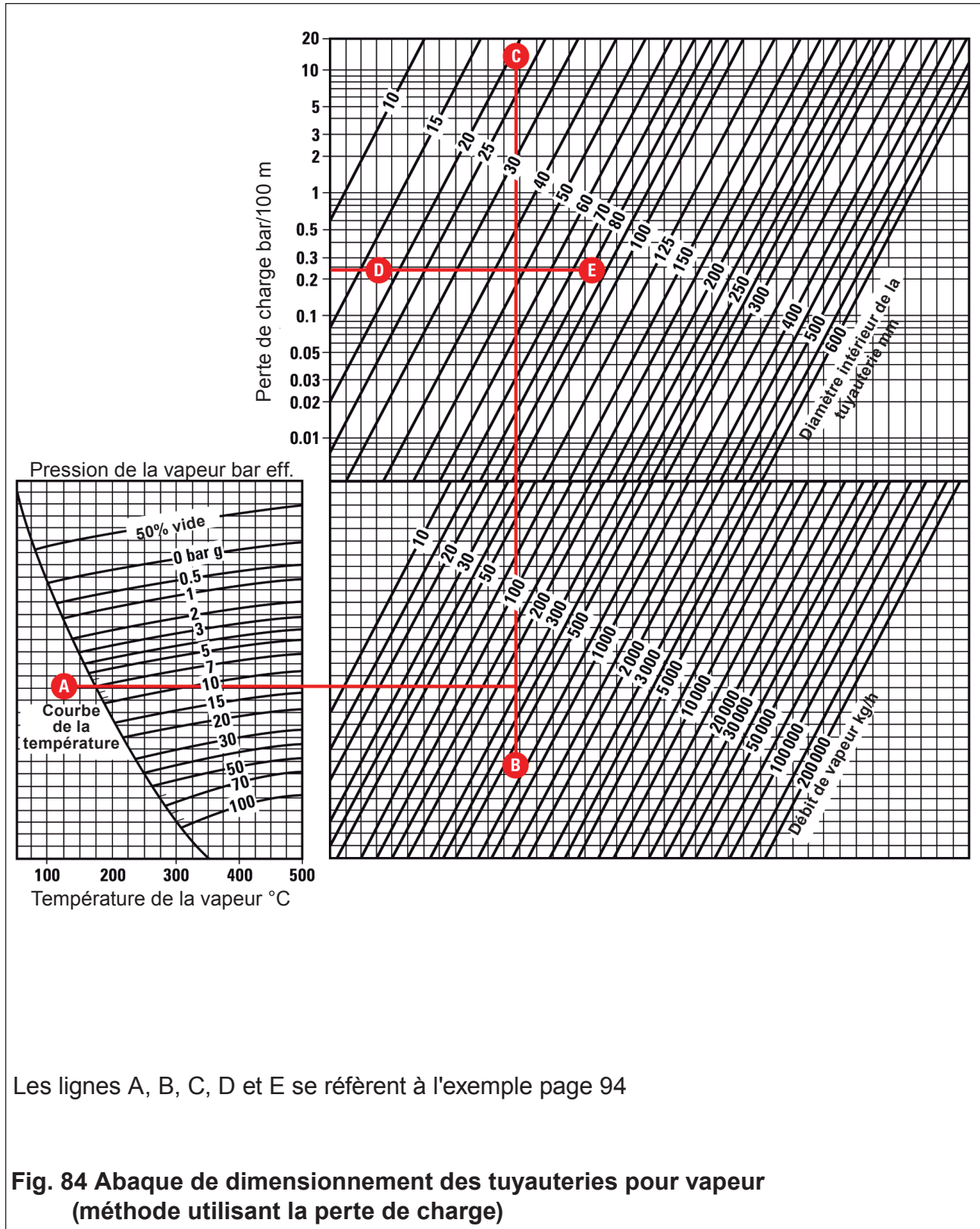
Tableau 2 Débits de tuyauterie de vapeur saturée à des vitesses données (schédule 80)

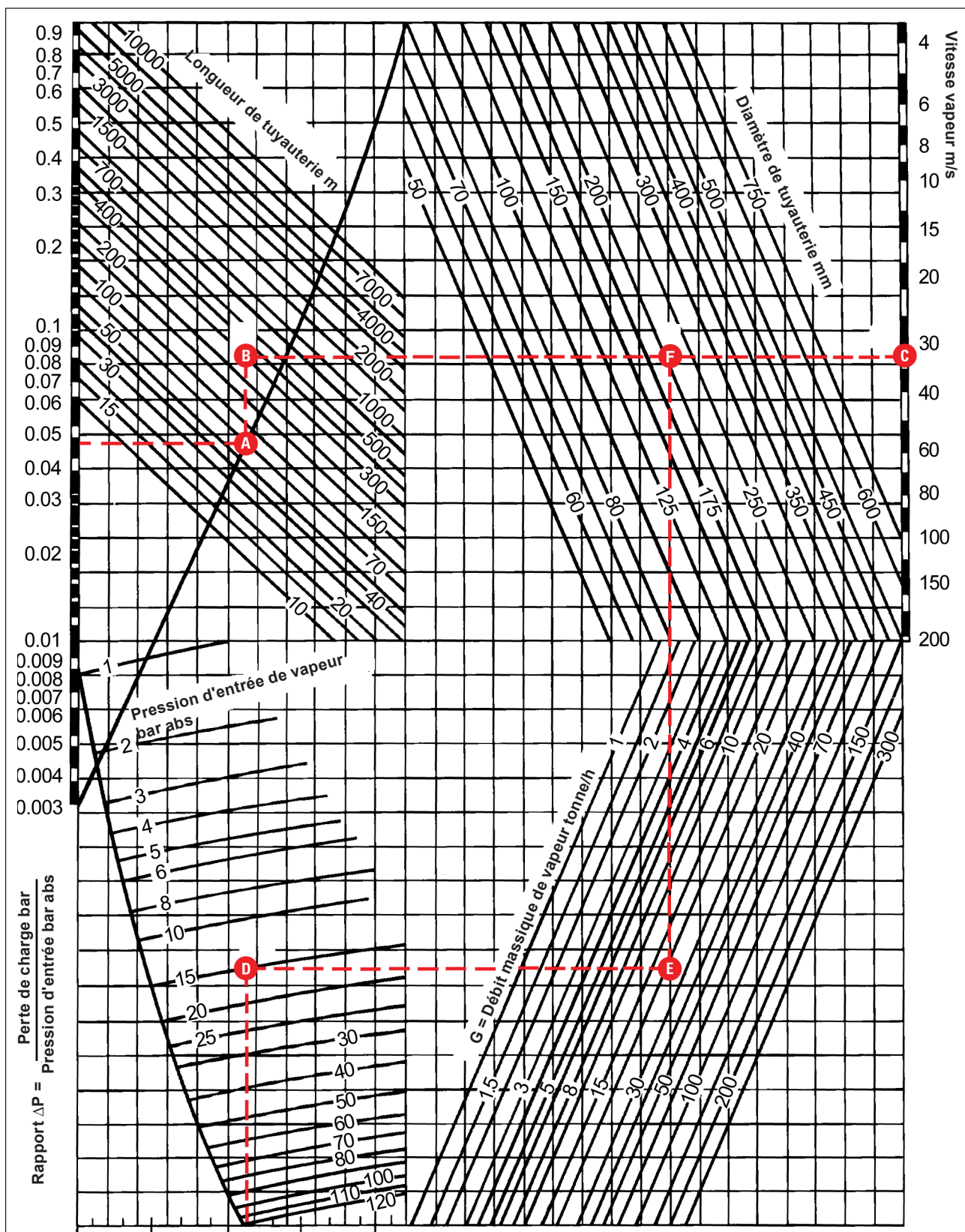
Pression bar	Vitesse m/s	kg/h										
		15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm	100 mm	125 mm	150 mm
0,4	15	7	14	24	37	52	99	145	213	394	648	917
	25	10	25	40	62	92	162	265	384	675	972	1457
	40	17	35	64	102	142	265	403	576	1037	1670	2303
0,7	15	7	16	25	40	59	109	166	250	431	680	1006
	25	12	25	45	72	100	182	287	430	716	1145	1575
	40	18	37	68	106	167	298	428	630	1108	1712	2417
1,0	15	8	17	29	43	65	112	182	260	470	694	1020
	25	12	26	48	72	100	193	300	445	730	1160	1660
	40	19	39	71	112	172	311	465	640	1150	1800	2500
2,0	15	12	25	45	70	100	182	280	410	715	1125	1580
	25	19	43	70	112	162	295	428	656	1215	1755	2520
	40	30	64	115	178	275	475	745	1010	1895	2925	4175
3,0	15	16	37	60	93	127	245	385	535	925	1505	2040
	25	26	56	100	152	225	425	632	910	1580	2480	3440
	40	41	87	157	250	375	595	1025	1460	2540	4050	5940
4,0	15	19	42	70	108	156	281	432	635	1166	1685	2460
	25	30	63	115	180	270	450	742	1080	1980	2925	4225
	40	49	116	197	295	456	796	1247	1825	3120	4940	7050
5,0	15	22	49	87	128	187	352	526	770	1295	2105	2835
	25	36	81	135	211	308	548	885	1265	2110	3540	5150
	40	59	131	225	338	495	855	1350	1890	3510	5400	7870
6,0	15	26	59	105	153	225	425	632	925	1555	2525	3400
	25	43	97	162	253	370	658	1065	1520	2530	4250	6175
	40	71	157	270	405	595	1025	1620	2270	4210	6475	9445
7,0	15	29	63	110	165	260	445	705	952	1815	2765	3990
	25	49	114	190	288	450	785	1205	1750	3025	4815	6900
	40	76	177	303	455	690	1210	1865	2520	4585	7560	10880
8,0	15	32	70	126	190	285	475	800	1125	1990	3025	4540
	25	54	122	205	320	465	810	1260	1870	3240	5220	7120
	40	84	192	327	510	730	1370	2065	3120	5135	8395	12470
10,0	15	41	95	155	250	372	626	1012	1465	2495	3995	5860
	25	66	145	257	405	562	990	1530	2205	3825	6295	8995
	40	104	216	408	615	910	1635	2545	3600	6230	9880	14390
14,0	15	50	121	205	310	465	810	1270	1870	3220	5215	7390
	25	85	195	331	520	740	1375	2080	3120	5200	8500	12560
	40	126	305	555	825	1210	2195	3425	4735	8510	13050	18630



Les lignes A, B, C et D se réfèrent à l'exemple page 93.

Fig. 83 Abaque de dimensionnement des tuyauteries pour vapeur surchauffée et saturée (méthode utilisant la vitesse)





Les lignes A, B, C, D et E se réfèrent à l'exemple page 95.

Fig. 85 Abaque de dimensionnement des tuyauteries pour réseaux de vapeur plus importants

3.3 Dilatation et support des tuyauteries

3.3.1 Dilatation admissible

Toutes les tuyauteries sont installées à température ambiante. Les tuyauteries véhiculant des fluides chauds, comme l'eau ou la vapeur par exemple, fonctionnent à des températures plus élevées. Il s'ensuit une dilatation, spécialement en longueur qui est fonction de la différence de température entre la température ambiante et la température de service. Cela peut entraîner des contraintes dans certaines zones du réseau de distribution, tels que les raccords des tuyauteries qui peuvent se rompre. La dilatation peut rapidement être calculée en utilisant l'équation suivante, ou lue sur les abaques appropriés.

$$\text{Dilatation} = L \times \Delta_t \times \alpha \text{ (mm)}$$

où :

L = Longueur de tuyauterie entre les ancrages (m)

Δ_t = Différence de température

α = Coefficient de dilatation (mm/m°C) $\times 10^{-3}$

Tableau 3 Coefficients de dilatation (α)

Matériau	Plage de température °C							
	< 0	0 - 100	0 - 200	0 - 315	0 - 400	0 - 485	0 - 600	0 - 700
Acier 0.1-0.2 % C	12.8	14.0	15.0	15.6	16.2	17.8	17.5	-
Acier allié 1 % Cr 0.5 % Mo	13.8	14.4	15.1	15.8	16.6	17.3	17.6	-
Acier inoxydable 18 % Cr 8 % Ni	9.4	20.0	20.9	21.2	21.8	22.3	22.7	23.0

3.3.1.1 Exemple

Trouver la dilatation de 30 mètres de tuyauterie à partir de la température ambiante (10°C) jusqu'à 152°C (vapeur à 4 bar eff)

$$L = 30 \text{ m}$$

$$\Delta_t = 152^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C} = 142^\circ\text{C}$$

$$\alpha = 15.0 \times 10^{-3} \text{ mm/m}^\circ\text{C}$$

$$\therefore \text{Dilatation} = 30 \times 142 \times 15.0 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

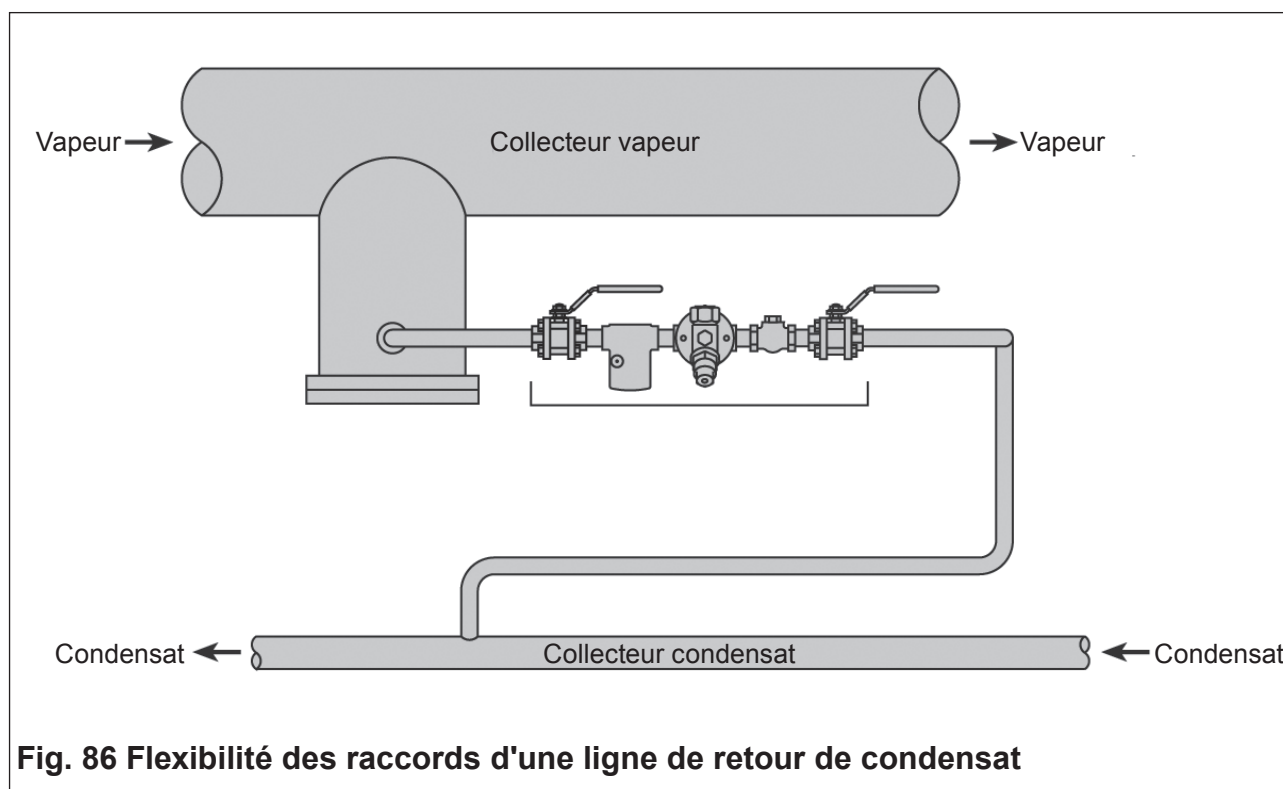
c.à.d. dilatation = 64 mm

En variante, la dilatation de la tuyauterie peut être déterminée en utilisant le Tableau 5 donnant la dilatation pour 10 m de tuyauterie de différents matériaux.

3.3.2 Flexibilité des tuyauteries

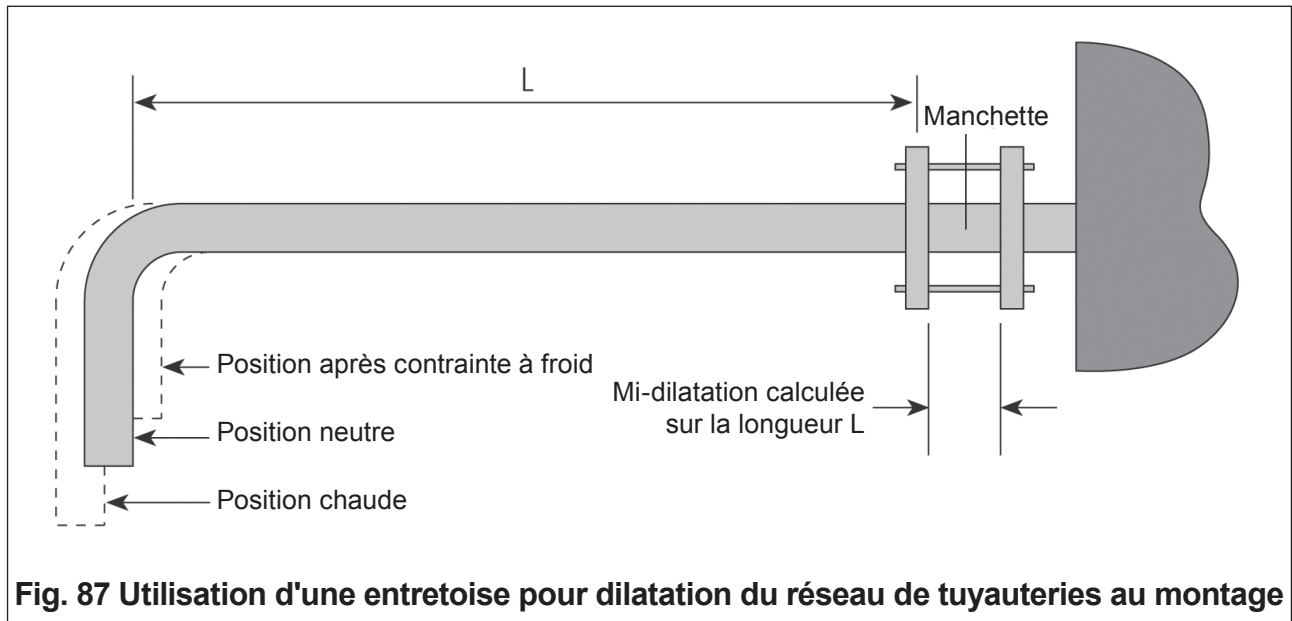
Le réseau de tuyauteries doit être suffisamment flexible pour s'adapter aux mouvements des composants lorsqu'ils sont chauffés. Dans la plupart des cas, le réseau de tuyauteries est naturellement assez flexible ; le fait d'avoir des longueurs raisonnables, de nombreux coudes, n'occasionne pas de contraintes non justifiées. Dans d'autres installations, il sera nécessaire de prévoir des dispositifs pour obtenir la flexibilité nécessaire. C'est là, par exemple, lorsque le condensat est purgé d'un purgeur vers un collecteur de condensat. Dans ce cas, il faut se souvenir que les dilatations de deux réseaux sont différentes à cause des changements de température ou des taux de dilatation des matériaux des tuyauteries.

Le réseau de vapeur peut être à une température très supérieure à celle du collecteur de retour de condensat, et les deux points de raccords peuvent se déplacer l'un par rapport à l'autre pendant le réchauffage du réseau. Une certaine flexibilité doit être incorporée dans les tuyauteries reliées au purgeur pour que les raccords des tuyauteries n'aient pas à supporter trop de contraintes. (Voir Figure 86).



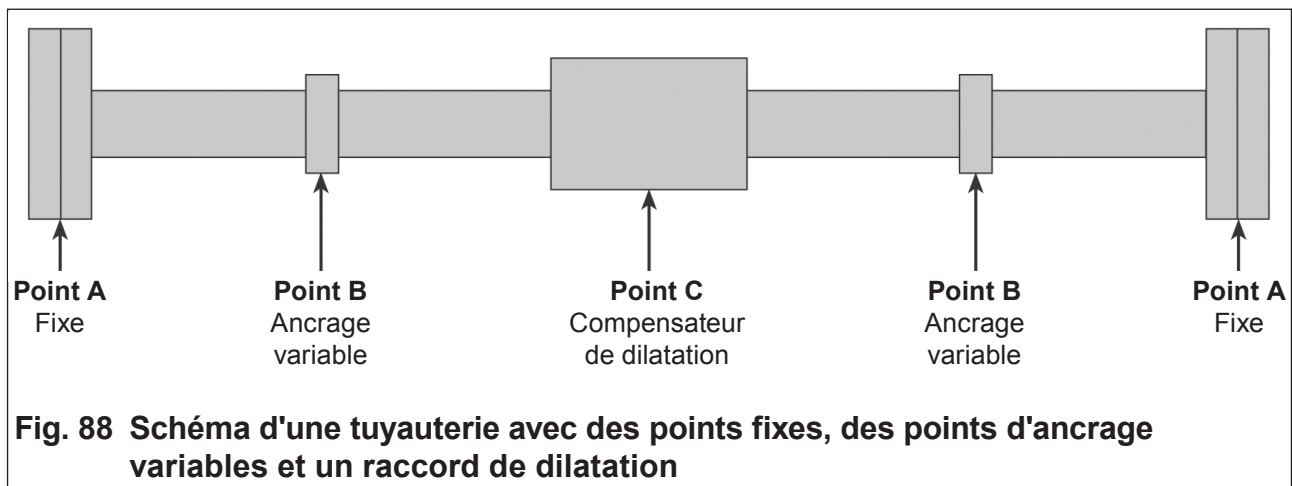
Le mouvement qui doit être pris en compte par le réseau de tuyauteries et tous les appareils qu'il comprend peut être réduit par l'utilisation d'une "précontrainte à froid". La dilatation totale est d'abord calculée pour chaque section fixée entre les points d'ancrage. La longueur du réseau de tuyauteries doit être réduite de la moitié de cette dilatation, précontrainte à froid, par le serrage des boulons sur les brides, pour qu'à température ambiante, le réseau soit contraint dans une seule direction. Lorsqu'il est chauffé à la moitié de la croissance totale de la température, la tuyauterie n'est pas contrainte. A température de service et à dilatation complète, la tuyauterie est contrainte dans la direction opposée. La conséquence est qu'au lieu d'être contrainte de 0 F à 1 F unités de force, la tuyauterie est contrainte de $-1/2$ F à $+1/2$ F unités de force.

En termes pratiques, le réseau de tuyauteries est assemblé avec une entretoise d'une longueur égale à la moitié de la dilatation, entre deux brides. Lorsque le réseau est complètement installé et ancré, la manchette est ôtée et l'assemblage est serré pour être étanche. (Voir Figure 87).



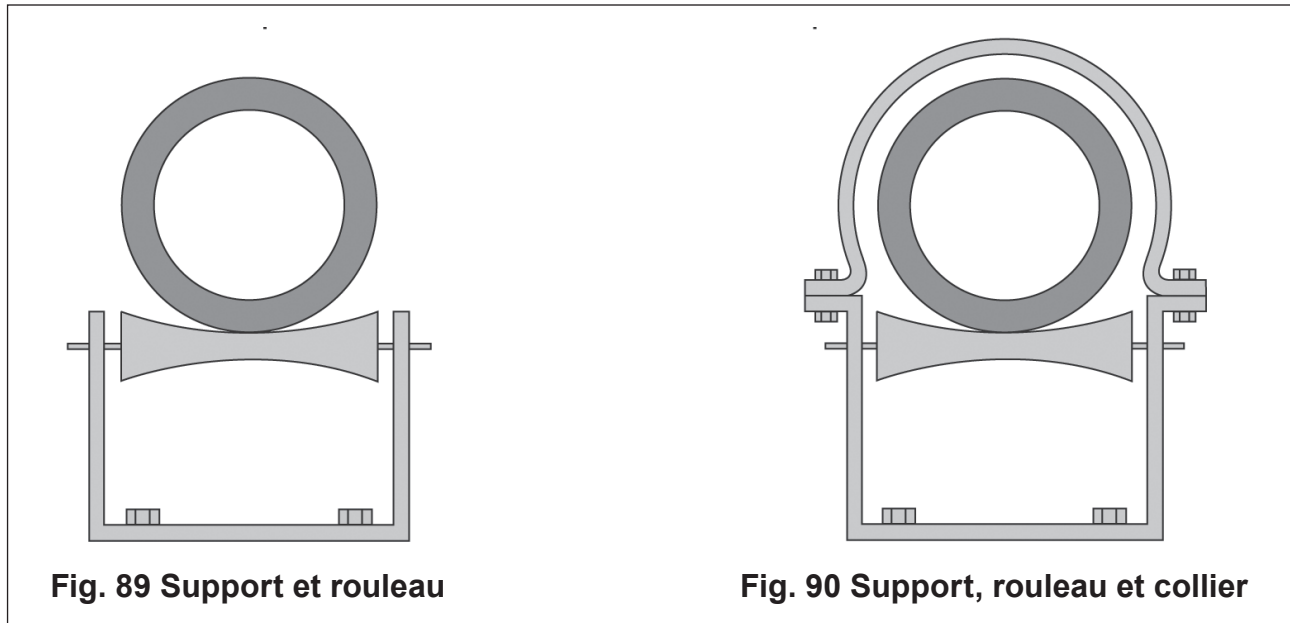
La part restante de dilatation, si elle n'est pas acceptée par la flexibilité naturelle du réseau de tuyauteries exige l'utilisation d'un raccord de dilatation.

En pratique, la dilatation et le support du réseau de tuyauteries peuvent toutefois être classifiés dans les trois catégories suivantes comme montré dans la Figure 88 ci-dessous.



Les supports des points fixes (**A**) donnent une référence de position par rapport à laquelle la dilatation prend place.

Les points d'ancrage variables (**B**) permettent le mouvement libre de la dilatation du réseau de tuyauterie, en gardant les tuyauteries dans l'alignement.



Les supports à rouleau sont une méthode idéale pour supporter les tuyauteries, tout en leur permettant de se mouvoir dans deux directions (Figure 89). Pour les tuyauteries en acier, les rouleaux doivent être fabriqués dans un matériau ferreux. Pour les tuyauteries en cuivre, ils doivent être fabriqués dans des matériaux non ferreux. Il est bon pour les tuyauteries supportées sur des rouleaux de prévoir des colliers de fixation boulonnés avec un espacement maximum de 6 m pour tenir les tuyauteries dans l'alignement lorsque dilatation et contraction ont lieu (Figure 90).

Lorsque deux tuyauteries doivent être supportées, c'est une mauvaise pratique de faire porter la tuyauterie supérieure par la tuyauterie inférieure par un collier de serrage. Cela entraîne des contraintes supplémentaires pour la tuyauterie supérieure dont l'épaisseur a été dimensionnée pour prendre uniquement en compte la contrainte de sa pression de service.

Tous les supports de tuyauterie doivent être spécifiquement conçus pour s'adapter au diamètre extérieur de la tuyauterie concernée.

Le compensateur de dilatation (C), Figure 88, est une méthode pour compenser la dilatation. Ces raccords sont placés le long d'une tuyauterie, et sont conçus pour absorber la dilatation, sans changement de la longueur totale de la tuyauterie.

3.3.3 Compensateurs de dilatation

3.3.3.1 Boucle complète (Figure 91)

Il s'agit simplement d'un tour complet de la tuyauterie qui doit être installée de préférence en position horizontale plutôt que verticale pour éviter la création de condensats. Le côté aval passe en dessous du côté amont et il est important de ne pas faire d'erreur en les installant. Lorsque des boucles complètes sont installées dans un espace réduit, il est essentiel de les placer correctement. La boucle complète ne produit pas une force en opposition au sens de dilatation de la tuyauterie comme dans d'autres types, mais lorsque la pression est dans la boucle, elle tend légèrement à se dérouler, ce qui augmente les contraintes sur les brides.

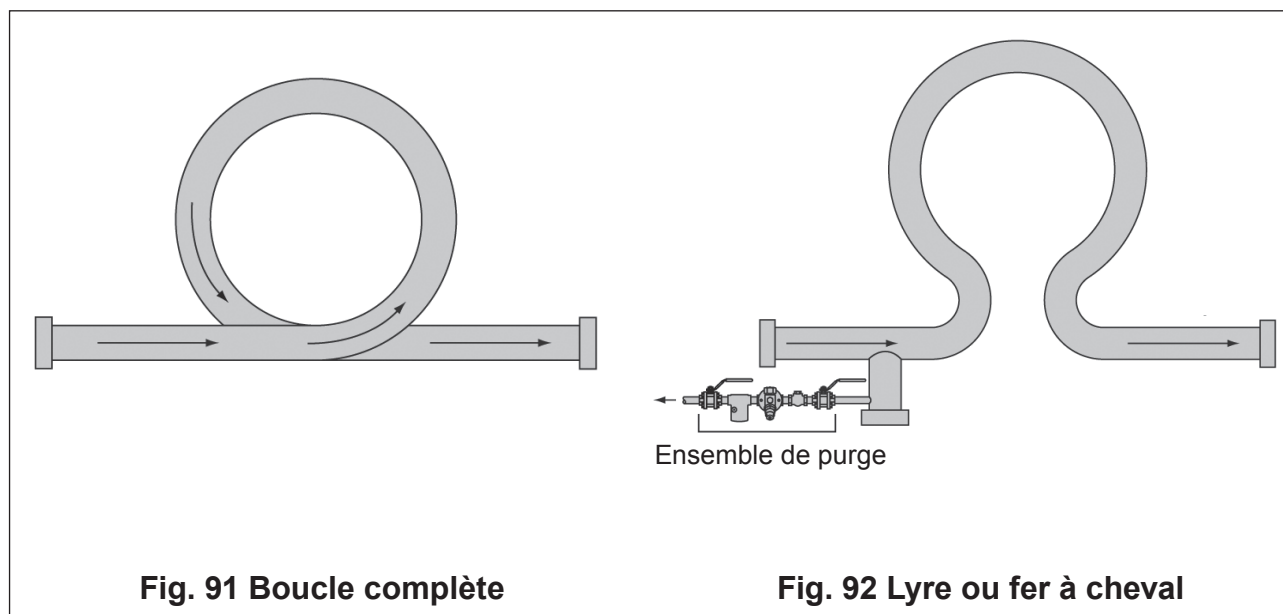
Cette conception est rarement utilisée de nos jours car elle souffre de son encombrement face à des systèmes à soufflet couramment disponibles sur le marché. Toutefois, de grandes installations telles que des centrales électriques ou de grands réseaux de distribution vapeur où l'espace est disponible font encore appel à des boucles de ce type.

3.3.3.2 Lyre ou fer à cheval (Figure 92)

Lorsque la place est suffisante, ce type est quelquefois utilisé. Il est préférable de l'installer horizontalement pour que la boucle et le réseau soient sur le même niveau.

La pression ne tend pas à écarter les extrémités de la boucle, mais il y a un effet très léger de redressement. Cet effet est dû à la conception mais n'entraîne pas de défaut d'alignement des brides.

Dans d'autres cas, la "boucle" est fabriquée à partir de longueurs droites et de courbes à 90°. Elle peut ne pas être efficace et nécessite plus de place, mais elle entraîne les mêmes précautions. Si une de ces dispositions est installée avec la boucle placée verticalement au-dessus de la tuyauterie, un point de purge doit être installé côté amont.



3.3.3.3 Boucles de dilatation (Figure 93)

Dérivées de la boucle fer à cheval, les boucles de dilatation sont fabriquées à partir de longueurs de tuyauteries droites et de coudes soudés. La dilatation qui peut être absorbée par de tels assemblages est indiquée sur les Figures 98 et 99.

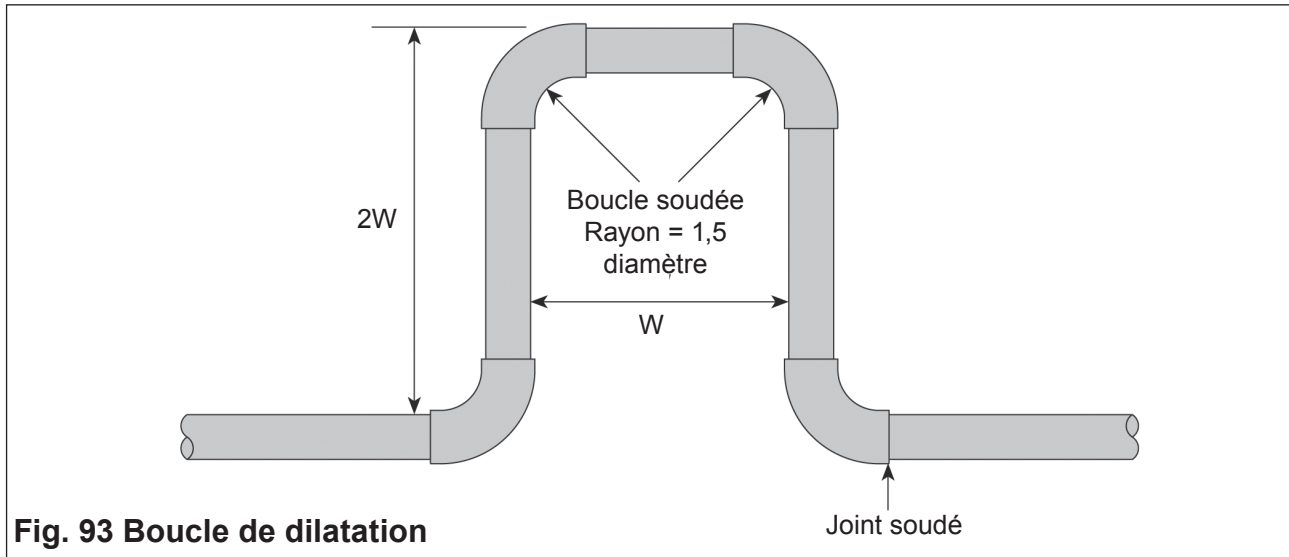


Fig. 93 Boucle de dilatation

3.3.3.4 Joint glissant (Figure 94)

Ils sont souvent utilisés à cause de leur faible encombrement, mais il est essentiel que la tuyauterie soit très solidement ancrée et guidée, suivant les instructions du fabricant, sinon la pression agissant sur la section de la partie emboîtée tend à gonfler le joint, en opposition aux forces produites par la tuyauterie dilatée. Le non-alignement provoquera l'inclinaison de la partie emboîtée glissante. Un entretien régulier du presse-étoupe s'avère nécessaire.

3.3.3.5 Soufflet (Figure 95)

Un simple soufflet a l'avantage d'être un raccord en ligne et ne nécessite aucun presse-étoupe comme le joint glissant. Il a cependant les mêmes désavantages que le joint glissant dans le sens que la pression intérieure tend à l'allonger, c'est pourquoi les ancrages et les guides doivent pouvoir supporter cette force.

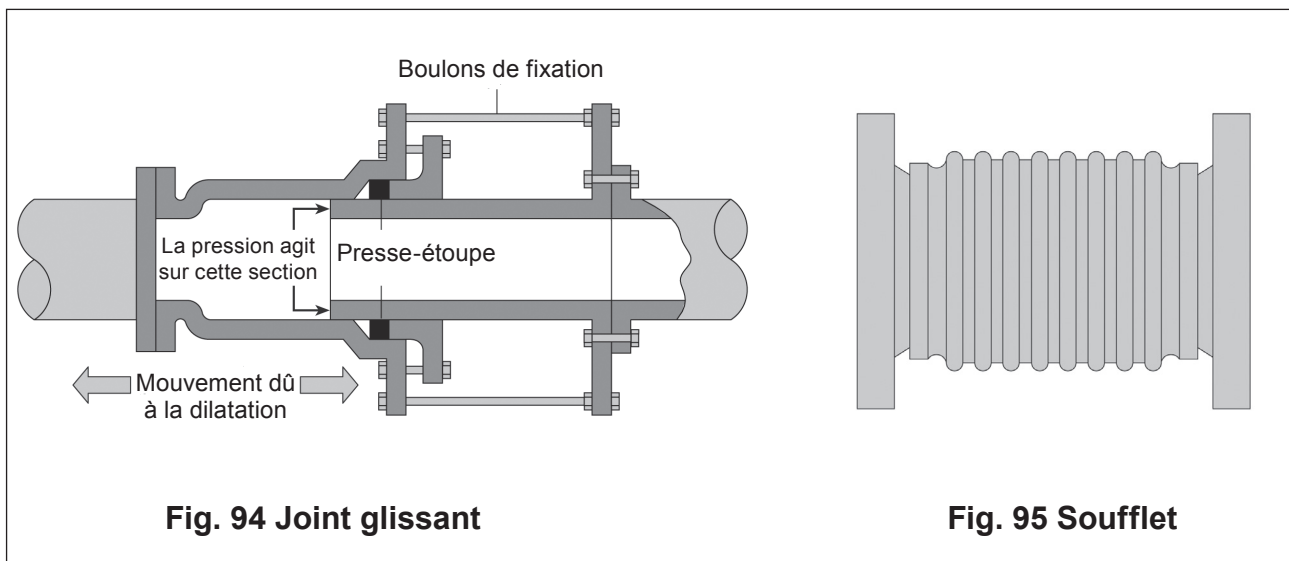


Fig. 94 Joint glissant

Fig. 95 Soufflet

Un soufflet peut être équipé de tirants destinés à limiter une sur-compression ou une sur-extension de l'élément. Ce dispositif n'aura pas à intervenir dans des conditions de fonctionnement normales car la plupart des soufflets simples, non équipés de ce dispositif de limitation, peuvent résister à des mouvements latéraux ou angulaires de faible amplitude. Cependant, dans l'éventualité d'une défaillance du système d'ancrage, ils se comporteront comme des tirants et absorberont les forces de poussée dues à la pression, empêchant ainsi d'endommager l'ensemble soufflet et en réduisant le risque d'un dommage plus prononcé de la tuyauterie, des accessoires, voire du personnel.

Lorsque de grandes forces sont à prévoir, des renforts mécaniques additionnels doivent être intégrés dans le dispositif de dilatation. Il existe plus d'une façon de faire face au mouvement relatif entre deux tuyauteries à déplacement latéral, et ceci dépend des positions relatives des points d'ancrage et des guides que l'on aura retenus. Mais généralement, un déplacement axial est préférable à un déplacement angulaire qui, à son tour, est moins contraignant qu'un mouvement latéral. Aussi, des déplacements angulaires ou latéraux seront autant que possible à éviter.

Les Figure 96a (ci-dessous), 96b et 96c donnent une indication simple des effets de ces mouvements mais, dans tous les cas, nous recommandons fortement de prendre conseil auprès des spécialistes qui fabriquent ces types de dispositifs.

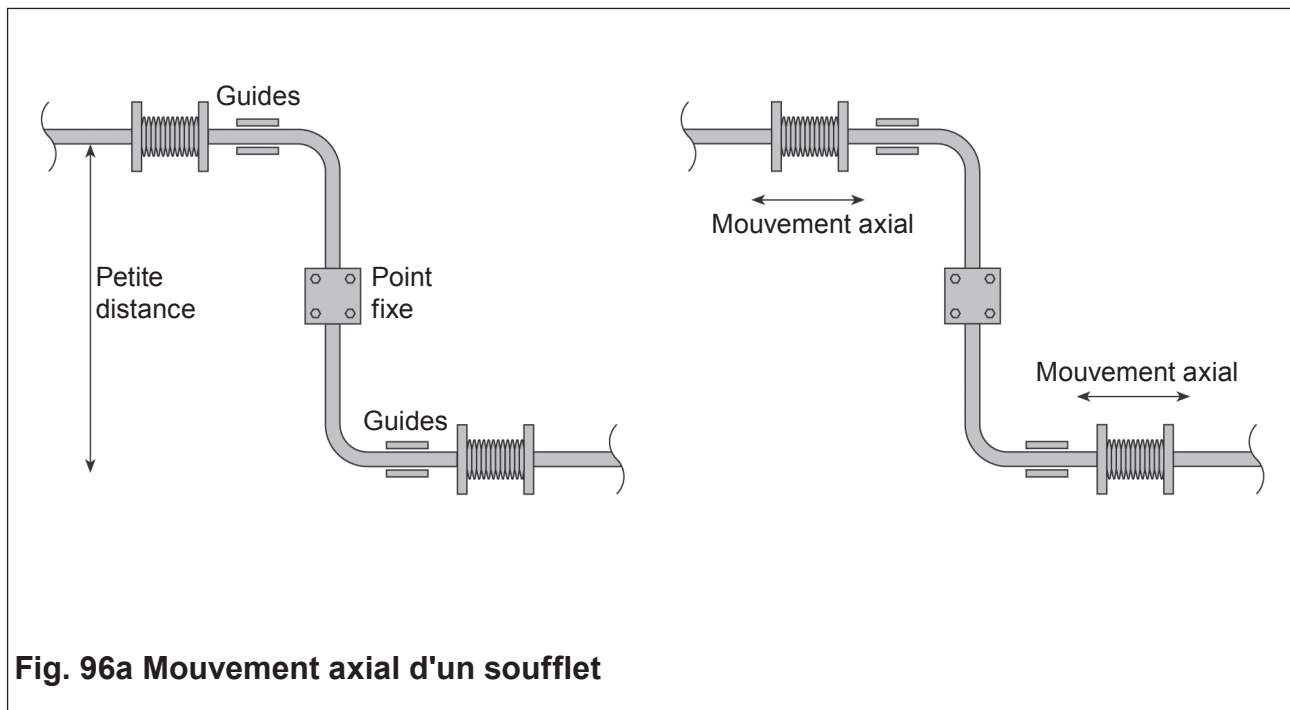


Fig. 96a Mouvement axial d'un soufflet

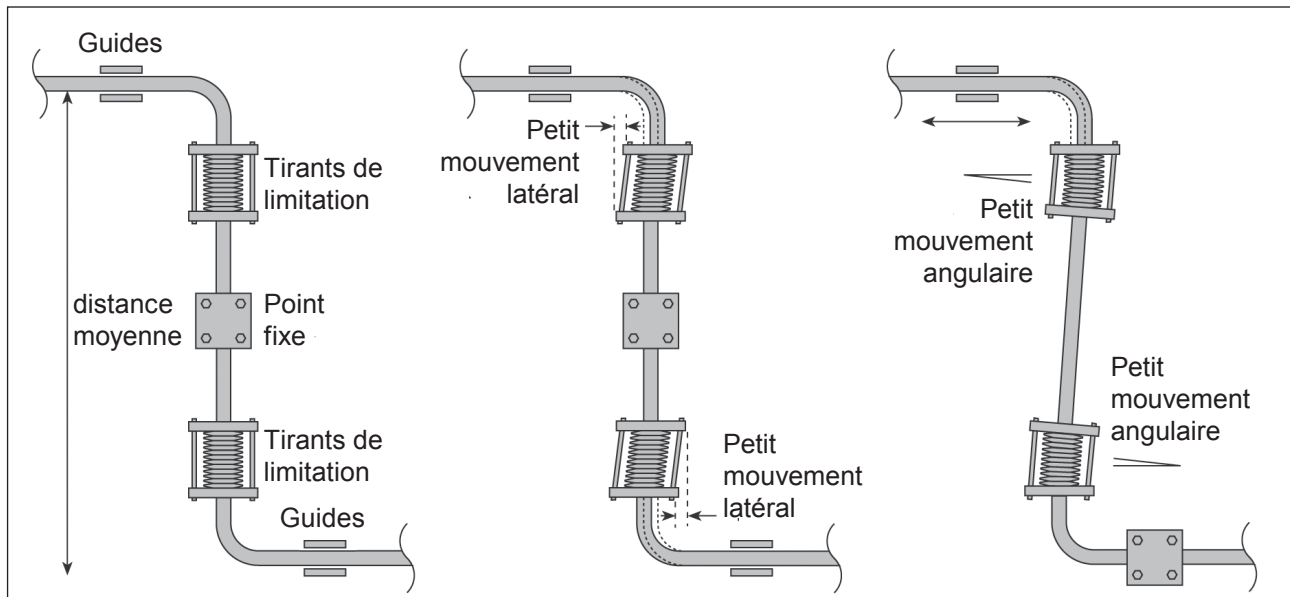


Fig. 16b Petit mouvement latéral et angulaire de soufflets

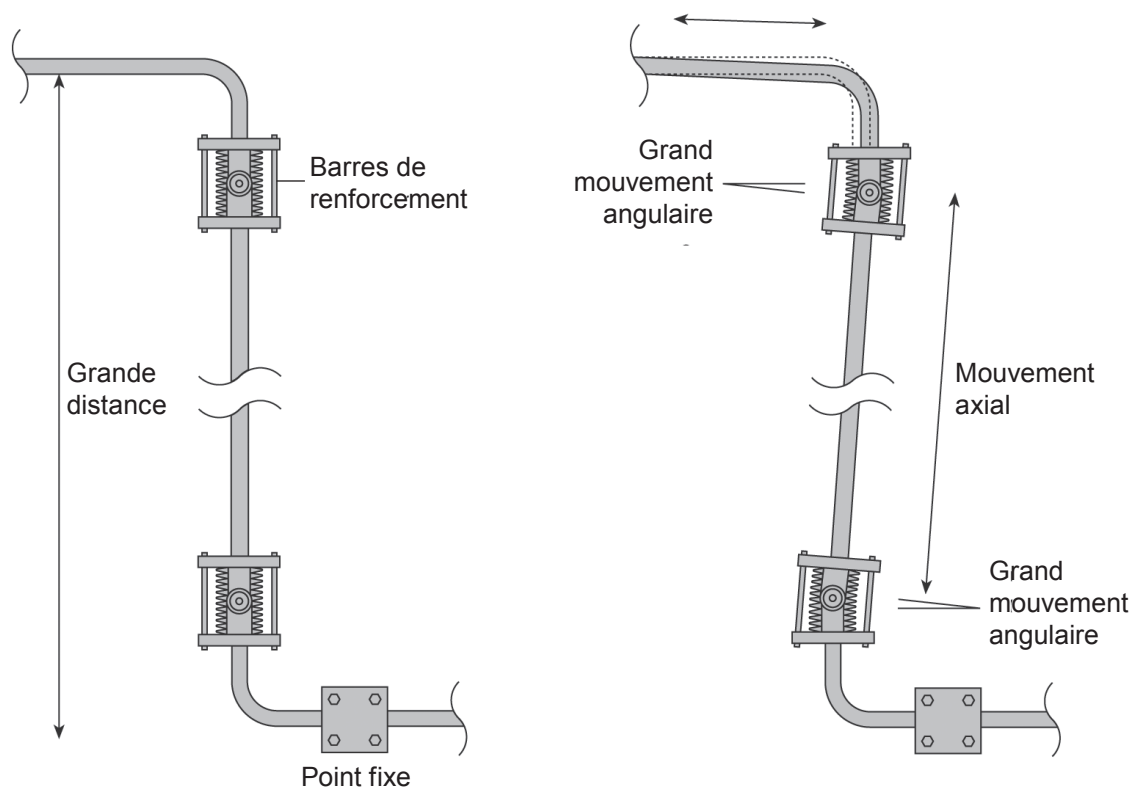


Fig. 16c Mouvement axial et latéral de soufflets

3.3.4 Espacement des supports de tuyauterie

La fréquence des supports de tuyauterie variera selon le diamètre, le matériau (acier ou cuivre) de la tuyauterie, et le montage horizontal ou vertical.

- Les supports de tuyauterie doivent être prévus aux jonctions de la tuyauterie, c'est à dire aux courbes, T, robinets, brides et à intervalles non supérieurs à ceux présentés sur le Tableau 4. Le fait de supporter aux jonctions élimine les contraintes sur les raccords taraudés ou à brides.
- Lorsque deux ou plusieurs tuyauteries sont supportées par un collier commun, l'espacement entre les supports doit correspondre à celui de la plus petite tuyauterie.
- Lorsqu'un mouvement important a lieu, par exemple lorsque des tuyauteries ont une longueur supérieure à 15 mètres, les supports doivent être du type à rouleau comme dit précédemment.

Le tableau suivant peut être utilisé comme un guide pour calculer la distance entre les supports pour des tuyauteries en acier et en cuivre.

Tableau 3 Espacements recommandés pour les supports de tuyauterie

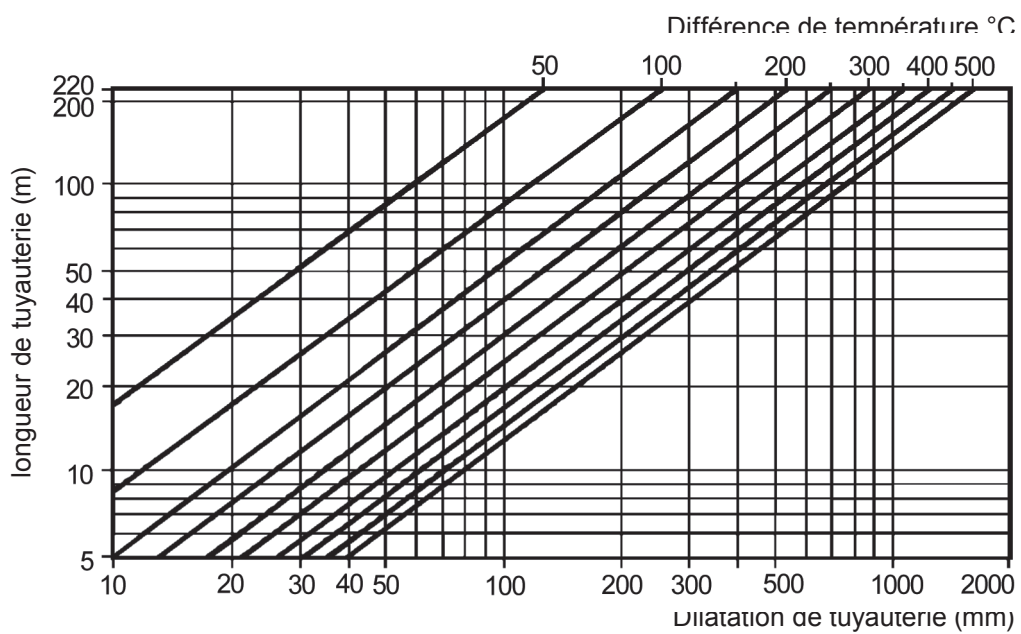
Taille nominale de tuyauterie (mm) Acier/Cuivre		Intervalle pour montage horizontal mètres		Intervalle pour montage vertical mètres	
Diamètre intérieur	Diamètre extérieur	Acier doux	Cuivre	Acier doux	Cuivre
12	15		1.0		1.2
15	18	2.0	1.2	2.4	1.4
20	22	2.4	1.4	3.0	1.7
25	28	2.7	1.7	3.0	2.0
32	35	2.7	1.7	3.0	2.4
40	42	3.0	2.0	3.6	2.4
50	54	3.4	2.0	4.1	2.4
65	67	3.7	2.0	4.4	2.9
80	76	3.7	2.4	4.4	3.2
100	108	4.1	2.7	4.9	3.6
125	133	4.4	3.0	5.3	4.1
150	159	4.8	3.4	5.7	-
200	194	5.1	-	6.0	-
250	267	5.8	-	5.9	-

Les tuyauteries verticales doivent être supportées correctement à la base, pour supporter le poids total de la tuyauterie verticale. Les raccords des tuyauteries verticales ne doivent pas être utilisés comme moyen de support pour la tuyauterie, car ils occasionneront des contraintes sur les jonctions en T.

Tous les supports doivent être spécifiquement conçus pour s'adapter au diamètre extérieur de la tuyauterie concernée. L'utilisation de colliers surdimensionnés est à proscrire.

Tableau 4 Dilatation thermique des tuyauteries (mm par 10 m)

Température °C	Matériaux				
	Acier Carbone mm/10 m	Acier 12% Cr mm/10 m	Acier inox 18/8 mm/10 m	Fonte ductile mm/10 m	Cuivre mm/10 m
-30	-4.99	-5.05	-7.79	-4.54	-7.16
-25	-4.44	-4.49	-6.92	-4.04	-6.38
-20	-3.90	-3.94	-6.05	-3.53	-5.59
-15	-3.35	-3.38	-5.19	-3.03	-4.79
-10	-2.80	-2.82	-4.32	-2.52	-4.00
-5	-2.24	-2.26	-3.46	-2.02	-3.20
0	-1.69	-1.69	-2.59	-1.51	-2.41
5	-1.13	-1.13	-1.73	-1.01	-1.61
10	-0.56	-0.57	-0.86	-0.50	-0.80
15	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	0.57	0.57	0.86	0.50	0.81
25	1.14	1.13	1.73	1.01	1.61
30	1.71	1.70	2.59	1.51	2.42
35	2.29	2.27	3.46	2.02	3.24
40	2.86	2.84	4.32	2.52	4.05
45	3.44	3.42	5.18	3.21	4.87
50	4.03	3.99	6.05	3.75	5.68
55	4.61	4.56	6.91	4.28	6.50
60	5.20	5.14	7.78	4.82	7.33
65	5.79	5.72	8.64	5.36	8.15
70	6.39	6.29	9.50	5.89	8.98
75	6.98	6.87	10.37	6.43	9.80
80	7.58	7.45	11.23	6.96	10.63
85	8.18	8.03	12.09	7.50	11.47
90	8.79	8.62	12.95	8.03	12.30
95	9.39	9.20	13.82	8.57	13.14
100	10.00	9.78	14.68	9.10	13.97
110	11.23	10.96	16.41	10.53	15.66
120	12.47	12.13	18.13	11.64	17.35
130	13.72	13.32	19.85	12.75	19.04
140	14.97	14.50	21.58	13.86	20.75
150	16.24	15.69	23.30	14.97	22.46
160	17.52	16.89	25.02	16.60	24.19
170	18.81	18.08	26.75	17.74	25.92
180	20.11	19.29	28.47	18.89	27.65
190	21.43	20.50	30.19	20.03	29.40
200	22.75	21.71	31.91	21.18	31.15
210	24.08	23.04	33.63	23.38	
220	25.42	24.28	35.35	24.58	
230	26.78	25.53	37.07		
240	28.14	26.78	38.79		
250	29.52	28.04	40.51		
260	30.90	29.30	42.23		
270	32.30	30.57	43.94		
280	33.70	31.85	45.66		
290	35.12	33.13	47.38		
300	36.55	34.42	49.09		
310	37.98	35.71	50.81		
320	39.43	37.01	52.53		
330	40.89	38.32	54.24		
340	42.36	39.63	55.95		
350	43.84	40.94	57.67		
360	45.33	42.26	59.38		
370	46.83	43.59	61.10		
380	48.35	44.93	62.81		
390	49.87	46.27	64.52		
400	51.40	47.61	66.23		
410		48.96	67.94		
420		50.32	69.66		
430		51.68	71.37		
440		53.05	73.08		
450		54.43	74.79		
460		55.81	76.49		
470		57.19	78.20		
480		58.58	79.91		
490		59.98	81.62		
500		61.38	83.33		



Température de vapeur saturée

bar eff.	1	2	3	4	5	7.5	10	15	20	25	30
°C	120	134	144	152	159	173	184	201	215	226	236

Fig. 97 Abaque de dilatation des tuyauteries en acier doux

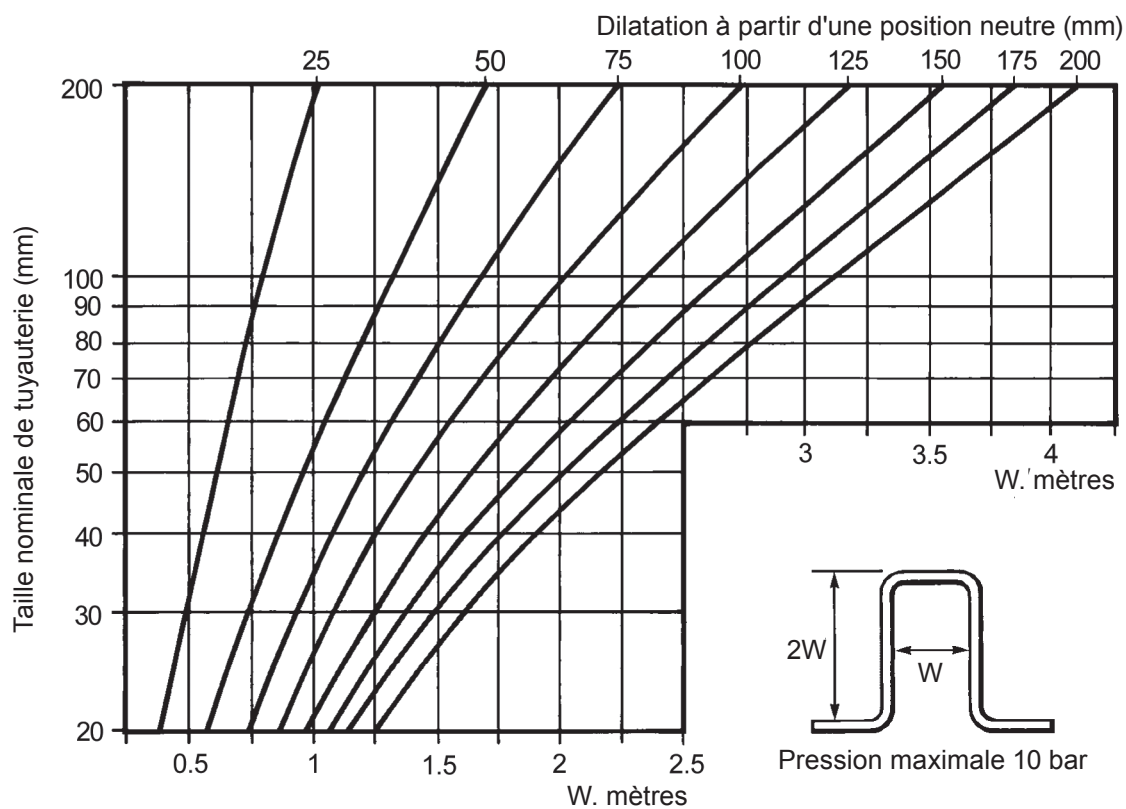


Fig. 98 Boucle de dilatation en cuivre

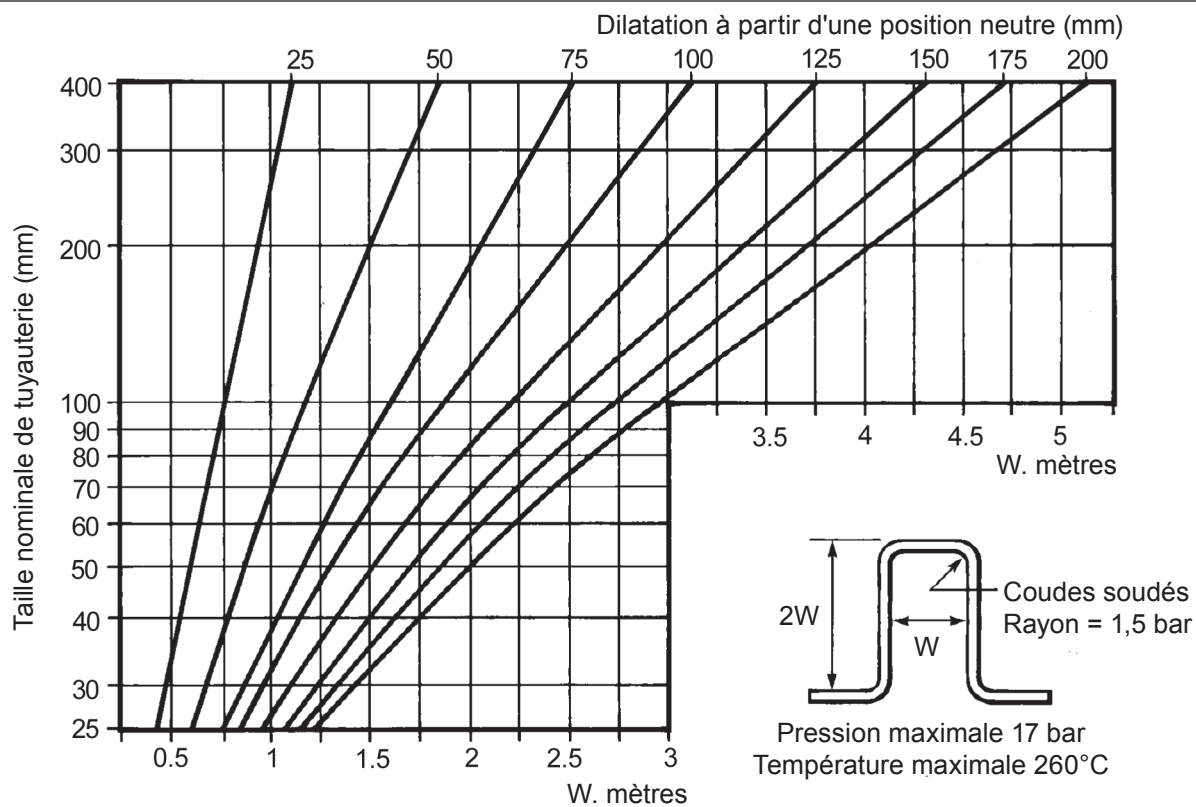


Fig. 99 Boucle de dilatation en acier carbone

3.4 Purge d'air

On oublie souvent que lorsque la vapeur rentre la première dans une tuyauterie après un arrêt, la tuyauterie est pleine d'air. D'autres quantités d'air et d'autres gaz non condensables entreront avec la vapeur, bien que la proportion de ces gaz soit normalement très faible comparée à la vapeur. Néanmoins, ces gaz s'accumuleront dans la tuyauterie et dans les espaces vapeur des échangeurs de chaleur lorsque la vapeur se condensera, à moins que des mesures soient prises pour les évacuer. La mise en température du réseau de vapeur deviendra une tâche longue qui entraînera une diminution du rendement de l'installation.

La présence d'air dans un réseau de vapeur aura en outre des effets sur la pression et la température. L'air exercera sa propre pression partielle dans l'espace vapeur, et cette pression s'ajoutera à la pression partielle de la vapeur en produisant la pression totale. Toutefois, la pression réelle de la vapeur sera inférieure à celle montrée comme pression totale par un manomètre. La température générale sera également inférieure à celle suggérée par le manomètre. En réalité, il s'agit généralement d'un concept marginal. L'effet de l'air sur le transfert thermique est bien plus important. Une couche d'air de seulement 1 micron d'épaisseur peut offrir la même résistance à la chaleur qu'une couche d'eau de 25 microns d'épaisseur, qu'une couche de fer de 2mm d'épaisseur ou qu'une couche de cuivre de 17 mm d'épaisseur. C'est pourquoi il est essentiel que l'air soit évacué du réseau.

Les purgeurs d'air automatiques pour les réseaux de vapeur ne sont rien d'autre que des purgeurs de vapeur thermostatiques, installés au-dessus du niveau de tout condensat pour qu'uniquement la vapeur, ou l'air, ou les mélanges vapeur/air puissent les atteindre. Ils sont généralement le mieux placés aux extrémités des collecteurs principaux de vapeur et des tuyauteries de dérivation de grand diamètre comme on peut le voir sur la Figure 100.

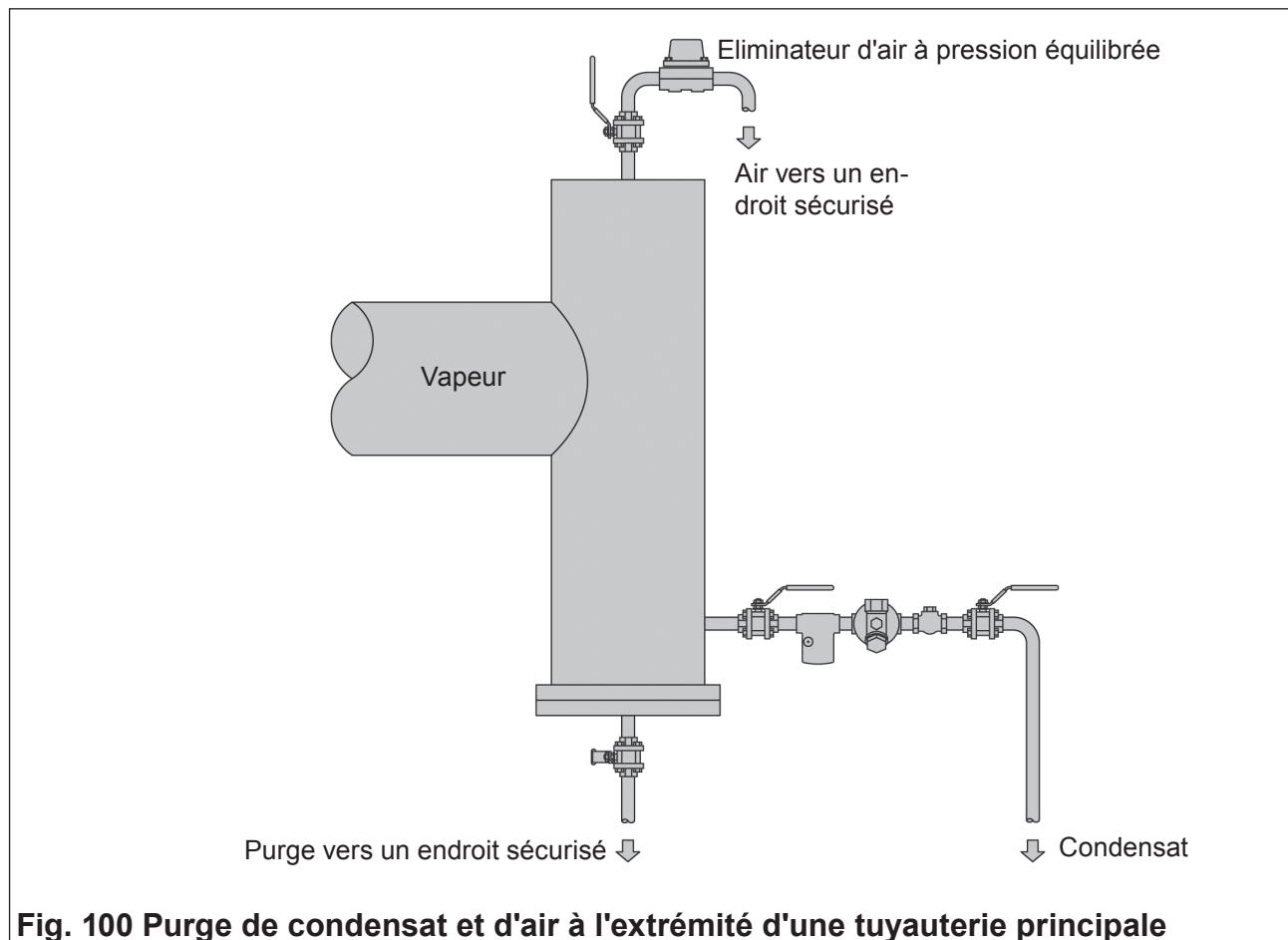


Fig. 100 Purge de condensat et d'air à l'extrémité d'une tuyauterie principale

L'évacuation provenant d'un purgeur d'air peut être faite vers tout espace sûr. Dans la pratique, elle est souvent raccordée à une tuyauterie de condensat, s'écoulant par gravité en direction d'un collecteur à l'atmosphère.

En plus de la purge d'air à chaque extrémité d'un collecteur principal, d'autres parties du réseau de vapeur peuvent nécessiter une purge d'air, comme par exemple :

- En parallèle d'un purgeur à flotteur inversé ouvert relativement lent à la purge d'air lors du démarrage.
- Dans des espaces vapeur complexes tels que les cuves à double enveloppe, où le purgeur d'air sera installé sur le côté opposé à l'entrée de la vapeur.
- Lorsque l'espace vapeur est important, et que le mélange vapeur/air doit être évité.

3.5 Réduction des pertes thermiques

Une fois le réseau vapeur mis en température, la condensation continue puisque la chaleur se dissipe par radiation, avec un taux qui dépend de la température de la vapeur, de la température ambiante et de l'efficacité du calorifugeage du réseau.

Si un réseau de distribution de vapeur doit être le plus efficace possible, il est approprié de s'assurer que toutes les pertes de chaleur sont réduites à leur minimum économique. L'épaisseur la plus économique du calorifugeage dépend de plusieurs facteurs :

- Coût d'installation.
- Valeur de la chaleur véhiculée par la vapeur.
- Taille du réseau de tuyauteries.
- Température du réseau de vapeur.

Si le réseau de tuyauterie à calorifuger est situé à l'extérieur, la vitesse de l'air et l'humidité potentielle du calorifugeage doivent être prises en compte.

La plupart des matériaux de calorifugeage ont une efficacité qui est fonction de la quantité de cellules d'air qui sont contenues dans ces matériaux inertes tels que la laine de roche, la laine de verre ou le silicate de calcium. Les installations classiques utilisent des laines de verre et des laines de roches protégées par des plaques d'aluminium et des silicates de calcium. Il est important que ces matériaux de calorifugeage ne soient pas fissurés ou ne puissent pas être noyés. Des protections adéquates mécaniques et étanches sont essentielles, spécialement pour les installations extérieures

Les pertes de chaleur d'une tuyauterie de vapeur dans l'eau ou par un calorifugeage saturé d'eau, peuvent atteindre 50 fois celles de cette même tuyauterie exposée à l'air. Un soin particulier doit être pris pour protéger les tuyauteries vapeur qui sont installées dans une zone immergée, ou qui peuvent être noyées.

La nécessité de calorifuger toutes les parties chaudes d'un système doit être présente à l'esprit. Elle inclut tous les assemblages à brides des réseaux, et aussi les vannes et autres raccords. Il était autrefois courant d'arrêter le calorifugeage de chaque côté d'un assemblage par brides, pour laisser libre l'accès aux boulons pour l'entretien. Cela signifie que 0,3 m de tuyauterie était délibérément laissé nu, en plus de la surface des brides, ce qui équivaut à 0,6 m de tuyauterie non calorifugée à chaque bride. Par chance, il existe de nos jours des matelas calorifuges préfabriqués pour les brides et des boîtes calorifugées pour les vannes. Ils sont généralement fournis avec des attaches pour qu'ils puissent être rapidement détachés pour en faciliter l'entretien.

3.5.1 Calcul du transfert de chaleur

Le calcul des pertes de chaleur des tuyauteries peut être très complexe et prendre du temps, car il faut prendre en compte la théorie du transfert de chaleur par conduction, convection et radiation. Les formules pour ces facteurs sont toutes différentes, et elles supposent que les coefficients de transfert thermique et les différentes constantes dérivées sont facilement disponibles.

La dérivation de ces formules n'est pas l'objet de ce guide, mais on peut dire que les informations peuvent être rapidement trouvées dans tous les bons documents sur la thermodynamique. De plus, de nombreux logiciels existent pour aider l'ingénieur dans ses calculs.

Les choses étant ce qu'elles sont, la solution courante au problème peut facilement être trouvée en se reportant au tableau 6 et en utilisant une simple équation. Ce tableau suppose des conditions ambiantes entre 10 et 21°C, et considère des pertes de chaleur de tuyauteries horizontales nues de différentes tailles contenant de la vapeur à différentes pressions.

Tableau 5 Émission de chaleur provenant des tuyauteries

Différence de température entre vapeur et air °C	Taille de tuyauterie									
	15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm	100 mm	150 mm
	W/m									
56	54	65	79	103	108	132	155	188	233	324
67	68	82	100	122	136	168	198	236	296	410
78	83	100	122	149	166	203	241	298	360	500
89	99	120	146	179	205	246	289	346	434	601
100	116	140	169	208	234	285	337	400	501	696
111	134	164	198	241	271	334	392	469	598	816
125	159	191	233	285	285	394	464	555	698	969
139	184	224	272	333	333	458	540	622	815	1133
153	210	255	312	382	382	528	623	747	939	1305
167	241	292	357	437	437	602	713	838	1093	1492
180	274	329	408	494	494	676	808	959	1190	1660
194	309	372	461	566	566	758	909	1080	1303	1852

Nota : Émission de chaleur des tuyauteries horizontales nues avec des températures ambiantes entre 10°C et 21°C et des conditions calmes d'air.

D'autres facteurs peuvent être inclus dans cette équation comme, par exemple, l'effet d'un calorifugeage réduisant les pertes de chaleur à 15 % des pertes pour la même tuyauterie non calorifugée. Alors, \dot{M} est simplement multiplié par un facteur de 0,15.

$$\dot{M} = \frac{Q \times L \times 3,6}{h_2} \times f$$

où :

M = Taux de condensation (kg/h)

Q = Émission de chaleur (W/m) (Tableau 6)

L = Longueur de tuyauterie (m) effective intégrant des longueurs équivalentes pour les brides et autres raccords ou accessoires.

h_{fg} = Enthalpie spécifique d'évaporation (kJ/kg)

f = Facteur de calorifugeage : 1 pour tuyauteries nues 0,15 pour un bon calorifugeage

3.6 Dimensionnement des tuyauteries à partir des débits et des pertes de charge

L'exemple démontre la méthode théorique pour calculer la taille des tuyauteries en utilisant la perte de charge.

Supposons une chaudière alimentant une batterie de chauffe comme indiqué sur la Figure 101 ci-dessous.

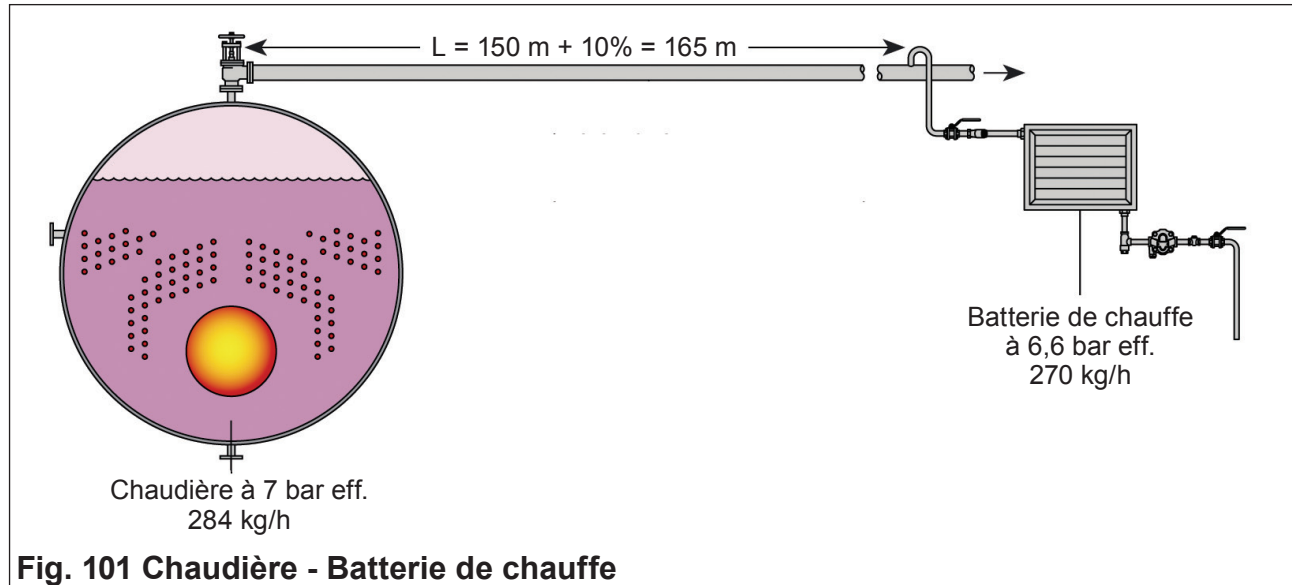


Fig. 101 Chaudière - Batterie de chauffe

3.6.1 Exemple

La distance de la chaudière à la batterie de chauffe est connue, mais nous devons établir la résistance des raccords en termes de longueur équivalente de tuyauterie.

Si la taille de la tuyauterie était connue, la résistance des raccords pourrait être calculée. Comme cette taille n'est pas encore connue, une addition à la longueur équivalente est faite sur la base de l'expérience. Si la tuyauterie a plus de 100 mètres de longueur et est plutôt droite, la tolérance proportionnelle pour les raccords est de 10%. Une tuyauterie droite similaire, mais de longueur inférieure aurait une correction d'environ 20%.

Une correction supplémentaire doit être faite pour les pertes thermiques de la tuyauterie. La batterie de chauffe nécessite 270 kg/h de vapeur, toutefois la tuyauterie doit véhiculer cette quantité plus la quantité de vapeur condensée par les pertes de chaleur du réseau. La taille de la tuyauterie doit encore être déterminée, aussi les calculs réels ne peuvent être faits, mais en supposant que la tuyauterie soit calorifugée, il est raisonnable d'ajouter 1% de débit vapeur par 30 mètres de longueur comme pertes thermiques. Ceci est égal à 3,4% pour 100 m, soit ici, 3,4% de 270 kg/h pour 100 m multiplié par la longueur de la tuyauterie.

Le calcul donnerait :

$$\frac{3.4}{100} \times \frac{270 \text{ kg/h}}{100 \text{ m}} \times 150 \text{ m} = 14 \text{ kg/h d\^us aux pertes thermiques}$$

Débit total de vapeur = 270 kg/h + 14 kg/h = 284 kg/h

Retournons à l'équation,

A partir des facteurs de pression pour le dimensionnement des tuyauteries (Tableau 6).

$$P_1 \text{ à } 7,0 \text{ bar eff} = 56,38$$

$$P_2 \text{ à } 6,6 \text{ bar eff} = 51,05$$

$$\text{Longueur } L = 165 \text{ m}$$

$$\text{Donc, } F = \frac{P_1 - P_2}{L} = \frac{56,38 - 51,05}{165} = 0,0323$$

Suivre vers le bas la colonne gauche du tableau des débits de tuyauteries et des facteurs de pertes de charge (Tableau 7 page 128), et on trouvera que les deux plus proches lectures autour de notre valeur de 0,0323 sont 0,030 et 0,040. La valeur 0,040 implique une perte de charge entraînant une pression finale inférieure à 6,6 bar et nous devons donc choisir le facteur inférieur suivant le plus près de nos attentes, dans ce cas, 0,030. Généralement, il n'est pas recommandé de dimensionner une tuyauterie juste à la limite de sa capacité et il est toujours important d'avoir une réserve pour compenser les erreurs de conception. D'où le choix du facteur le plus bas. Les lectures peuvent être interpolées avec une précision raisonnable, toutefois, le tableau ne correspondant pas à un tracé linéaire, une interpolation n'est donc pas absolument correcte.

A partir de 0,030, suivre la ligne x (volume de vapeur), et on voit qu'une tuyauterie de 40 mm transportera uniquement 229,9 kg/h et une tuyauterie de 50 mm 501,0 kg/h. Évidemment, la tuyauterie devra voir un diamètre de 50 mm compte-tenu de sa capacité plus importante.

Ayant dimensionné le réseau en utilisant la méthode de la perte de charge, nous pouvons vérifier si nous sommes toujours dans les limites de notre vitesse requise de vapeur. Cela implique l'utilisation de la ligne du facteur de vitesse (y) du Tableau 8, qui est basée sur un volume vapeur de 1 m³/kg.

Notre schéma (Figure 101) donne 284 kg de vapeur passant dans une tuyauterie de 50 mm. En se référant au Tableau 8, et en balayant la colonne tuyauterie 50 mm, on voit que là où cette quantité de vapeur est véhiculée, le facteur de vitesse (y) par interpolation est d'environ 40.

La vapeur à 7 bar eff. a un volume (comme présenté Tableau 6, page 127) de 0,24 m³/kg, donc la vitesse réelle du réseau utilisant une tuyauterie de 50 mm est :

$$y = \text{Vitesse réelle} \times 1$$

$$40 = \frac{\text{Vitesse réelle}}{0,24}$$

$$\text{Vitesse réelle} = 40 \times 0,24$$

$$\therefore \text{Vitesse réelle} = 9,6 \text{ m/s}$$

On peut penser que cette vitesse est faible en comparaison avec les vitesses admissibles maximales, mais il faut se rappeler que le réseau de vapeur a été dimensionné par rapport à la perte de charge, attendu que les vitesses admissibles maximales sont généralement établies avec une perte de charge élevée.

Tableau 6 - Facteurs de pression pour dimensionnement des tuyauteries

Pression bar	Volume massique m³/kg	Facteur de pression	Pression bar	Volume massique m³/kg	Facteur de pression	Pression bar	Volume massique m³/kg	Facteur de pression
0.05	28.192	0.0301	2.15	0.576	9.309	7.70	0.222	66.31
0.10	14.674	0.0115	2.20	0.568	9.597	7.80	0.219	67.79
0.15	10.022	0.0253	2.25	0.660	9.888	7.90	0.217	69.29
0.20	7.64 9	0.0442	2.30	0.552	10.18	8.00	0.215	70.80
0.25	6.204	0.0681	2.35	0.544	10.48	8.10	0.212	72.33
0.30	5.229	0.0970	2.40	0.536	10.79	8.20	0.210	73.88
0.35	4.530	0.1308	2.45	0.529	11.40	8.30	0.208	75.44
0.40	3.993	0.1694	2.50	0.522	11.41	8.40	0.206	77.02
0.45	3.580	0.2128	2.55	0.515	11.72	8.50	0.204	78.61
0.50	3.240	0.2610	2.60	0.509	12.05	8.60	0.202	80.22
0.55	2.964	0.3140	2.65	0.502	12.37	8.70	0.200	81.84
0.60	2.732	0.3716	2.70	0.496	12.70	8.80	0.198	83.49
0.65	2.535	0.4340	2.75	0.489	13.03	8.90	0.196	85.14
0.70	2.365	0.5010	2.80	0.483	13.37	9.00	0.194	86.81
0.75	2.217	0.5727	2.85	0.477	13.71	9.10	0.192	88.50
0.80	2.087	0.6489	2.90	0.471	14.06	9.20	0.191	90.20
0.85	1.972	0.7298	2.95	0.466	14.41	9.30	0.189	91.92
0.90	1.869	0.8153	3.00	0.461	14.76	9.40	0.187	93.66
0.95	1.777	0.9053	3.10	0.451	15.48	9.50	0.185	95.41
1.013	1.673	1.025	3.20	0.440	16.22	9.60	0.184	97.18
bar eff			3.30	0.431	16.98	9.70	0.182	98.96
0	1.673	1.025	3.40	0.422	17.75	9.80	0.181	100.75
0.05	1.601	1.126	3.50	0.413	18.54	9.90	0.179	102.57
0.10	1.533	1.230	3.60	0.405	19.34	10.00	0.177	104.40
0.15	1.471	1.339	3.70	0.396	20.16	10.20	0.174	108.10
0.20	1.414	1.453	3.80	0.389	21.00	10.40	0.172	111.87
0.25	1.361	1.572	3.90	0.381	21.85	10.60	0.169	115.70
0.30	1.312	1.694	4.00	0.374	22.72	10.80	0.166	119.59
0.35	1.268	1.822	4.10	0.367	23.61	11.00	0.163	123.54
0.40	1.225	1.953	4.20	0.361	24.51	11.20	0.161	127.56
0.45	1.186	2.090	4.30	0.355	25.43	11.40	0.158	131.64
0.50	1.149	2.230	4.40	0.348	26.36	11.60	0.156	135.78
0.55	1.115	2.375	4.50	0.342	27.32	11.80	0.153	139.98
0.60	1.083	2.525	4.60	0.336	28.28	12.00	0.151	144.25
0.65	1.051	2.679	4.70	0.330	29.27	12.20	0.149	148.57
0.70	1.024	2.837	4.80	0.325	30.27	12.40	0.147	152.96
0.75	0.997	2.999	4.90	0.320	31.29	12.60	0.145	157.41
0.80	0.971	3.166	5.00	0.315	32.32	12.80	0.143	161.92
0.85	0.946	3.338	5.10	0.310	33.37	13.00	0.141	166.50
0.90	0.923	3.514	5.20	0.305	34.44	13.20	0.139	171.13
0.95	0.901	3.694	5.30	0.301	35.52	13.40	0.135	175.83
1.00	0.881	3.878	5.40	0.296	36.62	13.60	0.133	180.58
1.05	0.860	4.067	5.50	0.292	37.73	13.80	0.132	185.40
1.10	0.841	4.260	5.60	0.288	38.86	14.00	0.130	190.29
1.15	0.823	4.458	5.70	0.284	40.01	14.20	0.128	195.23
1.20	0.806	4.660	5.80	0.280	41.17	14.40	0.127	200.23
1.25	0.788	4.866	5.90	0.276	42.35	14.60	0.125	205.30
1.30	0.773	5.076	6.00	0.272	43.54	14.80	0.124	210.42
1.35	0.757	5.291	6.10	0.269	44.76	15.00	0.122	215.61
1.40	0.743	5.510	6.20	0.265	45.98	15.20	0.121	220.86
1.45	0.728	5.734	6.30	0.261	47.23	15.40	0.119	226.17
1.50	0.714	5.961	6.40	0.258	48.48	15.60	0.118	231.54
1.55	0.701	6.193	6.50	0.255	49.76	15.80	0.117	236.97
1.60	0.689	6.429	6.60	0.252	51.05	16.00	0.115	242.46
1.65	0.677	6.670	6.70	0.249	52.36	16.20	0.114	248.01
1.70	0.665	6.915	6.80	0.246	53.68	16.40	0.113	253.62
1.75	0.654	7.164	6.90	0.243	55.02	16.60	0.111	259.30
1.80	0.643	7.417	7.00	0.240	56.38	16.80	0.110	265.03
1.85	0.632	7.675	7.10	0.237	57.75	17.00	0.109	270.83
1.90	0.622	7.937	7.20	0.235	59.13	17.20	0.108	276.69
1.95	0.612	8.203	7.30	0.232	60.54	17.40	0.107	282.60
2.00	0.603	8.473	7.40	0.229	61.96	17.60	0.106	288.58
2.05	0.594	8.748	7.50	0.227	63.39	17.80	0.105	294.52
2.10	0.585	9.026	7.60	0.224	64.84	18.00	0.104	300.72

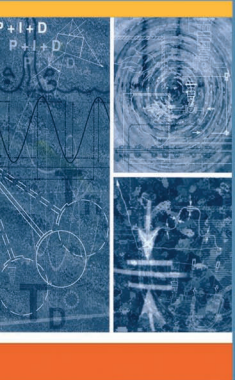
Tableau 7 - Débits des tuyauteries et facteurs de perte de charge

Facteur F	Taille de tuyauterie en mm																
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	175	200	225	250	300	
0.00016	x					30.40	55.41	90.72	199.1	360.4	598.2	890.0	1275	1755	2329	3800	
	y					4.30	4.86	5.55	6.82	7.90	9.16	10.05	10.94	11.94	12.77	14.54	
0.00020	x				16.18	34.32	62.77	103.0	225.6	407.0	662.0	1005	1437	1966	2623	4276	
	y				3.96	4.85	5.51	6.31	7.72	8.92	10.13	11.34	12.33	13.37	14.38	16.36	
0.00025	x			10.84	17.92	38.19	69.31	113.2	249.9	450.3	735.5	1108	1678	2183	2904	4715	
	y			3.74	4.39	5.40	6.08	6.92	8.56	9.87	11.26	12.51	14.40	14.85	15.92	18.04	
0.00030	x			11.95	19.31	41.83	75.85	124.1	271.2	491.9	804.5	1209	1733	2390	4172	5149	
	y			4.13	4.73	5.92	6.65	7.60	9.29	10.79	12.31	13.65	14.87	16.26	17.39	19.07	
0.00035	x		6.86	12.44	20.59	43.76	80.24	130.01	285.3	519.2	845.3	1279	1823	2497	3346	5406	
	y		3.88	4.30	5.04	6.21	7.04	7.96	9.77	11.38	12.94	14.44	15.64	17.00	18.34	20.69	
0.00045	x	3.62	7.94	14.56	23.39	50.75	92.68	150.9	333.2	604.6	979.7	1478	2118	2913	3884	6267	
	y	3.54	4.49	5.03	5.73	7.18	8.13	9.24	11.42	13.26	15.00	16.68	18.18	19.82	21.29	23.99	
0.00055	x	4.04	8.99	16.18	26.52	57.09	103.8	170.8	373.1	674.2	1101	1663	2382	3281	4338	7057	
	y	3.96	5.09	5.59	6.49	8.08	9.10	10.46	12.78	14.78	16.85	18.77	20.44	22.32	23.78	27.01	
0.00065	x	4.46	9.56	17.76	29.14	62.38	113.8	186.7	409.8	739.9	1207	1823	2595	3597	4781	7741	
	y	4.37	5.41	6.13	7.14	8.82	9.98	11.43	14.04	16.22	18.48	20.58	22.27	24.47	26.21	29.62	
0.00075	x	4.87	10.57	19.31	31.72	68.04	124.1	203.2	445.9	804.5	1315	1977	2836	3908	5172	8367	
	y	4.77	5.98	6.67	7.77	9.62	10.88	12.44	15.28	17.64	20.13	22.32	24.34	26.59	28.35	32.02	
0.00085	x	5.52	11.98	21.88	35.95	77.11	140.7	230.2	505.4	911.8	1490	2240	3215	4429	5861	9482	
	y	5.41	6.78	7.56	8.80	10.91	12.34	14.09	17.32	19.99	22.81	25.29	27.59	30.13	32.13	36.29	
0.00100	x	1.96	5.84	12.75	23.50	38.25	81.89	148.6	245.2	539.4	968.5	1579	2403	3383	4707	6228	10052
	y	4.10	5.72	7.21	8.12	9.37	11.58	13.03	15.01	18.48	21.24	24.17	27.13	29.03	32.02	34.14	38.47
0.00125	x	2.10	6.26	13.57	24.96	40.72	87.57	159.8	281.8	577.9	1038	1699	2544	3634	5035	6655	10639
	y	4.39	6.13	7.68	8.62	9.97	12.39	14.02	16.03	19.80	22.76	26.01	28.72	31.19	34.26	36.48	40.71
0.00150	x	2.39	7.35	15.17	28.04	45.97	98.84	179.3	295.1	652.8	1172	1908	2896	4091	5631	7493	11999
	y	5.00	7.20	8.58	9.68	11.26	13.98	15.72	18.07	22.37	25.70	29.21	32.69	35.11	38.31	41.08	45.92
0.00175	x	2.48	7.51	16.30	29.61	49.34	103.4	188.8	311.1	686.5	1270	2017	3046	4291	5921	7852	13087
	y	5.19	7.36	9.22	10.23	12.08	14.63	16.56	19.05	23.52	27.85	30.88	34.39	36.83	40.28	43.04	50.08
0.0020	x	2.84	8.58	18.63	33.83	56.39	118.2	215.8	355.5	784.6	1451	2305	3482	4904	6767	8974	14956
	y	5.94	8.40	10.54	11.68	13.81	16.72	18.93	21.77	26.88	31.82	35.28	39.31	42.09	46.04	49.19	57.24
0.0025	x	3.16	9.48	20.75	37.25	61.30	132.0	240.5	391.3	881.7	1556	2456	3819	5422	7544	10090	16503
	y	6.61	9.29	11.74	12.86	15.01	18.67	21.09	23.96	30.21	34.12	38.97	43.11	46.53	51.33	55.31	63.16
0.0030	x	3.44	10.34	22.5	40.45	66.66	143.4	262.0	429.8	924.4	1701	2767	4183	6068	8275	11033	18021
	y	7.20	10.13	12.73	13.97	16.33	20.29	22.98	26.32	32.29	37.30	42.36	47.22	52.08	56.30	60.48	68.97
0.0040	x	4.17	12.50	26.97	48.55	80.91	173.1	313.8	514.9	1128	2040	3330	5051	7208	9905	13240	21625
	y	8.73	12.25	15.26	16.77	19.82	24.49	27.52	31.53	38.65	44.73	50.97	57.02	61.86	67.39	72.58	82.76
0.0050	x	4.71	14.12	30.40	54.92	90.23	196.1	354.0	578.6	1275	2305	3727	5757	8189	11278	14858	24469
	y	9.86	13.83	17.20	18.97	20.10	27.74	31.05	35.43	43.68	50.54	57.05	64.76	70.28	76.73	81.45	93.64
0.0060	x	5.25	15.69	35.80	60.31	99.05	215.8	392.3	647.3	1412	2250	4148	6277	9072	12406	16476	26970
	y	10.99	15.37	20.26	20.83	24.26	30.53	34.41	39.63	48.38	55.92	63.50	70.86	77.86	84.40	90.82	103.21
0.0080	x	6.08	18.34	39.23	70.12	116.2	251.5	456.0	750.3	1648	2976	4879	7355	10543	14417	19173	31384
	y	12.72	17.97	22.20	24.22	28.46	35.58	40.00	45.95	56.46	65.26	74.69	83.03	90.48	98.09	105.1	120.1
0.0100	x	6.86	20.64	44.13	79.44	130.4	283.9	514.9	845.9	1863	3334	5492	8336	11867	16280	21576	35307
	y	14.36	20.22	24.97	27.44	31.94	40.16	45.16	51.80	63.83	73.11	84.07	94.11	101.8	110.8	118.28	135.1
0.0125	x	7.35	22.20	47.28	81.00	140.1	302.1	547.3	901.9	1983	3589	5867	8844	12697	17426	23074	37785
	y	15.38	21.75	26.75	27.98	34.31	42.74	48.00	55.22	67.94	78.70	89.81	99.84	109.0	118.5	126.5	144.6
0.0150	x	8.27	25.00	53.33	95.62	157.2	342.0	620.6	1020	2230	4045	6620	10022	14251	19584	25974	42616
	y	17.31	24.49	30.18	33.03	38.50	43.38	54.43	62.46	76.40	88.70	101.3	113.1	122.3	133.2	142.4	163.09
0.0175	x	8.58	26.39	55.78	100.4	165.6	360.4	665.1	1073	2360	4291	6994	10512	15017	20595	27461	44194
	y	17.95	25.85	31.56	34.68	40.65	50.99	58.34	65.70	80.52	94.09	107.1	118.7	128.9	140.1	150.5	169.1
0.020	x	9.80	30.16	63.75	114.7	189.3	411.9	760.1	1226	2697	49.04	7993	12014	17163	23538	31384	50508
	y	20.51	29.55	36.07	39.62	46.36	58.27	66.67	75.01	92.41	107.5	122.3	135.6	147.3	160.01	172.0	193.3
0.025	x	10.99	33.48	70.73	127.3	209.8	459.7	834.6	1367	2970	5422	8817	13296	19332	26357	34750	56581
	y	23.00	32.80	40.02	43.97	51.39	65.03	73.20	83.70	101.7	118.9	135.0	150.1	165.9	179.3	190.5	216.5
0.030	x	12.00	36.78	77.23	137.9	229.9	501.1	919.4	1480	3264	5884	9792	14481	20917	28595	37697	62522
	y	25.11	36.03	43.70	47.63	56.31	70.89	80.64	90.62	111.8	129.0	149.9	163.5	179.5	194.5	206.6	239.3
0.040	x	14.46	44.16	93.17	169.2	279.5	600.7	1093	1790	3923	7710	11622	17457	25254	34571	45604	75026
	y	30.26	43.23	52.72	58.44	68.46	84.98	95.87	109.6	134.4	155.9	177.9	197.1	216.7	235.2	250.0	287.1
0.050	x	16.43	49.53	104.4	191.2	313.8	676.7	1231	2020	4413	8042	13044	19370	28441	39229	51489	85324
	y	34.38	48.52	59.08	66.04	76.86	95.73	108.0	123.7	151.2	176.3	199.7	218.7	244.1	266.9	282.3	326.5
0.06	x	18.14	52.96	115.7	210.8	343.2	750.3	1373	2231	4855	8827	14368	21282	31384	43152	57373	
	y	37.96	51.88	65.47	72.81	84.06	106.1	120.4	136.6	166.3	193.5	219.9	240.2	269.3	293.6	314.5	
0.08	x	21.08	62.28	134.8	245.2	402.1	872.8	1594	2599	5688	10249	16672	24518	36532			
	y	44.11	61.02	76.28	86.69	98.49	123.5	139.8	159.1	194.9	224.7	255.2	276.8	313.5			
0.10	x	24.03	70.12	152.0	277.0	456.0	980.7	1804	2942	6424	11524	18879	27461				
	y	50.29	68.70	86.01	95.67	111.7	138.7	158.2	180.1	220.1	252.7	289.0	310.1				
0.12	x	25.99	77.48	167.7	306.5	500.2	1079	1986	3236	7110	12700	20841					
	y	54.39	75.91	94.90	105.9	122.5	152.6	174.2	198.1	243.6	278.5	319.0					
0.15	x	28.50	84.13	183.9	334.2	551.7	1195	2161	3494	7769							
	y	59.64	84.42	104.1	115.4	135.1	169.0	189.5	213.9	266.2							
0.20	x	34.32	102.0	220.7	402.1	622.0	1427	2599	4217	9317							
	y	71.82	99.93	124.9	138.9	162.1	201.9	228.0	258.2	319.2							
0.25	x	37.72	112.7	245.2	447.9	735.5	1565	2876	4668								
	y	78.94	110.4	138.7	154.7	180.1	221.4	252.3	285.8								
0.30	x	41.37	122.7	266.6	487												

3.7 Tables de la vapeur

Pression bar	kPa	Température °C	Enthalpie Spécifique			Volume Spécifique de Vapeur m³/kg
			Eau (h _f) kJ/kg	Evaporation (h _{fg}) kJ/kg	Vapeur (h _g) kJ/kg	
absolue						
0,30	30,0	69,10	289,23	2336,1	2625,3	5,229
0,50	50,0	81,33	340,49	2305,4	2645,9	3,240
0,75	75,0	91,78	384,39	2278,6	2663,0	2,217
0,95	95,0	98,20	411,43	2261,8	2673,2	1,777
effective						
0	0	100,00	419,04	2257,0	2676,0	1,673
0,10	10,0	102,66	430,2	2250,2	2680,2	1,533
0,20	20,0	105,10	440,8	2243,4	2684,2	1,414
0,30	30,0	107,39	450,4	2237,2	2687,6	1,312
0,40	40,0	109,55	459,7	2231,3	2691,0	1,225
0,50	50,0	111,61	468,3	2225,6	2693,9	1,149
0,60	60,0	113,56	476,4	2220,4	2696,8	1,083
0,70	70,0	115,40	484,1	2215,4	2699,5	1,024
0,80	80,0	117,14	491,6	2210,5	2702,1	0,971
0,90	90,0	118,80	498,9	2205,6	2704,5	0,923
1,00	100,0	120,42	505,6	2201,1	2706,7	0,881
1,10	110,0	121,96	512,2	2197,0	2709,2	0,841
1,20	120,0	123,46	518,7	2192,8	2711,5	0,806
1,30	130,0	124,90	524,6	2188,7	2713,3	0,773
1,40	140,0	126,28	530,5	2184,8	2715,3	0,743
1,50	150,0	127,62	536,1	2181,0	2717,1	0,714
1,60	160,0	128,89	541,6	2177,3	2718,9	0,689
1,70	170,0	130,13	547,1	2173,7	2720,8	0,665
1,80	180,0	131,37	552,3	2170,1	2722,4	0,643
1,90	190,0	132,54	557,3	2166,7	2724,0	0,622
2,00	200,0	133,69	562,2	2163,3	2725,5	0,603
2,20	220,0	135,88	571,7	2156,9	2728,6	0,568
2,40	240,0	138,01	580,7	2150,7	2731,4	0,536
2,60	260,0	140,00	589,2	2144,7	2733,9	0,509
2,80	280,0	141,92	597,4	2139,0	2736,4	0,483
3,00	300,0	143,75	605,3	2133,4	2738,7	0,461
3,20	320,0	145,46	612,9	2128,1	2741,0	0,440
3,40	340,0	147,20	620,0	2122,9	2742,9	0,422
3,60	360,0	148,84	627,1	2117,8	2744,9	0,405
3,80	380,0	150,44	634,0	2112,9	2746,9	0,389
4,00	400,0	151,96	640,7	2108,1	2748,8	0,374
4,50	450,0	155,55	656,3	2096,7	2753,0	0,342
5,00	500,0	158,92	670,9	2086,0	2756,9	0,315
5,50	550,0	162,08	684,6	2075,7	2760,3	0,292
6,00	600,0	165,04	697,5	2066,0	2763,5	0,272
6,50	650,0	167,83	709,7	2056,8	2766,5	0,255
7,00	700,0	170,50	721,4	2047,7	2769,1	0,240
7,50	750,0	173,02	732,5	2039,2	2771,7	0,227
8,00	800,0	175,43	743,1	2030,9	2774,0	0,215
8,50	850,0	177,75	753,3	2022,9	2776,2	0,204
9,00	900,0	179,97	763,0	2015,1	2778,1	0,194
9,50	950,0	182,10	772,5	2007,5	2780,0	0,185
10,00	1000,0	184,13	781,6	2000,1	2781,7	0,177
10,50	1050,0	186,05	790,1	1993,0	2783,3	0,171
11,00	1100,0	188,02	798,8	1986,0	2784,8	0,163
11,50	1150,0	189,82	807,1	1979,1	2786,3	0,157
12,00	1200,0	191,68	815,1	1972,5	2787,6	0,151
12,50	1250,0	193,43	822,9	1965,4	2788,8	0,146
13,00	1300,0	195,10	830,4	1959,6	2790,0	0,141
13,50	1350,0	196,62	837,9	1953,2	2791,1	0,136
14,00	1400,0	198,35	845,1	1947,1	2792,2	0,132
14,50	1450,0	199,92	852,1	1941,0	2793,1	0,128
15,00	1500,0	201,45	859,0	1935,0	2794,0	0,124
15,50	1550,0	202,92	865,7	1928,8	2794,9	0,119
16,00	1600,0	204,38	872,3	1923,4	2795,7	0,117
17,00	1700,0	207,17	885,0	1912,1	2797,1	0,110
18,00	1800,0	209,90	897,2	1901,3	2798,5	0,105
19,00	1900,0	212,47	909,0	1890,5	2799,5	0,100
20,00	2000,0	214,96	920,3	1880,2	2800,5	0,0949
21,00	2100,0	217,35	931,3	1870,1	2801,4	0,0906
22,00	2200,0	219,65	941,9	1860,1	2802,0	0,0868
23,00	2300,0	221,85	952,2	1850,4	2802,6	0,0832
24,00	2400,0	224,02	962,2	1840,9	2803,1	0,0797
25,00	2500,0	226,12	972,1	1831,4	2803,5	0,0768
26,00	2600,0	228,15	981,6	1822,2	2803,8	0,0740
27,00	2700,0	230,14	990,7	1813,3	2804,0	0,0714
28,00	2800,0	232,05	999,7	1804,4	2804,1	0,0689
29,00	2900,0	233,93	1008,6	1795,6	2804,2	0,0666
30,00	3000,0	235,78	1017,0	1787,0	2804,1	0,0645
31,00	3100,0	237,55	1025,6	1778,5	2804,1	0,0625
32,00	3200,0	239,28	1033,9	1770,0	2803,9	0,0605
33,00	3300,0	240,97	1041,9	1761,8	2803,7	0,0587
34,00	3400,0	242,63	1049,7	1753,8	2805,5	0,0571
35,00	3500,0	244,26	1057,7	1745,5	2803,2	0,0554

Pression bar	kPa	Température C	Enthalpie Spécifique			Volume Spécifique de Vapeur m ³ /kg
			Eau (h _l) kJ/kg	Evaporation (h _{fg}) kJ/kg	Vapeur (h _g) kJ/kg	
36,00	3600,0	245,86	1065,7	1737,2	2802,9	0,0539
37,00	3700,0	247,42	1072,9	1729,5	2802,4	0,0524
38,00	3800,0	248,95	1080,3	1721,6	2801,9	0,0510
39,00	3900,0	250,42	1087,4	1714,1	2801,5	0,0498
40,00	4000,0	251,94	1094,6	1706,3	2800,9	0,0485
41,00	4100,0	253,34	1101,6	1698,3	2799,9	0,0473
42,00	4200,0	254,74	1108,6	1691,2	2799,8	0,0461
43,00	4300,0	256,12	1115,4	1683,7	2799,1	0,0451
44,00	4400,0	257,50	1122,1	1676,2	2798,3	0,0441
45,00	4500,0	258,82	1228,7	1668,9	2797,6	0,0431
46,00	4600,0	260,13	1135,3	1666,6	2796,9	0,0421
47,00	4700,0	261,43	1142,2	1654,4	2796,6	0,0412
48,00	4800,0	262,73	1148,1	1647,1	2795,2	0,0403
49,00	4900,0	264,00	1154,5	1639,9	2794,4	0,0394
50,00	5000,0	265,26	1160,8	1632,8	2793,6	0,0386
51,00	5100,0	266,45	1166,6	1626,9	2792,6	0,0378
52,00	5200,0	267,67	1172,6	1619,0	2791,6	0,0371
53,00	5300,0	268,84	1178,7	1612,0	2790,7	0,0364
54,00	5400,0	270,02	1184,6	1605,1	2789,7	0,0357
55,00	5500,0	271,20	1190,5	1598,2	2788,7	0,0350
56,00	5600,0	272,33	1196,3	1591,3	2787,6	0,0343
57,00	5700,0	273,45	1202,1	1584,5	2786,6	0,0337
58,00	5800,0	274,55	1207,8	1577,7	2785,5	0,0331
59,00	5900,0	275,65	1213,4	1571,0	2784,4	0,0325
60,00	6000,0	276,73	1218,9	1564,4	2783,3	0,0319
61,00	6100,0	277,80	1224,5	1557,6	2782,1	0,0314
62,00	6200,0	278,85	1230,0	1550,9	2780,9	0,0308
63,00	6300,0	279,89	1235,4	1544,3	2779,7	0,0303
64,00	6400,0	280,92	1240,8	1537,3	2778,5	0,0298
65,00	6500,0	281,95	1246,1	1531,2	2777,3	0,0293
66,00	6600,0	282,95	1251,4	1524,7	2776,1	0,0288
67,00	6700,0	283,95	1256,7	1518,1	2774,8	0,0283
68,00	6800,0	284,93	1261,9	1511,6	2773,5	0,0278
69,00	6900,0	285,90	1267,0	1505,1	2772,1	0,0274
70,00	7000,0	286,85	1272,1	1498,7	2770,8	0,0270
71,00	7100,0	287,80	1277,3	1492,2	2769,5	0,0266
72,00	7200,0	288,75	1282,3	1485,8	2768,1	0,0262
73,00	7300,0	289,69	1287,3	1479,4	2766,7	0,0258
74,00	7400,0	290,60	1292,3	1473,0	2765,3	0,0254
75,00	7500,0	291,51	1297,2	1466,6	2763,8	0,0250
76,00	7600,0	292,41	1302,3	1460,2	2762,5	0,0246
77,00	7700,0	293,91	1307,0	1453,9	2760,9	0,0242
78,00	7800,0	294,20	1311,9	1447,6	2759,5	0,0239
79,00	7900,0	295,10	1316,7	1441,3	2758,0	0,0236
80,00	8000,0	295,96	1321,5	1435,0	2756,5	0,0233
81,00	8100,0	296,81	1326,2	1428,7	2754,9	0,0229
82,00	8200,0	297,66	1330,9	1422,5	2753,4	0,0226
83,00	8300,0	298,50	1335,7	1416,2	2751,9	0,0223
84,00	8400,0	299,35	1340,3	1410,0	2750,3	0,0220
85,00	8500,0	300,20	1345,0	1403,8	2748,8	0,0217
86,00	8600,0	301,00	1349,6	1397,6	2747,2	0,0214
87,00	8700,0	301,81	1354,2	1391,3	2745,5	0,0211
88,00	8800,0	302,61	1358,8	1385,2	2744,0	0,0208
89,00	8900,0	303,41	1363,3	1379,0	2742,3	0,0205
90,00	9000,0	304,20	1367,8	1372,7	2740,5	0,0202
92,00	9200,0	305,77	1376,8	1360,3	2737,1	0,0197
94,00	9400,0	307,24	1385,7	1348,0	2733,7	0,0192
96,00	9600,0	308,83	1394,5	1335,7	2730,2	0,0187
98,00	9800,0	310,32	1403,2	1323,3	2726,5	0,0183
100,00	10000,0	311,79	1411,9	1310,9	2722,8	0,0178
102,00	10200,0	313,24	1420,5	1298,7	2719,2	0,0174
104,00	10400,0	314,67	1429,0	1286,3	2715,3	0,0170
106,00	10600,0	316,08	1437,5	1274,0	2711,5	0,0166
108,00	10800,0	317,46	1445,9	1261,7	2707,6	0,0162
110,00	11000,0	318,83	1454,3	1249,3	2703,6	0,0158
112,00	11200,0	320,17	1462,6	1237,0	2699,6	0,0154
114,00	11400,0	321,50	1470,8	1224,6	2695,4	0,0150
116,00	11600,0	322,81	1479,0	1212,2	2691,2	0,0147
118,00	11800,0	324,10	1487,2	1199,8	2687,0	0,0144
120,00	12000,0	325,38	1495,4	1187,3	2682,7	0,0141



Agence Nationale pour la Maîtrise de l'Énergie

3 rue Chott Mariem Montplaisir 1073 Tunis – B.P. 213
Tél : (216) 71 906 900 – (216) 71 908 305 - Fax : (216) 71 904 624
Direction de l'Efficacité Énergétique dans l'Industrie
E-mail : ugp_peeil@anme.nat.tn
Site web : www.anme.nat.tn

