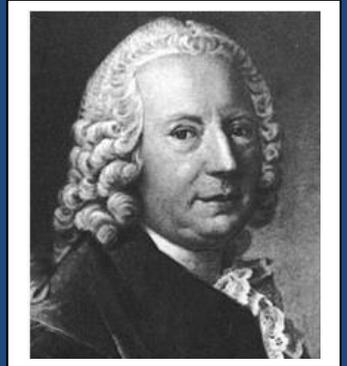
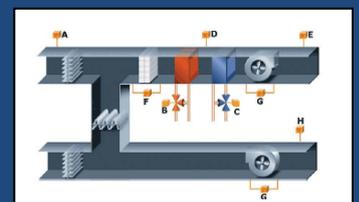
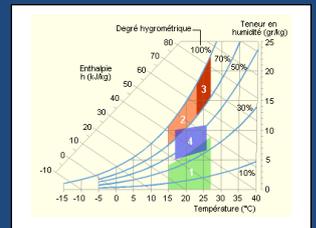
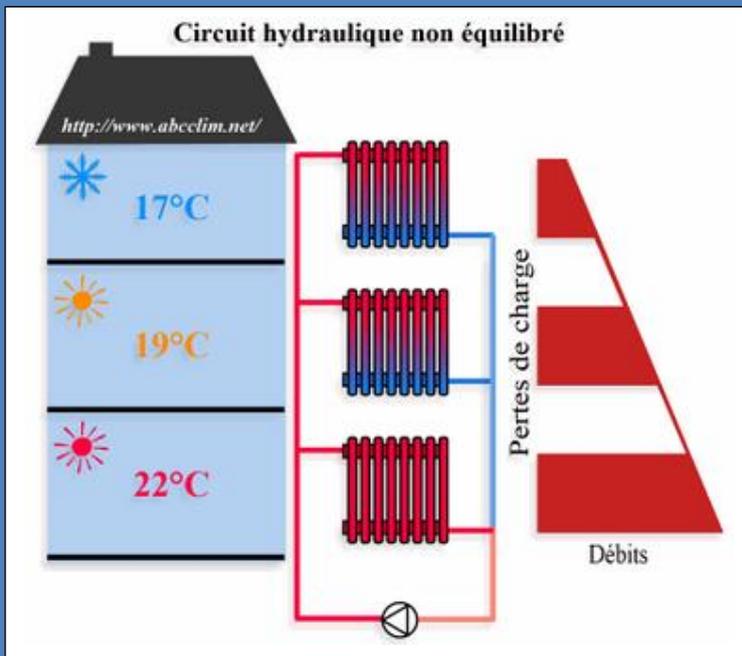


DISTRIBUTION DES FLUIDES



Réseaux hydrauliques et aérauliques



Contenu

1	Mécanique des fluides.....	3
1.1	Débit et diamètre	3
1.1.1	Débit-massique.....	3
1.1.2	Débit-volumique.....	3
1.1.3	Relation entre q_m et q_V	3
1.1.4	Écoulements permanents ou stationnaires	3
1.1.5	Équation de conservation de la masse ou équation de continuité.....	3
1.1.1	Diamètre hydraulique.....	4
1.1.6	Théorème de BERNOULLI : fluide parfait	5
1.1.7	Viscosité.....	6
1.1.8	Pertes de charge.....	7
1.1.9	Théorème de Bernoulli appliqué à un fluide réel avec pertes de charge	9
1.1.10	Point de fonctionnement : le diagramme H-Q.....	10
2	Réseaux hydrauliques.....	11
2.1	Détermination de la pompe	11
2.1.1	Calcul des pertes de charge du réseau le plus défavorisé.....	11
2.1.2	Equilibrage des radiateurs.....	14
3	Notion préliminaires sur le confort	15
3.1	Grandeurs fondamentales.....	15
3.1.1	Caractéristiques de l'air	15
3.1.2	Evolution sur DAH.....	19
3.2	Réseau aéraulique	21
3.2.1	Détermination des débits.....	21
3.2.2	Détermination des vitesses en gaine	21
3.2.3	Détermination des pertes de charge linéiques	22
3.2.4	Pertes de charge singulières.....	23
3.3	Application.....	26
3.4	Les ventilateurs	27
3.4.1	Mise en situation	27
3.4.2	Point de fonctionnement – retour à l'exemple.....	28
3.4.3	Équilibrage réseau.....	30
3.5	Mesure des débits	32

3.5.1	Préambule	32
3.5.2	Par exploration du champ de vitesse d'air au niveau des bouches d'extraction ou d'introduction d'air.....	35
3.5.3	Par mesure de la pression statique en un point.....	35
4	Pathologies liées aux installations non réglées.....	37
4.1	Le diamètre ou la section à prendre en compte	37
4.2	L'entretien	37
5	Annexe débit d'air	38
5.1	Locaux à usage bureau	38
5.2	Locaux de travail.....	38

1 Mécanique des fluides

1.1 Débit et diamètre

1.1.1 Débit-massique

Si Δm est la masse de fluide qui a traversé une section droite de la conduite pendant le temps Δt , par définition le débit-masse est : unité : $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$: $qm = \frac{\Delta m}{\Delta t}$

1.1.2 Débit-volumique

Si ΔV est le volume de fluide qui a traversé une section droite de la conduite pendant le temps Δt , par définition le débit-volume est : unité : $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$: $qv = \frac{\Delta V}{\Delta t}$

1.1.3 Relation entre qm et qv

La masse volumique est donnée par la relation : $\rho = \frac{\Delta m}{\Delta V}$

$$\text{D'où : } qm = \rho * qv$$



Les liquides sont incompressibles et peu dilatables (masse volumique constante) ; on parle alors d'**écoulements isovolumes**.

Les gaz sont compressibles : la masse volumique dépend de la température et de la pression. Pour des vitesses faibles (variation de pression limitée) et pour des températures constantes on retrouve le cas d'un écoulement isovolume.

1.1.4 Écoulements permanents ou stationnaires

Un régime d'écoulement est dit **permanent** ou **stationnaire** si les paramètres qui le caractérisent (pression, température, vitesse, masse volumique, ...), ont une valeur constante au cours du temps.

1.1.5 Équation de conservation de la masse ou équation de continuité

1.1.5.1 Conservation du débit

Considérons un tube de courant entre deux sections S_1 et S_2 . Pendant l'intervalle de temps Δt , infiniment petit, la masse Δm_1 de fluide ayant traversé la section S_1 est la même que la masse Δm_2 ayant traversé la section S_2 .

$$qm_1 = qm_2$$

En régime stationnaire, le débit-massique est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant.

Dans le cas d'un **écoulement isovolume**:

$$qv_1 = qv_2$$

Remarque : le débit volumique est constant au ventilateur.

1.1.5.2 Expression du débit en fonction de la vitesse v

$$qv = v * S$$

Avec v : vitesse moyenne en $[m.s^{-1}]$ et S : section de la canalisation ou de la gaine $[m^2]$

En général la vitesse v n'est pas constante sur la section S d'un tube de courant ; on dit qu'il existe un **profil de vitesse** (à cause des forces de frottement).



Dans une section droite S de la canalisation, on appelle **vitesse moyenne v_m** la vitesse telle que :

$$v_{moyen} = \frac{qv}{S} = \frac{qm}{\rho * S}$$

La vitesse moyenne v_{moy} apparaît comme la vitesse uniforme à travers la section S qui assurerait le même débit que la répartition réelle des vitesses.

On peut écrire l'équation de continuité : $qm = \rho_1 * S_1 * v_{1moyen} = \rho_2 * S_2 * v_{2moyen}$

1.1.1 Diamètre hydraulique

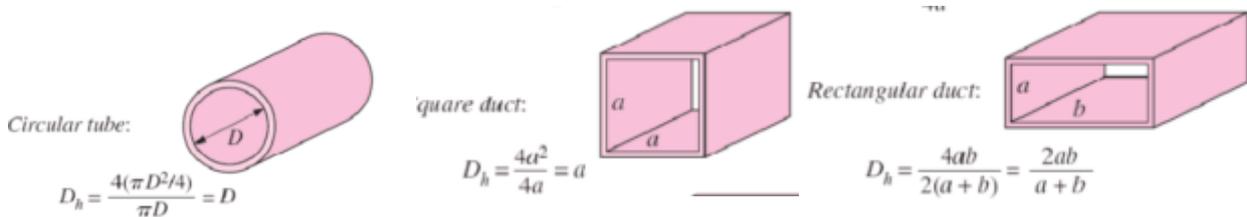
Le diamètre hydraulique, D_h , est un terme couramment utilisé dans un écoulement dans des tubes et des canaux non circulaires .

Le diamètre hydraulique transforme les conduits non circulaires en tuyaux de diamètre équivalent. En utilisant ce terme, on peut calculer de la même manière que pour un tube rond.

$$D_h = \frac{4 * A}{P}$$

Avec : A , l'aire de la section transversale

P est le « périmètre mouillé » de la section transversale.



Source : <https://www.thermal-engineering.org/fr>

1.1.6 Théorème de BERNOULLI : fluide parfait

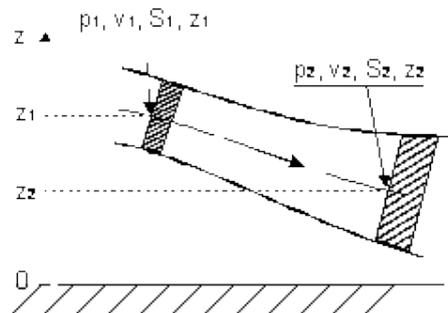
1.1.6.1 Théorème de Bernoulli pour un écoulement permanent d'un fluide parfait incompressible

Un *fluide parfait* est un fluide dont l'écoulement se fait *sans frottement*.

On considère un écoulement permanent isovolume d'un fluide parfait, entre les sections S_1 et S_2 , il n'y a aucune machine hydraulique, (pas de pompe, ni de turbine) entre (1) et (2).

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à ce fluide entre les instants t et $t+\Delta t$ (la variation d'énergie cinétique est égale à la somme des travaux des forces extérieures : poids et forces pressantes), on obtient, en [Pa] :

$$\rho \times \frac{v^2}{2} + \rho \times g \times z + p = \text{constante}$$



Avec :

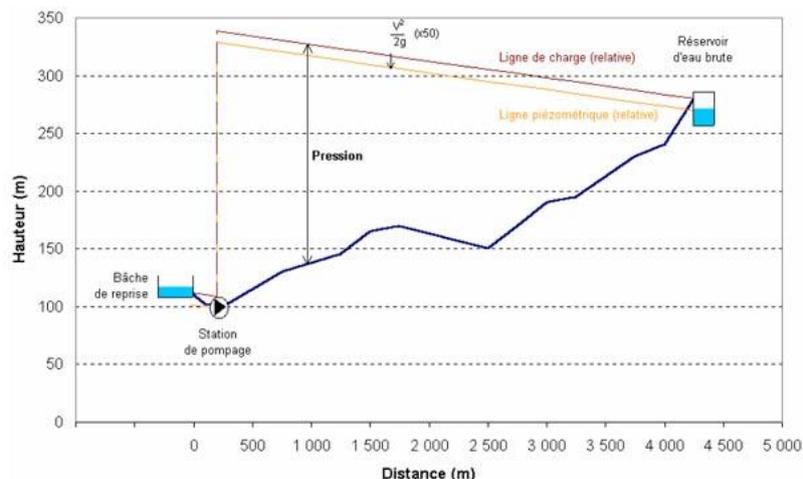
- $\rho \times \frac{v^2}{2}$, la pression cinétique
- $\rho \times g \times z$, la pression de pesanteur
- p , la pression statique

En divisant tous les termes de la relation précédente par le produit g , on écrit tous les termes dans la dimension d'une hauteur (pressions exprimées en mètres de colonne de fluide).

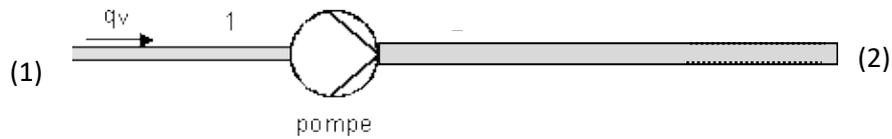
$$\frac{v^2}{2 \times g} + z + \frac{p}{\rho \times g} = H = \text{constante}$$

$\frac{v^2}{2 \times g}$, est la hauteur cinétique
 z , est la cote
 $\frac{p}{\rho \times g}$, est la pression liée à la hauteur
 H est la hauteur de charge

Matérialisation des hauteurs sur un alimentation réservoir à l'air libre



1.1.6.2 Cas d'un écoulement (1)→(2) avec échange d'énergie



Lorsque, dans un écoulement d'un fluide parfait, on place une pompe ou turbine entre les points **(1)** et **(2)** d'une même ligne de courant, il y a alors échange d'énergie ΔW entre la machine et le fluide, la relation de Bernoulli peut s'écrire en $[J.kg^{-1}]$:

$$\frac{P}{qv} = \frac{1}{2} * \rho * (v_2^2 - v_1^2) + \rho * g * (z_2 - z_1) + (p_2 - p_1)$$

Avec : $P = \frac{\Delta W}{\Delta t}$, puissance échangée en [W], W est en [J] et Δt en [s]

- Si $P > 0$, l'énergie est reçue par le fluide (pompe)
- Si $P < 0$, l'énergie est fournie par le fluide (turbine)

1.1.7 Viscosité

1.1.7.1 Préambule

- Dans un **fluide réel**, les forces de contact ne sont pas perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquelles elles s'exercent. La viscosité est due à ces **frottements** qui s'opposent au glissement des couches fluides les unes sur les autres.
- Les phénomènes dus à la **viscosité** des fluides ne se produisent que **lorsque ces fluides sont en mouvement**.

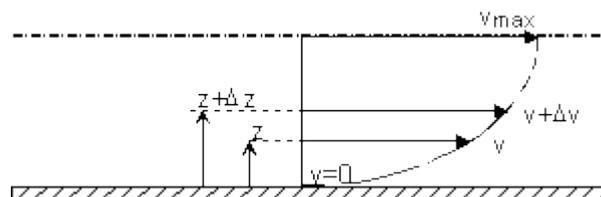
1.1.7.2 Viscosité dynamique - Viscosité cinématique

1.1.7.2.1 Profil des vitesses

Sous l'effet des forces d'interaction entre les molécules de fluide et des forces d'interaction entre les molécules de fluide et celles de la paroi, chaque molécule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse. On dit qu'il existe un **profil de vitesse**.

Le mouvement du fluide peut être considéré comme résultant du glissement des couches de fluide les unes sur les autres.

La vitesse de chaque couche est une fonction de la distance z de cette couche au plan fixe : $v = v(z)$.



1.1.7.2.2 Viscosité dynamique

Considérons deux couches de fluide contiguës distantes de Δz . La force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches d'où

$$F = \mu \times S \times \frac{\Delta v}{\Delta z}$$

μ est le coefficient de viscosité dynamique du fluide.

Dimension = $[M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1}]$, soit $[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}] = 1 [Pa \cdot s] = 1 [PI]$ (Poiseuille)

1.1.7.2.3 Viscosité cinématique

Dans de nombreuses formules apparaît le rapport de la viscosité dynamique et de la masse volumique, c'est la viscosité cinématique : $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ Dimension : $[L^2 \cdot T^{-1}]$, soit le $[m^2 \cdot s^{-1}]$

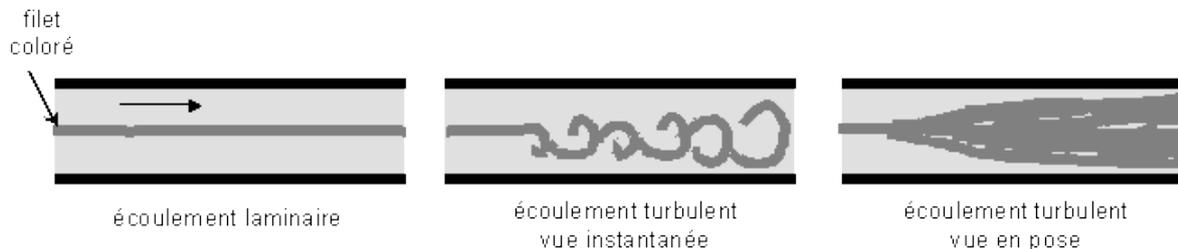
Ordre de grandeur en fonction de la température :

Fluide	η (Pa·s)	Fluide	η (Pa·s)
eau (0 °C)	$1,787 \times 10^{-3}$	H ₂ (20 °C)	$0,860 \cdot x 10^{-5}$
eau (20 °C)	$1,002 \cdot x 10^{-3}$	glycérol (20 °C)	$\approx 1,0$
eau (100 °C)	$0,2818 \cdot x 10^{-3}$	O ₂ (20 °C)	$1,95 \cdot x 10^{-5}$

Contrairement à celle des liquides, la viscosité des gaz augmente avec la température.

1.1.8 Pertes de charge

1.1.8.1 - Les différents régimes d'écoulement : nombre de Reynolds



Les expériences réalisées par **Reynolds** (1883) lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : **laminaire et turbulent**.

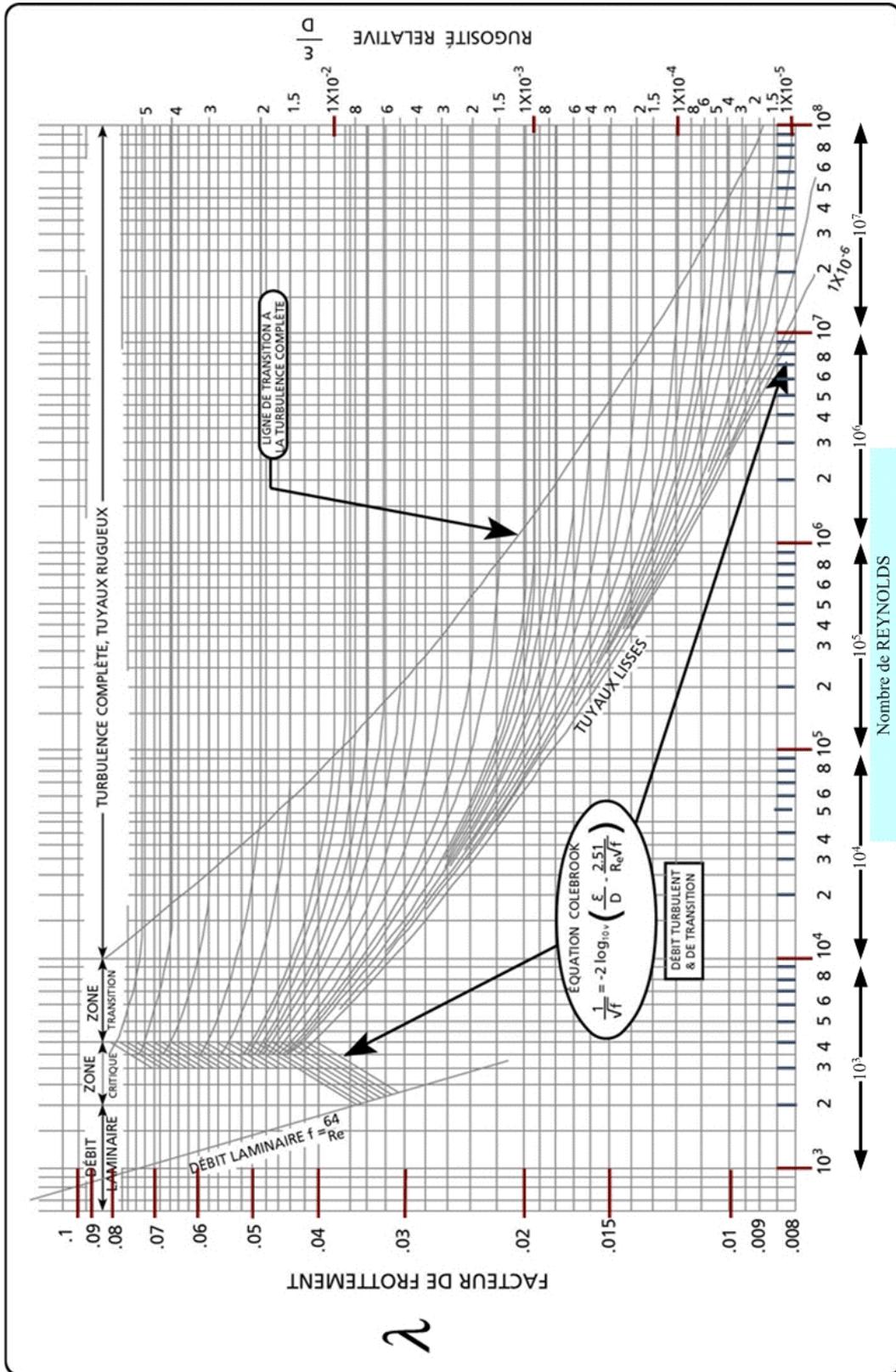
En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un **nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds** et donné par :

$$Re = \frac{\rho * v * D_{intérieure}}{\eta} = \frac{v * D_{intérieure}}{\nu}$$

L'expérience montre que :

- si $Re \leq 2000$ le régime est LAMINAIRE
- si $2000 < Re < 5000$ le régime est intermédiaire
- si $Re > 5000$ le régime est TURBULENT

1.1.8.2 Diagramme de MOODY



1.1.9 Théorème de Bernoulli appliqué à un fluide réel avec pertes de charge

Lors d'un écoulement d'un fluide réel il y a des *pertes de charge* entre les points (1) et (2) : dans le cas d'une installation ne comportant pas de machine hydraulique (pompe ou turbine) on écrit la relation de Bernoulli sous la forme :

$$\frac{1}{2} \times \rho \times v_1^2 + \rho \times g \times z_1 + p_1 + \Delta p_{pompe} = \frac{1}{2} \times \rho \times v_2^2 + \rho \times g \times z_2 + p_2 + \Delta p_{réseau}$$

$\Delta p_{réseau}$ représente l'ensemble des pertes de pression entre (1) et (2) exprimées en Pa.

1.1.9.1 Expression des pertes de charge

1.1.9.1.1 Influence des différentes grandeurs

Lorsqu'on considère un fluide réel, les **pertes de charge** dépendent de la forme, des dimensions et de la rugosité de la canalisation, de la vitesse d'écoulement et de la viscosité du liquide mais non de la valeur absolue de la pression qui règne dans le liquide. La différence de pression $p = p_1 - p_2$ entre deux points (1) et (2) d'un circuit hydraulique est liée :

- aux frottements du fluide sur la paroi interne de la tuyauterie ; on les appelle **pertes de charge régulières, linéiques ou systématiques**.
- à la résistance à l'écoulement provoquée par les accidents de parcours (coudes, élargissements ou rétrécissement de la section, organes de réglage, etc.) ; ce sont les **pertes de charge accidentelles ou singulières**.

Ces éléments sont liés par des grandeurs comme la vitesse moyenne d'écoulement v ou le débit q et le nombre de Reynolds Re qui joue un rôle primordial dans le calcul des pertes de charge.

1.1.9.1.2 Pertes de charge linéaires

1.1.9.1.2.1 Généralités

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides ; il se rencontre dans les tuyaux **lisses** aussi bien que dans les tuyaux **rugueux**.

Entre deux points séparés par une longueur L , dans un tuyau de diamètre D constant, apparaît une perte de pression exprimée sous la forme suivante :

Perte de pression en [Pa]	Perte de charge en [m c fluide]
$\Delta p = \lambda * \frac{\rho * v^2}{2} * \frac{L}{Di}$	$\Delta h = \lambda * \frac{v^2}{2g} * \frac{L}{D}$

λ est un coefficient sans dimension appelé **coefficient de perte de charge linéaire**.

Le calcul des pertes de charge repose entièrement sur la détermination de ce coefficient λ , il dépend du type d'écoulement. On peut le déterminer grâce au diagramme de MOODY ou par les formules associées.

1.1.9.2 Pertes de charge accidentelles

Ainsi que les expériences le montrent, dans beaucoup de cas, les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse et donc on a adopté la forme suivante d'expression :

Perte de pression en [Pa]	Perte de charge en [m c fluide]
$\Delta p = \zeta * \frac{\rho * v^2}{2}$	$\Delta h = \zeta * \frac{v^2}{2g}$

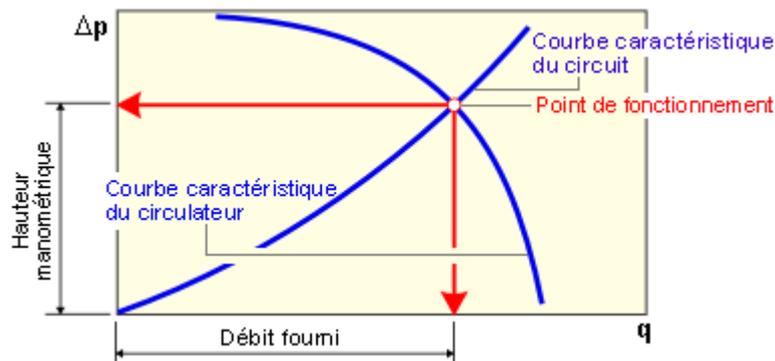
ζ est appelé **coefficient de perte de charge singulière** (sans dimension). La détermination de ce coefficient est principalement du domaine de l'expérience

1.1.10 Point de fonctionnement : le diagramme H-Q

En pratique, on trace dans un diagramme H (hauteur manométrique [mCE] et Q [m³/s]:

- la hauteur manométrique totale en fonction du débit – Courbe caractéristique du réseau
- la courbe des pompes (fournie par le constructeur)

Si l'on branche une pompe ou un circulateur sur un circuit de distribution, il stabilisera son débit à une valeur de pression qui équivaut à la résistance du circuit. Ce point est le seul point de fonctionnement possible. Il correspond à l'intersection de la courbe caractéristique du circulateur et du circuit définissant la HM et le débit fournis par le circulateur fonctionnant à une vitesse donnée.

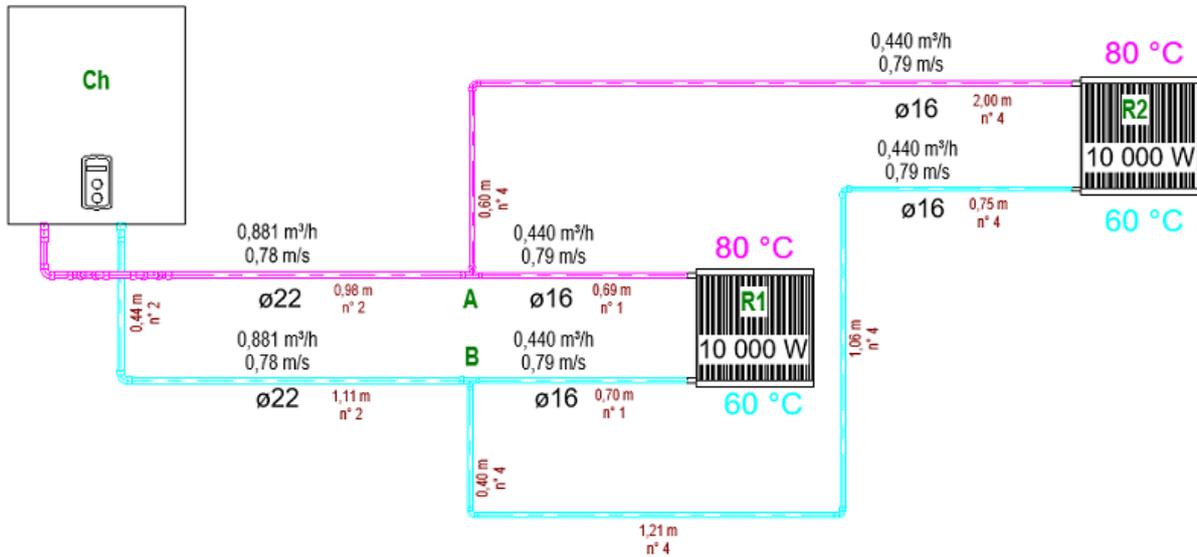


Source : énergie+

Variation des grandeurs caractéristiques d'une pompe lorsqu'on modifie sa vitesse à partir d'un point de fonctionnement donné	
$q_1 / q_2 = n_1 / n_2$	Avec : q = débit volume [m ³ /h] n = vitesse de rotation [tr/min] p = gain de pression [m _{CE} ou bar] P _w = puissance sur l'arbre [kW]
$p_1 / p_2 = (n_1 / n_2)^2 = (q_1 / q_2)^2$	
$P_{w1} / P_{w2} = (n_1 / n_2)^3 = (q_1 / q_2)^3$	

2 Réseaux hydrauliques

2.1 Détermination de la pompe



2.1.1 Calcul des pertes de charge du réseau le plus défavorisé

tronçons	débit	Vitesse [m.s ⁻¹]	diamètre	Longueur [m]	J [Pa.m ⁻¹]	j x L	ζ	$\Delta p =$ $j \times L + \Sigma [\zeta \times \rho \times (v^2/2)]$

Tronçon	diam	
Perte de ch singulière	Q.	ζ

Tronçon	diam	
Perte de ch singulière	Q.	ζ

Tronçon	diam	
Perte de ch singulière	Q.	ζ

Remarque : chaque radiateur est équipé d'un robinet à soupape et d'un té de réglage

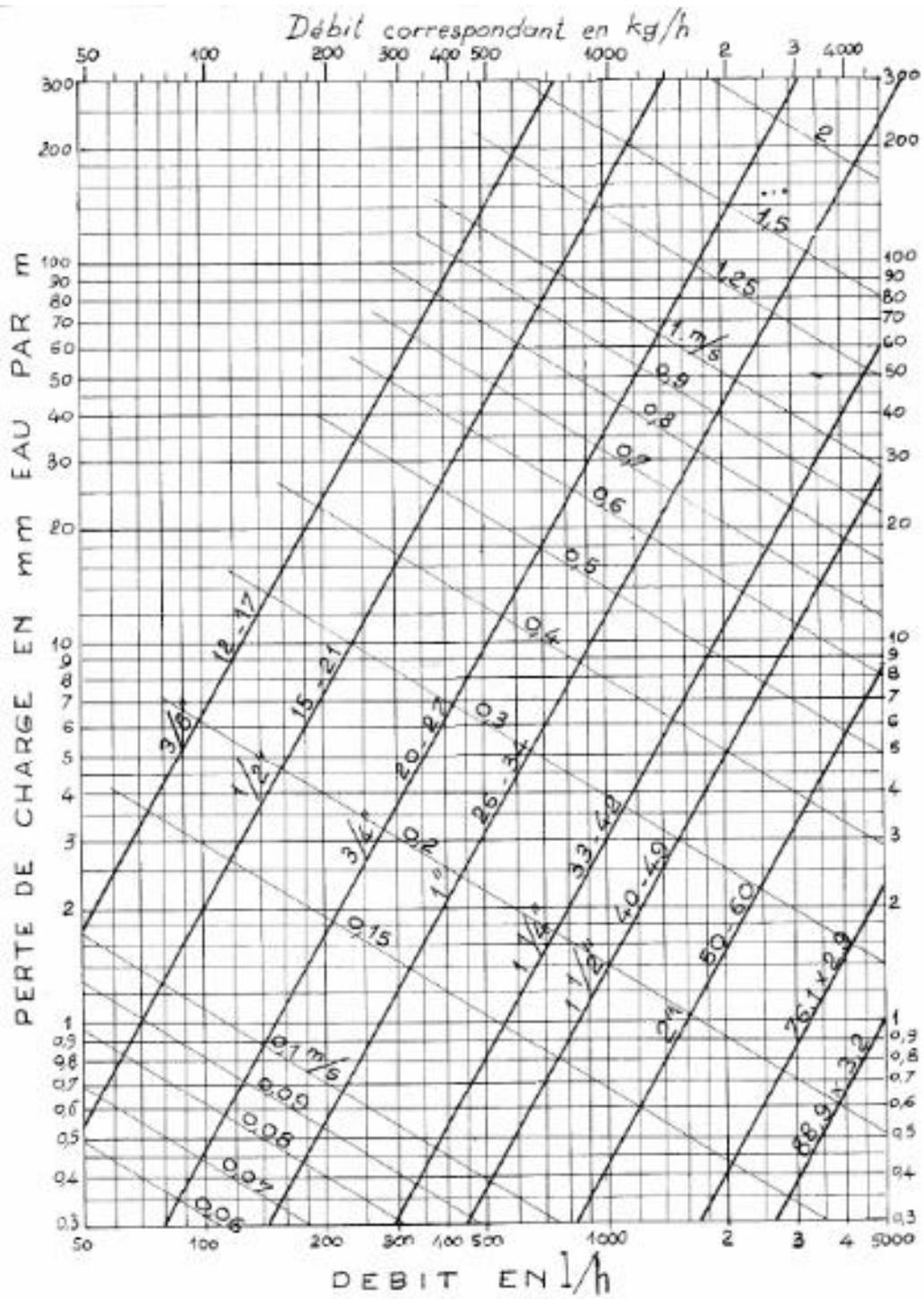


Tableau coefficient ζ

Chaudière : $\zeta = 3$
 Radiateur : $\zeta = 3$
 Coude à grand rayon : $\zeta = 0,5$

Pièces en T

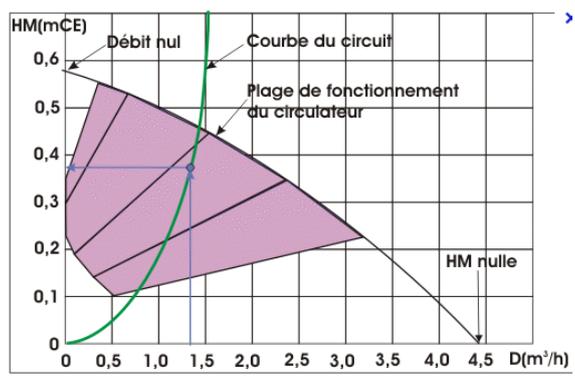
Désignation	Diamètre						
	10 3/8	15 1/2	20 3/4	25 1	32 1 1/4	40 1 1/2	50 > 2
Robinet d'équerre à double réglage	6	5	6	5	5	4	4
Coude à 90° du commerce	2,5	2	2	1,5	1,5	1	1
Coude à 90° large	2	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
Coude à 180° large	2,5	2,5	2	2	1	1	1

Attention : Les coefficients des T se rapportent aux flux partiels et non pas aux flux général

Ensemble chaudière ζ 8 à 12
 Entrée et sortie de la chaudière, avec éventuellement changement brusque de sections, entrée et sortie vanne, tuyauterie de dérivation, piquage du vase d'expansion, raccords et coudes divers

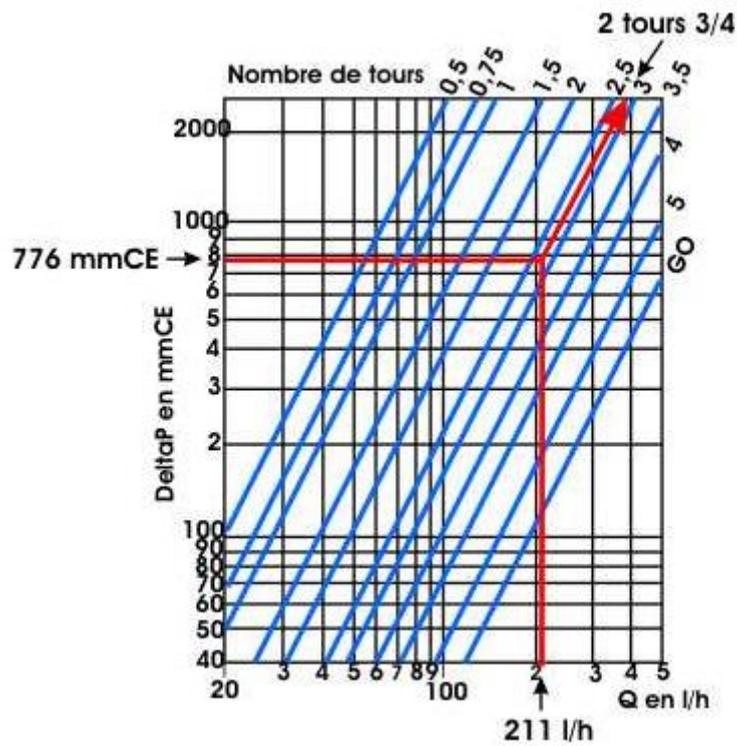
Branchement radiateur ζ 15
 Tés de piquage sur les tuyauteries aller & retour, entrée et sortie radiateur, robinet, té de réglage, coudes divers

Courbe de pompe



2.1.2 Equilibrage des radiateurs

Abaque Té de réglage



3 Notion préliminaires sur le confort

3.1 Grandeurs fondamentales

3.1.1 Caractéristiques de l'air

3.1.1.1 Equilibre thermique du corps humain

Échange entre ambiance & individu



Source : énergie+

- Plus de 50 % des pertes de chaleur du corps humain se font par convection avec l'air ambiant
- Les échanges par rayonnement à la surface de la peau représentent jusqu'à 35 % du bilan alors que les pertes par conduction sont négligeables (< 1 %).
- Le corps perd 6 % de sa chaleur à réchauffer la nourriture ingérée.

Le confort thermique dépend de 7 paramètres :

1. Le métabolisme, M , qui est la production de chaleur interne au corps humain permet de maintenir celui-ci autour de $36,7^{\circ}\text{C}$.
2. L'habillement, le clo , qui représente une résistance thermique aux échanges de chaleur entre la surface de la peau et l'environnement [$1clo = 0,155 (\text{C} * m^2 * W^{-1})$]
3. La température ambiante de l'air ou température résultante sèche.
4. La température moyenne des parois : T_p .
5. La température opérative : $T_{opérative} = \frac{T_p + T_A}{2}$
6. L'humidité relative de l'air (HR) : rapport exprimé en pourcentage entre la quantité d'eau contenue dans l'air à la température T_a et la quantité maximale d'eau contenue à la même température.

Elle s'exprime par le rapport entre la pression de vapeur d'eau présente dans l'air considéré (p_{vapeur}) et la pression de vapeur saturante théorique ($p_{\text{vapeur saturante}}$) :

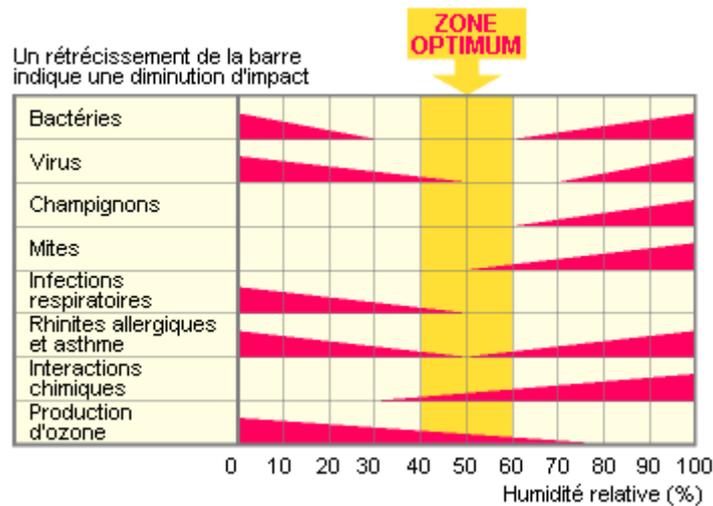
$$HR = \frac{p_{\text{vapeur}}}{p_{\text{vapeur saturante}}} * 100$$

Remarque : La $p_{\text{vapeur saturante}}$ augmente avec la température : pour une même quantité d'eau dans l'air, l'air chaud aura une humidité relative plus basse que de l'air froid. Pour diminuer l'humidité relative d'un volume d'air fermé, il suffit donc de le réchauffer.

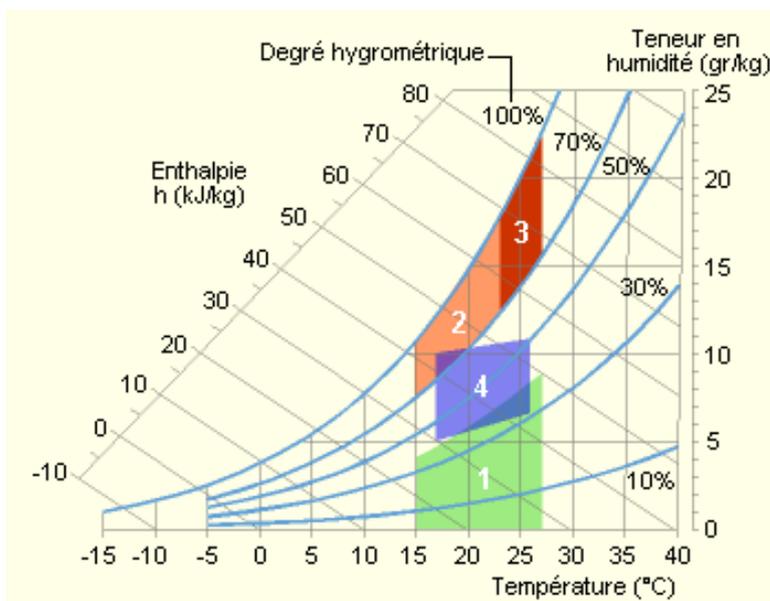
7. La vitesse de l'air, qui influence les échanges de chaleur par convection. Dans le bâtiment, les vitesses de l'air ne dépassent généralement pas 0,2 m/s.

3.1.1.2 Quelques grandeurs à retenir

La plage de taux d'humidité ambiante optimale d'un point de vue hygiénique a été définie par Scofield et L.Sterling :



On définit une plage de confort hygrothermique dans le diagramme de l'air humide (extrait de l'article de R. Fauconnier *L'action de l'humidité de l'air sur la santé dans les bâtiments tertiaires* paru dans le numéro 10/1992 de la revue Chauffage Ventilation Conditionnement) :



1	Problème de sécheresse
2 & 3	Développement de bactéries et de microchampignon
3	Développement des acariens
4	Polygone de confort hygrothermique

3.1.1.3 Conditions d'ambiantes usuelles

NATURE DES LOCAUX	TEMPERATURE RESULTANTE RECOMMANDEE [°M]		DEGRE HYGROMETRIQUE [%]
	Hiver (DTU)	Eté	Eté et hiver
HABITATIONS : Salles de séjour Salle à manger, cuisine Salon Chambres Salles de bains, douches Locaux à usage commun, circulations collectives	18 18 18 18 21 15	23 à 25 23 à 25 23 à 25 21 à 23 25 à 27 25 à 27	45 à 60 45 à 60 45 à 60 45 à 60 45 à 60 45 à 60
ECOLEES : Classes et locaux analogues Douches Bibliothèque Réfectoires Gymnases, salles de jeux, circulations Piscines	18 21 18 18 15 à 18 23 à 27	23 à 25 25 à 27 23 à 25 23 à 25 23 à 25 25 à 27	45 à 60 45 à 60 45 à 60 45 à 60 45 à 60 45 à 60
BATIMENTS PUBLICS : Eglises, Salles de spectacles, Restau- rants, Locaux recevant du public, etc... : • vêtements d'extérieur conservés .. • vêtements d'extérieur enlevés Toilettes, circulations	15 18 15	24 à 26 24 à 26 25 à 27	45 à 60 45 à 60 45 à 60
BUREAUX : Bureaux, Laboratoires, Studios de radio ou télévision	18	24 à 26	45 à 60
MAGASINS : Boutiques, grands magasins, Salons d'essayage Banques Librairies	18 21 à 23 19 19	24 à 27 25 à 27 24 à 27 24 à 27	45 à 60 45 à 60 45 à 60 45 à 60
GARAGES (chauffés)	5	—	—
HOPITAUX : Les conditions extérieures de base sont généralement fixées par le cahier des charges particulières. A titre indicatif, on peut adopter :			
Chambre de malade	20	19 à 21	45 à 60
Chambre d'opéré	20 à 24	21 à 23	45 à 60
Salle de pansement	20 à 24	21 à 23	45 à 60
Salle de consultation	20 à 24	21 à 23	45 à 60
Salle de radiologie	20 à 24	21 à 23	45 à 60
Salle d'opération	28 à 30	28 à 30	50 à 60
Nursery	20 à 22	23 à 25	50 à 60
Circulations	16	21 à 23	45 à 60
Cabinet dentaire	20	23 à 25	45 à 55

3.1.1.4 La TIC (Site officiel des différents RT : www.rt-batiment.fr)

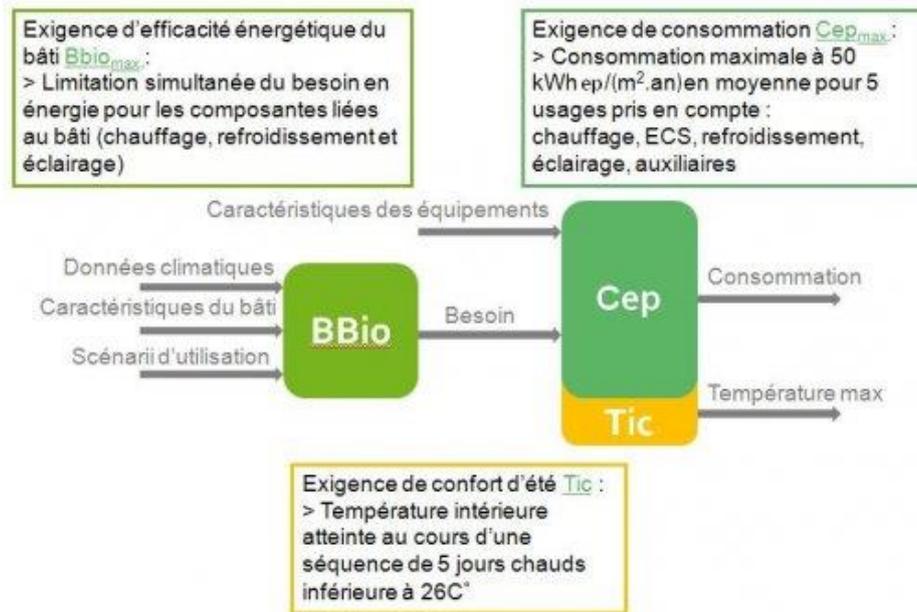
La **Température Intérieure Conventiennelle** garantit une température agréable dans les bâtiments pendant la saison chaude tout en évitant de recourir aux systèmes de climatisation.

La Tic d'un bâtiment est la moyenne des températures relevées au cours des cinq jours les plus chauds. Cette moyenne ne doit pas dépasser le Tic de référence, défini selon la localisation géographique.

Pour répondre à cette exigence, la structure modulaire doit limiter l'entrée de chaleur, ou favoriser l'évacuation de la chaleur dans le but de maintenir une température agréable.

Depuis le 1er janvier 2013, il est nécessaire qu'elle soit prise en compte pour valider tout permis de construire L'exigence de confort d'été $T_{ic,ref}$ définit une valeur maximale de 26°C de la température intérieure conventionnelle (T_{ic} : température maximale atteinte à l'intérieur du bâti lors d'une séquence de 5 jours consécutifs de forte chaleur, elle est calculée à partir d'un bâtiment de référence et est au minimum de 26°C). L'exigence d'efficacité minimale du bâti $B_{bio,max}$ imposant une conception bioclimatique optimale, il est considéré que les bâtiments RT 2012 peuvent en général (classe CE1) se passer de systèmes de climatisation afin de maintenir la T_{ic} du bâtiment inférieure à cette $T_{ic,ref}$.

Schéma de synthèse :



Les coefficients B_{Bio} , T_{ic} et C_{ep} sont calculés, grâce aux outils de calcul informatique fournis par le CSTB, en utilisant des données climatiques conventionnelles pour chaque zone d'habitation

Classe CE1/CE2 (Annexe III de l'arrêté du 28/12/12)

Une partie de bâtiment est dite de classe CE2 si elle nécessite, de par sa conception, un système de climatisation pour maintenir une température intérieure conventionnelle inférieure à la valeur de référence.

Une partie de bâtiment est dite de classe CE1 si elle n'est pas de classe CE2

Les nouveautés apparues dans [l'arrêté du 19 décembre 2014](#) :

- Des modalités de justification des caractéristiques thermiques des produits suivant qu'ils sont ou non couverts par des spécifications techniques harmonisées du règlement n°305/2011 du 9 mars 2011, normes harmonisées ou documents d'évaluation européens. ([art 8](#))
- Une modification sur la justification, par la mesure, de la perméabilité des réseaux aérauliques. ([art 8](#))

Elle est applicable pour les bâtiments suivants :

- Bâtiments à usage d'habitation
- Bureaux
- Établissements d'accueil de la petite enfance
- Bâtiments d'enseignement primaire et secondaire
- Bâtiments universitaires d'enseignement et de recherche
- Hôtels
- Restaurants
- Commerces
- Gymnases et salles de sports, y compris vestiaires
- Établissements de santé
- Établissements d'hébergement pour personnes âgées et établissements d'hébergement pour personnes âgées dépendantes
- Aéroports
- Tribunaux, palais de justice
- Bâtiments à usage industriel et artisanal
([Article R111-20-6 du Code de la construction et de l'habitation](#))

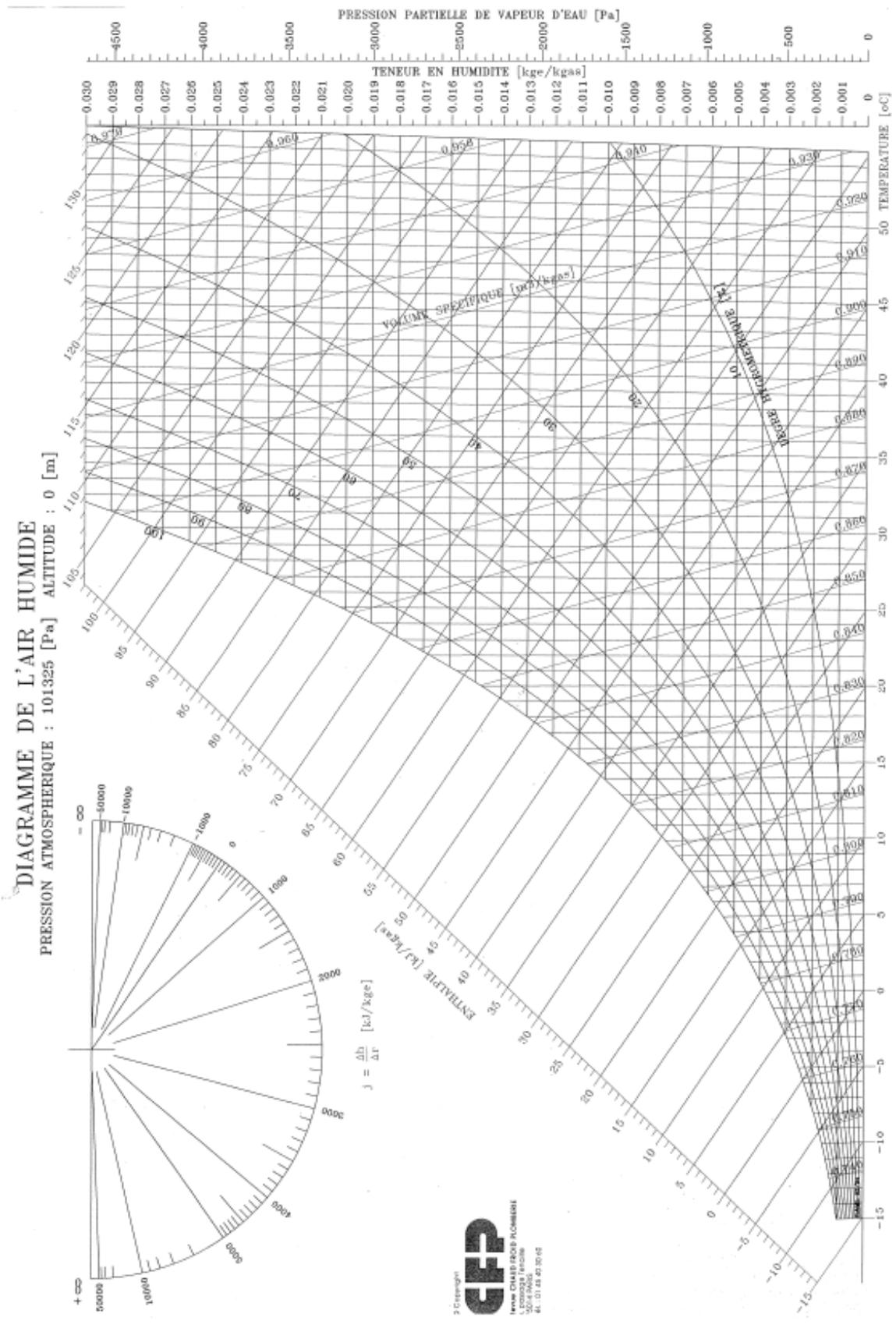
Les températures et hygrométries au soufflage des réseaux sont liées aux conditions intérieures.

Souvent c'est le débit de soufflage qui ajuste les charges.

3.1.2 Evolution sur DAH

Grandeurs utilisées :

- Température sèche
- Température humide
- Enthalpie
- Volume massique
- Humidité Relative



3.2 Réseau aéraulique

3.2.1 Détermination des débits

Plusieurs possibilités peuvent se proposer pour déterminer les débits de soufflage, on tient compte dans tous les cas du débit d'air hygiénique qui donne le débit d'air neuf minimum des réseaux, puis on définit le débit en gaine selon :

- Le calcul de charges et la droite de soufflage : $P = qm_{AS} \times (h_{soufflage} - h_{local})$
(On prend une hypothèse une chute de température de 0,25°C/m, lorsque les gaines sont de grande longueur et pas calorifugées)
- Les taux de renouvellement d'air des locaux (voir annexe)

3.2.2 Détermination des vitesses en gaine

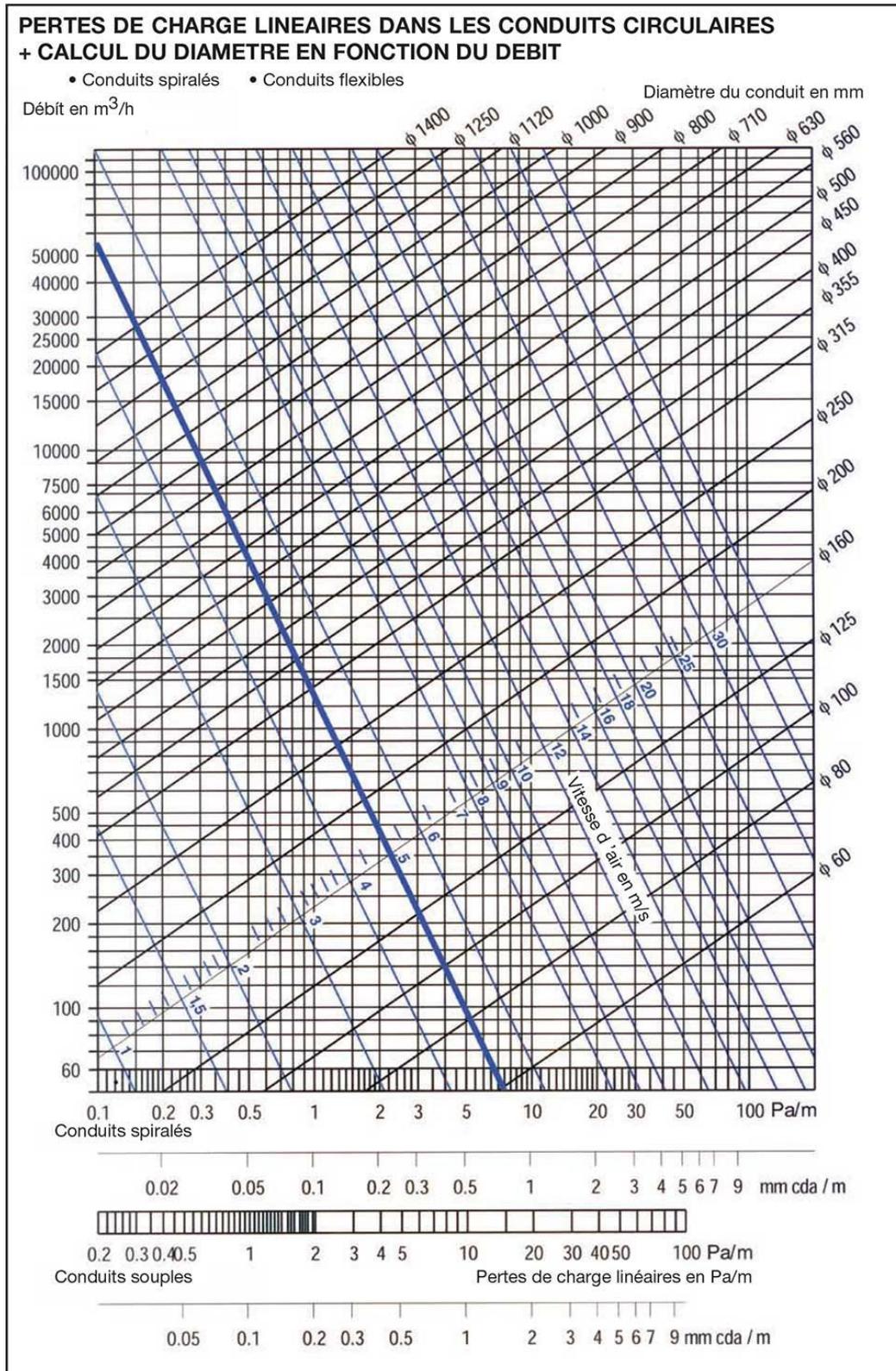
Le choix des vitesses permet de dimensionner les gaines : $Aire_{gaine} = \frac{Q_v}{v} = h \times l$ ou $\frac{\pi \times D^2}{4}$

Vitesses d'air admises selon types de locaux, gaines et bouches de soufflage installations classiques

Désignation locaux	Type de gaine de distribution	Vitesse gaines en m/sec.	Bouches de sol	Bouches de plinthe	Bouches de plafond
Résidences	Principale, secondaire et reprise	3,5 à 4,0	0,8 à 1,5	1,2 à 1,6	*****
Bureaux	Principale, secondaire et reprise	3,5 à 4,0 2,0 à 3,0	1,0 à 1,6	1,5 à 2,5	2,5 à 3,5
Spectacles	Principale, secondaire et reprise	3,0 à 4,0	*****	*****	2,5 à 3,5
Ecoles	Principale, secondaire et reprise	3,5 à 4,5	*****	2,2 à 3,0	3,0 à 4,0
Bâtiments publics	Principale, secondaire et reprise	3,0 à 4,5	*****	3,0 à 3,5	3,5 à 4,0
Restaurants	Principale, secondaire et reprise	3,0 à 4,0	1,5 à 2,0	3,0 à 3,5	3,0 à 4,0
Ateliers bruyants	Gros débit, secondaire et reprise	10 à 14 6 à 8 4 à 6	*****	*****	5,0 à 7,0

Source : <http://www.thermexcel.com/french/ressourc/calcul.htm>

3.2.3 Détermination des pertes de charge linéiques



3.2.4 Pertes de charge singulières

TABLEAU 3.3.XIII — COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGES SINGULIERES DES COUDES ARRONDIS SIMPLES

Conduits cylindriques :		R/D	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5	2	2,5	3
α												
20			0,36	0,24	0,15	0,12	0,1	0,1	0,1	0,05	0,04	0,04
40			0,6	0,4	0,25	0,2	0,15	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06
60			0,96	0,60	0,40	0,32	0,24	0,16	0,14	0,12	0,10	0,10
80			1	0,7	0,45	0,36	0,27	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11
90			1,2	0,8	0,5	0,4	0,3	0,2	0,18	0,15	0,13	0,12
120			1,4	0,92	0,58	0,46	0,35	0,23	0,20	0,17	0,15	0,14
140			1,5	1	0,63	0,50	0,40	0,25	0,23	0,19	0,16	0,15
160			1,56	1,05	0,65	0,52	0,39	0,26	0,24	0,20	0,17	0,16
180			1,70	1,0	0,70	0,56	0,42	0,28	0,25	0,21	0,18	0,17
R/D	α	4	5	6	7	8	10	20	30	40	50	
20		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
40		0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0	0	0	0	
60		0,08	0,07	0,06	0,06	0,06	0,05	0,04	0,03	0	0	
80		0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03	
90		0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03	
120		0,12	0,10	0,09	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	
140		0,13	0,11	0,10	0,10	0,09	0,08	0,06	0,05	0,04	0,04	
160		0,13	0,12	0,10	0,10	0,09	0,08	0,07	0,05	0,04	0,04	
180		0,14	0,13	0,10	0,10	0,10	0,09	0,07	0,06	0,04	0,04	

Conduits rectangulaires :		Coefficient de correction K							
R/D_{eq}	a/b	1	2	3	4	5	6	7	8
$R/D_{eq} \leq 1,5$		1	0,85	0,85	0,90	0,95	0,98	1	1
$R/D_{eq} > 1,5$		1	0,45	0,40	0,45	0,50	0,55	0,6	0,6

$\zeta_{rect.} = K \cdot \zeta_{cylindrique}$

TABEAU 3.3.XIX — COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE SINGULIERE RESULTANT DES MODIFICATIONS DE SECTION DES CONDUITS

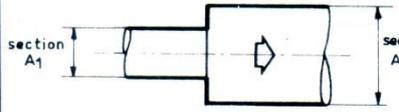
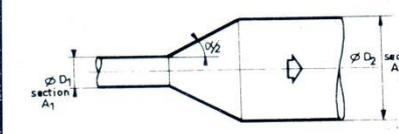
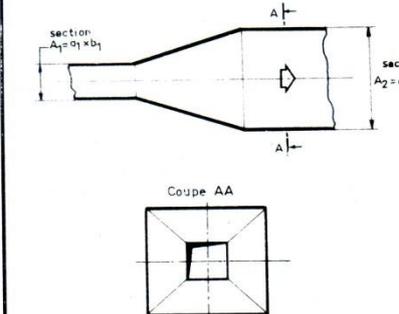
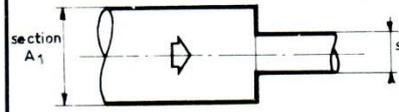
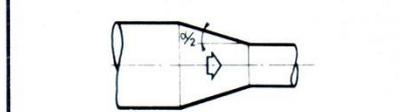
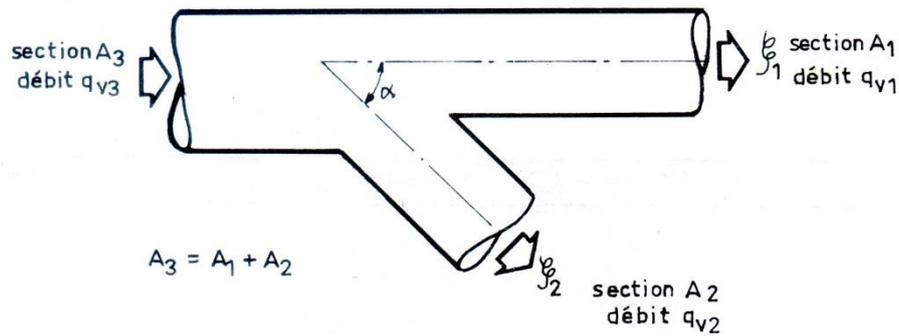
<p>Conduit à section circulaire ou rectangulaire :</p> 	$\frac{A_1}{A_2}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
	ξ	1,1	0,9	0,7	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,02	0
<p>Conduit à section cylindrique :</p> 	$\alpha \frac{A_1}{A_2}$	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	
	10	0,18	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,08	0,07	0,05	
	20	0,38	0,34	0,32	0,28	0,22	0,18	0,16	0,13	0,10	0,07	
	30	0,64	0,58	0,56	0,53	0,42	0,36	0,31	0,24	0,17	0,11	
	40	0,85	0,80	0,75	0,67	0,60	0,50	0,42	0,33	0,23	0,15	
	60	1,15	1,05	0,93	0,84	0,75	0,65	0,56	0,42	0,30	0,18	
	90	1,10	1	0,90	0,80	0,70	0,63	0,54	0,38	0,28	0,17	
	120	1,06	0,95	0,85	0,76	0,68	0,60	0,52	0,37	0,27	0,16	
	180	1,03	0,92	0,83	0,74	0,65	0,58	0,50	0,36	0,26	0,15	
<p>Conduit à section rectangulaire ou carrée :</p> 	$\alpha \frac{A_1}{A_2}$	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	
	10	0,2	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,07	0,05	≈ 0	
	20	0,45	0,40	0,37	0,33	0,30	0,26	0,23	0,16	0,12	0,08	
	30	0,80	0,75	0,67	0,60	0,53	0,47	0,40	0,30	0,20	0,14	
	40	1,05	0,95	0,85	0,76	0,67	0,58	0,52	0,38	0,26	0,17	
	≥ 60	1,1	1	0,90	0,80	0,70	0,63	0,54	0,40	0,27	0,18	
<p>Conduit cylindrique ou à section rectangulaire :</p> 	$\frac{A_2}{A_1}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
	ξ	0,53	0,50	0,49	0,47	0,43	0,35	0,25	0,15	0,05	0,03	0
<p>Conduit cylindrique ou à section rectangulaire :</p> 	$0 < \alpha < 60^\circ$ $\xi = 0,05$											

TABLEAU 3.3.XXIV — COEFFICIENTS DE PERTE DE CHARGE DES DERIVATIONS DE CONDUITS A SECTION CYLINDRIQUE OU RECTANGULAIRE (VITESSE CONSTANTE : $A_3 = A_2 + A_1$)



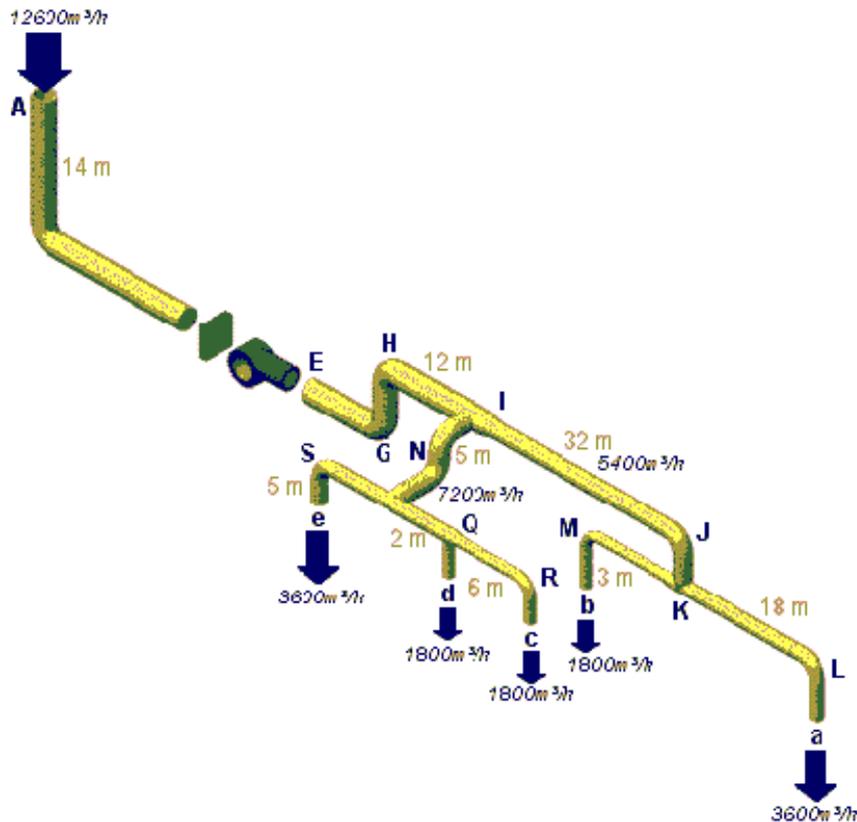
$\alpha = 90^\circ$ Passage direct ξ_1	$\frac{A_1}{q_{v2}} / \frac{A_2}{q_{v3}}$	$\leq 0,4$	0,5	0,6	0,7	$\geq 0,8$
	0,2	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
	0,6	0,15	0,3	0,2	0,2	0,15
	0,8	0	0,2	0,1	0,1	0
	1	0	0,2	0,1	0,1	0
	1,2	0,1	0,35	0,2	0,1	0,1
	1,4	0,4	0,7	0,6	0,5	0,4
	1,6	0,9	1,4	1,2	1,1	0,9
	1,8	1,7	2,4	2,1	1,9	1,7
2	3,2	4	3,8	3,6	3,2	
Conduit dérivé ξ_2	$\xi_2 = 1$					

Source : bases du calcul des installations de climatisation, G. PORCHER

Perte de charge des équipements divers (estimations)

Accessoire / éléments	Perte de charge Δp élément [PA]
Grilles d'aération, clapets automatiques, volets pare pluie*	20 – 40
Volets de fermeture	10 – 20
Batteries de chauffe, échangeurs de chaleur*	100 – 150
Filtres propres*	40 – 60
encrassés	250 – 300
Silencieux*	40 – 80
Bouches de ventilation*	10 – 200

3.3 Application



Source : <http://www.thermexcel.com/french/ressourc/calcul.htm>

L'installation assure l'amenée d'air neuf hygiénique. Cette installation fonctionne toute l'année avec une température de 30°C en hiver. Il n'y a pas de batterie froide en été.

On considère que le réseau d'air n'est pas parfaitement étanche (5% de fuite d'air), ce qui a amené les valeurs des débits reportés ci-dessus.

On détermine le réseau le plus défavorisé pour calculer les pertes de charge. On a 3 possibilités :

- 1° - Réseau principal de A à I + I à L
- 2° - Réseau principal de A à I + I à C
- 3° - Réseau principal de A à I + I à S

De toute évidence le cas N°1 s'impose.

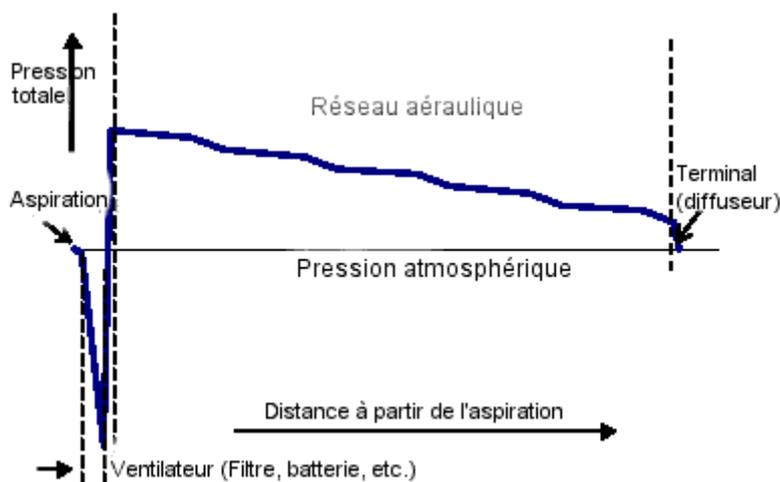
3.4 Les ventilateurs

3.4.1 Mise en situation

La pression produite par un ventilateur est appelée la pression TOTALE, elle s'écrit :

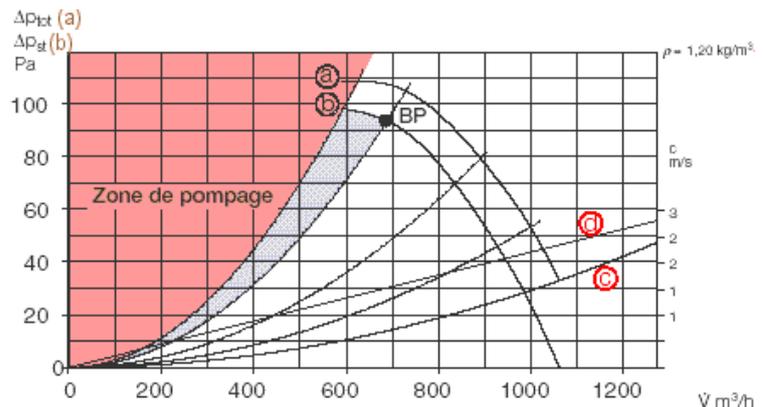
$$p_{totale} = p_{statique} + p_{dynamique}$$

- La pression statique correspond aux frottements que l'air doit vaincre pour s'écouler dans le circuit aéraulique.
- La pression dynamique correspond à la surpression nécessaire pour générer la vitesse de l'air dans le circuit aéraulique : $p_{dynamique} = \frac{1}{2} \times \rho v^2$ où v est la vitesse de refoulement au ventilateur.



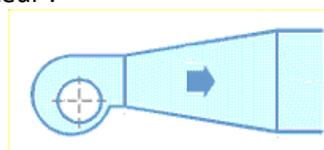
Source : <http://www.thermexcel.com/>

Dans la pratique on donne au fabricant la pression statique comme point de fonctionnement. Dans l'exemple ci-contre, le P. F. BP est le point d'intersection de la courbe de perte de charge du réseau aéraulique avec la courbe du ventilateur.

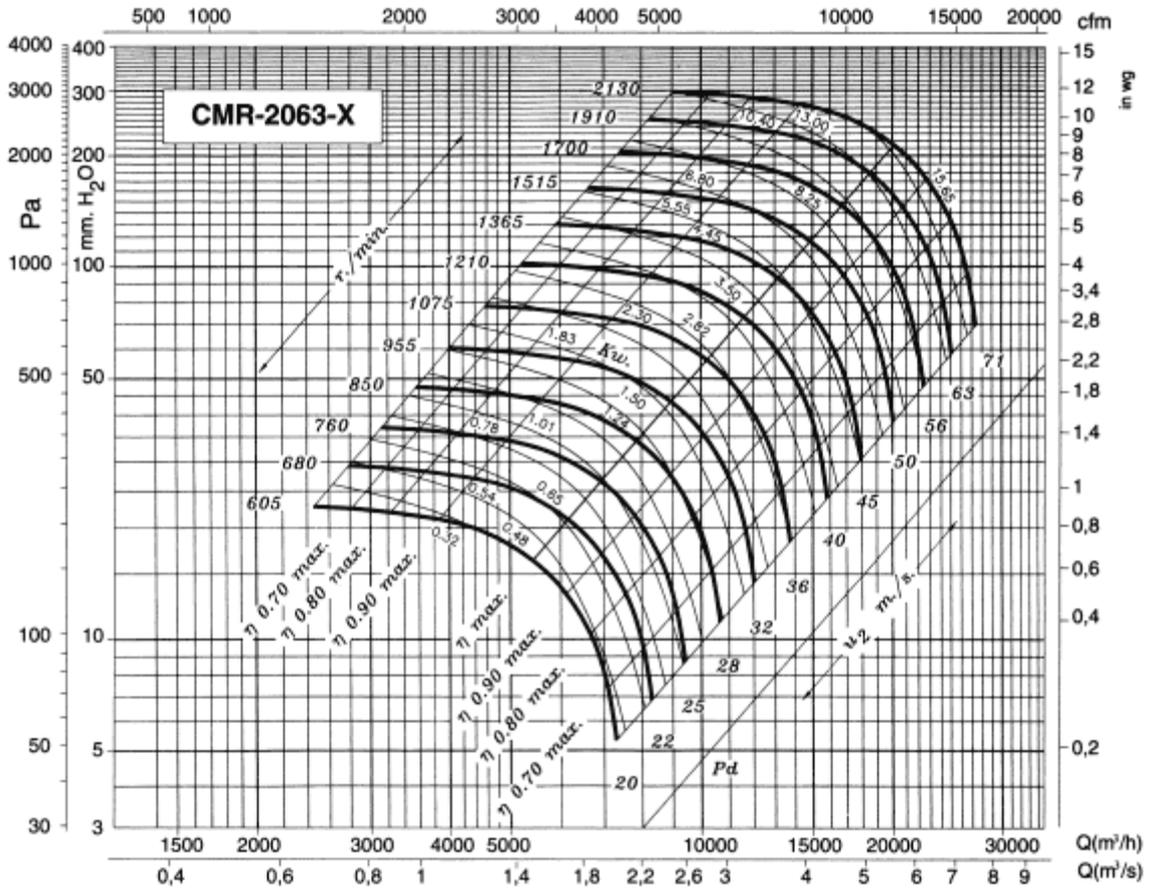


Un divergent placé à la sortie du ventilateur permet de diminuer la vitesse d'air et donc de transformer une partie de la pression dynamique en pression statique car seule la pression statique du ventilateur est intéressante.

L'angle du divergent devra être compris entre 7 et 15° et sa longueur devra être au moins égale à 1,5 fois le diamètre de sortie du ventilateur :



3.4.2 Point de fonctionnement - retour à l'exemple



VENTILATEURS CENTRIFUGES MOYENNE PRESSION

A

MB P/R - VENTILATEUR CENTRIFUGE MOYENNE PRESSION - 2 100 À 12 500 M³/H



UTILISATION

Conçu pour montage en gaine :
Transport de matériel solide

CONSTRUCTION

Carcasse en tôle d'acier laminé

Turbine radiale en tôle d'acier peint

Protégé par peinture EPOXY

Moteurs classe 400V triphasé 50 Hz

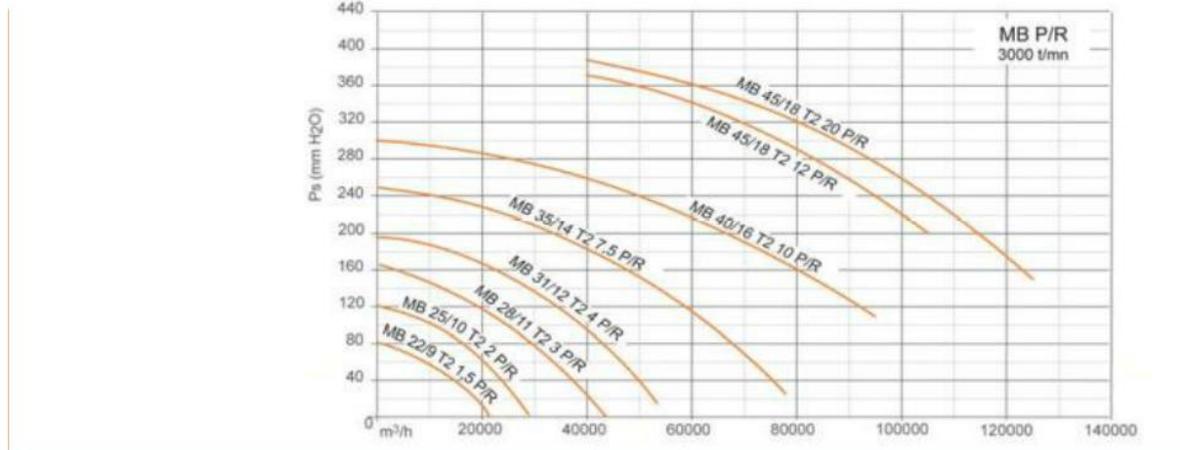
Classe F, protection IP55

Température air max.: 130°C transporté, 60°C ambiant

Pressions statiques jusqu'à 380 mm ce

TYPE	Vitesse t/mn	Intensité A	Puis. max kW	Débit m ³ /h	Son. dB (A)	Temp. max °C	Poids Kg	400 V tri	
								CODE	P.u. HT €
MB 22/9 T2 1,5 P/R	2 820	29	1	2 100	70	130	23	315 028	1 222,00
MB 25/10 T2 2 P/R	2 860	3,02	1,5	2 850	74	130	31	315 036	1 308,00
MB 28/11 T2 3 P/R	2 860	4,78	2,2	4 500	76	130	40	315 044	1 460,00
MB 31/12 T2 4 P/R	2 880	7,3	3	5 300	79	130	55	315 052	1 944,00
MB 35/14 T2 7,5 P/R	2 850	11,3	5,5	7 800	84	130	85	315 060	2 534,00
MB 40/16 T2 10 P/R	2 850	15,1	7,5	9 500	90	130	103	315 079	2 913,00
MB 45/18 T2 12 P/R	2 915	21,5	11	10 500	92	130	180	315 087	3 659,00
MB 45/18 T2 20 P/R	2 920	29	15	12 500	95	130	191	315 095	4 475,00

COURBES DE DÉBIT



3.4.3 Équilibrage réseau

Exemple de module de régulation- gamme ALDES

- Gamme passive

Clapets et registres d'équilibrage.



RG : Registre d'équilibrage



CRGN : Clapet d'équilibrage rectangulaire



Iris : Registre à iris

- Gamme auto-réglable

Maintien du débit à une valeur prédéterminée quels que soient les changements de pression dans le réseau.



MR Mono : Module de régulation mono-débit



MR Modulo : Module de régulation multi-débit



MR Max : Module de régulation hautes pressions, hauts débits



RMA : Module de régulation motorisé

- Gamme active

Régulation du débit variable en fonction de consignes.



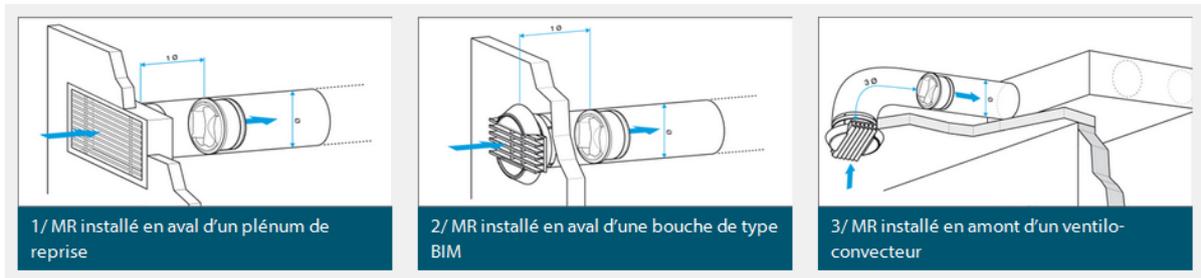
VMT Mod : Registre de régulation chronoproportionnel



VAV : Boîte à débits variables

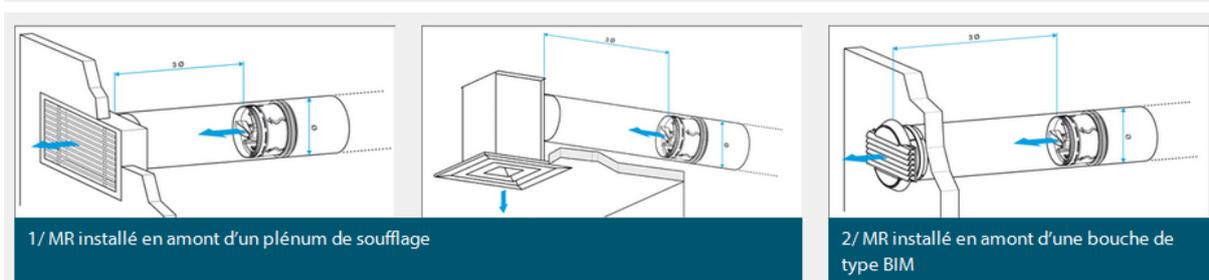
- Stabilisation d'un débit d'air extrait.

En extraction, une distance de 1 diamètre est préconisée entre le terminal (grille/diffuseur/bouche) et un MR pour permettre une homogénéisation des vitesses d'air dans le conduit et ainsi, éviter toute perturbation acoustique ou aéraulique.



- Stabilisation d'un débit d'air soufflé en terminal.

En soufflage, une distance de 3 diamètres est également préconisée entre un MR et un terminal (grille/diffuseur/bouche) pour permettre une homogénéisation des vitesses d'air dans le conduit et ainsi, éviter toute perturbation acoustique ou aéraulique.

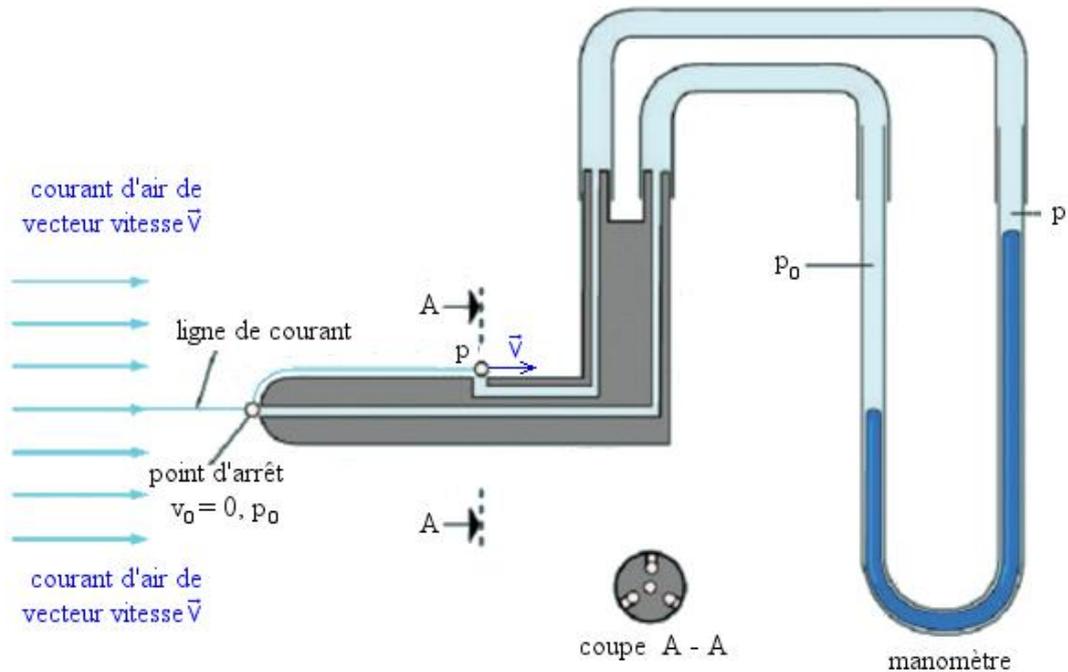


3.5 Mesure des débits

3.5.1 Préambule

Les principales familles d'appareils les plus fréquemment utilisés pour la mesure des vitesses d'air et pour déterminer les débits sont les suivantes :

- anémomètres à tube de Pitot

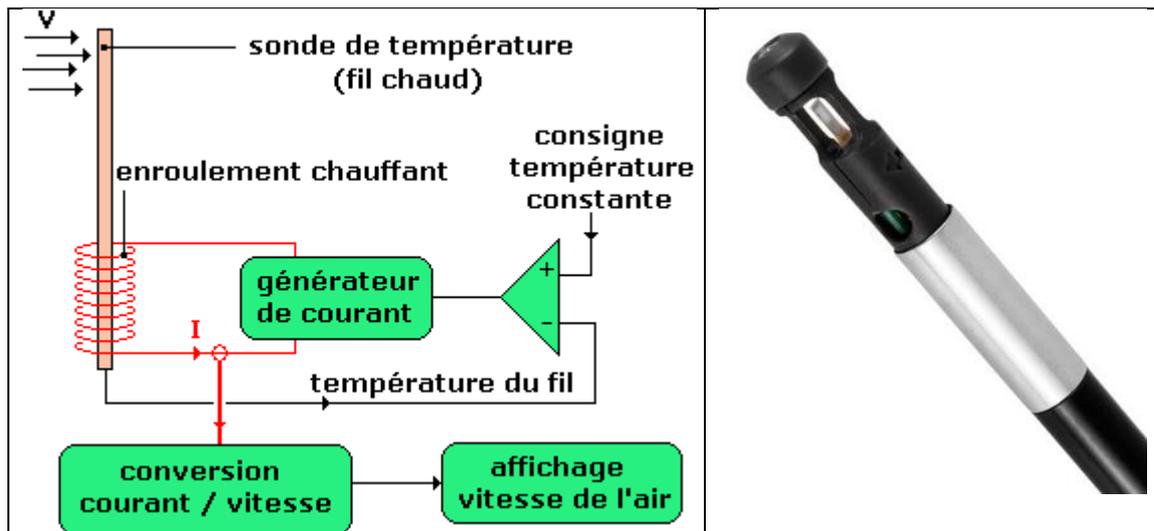


Le tube de Pitot est souvent utilisé pour de gros diamètres de tuyauterie (jusqu'à 5 000 mm) et pour de faibles débits ou installations nécessitant une faible perte de charge.

- anémomètres thermiques : anémomètres à fil ou à film chaud

L'anémomètre à fil chaud est le prédécesseur du capteur à film chaud, et la tendance est à la disparition du fil chaud au profit du film chaud. Cela pour plusieurs raisons :

- Tout d'abord le capteur à fil chaud est très fragile. Il est constitué d'un élément "fil" qui est tendu entre deux bornes. Ce fil est chauffé à une température précise (par passage d'un courant électrique), et se trouve refroidi par le passage de l'air dont on souhaite mesurer le débit ou la vitesse. La dépense d'énergie pour maintenir le fil à la bonne température permet de calculer la vitesse de l'air. Afin de limiter la consommation d'énergie électrique, le fil est d'une section très faible. Ce qui augmente sa fragilité.
- Le film chaud, fonctionne sur le même principe, mais de par sa conception mécanique, est très résistant. Le concept est de remplacer le fil tendu au contact direct du fluide, par un élément chauffant recouvert d'une couche protectrice, formant ainsi autour du fil chaud un film chaud. Il devient par conséquent plus rigide et tout aussi précis, voire même meilleur grâce à une stabilité accrue.



Les caractéristiques des appareils de mesure de la vitesse de l'air sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Tableau : Caractéristiques des appareils de mesure de la vitesse de l'air
 (source : d'après l'INRS – Brochure ED695 "Principes généraux de ventilation" et "Dossier métrologie, mesures 758, octobre 2003")

Famille	Appareils	Principe	Gamme de mesure	Précisions (valeurs fournisseurs)	Dimensions des trous des gaines (mm)	Température d'utilisation	Utilisation en air pollué	Étalonnage	Robustesse	Utilisation générale Observations
Anémomètre à tube de Pitot	Tube de Pitot avec manomètre intégré	Mesure des pressions totale et statique	4 m/s à 150 m/s	dépend du capteur de pression	3 à 10	Étendue	Oui	Aucun	Bonne	Utilisation normalisée NF X10-112. Pas utilisable en basse vitesse
Anémomètre thermique	Fil chaud	Refroidissement d'un fil chauffé électriquement	0,05 à 300 m/s	2 à 5 % de la pleine échelle	= 10	0 à 80°C	Non	Fréquent	Moyenne	Utilisation standard. Certains sont compensés en température, certains permettent de réaliser des mesures de température, de pression statique
Anémomètre à ultrasons	2 sondes à ultrasons (émettrice/réceptrice)	Mesure différentielle du temps aller-retour d'une onde ultrasonore	0,1 à 60 m/s	+/- 2 % de la pleine échelle	Étendue	Étendue	Oui	Moyen	Bonne	Utilisation standard
Anémomètre mécanique	Micro moulinet Ø de 10 à 100	Rotor muni d'ailettes mis en rotation	0,2 à 40 m/s	1,5 à 2 % de la pleine échelle	Pas utilisable en gaine	- 60°C	Non	Moyen	Bonne	Utilisation standard
	Moulinet Ø de 100 à 500		0,2 à 40 m/s	1,5 à 5 % de la pleine échelle		- 60°C				

Choix des sondes

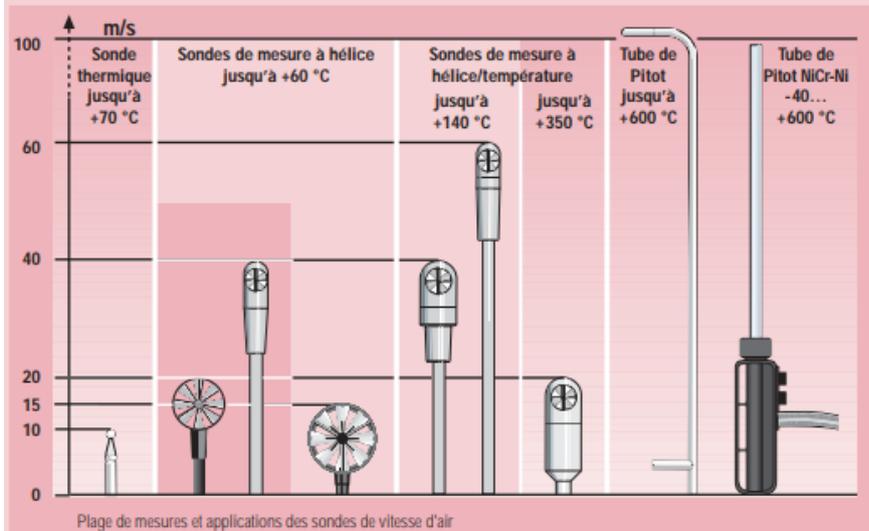
L'étendue de mesure de la vitesse d'air 0...100 m/s peut être décomposée en 3 plages:

- en bas de la plage de mesure 0 ... 5 m/s
- au milieu de la plage de mesure 5 ... 40 m/s
- en haut de la plage de mesure 40 ... 100 m/s.

Les sondes thermiques sont employées pour des étendues de 0 à 5 m/s et des mesures de précision. La sonde à hélice donne des résultats optimaux dans la plage de 5 à 40 m/s. Pour des valeurs se situant dans le haut de la plage, le tube de Pitot permet d'avoir des mesures optimales.

L'autre critère de choix pour votre sonde est la température. Le capteur thermique peut, en général, fonctionner jusqu'à environ +70 °C. Les sondes à hélice, de conception spéciale, peuvent fonctionner jusqu'à +350 °C maximum.

Pour des applications au-dessus de +350 °C, le tube de Pitot est de rigueur.



Source : TESTO

Mesure sur bouches d'extraction avec un cône de mesure

Sur les bouches d'extraction, même en l'absence de grilles, les flux d'air ne sont pas laminaires et pas du tout homogènes.

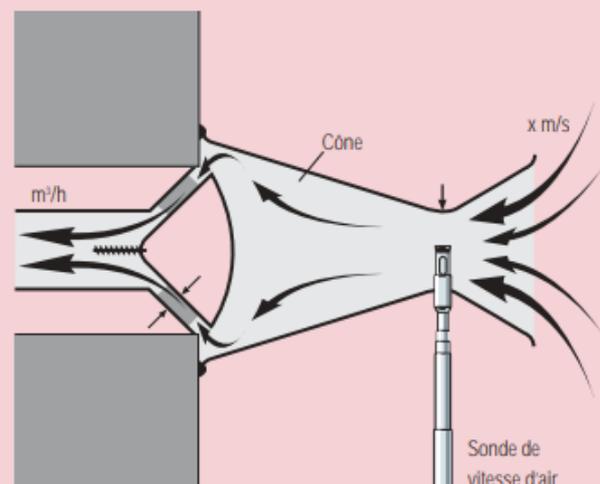
La dépression en gaine d'extraction aspire l'air de la pièce de façon conique, ce qui ne permet pas de déterminer une vitesse moyenne par le principe de balayage précédemment énoncé.

Pour obtenir des mesures cohérentes et reproductibles, nous utiliserons des cônes de mesure.

Au niveau du rétrécissement du cône, une sonde anémométrique à fil chaud sera insérée.

La mesure en m/s ainsi déterminée, sera multipliée par le coefficient propre au cône et déterminée par le constructeur pour obtenir un débit en m³/h.

Mesure de débit volume d'une bouche d'extraction (de reprise)



$$v \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] = x \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \cdot 22$$

v = Volume
x = Vitesse
22 = facteur du cône

Les vitesses d'air seront obtenues de façon d'autant plus satisfaisante que les conditions suivantes sont respectées :

- longueur en amont du point de mesure sans singularité supérieure à 20 D (D est le diamètre de la conduite au niveau de la section de mesure) ;
- longueur en aval du point de mesure sans singularité supérieure à 5 D ;
- bord des trous de piquage de mesure dans la conduite net et sans bavure ;
- écoulement peu fluctuant et sans giration ;
- diamètre du tube de Pitot ou de la sonde de l'anémomètre inférieur à D/50 ;
- antenne du tube de Pitot parallèle à l'axe de conduite.

Pour la mesure de la vitesse à l'aide d'un tube de Pitot, il est souhaitable que la vitesse moyenne soit supérieure à 4 m/s. En dessous, la valeur de la pression dynamique devient trop faible et l'erreur sur la mesure trop importante.

3.5.2 Par exploration du champ de vitesse d'air au niveau des bouches d'extraction ou d'introduction d'air

Lorsque la méthode par extrapolation des champs de vitesse d'air dans une conduite fermée ne s'applique pas (longueurs droites trop faibles, inaccessibilité...), le débit peut être déterminé en faisant un champ de vitesse d'air au niveau des bouches d'extraction ou d'introduction d'air à l'aide d'un anémomètre. La vitesse moyenne sera obtenue en calculant la moyenne arithmétique des vitesses locales, mesurées aux points définis par quadrillage. Afin de ne pas commettre d'erreurs sur le débit (pouvant atteindre plus de 50 % de la vraie valeur), certaines précautions doivent être prises lors des mesures. En particulier, on doit tenir compte du type de bouche (extraction ou introduction), de la présence ou de l'absence de grilles ou de fentes, du type d'anémomètre et de la distance entre la bouche et l'anémomètre.

Rappels sur moyens de mesurage :

- Mesure de pression
- Mesure de vitesse
- Mesure de débit

3.5.3 Par mesure de la pression statique en un point

3.5.3.1 Principe

Cette méthode consiste à mesurer la pression statique en différents points d'un circuit de ventilation, soit pour en déduire les débits d'air mis en jeu, soit pour contrôler le fonctionnement de l'installation. Le contrôle consiste à déterminer le débit d'air mis en jeu par une méthode précise (exploration du champ de vitesse, traçage...) et à noter simultanément les valeurs de pression statique aux différents points de mesure.

3.5.3.2 Appareils de mesure de la pression

Les appareils de mesure de la pression utilisés en ventilation, généralement appelés des manomètres, peuvent être classés en deux catégories suivant leur principe de fonctionnement :

- manomètres hydrostatiques (à liquide) : tube en U, tube incliné... ;
- manomètres mécaniques (à membranes).

Le tableau ci-dessous donne les principales caractéristiques (principe de fonctionnement, plage de mesure...) des appareils de mesure de pression.

Tableau : Caractéristiques des appareils de mesure de la pression
(source : d'après l'INRS – Brochure ED695 "Principes généraux de ventilation")

Appareils		Principe	Échelle	Précision		Étalonnage	Observations
À liquide	Tube en U vertical	Variation du niveau de liquide	jusqu'à 5 000 Pa (en fonction du liquide)	10 Pa	1 mmCE	Non	Portable
	À tube incliné		jusqu'à 2 000 Pa (en fonction du liquide – mini 1 à 100 Pa)	5 Pa	0,5 mmCE	Non	Portable Doit être positionné
	Micromanomètre		de 0 à 5 000 Pa	0,5 Pa	0,05 mmCE	Non	Non portable, de laboratoire
Mécanique	À membrane mécanique	Mouvement d'une membrane métallique	Jusqu'à plusieurs bars (mini 0 à 100 Pa)	5 Pa	0,5 mmCE	Oui	Portable, absence de liquide, lecture facile
	Micromanomètre électronique (transducteur)		Jusqu'à 10 000 Pa (0 à 10 Pa)	0,01 Pa	0,001 mmCE	Oui	Portable, très sensible

3.5.3.3 Par la mesure de la vitesse de rotation du ventilateur et de la puissance consommée par le moteur électrique : estimation du débit

Cette méthode consiste à :

- mesurer la puissance consommée par le moteur pour en déduire la puissance absorbée par le ventilateur ;
- puis à déterminer le point de fonctionnement du ventilateur en utilisant des courbes caractéristiques (débit/pression, débit/puissance) fournies par le constructeur.

La détermination du point de fonctionnement du ventilateur permettra alors de connaître le débit d'air mis en jeu sur le circuit de ventilation. Ce point est obtenu en reportant la valeur calculée de la puissance absorbée sur la courbe caractéristique débit/puissance du ventilateur.

4 Pathologies liées aux installations non réglées

4.1 Le diamètre ou la section à prendre en compte

Les dimensions des tuyaux ou tubes d'un réseau hydraulique ou aérauliques sont généralement calculées en fonction du débit souhaité de fluide à transporter. Le diamètre des conduits est en général la dimension recherchée. Pour les conduits non circulaires, de sections rectangulaires ou oblongues, on utilise les diamètres équivalents ou diamètres hydrauliques. Ceci permet de calculer les pertes de charges, débits, ou vitesses de fluides des conduits non circulaires comme si ils étaient circulaires.

Le diamètre influence la vitesse dans les conduits et les couts d'exploitation :

- plus le fluide a une vitesse élevée, plus on consomme de l'énergie (pompe + puissante) et les réseaux sont plus bruyants
- Pour réduire la vitesse (donc la consommation d'énergie) sans réduire le débit, il faut donc augmenter le diamètre. Attention à ne pas avoir de vitesse trop faible : risque d'embouage des canalisations ou encrassement des gaines.
D'autre part, un diamètre important coûte plus cher à l'achat. Il a été établi une répartition des coûts d'une installation de distribution d'air :



Ainsi, on détermine la vitesse maxi dans un conduit par la perte de charge qu'elle provoque. Cette perte de charge "admissible" pour que le conduit ne soit pas bruyant ou ne génère pas de surcout d'exploitation (énergie et pompage) doit rester inférieure à 20 mm/m de perte de charge linéique

D'autre part, la vitesse minimum d'un fluide dans une conduite est souvent déterminée par la vitesse de sédimentation des particules en suspension dans le fluide. La vitesse minimum est aussi fixée par le prix des conduits et de leur pose. En effet une vitesse lente amène de faible coûts d'exploitation et de pompage mais les grand diamètres de conduites, assurant cette faible vitesse sont coûteux à l'achat et à la pose. On considère en pratique qu'une perte de charge linéique de 15 mm/m est un bon compromis entre diamètre de conduit et dépense énergétique.

4.2 L'entretien

Les installations doivent toutes être contrôlées, selon la taille et le type de contrat, au moins un fois l'an. Penser toujours à vérifier l'encrassement des filtres !...

5 Annexe débit d'air

5.1 Locaux à usage bureau

Type de local			Sans accueil du public débit [m ³ /h]			Avec accueil du public débit [m ³ /h]		
			par pers.	par m ²	par local	par pers.	par m ²	par local
Bureaux	Entrée d'air	Hall recevant du public				18 (25)	2,6 (3,6)	
		Poste d'accueil et de renseignement	25	2,5		25	2,5	
		Salle d'attente				18 (25)	9 (13,5)	
		Bureaux individuels de moins de 15 m ²	25		25	25		25
		Bureaux collectifs	25	2,5		25	2,5	
		Espace de bureau à cloisonnement mobile	25	1,8				
		Salle de dessin	30	3				
		Bibliothèque	16 (25)	1,6 (2,5)				
	Salle de repos				18		18	
	Atelier d'entretien	45		45				
Sortie d'air	Cabinets d'aisance isolés			30			30	
	Cabinets d'aisance groupés			30 + 15 N			30 + 15 N	
Réunion	Indépendant	Salle de réunions	16 (30)	5,1 (6,6)				
Restauration	Entrée d'air	Salle à manger	22 (30)	12,9 (17,6)		22 (30)	12,9 (17,6)	
		Cafétéria	22 (30)	12,9 (17,6)		22 (30)	12,9 (17,6)	
	Sortie d'air	Cabinets d'aisance isolés	25		30	25	30	
		Cabinets d'aisance groupés			30 + 15 N		30 + 15 N	
Cuisine	Sortie d'air	Cuisine < 150 repas	25 par repas			25 par repas		
		Cuisine de 150 à 300 repas	20 par repas			20 par repas		

5.2 Locaux de travail

La réglementation distingue tout d'abord les locaux dits à **pollution non spécifique** (articles R. 4222-4 à R. 4222-9 du Code du travail) : la pollution est liée à la seule présence humaine, à l'exception des locaux sanitaires. Ensuite, viennent les locaux dits à **pollution spécifique** dans lesquels des substances gênantes ou dangereuses pour la santé sont émises sous forme de gaz, vapeurs, aérosols solides ou liquides (articles R. 4222-10 à R. 4222-17 du C.T.). Cette catégorie recouvre aussi les locaux pouvant contenir des sources de micro-organismes potentiellement pathogènes et les locaux sanitaires.

Locaux à pollution non spécifique

Pour ces locaux, une **ventilation naturelle** permanente par des ouvertures accessibles et manœuvrables (fenêtres, portes...) est possible sous certaines conditions de volume et de travail (voir encadré). Dans le cas d'une **ventilation mécanique**, il faut respecter un débit minimum d'**air neuf** à introduire. Le recyclage de l'air est possible mais il doit être épuré avant réintroduction, l'air recyclé n'étant pas pris en compte pour le calcul du débit minimal d'air neuf introduit. En cas de panne du système d'épuration ou de filtration, le recyclage doit être arrêté. Enfin, il est interdit d'envoyer l'air extrait d'un local à pollution spécifique dans un local à pollution non spécifique, même après épuration. Ces points sont spécifiés dans le Code du travail.

Ventilation mécanique de locaux à pollution non spécifique : débit minimal d'air neuf par personne en fonction du local

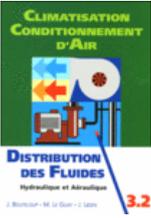
Bureaux, locaux sans travail physique	25 m ³ par heure
Locaux de restauration, de vente, de réunion	30 m ³ par heure
Ateliers et locaux avec travail physique léger	45 m ³ par heure
Autres ateliers et locaux	60 m ³ par heure

D'après l'article R. 4222-6 du Code du travail

Source : <http://www.inrs.fr/>



SUPPORTS PAPIER

AÉRAULIQUE	Principes de l'aéraulique appliqués au génie climatique Collection des guides de l'AICVF, Editeur : PYC édition
Manuel de la Régulation et de la gestion de l'énergie	Principe de fonctionnement des régulateurs Association Confort Régulation – PYC édition
	Climatisation et conditionnement d'air, tome 3.2 Auteur(s) : Michel Le Guay, Jean Ligen, Jacques Bouteloup Editeur : Parisiennes (éditions) Date de parution : 01/01/2002
	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i> , organisme américain à but non lucratif de plus de 50.000 membres issus de milieux : universitaires, industriels, consultants & utilisateurs.
	Certificats d'économie d'énergie
