



UNIVERSITÉ DE LIÈGE

**FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES
DÉPARTEMENT D'AÉROSPATIALE ET
MÉCANIQUE**

MACHINES ET SYSTÈMES THERMIQUES

Notes de Cours

Jean LEBRUN et Vincent LEMORT

Liège, octobre 2007

CHAPITRE I MACHINES A DEPLACEMENT POSITIF.....I-6

I.1	GENERALITES.....	I-6
I.1.1	Bilan interne théorique d'une machine alternative.....	I-7
I.1.2	Diagramme d'indicateur d'une machine réelle.....	I-10
I.1.3	Expanseurs alternatifs.....	I-11
I.1.3.1	Troncatures du cycle	I-11
I.1.3.2	Réglage	I-12
I.2	COMPRESSEURS A DEPLACEMENT POSITIF	I-13
I.2.1	Compresseurs alternatifs	I-13
I.2.1.1	Description générale.....	I-13
I.2.1.2	Efficacité de débit	I-15
I.2.1.3	Pertes de charge à l'entrée et à la sortie du cylindre	I-20
I.2.1.4	Echanges de chaleur.....	I-23
I.2.1.5	Caractéristiques de fonctionnement d'un compresseur à vitesse constante et en pleine charge	I-24
I.2.1.6	Modélisation semi-empirique.....	I-25
I.2.2	Autres compresseurs à déplacement positif.....	I-32
I.2.2.1	Compresseurs à lobes (« Roots blowers »)	I-32
I.2.2.2	Compresseurs à palettes	I-34
I.2.2.3	Compresseurs à vis.....	I-37
I.2.2.4	Compresseur à dents	I-42
I.2.2.5	Compresseur « scroll ».....	I-43
I.2.2.6	Effet de l'inadaptation du taux de compression interne	I-45
I.2.2.7	Effet des fuites internes.....	I-49
I.2.2.8	Injection de liquide.....	I-53
I.2.2.9	Application des machines à déplacement positif pour la suralimentation des moteurs à combustion interne	I-54
I.2.3	Utilisation des machines à déplacement positif en mode expanseur	I-55
I.2.4	Similitudes et performances des compresseurs à déplacement positif	I-56
I.2.4.1	Variables de similitudes	I-56
I.2.4.2	Optimalisation du régime de fonctionnement d'un compresseur rotatif.	I-58

CHAPITRE II TURBOMACHINES II-63

II.1	RAPPEL DU THEOREME D'EULER.....	II-63
II.2	TURBOEXPANSEURS.....	II-63
II.3	TURBOCOMPRESSEURS.....	II-66
II.3.1	Introduction	II-66
II.3.2	Caractéristiques	II-67
II.3.3	Modélisation simplifiée	II-70
II.3.4	Régulation	II-71
II.4	SIMILITUDES.....	II-75
II.4.1	Variables de similitude et de dimensionnement	II-75
II.4.2	Variables de sélection.....	II-79
II.4.3	Caractéristiques du régime de fonctionnement d'une machine.	II-82

CHAPITRE III ECHANGEURSIII-85

III.1	RAPPEL.....	III-85
--------------	--------------------	---------------

III.2	EQUIPEMENTS DE CHAUFFAGE, REFROIDISSEMENT, SECHAGE ET HUMIDIFICATION D'AIR.....	III-87
III.2.1	Batteries de chauffage, refroidissement et séchage d'air	III-87
III.2.1.1	Généralités	III-87
III.2.1.2	Modélisation.....	III-89
III.2.2	Humidificateurs	III-92
III.3	EVAPORATEURS.....	III-93
III.3.1	Généralités	III-93
III.3.1.1	Refroidisseurs de liquides	III-93
III.3.1.2	Batteries de refroidissement / séchage à détente directe	III-94
III.3.2	Modélisation	III-95
III.3.2.1	Modélisation d'un évaporateur-refroidisseur de liquide	III-95
III.3.2.2	Modélisation d'une batterie à détente directe.....	III-96
III.4	CONDENSEURS.....	III-97
III.4.1	Généralités	III-97
III.4.1.1	Condenseurs à eau.....	III-97
III.4.1.2	Condenseurs à air	III-98
III.4.1.3	Condenseurs évaporatifs	III-98
III.4.2	Modélisation	III-99
III.4.2.1	Condenseur refroidi à eau	III-99
III.4.2.2	Condenseurs à air	III-99
III.4.3	Condenseur évaporatif.....	III-100
III.5	TOURS DE REFROIDISSEMENT.....	III-100
III.5.1	Généralités	III-100
III.5.2	Exemples de conceptions de tours à contact « direct »	III-102
III.5.2.1	Exemples de dispositions <i>sans ventilateur</i>	III-102
III.5.2.2	Exemples de dispositions <i>avec ventilateur</i>	III-104
III.5.3	Modélisation des tours à contact direct.....	III-106
III.5.4	Tours à contact « indirect »	III-109
III.6	SYSTEMES DE STOCKAGE THERMIQUE	III-110
III.6.1	Stockage de chaleur sensible	III-110
III.6.1.1	Exemples.....	III-110
III.6.1.2	Modélisation.....	III-114
III.6.2	Stockage de chaleur latente	III-117
III.6.2.1	Généralités	III-117
III.6.2.2	Exemples de systèmes de stockage sous forme de glace.....	III-117
III.6.2.3	Modélisation.....	III-120
III.6.2.4	Identification du coefficient d'échange global du système de stockage.....	III-122
III.6.2.5	Stratégies de contrôle du système de stockage de froid	III-126
CHAPITRE IV	CHAUDIERES.....	IV-128
IV.1	GENERALITES.....	IV-128
IV.2	MODELISATION.....	IV-131
IV.2.1	Modélisation en marche continue	IV-132
IV.2.2	Données par défaut	IV-137
IV.2.3	Modélisation en marche intermittente	IV-138
IV.2.4	Fonctionnement cyclique entre deux niveaux de puissance	IV-139
IV.2.5	Fonctionnement en plusieurs allures et en régime modulant	IV-139
IV.2.6	Chaudières à condensation	IV-140
IV.2.6.1	Principe de fonctionnement.....	IV-140
IV.2.6.2	Modélisation.....	IV-142

CHAPITRE V	MOTEURS A COMBUSTION INTERNE	V-145
V.1	Définition des performances.....	V-145
V.2	Lois de similitudes.....	V-151
V.3	Moteurs à allumage par étincelle (SI).....	V-153
V.3.1	Régime de pleine charge à vitesse constante.....	V-153
V.3.2	Régime de pleine charge (couple maximal) à vitesse variable.....	V-154
V.3.3	Charge partielle à vitesse constante.....	V-157
V.3.4	Charge partielle à vitesse variable.....	V-159
V.3.5	Modélisation.....	V-159
V.4	Moteurs à allumage par compression (CI).....	V-164
V.4.1	Moteurs atmosphériques.....	V-164
CHAPITRE VI	TURBINES A GAZ	VI-165
VI.1	Introduction.....	VI-165
VI.1.1	Faiblesses et atouts de la turbine à gaz	VI-165
VI.1.2	Quelques variantes sur les cycles et dispositions pratiques	VI-167
VI.1.3	Applications les plus importantes	VI-171
VI.2	PERFORMANCES DES TURBINES A GAZ A DIFFERENTS REGIMES.....	VI-171
VI.2.1	Turbine à gaz à un arbre	VI-172
VI.2.2	Turbine à gaz à deux arbres	VI-175
VI.2.2.1	Générateur de gaz.....	VI-175
VI.2.2.2	Turbine de puissance.....	VI-175
CHAPITRE VII	MACHINES FRIGORIFIQUES A COMPRESSION DE VAPEUR	VII-180
VII.1	GENERALITES.....	VII-180
VII.1.1	La machine	VII-180
VII.1.2	Le cycle	VII-180
VII.1.3	Performances	VII-181
VII.2	INTEGRATION D'UN COMPRESSEUR DANS UN CYCLE FRIGORIFIQUE	VII-182
VII.2.1	Modélisation du compresseur seul.....	VII-182
VII.2.2	Insertion du compresseur dans un cycle	VII-183
VII.2.3	Performances du compresseur frigorifique.....	VII-184
VII.3	UNITE DE CONDENSATION	VII-185
VII.4	ASSOCIATION DE L'UNITE DE CONDENSATION A UN EVAPORATEUR...	VII-187
VII.5	PRISE EN COMPTE DES CARACTERISTIQUES REELLES DU DETENDEUR...	VII-188
VII.6	DETERMINATION DU SOUS-REFROIDISSEMENT EN SORTIE DU CONDENSEUR.....	VII-190
VII.7	REGENERATION.....	VII-191
VII.8	REGULATION DE LA PUISSANCE FRIGORIFIQUE	VII-191
VII.8.1	Modes de régulation possibles.....	VII-191
VII.8.2	Facteurs de charge	VII-192
VII.8.3	Exemple	VII-192

VII.9	POMPES A CHALEUR	VII-194
VII.9.1	Classification des pompes à chaleurs.....	VII-194
VII.9.2	Modélisation de la pompe à chaleur	VII-196
CHAPITRE VIII	MACHINES TRITHERMES.....	VIII-197
VIII.1	Rappels théoriques	VIII-197
VIII.2	Machines à absorption	VIII-198
VIII.2.1	Comparaison entre machines frigorifiques à absorption et à compression de vapeur.....	VIII-198
VIII.2.2	Types de machines à absorption	VIII-200
VIII.2.2.1	La machine à absorption à simple effet.....	VIII-200
VIII.2.2.2	La machine à absorption à double et triple effets	VIII-202
VIII.2.3	Les différents couples de travail (réfrigérant/absorbant)	VIII-203
VIII.2.4	Types de sources de chaleur utilisées	VIII-204
VIII.2.5	Données techniques typiques des machines à absorption	VIII-205
VIII.2.6	Modélisation de la machine à absorption à simple effet.....	VIII-208
VIII.3	Machines trithermes à éjecteur.....	VIII-209

CHAPITRE I MACHINES A DEPLACEMENT POSITIF

I.1 GENERALITES

La plupart des machines évoquées dans ce chapitre auraient pu être définies comme alternatives, par opposition aux turbomachines, nécessairement rotatives, qui sont traitées au chapitre suivant.

En réalité, nous verrons qu'il existe bien des machines rotatives qui entrent dans la présente catégorie (Figure I-1). Une machine à déplacement positif se caractérise par l'emprisonnement du fluide qui la traverse. Un retour de ce fluide dans le sens des pressions décroissantes y est empêché par la présence d'une ou plusieurs parois mobiles. Dans ce type de machine, l'énergie cinétique communiquée au fluide ne joue, en principe, aucun rôle utile.

De par leur conception, les machines évoquées dans ce chapitre conviennent particulièrement bien pour traiter des débits de fluides relativement faibles, à des vitesses de rotation éventuellement très variables et sous des différences de pressions relativement importantes.

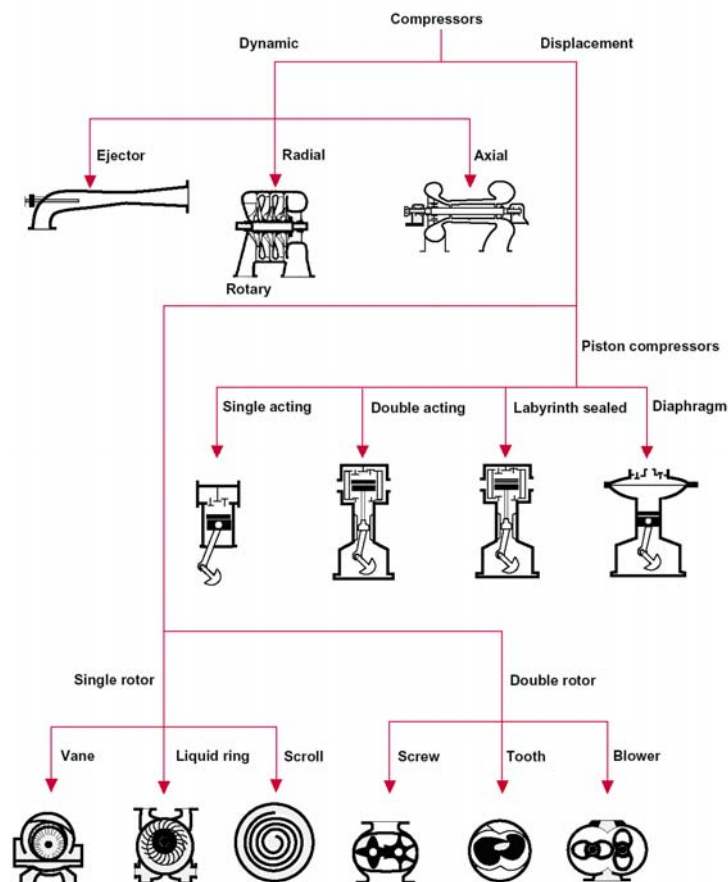


Figure I-1 Classification des compresseurs

I.1.1 Bilan interne théorique d'une machine alternative

La Figure I-2 reprend les éléments essentiels de la machine alternative qui nous servira de référence.

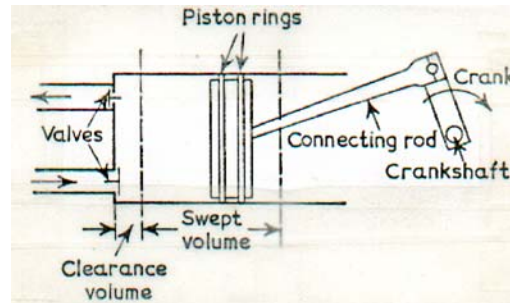


Figure I-2 Expanseur ou compresseur à piston.

Nous ne considérerons ici que le cas le plus courant où seule une face du piston est active, (celle de gauche dans le schéma de Figure I-2).

Des soupapes ou clapets sont supposés contrôler les séquences d'entrées et de sorties du fluide.

Sur sa course de longueur L , le piston balaye un certain volume qui peut être défini comme suit :

$$V_s = A \cdot L \quad (I.1)$$

avec

V_s = volume balayé (« swept volume »)

A = aire transversale du cylindre

L = course du piston

D'autre part, lorsque le piston arrive à fond de course, il laisse normalement subsister un certain volume mort V_0 .

Les diagrammes de la Figure I-3 permettent de décrire le cycle théorique de la machine par quatre processus :

a-b : admission à l'état 1 d'une masse de fluide, (ΔM) qui se mélange avec celle (ΔM_0) déjà contenue dans le volume mort

b-c : expansion ou compression de la masse de fluide $(\Delta M + \Delta M_0)$ jusqu'à l'état 2

c-d : expulsion de la masse ΔM sans autre changement d'état

d-a : compression ou expansion de la masse ΔM_0 jusqu'à l'état 1.

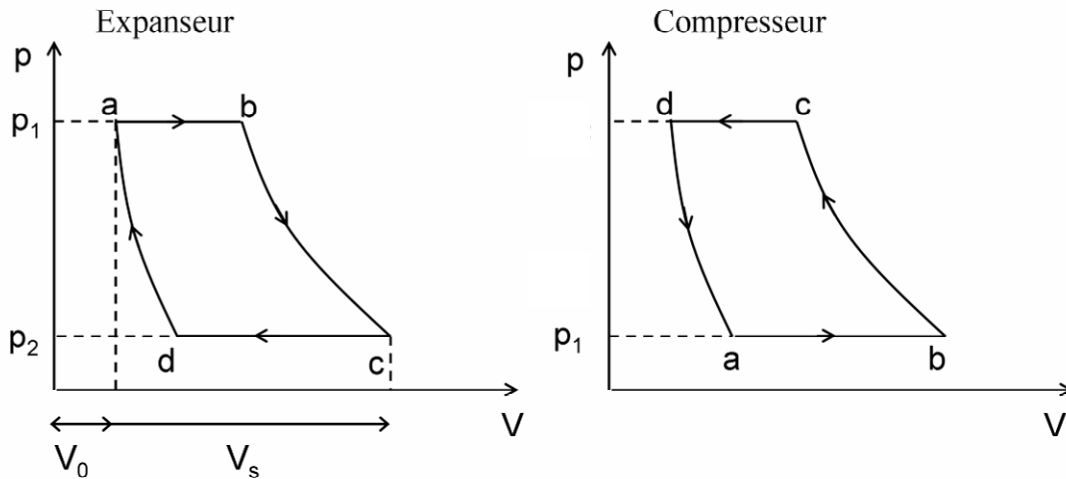


Figure I-3 Diagrammes (p,V) théoriques

Dans ce cycle théorique, on suppose que le fluide technique ne subit aucun changement d'état au cours des phases d'admission (a-b) et de refoulement (c-d). Une autre simplification très importante consiste à admettre que les deux évolutions (b-c) et (d-a) sont identiques.

Le cycle thermodynamique que subit la masse ΔM_0 emprisonnée dans le volume mort de la machine se limite alors à un aller-retour entre les états 1 (ab) et 2 (cd), comme indiqué aux diagrammes de la Figure I-4.

Attention que l'abscisse de ces diagrammes n'est plus le volume absolu (V), comme à la Figure I-3, mais le volume massique (v) !

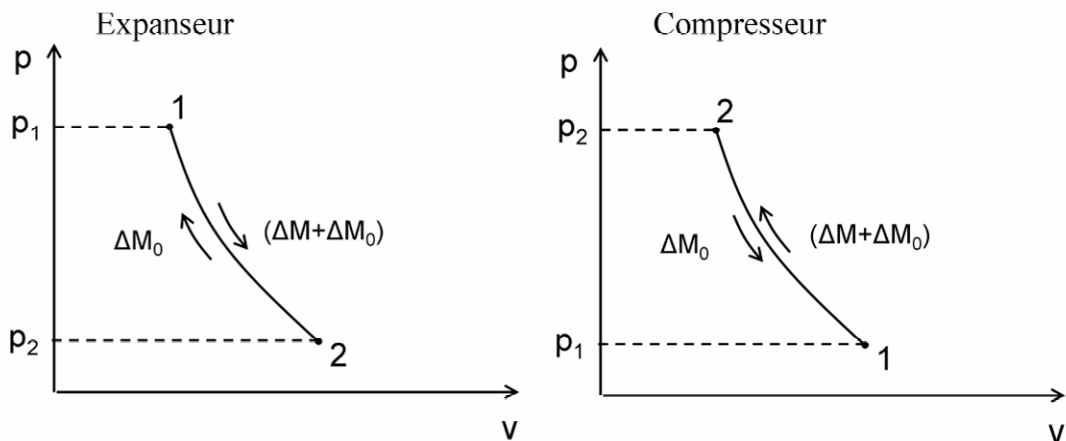


Figure I-4 Diagrammes (p-v) théoriques

Ce cycle thermodynamique ne fait intervenir aucun travail, si les évolutions bc et da sont réversibles.

Quant au travail mis en jeu au cours de l'évolution supposée réversible 1-2, il correspond à l'aire hachurée du diagramme de la Figure I-5 (avec encore, en abscisse, le volume *massique* du fluide technique).

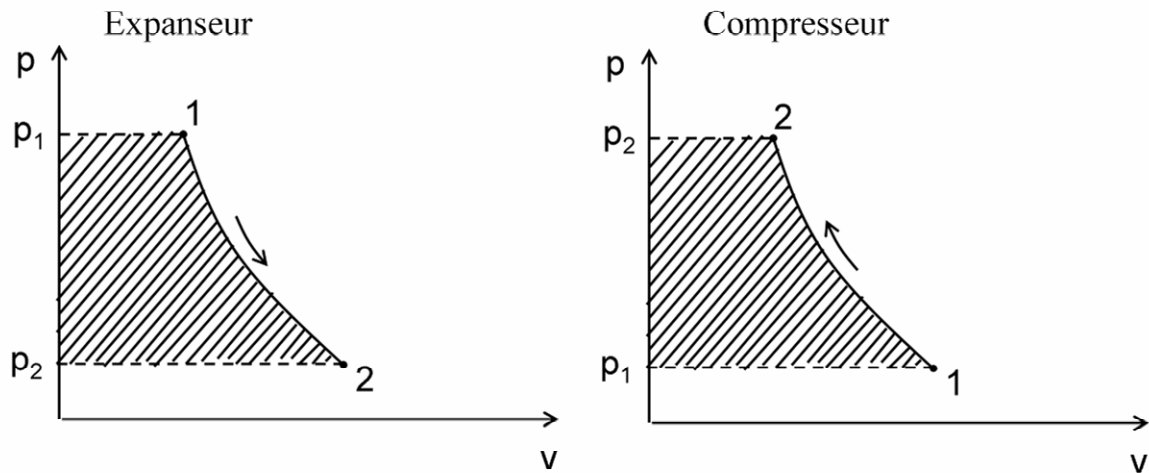


Figure I-5 Visualisation du travail réversible échangé entre la machine et le fluide qui la traverse

Cette évolution réversible peut souvent aussi être considérée comme adiabatique, et donc isentropique. Dans ces conditions, le travail mis en jeu est aisément calculable :

$$w_s = h_{2s} - h_1 \quad (I.2)$$

$$h_{2s} = h(\text{fluid}\$, P=p_2, s=s_1)$$

$$s_1 = s(\text{fluid}\$, T=t_1, P=p_1)$$

$$h_1 = h(\text{fluid}\$, T=t_1, P=p_1)$$

avec évidemment

$p_2 < p_1$	$w_{12} < 0$	pour un expansEUR
$p_1 < p_2$	$w_{12} > 0$	pour un compresseUR

Ces résultats auraient tout aussi bien pu être retrouvés par intégrations sur le cycle de la machine (Figure I-3).

Le travail interne théorique d'un cycle et la puissance interne valent respectivement :

$$W_{\text{cycle}} = \Delta M \cdot w_s \quad (I.3)$$

$$\dot{W}_{\text{in}} = i \cdot N \cdot W_{\text{cycle}} \quad (I.4)$$

avec

N = vitesse de rotation (s^{-1})

i = facteur d'intermittence

Pour la plupart des compresseurs et expanseurs à une seule face de piston active (machines dites à « simple effet »), $i = 1$.

I.1.2 Diagramme d'indicateur d'une machine réelle

Il existe deux causes principales de déformation du cycle réel d'un compresseur à pistons par rapport aux évolutions idéales qui viennent d'être décrites.

1. La déformation la plus importante est liée au contrôle nécessairement imparfait des entrées et sorties du fluide par les soupapes ou clapets et surtout aux pertes de charges associées à ces écoulements. Il en résulte des transitions progressives d'un processus à l'autre et d'importantes différences de pressions au cours des processus d'admission et de refoulement. Ces déformations sont schématisées à la Figure I-6.

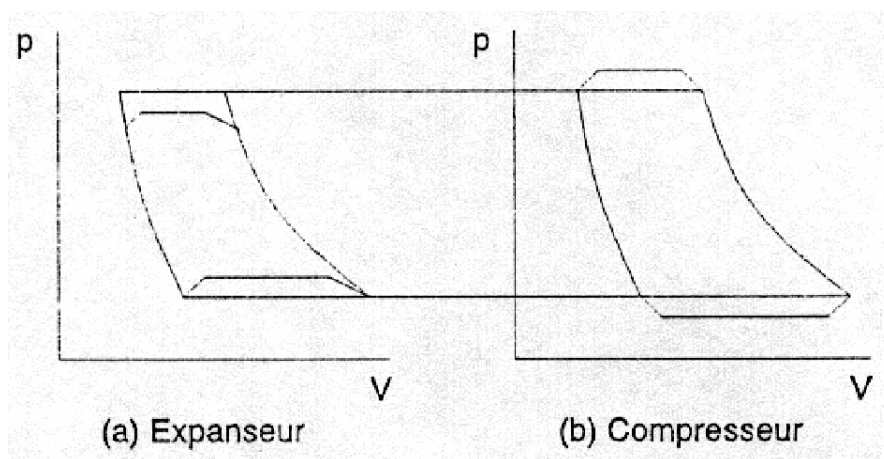


Figure I-6 Déformation des processus d'admission et d'échappement

2. Les processus d'expansions et de détente ne peuvent être qu'approximativement décrits par une isentropique unique.

Dans la plupart des cas, on peut admettre que l'échange de travail entre le fluide et le piston (ou tout autre organe mobile de la machine) est pratiquement réversible. On doit donc encore pouvoir définir ce travail par intégration curviligne du diagramme « machine » p, V (la deuxième variable étant bien le volume absolu et non pas le volume massique !)

Cette définition peut effectivement être fournie par le « diagramme d'indicateur » de la machine.

On peut aussi définir le travail interne d'un cycle et la puissance interne de la machine en fonction d'une différence de pression interne « équivalente » (souvent aussi appelée « pression indiquée ») :

$$W_{\text{cycle}} = V_s \cdot \Delta p_{\text{in}} \quad (1.5)$$

$$\dot{W}_{\text{in}} = i \cdot N \cdot V_s \cdot \Delta p_{\text{in}} \quad (1.6)$$

I.1.3 Expandeurs alternatifs

Le premier expandeur à déplacement positif qui ait été réalisé est la machine à vapeur alternative. Son utilisation a presque complètement disparu actuellement au profit des turbo-expandeurs.

Un autre type d'expandeur alternatif, encore utilisé pour certaines applications, est le moteur à air comprimé. Nous en reparlerons plus loin.

Il existe d'autres machines qui combinent les fonctions de compression et d'expansion. Ce sont, notamment, les moteurs à combustion interne. Les quelques principes énoncés ci-après sont évidemment applicables à toutes ces machines.

I.1.3.1 Troncatures du cycle

Il est peu intéressant de conserver, dans un expandeur alternatif réel, le cycle complet évoqué à la Figure I-3.

On préfère généralement tronquer ce cycle, de manière à en augmenter la différence de pression moyenne.

Les deux troncatures couramment réalisées sont présentées aux diagrammes de la Figure I-7. Chacune d'elles introduit une irréversibilité dans le cycle :

- a) Il est de tout premier intérêt d'interrompre la détente b-c avant que le travail (pdV), réalisé par le piston, ne descende jusqu'à un ordre de grandeur comparable aux travaux dissipés par les frottements internes de la machine.
- b) Une légère troncature sur le processus de compression d-a permettra aussi de relever la différence de pression moyenne.

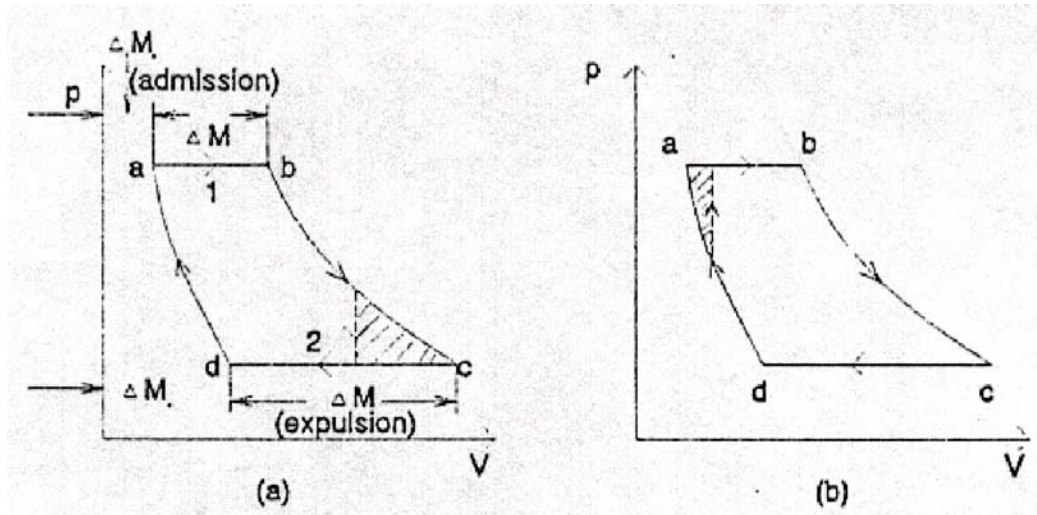


Figure I-7 Troncatures possibles dans le cycle « machine »

I.1.3.2 Réglage

Deux modes de réglage de la puissance de la machine sont esquissés à la Figure I-8:

- a) Le laminage à l'admission, qui fait chuter la pression p_1
- b) Le réglage de la course d'admission a-b.

Les deux procédés occasionnent un gaspillage énergétique.

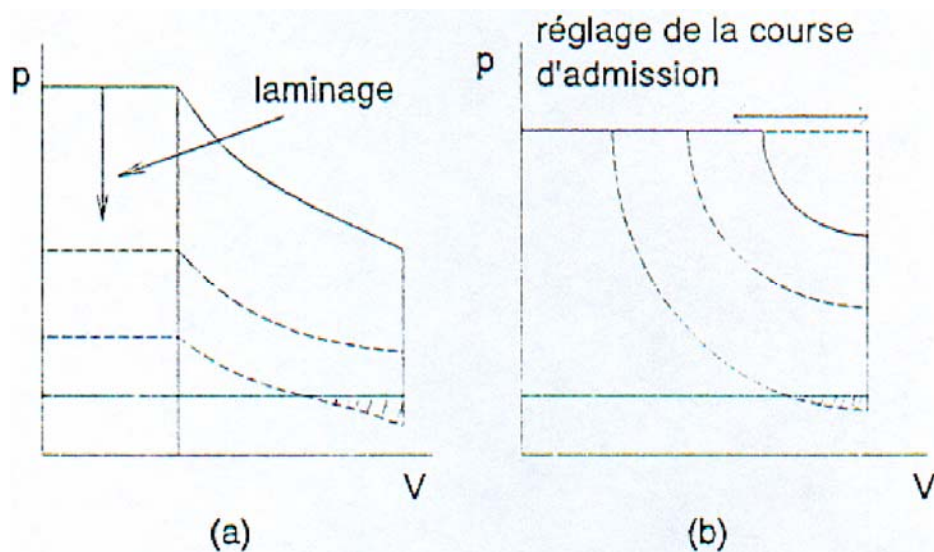


Figure I-8 Réglage de la puissance

Si, comme c'est souvent le cas dans les petites machines à air comprimé, l'exigence de puissance spécifique prime sur les considérations de rendement, on peut maximaliser le travail d'un cycle en prolongeant sur toute la course du piston les processus d'admission et d'expulsion du fluide.

Le diagramme (p,V) prend alors une forme rectangulaire indiquée (Figure I-9).

On obtient pour un cycle :

$$W_{\max} = V_s \cdot (p_1 - p_2) \quad (1.7)$$

Le gâchis énergétique est lié fait que l'on ne profite plus du tout l'énergie interne du fluide. Celui-ci est exploité, comme s'il était incompressible.

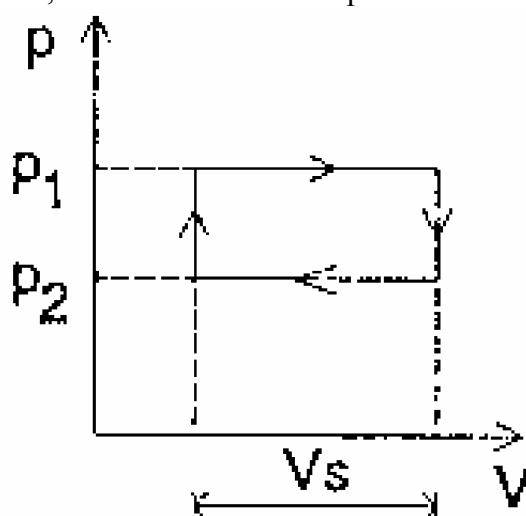


Figure I-9 Maximalisation du travail fourni par le cycle « machine ».

I.2 COMPRESSEURS A DEPLACEMENT POSITIF

I.2.1 Compresseurs alternatifs

I.2.1.1 Description générale

Le compresseur alternatif figure parmi les machines thermiques les plus répandues. Le fluide technique à comprimer est le plus souvent de l'air ou un réfrigérant en phase vapeur.

Dans les compresseurs, on utilise couramment des soupapes autonomes (clapets ou lames flexibles). Cette simplification importante est rendue possible par le fait que le fluide s'écoule dans le sens opposé au gradient de pression.

En réfrigération, on distingue :

- Les compresseurs « ouverts », dans lesquels l'arbre sort du carter du compresseur,
- Les compresseurs « hermétiques », dans lesquels le carter étanche (au réfrigérant, dans le cas d'une machine frigorifique) contient l'ensemble des parties mobiles, ainsi que le moteur électrique.

Dans le cas d'un compresseur hermétique, la vapeur admise à basse température permet de refroidir le moteur (et la surface externe du cylindre), aux prix d'une augmentation du degré de surchauffe en sortie et d'une augmentation du travail de compression.

Des exemples de réalisations sont présentés aux Figure I-10 et Figure I-11.

On peut schématiser le fonctionnement réel du compresseur alternatif comme indiqué à la Figure I-12 :

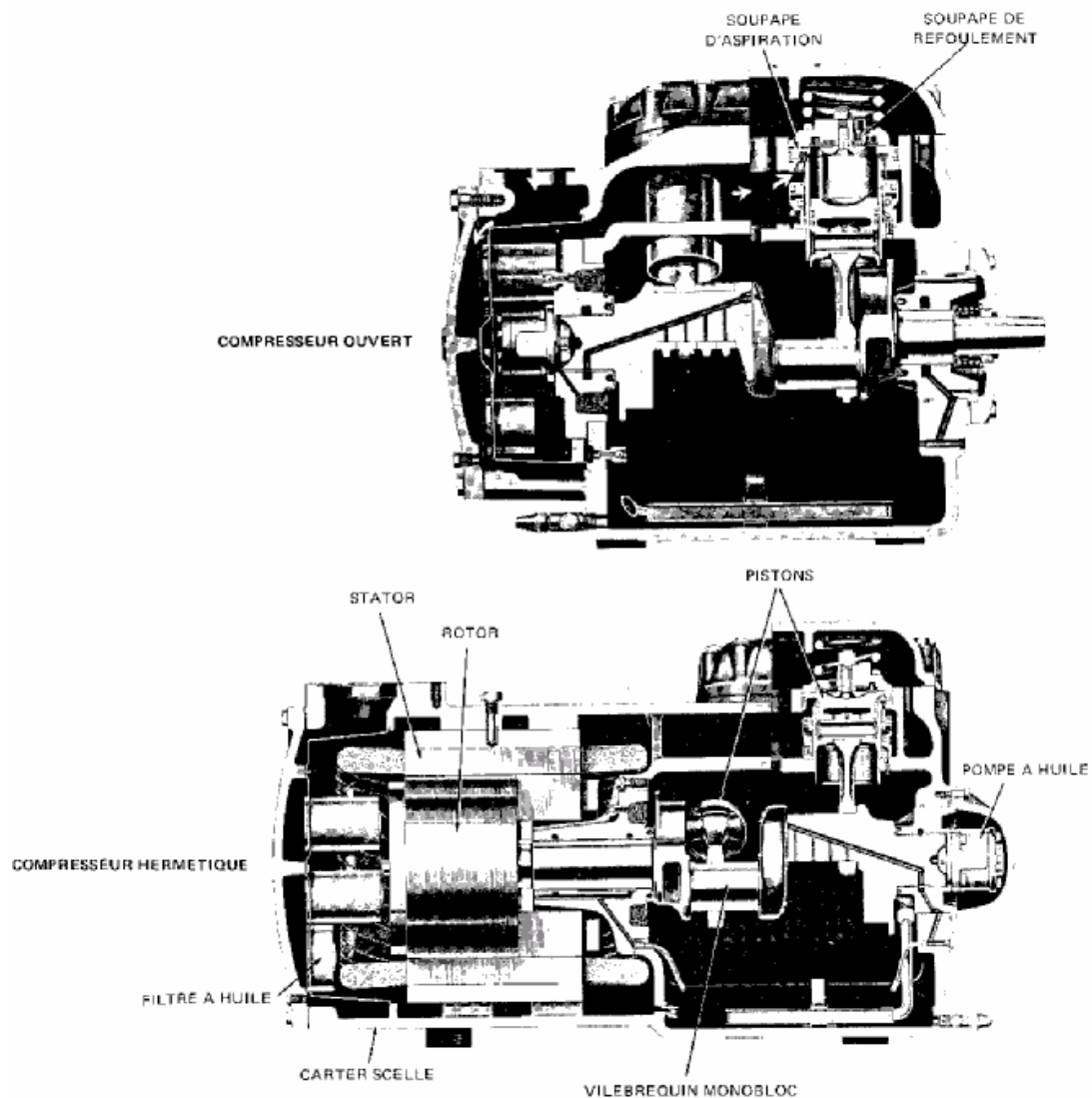


Figure I-10 Exemples de compresseur utilisés en réfrigération

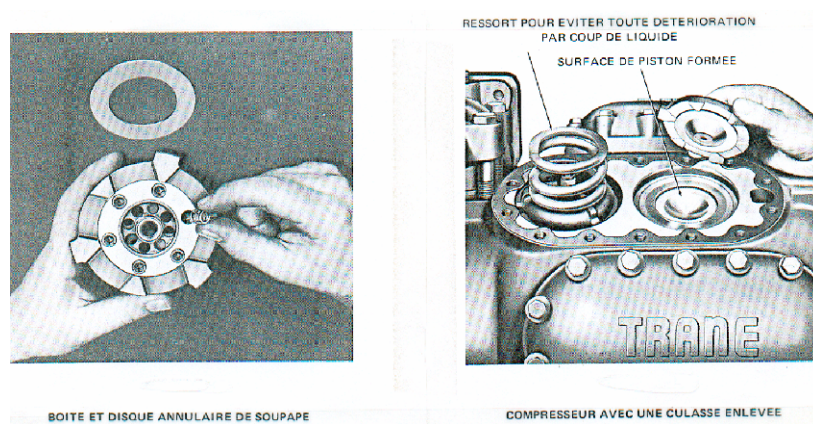


Figure I-11 Exemple de conception de la culasse et des clapets

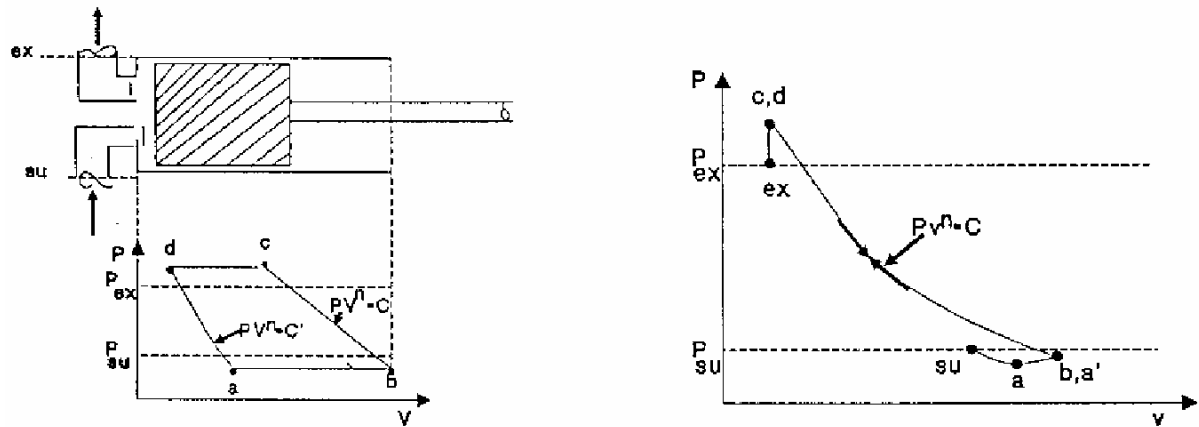


Figure I-12 Cycle « machine » et cycle « thermodynamique »

- En raison des pertes de charge, le fluide technique entre dans le cylindre à une pression (p_{ab}) inférieure à la pression d'aspiration (p_{su}). Au cours de la phase d'aspiration (ab), le fluide s'échauffe au contact de la surface intérieure du cylindre, de sorte que l'état final (b) peut différer sensiblement de l'état initial (a).
- La compression proprement dite ne peut être qu'approximativement décrite par une loi isentropique.
- Toujours en raison des pertes de charge, le refoulement du fluide se réalise à une pression (p_{cd}) supérieure à celle (p_{ex}) qui règne à la sortie de la machine.
- Le fluide technique resté emprisonné dans le volume mort se détend ensuite selon une loi qui ne peut encore être qu'approximativement assimilée à l'isentropique de compression. L'état final (a') de ce fluide diffère sensiblement de celui (a) du fluide aspiré à la réouverture des soupapes d'admission.

A défaut de plus amples informations sur tous ces phénomènes, on se contente souvent d'assimiler le travail interne réel (W_{in}) du compresseur au travail de compression isentropique.

I.2.1.2 Efficacité de débit

A la différence des turbomachines qui seront examinées plus loin, les machines à déplacement positif ont la caractéristique d'imposer, pratiquement le débit de volume du fluide. On les qualifie souvent pour cette raison de « volumétriques ».

Ainsi, le débit de volume théoriquement aspiré par un compresseur alternatif sans espace mort est celui « balayé » dans l'ensemble des cylindres:

$$\dot{V}_s = i \cdot N \cdot V_s \quad (I.8)$$

En conditions idéales, il y correspondrait un débit de masse théorique :

$$\dot{M}_{th} = \frac{\dot{V}_s}{v_{su}} \quad (I.9)$$

avec v_{su} = volume massique défini aux conditions d'aspiration :

$$v_{su} = v(\text{fluid}, T=t_{su}, P=p_{su})$$

Quant au débit de masse réel, il est toujours inférieur à sa valeur théorique pour les raisons suivantes :

- La ré-expansion du volume mort retarde, de d à a (Figure I-12), le début de la phase d'aspiration proprement dite.
- Le fluide aspiré est, lui-même initialement détendu depuis la pression d'aspiration (p_{su}) jusqu'à la pression (p_a) dans le cylindre.
- Le fluide est réchauffé entre le début et la fin de la phase d'aspiration.
- Une petite partie du débit de fluide est éventuellement re-circulée, en raison des fuites internes (mais nous n'en tiendrons pas compte ici).

Finalement donc, la machine ne peut aspirer qu'un volume V_{ab} , au lieu de V_s , et, en fin d'aspiration, le volume massique du fluide qui s'y trouve est v_b , au lieu de v_{su} .
En l'absence de fuite, le débit réel vaut:

$$\dot{M} = N \cdot \frac{V_{a,b}}{v_b} \quad (I.10)$$

ou encore

$$\dot{M} = \varepsilon_M \cdot \dot{M}_{th} \quad (I.11)$$

en faisant référence à l'efficacité de débit, elle-même fonction de l'efficacité volumétrique :

$$\varepsilon_M = \varepsilon_v \cdot \frac{v_{su}}{v_b} \quad (I.12)$$

$$\varepsilon_v = \frac{V_{a,b}}{V_s} \quad (I.13)$$

Toujours avec les notations de la Figure I-12, on peut définir le volume effectivement capturé par le compresseur en faisant référence au volume balayé, au volume mort et au taux de compression volumétrique :

$$\begin{aligned}
V_{a,b} &= V_{d,b} - V_{d,a} \\
V_{d,b} &= V_s \\
V_{d,a} &= V_0 \cdot \left[\frac{v_a}{v_d} - 1 \right] \\
\frac{v_a}{v_d} &= r_v
\end{aligned}$$

On en déduit l'expression suivante de l'efficacité volumétrique :

$$\varepsilon_v = 1 - C \cdot (r_v - 1) \quad (I.14)$$

avec C = facteur d'espace mort (« clearance factor »).

$$C = \frac{V_0}{V_s}$$

En pratique, il est difficile d'évaluer correctement les états du fluide technique tout au long du cycle de la machine. Une borne supérieure du débit peut être définie en admettant que :

$$\begin{aligned}
v_a &= v_{su} \\
v_d &= v_{ex,s}
\end{aligned}$$

Dans ces conditions et dans la mesure où le fluide technique est assimilable à un gaz parfait, on peut aussi exprimer l'efficacité volumétrique en fonction du taux de compression barométrique :

$$\begin{aligned}
\varepsilon_v &= 1 - C \cdot \left(r_p^{\left[\frac{1}{\gamma} \right]} - 1 \right) \quad (I.14') \\
r_p &= \frac{p_{ex}}{p_{su}}
\end{aligned}$$

Les équations (I.14) et (I.14') permettent notamment de situer la limite d'asphyxie du compresseur, c'est-à-dire le taux de compression (volumétrique ou barométrique) au-delà duquel le compresseur ne peut plus fournir aucun débit de fluide technique :

$$r_{v,\max} = 1 + \frac{1}{C} \quad (I.15)$$

$$r_{p,\max} = \left[1 + \frac{1}{C} \right]^\gamma \quad (I.15')$$

Ainsi, par exemple, au fur et à mesure que s'abaisse la pression d'aspiration p_{su} (Figure I-13), on constate que la ré-expansion du volume mort occupe une partie de plus en plus longue de la course du piston. Les équations (I.15) et (I.15') définissent le cas limite où la ré-expansion couvre toute la course du piston.

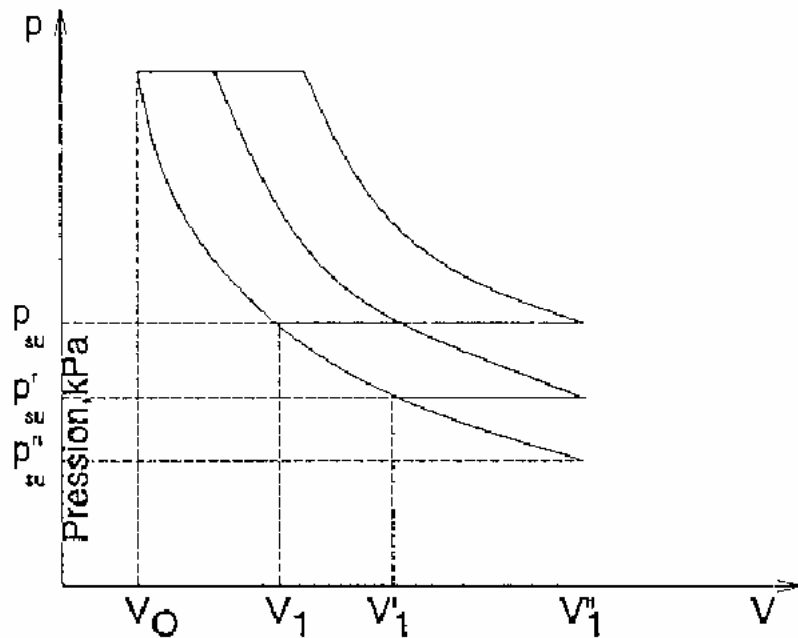


Figure I-13 Influence de la pression d'aspiration sur le cycle machine

Pour pouvoir réaliser des rapports de pression p_{ex}/p_{su} relativement importants, il faut passer à la compression étagée. Celle-ci permet, non seulement d'améliorer l'efficacité volumétrique, mais aussi de diminuer la puissance totale requise, grâce à des refroidissements intermédiaires (Figure I-14 et Figure I-15).

On peut montrer que la pression intermédiaire optimale (celle qui conduit au minimum de puissance consommée) d'une compression à deux étages est définie par la relation :

$$p_i = \sqrt{p_{su} \cdot p_{ex}} \quad (I.16)$$

Dans le cas d'une compression à m étages, le rapport barométrique optimal de chaque étage est donné par la relation:

$$r_{p,i} = r_p \left[\frac{1}{m} \right] \quad (I.17)$$

Un exemple de réalisation de compression bi-étagé est illustré à la Figure I-16. Le circuit d'eau refroidit à la fois l'intercooler, l'aftercooler et le refroidisseur d'huile.

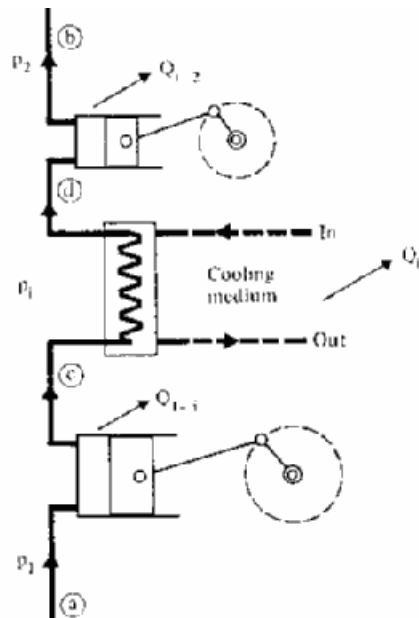


Figure I-14 Compression en deux étages avec intercooler

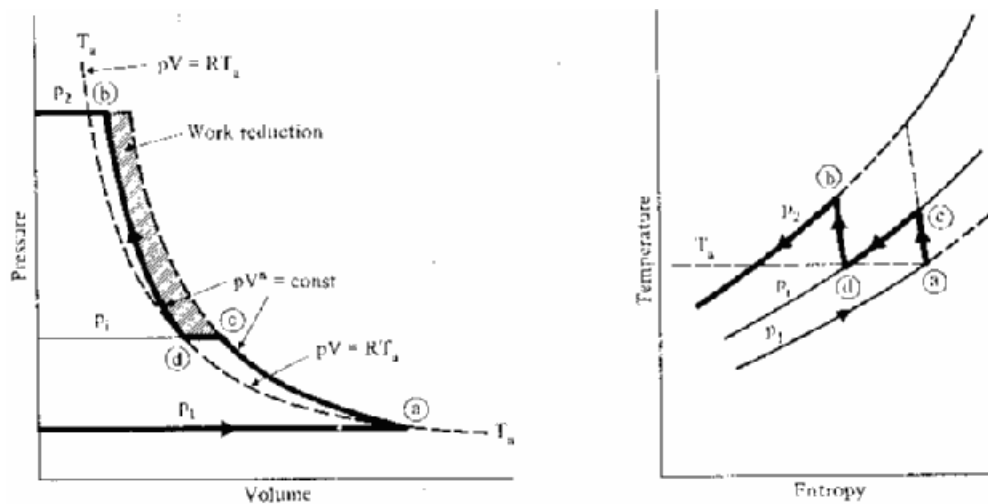


Figure I-15 Compression en deux étages avec intercooler

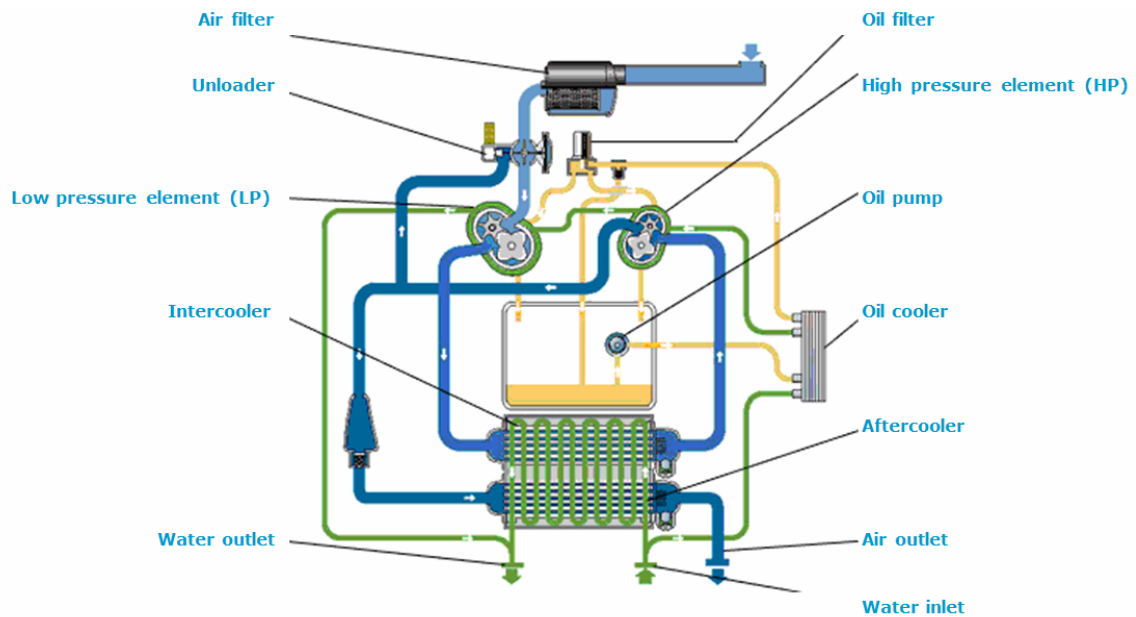


Figure I-16 Exemple de réalisation pratique d'une compression en deux étages avec intercooler, aftercooler et oil cooler

La capacité des compresseurs à air est généralement renseignée en terme de *Débit d'Air Libre (FAD, Free Air Delivery)*. Il s'agit du débit de volume aspiré par le compresseur en conditions nominales (air sec à 20°C et 1 bar à l'aspiration, pression nominale au refoulement).

I.2.1.3 Pertes de charge à l'entrée et à la sortie du cylindre

Les pertes de « charge » (cad de pression totale) sont dues à l'étranglement de la veine du fluide au travers des orifices d'entrée et de sortie. Les différences de pression auxquelles elles correspondent sont mises à profit pour forcer l'ouverture des clapets (Figure I-17).

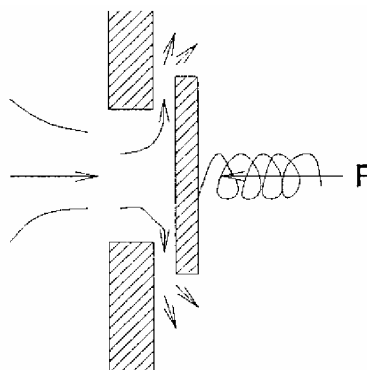


Figure I-17 Perte de charge occasionnée par l'ouverture d'un clapet

On peut traiter l'écoulement réel par comparaison avec celui qui se produirait dans un dispositif associant une tuyère idéale, mais simplement convergente, et un diffuseur très médiocre (Figure I-18). Dans la tuyère « idéale », l'écoulement est supposé adiabatique

et réversible, donc aussi isentropique. Dans le diffuseur « très médiocre » par contre, l'écoulement est supposé totalement irréversible : toute l'énergie cinétique du fluide y est dégradée, sans aucune récupération de pression statique.

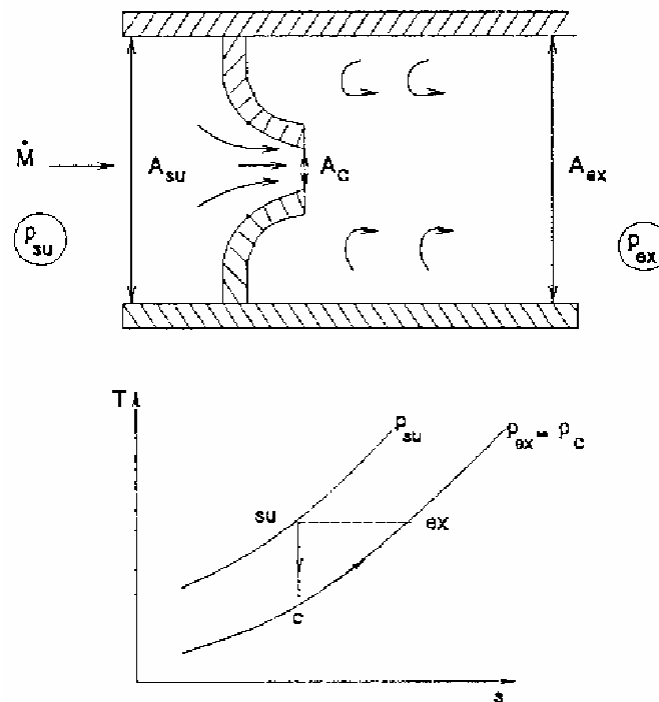


Figure I-18 Modélisation du laminage au moyen d'une tuyère fictive.

La modélisation comporte donc deux étapes :

- 1) détente isentropique jusqu'au col de la tuyère (et éventuellement encore en aval de celle-ci, si le rapport de pression critique est dépassé) ;
- 2) évolution isobare avec reconversion de l'énergie cinétique en enthalpie statique dans le diffuseur (c'est la « perte de charge » proprement dite).

Globalement, l'écoulement ainsi défini est bien isenthalpique, si la variation d'énergie cinétique entre l'entrée et la sortie de ce système est négligeable.

Nous supposerons généralement que les vitesses d'entrée et de sortie sont toutes deux négligeables, c'est-à-dire que :

$$A_c \ll A_{su} \quad \text{et} \quad A_c \ll A_{ex}$$

Dans ces conditions, nous pourrons, par exemple, calculer comme suit la chute de pression en fonction du débit :

$$p_{ex} = p_c$$

$$p_c = p_{c,s}$$

$$p_{c,s} = P(\text{fluid}\$, h=h_{c,s}, s=s_{su})$$

$$h_{c,s} = h_{su} - \frac{C_c^2}{2} \quad (I.18)$$

$$C_c = \frac{\dot{V}_c}{A_c} \quad (I.19)$$

$$\dot{V}_c = \dot{M} \cdot v_c \quad (I.20)$$

$$v_c = v_{c,s}$$

$$v_{c,s} = v(\text{fluid}\$, h=h_{c,s}, s=s_{su})$$

Ce calcul est correct tant que la pression en aval de la tuyère reste supérieure à sa valeur critique, c à d en régime subsonique. Si la pression aval descend en dessous de la pression critique, c'est cette dernière qui se maintient au col de la tuyère. L'écoulement est alors « choqué ».

Si par contre, les pertes de charge sont relativement faibles, on peut éventuellement négliger l'effet de la compressibilité.

Il reste alors :

$$p_{c,s} = p_c - \frac{C_c^2}{2 \cdot v} \quad (I.18')$$

et donc

$$\dot{M} = A_c \cdot \sqrt{2 \cdot \left[\frac{p_{su} - p_{ex}}{v} \right]} \quad (I.21)$$

Bien entendu, la section « équivalente » A_c (celle du col de la tuyère idéale « équivalente ») est généralement très inférieure à la section nette de l'orifice réel. Sa définition inclut en effet la contraction de la veine fluide et les pertes de charge éventuelles en amont de l'étranglement.

Les sections équivalentes d'admission et d'échappement constituent deux paramètres du modèle du compresseur.

I.2.1.4 Echanges de chaleur

Des échanges de chaleur importants ont lieu dans la culasse et dans le cylindre, avant et après la compression proprement-dite. D'autre part, le compresseur lui-même n'est pas rigoureusement adiabatique.

Une modélisation relativement simple de l'ensemble de ces échanges consiste à définir une paroi isotherme fictive, dont la face interne est en contact avec le fluide technique (avant et après la compression) et la face externe en contact avec l'ambiance.

Le principe de cette modélisation est illustré à la Figure I-19, où sont aussi représentées les pertes de charge d'aspiration et de refoulement. Les pertes mécaniques du compresseur (et aussi celles du moteur électrique, si celui-ci est logé dans la même enveloppe) sont ici « injectées » directement dans la paroi isotherme.

Les trois coefficients de transfert de chaleur reliant la paroi, respectivement au fluide entrant, au fluide sortant et à l'ambiance constituent trois paramètres supplémentaires du modèle.

Ainsi par exemple, à l'admission dans le cylindre, le transfert de chaleur de la paroi au fluide se calcule comme dans un échangeur semi-isotherme :

$$\dot{Q}_1 = \varepsilon_1 \cdot \dot{C}_1 \cdot (t_w - t_{su,1})$$

$$\varepsilon_1 = 1 - \exp(-NTU_1)$$

$$NTU_1 = \frac{AU_1}{\dot{C}_1}$$

Le même formalisme peut être appliqué à l'échappement.

Quant au transfert de chaleur de l'ambiance à la paroi, il est directement calculable par une relation du type:

$$\dot{Q} = AU \cdot (t_{amb} - t_w)$$

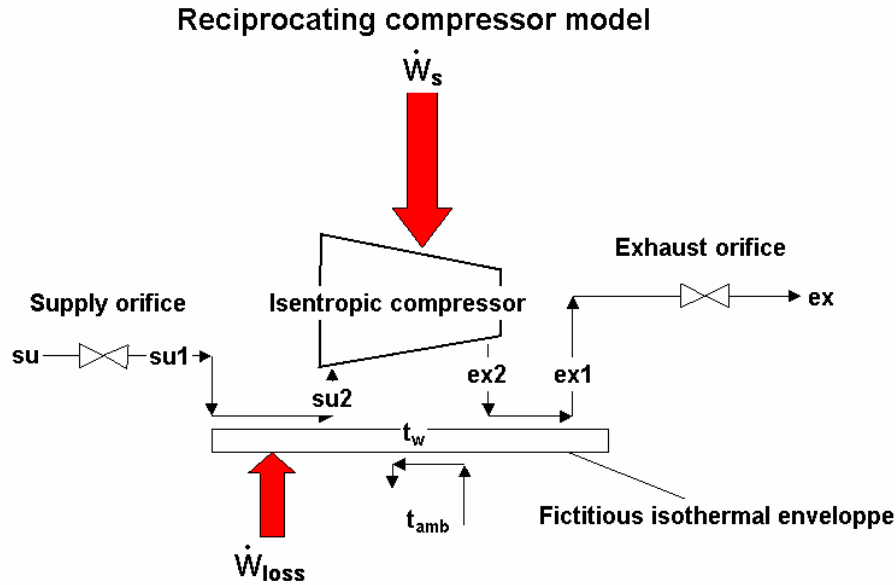


Figure I-19 Modélisation des pertes de charges et des échanges de chaleur

I.2.1.5 Caractéristiques de fonctionnement d'un compresseur à vitesse constante et en pleine charge

Pour des pressions imposées en amont et en aval de la machine, les performances de celle-ci peuvent se définir par :

- le débit massique (\dot{M}) du fluide technique.
- la puissance consommée à l'arbre de la machine (\dot{W}_{sh}) ou directement au niveau du moteur électrique d'entraînement (\dot{W}_{el}).

Les relations dont nous disposons permettent de prédire les allures probables des caractéristiques de fonctionnement d'un compresseur alternatif à différents régimes. Ces allures sont esquissées à la Figure I-20 en fonction des pressions p_{su} et p_{ex} , respectivement à l'entrée et à la sortie de la machine, dont la vitesse de rotation est supposée constante.

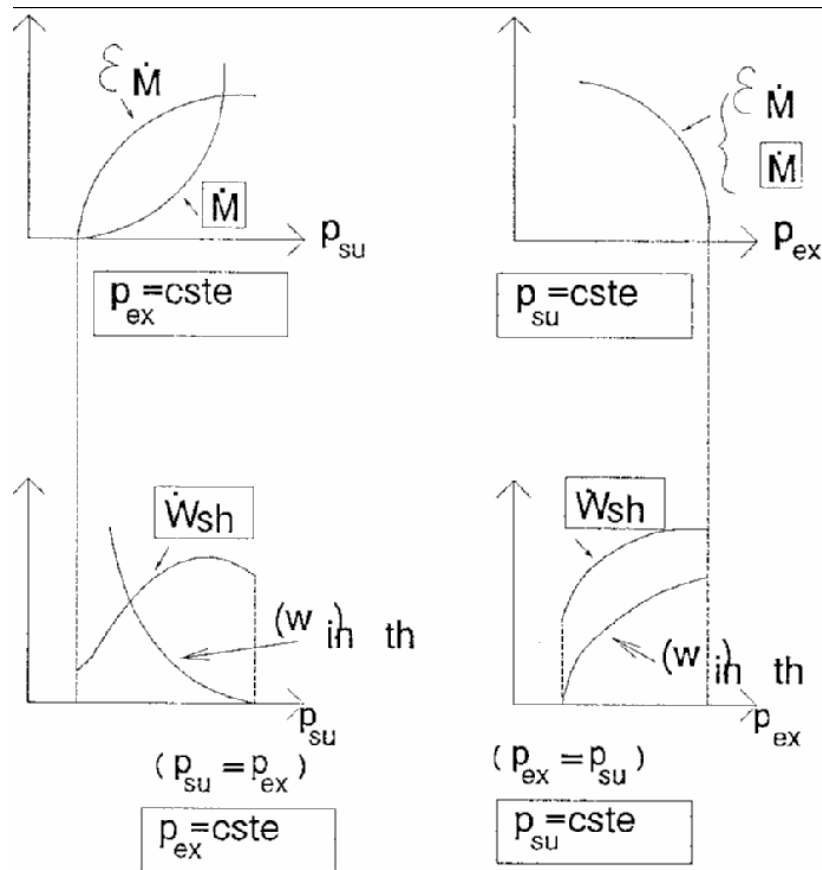


Figure I-20 Allures possibles des caractéristiques

I.2.1.6 Modélisation semi-empirique

On peut modéliser simplement le comportement d'un compresseur par référence à une machine idéale, généralement supposée isentropique.

I.2.1.6.1 Vitesse constante et pleine charge

Une première approche consiste à « faire comme si » le débit du compresseur n'était affecté que par la ré-expansion du volume mort. L'application de l'équation (I.14) donne :

$$\dot{V}_{su} = \dot{V}_s - C \cdot \dot{V}_s \cdot (r_v - 1) \quad (I.22)$$

Les deux paramètres de cette loi sont le débit de volume balayé et le facteur d'espace mort. Ces deux paramètres peuvent être ajustés en valeurs fictives, de manière à rendre compte au mieux des résultats expérimentaux disponibles (Figure I-21).

Les écarts entre les valeurs fictives des paramètres et les valeurs réelles (géométriques) éventuellement disponibles sont attribuables à des effets « parasites » (pertes de charge, transfert de chaleur, ...) non pris en compte dans l'équation (I.22).

Dans le cas d'un compresseur hermétique ou semi-hermétique, le réfrigérant est réchauffé par les pertes du moteur électrique avant admission dans les cylindres. Ce réchauffement doit de toute façon être pris en compte : c'est donc bien à l'entrée des cylindres que le débit de volume de l'équation (I.22) est supposé défini.

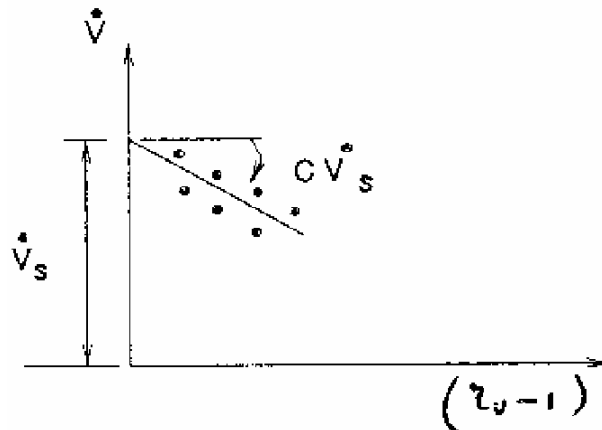


Figure I-21 Identification paramétrique de la loi de variation du débit

Pour définir la puissance consommée, on peut souvent se contenter d'une loi du type :

$$\dot{W} = \dot{W}_L + (1 + \alpha) \cdot \dot{W}_{in} \quad (I.23)$$

$$\dot{W}_{in} = \frac{\dot{W}_s}{\varepsilon_{in}} \quad (I.24)$$

$$\dot{W}_s = \dot{M} \cdot w_s \quad (I.25)$$

avec :

$\dot{W} = \dot{W}_{sh}$ = puissance à l'arbre

ou

$= \dot{W}_{el}$ = puissance électrique, selon le type de machine.

\dot{W}_L = puissance consommée «à vide»

\dot{W}_{in} = puissance « interne »

ε_{in} = efficacité « interne »

α = facteur de perte

\dot{W}_s = puissance isentropique.

Sauf autre information, on peut poser $\varepsilon_{in} = 1$.

L'adaptation de cette loi aux résultats disponibles consiste à ajuster les deux paramètres \dot{W}_L et α (Figure I-22). Le premier paramètre est supposé inclure éventuellement une partie des pertes du moteur électrique d'entraînement, éventuellement aussi les pertes de transmission et enfin les frottements mécaniques dans la machine même.

S'il s'agit d'un compresseur hermétique ou semi-hermétique et que l'on se réfère au schéma de la Figure I-19, on doit « injecter » dans la paroi fictive les pertes électromécaniques définies par l'équation (I.23) :

$$\dot{W}_{\text{loss}} = \dot{W}_L + \alpha \cdot \dot{W}_{\text{in}}$$

Une première approximation consiste à négliger les échanges de chaleur de la paroi isotherme fictive avec le fluide à l'échappement et avec l'ambiance.

Il reste alors :

$$\dot{Q}_1 = \dot{W}_{\text{loss}}$$

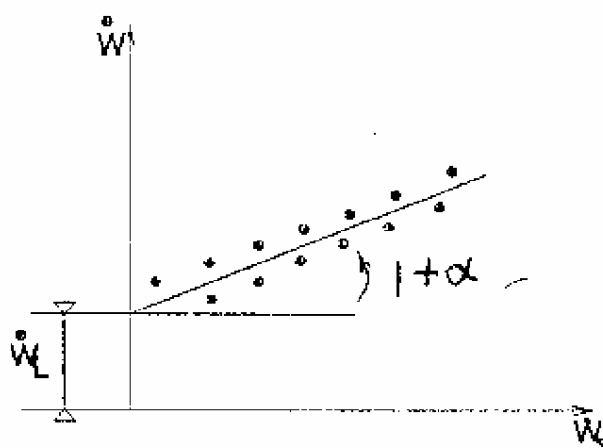


Figure I-22 Identification paramétrique de la loi de variation de puissance

Les équations I.22 et I.23 permettent de caractériser un compresseur particulier par 4 paramètres seulement. Si la richesse des informations disponibles et la précision requise le justifient, on peut évidemment toujours augmenter le nombre de paramètres de manière à rendre le modèle plus réaliste.

Parmi les « améliorations » les plus utiles, on trouve (Figure I-19):

- La prise en compte des pertes de charge d'admission et/ou d'échappement (§I.2.1.3).
- La prise en compte de coefficients de transfert hypothétiques entre la paroi isotherme fictive, le fluide à l'admission, le fluide à l'échappement et l'ambiance (§I.2.1.4);

I.2.1.6.2 Modification de la vitesse de rotation

Les équations dont nous disposons permettent de prévoir les évolutions probables du débit et de la puissance consommée par un compresseur en fonction de sa vitesse de rotation.

En première approximation, le débit du compresseur doit être à peu près proportionnel à sa vitesse de rotation. On peut donc s'attendre à des caractéristiques telles que celles présentées à la Figure I-23.

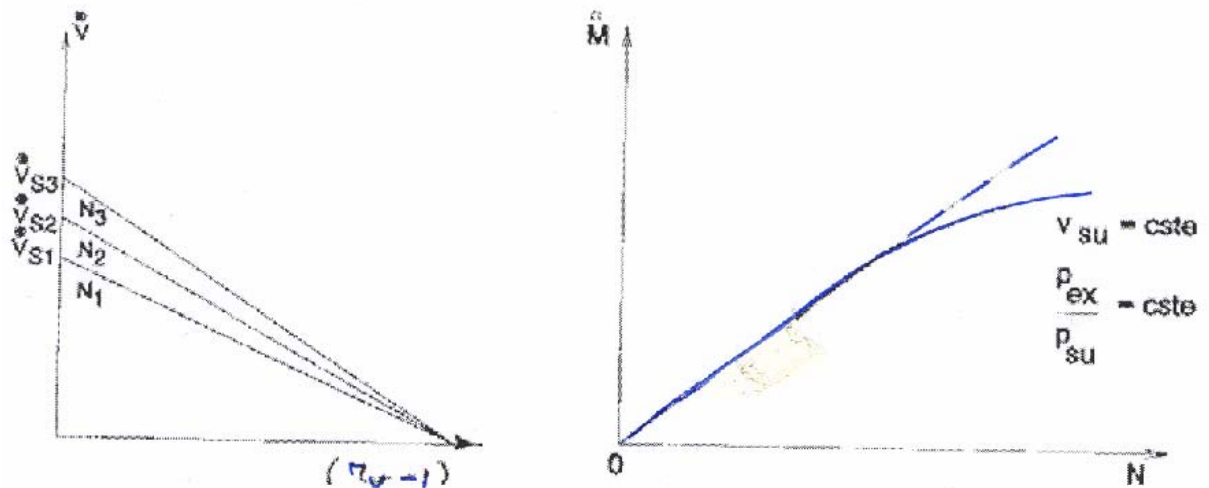


Figure I-23 Variation du débit en fonction de taux de compression

Le défaut de linéarité de la loi $\dot{M} = f(N)$ aux grandes vitesses de rotation est surtout dû à l'effet de la perte de charge d'admission (la perte de charge d'échappement affecte d'avantage la puissance consommée par le compresseur).

En toute rigueur aussi, la loi $\dot{M} = f(N)$ ne passe pas par l'origine : le débit s'annule avant que ne s'annule la vitesse de rotation, en raison des fuites internes (Figure I-24).

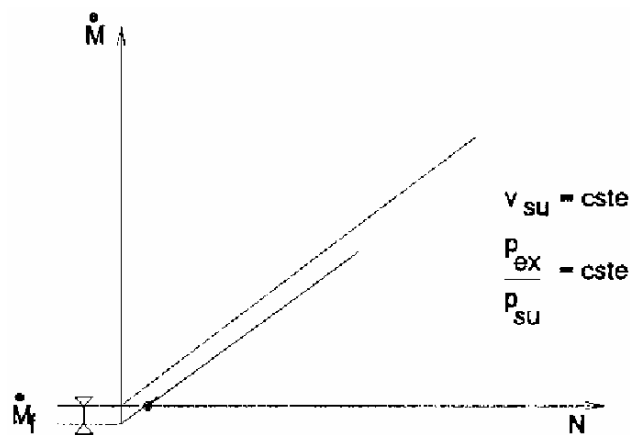


Figure I-24 Effet des fuites internes

Dans le cas des compresseurs à piston, le débit de fuite est généralement négligeable. Mais ce débit peut jouer un rôle beaucoup plus important dans les machines rotatives, comme nous le verrons plus loin.

La perte à vide peut d'autre part se définir par la relation :

$$\dot{W}_L = \omega \cdot T_L \quad (I.26)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot N$$

On admet souvent que le couple de pertes T_L est indépendant de la vitesse de rotation.

La puissance isentropique peut être considérée comme à peu près proportionnelle au débit et donc aussi à peu près proportionnelle à la vitesse de rotation, si l'on admet que le travail isentropique n'en dépend pas (en réalité, le travail isentropique ramené au kg de fluide tend à augmenter avec la vitesse de rotation en raison de l'échauffement du fluide et des pertes de charge d'admission et d'échappement).

Si le compresseur est entraîné par un moteur électrique à vitesse variable, il faut aussi inclure dans ce modèle les performances du variateur de fréquence éventuel.

1.2.1.6.3 Réglage de la charge

La réduction de la vitesse de rotation est un moyen particulièrement efficace de réduire le débit du compresseur. Ce mode de réglage n'est cependant réalisable que si le moteur d'entraînement peut lui-même tourner à vitesse variable.

Si ce n'est pas le cas, trois autres méthodes sont envisageables :

- 1) le réglage (continu ou non) de la cylindrée ;
- 2) le by-pass ;
- 3) le fonctionnement intermittent.

En pratique ces différentes méthodes sont souvent combinées entre elles.

1.2.1.6.3.1 Réglage de la cylindrée.

Dans certaines applications comme la climatisation des véhicules automobiles, on utilise couramment des compresseurs à cylindrée variable, tels que celui schématisé à la Figure I-25. Cette technique est délicate et ne s'applique pas aux grandes puissances.

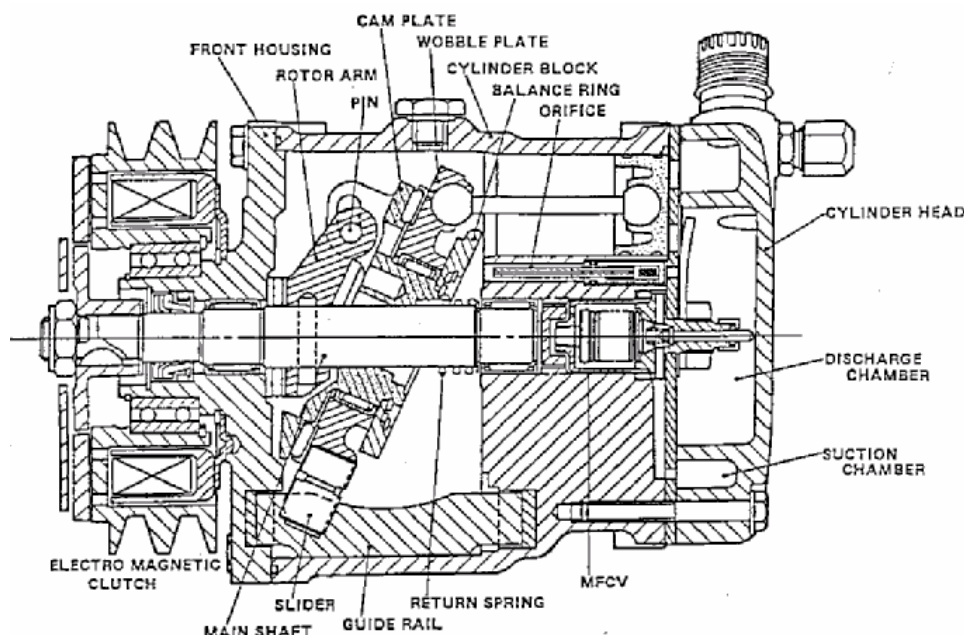


Figure I-25 Exemple de compresseur à cylindrée variable

Une solution plus robuste consiste à faire varier le nombre de cylindre en jeu.

Cette variation de cylindrée ne peut être que discontinue ; la régulation doit donc faire osciller le nombre de cylindres en jeu de telle sorte que :

$$\dot{M} = \theta \cdot \dot{M}_{nc1} + (1 - \theta) \cdot \dot{M}_{nc2} \quad (I.27)$$

avec :

θ = fraction du temps pendant lequel le nombre de cylindres en jeu est n_{c1}

\dot{M}_{nc1} = débit du compresseur avec n_{c1} cylindres en jeu

\dot{M}_{nc2} = débit du compresseur avec n_{c2} cylindres en jeu

Une modélisation très simple de ce mode de régulation consiste à supposer que chacun des deux modes de fonctionnement (n_{c1} et n_{c2}) est maintenu suffisamment longtemps pour pouvoir être traité en régime stationnaire.

La durée effective d'un cycle dépend des caractéristiques du circuit sur lequel est branché le compresseur (notamment du volume d'accumulation éventuel) et du différentiel de la régulation (Figure I-26).

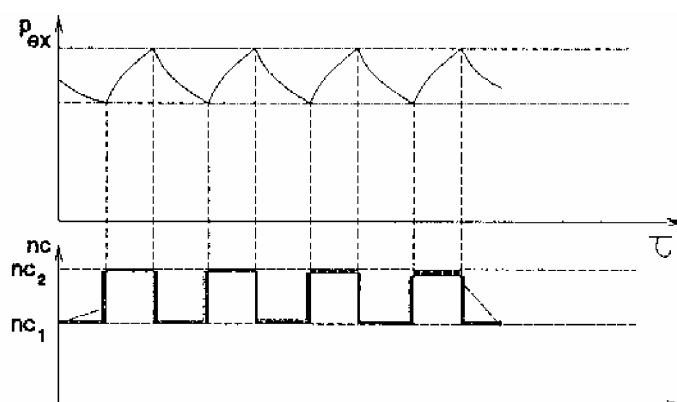


Figure I-26 Régulation discontinue de la cylindrée

Pour calculer la puissance consommée dans ce mode de régulation, on peut en principe utiliser la même loi que celle définie en pleine charge (I.23), avec une correction éventuelle de la puissance interne pour tenir compte des pertes par « pompage » dans les cylindres mis hors service :

$$\dot{W}_{in} = \dot{W}_s + \dot{W}_{pumping}$$

$$\dot{W}_{pumping} = (\dot{V}_{s,FL} - \dot{V}_s) \cdot \Delta p_{pumping}$$

$$\dot{V}_s = \frac{n_c}{n_{c,FL}} \cdot \dot{V}_{s,FL}$$

La différence de pression « de pompage » est un paramètre à identifier sur base des performances du compresseur en charge partielle.

I.2.1.6.3.2 By-pass

Le by-pass du compresseur est un procédé très dispendieux en énergie. Il ne se justifie que dans une proportion très limitée, notamment pour des raisons de bon fonctionnement mécanique (fonctionnement plus continu de la machine en charge très réduite). Dans ce mode de régulation, l'état du fluide au point 1 résulte d'un mélange entre la charge fraîche (\dot{M}) et le fluide (\dot{M}_{BP}) qui a été laminé au travers de la vanne de by-pass (voir Figure I-27).

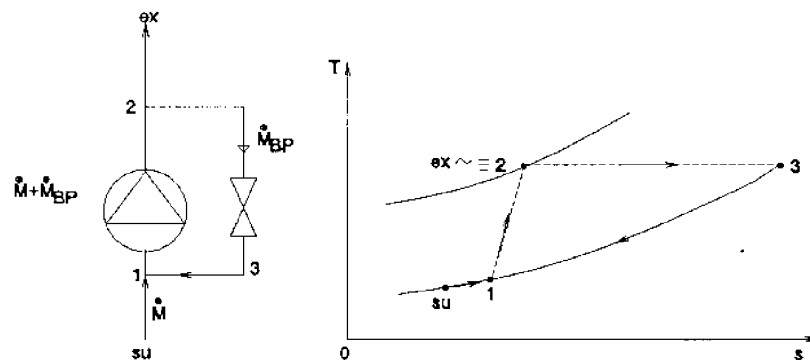


Figure I-27 Effet d'une régulation par by-pass

En première approximation, on peut considérer que l'ouverture de la vanne de by-pass réduit le débit du compresseur pratiquement à puissance constante (Figure I-28).

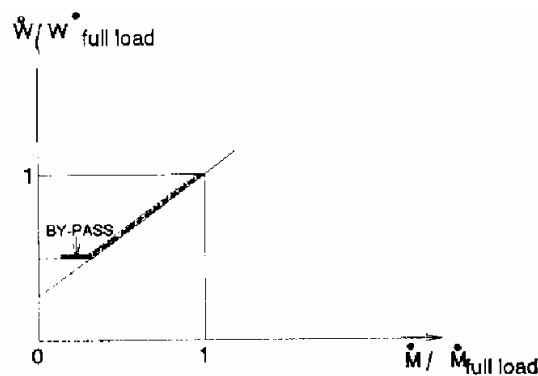


Figure I-28 Effet du by-pass sur la puissance consommée

I.2.1.6.3.3 Cycles ON/OFF

C'est le mode de réglage le plus simple, mais qui sollicite aussi le plus violemment la machine et son moteur d'entraînement. Le procédé est relativement économique, pour autant que les cycles ne soient pas trop courts. Du point de vue énergétique, on aurait théoriquement intérêt à couper le by-pass et alimenter tous les cylindres pendant les périodes de fonctionnement du compresseur. Mais ce procédé peut conduire à des cycles trop courts et à des sollicitations mécaniques et électriques trop importantes. On peut finalement combiner les différents modes de régulation entre eux, comme suggéré à la Figure I-29.

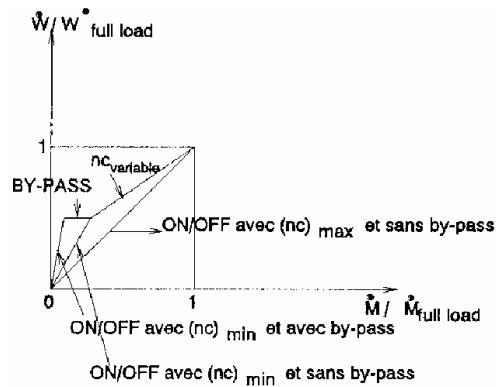


Figure I-29 Combinaison des différents modes de régulation

I.2.2 Autres compresseurs à déplacement positif

Il existe une grande variété de compresseurs rotatifs à déplacement positif. Ces machines se prêtent souvent à des vitesses de rotations plus élevées et aussi à des débits de fluides plus importants que les machines à pistons, toutes autres choses égales.

I.2.2.1 Compresseurs à lobes (« Roots blowers »)

Il s'agit d'une machine particulièrement simple ; son schéma de principe et un exemple de réalisation sont présentés à la Figure I-30 et à la Figure I-31.

En principe, les deux lobes ne se touchent pas : leur rotation est synchronisée par des pignons externes au compresseur proprement dit. Le compresseur peut donc fonctionner « à sec », c'est-à-dire sans lubrification interne.

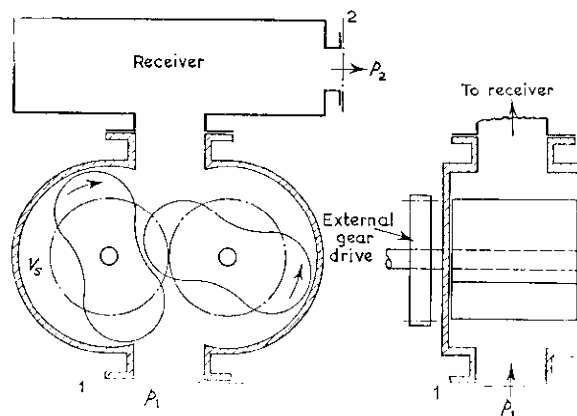


Figure I-30 Schéma de principe d'un compresseur root

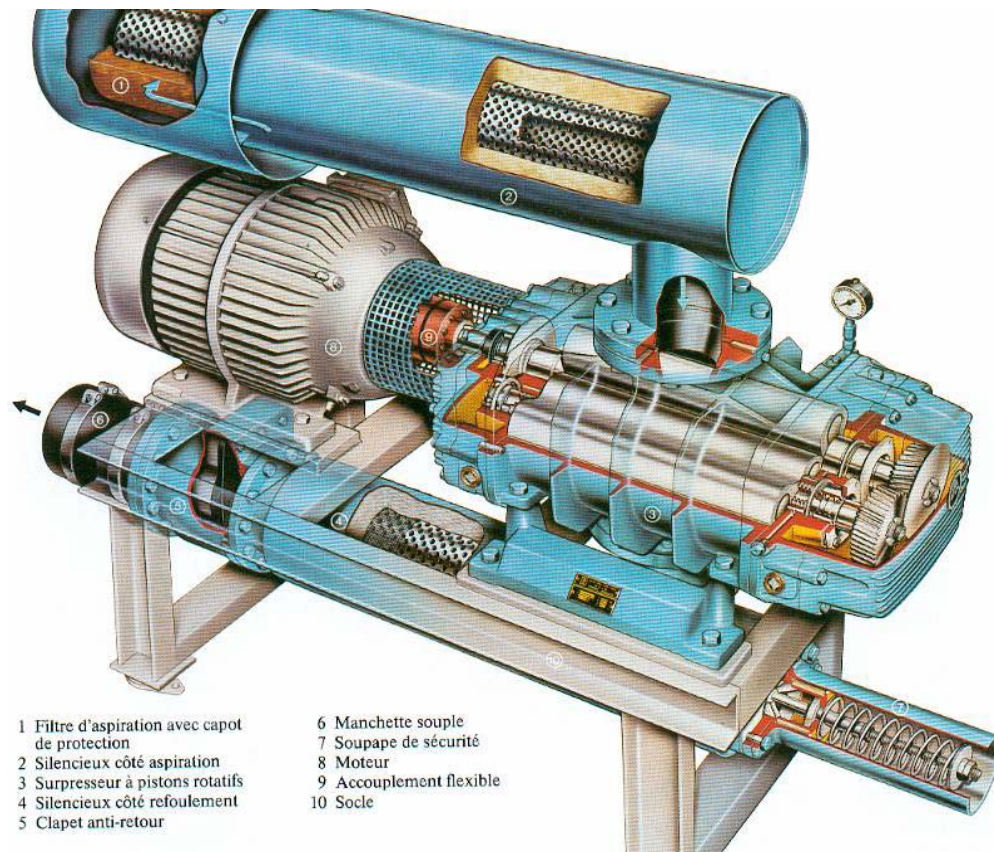


Figure I-31 Exemple de réalisation d'un compresseur root

Compte tenu de la disposition des lobes, le volume V_s est balayé 4 fois pour une rotation complète (Figure I-32).

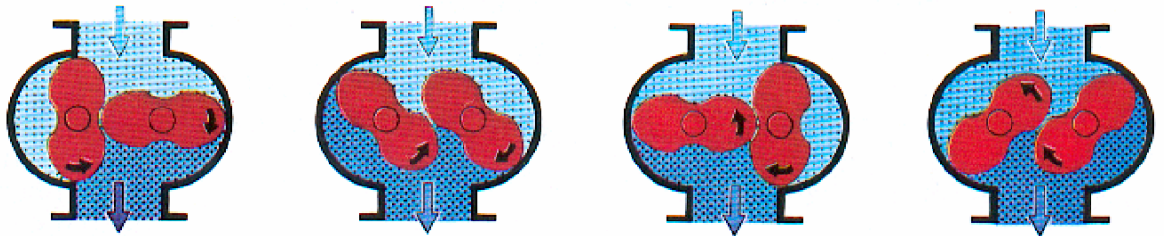


Figure I-32 Principe de fonctionnement du compresseur root

Aucun changement de volume n'est imposé à la masse d'air capturée par un lobe avant expulsion vers la sortie de la machine. Il en résulte une irréversibilité importante, comme le montre bien la Figure I-33. Celle-ci présente le cycle « machine » d'un compresseur alternatif équivalent au compresseur réel.

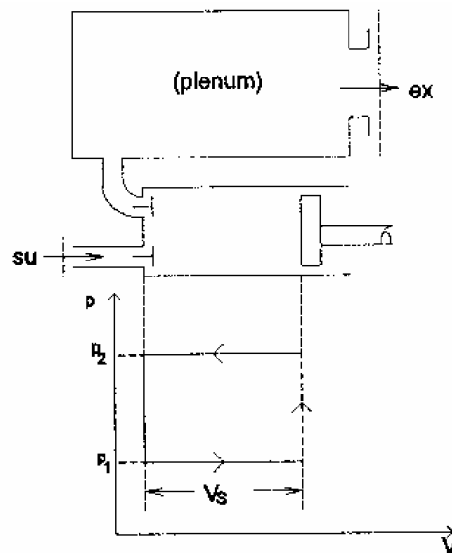


Figure I-33 Compresseur alternatif équivalent au compresseur root réel

On voit que la phase d'aspiration à la pression $p_1 \approx p_{su}$ est suivie d'une mise en communication brutale avec la sortie à la pression $p_2 \approx p_{ex}$, sans aucune compression préalable. Il se produit alors un mélange irréversible entre la masse de fluide capturée à la pression p_1 et le fluide déjà comprimé à la pression p_2 . Ce processus est suivi d'un refoulement à pression constante p_2 .

Le diagramme (p, V) est ici rectangulaire ; sa réalisation exige un maximum de travail interne :

$$W = 4 V_s (p_2 - p_1) \quad (I.28)$$

pour une rotation complète des lobes.

On peut en déduire la puissance interne :

$$\dot{W}_{in} = \dot{V}_s \cdot (p_{ex} - p_{su}) \quad (I.29)$$

avec :

$$\dot{V}_s = 4 \cdot V_s \cdot N$$

I.2.2.2 Compresseurs à palettes

Dans cette machine, chaque masse d'air capturée entre deux palettes consécutives est soumise à un certain taux de compression, avant d'être mélangée irréversiblement avec le fluide déjà comprimé. Un exemple de schéma, ainsi que la description du cycle d'une machine alternative équivalente sont présentés à la Figure I-34. Un exemple de réalisation est présenté à la Figure I-35.

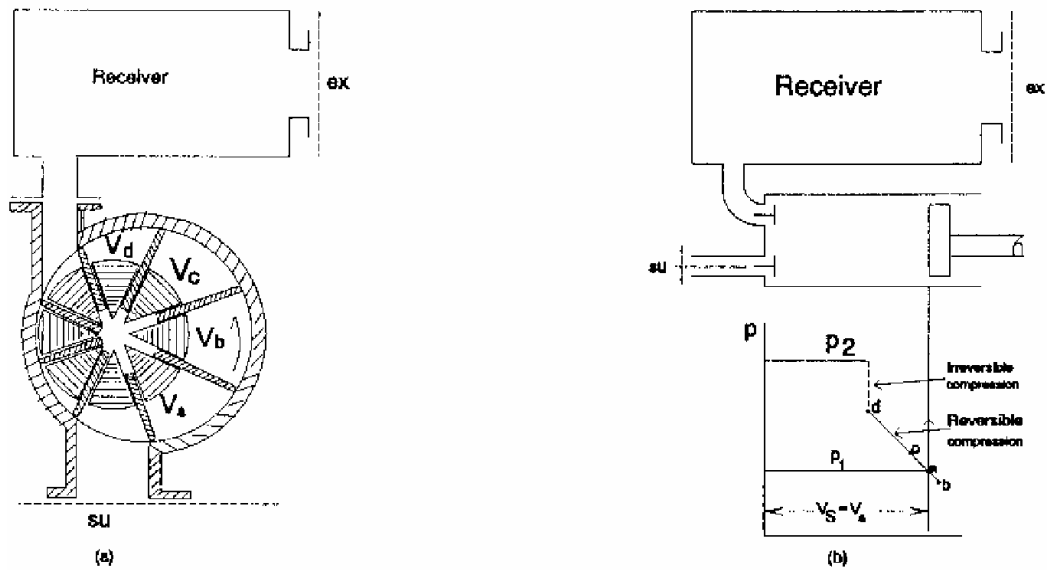


Figure I-34 Compresseur à palettes et compresseur alternatif équivalent

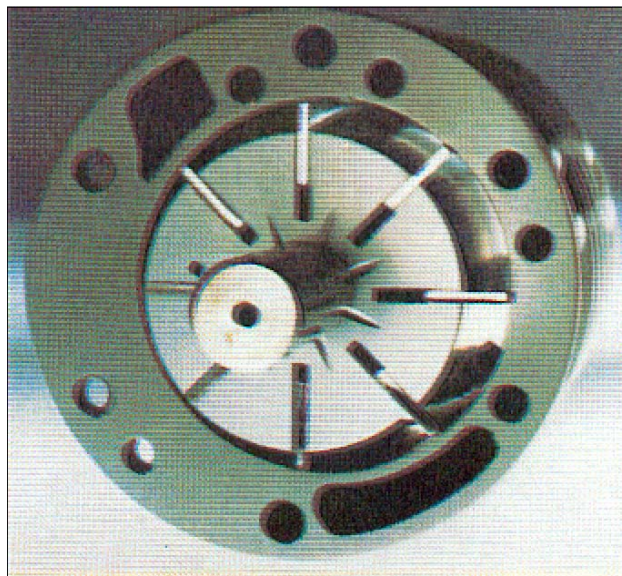


Figure I-35 Exemple de réalisation d'un compresseur à palettes

L'effet favorable du taux de compression interne apparaît bien à la Figure I-34: il en résulte une réduction de l'aire du diagramme (p, V) et donc aussi du travail théorique. Mais ce taux de compression interne est invariable ; une même machine n'est donc pas nécessairement bien adaptée à différents régimes d'exploitation possibles. Nous reviendrons plus loin sur ce problème...

En principe, aucun compresseur à palette ne peut fonctionner « à sec » : les frottements de la ou des palettes contre les parois du stator et du rotor doivent être atténués par une importante lubrification (tout comme d'ailleurs dans la plupart des machines alternatives). La présence du lubrifiant atténue aussi les fuites internes.

Comme les autres machines rotatives, le compresseur à palette peut aussi fonctionner en expanseur. Trois exemples sont présentés à la Figure I-36, à la Figure I-37 et à la Figure I-38.

Ce sont, respectivement, un moteur d'outillage pneumatique de petite puissance (Figure I-36), un moteur d'outillage pneumatique de puissance plus importante (Figure I-37) et un démarreur de turboréacteur d'avion (Figure I-38) .

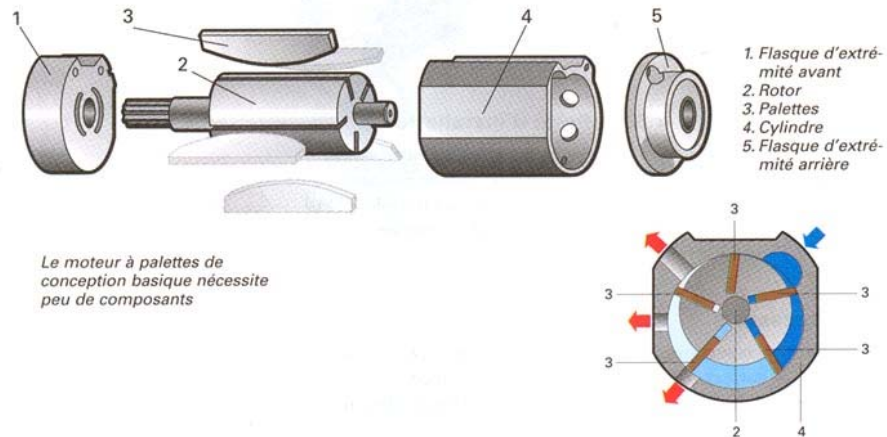


Figure I-36 Moteur d'outillage pneumatique de petite puissance (400 W)

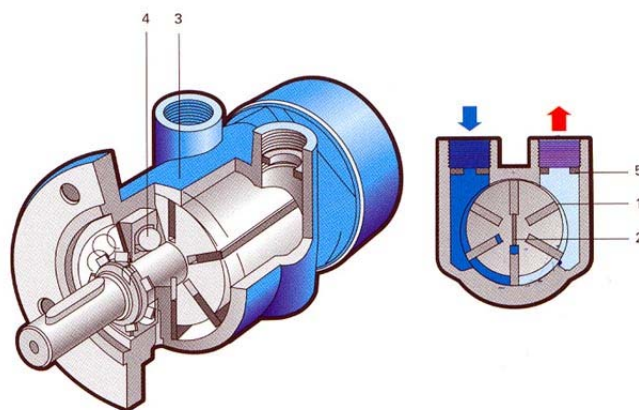


Figure I-37 Moteur d'outillage pneumatique de puissance plus importante (jusqu'à 4kW)

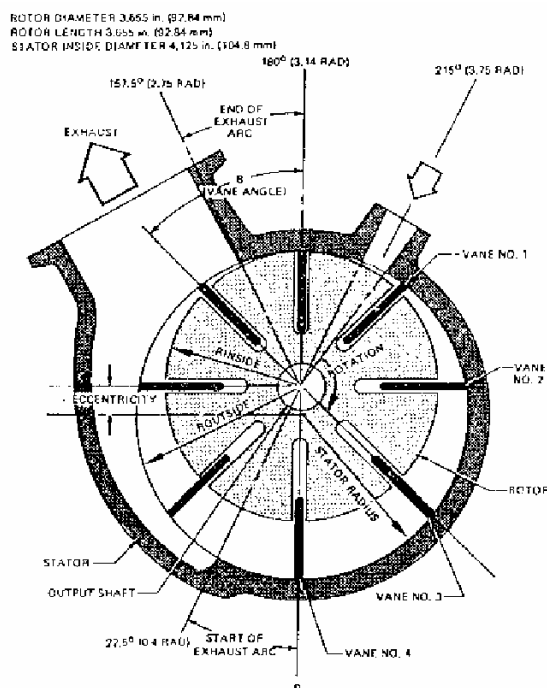


Figure I-38 Démarreur de turboréacteur d'avion

I.2.2.3 Compresseurs à vis

I.2.2.3.1 Compresseur double vis

Dans ce type de machine, on trouve deux rotors hélicoïdaux qui capturent le fluide et le repoussent dans la direction axiale tout en le comprimant (Figure I-39). Les vis peuvent être lubrifiées ou « sèches » (comme les lobes du compresseur root).

Un exemple de compresseur à vis lubrifié est présenté à la Figure I-40: grâce à la lubrification, on peut se contenter de n'entraîner qu'une des deux vis (la vis « male » dans le cas présent) ; celle-ci entraîne l'autre (la vis « femelle »).

En l'absence de lubrification, il faut prévoir une synchronisation des deux vis par pignons comme pour le compresseur root.

Le processus complet (aspiration, compression et refoulement) est illustré à la Figure I-41 et à la Figure I-42.

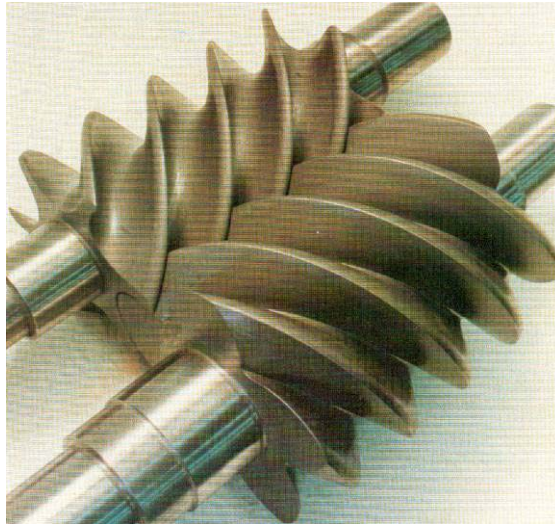
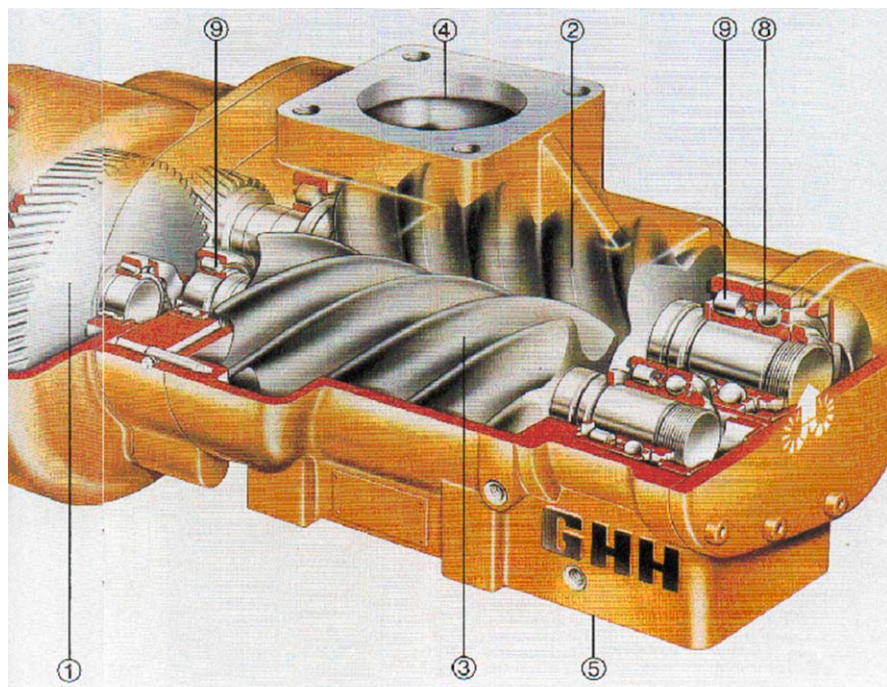


Figure I-39 Compresseur à vis



- 1: multiplicateur
- 2: rotor principal
- 3: rotor auxiliaire
- 4: tubulure d'aspiration
- 5: tubulure de refoulement
- 6: arbre d'entraînement
- 7: garniture d'arbre
- 8: palier de rotor axial
- 9: palier de rotor radial

Figure I-40 Exemple de compresseur à vis lubrifié

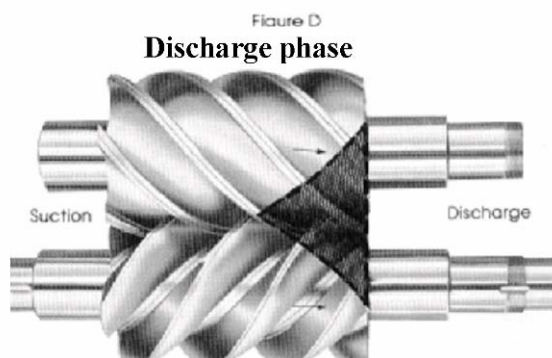
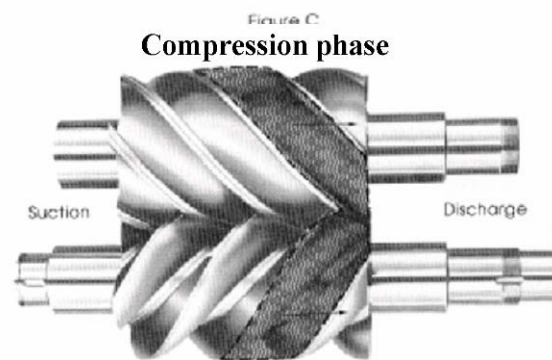
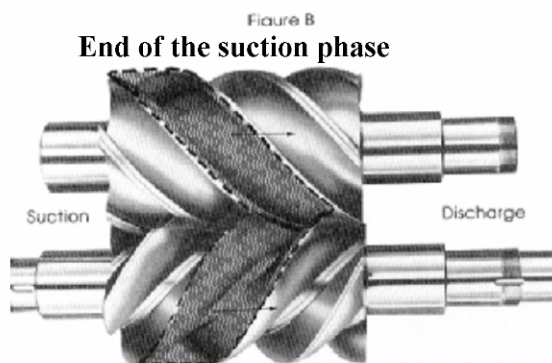
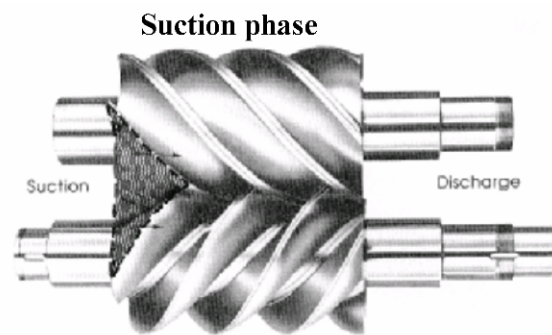


Figure I-41 Principe de fonctionnement d'un compresseur à vis.

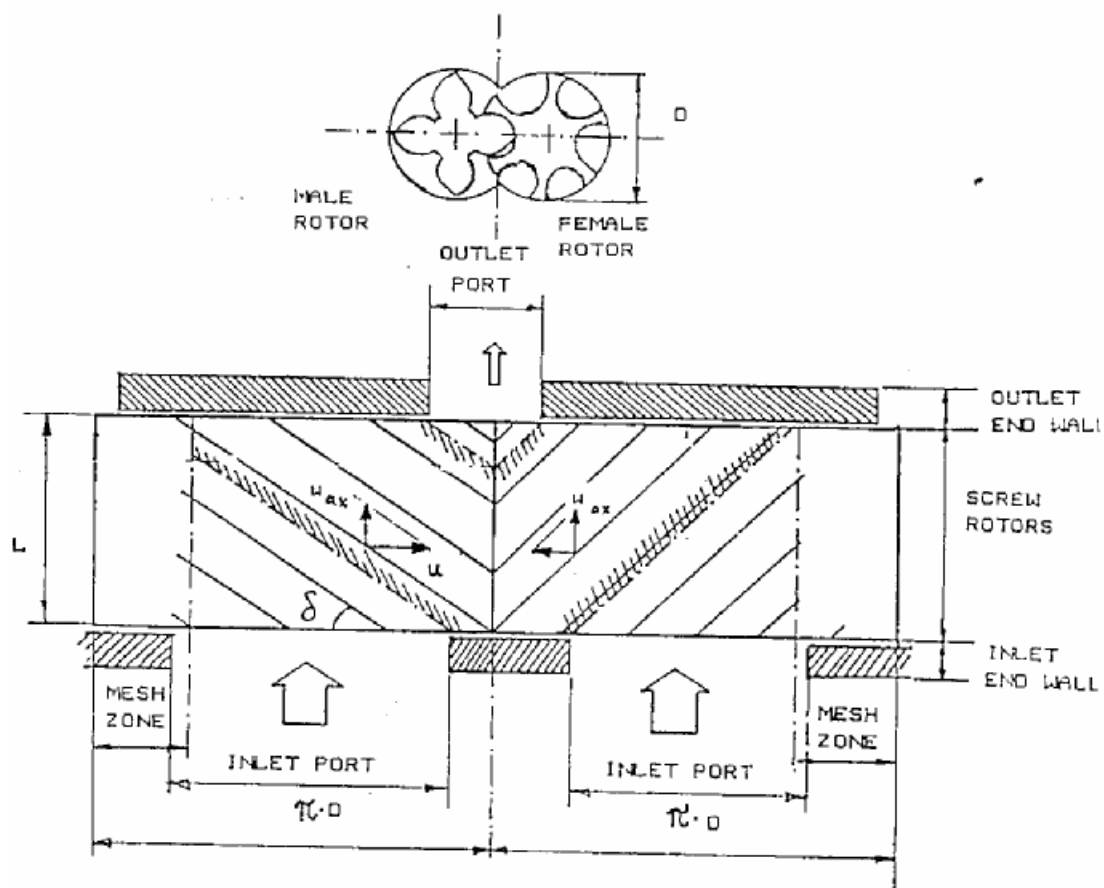


Figure I-42 Vue du fonctionnement en « déroulé »

De par sa conception et tout comme les autres machines rotatives, le compresseur à vis fonctionne normalement à taux de compression interne constant. Il en résulte une irréversibilité, chaque fois que ce taux diffère sensiblement du taux de compression externe imposé à la machine.

Il est donc important de bien adapter le design du compresseur au domaine d'utilisation envisagé.

Certains compresseurs à vis sont pourvus de deux systèmes de tiroirs permettant d'ajuster à la fois la cylindrée et le taux de compression interne.

Ces tiroirs sont logés dans la paroi du stator ; les ouvertures qu'ils dégagent ont pour effet de réduire la course utile des vis pendant les phases d'aspiration et de compression.

La régulation de la cylindrée par tiroir est illustrée à la Figure I-43: on voit que l'ouverture dégagée par le tiroir donne lieu à une re-circulation interne d'une partie du fluide initialement capturé. Un tel système permet de faire varier la cylindrée du compresseur entre 100% et 10%. De plus, lorsque le tiroir se trouve en position de recirculation maximale, on dispose d'un moyen très pratique pour faciliter le démarrage du compresseur.

Le second système de tiroirs permet d'ajuster en permanence le rapport de volume du compresseur, de telle sorte que le taux de compression interne soit toujours égal au taux de pression externe imposé par le système.

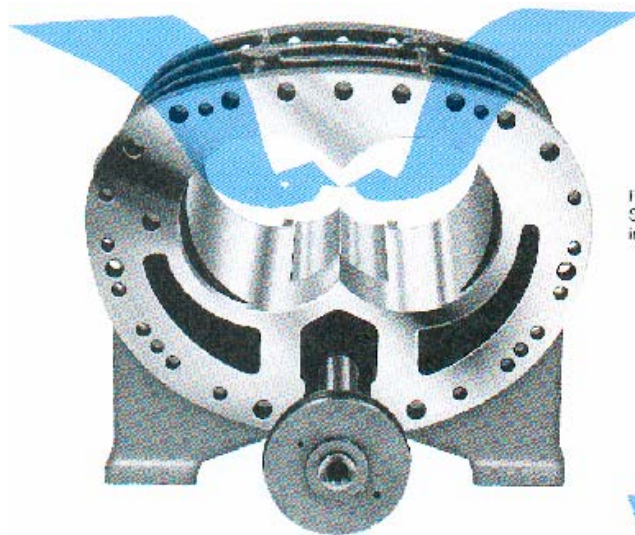


Figure E
Side valve is in "closed" position at full load. Arrows indicate straight through refrigerant flow.

Figure F
Side valve is in "open" position at reduced load. Smaller arrows indicate recirculated gas flow.

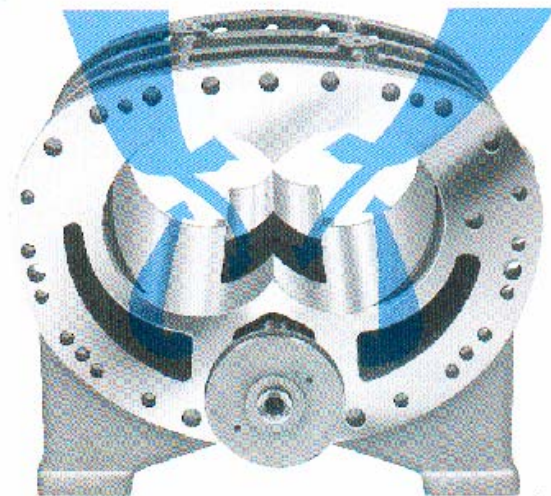


Figure I-43 Principe de fonctionnement de la régulation de cylindrée par tiroir

1.2.2.3.2 Compresseur mono-vis

Le compresseur mono-vis est composé d'une vis centrale, dont les chambres de compression sont fermées par les dents de deux rotors de « barrage » en forme de disques échancrés, situés de part et d'autre du rotor principal. La combinaison la plus fréquente comprend un rotor principal à six cavités et des rotors de barrage à onze dents. Un exemple de réalisation est présenté à la Figure I-44. L'avantage principal du compresseur mono-vis est l'équilibrage partiel des forces radiales de part et d'autre du rotor principal qui réduit les pertes mécaniques et les fuites induites par la flexion du rotor. Cet équilibrage résulte d'une compression symétrique de part et d'autre de la vis principale (voir Figure I-45).

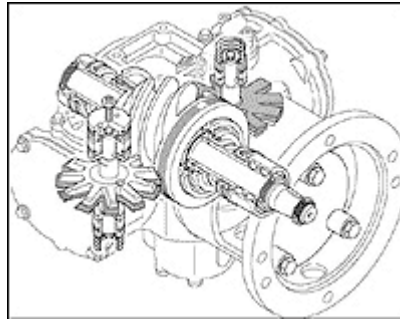


Figure I-44 Exemple de réalisation d'un compresseur mono-vis

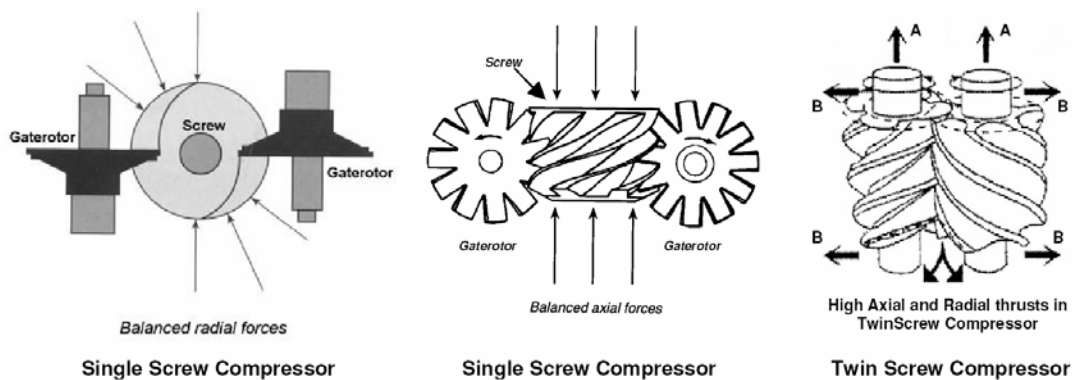


Figure I-45 Equilibrage des forces radiales dans un compresseur mono-vis et déséquilibre de ces forces dans un compresseur à double-vis

I.2.2.4 Compresseur à dents

Le principe de base de cette machine est très semblable à celui du compresseur à vis ; il permet de couvrir une gamme de plus petits débits sans lubrification interne. Il ne comporte en principe aucune possibilité de réglage de la cylindrée ou du taux de compression interne.

Un exemple de compresseur à dents est présenté aux Figure I-46 et Figure I-47.

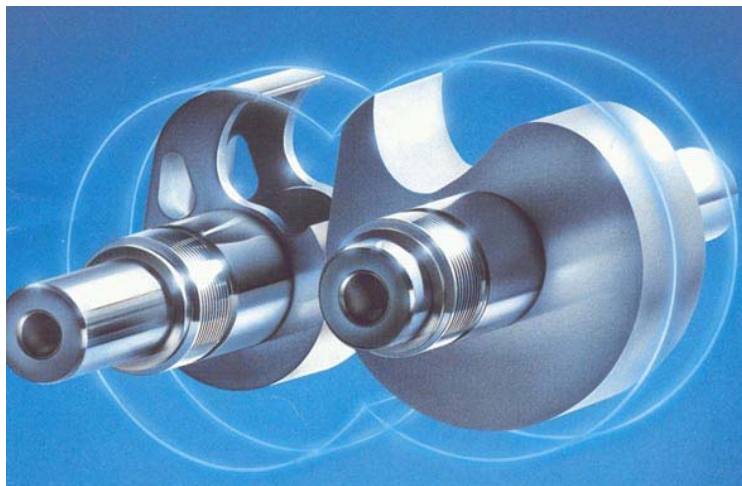


Figure I-46 Le principe du compresseur à dents

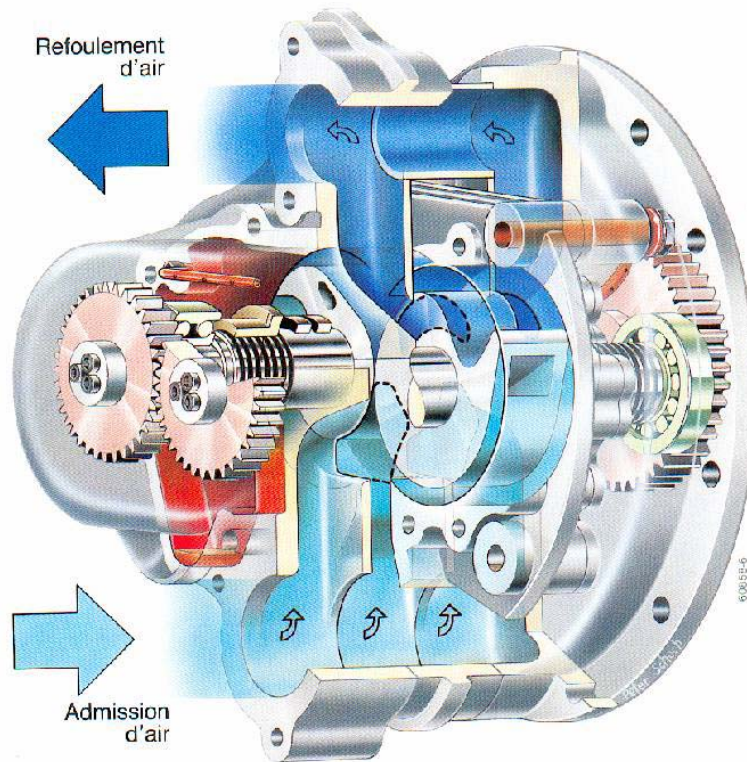


Figure I-47 Le compresseur complet, avec ses pignons de synchronisation

I.2.2.5 Compresseur « scroll »

Le compresseur « scroll », ou « spiro-orbital », est constitué de deux spirales, dont l'une décrit un mouvement orbital par rapport à l'autre.

La structure de base du compresseur et son principe de fonctionnement sont présentés à la Figure I-48.

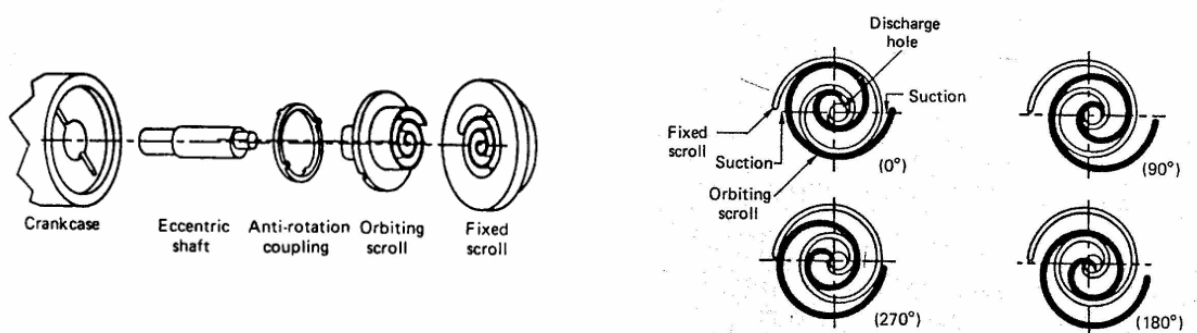


Figure I-48 Structure et principes de fonctionnement d'un compresseur scroll

Le fluide est capturé et comprimé entre les deux spirales avant d'être refoulé par un orifice central.

Les spirales peuvent être lubrifiées ou non. Dans le deuxième cas, elles ne se touchent pas et les fuites internes peuvent jouer un rôle plus important, comme pour les autres machines rotatives sèches.

Des exemples de réalisation sont présentés à la Figure I-49 et à la Figure I-50: il s'agit (Figure I-49) d'un compresseur scroll « ouvert » utilisé pour la climatisation des véhicules et de deux variantes de compresseur hermétique destiné à des installations fixes de réfrigération (Figure I-50).

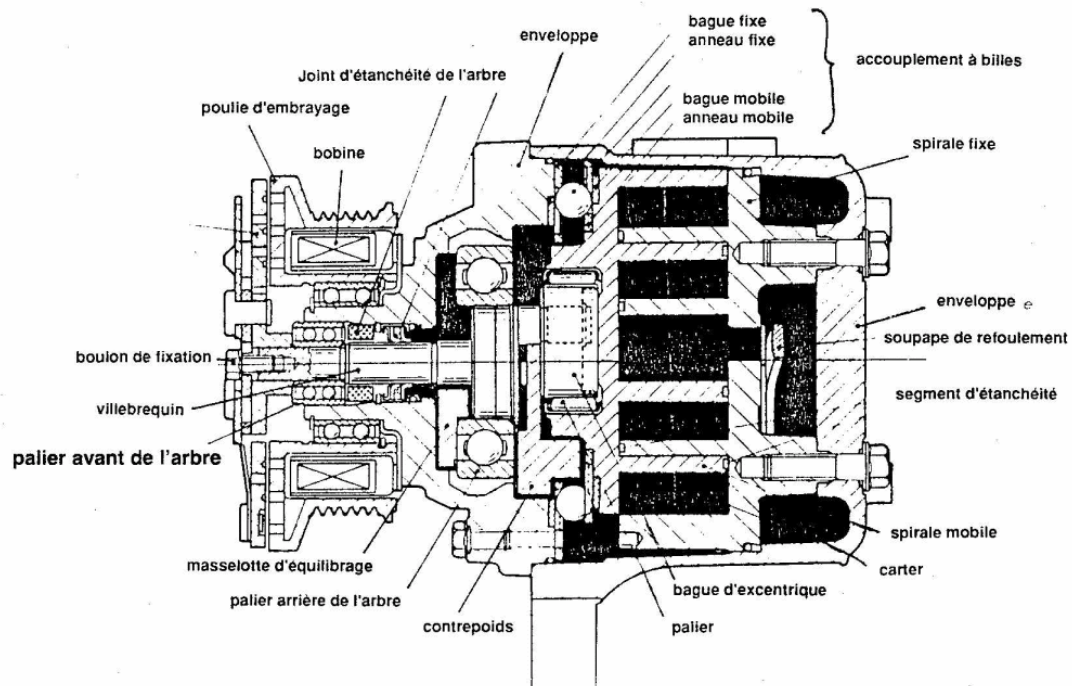


Figure I-49 Compresseur « ouvert » pour climatisation de véhicule

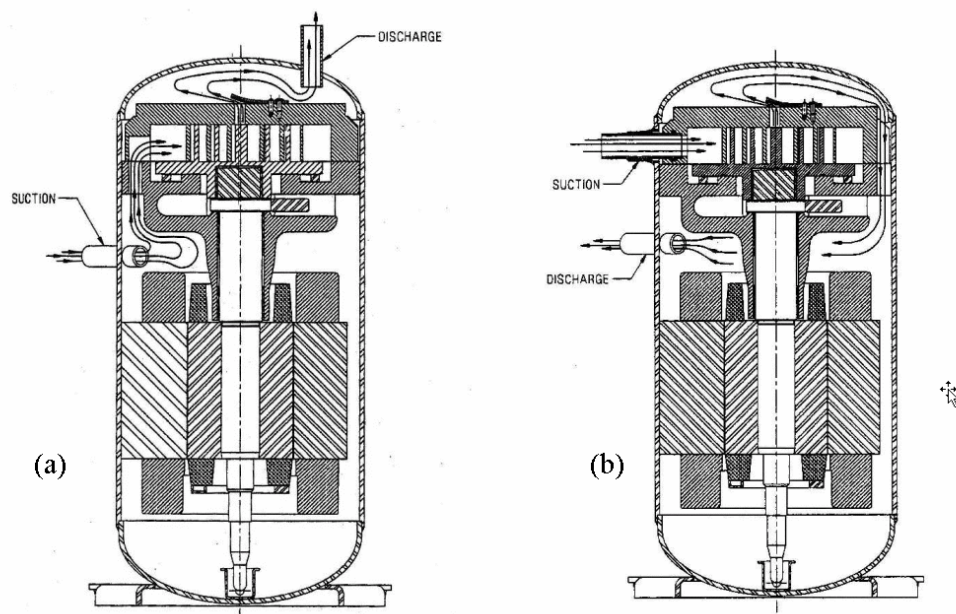


Figure I-50 Exemples de conception d'un compresseur scroll hermétique
(a : aspiration par le carter ; b : échappement par le carter)

Comme on le verra plus loin, l'efficacité de débit d'une machine rotative peut être affectée par les fuites internes. Dans un compresseur scroll, les principales fuites internes sont :

- Les fuites d'arête, entre le sommet du profil de scroll et le disque de l'autre scroll
- Les fuites de flanc, entre les deux profils de scroll

Ces fuites sont illustrées à la Figure I-51.

La fuite de flanc est limitée en réduisant autant que possible le jeu radial (de l'ordre de 70 μm). La fuite d'arête peut être largement réduite en logeant un joint dans le sommet du profil de scroll. Ce joint est poussé contre le disque de l'autre scroll par un ressort, ou en mettant en communication la rainure dans lequel il est logé avec le fluide à haute pression.

Dans le cas d'un compresseur lubrifié, la présence de l'huile réduit les aires de fuites en permettant un meilleur contact entre les deux scrolls et en colmatant les faibles interstices.

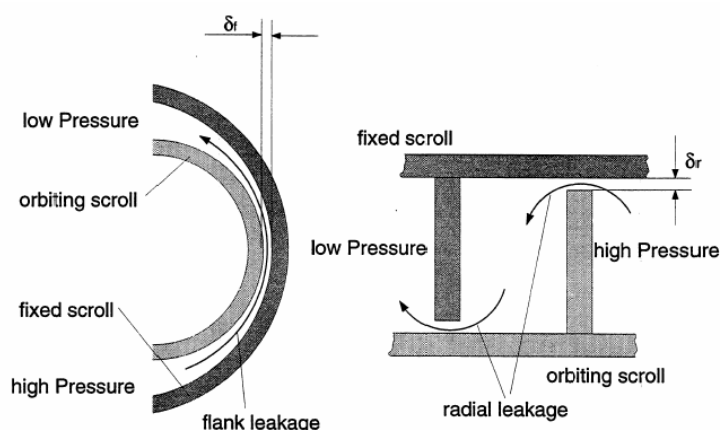


Figure I-51 Fuites internes au compresseur scroll: fuites de flanc ("flank leakage") et fuites d'arête ("radial leakage")

L'orifice de sortie du compresseur scroll est parfois équipé d'un clapet anti-retour qui empêche l'écoulement du fluide en sens inverse (« back flow ») lors de l'arrêt du compresseur.

La présence de ce clapet introduit une importante perte de charge en sortie du compresseur.

I.2.2.6 Effet de l'inadaptation du taux de compression interne

On peut aisément calculer le travail interne théorique d'un compresseur en fonction des taux de compression « interne » (r_{pin}) et externe (r_p).

Reprenons l'équation I.6 :

$$\dot{W}_{in} = i \cdot N \cdot V_s \cdot \Delta p_{in} \quad (I.6)$$

La différence de pression « équivalente » peut être définie essentiellement en fonction de la différence de pression externe (p_{ex-psu}) et des caractéristiques du compresseur. Les caractéristiques du fluide n'interviennent que très peu, comme nous allons le voir.

Dans le cas d'un *compresseur à piston*, l'effet de la ré-expansion du volume mort peut être pris en compte en introduisant l'efficacité volumétrique dans l'équation I.6 :

$$\dot{W}_{in} = \varepsilon_v \cdot i \cdot N \cdot V_s \cdot \Delta p \quad (I.6')$$

Si la loi de compression est assimilable à une adiabatique réversible, donc isentropique, il reste :

$$\begin{aligned} \dot{W}_{in} &= \dot{M} \cdot w_s \\ \dot{M} &= \frac{\dot{V}}{v_1} \\ \dot{V} &= \varepsilon_v \cdot i \cdot N \cdot V_s \end{aligned}$$

soit

$$\begin{aligned} \Delta p_s &= \frac{w_s}{v_1} \\ w_s &= h_{2s} - h_1 \\ h_{2s} &= h(\text{fluid}\$, P=p_2, s=s_1) \\ s_1 &= s(\text{fluid}\$, P=p_1, v=v_1) \\ h_1 &= h(\text{fluid}\$, P=p_1, v=v_1) \end{aligned}$$

Nous savons d'autre part que les pressions p_1 et p_2 peuvent être, en première approximation tout au moins, confondues respectivement avec les pressions d'aspiration (p_{su}) et de refoulement (p_{ex}) du compresseur.

Quant au volume massique v_1 , il peut être significativement affecté par le réchauffement du fluide avant compression.

Si le fluide est assimilable à un gaz parfait, l'intégration de la loi de compression en coordonnées $[p, v]$ donne :

$$\Delta p_s = \left[\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right] \cdot p_{su} \cdot \left(r_p^{\left[\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right]} - 1 \right)$$

Ce résultat est remarquable : il montre que les caractéristiques du fluide n'interviennent qu'au travers de l'exposant isentropique gamma.

Dans le cas d'un compresseur *root*, nous pouvons poser :

$$\Delta p = p_{\text{ex}} - p_{\text{su}}$$

$$\Delta p = p_{\text{su}} \cdot (r_p - 1)$$

La comparaison entre ce résultat et celui obtenu pour le compresseur à pistons permet de définir une borne supérieure (en l'absence de fuite interne, de perte de charge et de pertes mécaniques) de l'efficacité isentropique du compresseur *root* :

$$\varepsilon_s = \frac{\Delta p_s}{\Delta p}$$

Dans le *cas général* d'un compresseur rotatif à taux de compression fixe (compresseur scroll, compresseur à vis,...), nous pouvons poser :

$$\varepsilon_{s,\text{in}} = \frac{\Delta p_s}{\Delta p}$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

$$\Delta p_1 = \left[\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right] \cdot p_{\text{su}} \cdot (r_{p,\text{in}}^{\left[\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right]} - 1)$$

$$\Delta p_2 = \frac{p_{\text{ex}} - p_{\text{in}}}{r_{v,\text{in}}}$$

Les différences de pression équivalentes sont représentées à la Figure I-52

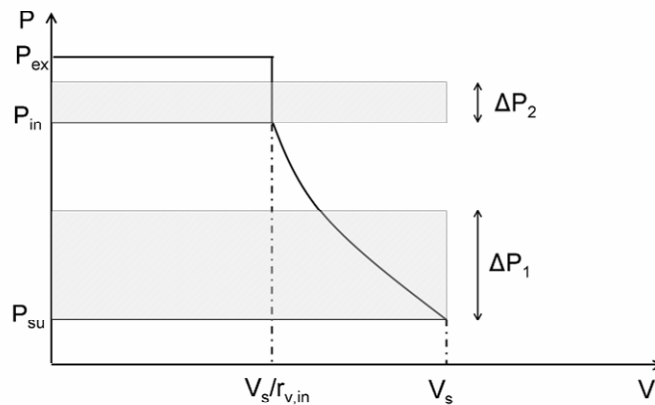


Figure I-52 Visualisation des différences de pression équivalentes

Où $r_{v,in}$ est le rapport de volume interne de la machine et correspond au rapport entre le volume emprisonné au moment de la fermeture de la (des) chambre(s) d'admission et le volume libéré au moment de l'ouverture de la (des) chambre(s) de compression.

Si le fluide n'est pas assimilable à un gaz parfait, nous pouvons encore écrire :

$$w_{in} = w_1 + w_2$$

$$w_1 = h_{in,s} - h_{su}$$

$$w_2 = v_{in} \cdot (p_{ex} - p_{in})$$

Ce résultat est valable, quel que soient les taux de compression interne et externe (Figure I-53 et Figure I-54). Cette expression du travail est obtenue par intégration de $V \, dP$ (système ouvert) entre les pressions d'entrée et de sortie.

Si le taux de compression interne est trop faible, la pression finale dans la (les) chambre(s) de compression est inférieure à la pression dans la ligne d'échappement. Les deux pressions ne s'équilibrent qu'au moment de l'ouverture de l'orifice d'échappement, lorsque du fluide à plus haute pression s'écoule de la ligne d'échappement vers la (les) chambre(s) de compression (« back flow »).

L'inverse se produit lorsque le taux de compression est trop important : une partie du fluide à plus haute pression s'écoule de la (des) chambre(s) de compression vers la ligne d'échappement jusqu'à ce que les pressions soient égales.

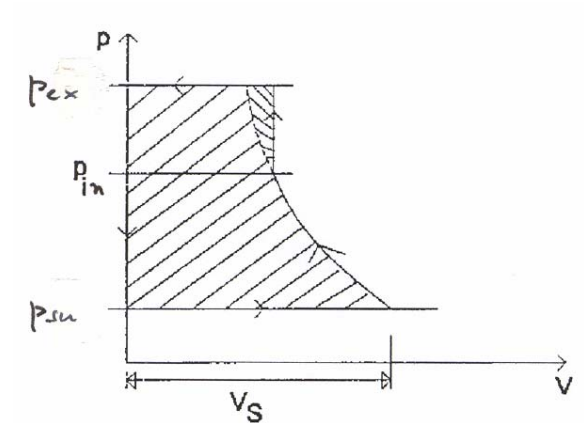


Figure I-53 Taux de compression interne trop faible

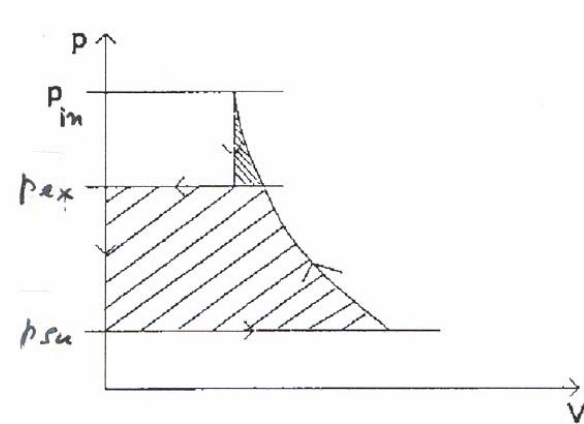


Figure I-54 Taux de compression interne trop élevé

I.2.2.7 Effet des fuites internes

L'efficacité de débit des machines rotatives peut être très affectée par les fuites internes, surtout en l'absence de lubrification.

Ces fuites peuvent être modélisées par référence à un écoulement au travers d'une tuyère équivalente, comme nous l'avons déjà fait pour les pertes de charge d'aspiration et de refoulement dans les compresseurs alternatifs (§ I.2.1.3.)

On peut considérer que :

$$\dot{M} = \dot{M}_{in} - \dot{M}_l \quad (I.31)$$

avec M_l = débit de fuite (« leakage »).

$$\dot{M}_l = \frac{\dot{V}_{thr}}{v_{thr}} \quad (I.32)$$

$$\dot{V}_{thr} = C_{thr} \cdot A_{thr} \quad (I.33)$$

$$\frac{C_{thr}^2}{2} = h_{ex} - h_{thr} \quad (I.34)$$

$$h_{thr} = h(\text{fluid}\$, P=p_{thr}, s=s_{ex})$$

$$v_{thr} = v(\text{fluid}\$, h=h_{thr}, P=p_{thr})$$

Avec l'indice « thr » pour désigner le col ("throat") de la tuyère fictive de fuite et l'indice « ex » pour la *sortie* du compresseur, qui est aussi l'*entrée* de la tuyère.

La pression au col de la tuyère coïncide avec celle à l'entrée du compresseur, tant que celle-ci reste supérieure à la pression critique.

Si le compresseur est considéré comme pratiquement adiabatique, on peut aisément définir les conditions de sortie :

$$h_{ex} = h_{su} + \frac{\dot{W}}{\dot{M}} \quad (I.35)$$

$$s_{ex} = s(\text{fluid}\$, h=h_{ex}, P=p_{ex})$$

Avec encore :

$$\dot{W} = \dot{W}_L + (1 + \alpha) \cdot \dot{W}_{in} \quad (I.23)$$

Dans cette dernière expression, \dot{W} représente la puissance à l'arbre (pour un compresseur ouvert) ou la puissance électrique (pour un compresseur hermétique globalement adiabatique).

Les compresseurs *root* sont souvent utilisés sous des rapports de pression modérés. L'écoulement de fuite interne y est donc généralement subsonique. On peut même, en première approximation, considérer le fluide comme quasi-incompressible :

$$\frac{C_{thr}^2}{2} = v \cdot (p_{ex} - p_{thr}) \quad (I.34')$$

Mais il faut tenir compte de ce que l'état du fluide avant la compression diffère de celui à l'entrée de machine en raison du mélange avec la fuite interne :

$$\dot{M}_{in} = \frac{\dot{V}_s}{v_{su1}} \quad (I.36)$$

$$v_{su1} = v(\text{fluid}, h=h_{su1}, P=p_{su})$$

$$h_{su1} = \frac{\dot{M} \cdot h_{su} + \dot{M}_l \cdot h_{ex}}{\dot{M}_{in}} \quad (I.37)$$

Si on néglige les pertes mécaniques, les pertes de charge et les échanges de chaleur éventuels, le modèle du compresseur ROOT ne comporte plus que deux paramètres: \dot{V}_s et A_{thr} . Ceux-ci peuvent être identifiés de manière à reproduire au mieux les caractéristiques de fonctionnement. Celles-ci sont souvent décrites par des faisceaux de courbes tels que celui présenté à la Figure I-55).

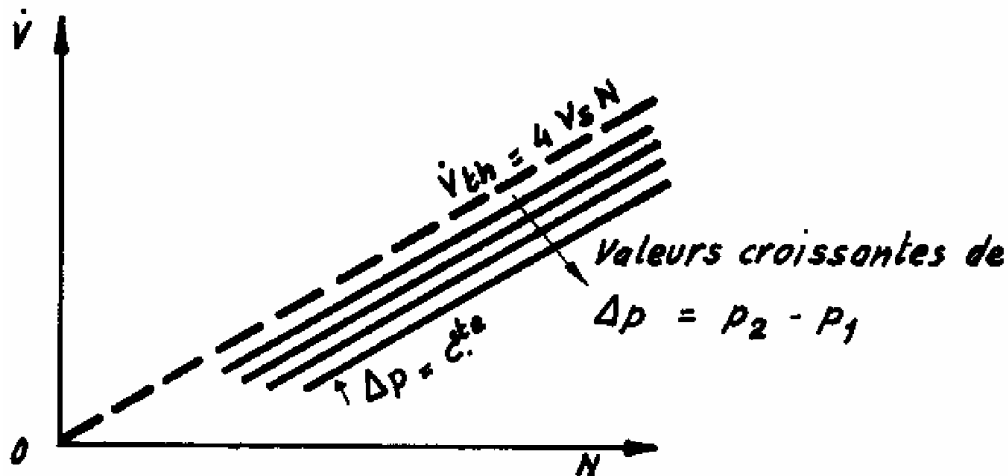


Figure I-55 Caractéristiques de débit d'un compresseur root.

L'équation (I.29) nous permet aussi d'esquisser la caractéristique de puissance interne (Figure I-56).

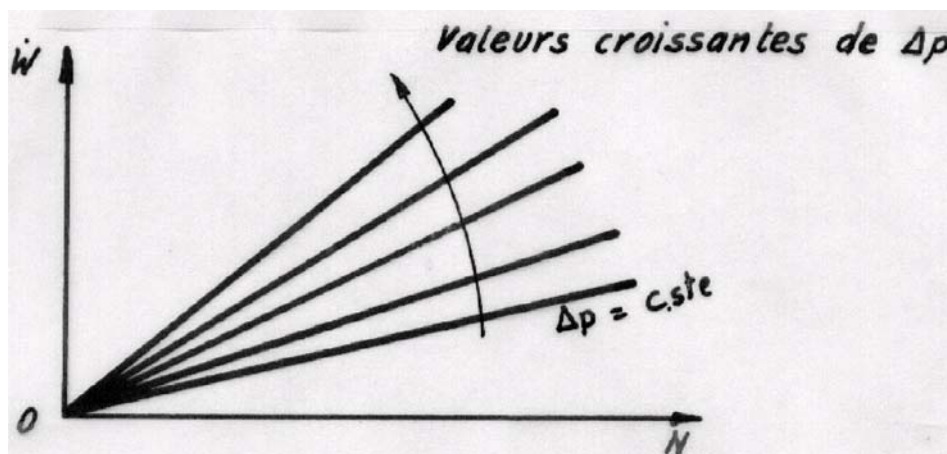


Figure I-56 Caractéristique de puissance interne d'un compresseur root.

Connaissant la puissance interne et le débit réel du fluide technique, on peut en définir l'échauffement à partir de l'équation I.35. L'allure de cette caractéristique est esquissée à la Figure I-57.

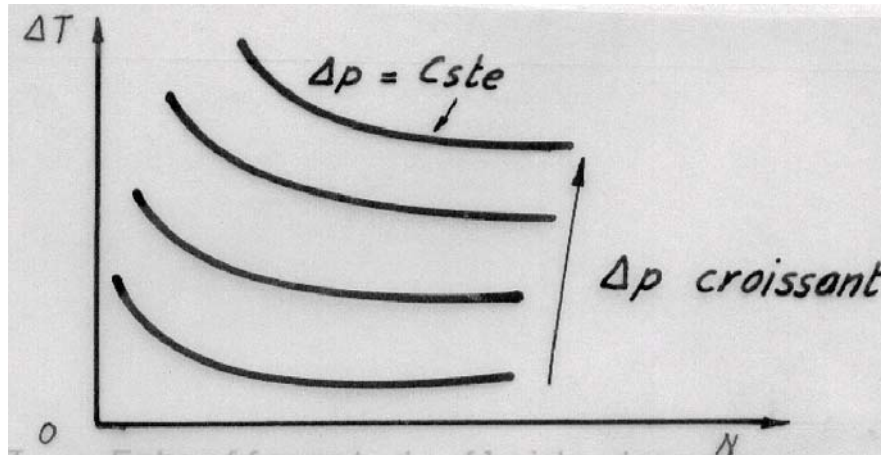


Figure I-57 Echauffement du fluide dans un compresseur à lobes

En pratique, on doit évidemment limiter l'échauffement interne de la machine. Cette contrainte limite le domaine débit-pression effectivement couvert par la machine.

Les performances des autres machines rotatives sont aussi affectées par les fuites internes. On peut encore se référer à l'écoulement en tuyère.

Pour une tuyère isentropique et pour un gaz réel, nous pouvons écrire :

$$h_{\text{sun}} - h_{\text{thr}} = \frac{C_{\text{thr}}^2}{2}$$

$$C_{\text{thr}} = \dot{M}_l \cdot \frac{v_{\text{thr}}}{A_{\text{thr}}}$$

Si le gaz peut être assimilé à un gaz parfait équivalent :

$$t_{\text{thr}} + 273 = (t_{\text{sun}} + 273) \cdot \left[\frac{p_{\text{thr}}}{p_{\text{sun}}} \right]^{\left[\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right]}$$

$$v_{\text{thr}} = \zeta \cdot r \cdot \left[\frac{t_{\text{thr}} + 273}{p_{\text{thr}}} \right]$$

$$r = \frac{8.314}{M_{\text{mol}}}$$

$$M_{\text{mol}} = \text{MolarMass}(\text{fluid\$})$$

$$h_{\text{sun}} - h_{\text{thr}} = c_p \cdot (t_{\text{sun}} - t_{\text{thr}})$$

Le modèle doit pouvoir tenir compte d'un éventuel écoulement choqué :

$$p_{thr,min} = \left[\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right)} \right] \cdot p_{sun}$$

$$p_{thr} = \text{Max} (p_{thr,min}, p_{exn})$$

$$a = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot (t_{thr} + 273)}$$

$$\text{Mach} = \frac{C_{thr}}{a}$$

On peut finalement combiner les différentes imperfections de la machine dans un modèle global du même type que celui de la Figure I-19, avec prise en compte de l'inadaptation du taux de compression interne et de la fuite interne.
On arrive ainsi au schéma de la Figure I-58.

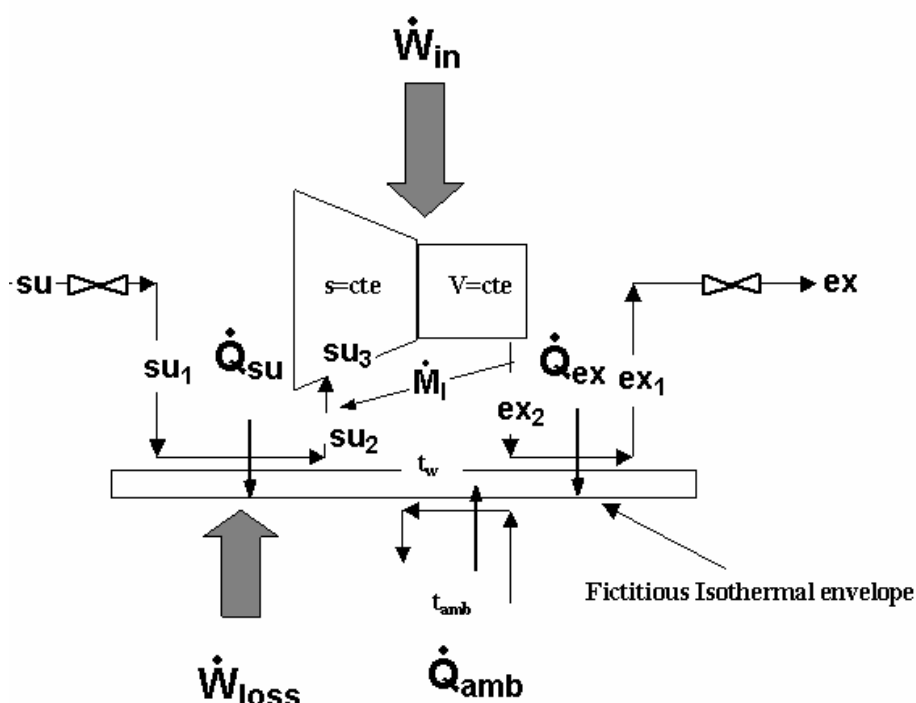


Figure I-58 Modèle de compresseur avec prise en compte des pertes de charge, des échanges de chaleur, de l'inadaptation éventuelle du taux de compression interne et de la fuite interne (généralisation du modèle de la Figure I-19)

I.2.2.8 Injection de liquide

En réfrigération, la température de sortie du compresseur peut être limitée en injectant du réfrigérant en phase liquide (provenant du condenseur) au cours de la compression. Cette technique est souvent utilisée lorsque le compresseur réalise d'importants rapports de compression.

Dans le cas d'un compresseur scroll, le réfrigérant peut être injecté soit dans les chambres d'admission, soit dans les chambres de compression. La seconde option est préférable, car elle ne modifie pas les conditions d'entrée du compresseur et donc ne

réduit pas son efficacité volumétrique. Une alternative à l'injection en phase liquide est l'injection en phase vapeur. Ce procédé permet également de diminuer la température de sortie du compresseur, mais son principal intérêt est d'augmenter la capacité du compresseur (qui est « suralimenté »), et donc aussi la puissance au condenseur (ce qui est intéressant en climatisation réversible si la demande de chaud en hiver est supérieure à la demande de froid en été) et le COP du cycle.

L'injection de liquide est souvent aussi utilisée dans les compresseurs d'air à vis. La présence du liquide (généralement de l'huile, mais parfois aussi de l'eau) permet simultanément de refroidir le compresseur, de lubrifier les vis et les paliers et de réduire les fuites internes. Les compresseurs à vis à injection de liquide permettent d'atteindre d'important taux de compression (de 1 à 13 bars) en un seul étage de compression.

I.2.2.9 Application des machines à déplacement positif pour la suralimentation des moteurs à combustion interne

Les machines à déplacement positif sont souvent utilisées pour suralimenter les moteurs à combustion interne. La solution la plus couramment utilisée est l'accouplement du compresseur à l'arbre du moteur. Il s'agit du système « supercharger », par opposition au système « turbocharger » où l'organe de compression est couplé à une turbine entraînée par les gaz d'échappement. L'avantage du premier système sur le second est l'absence de « turbo-lag » (à bas régime, lors du démarrage, le débit de gaz d'échappement n'est pas encore suffisant pour entraîner la turbine, ce qui entraîne un retard de suralimentation). Même si ses performances sont médiocres, le compresseur root reste l'option la plus courante. Puisqu'il ne réalise que de faibles rapports de compression, plusieurs compresseurs sont parfois utilisés en série, avec refroidissement intermédiaire. Les compresseurs à vis et scroll (« G-supercharger ») sont également utilisés.


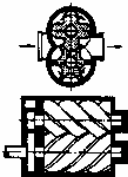
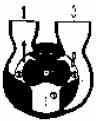
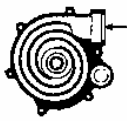
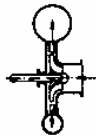
	Rotary-Piston Superchargers			Spiral-type Supercharger	Turbo Machine
					
	Roots (also distorted)	Screw Type	Wankel (Ro-Charger)	Spiral-type (G-Charger)	Radial Compressor
Internal Compression	without	with	with	with	with
Design Complexity	+	0	-	--	+
Efficiency	0	+	(+)	0	++
Noise	0	-	-	(+)	+
Compression Ratio	0	+(+)	+	+	+(+)

Figure I-59 Principaux compresseurs utilisés pour suralimenter les moteurs à combustion interne

I.2.4 Similitudes et performances des compresseurs à déplacement positif

I.2.4.1 Variables de similitudes

Les deux données essentielles pour le design ou la sélection d'un compresseur à déplacement positif sont le débit de volume à l'aspiration et la vitesse de rotation (souhaitée ou acceptable) à l'arbre de la machine.

Le rapport de pression ne joue ici qu'un rôle secondaire.

Le dimensionnement du compresseur fait intervenir une contrainte mécanique essentielle, concernant la vitesse de déplacement en un point de référence de la machine :

$$u = 2 \pi e N \quad (\text{I.38})$$

avec

e = « excentricité »

Cette excentricité peut être définie pour n'importe quel type de machine à déplacement positif. Dans le cas particulier d'une machine alternative, c'est la vitesse moyenne du piston qui nous intéresse :

$$u = 2 L N$$

On peut donc alors poser :

$$e = L / \pi$$

Le débit de volume balayé par la machine peut se définir par la relation :

$$\dot{V}_{su} = \varepsilon_v \cdot \dot{V}_s \quad (\text{I.39})$$

$$\dot{V}_s = i \cdot N \cdot V_s \quad (\text{I.40})$$

$i V_s$ = volume total déplacé par la machine pour un tour de l'arbre d'entraînement.

avec i = facteur d'intermittence (généralement 1 pour un compresseur)
 n_c = nombre de cylindres

Pour une machine alternative, on a :

$$V_s = n_c \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot L$$

Chaque type de machine peut être caractérisé par deux variables spécifiques adimensionnelles : la *cylindrée spécifique* et l'*excentricité spécifique* :

$$V_{sp} = i \cdot \frac{V_s}{D^3} \quad (\text{I.41})$$

$$e_{sp} = \frac{e}{D} \quad (I.42)$$

La taille de la machine est alors définie par son diamètre (ou par toute autre dimension de référence).

Par combinaison entre les équations I.38 et I.40 à I.42, on peut définir les deux lois de similitudes :

$$N = \sqrt{\frac{1}{(2 \cdot \pi)^3} \cdot \frac{V_{sp}}{e_{sp}^3} \cdot \frac{u^3}{\dot{V}_s}} \quad (I.43)$$

$$D = \sqrt{2 \cdot \pi \cdot \frac{e_{sp}}{V_{sp}} \cdot \frac{\dot{V}_s}{u}} \quad (I.44)$$

Le choix d'un type de machine conduit donc à fixer sa *cylindrée spécifique* et son *excentricité spécifique*. Les équations I.43 et I.44 relient alors entre elles les quatre variables « disponibles » : la taille (D) de la machine, sa vitesse de rotation (N), la vitesse « périphérique » correspondante (u) et le débit de volume. Il reste alors deux degrés de liberté.

Le domaine de fonctionnement d'un type de machine peut donc se définir sur la base de deux variables, par exemple le *débit* et la *vitesse de rotation* (voir Figure I-61).

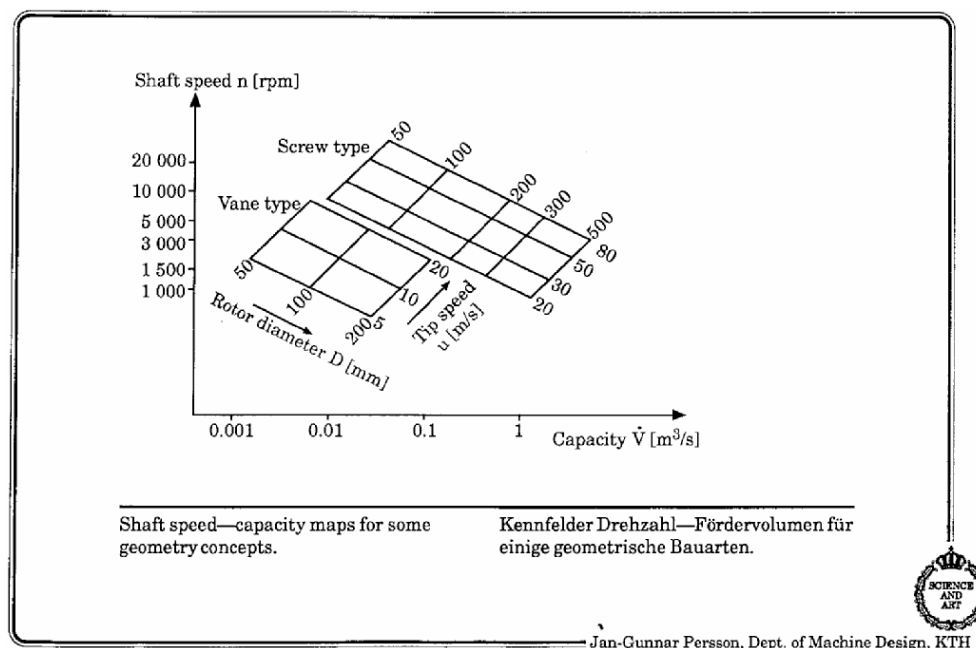


Figure I-61 Domaines de fonctionnement de différents types de machines

Dans cette représentation, ce sont les valeurs techniquement acceptables des diamètres (D) et vitesses périphériques (u) qui délimitent le domaine d'utilisation de chaque type de machine. En réalité, ce domaine doit être davantage restreint en fonction des performances que l'on souhaite obtenir et en fonction d'autres contraintes techniques, comme nous allons le voir.

I.2.4.2 Optimisation du régime de fonctionnement d'un compresseur rotatif.

On peut évaluer les effets des *fuites internes* et de la *perte de charge d'aspiration* en termes de suppléments de travail interne massique:

$$w_{in} = w_{in,0} + \delta w_1 + \delta w_2 \quad (I.45)$$

$$w_{in} = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{M}}$$

$$\dot{M} = \dot{M}_{in} - \dot{M}_l$$

$$\delta w_1 = \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{M}_{in} - \dot{M}_l} - \frac{\dot{W}_{in}}{\dot{M}_{in}}$$

$$\delta w_2 = v_{su} \cdot \Delta P_{su}$$

Pour définir le premier supplément de travail, il faut évaluer le débit interne et la fuite interne :

$$\dot{M}_{in} = \frac{\dot{V}_s}{v_{in}}$$

$$\dot{M}_l = \frac{\dot{V}_l}{v_l}$$

$$\dot{V}_l = A_l \cdot a$$

avec

a = vitesse du son en un point de référence de la machine

Cette dernière expression est valable si l'écoulement de fuite est « choqué » (cad si le régime sonique est atteint dans l'orifice de fuite).

Pour définir la fuite, on peut se baser sur deux nouvelles caractéristiques de la machine : l'aire de fuite spécifique et le jeu spécifique :

$$A_{l,sp} = \frac{A_l}{D \cdot \delta} \quad (I.46)$$

$$\delta_{sp} = \frac{\delta}{D} \quad (I.47)$$

En négligeant les variations de volume massique et en combinant ces expressions avec l'équation I.44, on obtient:

$$\delta w_1 = C_1 \cdot \frac{\delta}{D} \cdot \frac{a}{u} \quad (I.48)$$

$$C_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot A_{l,sp} \cdot \frac{e_{sp}}{V_{sp}} \cdot w_{in,0}$$

Pour définir le deuxième supplément de travail, il faut évaluer la perte de charge en fonction du débit et de l'aire (réelle ou fictive) de l'orifice d'aspiration. Cette aire peut elle-même être définie par rapport à une nouvelle caractéristique du compresseur : l'aire spécifique d'aspiration :

$$\begin{aligned}\Delta P_{su} &= \frac{C_{su}^2}{2 \cdot v_{su}} \\ C_{su} &= \frac{\dot{V}_{su}}{A_{su}} \\ A_{su,sp} &= \frac{A_{su}}{D^2}\end{aligned}\quad (I.49)$$

En combinant ces expressions avec l'équation I.44, on obtient :

$$\begin{aligned}\delta_{w,2} &= C_2 \cdot \left[\frac{u}{a} \right]^2 \\ C_2 &= \frac{a^2}{8 \cdot \pi^2 \cdot A_{su,sp}^2} \cdot \left[\frac{V_{sp}}{e_{sp}} \right]^2\end{aligned}\quad (I.50)$$

Ces relations permettent d'esquisser le diagramme de la Figure I-62.

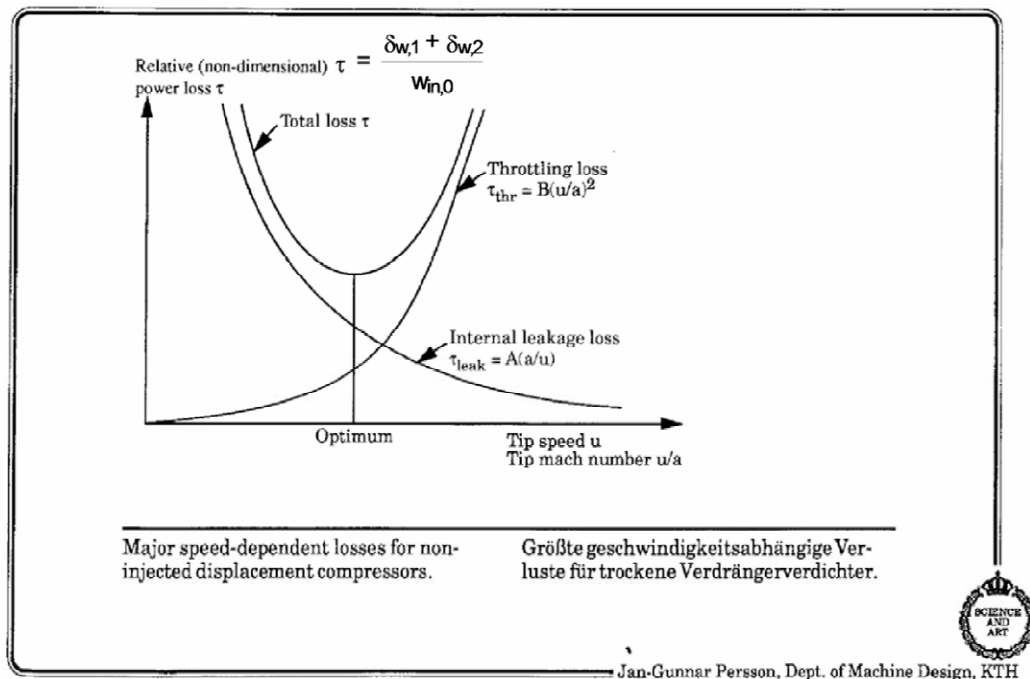


Figure I-62 Effets des fuites internes et des pertes de charge

A chaque type de machine doit donc correspondre un régime de fonctionnement optimal. Celui-ci peut, par exemple, être caractérisé par le nombre de Mach « périphérique » optimal.

On peut définir l'efficacité interne de la machine par la relation :

$$\varepsilon_{in} = \frac{w_{in,0}}{w_{in}} \quad (I.51)$$

Pour maximaliser cette efficacité il suffit évidemment de minimaliser le dénominateur:

$$w_{in} = w_{in,0} + C_1 \cdot \frac{\delta}{D} \cdot \frac{a}{u} + C_2 \cdot \left[\frac{u}{a} \right]^2$$

Le résultat, qui est illustrés par le diagramme de la Figure I-63, dépend notamment de la manière dont varie le jeu en fonction de la taille de la machine. On compare donc ici un même type de machines mais avec des jeux différents.

Dans le diagramme de la Figure I-64, on compare les performances d'une famille de machines d'un même type, en faisant varier la taille (D) et la vitesse de rotation (N) et en supposant que le jeu est fonction de la taille selon une certaine loi. On peut alors faire apparaître des courbes d'égale efficacité interne et aussi la courbe d'efficacité optimale.

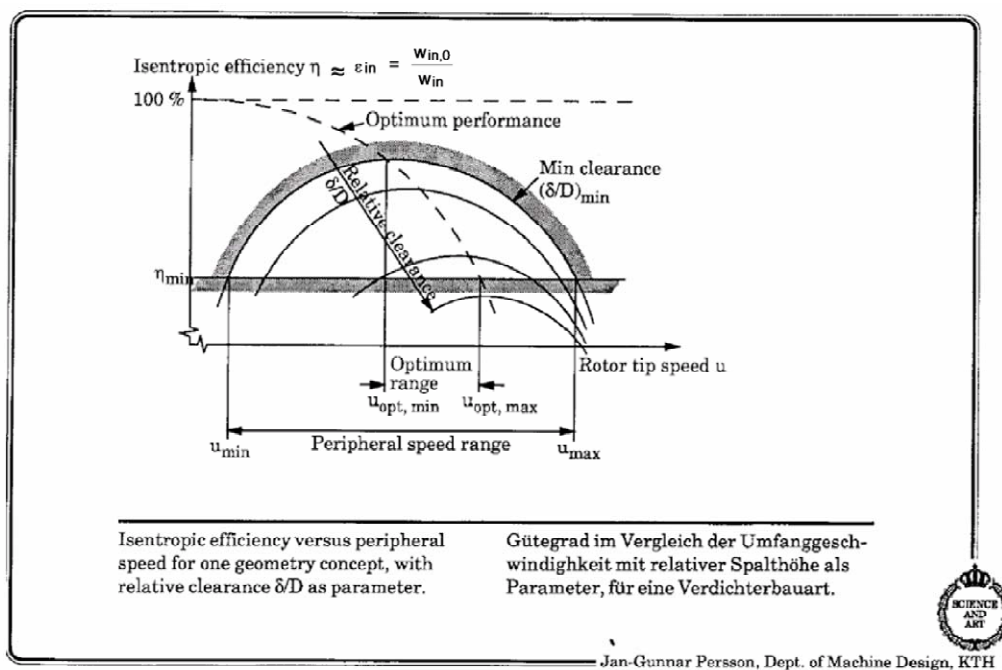


Figure I-63 Evolution de l'efficacité interne en fonction de la vitesse périphérique

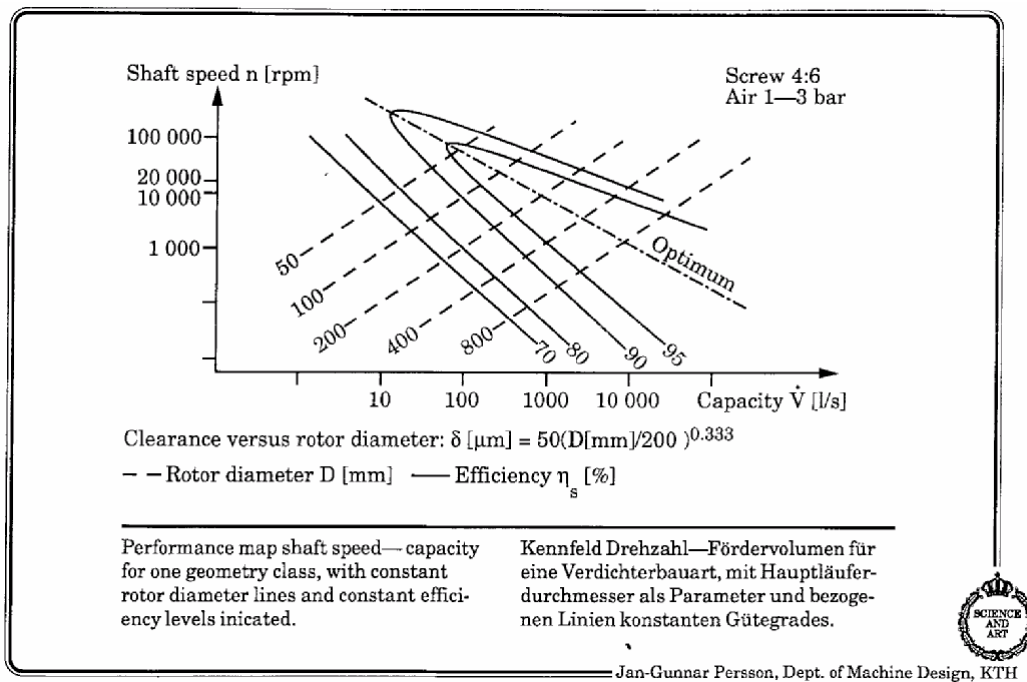


Figure I-64 Identification des performances d'un type de compresseur

Le domaine d'utilisation préférentiel de chaque type de machine peut finalement être défini en tenant compte d'autres contraintes techniques telles que celles indiquées à la Figure I-65.

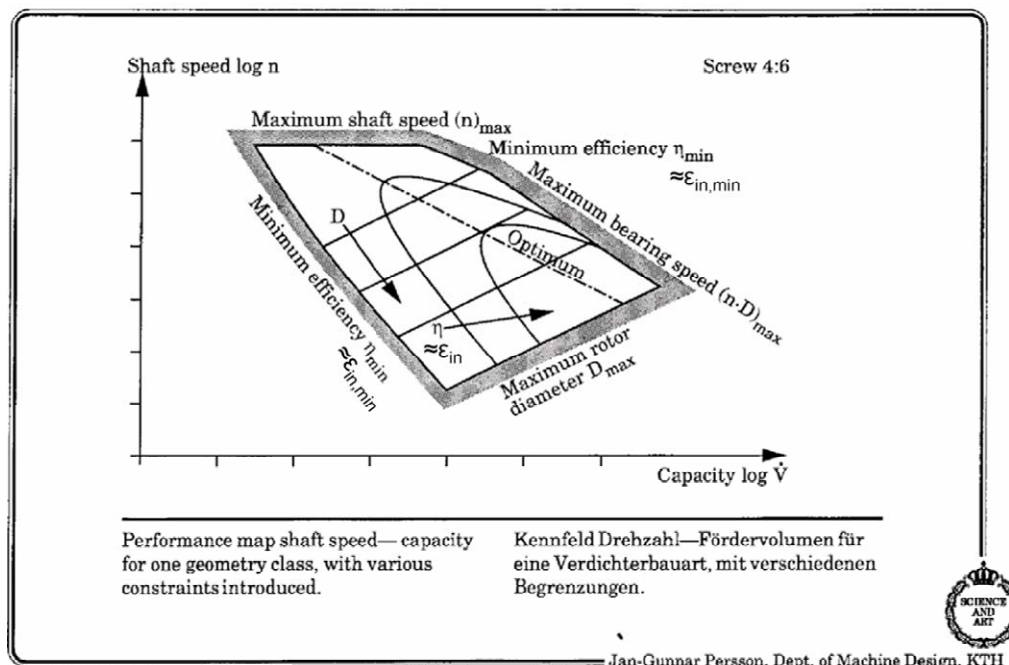


Figure I-65 Délimitation du domaine d'utilisation possible d'un type de compresseur

Enfin, les domaines relatifs à différents types de compresseurs peuvent être présentés sur un même diagramme comme le montre la Figure I-66.

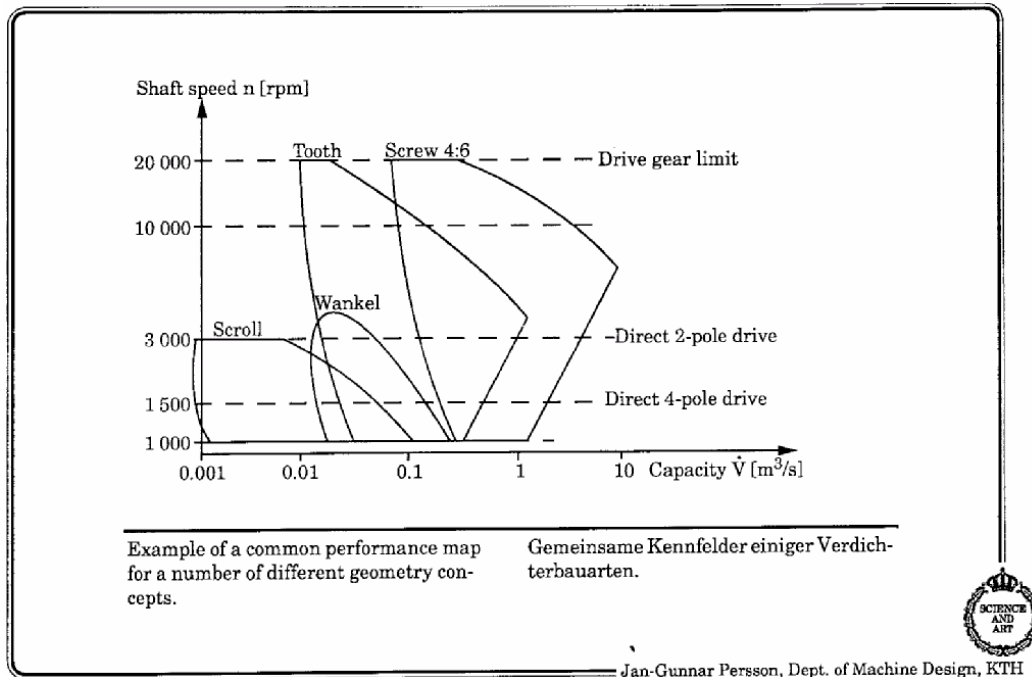


Figure I-66 Domaines d'utilisation possibles de différents types de compresseurs

CHAPITRE II TURBOMACHINES

II.1 RAPPEL DU THEOREME D'EULER

Le travail ($<$ ou > 0) communiqué au fluide par la turbomachine peut être défini grâce au théorème d'Euler :

$$w = U_2 \cdot C_{u,2} - U_1 \cdot C_{u,1} \quad (II.1)$$

avec U = vitesse d'entraînement

C = vitesse absolue du fluide

C_u = projection de C sur U

1 et 2 : respectivement « entrée » et « sortie » de la roue

Si, comme nous le supposons généralement, la roue est adiabatique, on a aussi :

$$w = h_{0,2} - h_{0,1}$$

et enfin :

$$h_{0,ex} = h_{0,2}$$

$$h_{0,su} = h_{0,1}$$

(l'enthalpie totale ne se modifie pas dans le stator de la machine).

II.2 TURBOEXPANSEURS

Les caractéristiques des turboexpandeurs sont le plus souvent présentées sous forme de faisceaux de courbes telles que celles esquissées à la Figure II-1. La signification des variables « réduites » sera expliquée plus loin (cfr § II.4.3).

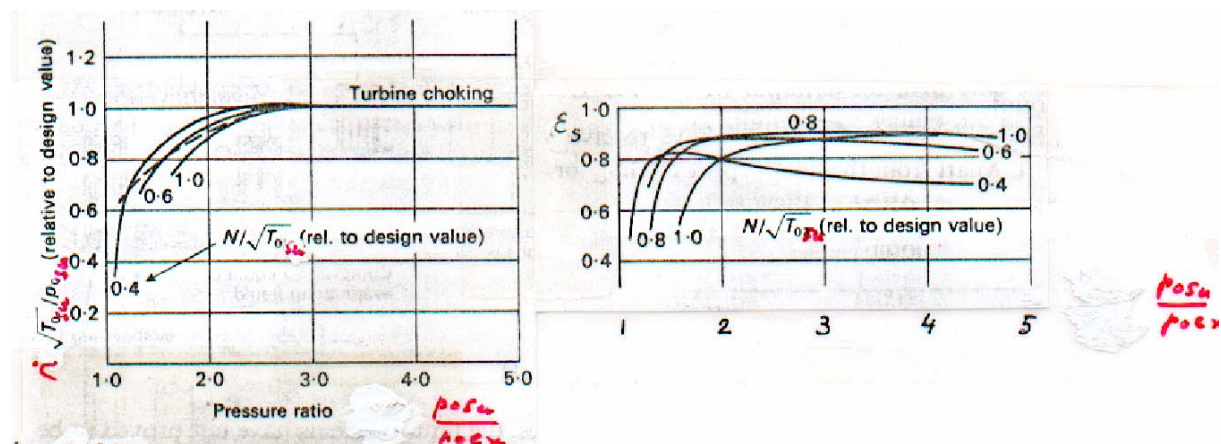


Figure II-1 Variations du débit réduit et de l'efficacité isentropique d'un expandeur en fonction du rapport de pression et de la vitesse de rotation réduite

En première approche, on peut très souvent négliger l'effet de la vitesse de rotation (réduite) sur le débit (réduit) de l'expandeur : le comportement de celui-ci alors simulé comme s'il s'agissait d'une tuyère idéale.

Tout comme dans la tuyère équivalente, l'écoulement peut être « choqué » au-delà d'un certain rapport de pression : le débit réduit reste alors constant (le débit réel ne dépend plus que des conditions à l'amont de la tuyère).

L'efficacité isentropique est très souvent définie par référence au rapport entre la vitesse périphérique de la roue et la vitesse de sortie de la tuyère équivalente (supposée idéalement adaptée et isentropique). On arrive ainsi à un diagramme tel que présenté à la Figure II-2:

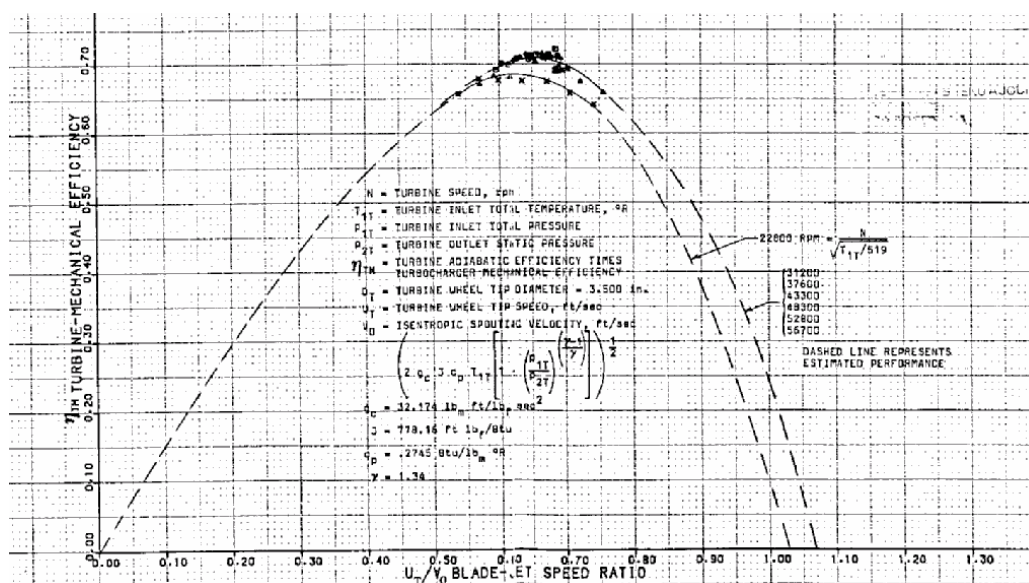


Figure II-2 Effet de la vitesse périphérique de la roue sur l'efficacité isentropique de l'expandeur

L'interprétation de ce dernier diagramme est immédiate : si l'on veut maintenir le maximum d'efficacité isentropique à charge partielle, il faut réduire la vitesse de rotation en proportion directe par rapport à la vitesse de détente isentropique du fluide.

Un modèle très simple peut être construit sur base de ces observations : il consiste à associer une roue de Laval fictive en aval de la tuyère équivalente déjà définie et à négliger la présence éventuelle d'un diffuseur en aval de cette roue.

L'efficacité isentropique du turboexpandeur réel est alors assimilée (éventuellement à un facteur près) au rendement de la roue de Laval équivalente.

Le débit de fluide est calculé en représentant l'écoulement jusqu'au col de la tuyère. La détente est ensuite prolongée jusqu'à la sortie de la tuyère pour définir l'énergie cinétique disponible à l'entrée de la roue de Laval.

On arrive ainsi aux équations suivantes, auxquelles il suffit d'ajouter celles qui définissent les variables d'état du fluide :

Le modèle de la tuyère est décrit par les équations suivantes (le débit de gaz idéal est calculé sur base de la vitesse au col de la tuyère):

$$h_{0,su} - h_{thr} = \frac{C_{thr}^2}{2}$$

$$C_{thr} = \dot{M}_{thr} \cdot \frac{v_{thr}}{A_{thr}}$$

Le gaz parfait équivalent est défini par:

$$t_{thr} + 273 = (t_{0,su} + 273) \cdot \left[\frac{p_{thr}}{p_{0,su}} \right]^{\left[\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right]}$$

$$v_{thr} = \zeta \cdot r \cdot \left[\frac{t_{thr} + 273}{p_{thr}} \right]$$

$$h_{0,su} - h_{thr} = c_p \cdot (t_{0,su} - t_{thr})$$

L'écoulement est éventuellement choqué:

$$p_{thr} = \mathbf{Max} (p_{thr,min}, p_{ex})$$

$$h_{0,su} - h_{ex,n,s} = \frac{C_{ex,n}^2}{2}$$

Le rendement de la roue de Laval est donné par:

$$\eta_{LAVAL} = 4 \cdot \frac{U}{C_{ex,n}} \cdot \left[\cos(\alpha) - \frac{U}{C_{ex,n}} \right] \quad (II.2)$$

$$U = \pi \cdot D \cdot N$$

L'angle alpha et la vitesse absolue sont définis à la sortie de la tuyère et donc aussi à l'entrée de la roue de Laval.

Un des paramètres de la modélisation peut être l'efficacité isentropique de détente dans la tuyère :

$$\varepsilon_{s,n} = \frac{C_{ex,n}^2}{C_{ex,n,s}^2}$$

L'expression II.2 fournit alors le rendement de la roue de Laval. L'efficacité isentropique interne et le travail interne de l'expandeur peuvent se définir par les relations:

$$\varepsilon_{s,in} = \varepsilon_{s,n} \cdot \eta_{LAVAL}$$

$$W_{in} = \varepsilon_{s,in} \cdot \frac{C_{ex,n,s}^2}{2}$$

Comme pour les compresseurs, la puissance effectivement délivrée à l'arbre de l'expandeur peut être reliée à la puissance interne par une relation linéaire:

$$W_{ot,in} = \dot{M} \cdot w_{in}$$

$$\dot{W}_{sh} = [1 - \alpha] \cdot \dot{W}_{in} - \dot{W}_l$$

(NB : ne pas confondre le facteur de perte alpha cette dernière expression avec l'angle alpha introduit dans l'équation II.2 !)

II.3 TURBOCOMPRESSEURS

II.3.1 Introduction

Ce qui vient d'être dit pour les turbo-expandeurs peut être transposé aux turbocompresseurs, avec toutefois quelques modifications :

- les turbocompresseurs s'accommodent moins bien des changements de régimes et sont sujets au pompage ;
- le débit réduit dépend de la vitesse de rotation réduite;
- l'absence de contrainte thermique très importante autorise généralement l'utilisation d'aubes statoriques orientables.

Nous n'analyserons ci-après que les caractéristiques des turbocompresseurs *centrifuges*. Mais la plupart des considérations qui suivent sont qualitativement transposables au cas des turbo-compresseurs axiaux.

Un exemple de réalisation est présenté à la Figure II-3.



Figure II-3 Exemple de turbocompresseur centrifuge avec diffuseur à aubes orientables

II.3.2 Caractéristiques

Les caractéristiques des turbocompresseurs sont le plus souvent présentées avec les mêmes coordonnées que celles déjà utilisées pour les turbo-expandeurs. Des exemples de courbes caractéristiques sont esquissées à la Figure II-4.

On y voit bien apparaître la limite de « pompage » ainsi que les effets très important de la vitesse de rotation réduite sur le débit et sur l'efficacité.

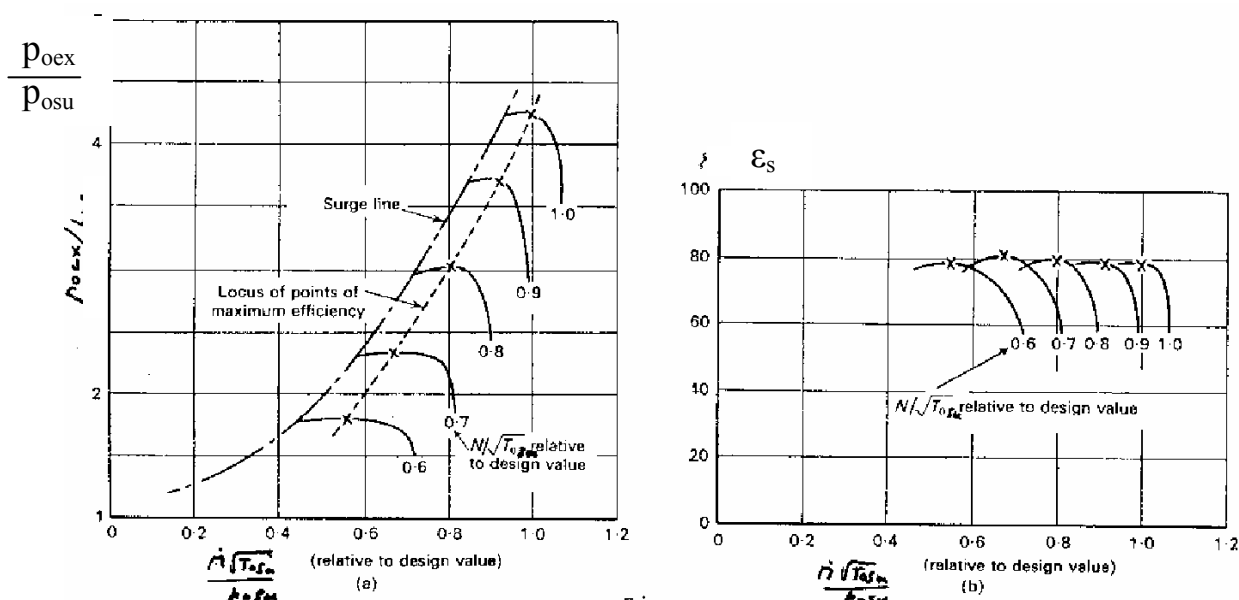


Figure II-4 Exemples de courbes caractéristiques d'un turbocompresseur

Comme pour les autres machines, on peut distinguer deux types de « performances » :

- 1) la « capacité », c'est-à-dire, dans le cas présent, le débit traité pour un rapport de pression imposé ou réciproquement;
- 2) la « consommation », soit, par exemple, le travail mis en jeu par kg de fluide traité, ou encore l'efficacité (isentropique ou polytropique) de la compression.

Le travail, tel que défini par l'équation II.1, peut être identifié sur base des triangles de vitesses aux entrées et sorties de la roue, c'est-à-dire en fonction :

- des angles d'incidence des aubages fixes et mobiles ;
- de la vitesse périphérique de la roue;
- du débit de volume.

Une importante simplification consiste à négliger l'effet des conditions d'entrée de la roue.

Dans la plupart des cas en effet, la machine est conçue de manière à ce que le fluide aborde la roue en direction axiale (de sorte que $(C_u)_1 \approx 0$) et la vitesse d'entraînement est plus faible aussi à ce niveau.

Pour définir le travail réalisé, il reste finalement à tenir compte de l'inclinaison des aubages à la sortie de la roue (Figure II-5) et du défaut de guidage, qui se traduit par un glissement (« SLIP ») du fluide, par rapport à la direction théorique de l'écoulement (Figure II-6).

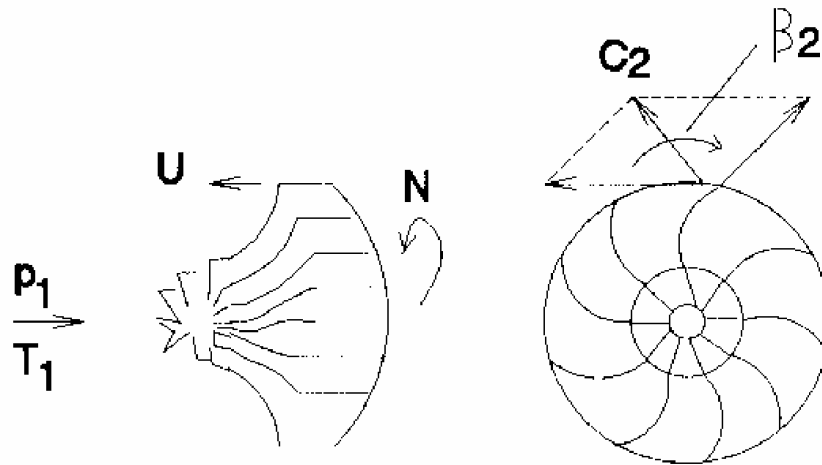


Figure II-5 Triangle de vitesse à la sortie de la roue d'un compresseur centrifuge

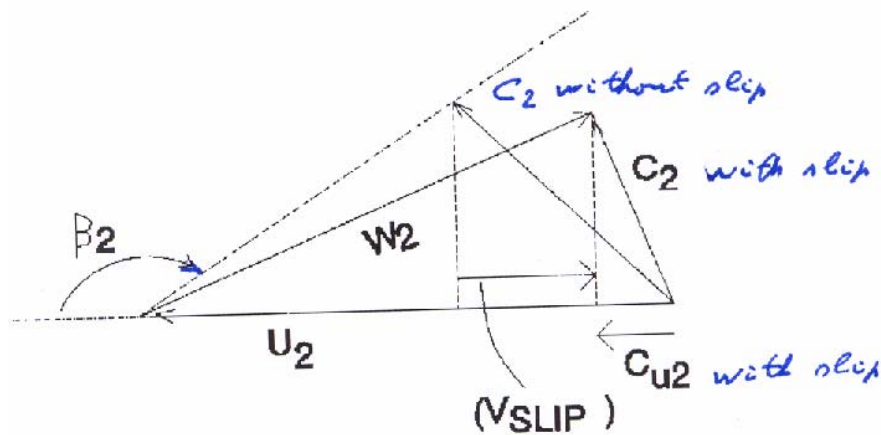


Figure II-6 Glissement en sortie de roue

Le théorème d'Euler donne ici:

$$w_{in,th} = U_2 \cdot C_{u,2}$$

avec

$$C_{u,2} = U_2 + W_2 \cdot \cos[\beta_2]$$

et donc

$$w_{in,th} = U_2^2 + U_2 \cdot W_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (II.3)$$

$$w_{in} = w_{in,th} - U_2 \cdot V_{slip} \quad (II.4)$$

Ce travail interne est donc identifié directement à partir du triangle de vitesses à la sortie de la roue. Reste à voir à quelle élévation de pression il pourra réellement donner lieu, compte tenu des pertes de charge qui se produisent dans la roue et dans le diffuseur.

On sait qu'il est possible de « singer » l'évolution réelle au moyen d'une évolution polytropique *réversible* « *équivalente* », cad donnant lieu à la même élévation de pression et aussi à la même élévation d'enthalpie que l'évolution *irréversible* réelle. Dans l'évolution polytropique réversible, on introduit un flux de chaleur équivalent au travail irréversible de l'évolution réelle.

Effectivement, le constructeur d'une machine caractérise très souvent celle-ci par son « facteur de travail » et par son efficacité polytropique :

$$\mu = \frac{w_{pol}}{U^2} \quad (II.5)$$

$$w_{pol} = \varepsilon_{pol} \cdot w_{in} \quad (II.6)$$

Selon l'inclinaison des aubages et leur nombre, le facteur de travail peut couramment varier entre 0.4 et 0.9.

En réfrigération, la valeur $\mu \approx 0.55$ est souvent considérée comme une bonne référence.

Pour une vitesse de rotation donnée, l'augmentation éventuelle du débit est généralement limitée par la chute rapide du rapport de pression qui y correspond. La limite supérieure du débit corrigé correspond souvent au régime sonique dans la roue du compresseur.

Quant à la décroissance du débit, elle est limitée par le risque de « pompage » de la machine. D'autre part, c'est le plus souvent assez près de cette limite que se situe la zone des efficacités les plus élevées (voir exemple Figure II-4)

La sélection d'un compresseur dans un contexte technico-économique donné conduit généralement à fixer des conditions nominales de fonctionnement qui ne correspondent pas au maximum d'efficacité : on va plus loin en débit et/ou en rapport de pression, de manière réduire le coût d'investissement et éventuellement aussi l'encombrement de la machine.

Les limites techniques à prendre alors en considération sont :

- 1) le risque d'éclatement du rotor qui, avec les matériaux courants, fixe la vitesse périphérique maximale (U) aux environs de 450 m s^{-1} ;
- 2) le nombre de Mach à la périphérie de la roue (Ma_2) : $Ma_2 \leq 1.3$ à 1.8 selon les applications considérées.

Le tableau suivant donne une idée des rapports de pression réalisables en un seul étage de turbocompresseur centrifuge et avec différents fluides. L'efficacité isentropique et le facteur de travail ont été fixés ici respectivement à 80 et 65%.

gaz	m (kg/kmol)	γ	U_2 ms^{-1}	a ms^{-1}	Ma_2	r_p
H ₂	2	1.41	450	1300	0.31	1.1
CH ₄	16	1.30	450	440	1.01	1.9
air	29	1.40	450	340	1.3	3.0
R12 (CCl ₂ F ₂)	121	1.14	200	150	1.3	2.7
H ₂ O	18	1.33	440	420	1.0	2.0

La tendance générale qui se dégage de cet exemple est évidente :
c'est le nombre de Mach périphérique qui limite le rapport de pression réalisable avec un gaz
lourd (comme le R12), alors que c'est la vitesse périphérique dans le cas d'un gaz
léger
(comme l'hydrogène, le méthane ou la vapeur d'eau).

II.3.3 Modélisation simplifiée

Un modèle très simple peut être esquissé sur la base de l'équation II.3, combinée avec les relations suivantes :

Le débit volumétrique à la sortie de la roue est :

$$\dot{V}_2 = A_2 \cdot W_2 \cdot \sin[\beta_2]$$

$$A_2 = \pi \cdot D_2 \cdot e$$

Le débit massique correspondant est:

$$\dot{M} = \frac{\dot{V}_2}{v_2}$$

Si la roue est supposée adiabatique:

$$w = h_{0,2} - h_1$$

$$h_{0,2} = h_2 + \frac{C_2^2}{2}$$

Les performances de la roue imposent:

$$h_{2,s} + \frac{C_2^2}{2} - h_1 = \varepsilon_{s,i} \cdot w$$

avec aussi:

$$C_2^2 = \dot{W}_2^2 + \dot{U}_2^2 + 2 \cdot U_2 \cdot W_2 \cdot \cos[\beta_2]$$

Le rapport de pression sur la roue est:

$$r_{p,i} = \frac{p_2}{p_1}$$

Si le diffuseur est supposé adiabatique:

$$h_3 = h_2 + \frac{C_2^2}{2}$$

Les performances du diffuseur imposent:

$$h_{3,s} - h_2 = \varepsilon_{s,d} \cdot \frac{C_2^2}{2}$$

Le rapport de pression sur le diffuseur est:

$$r_p = \frac{p_3}{p_1}$$

Cette modélisation simpliste est réalisée en négligeant le glissement (ou en définissant une inclinaison fictive des aubages.)

Encore faut-il éventuellement tenir compte de ce que le régime sonique peut être atteint dans la roue. Pour ce faire, le nombre de Mach à la sortie de la roue est calculé :

$$\text{Mach}_2 = \frac{W_2}{a_2}$$

avec la vitesse du son à la sortie de la roue donnée par :

$$a_2 = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot (T + 273)}$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_p - r}$$

Si c'est le cas, il faut calculer le débit en limitant le rapport de pression de la roue à sa valeur critique qui donne un Mach de sortie égal à 1.

II.3.4 Régulation

Chaque régime de fonctionnement correspond à une intersection possible entre les courbes caractéristiques du compresseur et du système considéré (Figure II-7).

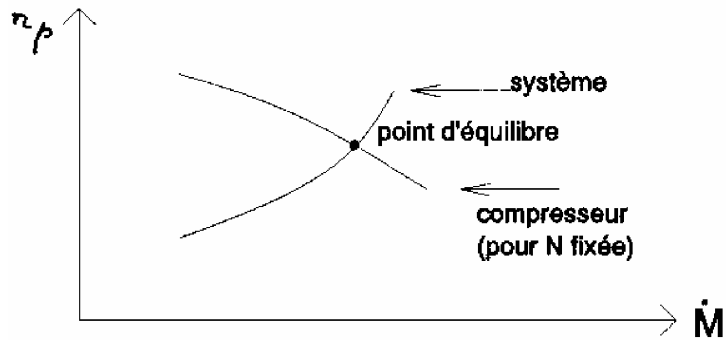


Figure II-7 Association du compresseur à un système

Ce point n'existe pas toujours (les caractéristiques sont éventuellement incompatibles) ; il peut aussi être considéré comme inacceptable :

- soit parce qu'il correspond à une efficacité trop médiocre ;
- soit qu'il se situe dans la zone de « pompage » de la machine ;
- soit tout simplement qu'il correspond à un débit trop grand, ou trop petit pour l'application considérée.

Les trois modes de régulation les plus utilisés pour ajuster le débit du compresseur sont :

- la vitesse de rotation variable ;
- la « pré-rotation » du fluide au moyen d'aubages orientables, disposés à l'entrée de la roue ;
- le by-pass.

Ces différents modes sont ici classés par ordre d'efficacités décroissantes au voisinage des conditions nominales. Ils doivent souvent être combinés si l'on veut assurer un domaine de fonctionnement suffisamment étendu.

Un exemple de compresseur axial équipé d'aubes orientables est présenté à la Figure II.5.

Les performances comparées d'un tel compresseur en régulations à vitesse variable et à aubes orientables sont présentées à la Figure II-8.

Les Figure II-9 et Figure II-10 présentent des exemples de dispositions d'aubes orientables à l'entrée et à la sortie d'un étage de compresseur centrifuge. Le résultat est remarquablement illustré à la Figure II-11 : on voit qu'il est possible de réduire fortement le débit sans sacrifier l'efficacité.

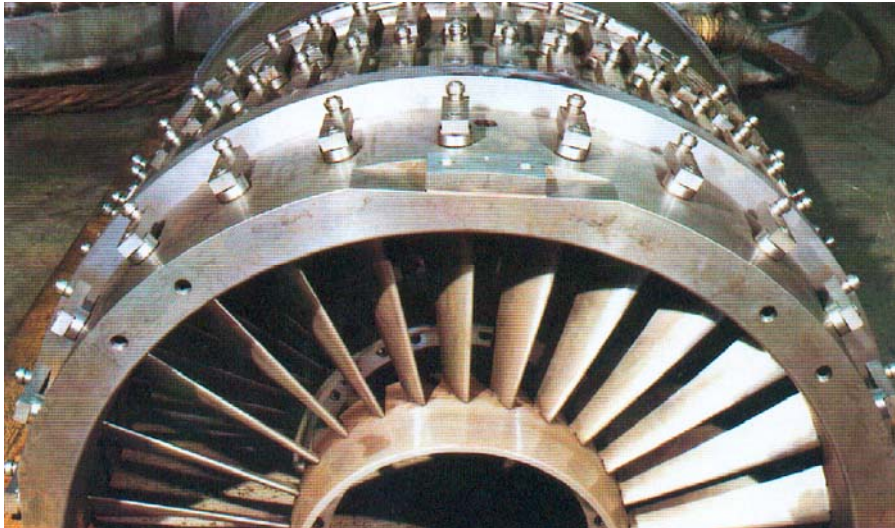
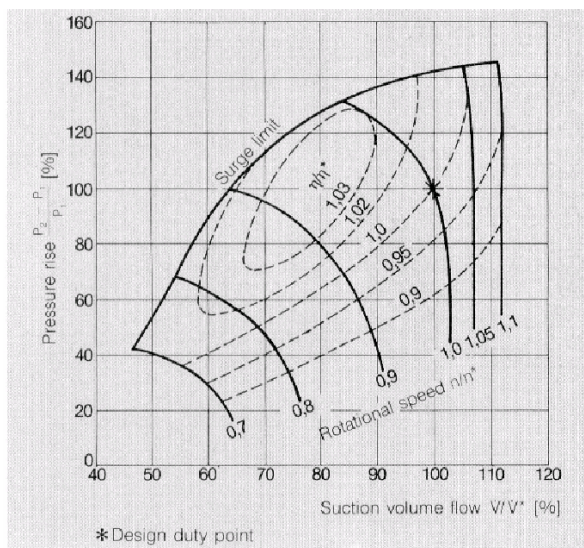
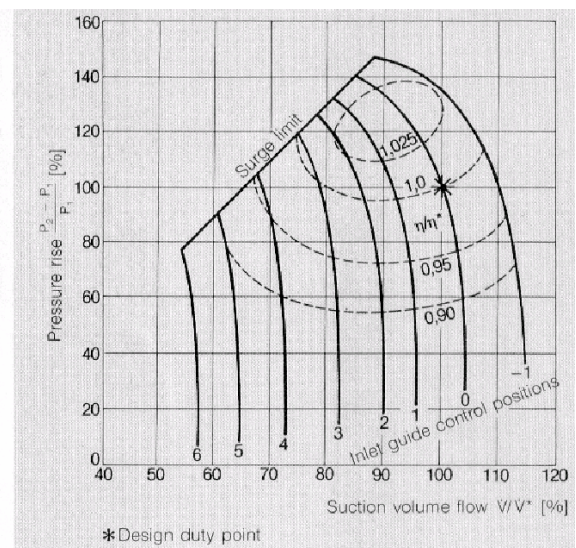


Figure II-8 Compresseur axial poly-étagé avec aubes orientables



Characteristic curve for controlled speed



Characteristic curve for inlet guide vane control

Figure II-9 Régulations d'un compresseur axial par variation de vitesse et par aubes orientables

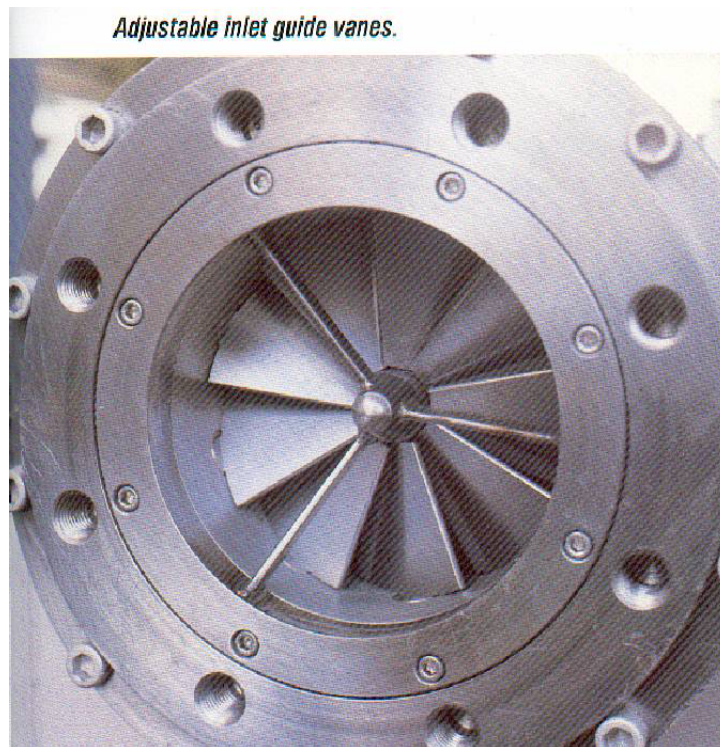


Figure II-10 Aubes orientables à l'entrée d'un étage centrifuge



Figure II-11 Aubes orientables à la sortie d'un étage centrifuge

Performance characteristic for adjustable inlet guide vanes and adjustable diffuser vanes at all stages.

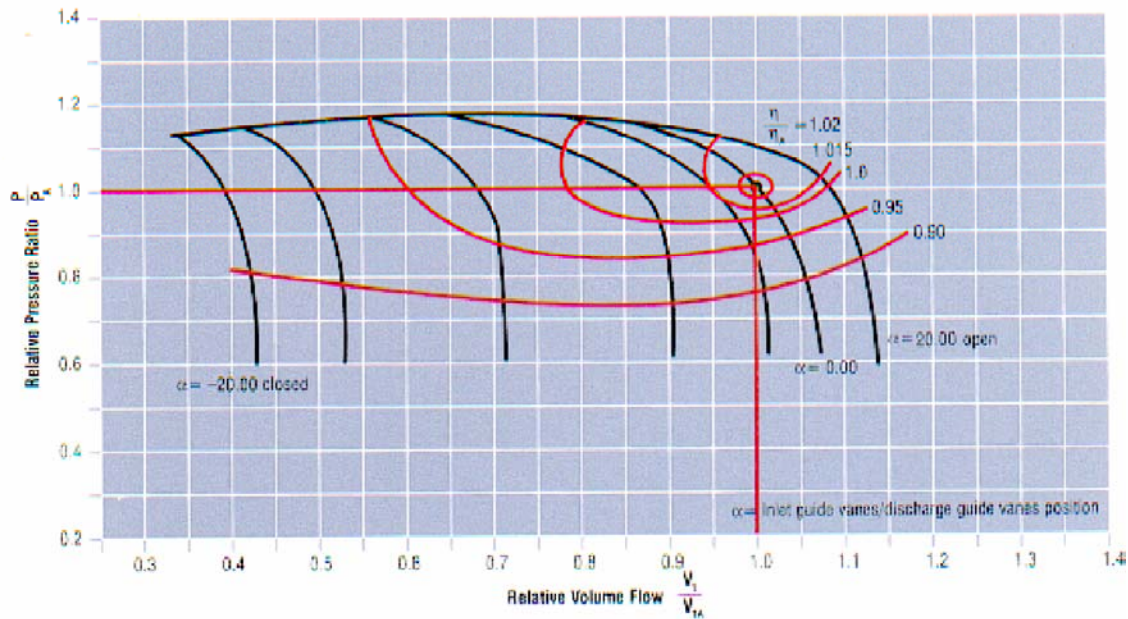


Figure II-12 Caractéristiques d'un compresseur à 6 étages centrifuges

Une modélisation simpliste de ce type de régulation consiste à faire comme si l'effet des aubes orientables d'entrée introduisaient un laminage du fluide, sans faire intervenir pour autant le triangle de vitesse correspondant. Le modèle du § II.3.3 reste alors utilisable.

II.4 SIMILITUDES

II.4.1 Variables de similitude et de dimensionnement

A l'intérieur d'une même gamme de fabrication, c'est-à-dire pour une géométrie fixée, une turbomachine particulière peut être caractérisée par deux grandeurs : son diamètre (D) et sa vitesse de rotation (N).

Le « facteur de débit » (φ) de la machine se définit en comparant son débit de volume avec celui qui serait réalisé au travers d'un orifice de diamètre égal à celui de la roue et traversé par le fluide à une vitesse égale à la vitesse périphérique:

$$\phi = \frac{C_{su}}{U_2} \quad (II.7)$$

$$C_{su} = \frac{\dot{V}_1}{A_{su}}$$

$$A_{su} = \pi \cdot \frac{D_2^2}{4}$$

$$\dot{V}_1 = \dot{M} \cdot v_1$$

$$U_2 = \pi \cdot D_2 \cdot N$$

Le « *facteur d'enthalpie* » se définit en comparant la variation isentropique d'enthalpie totale réalisée par la machine avec l'énergie cinétique communiquée au fluide, lorsque celui-ci est propulsé à la vitesse périphérique de la roue :

$$\psi = 2 \cdot \frac{\Delta h_s}{U_2^2} \quad (II.8)$$

$$\Delta h_s = h_{3s} - h_1$$

Compte tenu de II.5 et II.6, on trouve que :

$$\mu = \varepsilon_{pol} \cdot \frac{\psi}{2 \cdot \varepsilon_s}$$

Le « *facteur de puissance isentropique* » s'obtient par combinaison des définitions précédentes :

$$\lambda = \phi \cdot \psi \quad (II.9)$$

Les domaines couverts par différents types de machines peuvent être aisément repérés au moyen de deux des trois facteurs qui viennent d'être définis.

Ces domaines sont présentés aux Figure II-13 et Figure II-14, respectivement pour les turbo-expanseurs et pour les turbo-compresseurs.

Des formes de roues typiques sont présentées à la Figure II-15.

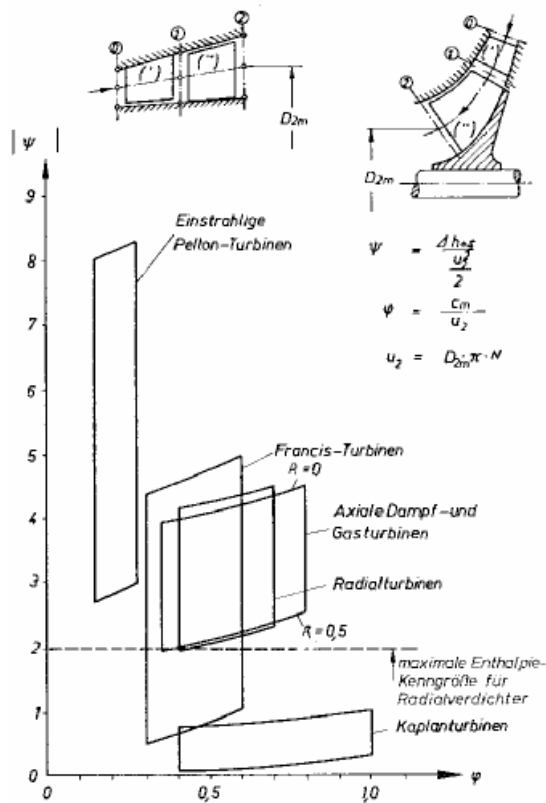


Figure II-13 Domaines (ψ , ϕ) d'utilisation de différents types d'étages de turboexpandeurs

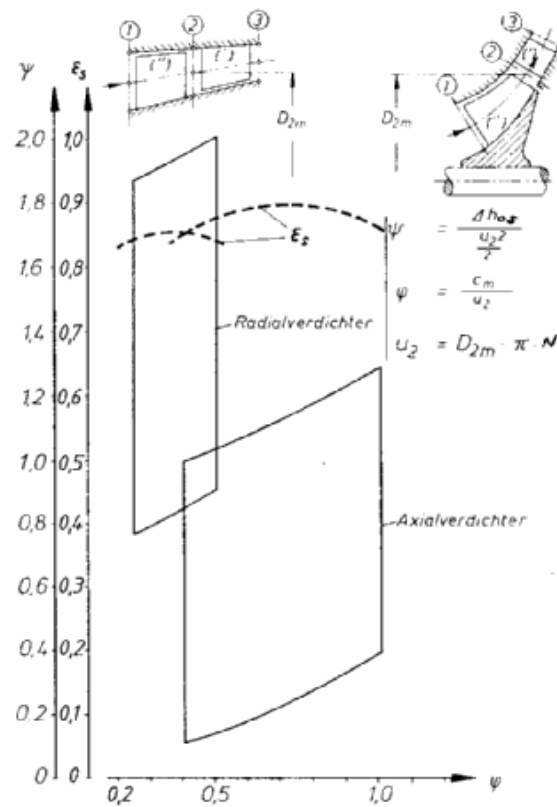


Figure II-14 Domaines (ψ , ϕ) d'utilisation des deux principaux types d'étages de turbocompresseurs. (d'après et avec l'aimable autorisation de H.E. Gallus)

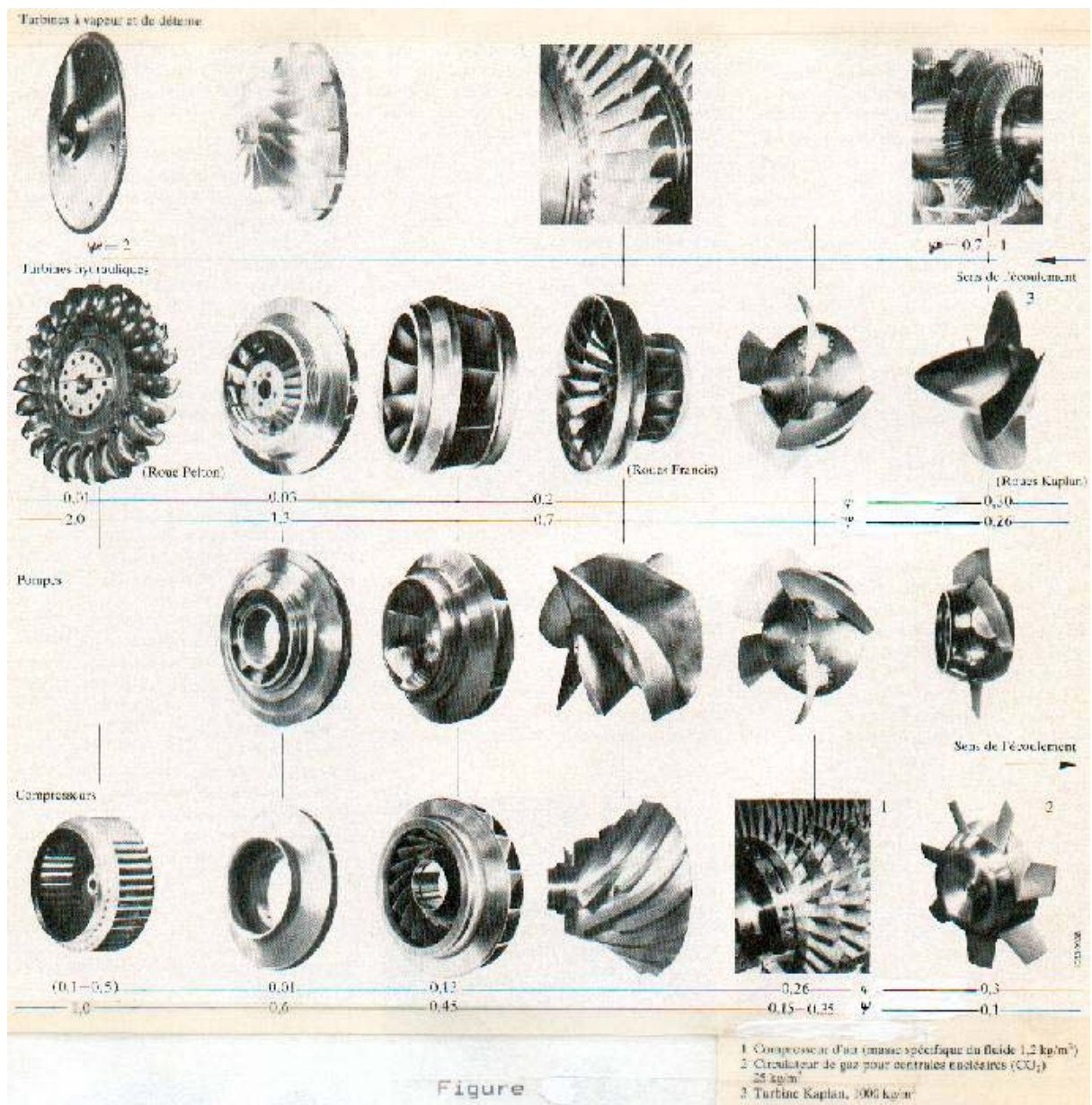


Figure II-15 Formes de roues sélectionnées en fonction des facteurs de débit et de puissance

Le design d'un type de machine conduit à définir une relation supplémentaire qui relie deux des trois facteurs précédents entre eux.

La relation n'est univoque que pour une *géométrie* de machines strictement définie.

Ceci signifie, non seulement que le dessin de la machine est fixé, mais aussi :

- que toutes les orientations d'aubages sont fixées ;
- ou que les lois de régulation des orientations d'aubages sont elles-mêmes fixées (par exemple en fonction du facteur de débit).

Dans ces conditions, on peut finalement identifier, pour chaque type de machine (éventuellement munie d'une régulation d'orientation d'aubage), une valeur optimale de l'un des trois facteurs et par conséquent aussi des valeurs optimales pour les deux autres.

L'optimum choisi ne correspond pas nécessairement au maximum d'efficacité : il fait évidemment intervenir d'autres contraintes technico-économiques.

Toujours dans ces conditions, on peut faire apparaître les lois de similitude suivantes :

$$\dot{V} = \frac{\pi^2}{4} \cdot \phi \cdot N \cdot D^3 \quad (\text{II.7'})$$

$$\Delta h_{0,s} = \frac{\pi^2}{2} \cdot \psi \cdot N^2 \cdot D^2 \quad (\text{II.8'})$$

$$\dot{W}_s = \frac{\pi^4}{8} \cdot \frac{1}{v_{su}} \cdot \lambda \cdot N^3 \cdot D^5 \quad (\text{II.9'})$$

Ces lois de similitude visualisent bien les influences respectives de la taille de la machine et de sa vitesse de rotation sur le débit, sur l'accroissement d'enthalpie et enfin sur la puissance consommée...

II.4.2 Variables de sélection

L'utilisation optimale d'un type de machine donné impose une contrainte : la valeur d'un des trois facteurs de similitude (par exemple le facteur de débit) est en principe fixée.

Il en résulte une première relation entre le diamètre de la roue et sa vitesse de rotation, si le débit volume est imposé.

Mais, pour ce type de machine, la même contrainte se répercute sur un deuxième facteur de similitude (par exemple le facteur d'enthalpie) ; il en résulte une deuxième relation entre D et N . Le choix du diamètre (ou de la vitesse de rotation) devrait donc pouvoir être réalisé de manière à obtenir le débit (ou le rapport de pression) voulu.

En réalité, ce choix est lui-même asservi à d'autres contraintes techniques (régimes d'écoulement dans la roue, sollicitations mécaniques, dessin des aubages et jeux).

Finalement, la plage (débit-rapport de pression) réalisable est restreinte pour chaque type de roue. On peut la faire apparaître grâce à deux variables « réduites », qui ne sont en fait que des combinaisons des variables précédentes (ϕ et ψ) :

$$\delta = \frac{\psi^{[1/4]}}{\phi^{[1/2]}} \quad (\text{II.10})$$

$$\sigma = \frac{\phi^{[1/2]}}{\psi^{[3/4]}} \quad (\text{II.11})$$

Ces variables sont appelées respectivement « diamètre réduit » et « vitesse de rotation réduite » ; elles font effectivement apparaître en facteurs le diamètre et la vitesse de rotation de la machine.

En pratique, c'est la vitesse de rotation réduite (σ) qui est la variable la plus utilisée pour sélectionner un type de turbomachine en fonction du domaine d'application considéré.

En conditions optimales, on trouve ainsi les lois de similitude suivante :

$$D = \frac{\delta}{1.05} \cdot \dot{V}^{[1/2]} \cdot \Delta h_{0,s}^{[1/4]} \quad (\text{II.10'})$$

$$N = \frac{\sigma}{2.11} \cdot \frac{\Delta h_{0,s}^{[3/4]}}{\dot{V}^{[1/2]}} \quad (\text{II.11'})$$

Ce résultat ne diffère pas de celui déjà découvert pour les machines à déplacement positif, en ce qui concerne l'influence du débit volumique sur la dimension caractéristique (D) et la vitesse de rotation (N).

La différence essentielle porte sur l'influence de l'accroissement d'enthalpie totale (Δh_{0s}) et donc du rapport de pression qui y correspond. Ce terme n'avait que peu d'influence dans le cas des machines à déplacement positif.

Un classement de tous les types de machines peut être réalisé sur base de la vitesse et du diamètre « réduits ». C'est ainsi que sont identifiées les deux « lignes de Cordier » (une pour les expandeurs, l'autre pour les compresseurs) à la Figure II-16.

La recherche du rendement maximum ne constitue qu'un exemple de contrainte applicable lors du design. Il est souvent intéressant de relâcher cette contrainte pour en identifier la sensibilité réelle et répondre éventuellement à d'autres impératifs techniques et économiques.

La Figure II-17 donne une indication sur les variations possibles des rendements réalisables dans différents types d'étages, en fonction de la vitesse de rotation réduite σ .

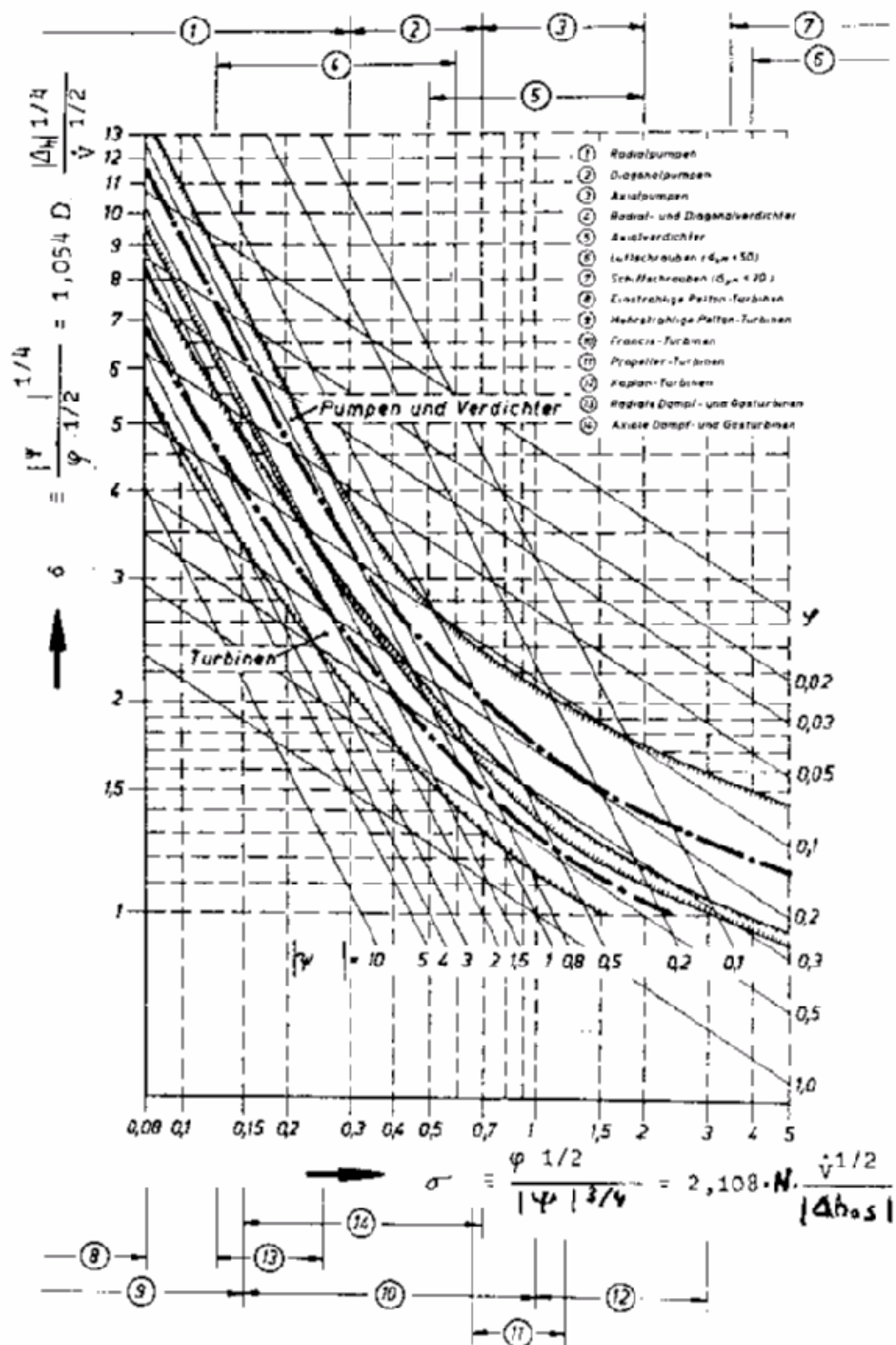
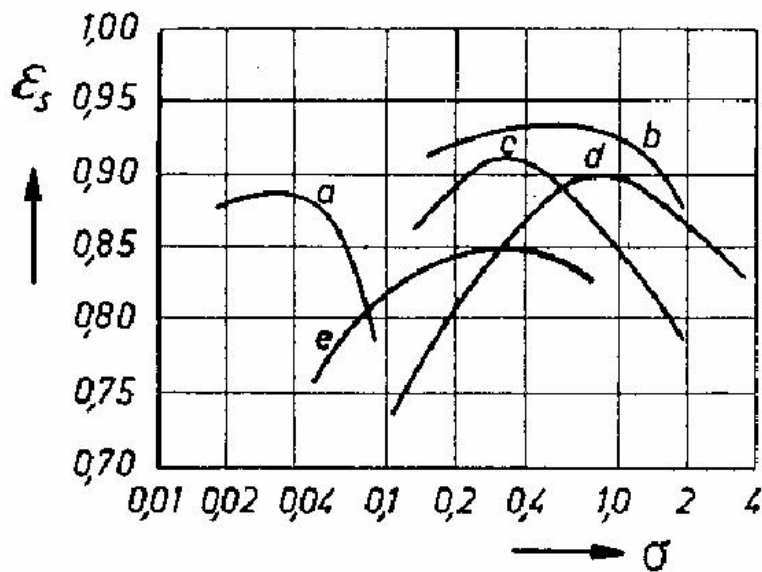


Figure II-16 Domaines préférentiels d'utilisation de différents types d'étages.



- a) Pelton-Turbinen
b) Francis-Turbinen und Propeller-Turbinen (nicht verstellbare Schaufeln)
c) Radialpumpen
d) Axialverdichter
e) Radialverdichter

Figure II-17 Rendements réalisables avec différents types d'étages

Les domaines d'utilisation préférentielle des turbocompresseurs centrifuges et axiaux correspondent respectivement à :

$$\begin{array}{ll} 0.1 \leq \varphi \leq 0.5 & 0.1 \leq \sigma \leq 0.7 \\ 0.3 \leq \varphi \leq 1 & 0.5 \leq \sigma \leq 2 \end{array}$$

II.4.3 Caractéristiques du régime de fonctionnement d'une machine.

Pour une machine et un fluide donnés, ce régime doit pouvoir être caractérisé par un ensemble de quatre variables. Ce sont, par exemple :

- la vitesse de rotation
- deux variables d'état du fluide à l'entrée de la machine (par exemple le volume massique et la pression)
- un débit *ou* la pression de sortie.

Ces données sont suffisantes, si la géométrie de la machine est invariable. Sinon, il faut préciser cette géométrie, avec sa loi de régulation éventuelle (par exemple, l'inclinaison θ des aubes orientables).

Selon sa nature, le fluide lui-même peut être caractérisé par une ou plusieurs autres variables. Deux variables (par exemple r et γ) suffiront si ce fluide est assimilé à un gaz parfait.

Pour une machine donnée, de géométrie fixe, alimentée par un fluide donné, le « théorème des π » permet de ramener le nombre de variables caractéristiques du régime de 4 à 2.

En fluide compressible, les variables adimensionnelles le plus couramment choisies sont deux nombres de Mach, définis respectivement à l'entrée de la machine et à la périphérie de la roue.

- 1) *À l'entrée* de la roue, on se réfère encore à l'aire d'un orifice fictif de diamètre égal à celui de la roue :

$$Ma_{su} = \frac{C}{a} \quad (II.12)$$

$$C = \frac{\dot{V}_{0,su}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}}$$

$$\dot{V}_{0,su} = \dot{M} \cdot v_{0,su}$$

$$v_{0,su} = v(\text{fluid}, T=T_{0,su}, P=P_{0,su})$$

$$a = \sqrt{\gamma_{0,su} \cdot r \cdot (T_{0,su} + 273)}$$

NB : les propriétés du fluide (volume massique et vitesse du son) sont définies en grandeurs fictives, sur base de la température et de la pression *totales* à l'entrée de la machine.

- 2) *À la périphérie* de la roue, on pose :

$$Ma_{periph} = \frac{U}{a} \quad (II.13)$$

$$U = \pi \cdot D \cdot N$$

Pour une machine et pour un fluide donnés, aux nombres de Mach Ma_{su} et Ma_{periph} correspondent respectivement un débit et une vitesse de rotation « réduits » :

$$\dot{M}_R = \dot{M} \cdot \left[\frac{\sqrt{T_{0,su} + 273}}{p_{0,su}} \right] \quad (II.14)$$

$$N_R = \frac{N}{\sqrt{T_{0,su} + 273}} \quad (II.15)$$

A ces deux variables « réduites » on peut faire correspondre deux autres variables caractérisant la « performance » de la machine, par exemple le rapport de pression totale et l'efficacité isentropique ou polytrophique.

C'est de cette manière que sont construits les diagrammes des Figure II-1 et Figure II-4.

A la Figure II-4, on voit bien que, pour ce qui concerne le débit, le comportement du turbo-expanseur est très semblable à celui d'une tuyère :

- 1) Le débit réduit ne dépend pratiquement que du rapport de pression ;
- 2) En régime sonique, ce débit réduit reste constant.

On voit aussi que l'efficacité isentropique de l'expanseur dépend à la fois du rapport de pression et de la vitesse de rotation réduite. En fait, nous savons (Figure II-2) que cette efficacité ne dépend pratiquement que d'une seule variable : le rapport de vitesse U/C défini à l'entrée d'une roue de Laval équivalente.

A la Figure II.4, on voit aussi que :

- 1) Le débit réduit d'un turbo-compresseur dépend de la vitesse réduite *et* du rapport de pression (tant que le régime sonique n'est pas atteint) ;
- 2) La ligne de pompage coïncide pratiquement avec celle du rapport de pression maximal ;
- 3) Cette ligne a une forme parabolique et le rapport de pression maximal est à peu près proportionnel au carré de la vitesse réduite :

$$r_{p,max} = Cste \cdot N_R^2$$

- 4) En régime sonique, le débit réduit est à peu près proportionnel à la vitesse réduite :

$$\dot{M}_R = Cste \cdot N_R$$

- 5) Les courbes d'efficacité isentropique peuvent être approchées par des paraboles du type :

$$\varepsilon_s = \varepsilon_{s,max} \cdot \left[1 - Cste \cdot \left(\frac{M_r}{N_r} - \frac{M_{r,nom}}{N_{r,nom}} \right)^2 \right]$$

CHAPITRE III ECHANGEURS

III.1 RAPPEL

Le principe de la modélisation d'un échangeur est rappelé ci-dessous. L'exemple présenté (Figure III.1) correspond à une circulation des deux fluides à contre-courant.

Counterflow adiabatic heat exchanger

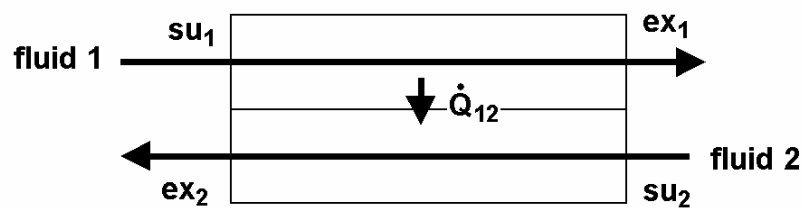


Figure III-1 Echangeur à contre-courant

Par convention, le flux de chaleur est défini comme positif si il est dirigé du fluide 1 au fluide 2 :

$$\dot{Q}_{12} = \dot{C}_1 \cdot (t_{su,1} - t_{ex,1})$$

$$\dot{Q}_{12} = \dot{C}_2 \cdot (t_{ex2} - t_{su2})$$

L'efficacité de l'échangeur est définie par :

$$\dot{Q}_{12} = \varepsilon \cdot \dot{C}_{\min} \cdot (t_{su1} - t_{su2})$$

Cette définition fait intervenir le débit capacitif minimal :

$$\dot{C}_{\min} = \text{Min} (\dot{C}_1, \dot{C}_2)$$

Dans le cas d'un échangeur à contre courant avec des débits capacitifs différents, l'efficacité peut être définie comme suit :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1 - \omega)]}{1 - \omega \cdot \exp[-NTU \cdot (1 - \omega)]}$$

Les relations correspondant à d'autres configurations d'écoulement sont données à la Figure III-2.

Le nombre d'unités de transfert fait intervenir le coefficient global de transfert de chaleur AU :

$$NTU = \frac{AU}{\dot{C}_{\min}}$$

Le ratio des débits capacitifs est :

$$\omega = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}}$$

avec :

$$\dot{C}_{\max} = \mathbf{Max} (\dot{C}_1, \dot{C}_2)$$

$$\dot{C}_1 = \dot{M}_1 \cdot c_{p,1}$$

$$\dot{C}_2 = \dot{M}_2 \cdot c_{p,2}$$

Le coefficient global de transfert de chaleur peut être défini en considérant trois résistances thermiques en série : les résistances liées à la convection (R_1 et R_2) et la résistance du métal (R_m) :

$$\frac{1}{AU} = R_1 + R_m + R_2$$

Les résistances liées à la convection varient avec le débit selon :

$$R_1 = R_{1,n} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{1,n}}{\dot{M}_1} \right]^n$$

$$R_2 = R_{2,n} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{2,n}}{\dot{M}_2} \right]^n$$

Dans ces deux dernières expressions, l'exposant n peut être pris égal à 0.6 si l'écoulement est laminaire et 0.8 si l'écoulement est turbulent.

Flow Arrangement	Relation
Concentric tube	
Parallel flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Counterflow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1)$
Shell and tube	
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \right. \\ \left. \times \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$
n Shell passes (2n, 4n, ... tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$
Cross flow (single pass)	
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$
C_{\max} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{ -C_r [1 - \exp(-NTU)] \})$
C_{\min} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp \{ -C_r^{-1} [1 - \exp \{ -C_r(NTU) \}] \}$
All exchangers ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Figure III-2 Efficacité des échangeurs (différentes configurations d'écoulements)

III.2 EQUIPEMENTS DE CHAUFFAGE, REFROIDISSEMENT, SECHAGE ET HUMIDIFICATION D'AIR

III.2.1 Batteries de chauffage, refroidissement et séchage d'air

III.2.1.1 Généralités

Une batterie peut être utilisée pour chauffer, refroidir et éventuellement aussi sécher un gaz, tel que l'air ; le plus souvent ces deux dernières opérations sont effectivement combinées et la batterie fonctionne alors en régime « humide ».

Les batteries de chauffage, refroidissement et séchage ne comportent parfois que des tubes nus (dans certaines applications où l'on craint l'encrassement et/ou le givrage). Mais le plus souvent, ces batteries sont équipées d'ailettes extérieures, selon différentes dispositions telles que schématisées à la Figure III-3.

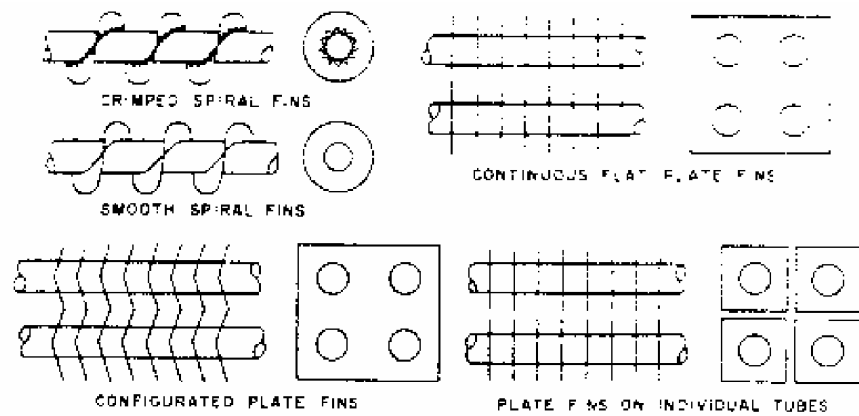


Figure III-3 Exemples de dispositions d'ailettes

Ordres de grandeur couramment rencontrés en conditionnement d'air:

- diamètre extérieur des tubes : $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$ et 1 pouce (25.4 mm)
- nombre d'ailettes : 100 à 500 par m de tube
- écartement entre les tubes : 0.015 à 0.06 m.

Ces batteries peuvent être parcourues intérieurement par un liquide (par exemple de l'eau, pure ou glycolée), ou par un fluide réfrigérant en régime diphasique.

Dans le premier cas, le circuit de liquide doit être conçu de manière à en faciliter la purge (la présence éventuelle de bulles d'air peut être cause de bruit, de vibration et de baisse de performances).

Deux exemples de dispositions sont présentés à la Figure III-4.

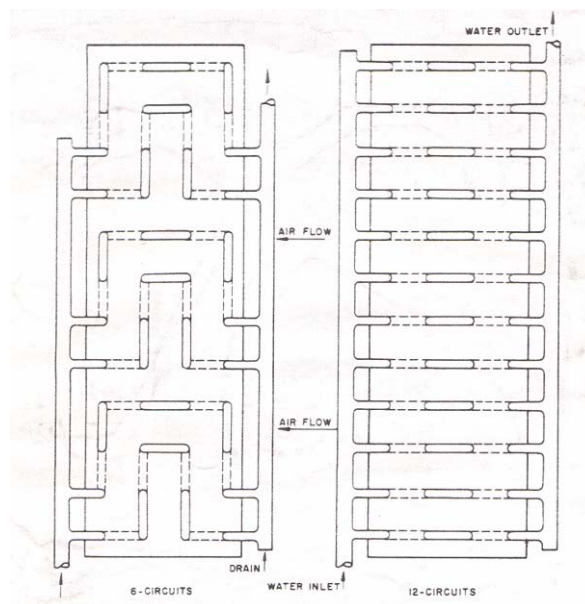


Figure III-4 Exemples de disposition des tubes sur une batterie à quatre nappes

Dans le deuxième cas, la batterie constitue un évaporateur (cfr III.3), ou un condenseur (cfr III.4).

III.2.1.2 Modélisation

L'approche la plus simple pour modéliser une batterie de refroidissement consiste à traiter celle-ci comme complètement sèche ou complètement humide. En réalité, chacune des deux descriptions sous-estime le transfert de chaleur :

- si la batterie est supposée *totalemt sèche*, le transfert d'énergie latente est négligé
- si la batterie est supposée *totalemt humide*, le modèle prédit une humidification de l'air dans la partie sèche de la batterie et donc une puissance latente négative

Puisque les deux descriptions sous-estiment la puissance échangée, il convient de retenir celle qui donne lieu au maximum de puissance.

Modeling of a cooling coil in one zone (dry and wet regimes), without phase change on refrigerant side.

Subscripts:

a : air

r : refrigerant .

Dry regime:

Air side :

$$\dot{Q}_{\text{coil,dry}} = \dot{C}_{\text{a,coil}} \cdot (t_{\text{a,su,coil}} - t_{\text{a,ex,coil,dry}})$$

Refrigerant side :

$$\dot{Q}_{\text{coil,dry}} = \dot{C}_{\text{r,coil}} \cdot (t_{\text{r,ex,coil,dry}} - t_{\text{r,su,coil}})$$

Effectiveness :

$$\dot{Q}_{\text{coil,dry}} = \varepsilon_{\text{coil,dry}} \cdot \dot{C}_{\text{min,coil,dry}} \cdot (t_{\text{a,su,coil}} - t_{\text{r,su,coil}})$$

$$\dot{C}_{\text{min,coil,dry}} = \text{Min}(\dot{C}_{\text{a,coil}}, \dot{C}_{\text{r,coil}})$$

Counterflow hypothesis :

$$\varepsilon_{\text{coil,dry}} = \frac{1 - \exp(-NTU_{\text{coil,dry}} \cdot (1 - \omega_{\text{coil,dry}}))}{1 - \omega_{\text{coil,dry}} \cdot \exp(-NTU_{\text{coil,dry}} \cdot (1 - \omega_{\text{coil,dry}}))}$$

$$NTU_{\text{coil,dry}} = \frac{AU_{\text{coil,dry}}}{\dot{C}_{\text{min,coil,dry}}}$$

Definition of thermal resistances :

$$\frac{1}{AU_{\text{coil,dry}}} = R_{\text{a,coil}} + R_{\text{m,coil}} + R_{\text{r,coil}}$$

(3 resistances in serie : air , metal and refrigerant)

$$\omega_{\text{coil,dry}} = \frac{\dot{C}_{\text{min,coil,dry}}}{\dot{C}_{\text{max,coil,dry}}}$$

$$\dot{C}_{\text{max,coil,dry}} = \text{Max}(\dot{C}_{\text{a,coil}}, \dot{C}_{\text{r,coil}})$$

$$\dot{C}_{\text{a,coil}} = \dot{M}_{\text{a,coil}} \cdot c_{\text{p,a,coil}}$$

$$c_{\text{p,a,coil}} = \text{Cp}(\text{'AirH2O'}, T=t_{\text{a,su,coil}}, P=P_{\text{atm}}, R=\text{RH}_{\text{su,coil}})$$

$$\dot{C}_{\text{r,coil}} = \dot{M}_{\text{r,coil}} \cdot c_{\text{p,r,coil}}$$

Condensation risk at coil exhaust:

$$t_{\text{dp,ex,coil,dry}} = \text{DP}(\text{'AirH2O'}, T=t_{\text{a,ex,coil,dry}}, P=P_{\text{atm}}, W=w_{\text{ex,coil,dry}})$$

$$\frac{t_{\text{c,ex,coil,dry}} - t_{\text{r,su,coil}}}{R_{\text{r,coil}} + R_{\text{m,coil}}} = \frac{t_{\text{a,ex,coil,dry}} - t_{\text{r,su,coil}}}{R_{\text{a,coil}} + R_{\text{m,coil}} + R_{\text{r,coil}}}$$

$$\Delta t_{\text{cond}} = t_{\text{dp,ex,coil,dry}} - t_{\text{c,ex,coil,dry}}$$

(Condensation may occur only if this term is positive).

Wet regime :

air side:

$$\dot{Q}_{\text{coil,wet}} = \dot{M}_{\text{a,coil}} \cdot (h_{\text{a,su,coil}} - h_{\text{a,ex,coil,wet}} - (W_{\text{su,coil}} - W_{\text{ex,coil,wet}}) \cdot c_{\text{w,coil}} \cdot t_{\text{w,coil}})$$

$$\dot{Q}_{\text{coil,wet}} = \dot{C}_{\text{af,coil}} \cdot (t_{\text{wb,su,coil}} - t_{\text{wb,ex,coil,wet}})$$

$$\dot{C}_{\text{af,coil}} = \dot{M}_{\text{a,coil}} \cdot c_{\text{p,af,coil}}$$

refrigerant side:

$$\dot{Q}_{\text{coil,wet}} = \dot{C}_{\text{r,coil}} \cdot (t_{\text{r,ex,coil,wet}} - t_{\text{r,su,coil}})$$

(same equation as for dry regime)

Coil global effectiveness:

$$\dot{Q}_{\text{coil,wet}} = \varepsilon_{\text{coil,wet}} \cdot \dot{C}_{\text{min,coil,wet}} \cdot (t_{\text{wb,su,coil}} - t_{\text{r,su,coil}})$$

$$\dot{C}_{\text{min,coil,wet}} = \text{Min}(\dot{C}_{\text{af,coil}}, \dot{C}_{\text{r,coil}})$$

Hypothesis : counterflow:

$$\varepsilon_{\text{coil,wet}} = \frac{1 - \exp[-NTU_{\text{coil,wet}} \cdot (1 - \omega_{\text{coil,wet}})]}{1 - \omega_{\text{coil,wet}} \cdot \exp[-NTU_{\text{coil,wet}} \cdot (1 - \omega_{\text{coil,wet}})]}$$

NTU and omega.

$$NTU_{\text{coil,wet}} = \frac{AU_{\text{coil,wet}}}{\dot{C}_{\text{min,coil,wet}}}$$

$$\omega_{\text{coil,wet}} = \frac{\dot{C}_{\text{min,coil,wet}}}{\dot{C}_{\text{max,coil,wet}}}$$

$$\dot{C}_{\text{max,coil,wet}} = \text{Max}(\dot{C}_{\text{af,coil}}, \dot{C}_{\text{r,coil}})$$

Heat transfer coefficient.

$$\frac{1}{AU_{\text{coil,wet}}} = R_{\text{af,coil}} + R_{\text{m,coil}} + R_{\text{r,coil}}$$

$$R_{\text{a,coil}} = R_{\text{a,coil,n}} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{\text{a,coil,n}}}{\dot{M}_{\text{a,coil}}} \right]^{0.6}$$

$$R_{\text{r,coil}} = R_{\text{r,coil,n}} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{\text{r,coil,n}}}{\dot{M}_{\text{r,coil}}} \right]^{0.8}$$

$$R_{\text{af,coil}} = R_{\text{a,coil}} \cdot \frac{c_{\text{p,a,coil}}}{c_{\text{p,af,coil}}}$$

Pour déterminer l'état de l'air à la sortie de la batterie en régime humide, on définit un échangeur semi-isotherme, dont l'un des deux fluides est l'air et l'autre la surface externe de la batterie :

Fictitious isothermal contact surface:

$$h_{\text{a,su,coil}} - h_{\text{a,ex,coil,wet}} = \varepsilon_{\text{c,coil,wet}} \cdot (h_{\text{a,su,coil}} - h_{\text{c,coil,wet}})$$

$$W_{\text{su,coil}} - W_{\text{ex,coil,wet}} = \varepsilon_{\text{c,coil,wet}} \cdot (W_{\text{su,coil}} - W_{\text{c,coil,wet}})$$

$$\varepsilon_{\text{c,coil,wet}} = 1 - \exp(-NTU_{\text{c,coil,wet}})$$

$$NTU_{\text{c,coil,wet}} = \frac{1}{R_{\text{a,coil}} \cdot \dot{C}_{\text{a,coil}}}$$

Ce modèle peut être traité comme indiqué à la Figure III-5.

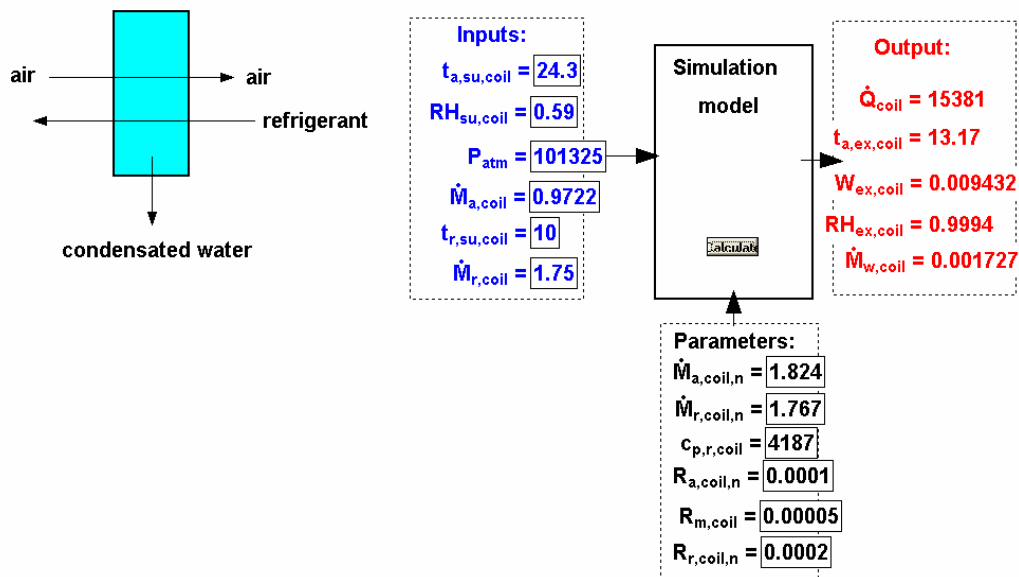


Figure III-5 Diagramme d'information du modèle de batterie froide

La batterie de chauffage est modélisée plus simplement, puisque seul le régime sec doit être décrit.

III.2.2 Humidificateurs

On peut humidifier un gaz par pulvérisation d'eau liquide ou par injection de vapeur vive.

Dans le premier cas, on peut traiter l'humidificateur comme un échangeur classique en posant :

$$\varepsilon_{\text{hum}} = 1 - \exp(-NTU)$$

$$NTU = \frac{AU}{\dot{C}_{\min}}$$

$$\dot{C}_{\min} = \dot{C}_a$$

$$\dot{C}_a = \dot{M}_a \cdot c_{p_a}$$

$$AU = AU_n \cdot \left[\frac{\dot{M}_a}{\dot{M}_{a,n}} \right]^n \cdot \left[\frac{\dot{M}_{w,\text{su, hum}}}{\dot{M}_{w,n}} \right]^m$$

Cette dernière relation permet de prendre en compte les effets des deux débits en jeu : celui de l'air et celui de l'eau.

Les exposants n et m dépendent du type d'humidificateur et de la manière dont les deux fluides circulent l'un par rapport à l'autre.

Le débit d'eau pulvérisé dans l'humidificateur est en principe très supérieur à celui qui est effectivement vaporisé. Si l'eau en excès n'est pas récupérée, il est important de déterminer le rendement de l'humidificateur :

$$\eta_{\text{hum}} = \frac{\dot{M}_{w,\text{su, hum}} - \dot{M}_{w,\text{ex, hum}}}{\dot{M}_{w,\text{su, hum}}}$$

avec

$$\dot{M}_{w,\text{ex, hum}} = \dot{M}_{w,\text{su, hum}} - \dot{M}_a \cdot (w_{a,\text{ex, hum}} - w_{a,\text{su, hum}})$$

Un exemple de diagramme d'information est présenté à la Figure III-6.

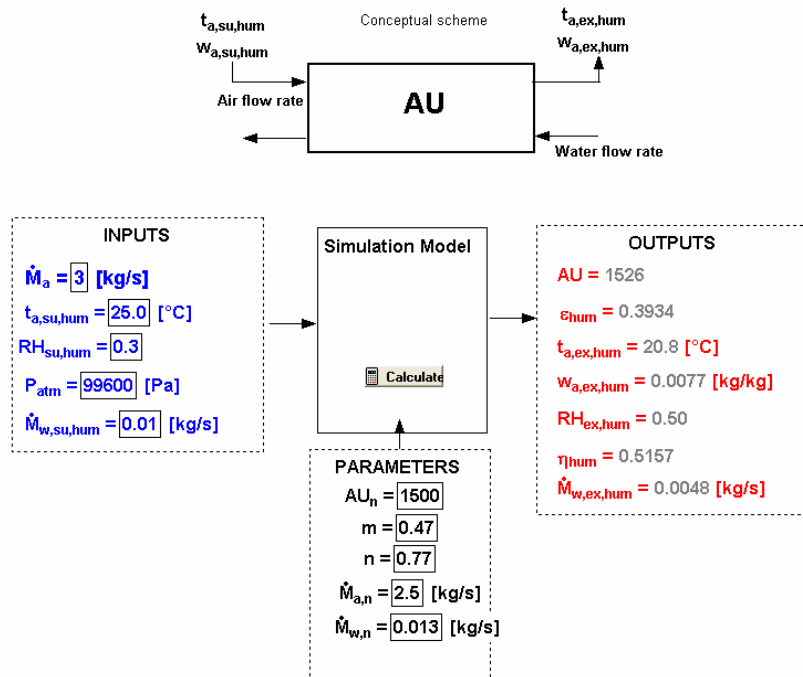


Figure III-6 Diagramme d'information d'un modèle d'humidificateur à pulvérisation

III.3 EVAPORATEURS

III.3.1 Généralités

Le fluide secondaire d'un évaporateur peut être un liquide (eau, eau glycolée, huile ou autre fluide thermique), choisi selon le niveau de température, ou un gaz (le plus souvent l'air ambiant, avec ou sans modification de son contenu en eau par condensation).

III.3.1.1 Refroidisseurs de liquides

- Evaporateurs « noyés » :

Dans ce type d'échangeurs à tubes et enveloppe, le fluide frigorigène circule et s'évapore à l'extérieur des tubes, qui sont eux-mêmes parcourus par le liquide à refroidir. Un exemple de ce type de disposition est représenté à la Figure III-7.

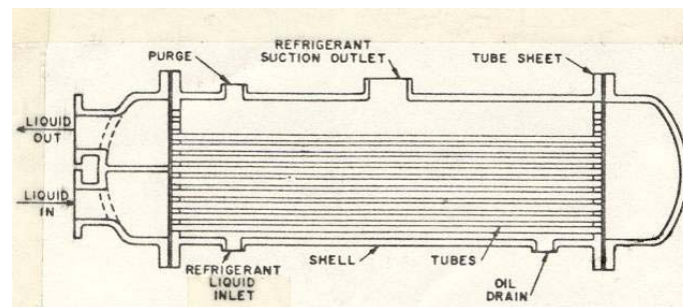


Figure III-7 Refroidisseur de liquide à ammoniac

- Evaporateurs à *pulvérisation* :

Ils sont semblables aux précédents, si ce n'est que les tubes sont ici aspergés (et non plus « noyés ») par le réfrigérant. Celui-ci est recirculé par une pompe qui alimente les orifices de pulvérisation.

- Evaporateurs à enveloppe et serpentín (Figure III-8):

Il s'agit d'une disposition particulièrement simple et bien adaptée pour la préparation et le stockage de petites quantités d'eau glacée.

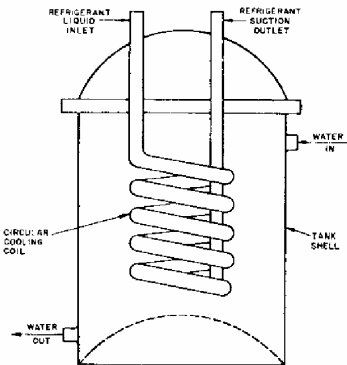


Figure III-8 Refroidisseur-accumulateur

- Evaporateurs à « *détente directe* » :

Le fluide frigorigène circule cette fois à l'intérieur des tubes. Un exemple de dispositions est présenté à la Figure III-9.

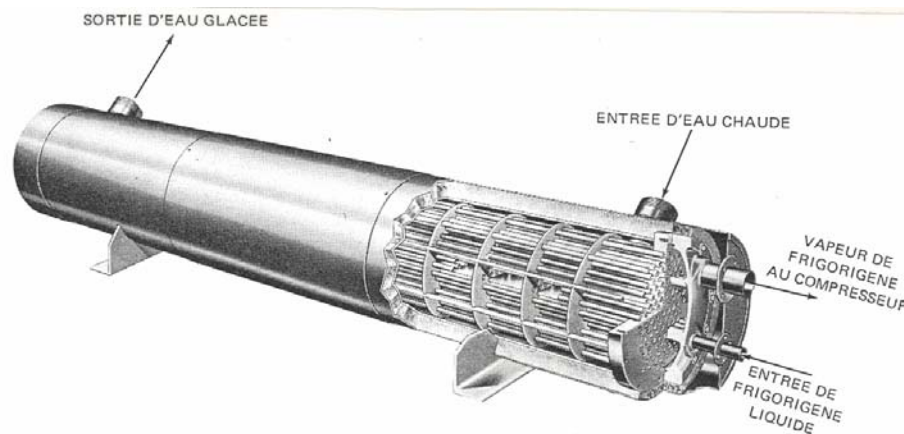


Figure III-9 Refroidisseurs de liquide à détente directe

III.3.1.2 Batteries de refroidissement / séchage à détente directe

Ce sont des batteries à l'intérieur desquelles s'évapore le fluide frigorigène. Un exemple de disposition est présenté à la Figure III-10.



Figure III-10 Exemple de batterie à détente directe

III.3.2 Modélisation

III.3.2.1 Modélisation d'un évaporateur-refroidisseur de liquide

La modélisation la plus simple consiste à assimiler l'évaporateur à un échangeur semi-isotherme. Le côté « isotherme » est celui où a lieu l'évaporation ; on lui attribue la température de saturation du fluide frigorigène qui correspond à la pression de sortie de l'évaporateur (il s'agit bien ici de *la* température d'évaporation, si le fluide frigorigère est un corps pur ou un mélange azéotropique et si les pertes de charge sont négligeables). Ce faisant, on néglige évidemment l'effet de la surchauffe en sortie de l'évaporateur.

Les principales équations de ce modèle sont (avec de l'eau comme fluide secondaire):

Exhaust refrigerant temperature:

$$T_{r,ex,ev} = t_{ev} + \Delta t_{oh,ex,ev}$$

Heat transfer:

$$\dot{Q}_{ev} = \varepsilon_{ev} \cdot \dot{C}_{w,ev} \cdot (t_{w,su,ev} - t_{ev})$$

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp(-NTU_{ev})$$

$$NTU_{ev} = \frac{AU_{ev}}{\dot{C}_{w,ev}}$$

$$AU_{ev} = \frac{1}{R_{w,ev} + R_{m,ev} + R_{r,ev}}$$

(3 resistances in serie : water , metal and refrigerant)

$$\dot{C}_{w,ev} = \dot{M}_{w,ev} \cdot c_w$$

$$c_w = Cp('Water', T=t_{w,su,ev}, P=P_w)$$

$$R_{w,ev} = R_{w,ev,n} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{w,ev,n}}{\dot{M}_{w,ev}} \right]^{0.8}$$

$$R_{r,ev} = R_{r,ev,n} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{r,ev,n}}{\dot{M}_{r,ev}} \right]^{0.8}$$

Energy balances on the two sides:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{M}_{r,ev} \cdot (h_{r,ex,ev} - h_{r,su,ev})$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{C}_{w,ev} \cdot (t_{w,su,ev} - t_{w,ex,ev})$$

Nominal conditions:

$$\dot{Q}_{ev,n} = \dot{M}_{r,ev,n} \cdot (h_{r,ex,ev,n} - h_{r,su,ev,n})$$

Un exemple de diagramme d'information est présenté à la Figure III-11. Les *paramètres* de ce modèle sont constitués par un ensemble de données définies en conditions nominales.

Les *inputs* sont la puissance thermique, l'enthalpie du fluide frigorigène à l'entrée, sa surchauffe à la sortie et les conditions d'alimentation en fluide secondaire (débit, température et pression). Un modèle plus détaillé devrait tenir compte des pertes de charge (dans les deux circuits) et du « taux de vide ».

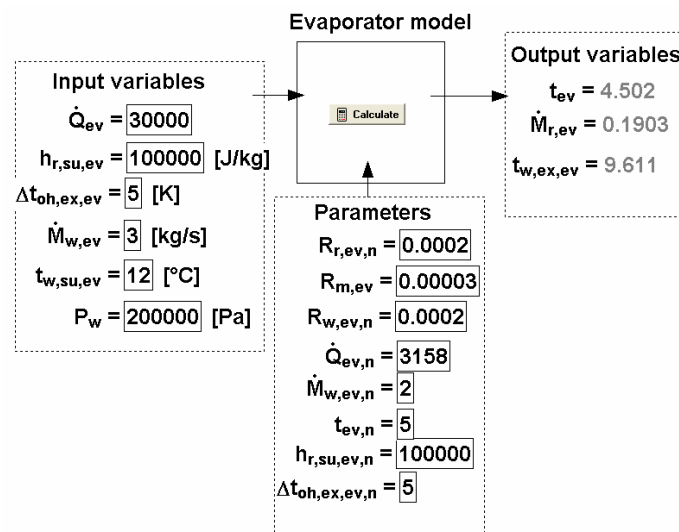


Figure III-11 Diagramme d'information du modèle d'évaporateur

III.3.2.2 Modélisation d'une batterie à détente directe

Cette modélisation peut être envisagée en considérant qu'il s'agit d'un cas particulier de la batterie de refroidissement / séchage.

Si les pertes de charge et la surchauffe de sortie sont négligeables et si le fluide frigorigène est un corps pur ou un mélange azéotropique, on peut considérer que le côté « évaporateur » est pratiquement isotherme.

III.4 CONDENSEURS

III.4.1 Généralités

III.4.1.1 Condenseurs à eau

Parmi les nombreuses dispositions existantes, on peut notamment distinguer :

- *Les condenseurs à tubes et enveloppes en position horizontale*

Ils sont utilisés pour des puissances de 0.01 à 10 MW. L'eau circule à l'intérieur des tubes. Un exemple de disposition est présenté à la Figure III-12:

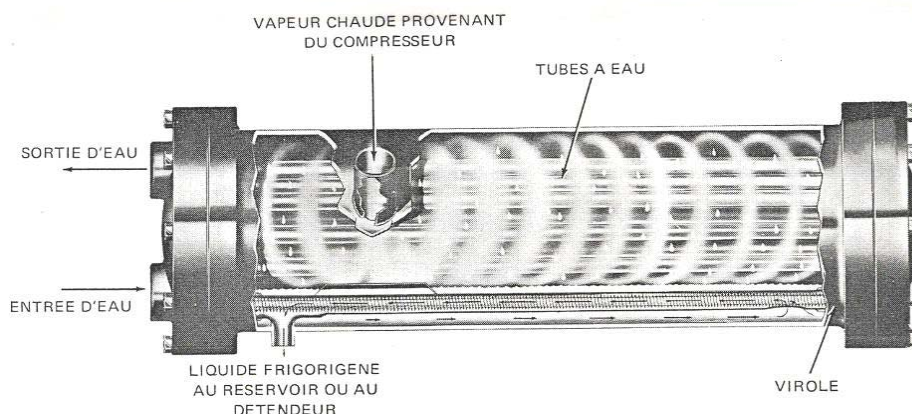


Figure III-12 Condenseur du type « shell and tube» horizontal

- *Les condenseurs à tubes et enveloppes en position verticale*

Ils peuvent être alimentés par un circuit d'eau ouvert ; ils sont simples, peu encombrants (en surface de sol) et peu coûteux.

Ici encore, l'eau circule à l'intérieur des tubes.

Un exemple est présenté à la Figure III-13.

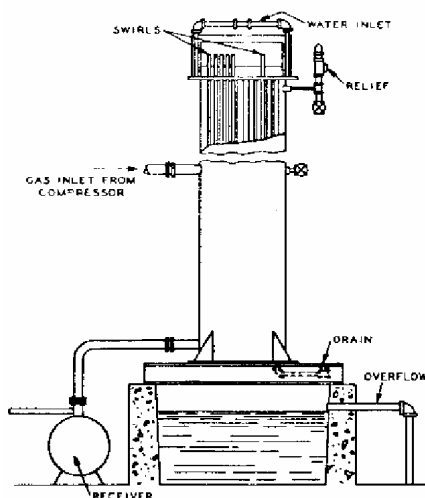


Figure III-13 Condenseur vertical

- *Les condenseurs à tubes coaxiaux* (Figure III-14)

L'eau de refroidissement de ces échangeurs peut circuler dans le tube intérieur ou dans la zone annulaire.

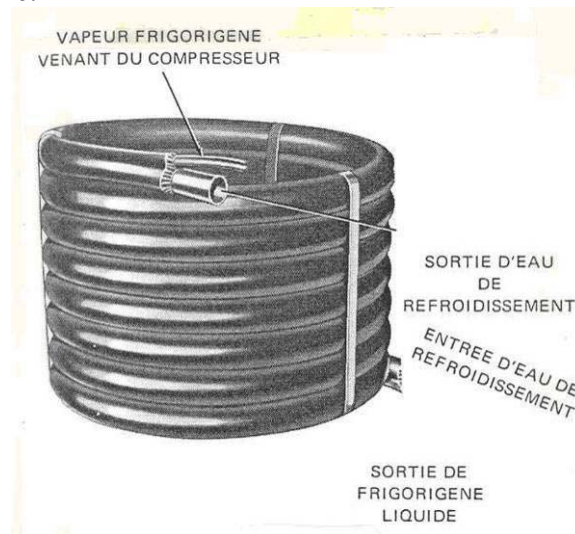


Figure III-14 Exemple de condenseur à tubes coaxiaux

III.4.1.2 Condenseurs à air

Ce sont les plus utilisés dans une très large gamme d'applications (réfrigération domestique et industrielle, climatisation des bâtiments et véhicules, etc.)

Ils permettent de rejeter directement la chaleur de condensation à l'ambiance.

La circulation de l'air peut être « naturelle » ou (le plus souvent) « forcée » par un ou plusieurs ventilateurs.

Un exemple de disposition est présenté à la Figure III-15.

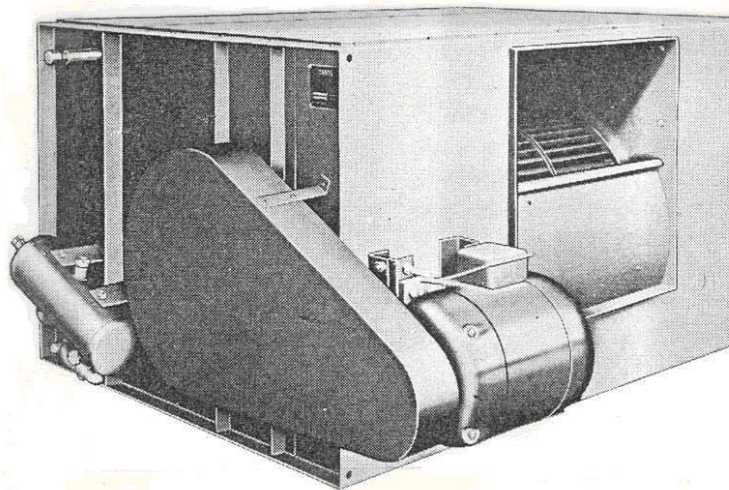


Figure III-15 Exemple de condenseur à air

III.4.1.3 Condenseurs évaporatifs

Le refroidissement du condenseur peut être activé par évaporation d'eau dans l'air.

Un exemple de disposition pratique est présenté à la Figure III-16.

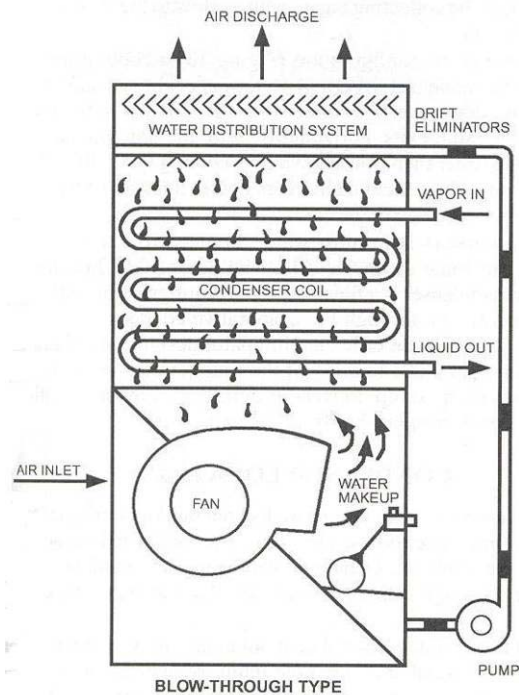


Figure III-16 Exemple de condenseur évaporatif

III.4.2 Modélisation

III.4.2.1 Condenseur refroidi à eau

Comme pour l'évaporateur, la modélisation la plus simple consiste à assimiler le condenseur à un échangeur semi-isotherme. Le côté « isotherme » est celui où a lieu la condensation ; on lui attribue la température de saturation du fluide frigorigène qui correspond à la pression d'entrée du condenseur (c'est bien *la* température de condensation, si les pertes de charge sont négligeables).

Ce faisant, on néglige les effets respectifs de la surchauffe à l'entrée et du sous-refroidissement à la sortie du condenseur. Les erreurs liées à ces deux approximations peuvent se compenser partiellement.

Le principe de cette modélisation simplifiée est bien le même que celui appliqué à l'évaporateur. Ici aussi, un modèle plus détaillé devrait tenir compte des pertes de charge et du taux de vide.

Les *paramètres* et *inputs* de ce modèle sont aussi à peu près les mêmes que ceux proposés pour l'évaporateur.

III.4.2.2 Condenseurs à air

Cette modélisation est encore très semblable à celle de l'évaporateur à air, lorsque celui-ci fonctionne en régime sec.

III.4.3 Condenseur évaporatif

L'hypothèse la plus simple consiste à traiter la paroi du condenseur comme isotherme (Figure III-17). Cette simplification est partiellement justifiée par l'importance du débit d'eau qui ruisselle sur le condenseur.

Le modèle ainsi obtenu est donc une combinaison entre celui de la batterie humide avec celui du condenseur à eau.

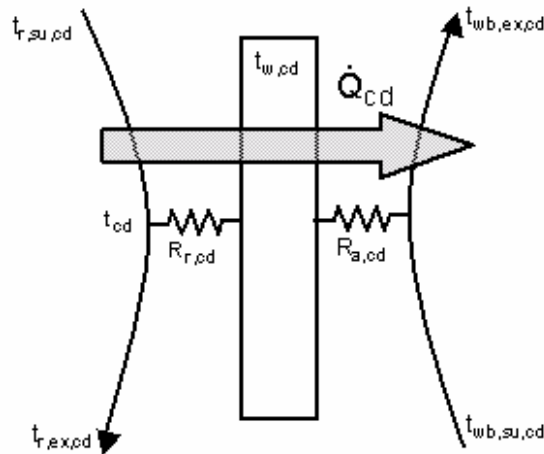


Figure III-17 Modélisation simplifiée d'un condenseur évaporatif

III.5 TOURS DE REFROIDISSEMENT

III.5.1 Généralités

La plupart des systèmes de conditionnement d'air et beaucoup de procédés industriels produisent de la chaleur qui doit être évacuée. L'eau est le fluide caloporteur le plus utilisé pour cette évacuation.

Dans le passé, on a beaucoup procédé en « boucle ouverte » : l'eau était prélevée à une source naturelle, ou au réseau de distribution, et ensuite rejetée « dans la nature ». Cette solution est de moins en moins acceptable, pour des raisons économiques et écologiques évidentes.

On peut en principe éviter toute consommation d'eau en faisant passer celle-ci (en circuit fermé) au travers d'un échangeur eau-air : c'est le « radiateur » classique à convection naturelle ou forcée. Mais les compromis économiques sur le dimensionnement de l'échangeur et/ou sur les consommations auxiliaires (notamment celles des ventilateurs) font que la température de l'eau ne peut pratiquement pas descendre plus bas qu'une dizaine de degrés au-dessus de la température sèche de l'air ambiant. Ce niveau est souvent jugé trop élevé pour les installations frigorifiques ou pour certains procédés industriels.

La tour de réfrigération humide résout bien le problème : pour une consommation en eau de l'ordre de quelques % seulement du débit de la boucle ouverte, elle permet d'atteindre un niveau de température de 10 K inférieur à celui qui est couramment atteint avec un radiateur sec de dimensions raisonnables.

L'eau à refroidir est distribuée dans la tour par des tuyères de pulvérisation (« spray nozzles »), par des chicanes d'éclaboussement (« splash bars ») ou par un matériau de remplissage à grande surface de contact (« film-fill »).

La circulation de l'air est assurée par des ventilateurs, par l'effet de la poussée d'Archimède, par le vent extérieur, ou par l'effet d'induction des tuyères.

L'évolution typique des températures d'eau et d'air est présentée à la Figure III-18.

Pour l'air, c'est l'évolution de la température humide qui est ici présentée. Le point C représente donc la température humide de l'air ambiant.

Les praticiens utilisent deux variables de référence:

- l'« approach », qui est l'écart entre la température de sortie d'eau et la température humide d'entrée d'air;
- le « range », qui est l'écart entrée-sortie dans l'eau.

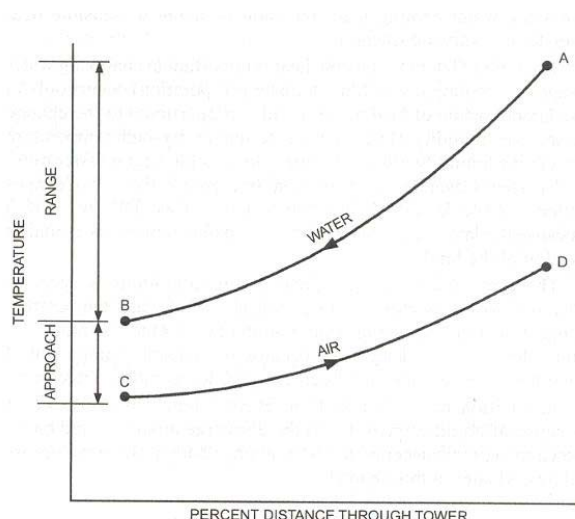


Figure III-18 Evolutions typiques des températures de l'eau et de l'air

On voit bien, dans le diagramme psychrométrique (Figure III-19), que le transfert de chaleur (qui est proportionnel à l'augmentation d'enthalpie de l'air et donc pratiquement aussi à l'augmentation de température humide) peut être réalisé avec des contributions sensible et latente très différentes. Ainsi, lorsque l'on part d'un état initial D (au lieu de A), c'est-à-dire lorsque l'air est plus chaud, il faut évaporer plus d'eau pour un même résultat global.

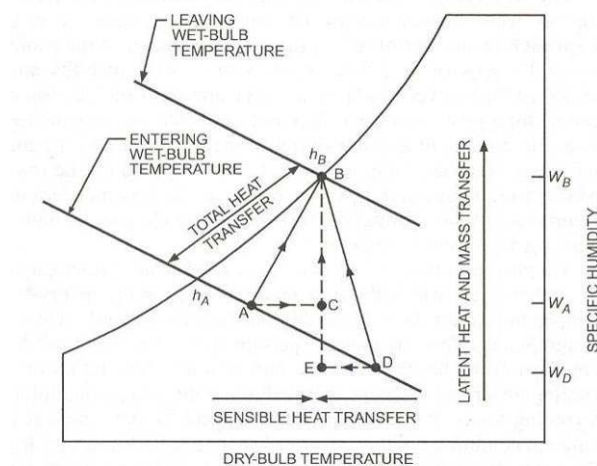


Figure III-19 Contributions « sensible » et « latente »

Une tour est dite « à contact direct » ou « à contact indirect », selon que c'est la même eau, ou non, qui relie la tour au système thermique et qui s'évapore à l'intérieur de la tour.

III.5.2 Exemples de conceptions de tours à contact « direct »

Ces tours peuvent être conçues pour fonctionner avec ou sans ventilateur.

III.5.2.1 Exemples de dispositions *sans ventilateur*

On ne dispose, pour assurer le mouvement de l'air, que des effets du vent (aléatoires et donc, souvent gênants), de l'induction par les jets d'eau issus des tuyères et/ou de la poussée d'Archimède (expansion thermique de l'air qui s'échauffe dans la tour). Dans la disposition présentée à la Figure III-20, on compte surtout sur l'entraînement des gouttelettes d'eau en chute libre.

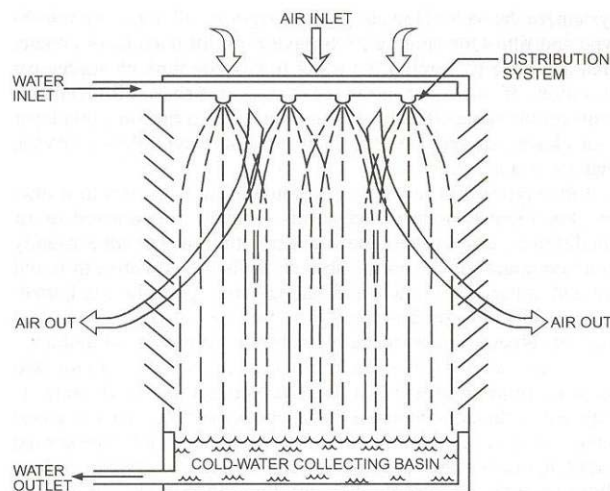


Figure III-20 Tour à induction verticale

On peut éventuellement renforcer l'effet d'induction au moyen de tuyères, comme dans la disposition présentée à la Figure III-21.

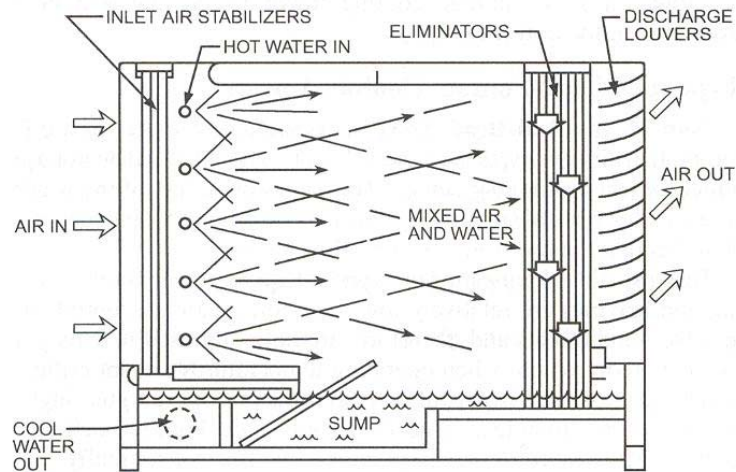


Figure III-21 Tour à induction horizontale

Une disposition typique pour les très grandes installations (notamment les centrales thermo-électriques) est celle présentée à la Figure III-22. La grande hauteur de la tour est évidemment destinée à augmenter l'effet de la poussée d'Archimède.

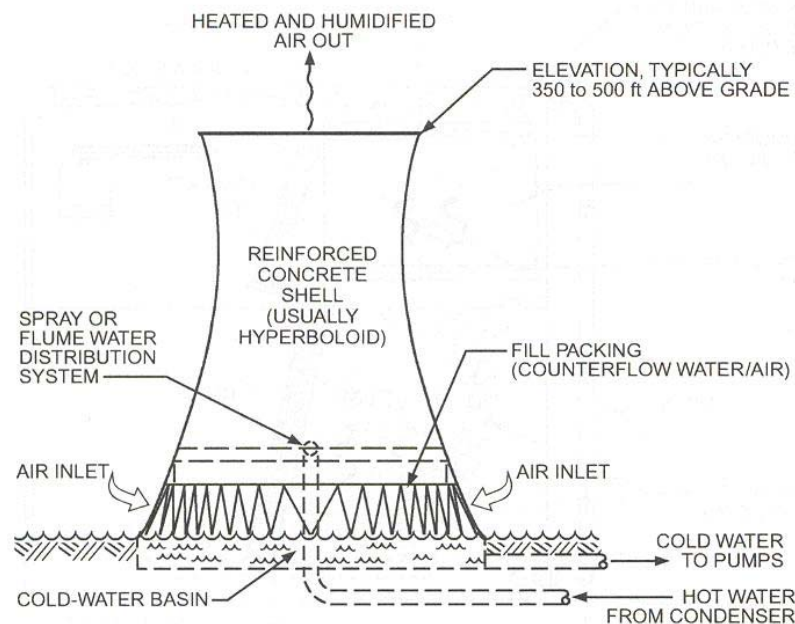


Figure III-22 Tour de refroidissement à convection naturelle

III.5.2.2 Exemples de dispositions avec ventilateur

L'adjonction du ventilateur conduit généralement à un moindre coût d'investissement mais aussi à consommation d'énergie plus importante. Le type de ventilateur choisi dépend évidemment des pertes de charges à vaincre et des exigences acoustiques.

Différentes dispositions sont présentées à la Figure III-23. Le choix dépend notamment des possibilités de montage en usine (exemple : Figure III-24) ou sur le terrain (exemple : Figure III-25).

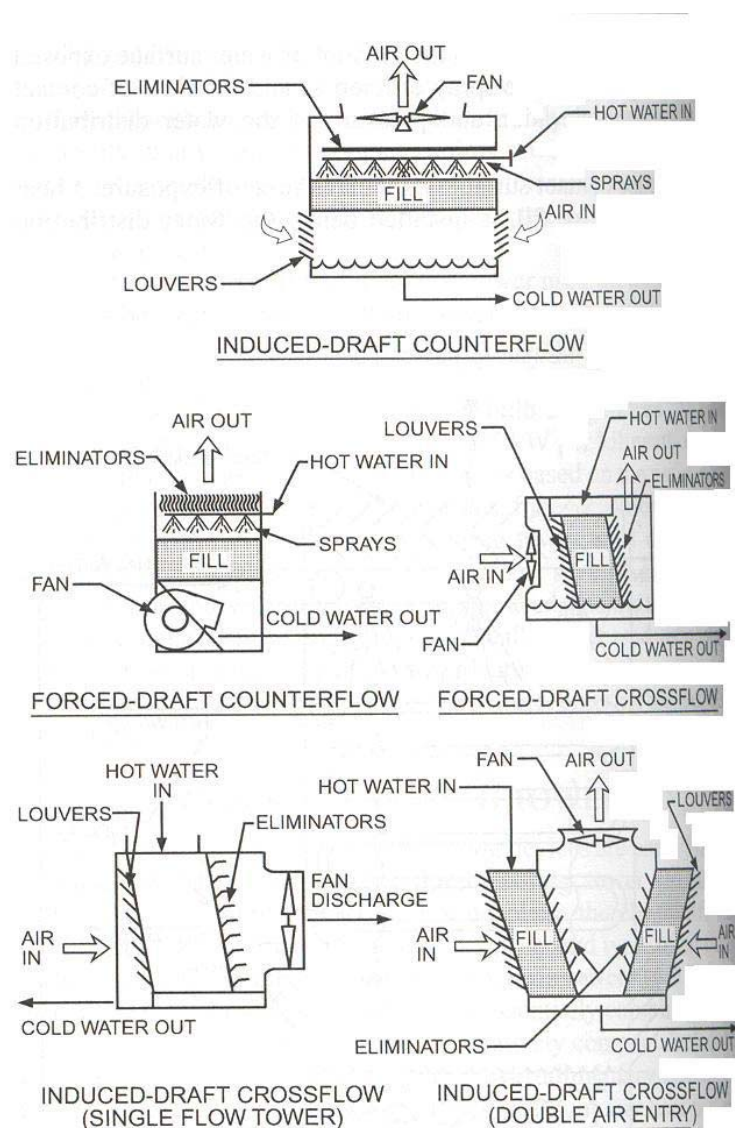


Figure III-23 Dispositions possibles avec ventilateur

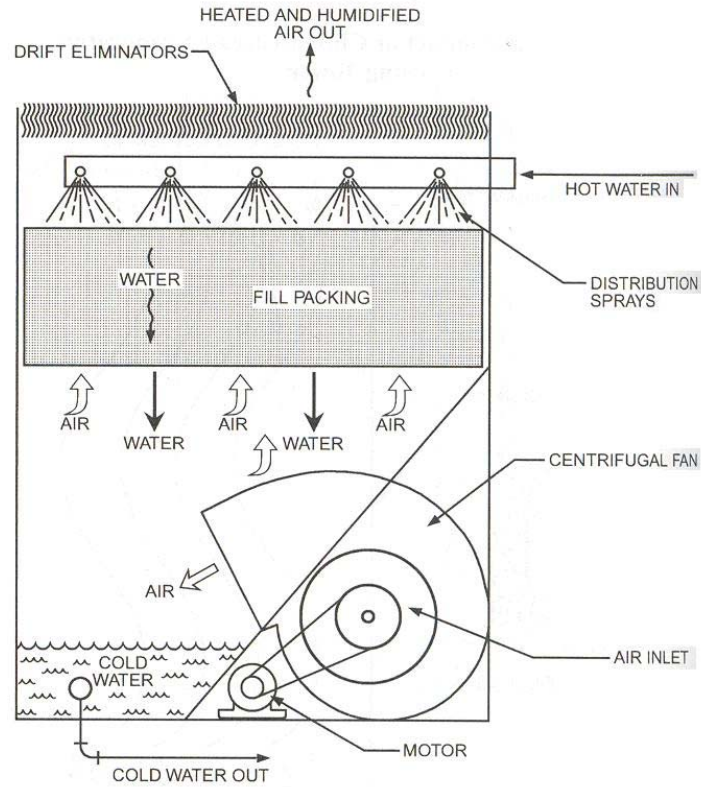


Figure III-24 Exemple de tour montée en usine

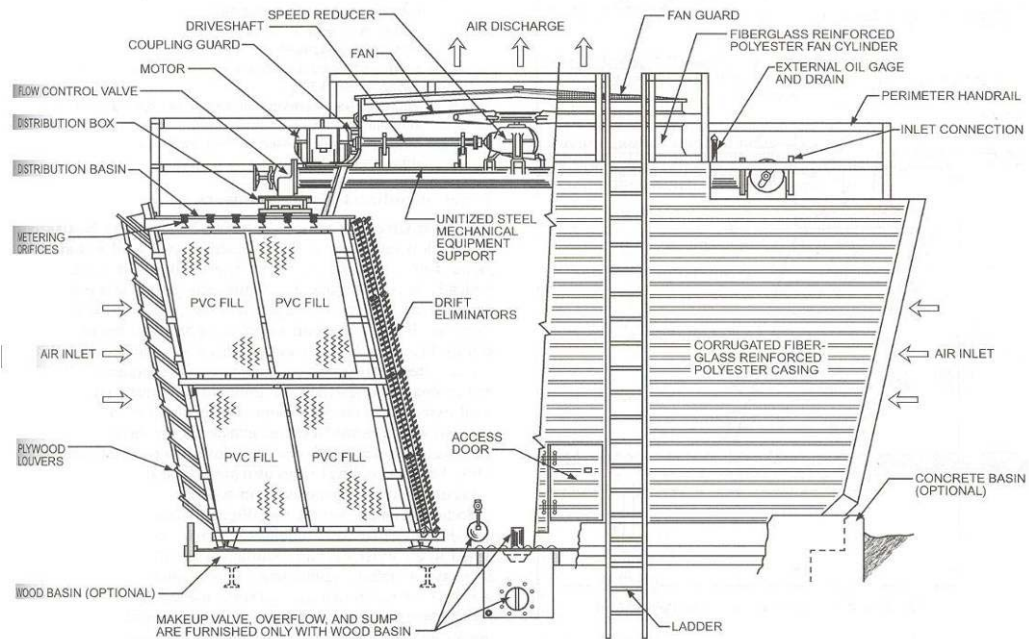


Figure III-25 Exemple de tour assemblée sur le terrain

III.5.3 Modélisation des tours à contact direct

La simulation exacte d'une tour de refroidissement humide n'est pas simple : on doit intégrer les équations de transfert de chaleur et de masse tout au long des cheminements relativement complexes de l'air et de l'eau dans l'appareil.

En bonne approximation, on peut cependant assimiler la tour à un échangeur classique (Figure III-26), dans lequel l'air est remplacé par un fluide fictif, comme dans les batteries en régime humide et dans les condenseurs évaporatifs. On néglige alors aussi la variation du débit d'eau à l'intérieur de la tour.

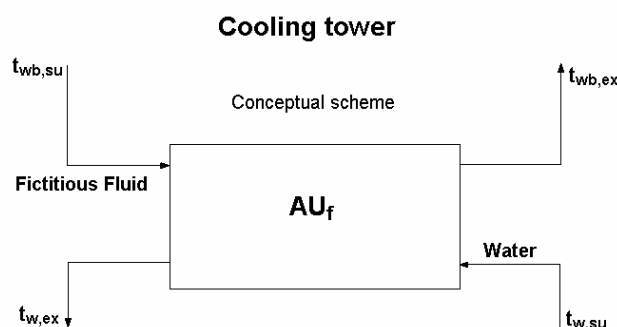


Figure III-26 Tour à contact direct : définition d'un échangeur équivalent

Une sélection possible de paramètres, d'inputs et d'outputs est proposée à la Figure III-27.

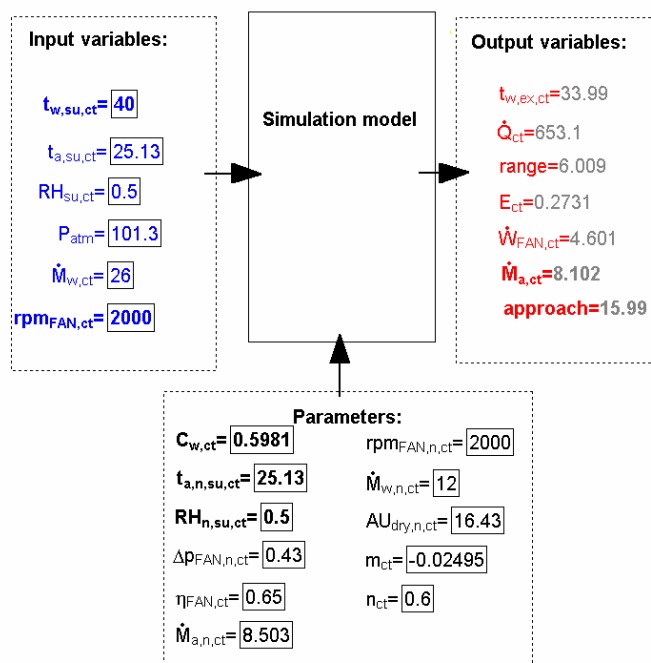


Figure III-27 Diagramme d'information du modèle de tour de refroidissement à contact direct

Les premières équations présentées ci-après sont effectivement très semblables à celles déjà utilisées pour modéliser une batterie en régime humide.

The energy balance on the water side gives

$$\dot{Q}_{ct} = \dot{C}_{w,ct} \cdot (t_{w,su,ct} - t_{w,ex,ct})$$

where the water capacity flow rate is given by

$$\dot{C}_{w,ct} = \dot{M}_{w,ct} \cdot c_w$$

In accordance to the simulation of the cooling tower as an equivalent heat exchanger, the heat flow rate can be defined by

$$\dot{Q}_{ct} = \varepsilon_{f,ct} \cdot \dot{C}_{min,f,ct} \cdot (t_{w,su,ct} - t_{wb,su,ct})$$

where

$$\dot{C}_{min,f,ct} = \text{Min}(\dot{C}_{w,ct}, \dot{C}_{af,ct})$$

The cooling tower effectiveness will consider a counter flow arrangement, so the expression for that situation is

$$\varepsilon_{f,ct} = \frac{1 - \exp(-NTU_{f,ct} \cdot (1 - \omega_{f,ct}))}{1 - \omega_{f,ct} \cdot \exp(-NTU_{f,ct} \cdot (1 - \omega_{f,ct}))}$$

that's defined on the basis of the fictitious perfect gas, so a fictitious NTU is considered as

$$NTU_{f,ct} = \frac{AU_{f,ct}}{\dot{C}_{min,f,ct}}$$

and on a fictitious capacity flow rate ratio

$$\omega_{f,ct} = \frac{\dot{C}_{min,f,ct}}{\dot{C}_{max,f,ct}}$$

with

$$\dot{C}_{max,f,ct} = \text{Max}(\dot{C}_{w,ct}, \dot{C}_{af,ct})$$

The fictitious cooling tower heat transfer coefficient is related to the dry heat transfer coefficient by the following expression:

$$AU_{f,ct} = AU_{dry,ct} \cdot \frac{c_{p,af,ct}}{c_{p,a,ct}}$$

and the real specific heat could be determinate from

$$c_{p,a,ct} = C_p('AirH_2O', T=t_{a,su,ct}, P=P_{atm}, R=RH_{su,ct})$$

Influences of both water and air flow rates on the global heat transfer coefficient:

$$AU_{dry,ct} = AU_{dry,n,ct} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{w,ct}}{\dot{M}_{w,n,ct}} \right]^{m_{ct}} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{a,ct}}{\dot{M}_{a,n,ct}} \right]^{n_{ct}}$$

On peut inclure dans ce modèle les variables les plus couramment utilisées par les praticiens :

Reference variables used by practitioners :

$$\text{approach} = t_{w,ex,ct} - t_{wb,su,ct}$$

$$\text{range} = t_{w,su,ct} - t_{w,ex,ct}$$

The tower cooling capacity is currently defined by the following ratio:

$$E_{ct} = \frac{\text{range}}{\text{range} + \text{approach}}$$

Ce dernier terme se confond en fait avec l'efficacité de la tour vue du côté eau.

On peut aussi tenir compte de l'effet du ruissellement d'eau dans la tour sur la perte de charge dans l'air. Cet effet est ici simulé comme une réduction de la section de passage offerte au passage de l'air :

$$\Delta p_{ct} = \frac{C_{a,ct}^2}{v_{a,ct}}$$

$$\Delta p_{0,ct} = \frac{C_{a,0,ct}^2}{v_{a,ct}}$$

avec:

$$v_{a,ct} = v ('AirH_2O', T_{a,su,ct}, P=P_{atm}, R=R_{H_{su,ct}})$$

Les relations entre les sections de passage et les vitesses des fluides sont :

$$C_{a,ct} = \dot{M}_{a,ct} \cdot \frac{v_{a,ct}}{A_{a,ct}}$$

$$C_{a,0,ct} = \dot{M}_{a,0,ct} \cdot \frac{v_{a,ct}}{A_{a,0,ct}}$$

$$A_{a,ct} = A_{a,0,ct} - A_{w,ct}$$

$$A_{w,ct} = \dot{M}_{w,ct} \cdot \frac{v_w}{C_{w,ct}}$$

En combinant les relations précédentes avec les caractéristiques des ventilateurs de la tour, on peut voir l'influence du débit d'eau sur le débit d'air et sur la puissance consommée par le ventilateur.

Enfin, une compilation de catalogues de constructeurs permet de générer des données par défaut. On peut ainsi identifier les corrélations suivantes.

Pour le débit d'air :

$$\dot{M}_{a,n,ct,default} = a_{ct} \cdot \dot{Q}_{n,ct} + b_{ct}$$

avec, pour un ventilateur centrifuge:

$$a_{ct} = 0.0000275$$

$$b_{ct} = 2.6$$

et pour un ventilateur axial:

$$a_{ct} = 0.0000265$$

$$b_{ct} = 11.7$$

Le coefficient de transfert de chaleur est:

$$AU_{dry,n,ct} = c_{ct} \cdot \dot{Q}_{n,ct} + d_{ct}$$

avec, pour un ventilateur centrifuge:

$$c_{ct} = 70$$

$$d_{ct} = -6000$$

et pour un ventilateur axial:

$$c_{ct} = 0.0677$$

$$d_{ct} = -10600$$

III.5.4 Tours à contact « indirect »

Elles se justifient surtout lorsqu'elles sont branchées en parallèle avec différents équipements de production de chaleur et/ou de récupération.

Un exemple de disposition (à monter sur le terrain) est présenté à la Figure III-28.

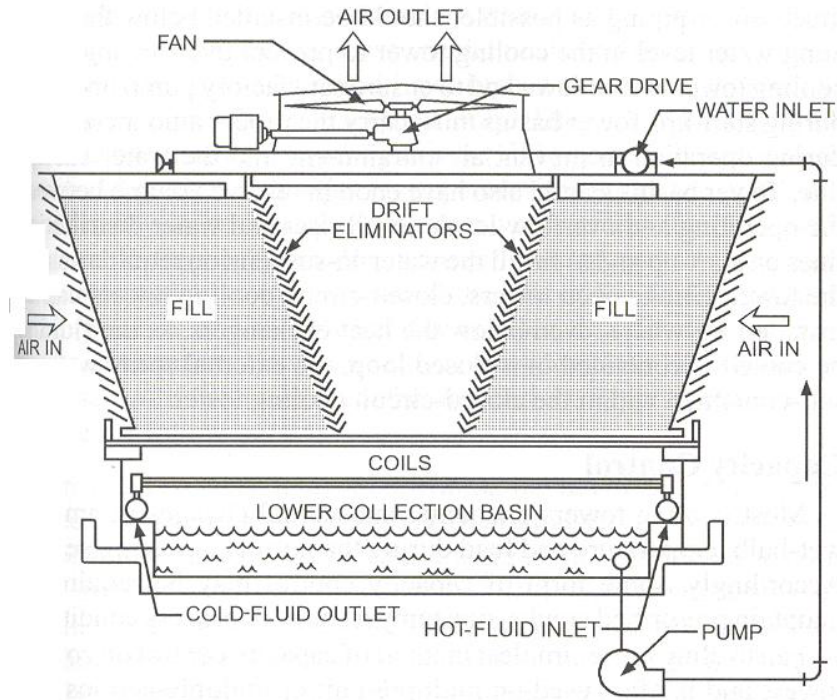


Figure III-28 Exemple de tour à contact indirect

La modélisation ne comporte pas d'élément nouveau. On assimile encore la tour à un échangeur conventionnel avec un fluide fictif à la place de l'air (Figure III-29).

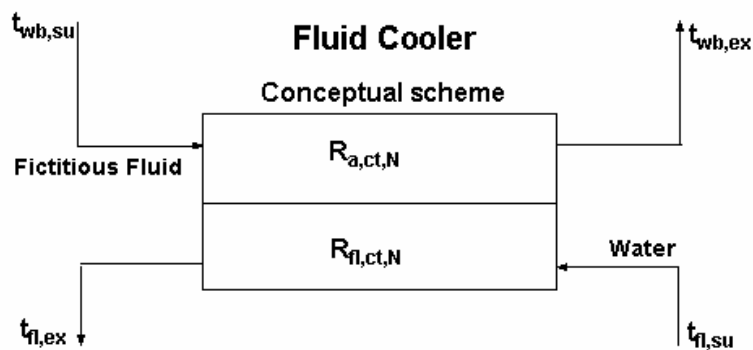


Figure III-29 Tour à contact indirect : définition d'un échangeur équivalent

Si l'on néglige la résistance thermique de la paroi, il reste deux résistances en série entre l'eau et le fluide fictif qui remplace l'air :

$$R_{ct} = \frac{1}{UA_{ct}}$$

$$R_{ct} = R_{af,ct} + R_{fl,ct}$$

$$R_{af,ct} = R_{a,ct} \cdot \frac{c_{p,a,ct}}{c_{p,af,ct}}$$

$$R_{a,ct} = R_{a,ct,N} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{a,ct}}{\dot{M}_{a,ct,N}} \right]^{-0.6}$$

$$R_{fl,ct} = R_{fl,ct,N} \cdot \left[\frac{\dot{M}_{fl,ct}}{\dot{M}_{fl,ct,N}} \right]^{-0.8}$$

III.6 SYSTEMES DE STOCKAGE THERMIQUE

On peut classer les systèmes en deux catégories, selon que l'énergie se trouve stockée sous forme « sensible » ou « latente ».

III.6.1 Stockage de chaleur sensible

III.6.1.1 Exemples

III.6.1.1.1 Ballon de stockage d'eau chaude sanitaire

Un exemple de stockage de chaleur sensible est le ballon d'eau chaude sanitaire. Il s'agit d'une cuve calorifugée dans laquelle l'eau chaude sanitaire est préparée et stockée. Les différents moyens de production d'eau chaude (qui peuvent être combinés entre eux) sont :

- la chaudière (Figure III-30)
- le chauffage électrique
- le chauffage au gaz
- la pompe à chaleur
- les capteurs solaires (Figure III-32)

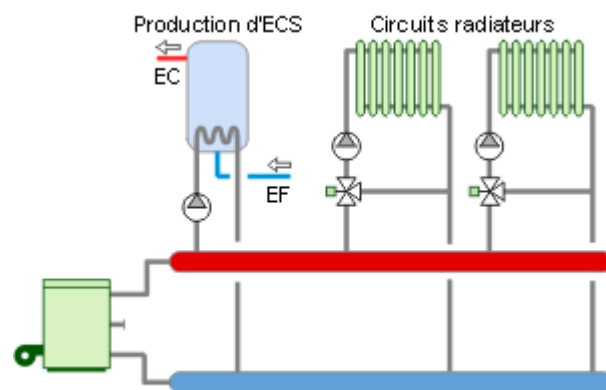


Figure III-30 Exemple d'association d'un ballon d'eau chaude sanitaire à une chaudière (ECS: eau chaude sanitaire, EF: eau froide, EC: eau chaude)

Le liquide contenu dans le réservoir doit être, autant que possible, stratifié pour éviter toute dégradation de la qualité de la chaleur (ou du froid) stockée. Considérons par exemple un ballon de 100 litres, initialement à 60°C. Ce ballon présenterait le même taux de décharge s'il contenait 50 litres à 60°C et 50 litres à 10°C ou s'il contenait 100 litres à 35°C. Or, seuls les 50 litres à 60°C restent utilisables. La stratification est améliorée en calorifugeant correctement la cuve (de manière à limiter les recirculations internes dues au refroidissement des parois) et en limitant les vitesses de retour de l'eau froide dans le bas de la cuve.

La Figure III-31 montre un accumulateur d'eau chaude sanitaire « mixte ». Ce type d'accumulateur possède un serpentin d'eau chaude et une résistance électrique. Il est généralement utilisé dans deux situations :

- production d'eau chaude par la chaudière en hiver et par les résistances électriques en été
- chauffage de base par capteurs solaires, pompe à chaleur, récupérateur de chaleur et chauffage d'appoint électrique lorsque le niveau de température de consigne n'est pas atteint.

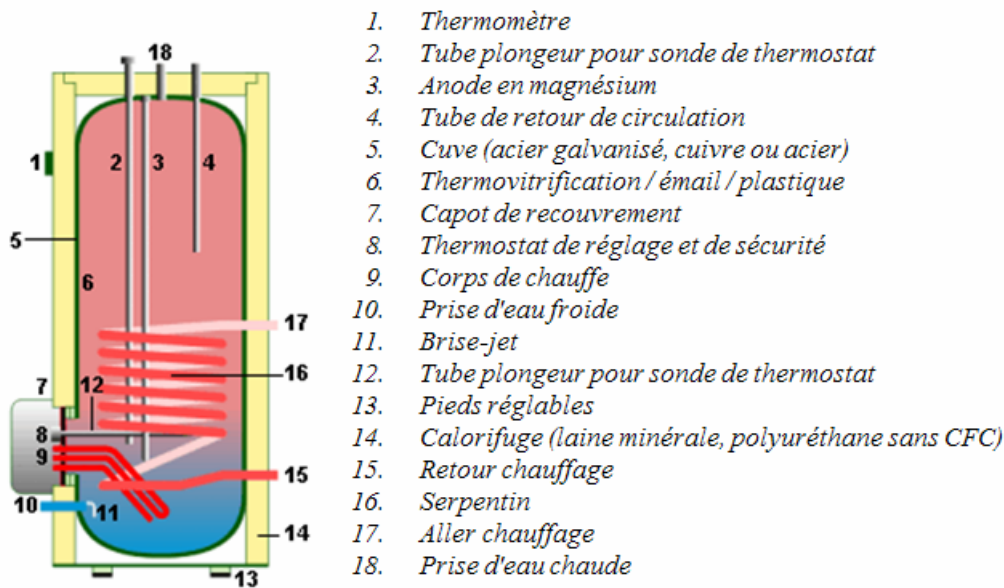


Figure III-31 Accumulateur d'eau chaude sanitaire "mixte"

Un exemple d'association d'un ballon d'eau chaude sanitaire à un capteur solaire est illustré à la Figure III-32.

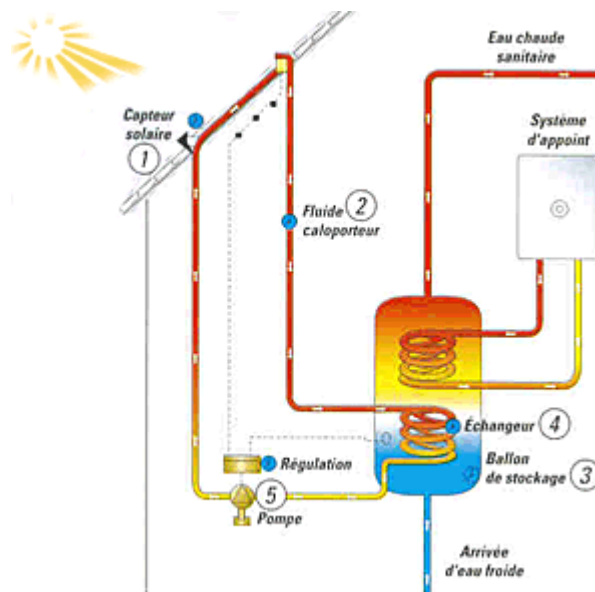


Figure III-32 Association d'un ballon d'eau chaude sanitaire à un capteur solaire

III.6.1.1.2 Stockage d'énergie dans le sol

Un exemple de stockage (saisonnier) d'énergie dans le sol est le stockage dans une *nappe aquifère*. Ce système utilise une couche naturelle dans le sol constituée d'eau et de sable (roche ou terre glaise) comme milieu de stockage d'énergie frigorifique ou calorifique. Un exemple où ce système est associé au refroidissement et au chauffage d'un bâtiment est présenté à la Figure III-33.

En été, l'eau froide est puisée hors de la nappe aquifère, réchauffée au travers d'un échangeur (qui assure ainsi la production de froid) et réinjectée en un autre endroit de la nappe.

En hiver, l'écoulement est inversé, de manière à assurer la production de chaleur ; l'échangeur peut alors être remplacé par l'évaporateur d'une pompe à chaleur, de manière à relever le niveau de température d'eau chaude.

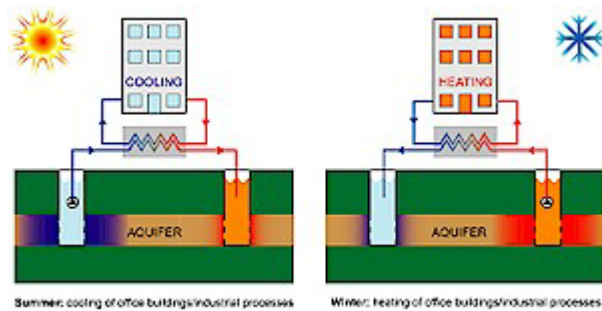


Figure III-33 Exemple de réalisation d'un stockage de chaleur dans une nappe aquifère

Un autre système de stockage d'énergie dans le sol est basé sur l'utilisation d'échangeurs verticaux enterrés (« boreholes »). Un exemple de réalisation d'un tel système est représenté à la Figure III-34. Ici aussi, les échangeurs peuvent être reliés à l'évaporateur d'une pompe à chaleur. Un exemple d'échangeur vertical « en U » est présenté à la Figure III-35.

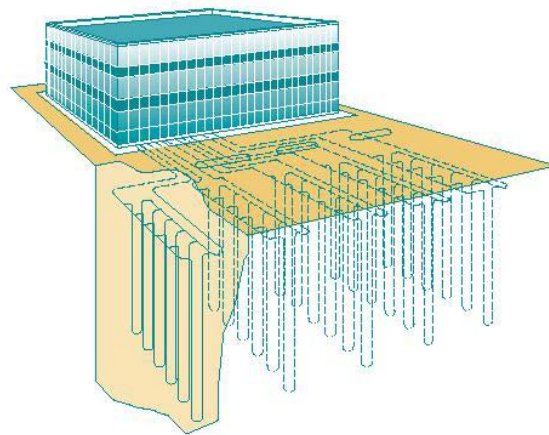


Figure III-34 Exemple de réalisation d'un stockage de chaleur avec échangeurs verticaux enterrés

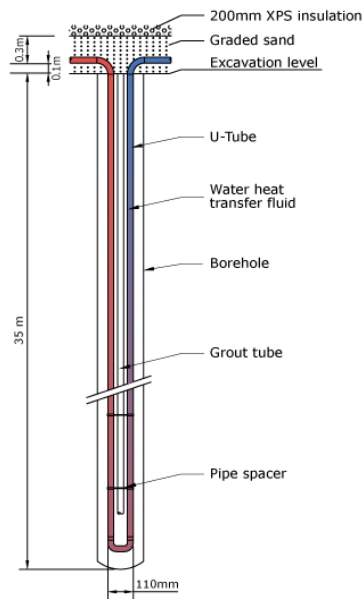


Figure III-35 Echangeur vertical enterré "en U"

III.6.1.2 Modélisation

III.6.1.2.1 Modélisation d'une conduite

L'exemple présenté à la Figure III-36 est celui d'un tronçon de conduit supposé isotherme.

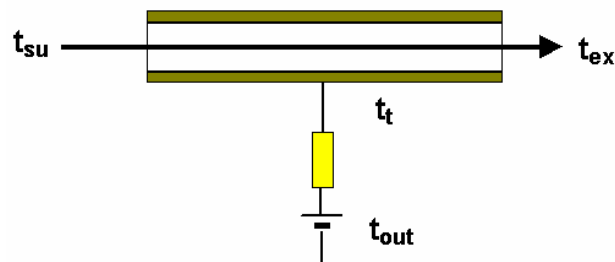


Figure III-36 Modélisation dynamique d'un conduit

En associant plusieurs éléments de ce type en série, on peut représenter un conduit réel, dont la paroi n'est généralement pas isotherme.

Le modèle dynamique de l'élément de conduit ne comporte qu'une seule variable d'état : la température de la paroi. Il s'agit donc d'un système du premier ordre. Les équations qui le caractérisent sont très simples.

Le bilan d'énergie du système impose :

$$\dot{Q} + \dot{H} = \dot{U}$$

Ce bilan fait intervenir l'échange de chaleur avec l'environnement:

$$\dot{Q} = \frac{t_{out} - t_t}{R_{out}}$$

La résistance thermique entre le conduit et l'environnement est donnée par :

$$R_{out} = \frac{1}{AU} - R_{in}$$

En supposant que le gaz ou le liquide est parfait et en négligeant les pertes de charge,

$$\dot{H} = \varepsilon_{in} \cdot \dot{C} \cdot (t_{su} - t_t)$$

$$\varepsilon_{in} = 1 - \exp(-NTU_{in})$$

$$NTU_{in} = \frac{1}{R_{in} \cdot \dot{C}}$$

$$\dot{C} = \dot{M} \cdot c_p$$

$$\dot{H} = \dot{C} \cdot (t_{su} - t_{ex})$$

La quantité d'énergie stockée est obtenue par intégration:

$$\Delta U = \int_{\tau_1}^{\tau_2} (\dot{U}) d\tau$$

Si le matériau constituant le conduit est supposé être un solide parfait, nous pouvons écrire :

$$\Delta U = C \cdot (t_t - t_{t0})$$

III.6.1.2.2 Modélisation d'un réservoir

L'exemple de la Figure III-37 est celui d'un réservoir supposé parfaitement mélangé. A la différence de l'exemple précédent, la seule capacité thermique en jeu est ici celle du fluide et non plus celle de la paroi. La seule variable d'état est la température du fluide contenu dans le réservoir.

En associant plusieurs éléments de ce type en série, on peut représenter un réservoir anisotherme (plus le nombre de réservoirs élémentaires augmente et plus on peut se rapprocher d'une stratification parfaite).

Pour stocker de l'énergie calorifique ou frigorifique, on tente souvent en effet d'exploiter la stratification du liquide dans le réservoir.

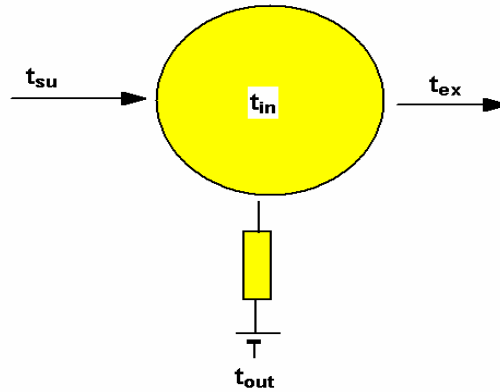


Figure III-37 Modélisation dynamique d'un réservoir

Le bilan d'énergie sur le système impose:

$$\dot{Q} + \dot{H} = \dot{U}$$

L'échange de chaleur avec l'environnement est calculé par :

$$\dot{Q} = AU \cdot (t_{out} - t_{in})$$

Le débit d'enthalpie au travers du système est:

$$\dot{H} = \dot{M} \cdot (h_{su} - h_{ex})$$

Si le liquide est suppose « parfait » et si les pertes de charge sont négligées:

$$\dot{H} = \dot{C} \cdot (t_{su} - t_{ex})$$

avec :

$$\dot{C} = \dot{M} \cdot C \quad (\text{débit de capacité thermique})$$

Si le mélange au sein du réservoir est parfait,

$$t_{ex} = t_{in}$$

En intégrant le taux d'accroissement de l'énergie interne,

$$\Delta U = \int_{\tau_1}^{\tau_2} (\dot{U}) \, d\tau$$

La nouvelle température du réservoir est donnée par:

$$\Delta U = C_{res} \cdot (t_{in} - t_{in1})$$

avec :

$$C_{res} = M \cdot C \quad (\text{capacité thermique du réservoir})$$

et :

$$M = V \cdot \rho \quad (\text{masse du réservoir})$$

III.6.2 Stockage de chaleur latente

III.6.2.1 Généralités

Nous nous limiterons ici à la solution actuellement la plus répandue : le stockage de froid sous forme de glace. Les avantages du stockage de glace sont :

- La réduction des puissances installées et des investissements: réduction de la taille des groupes frigorifiques et des tours de refroidissement
- La réduction du coût d'exploitation : le stockage de chaleur latente permet de consommer l'électricité pendant des tranches tarifaires de moindre coût puisque le froid est produit pendant la nuit et restitué le jour
- La réduction de la pointe de puissance : la tarification de l'électricité comprend souvent un terme proportionnel à la « pointe ¼ horaire »
- L'accroissement de la fiabilité de la production frigorifique : en cas de panne, l'installation permet d'assurer temporairement la production de froid

L'économie d'énergie est d'avantage discutable. En effet, le groupe frigorifique doit travailler à plus basse température pour produire la glace, plutôt que de l'eau glacée. Ses performances sont donc réduites. Cependant, cette diminution des performances est « tempérée » par le fait que la glace est formée la nuit, lorsque les température de condensation sont elles-mêmes plus basses. D'autre part, lors de la formation de la glace, le groupe frigorifique tourne typiquement à pleine charge. Par contre, la production directe d'eau glacée en mi-saison (automne, printemps) est souvent réalisée à charge partielle, sous de moins bonnes performances du groupe frigorifique.

III.6.2.2 Exemples de systèmes de stockage sous forme de glace

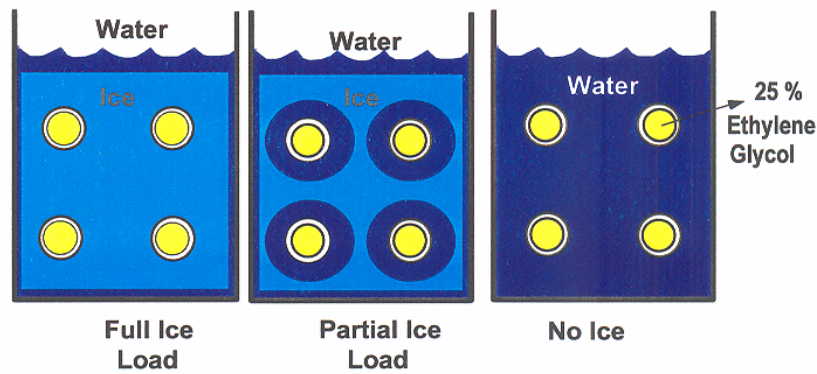
Le stockage de froid sous forme de glace peut être réalisé de différentes manières...

III.6.2.2.1 Stockage de glace sur serpentins

Le système glace sur serpentins se compose essentiellement d'une cuve remplie d'eau dans laquelle plonge un réseau de tuyaux disposés en serpentins (Figure III-39). Dans ces tuyaux, circule l'eau glycolée (ou un autre fluide frigorigène).

La décharge de ce type de stockage peut être réalisée de deux manières:

- 1) par fonte "interne", c'est à dire en utilisant le même circuit que pour la charge (Figure III-38);
- 2) par fonte "externe", c'est à dire en faisant circuler l'eau du réservoir autour des blocs de glace.



**Figure III-38 Système de stockage de glace sur serpentins, par fonte interne
(source: Baltimore Aircoil)**

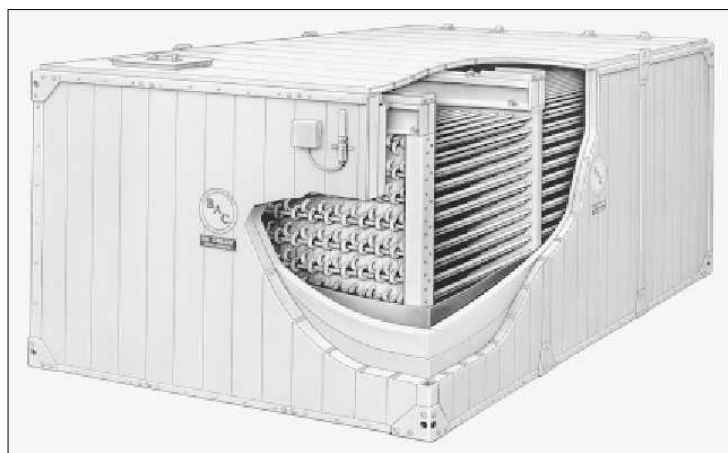


Figure III-39 Unité de stockage de glace sur serpentins (Source: Baltimore Aircoil)

La Figure III-40 montre un schéma courant d'intégration d'une cuve de stockage sur serpentins (à fonte interne) dans le circuit d'eau glycolée contenant le groupe frigorifique et l'échangeur de chaleur au travers duquel la charge frigorifique est transmise. Dans le cas d'un stockage de froid associé à un bâtiment, cet échangeur connecte généralement le circuit d'eau glycolée à un circuit d'eau glacée, sur lequel sont branchés des ventilo-convecteurs. La vanne 3-voies $V/2$ permet de dissocier le groupe frigorifique et le stockage de glace de l'échangeur (par exemple, en mode formation de glace sans charge frigorifique). La vanne $V/1$ permet principalement de maintenir une température de l'eau glycolée positive à l'entrée de l'échangeur (pour éviter tout risque de gel).

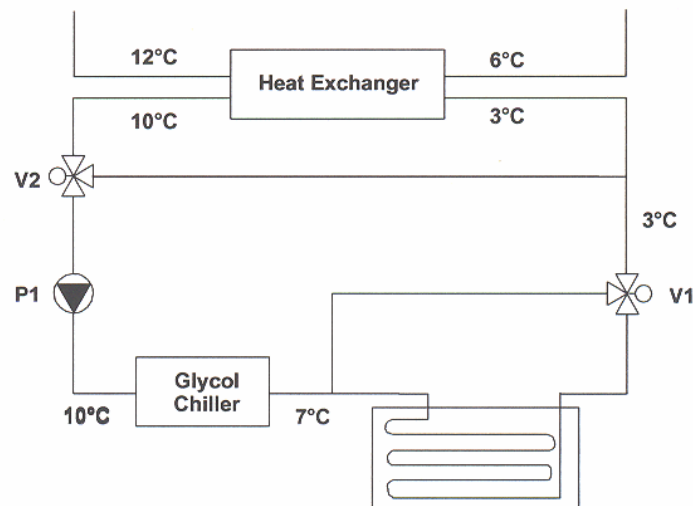


Figure III-40 Intégration d'une cuve de stockage de glace sur serpentin (fonte interne) dans la boucle d'eau glycolée

III.6.2.2.2 Stockage de glace en nodules

Les nodules en polyoléfine, d'un diamètre de plus ou moins 7 centimètres, contiennent un matériau à changement de phase (PCM). Ce matériau est généralement de l'eau. Les nodules sont disposés dans une cuve (Figure III-41), à l'intérieur de laquelle circule de l'eau glycolée, ou un autre fluide frigorigène. Un des problèmes rencontré avec l'eau est la surfusion : l'eau ne cristallise pas à 0°C, mais à une température inférieure. Le liquide est alors dans un état métastable qui peut-être rompu par un refroidissement suffisant, des chocs ou des vibrations.

La surfusion entraîne une augmentation du coût d'exploitation, puisque le groupe frigorifique doit fournir une température d'eau glycolée plus basse. Afin d'éviter la surfusion, des agents « nucléants » sont ajoutés à l'eau.

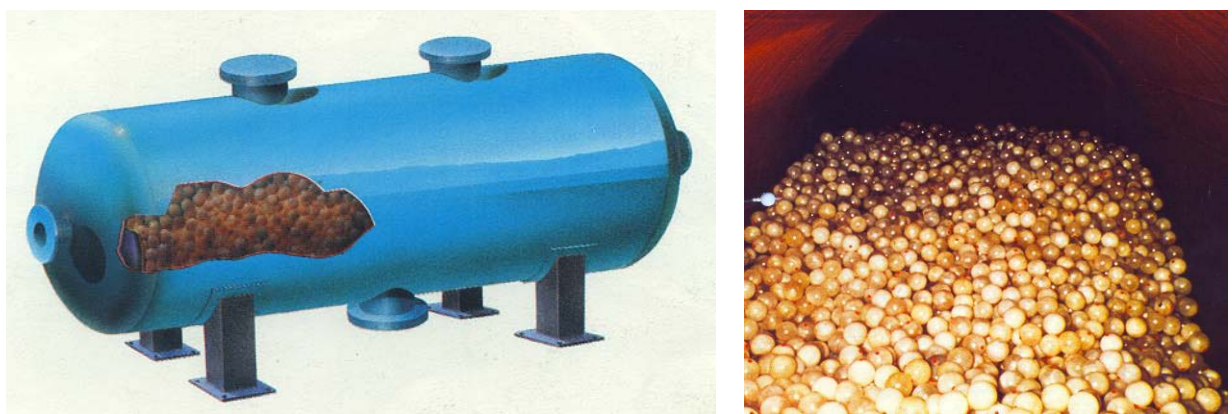


Figure III-41 Unité de stockage de glace dans des nodules (Source : Cristopia)

III.6.2.2.3 Bacs collecteurs de glace

En phase de charge, à l'intérieur d'un ensemble de plaque verticales disposées en rangées, circule de manière intermittente le fluide frigorigène ou l'eau glycolée. Sur ces plaques, de l'eau ruisselle continuellement et forme des plaques de glace qui se détachent et tombent dans un bac collecteur.

En phase de décharge (pour récupérer le froid stocké), il suffit de pomper l'eau glacée au fond du bac.

Un exemple est présenté à la Figure III.33.

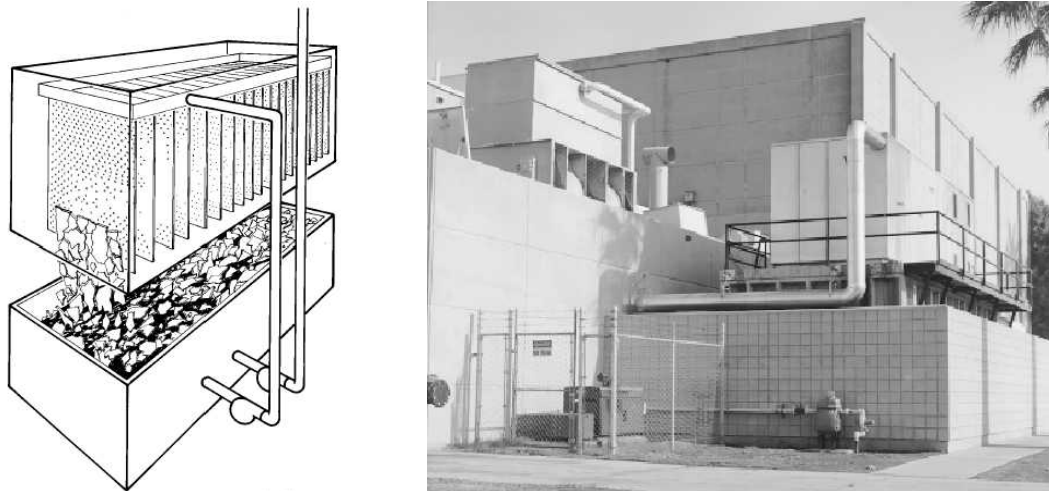


Figure III-42 Exemple de bac collecteur de glace

III.6.2.3 Modélisation

Le modèle présenté ci-après (Figure III-43) est directement applicable à un élément de stockage par formation de glace sur serpentins ou en nodules. Pour représenter l'ensemble du système de stockage, il faut éventuellement associer un certain nombre d'éléments entre eux (en série et/ou en parallèle).

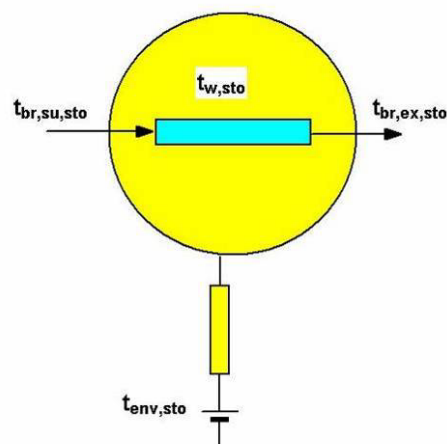


Figure III-43 Modélisation du stockage de froid sous forme de glace

Le bilan d'énergie sur le système s'écrit :

$$\dot{Q}_{\text{env,sto}} + \dot{H}_{\text{br,sto}} = \dot{U}_{\text{sto}}$$

L'échange de chaleur avec l'environnement est décrit par:

$$\dot{Q}_{\text{env,sto}} = AU_{\text{env,sto}} \cdot (t_{\text{env,sto}} - t_{w,\text{sto}})$$

Le débit d'enthalpie de l'eau glycolée est:

$$\dot{H}_{\text{br,sto}} = \dot{C}_{\text{br,sto}} \cdot (t_{\text{br,su,sto}} - t_{\text{br,ex,sto}})$$

avec:

$$\dot{C}_{\text{br,sto}} = \dot{M}_{\text{br,sto}} \cdot c_{\text{br,sto}}$$

Le bilan d'énergie sur l'eau glycolée impose:

$$\dot{H}_{\text{br,sto}} = \dot{Q}_{\text{br,sto}}$$

avec:

$$\dot{Q}_{\text{br,sto}} = \varepsilon_{\text{br,sto}} \cdot \dot{C}_{\text{br,sto}} \cdot (t_{\text{br,su,sto}} - t_{w,\text{sto}})$$

$$\varepsilon_{\text{br,sto}} = 1 - \exp(-NTU_{\text{br,sto}})$$

$$NTU_{\text{br,sto}} = \frac{AU_{\text{br,sto}}}{\dot{C}_{\text{br,sto}}}$$

L'intégration du taux d'accroissement de l'énergie interne est:

$$\Delta U_{\text{sto}} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} (\dot{U}_{\text{sto}}) d\tau$$

La variation d'énergie interne est:

$$\Delta U_{\text{sto}} = M \cdot \Delta U$$

$$\Delta U = u - u_1$$

L'eau peut être à l'état de glace sous-refroidie:

$$t_{w,\text{sto}} = \text{If} (u, u_{\text{ice},0}, t_{\text{ice}}, t_{\text{ice},0}, t_{\text{melt}})$$

$$u_{\text{ice},0} = u('Water', T=t_{\text{ice},0}, P=P)$$

$$t_{\text{ice},0} = -0.01$$

$$P = 100000$$

$$t_{\text{ice}} = t_{\text{ice},0} + \frac{u - u_{\text{ice},0}}{c_{\text{ice}}}$$

$$c_{\text{ice}} = 2200$$

Si l'eau n'est pas à l'état de glace sous-refroidie, elle est à l'état d'un mélange de liquide et de glace ou à l'état de liquide surchauffé :

$$t_{\text{melt}} = \text{If} (u, 0, t_{\text{liquid},0}, t_{\text{liquid},0}, t_{\text{liquid}})$$

$$t_{\text{liquid},0} = 0.01$$

$$t_{\text{liquid}} = t_{\text{liquid},0} + \frac{u - u_{\text{liquid},0}}{C_{\text{liquid}}}$$

$$u_{\text{liquid},0} = 0$$

$$C_{\text{liquid}} = 4187$$

La fraction massique de glace est calculée par:

$$x_{\text{ice}} = \text{If} (u, u_{\text{ice},0}, 1, 1, x_{\text{melt}})$$

$$x_{\text{melt}} = \text{If} (u, 0, x_{\text{two,phase}}, 0, 0)$$

$$x_{\text{two,phase}} = \frac{u - u_{\text{liquid},0}}{u_{\text{ice},0} - u_{\text{liquid},0}}$$

Le volume spécifique de l'eau est:

$$v = x_{\text{ice}} \cdot v_{\text{ice}} + (1 - x_{\text{ice}}) \cdot v_{\text{liquid}}$$

$$v_{\text{ice}} = v ('Water', T = T_{\text{ice,ref}}, P = P)$$

$$T_{\text{ice,ref}} = \text{Min} (-0.01, t_{\text{ice}})$$

$$v_{\text{liquid}} = v ('Water', T = T_{\text{liquid,ref}}, P = P)$$

$$T_{\text{liquid,ref}} = \text{Min} (0.01, t_{\text{liquid}})$$

Le volume total d'eau est:

$$M_{\text{sto}} = M \cdot v$$

Ce volume est un bon indicateur de l'état de charge du système. Il peut être déterminé à partir de la mesure du niveau de liquide refoulé dans un vase d'expansion.

III.6.2.4 Identification du coefficient d'échange global du système de stockage

C'est le problème le plus délicat. La modélisation la plus simple consiste à « faire comme si » l'échange se produisait entre l'eau glycolée et une source isotherme à 0°C.

Cette hypothèse simplificatrice tombe évidemment en défaut lorsque l'on se trouve en présence de glace sous-refroidie (près des 100 % de charge) ou sous forme de liquide surchauffé (près des 0 % de charge). Le risque d'erreur augmente si la température de l'eau glycolée n'est pas uniforme dans le réservoir, en raison, par exemple, de l'orientation de l'écoulement. Dans ce cas, une modélisation plus satisfaisante peut exiger de représenter le système comme un ensemble de réservoirs élémentaires disposés en série.

Dans le cas des *systèmes à serpent* à fonte interne, le coefficient d'échange global varie peu au cours de la *décharge*, grâce au relativement bon contact qui se trouve maintenu entre la glace résiduelle et les tubes, comme le suggère la Figure III-44:

La poussée d'Archimède maintient chaque manchon de glace plaqué contre son tube pendant le début de la fonte (phases 1, 2, 3 et 4).

Après s'être finalement détaché de son tube, le manchon va se plaquer sur le tube qui le surplombe (phase 5), avant de se briser en morceau plus petit qui vont encore se plaquer sur d'autres tubes (phase 6)...

Les exemples de résultats expérimentaux présentés à la Figure III-45 confirment la bonne conservation du coefficient de transfert.

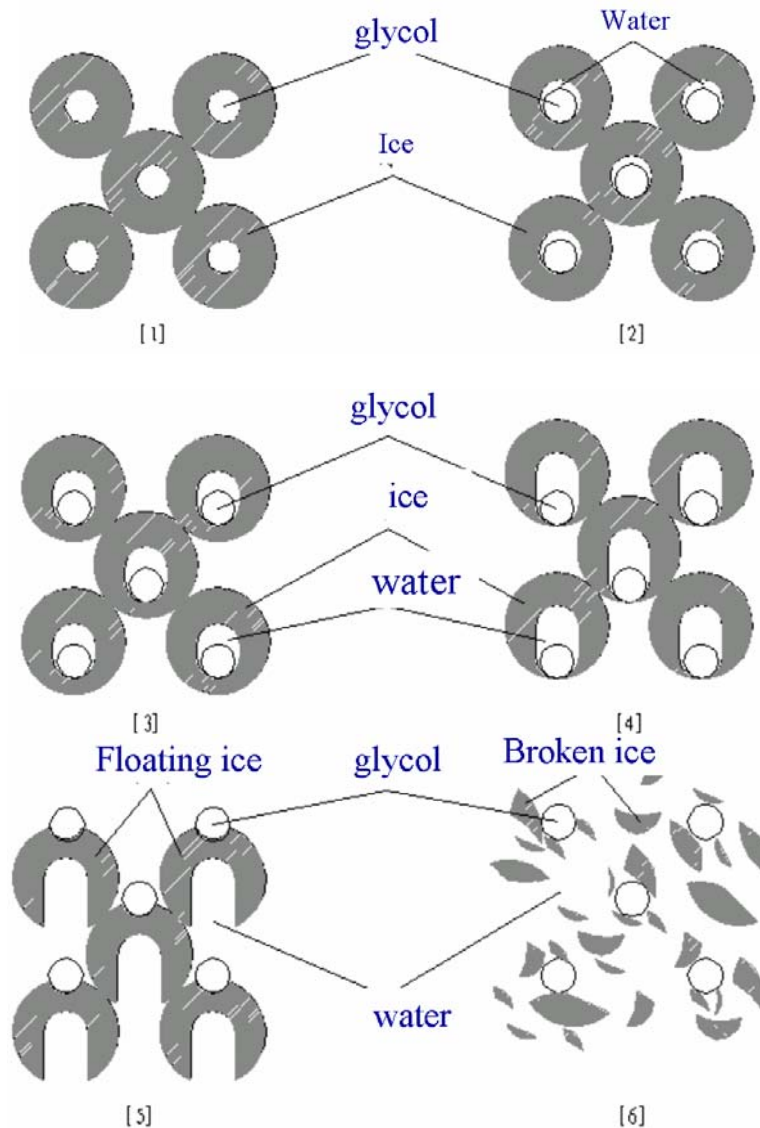


Figure III-44 Description de la fonte en stockage sur serpentins

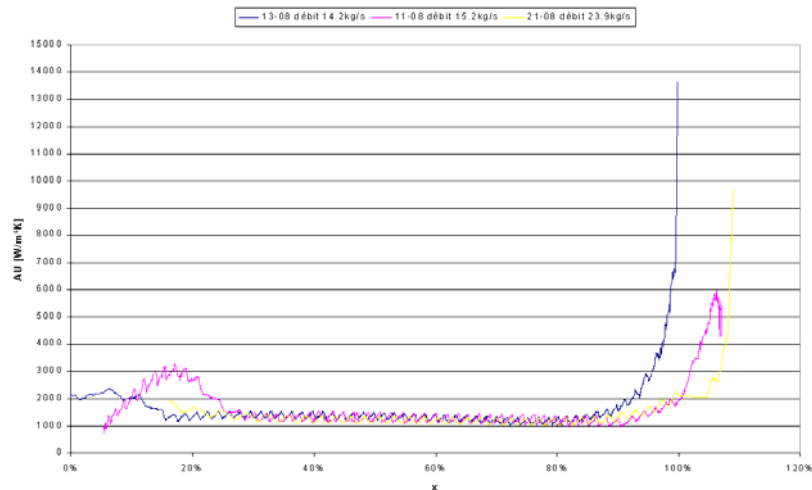


Figure III-45 Exemple d'évolution du coefficient de transfert global

L'évolution du coefficient de transfert global en cours de *recharge* du stockage sur serpentin est plus complexe. La résistance thermique du manchon de glace ne peut pas être négligée. Cette résistance ne dépend pas que du niveau de charge, mais aussi de l'état initial, comme le suggère la Figure III-46: la forme du manchon n'est pas du tout la même si la recharge démarre après une décharge partielle (1) ou après une décharge complète (2).

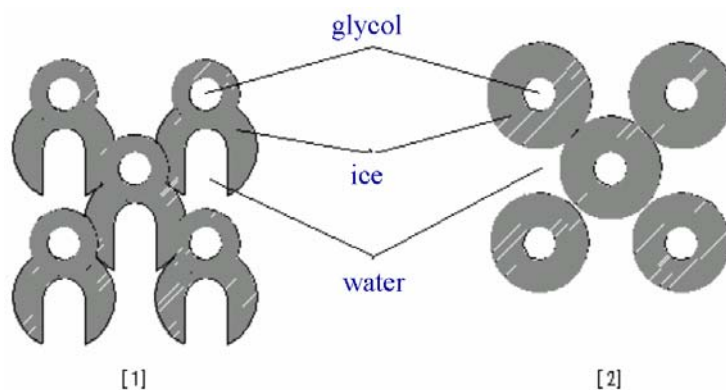


Figure III-46 Recharges après décharges partielle (1) ou complète (2)

Dans le cas du stockage en nodule, on dispose généralement d'un coefficient d'échange global relativement élevé en début de décharge, mais rapidement décroissant ensuite.

La décroissance est avant tout liée au mode de circulation (Figure III-47) et à la variation de température de l'eau glycolée entre l'entrée et la sortie du réservoir : celle-ci provoque une importante variation du nombre de nodules « disponibles » (cad non complètement fondus) en cours de décharge.

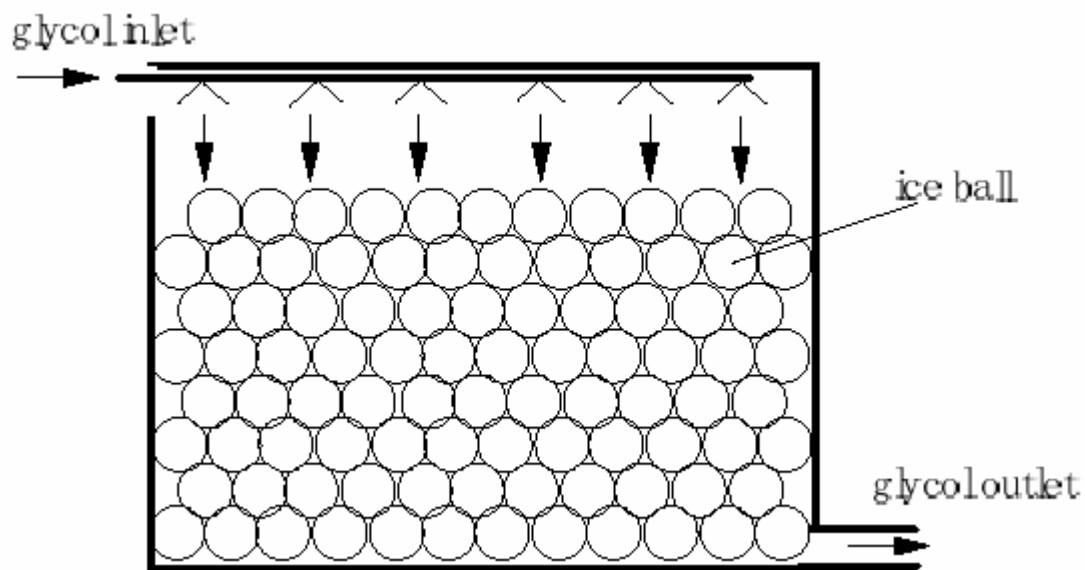


Figure III-47 Exemple de circulation possible de l'eau glycolée dans un stockage à nodules

Ici encore, la poussée d'Archimède favorise le contact entre la glace résiduelle et la surface du nodule, comme le suggère la Figure III-48.

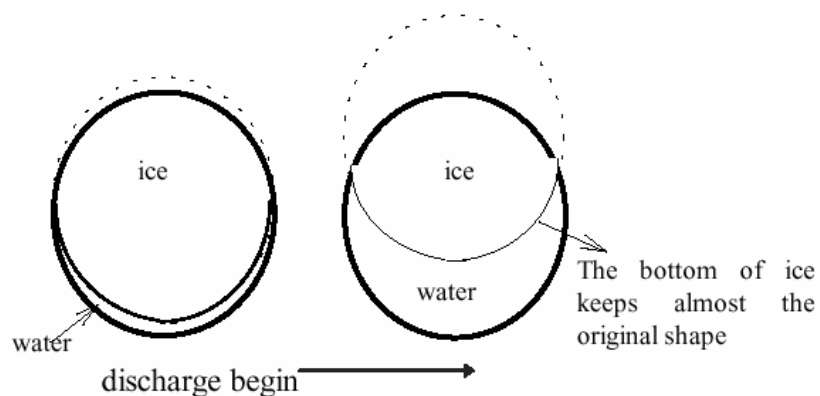


Figure III-48 Description de la fonte dans un stockage à nodules

Seule une modélisation détaillée permet de prévoir l'évolution du coefficient d'échange, mais les résultats peuvent être exploités sous forme de lois très simplifiées, en corrélant le coefficient d'échange avec l'état de charge résiduel. Un exemple de résultat est présenté à la Figure III-49.

AU [kW/K] en fct de Energie restant dans la cuve (comprenant la chaleur sensible de -5 °C à +5°C) :

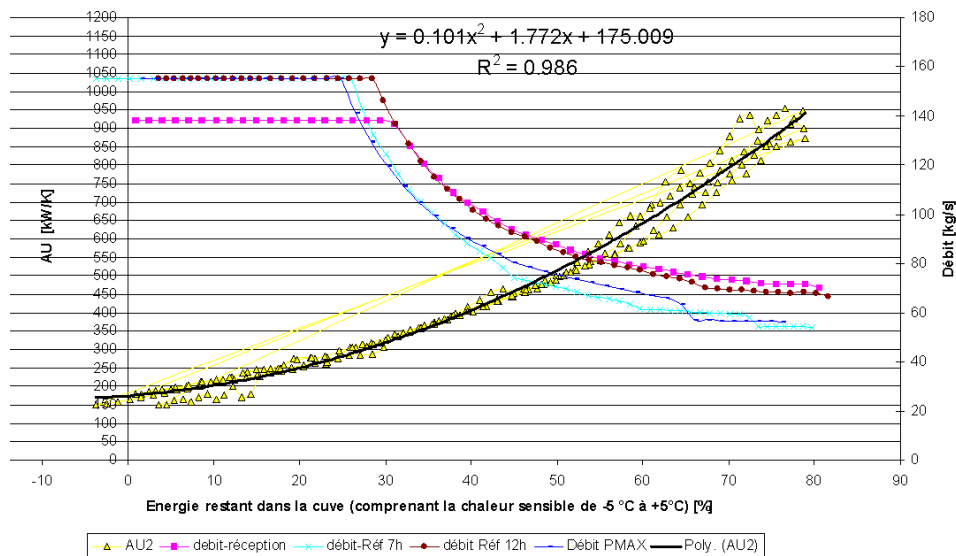


Figure III-49 Exemple de corrélation entre coefficient d'échange et état de charge résiduel

A la *recharge*, c'est encore plus compliqué : la résistance thermique interne du nodule varie beaucoup plus, comme le suggère la Figure III-50.

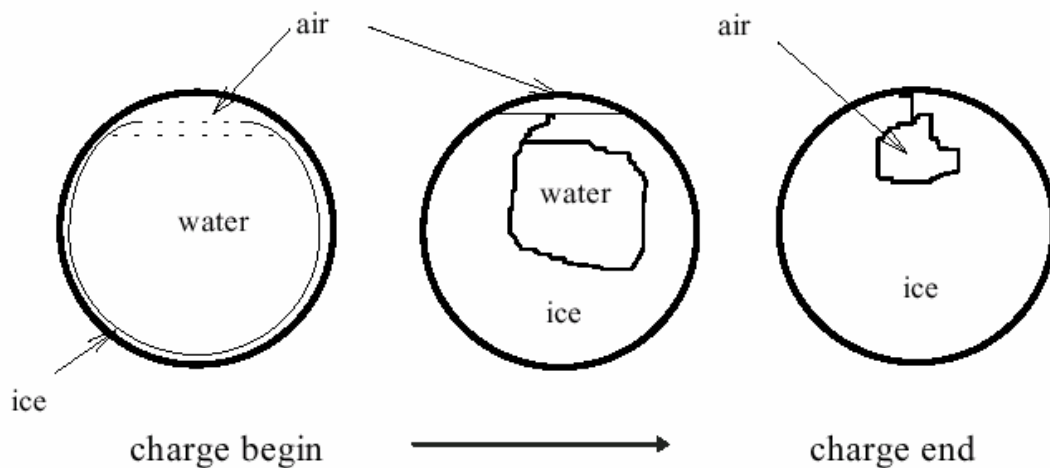


Figure III-50 Description de la recharge d'un stockage en nodules

III.6.2.5 Stratégies de contrôle du système de stockage de froid

Il existe deux stratégies principales d'un système de stockage de froid :

- *Stockage total* : toute la capacité frigorifique est stockée durant les heures creuses (nuit) éliminant ainsi, autant que possible, l'utilisation du groupe frigorifique durant les heures pleines. Cette stratégie permet une réduction maximale des coûts opératoires, mais entraîne une augmentation des coûts

d'investissement. De plus, la capacité du stockage n'est que rarement entièrement utilisée.

- *Stockage partiel* : le groupe frigorifique est également utilisé lors des heures creuses. La taille du groupe frigorifique, et donc la capacité électrique installée, sont réduites. De plus, une réduction de la taille du groupe frigorifique entraîne une réduction de la taille des éléments auxiliaires (tours de refroidissement, pompes,...) et donc une réduction des coûts d'investissement.

CHAPITRE IV CHAUDIERES

IV.1 GENERALITES

La chaudière est un composant qui intègre deux processus:

- 1) La production de chaleur par combustion dans le foyer ;
- 2) Le transfert de la chaleur produite au fluide technique.

Différentes fonctions peuvent être associées à ce composant (voir l'exemple donné à la Figure IV-1).

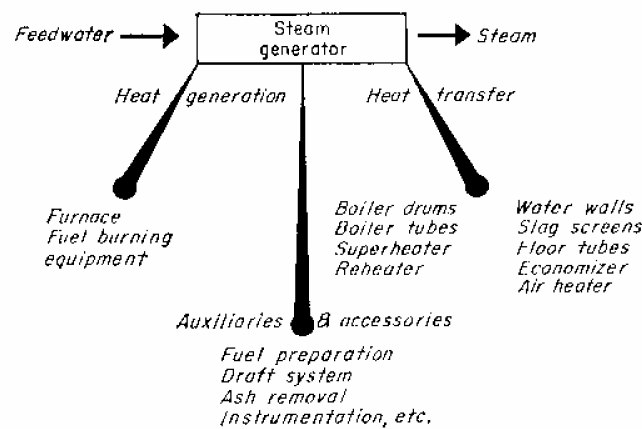


Figure IV-1 Combinaison des différentes fonctions d'un générateur de vapeur

Les premières chaudières à vapeur étaient toutes à circulation naturelle : on y mettait à profit la poussée d'Archimède exercée sur les bulles de vapeur en formation (Figure IV-2).

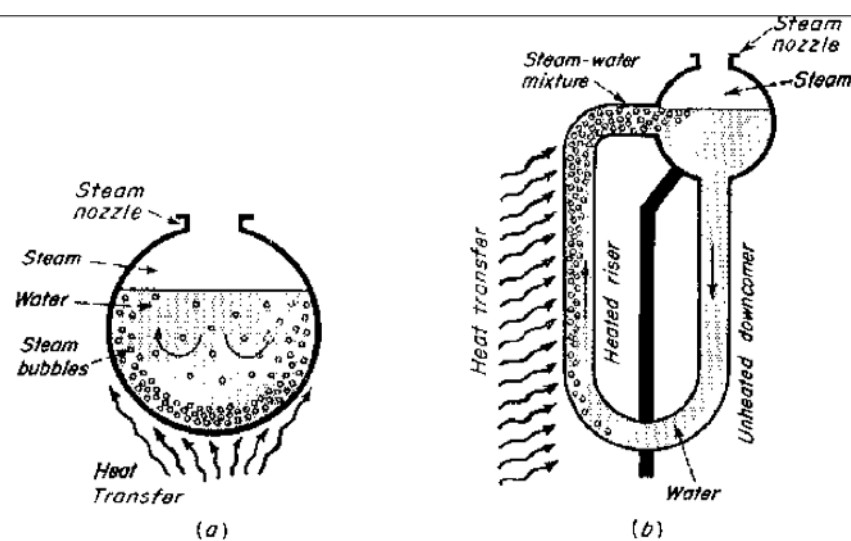


Figure IV-2 Vaporisation (a) dans un ballon, (b) dans un circuit à convection naturelle

Ce mode de circulation devient de moins en moins efficace lorsque l'on relève la pression de fonctionnement (surtout si l'on dépasse le point critique). Il faut alors passer à la circulation forcée. Quelques dispositions typiques sont présentées à la Figure IV-3.

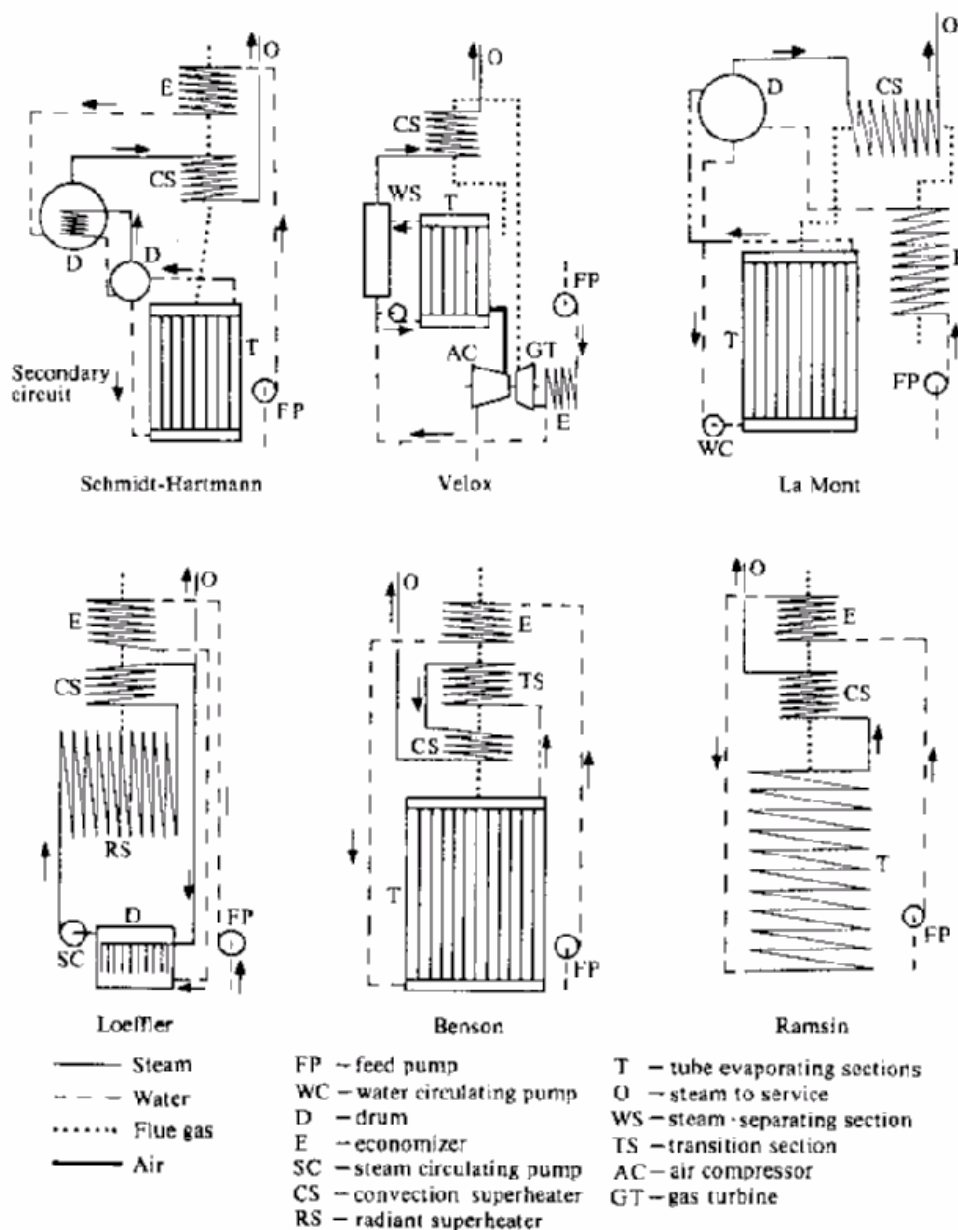


Figure IV-3 Schémas de chaudières à circulation forcée

L'obtention d'un rendement maximal suppose un bon design du foyer, un bon réglage de l'excès d'air de combustion et une disposition à contre-courant des différents échangeurs par rapport à la circulation des gaz de combustion. Ceux-ci se trouvent généralement dans l'ordre suivant:

- 1) Le vaporisateur (le plus souvent constitué de nappes de tubes entourant le foyer) ;
- 2) Le surchauffeur et le réchauffeur éventuel ;
- 3) L'économiseur (réchauffeur d'eau encore en phase liquide)
- 4) Le réchauffeur d'air éventuel.

Un exemple de réalisation technique est présenté à la Figure IV-4.

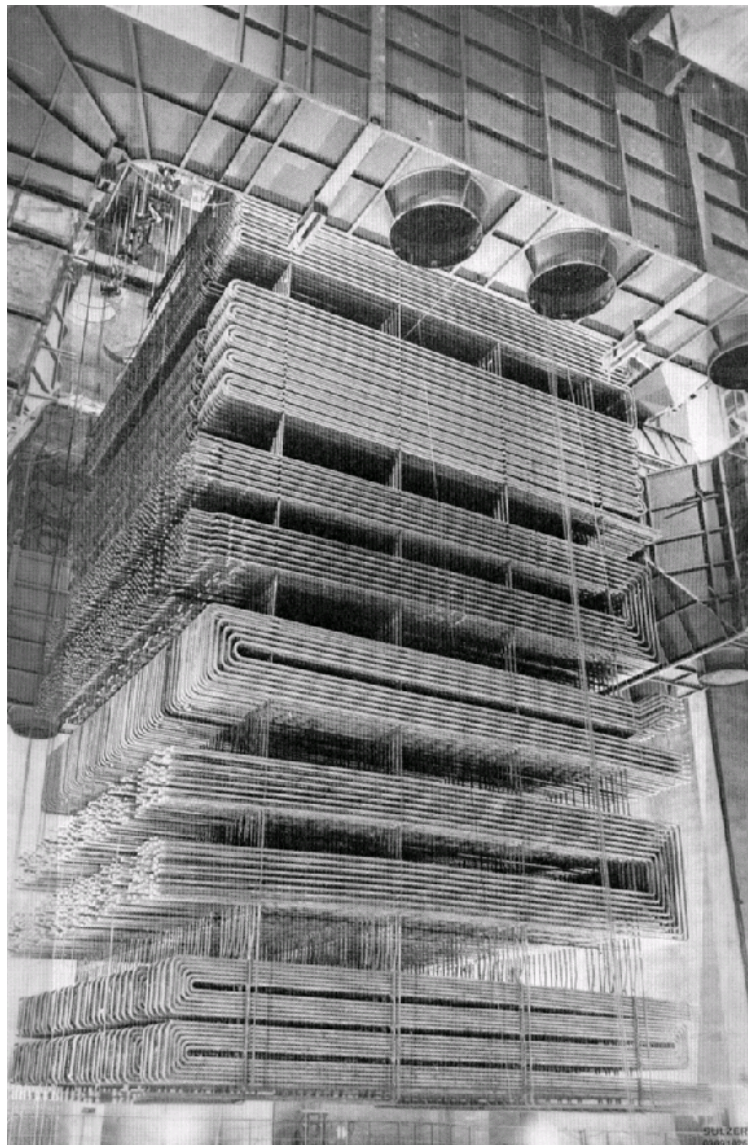


Figure IV-4 Montage des tubes du surchauffeur et de l'économiseur

L'intensité de la combustion dans un foyer de chaudière est couramment définie par unité de volume (entre 150 et 500 kW/m³) ou par unité de surface projetée (entre 200 et 300 kW/m²).

Cette intensité peut être sensiblement accrue par suralimentation du foyer (comme dans les chaudières du type « VELOX » : voir Figure IV-3).

La modélisation présentée ci-dessous concerne les chaudières eau chaude couramment utilisées pour le chauffage des bâtiments (voir exemple Figure IV-5).

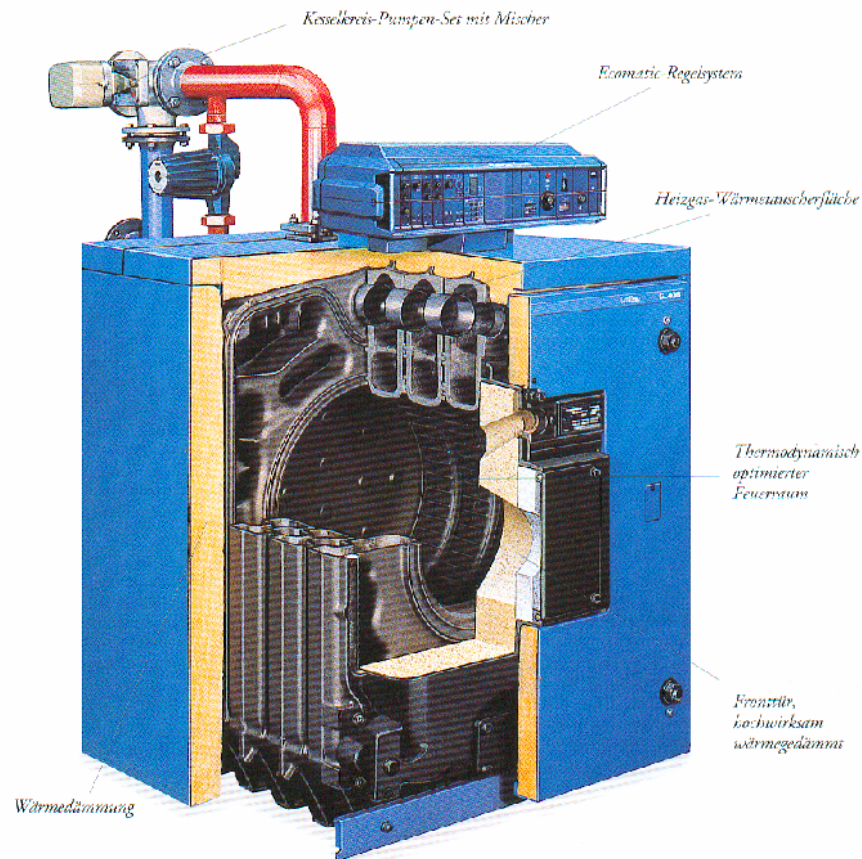


Figure IV-5 Chaudière de chauffage central à combustible liquide

IV.2 MODELISATION

Comme pour les autres composants, la modélisation vise essentiellement à répondre à deux questions :

- 1) « combien ? »
- 2) « à quel coût ? »

Les deux premiers outputs à considérer sont donc :

- 1) la température d'eau effectivement réalisée au départ de la chaudière (cette température est éventuellement « demandée » par la régulation) et/ou la puissance utile qui y correspond ;
- 2) le débit de combustible consommé et/ou la puissance consommée qui y correspond.

Les principaux inputs sont :

- 1) le mode de régulation et le point de consigne,
- 2) le débit et la température de l'eau,
- 3) les températures de l'air aspiré, du combustible et de l'ambiance.

On arrive ainsi à esquisser le diagramme d'information de la Figure IV-6.

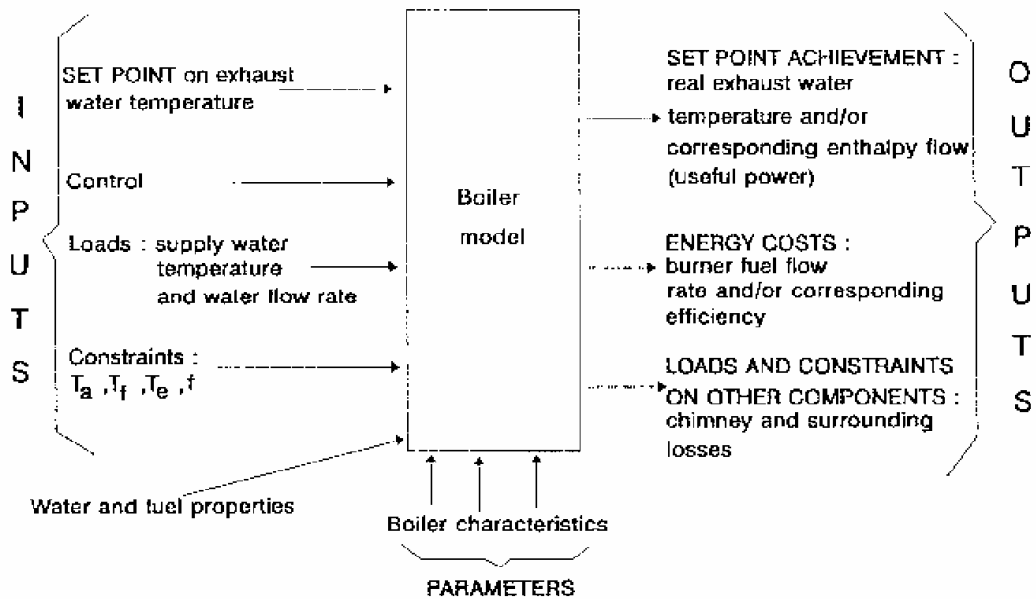


Figure IV-6 Paramètres, inputs et outputs d'un modèle de chaudière

IV.2.1 Modélisation en marche continue

La chaudière peut être représentée comme la combinaison d'une chambre de combustion adiabatique et de deux échangeurs (Figure IV-7).

C'est dans le premier échangeur que s'effectue le transfert de chaleur entre les gaz issus de la combustion et l'eau.

Le deuxième échangeur fait apparaître la perte de chaleur de la chaudière vers l'environnement; cette perte est ici supposée se produire à partir de l'eau. L'hypothèse est valable pour la plupart des chaudières modernes dont le foyer est entièrement entouré d'eau.

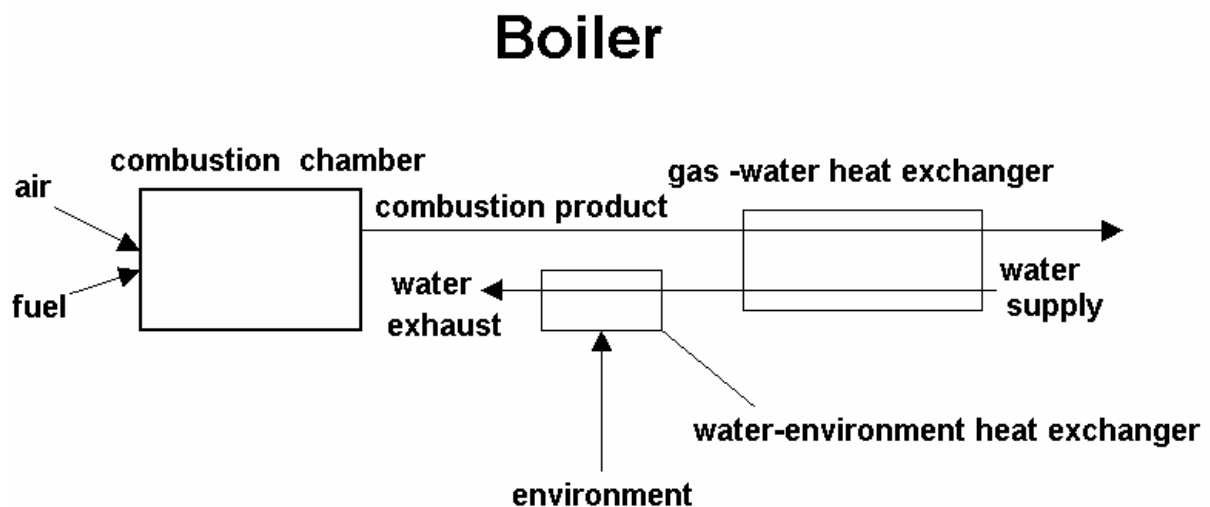


Figure IV-7 Schéma équivalent d'une chaudière avec brûleur en fonctionnement

Pour représenter la combustion dans le foyer, on fait appel au schéma équivalent de la Figure IV-8:

On fait comme si les réactifs (l'air et le combustible) étaient ramenés (au travers des échangeurs fictifs 1 et 2) à la température de référence (habituellement 25°C) à laquelle se trouve défini le pouvoir calorifique du combustible.

La combustion est alors traitée comme isotherme et complète (processus 3).

Un « dissociateur » pourrait être ajouté après le processus 3 (processus 4, non représenté ici), pour tenir compte du caractère éventuellement incomplet de la combustion.

Les produits de combustion sont supposés réchauffés (au travers de l'échangeur fictif 5) de manière à rejoindre la température (fictive) de combustion.

La somme algébrique des flux de chaleur intervenant dans ces (4 ou 5) processus représente donc le flux de chaleur apporté au foyer de la chaudière. Cette somme est nulle si le foyer est traité comme adiabatique. En sortie du schéma de la Figure IV-8, on retrouve alors la température de combustion adiabatique.

Complete combustion model

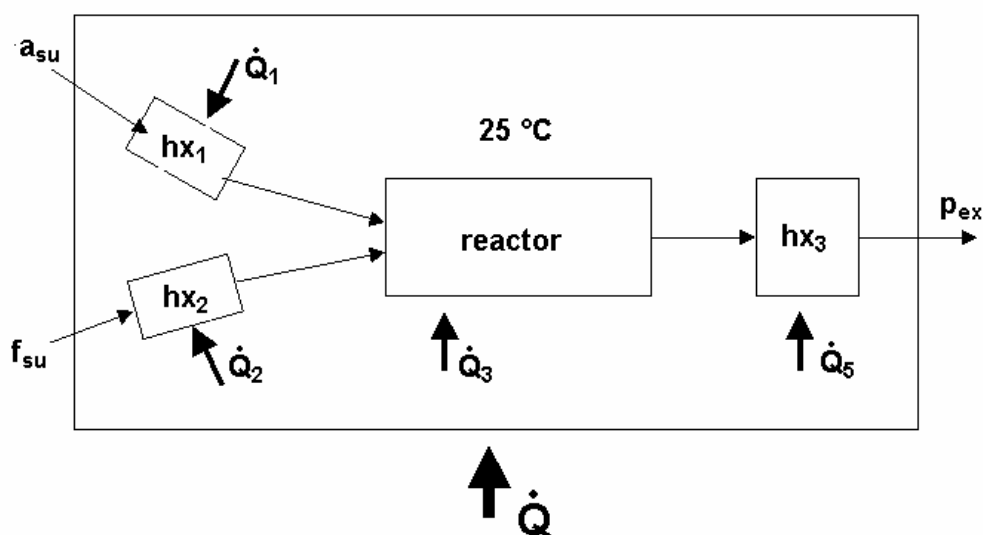


Figure IV-8 Modèle de combustion

Le fuel/air ratio stoechiométrique peut être calculé à partir de la composition chimique du combustible. Le fuel/air ratio réel s'en déduit si l'on connaît l'excès d'air, ou réciproquement:

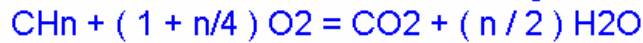
The following set of equations is used to describe the complete combustion of a hydrocarbon CH_n with air excess.
Molecular dissociation is not considered.

The (fictitious) molar mass of this fuel is:
 $\text{MmCH}_n = 12 + n = (12 + n) \text{ kg / kmol}$
 for the following mass composition:

$$y_C = \frac{12}{12 + n}$$

$$y_H = 1 - y_C$$

The stoichiometric reaction would give the following balance in kmol :



The volumetric (or molar) oxygen / air ratio is supposed to be of 21%;
 this means that to $(1 + n/4)$ kmol of O_2
 correspond $(1 + n/4) / 0.21$ kmol of air.

The mass balance of a stoichiometric combustion referred to 1 kg of fuel gives :

$$\frac{1}{f_{\text{st}}} = \left[\frac{1 + \frac{n}{4}}{0.21} \right] \cdot \left[\frac{\text{Mm}_a}{12 + n} \right]$$

with $\text{Mm}_a = \text{MolarMass}(\text{'Air'})$

and with some excess of air :

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{f_{\text{st}}} \cdot (1 + e)$$

La température adiabatique de combustion se déduit d'un bilan thermique global :

Thermal balance of the (adiabatic) combustion chamber:

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 = 0$$

with

$$\dot{Q}_1 = \dot{M}_a \cdot c_{p,a} \cdot (25 - t_a)$$

$$\dot{M}_a = \frac{\dot{M}_f}{f}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{M}_f \cdot c_f \cdot (25 - t_f)$$

$$\dot{Q}_3 = -\dot{M}_f \cdot \text{LHV}$$

$$\dot{Q}_4 = 0$$

(if the combustion is complete)

$$\dot{Q}_5 = \dot{M}_p \cdot c_{p,p} \cdot (t_{\text{adiab}} - 25)$$

with

$$\dot{M}_p = \dot{M}_a + \dot{M}_f$$

Les gaz qui sortent de cette chambre de combustion adiabatique sont supposés traverser le premier échangeur de la chaudière:

Thermal balance of the gas-water heat exchanger:

$$\dot{Q}_{\text{gw}} = \dot{C}_g \cdot (t_{\text{g,su}} - t_{\text{g,ex}})$$

$$\dot{Q}_{\text{gw}} = \dot{C}_w \cdot (t_{\text{w,ex},1} - t_{\text{w,su}})$$

with

$$t_{\text{g,su}} = t_{\text{adiab}}$$

Heat transfer calculation:

$$\dot{Q}_{\text{gw}} = \dot{C}_{\text{min,gw}} \cdot \varepsilon_{\text{gw}} \cdot (t_{\text{g,su}} - t_{\text{w,su}})$$

with

$$\dot{C}_{\min,gw} = \text{Min}(\dot{C}_g, \dot{C}_w)$$

$$\dot{C}_g = \dot{M}_g \cdot c_{p,g}$$

$$\dot{M}_g = \dot{M}_p$$

$$\dot{C}_w = \dot{M}_w \cdot c_w$$

$$NTU_{gw} = \frac{AU_{gw}}{\dot{C}_{\min,gw}}$$

$$\omega_{gw} = \frac{\dot{C}_{\min,gw}}{\dot{C}_{\max,gw}}$$

$$\dot{C}_{\max,gw} = \text{Max}(\dot{C}_g, \dot{C}_w)$$

$$\varepsilon_{gw} = \frac{1 - \exp[-NTU_{gw} \cdot (1 - \omega_{gw})]}{1 - \omega_{gw} \cdot \exp[-NTU_{gw} \cdot (1 - \omega_{gw})]}$$

(with a supposed-to-be counter flow heat exchanger)

On considère ensuite le passage de l'eau au travers d'un deuxième échangeur fictif qui représente les pertes de la chaudière à l'ambiance :

Thermal balance of the water-environment heat exchanger:

$$\dot{Q}_{wenv} = \dot{C}_{w,2} \cdot (t_{w,su,2} - t_{w,ex})$$

with

$$\dot{C}_{w,2} = \dot{M}_w \cdot c_{w,2}$$

$$t_{w,su,2} = t_{w,ex,1}$$

Heat transfer calculation:

$$\dot{Q}_{wenv} = \varepsilon_{wenv} \cdot \dot{C}_{w,2} \cdot (t_{w,su,2} - t_{env})$$

$$\varepsilon_{wenv} = 1 - \exp(-NTU_{wenv})$$

$$NTU_{wenv} = \frac{AU_{wenv}}{\dot{C}_{w,2}}$$

Global balance of the boiler:

$$\dot{Q}_u = \dot{M}_w \cdot c_w \cdot (t_{w,ex} - t_{w,su})$$

$$\dot{Q}_c = \dot{M}_f \cdot \text{LHV}$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_c}$$

IV.2.2 Données par défaut

Les deux paramètres de ce modèle de chaudière sont les coefficients d'échange (provisoirement supposés tous les deux constants) des deux échangeurs.

En première approximation tout au moins, des valeurs par défaut de ces deux coefficients peuvent être tirées des diagrammes des Figure IV-9 et Figure IV-10 qui ont été tracés sur base d'une double compilation de résultats de laboratoires et de données publiées dans les catalogues de constructeurs.

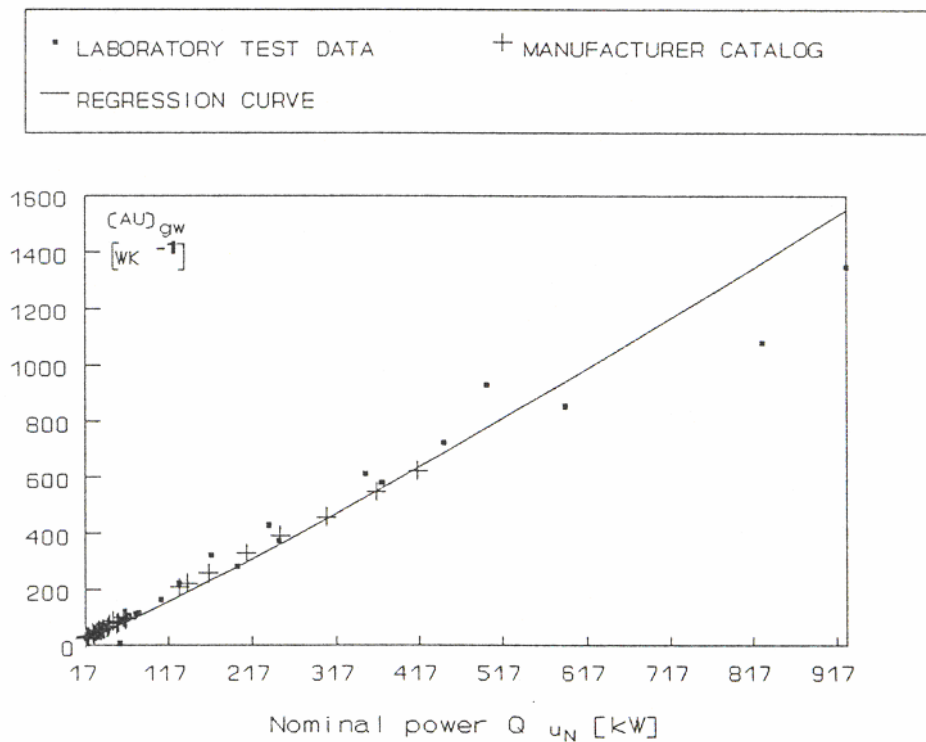


Figure IV-9 Ordre de grandeur du coefficient d'échange gaz-eau

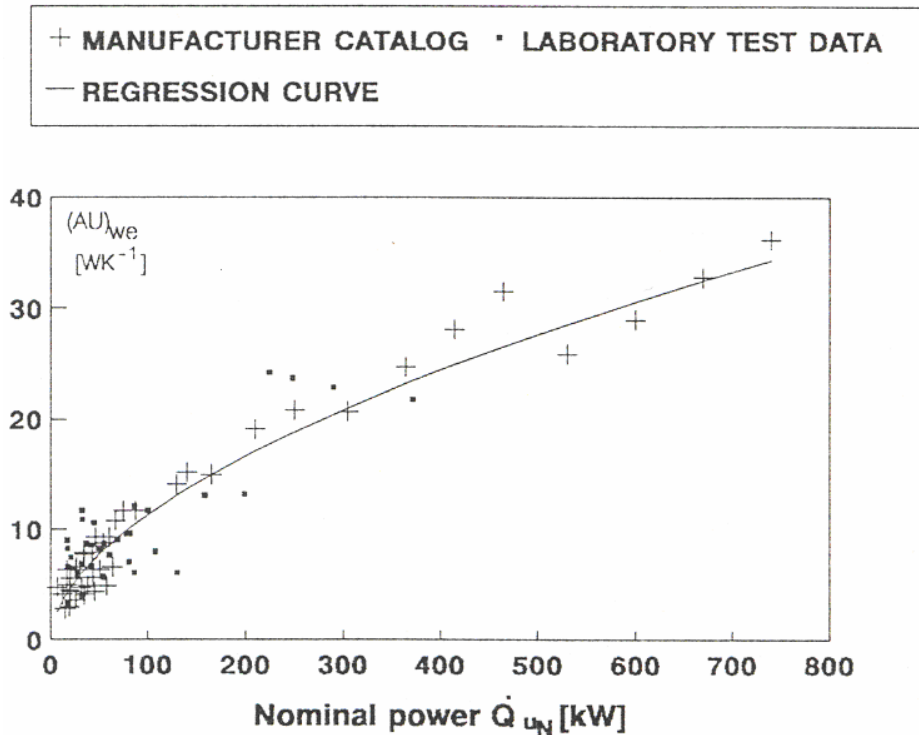


Figure IV-10 Ordre de grandeur du coefficient d'échange eau-ambiance

IV.2.3 Modélisation en marche intermittente

Le mode de régulation en « ON/OFF » est le plus couramment utilisé pour réaliser une température de consigne à la sortie de la chaudière.

Ce mode peut être simulé comme une combinaison linéaire des deux régimes :

- 1) Le régime « ON » qui vient d'être modélisé (cfr IV.2.1) ;
- 2) Le régime « OFF », dans lequel l'effet de l'échangeur gaz-eau a disparu, pour ne laisser subsister que le refroidissement de l'eau dans l'échangeur eau-ambiance :

When the burner is OFF, the water is cooled-down through HEX₂

$$\dot{Q}_{\text{useful,off}} = -\dot{Q}_{\text{wenv,off}}$$

$$\dot{Q}_{\text{wenv,off}} = \varepsilon_2 \cdot \dot{C}_{\text{min}2} \cdot (t_{\text{wsu}2} - t_{\text{env}})$$

$$\dot{Q}_{\text{useful,off}} = \dot{C}_w \cdot (t_{\text{wex,off}} - t_{\text{wsu}})$$

Pour passer au mode ON/OFF, il suffit de définir les périodes de temps relatives à chacun des deux régimes.

Si la puissance de la chaudière est suffisante, ces périodes doivent être telle que la température moyenne qui y correspond coïncide avec sa valeur de consigne :

ON / OFF control : the water set point temperature is maintained as time weighted-average of both regimes

$$t_{wex,set} = \theta \cdot t_{wex} + (1 - \theta) \cdot t_{wex,off} \quad \text{with } t_{wex} \text{ calculated in ON regime}$$

$$\dot{Q}_{useful,set} = \dot{C}_w \cdot (t_{wex,set} - t_{wsu})$$

boiler useful power at set point water temperature

$$\dot{Q}_{burner,set} = \theta \cdot \dot{Q}_{burner}$$

burner consumption at water set point temperature

$$\dot{Q}_{burner} = \dot{Q}_c$$

$$\eta_{set} = \frac{\dot{Q}_{useful,set}}{\dot{Q}_{burner,set}}$$

boiler average efficiency at water set point temperature

IV.2.4 Fonctionnement cyclique entre deux niveaux de puissance

Pour améliorer le rendement d'exploitation d'une chaudière, on peut l'équiper d'un brûleur à deux allures « MAX/MIN ».

L'avantage de cette solution tient au fait que l'efficacité de l'échangeur gaz-eau augmente quand diminue son débit de capacité minimal, c-à-d le débit des gaz de combustion.

Cet avantage est cependant « tempéré » par le fait que le coefficient d'échange gaz-eau diminue lui-même avec le débit de gaz : les résultats expérimentaux disponibles montrent que le coefficient d'échange peut être considéré comme proportionnel à au débit de gaz élevé à la puissance 0.65.

Pour exploiter au mieux le brûleur à deux allures, on le fait fonctionner autant que possible en régime « MIN », à fin de maximaliser le rendement.

On fonctionne donc en régime cyclique « MIN/OFF », tant que la demande de chaleur se situe en dessous de la petite allure et en régime « MAX/MIN » pour les puissances plus élevées.

IV.2.5 Fonctionnement en plusieurs allures et en régime modulant

On peut généraliser le principe énoncé ci-dessus en passant à « n » allures de fonctionnement.

Pour maximaliser le rendement, il faut réaliser un régime cyclique entre les deux niveaux de puissance qui « encadrent » la puissance moyenne requise.

Le rendement moyen d'exploitation de la chaudière augmente toujours avec « n », pour autant bien sûr que chaque régime soit correctement réalisé (bonne pulvérisation du combustible dans l'air et bon réglage de l'excès d'air), ce qui n'est pas évident avec un combustible liquide

En faisant tendre « n » vers l'infini, on arrive finalement au régime modulant, qui est assez couramment pratiqué avec un combustible gazeux.

IV.2.6 Chaudières à condensation

IV.2.6.1 Principe de fonctionnement

Le principe de la chaudière à condensation est de condenser la vapeur d'eau présente dans les fumées de manière à augmenter le gain calorifique de la chaudière (et donc son rendement). Théoriquement, en condensant la vapeur d'eau, on pourrait augmenter de 11% le rendement d'une chaudière alimentée en gaz naturel. Ce gain théorique correspond simplement à la différence entre les pouvoirs calorifiques supérieur et inférieur du gaz naturel ($\text{HHV}=1.11 \text{ LHV}$).

La température à laquelle la vapeur d'eau présente dans les fumées se condense (« température de rosée des fumées ») varie avec la composition chimique réelle du combustible (Figure IV-11).

Il existe également des chaudières à condensation qui utilisent le fuel oil comme combustible. Cependant, elles présentent trois inconvénients majeurs :

- Le gain de rendement théorique n'est que de 6%, puisque, pour le fuel oil, la teneur en vapeur d'eau est plus faible : $\text{HHV}=1.06 \text{ LHV}$ (voir Figure IV-11).
- La température de rosée des fumées est inférieure (de l'ordre de 10 K) à celle liée à la combustion du gaz naturel. La chaudière condensera donc moins souvent.
- La présence de soufre produira des condensats plus acides (H_2SO_4)

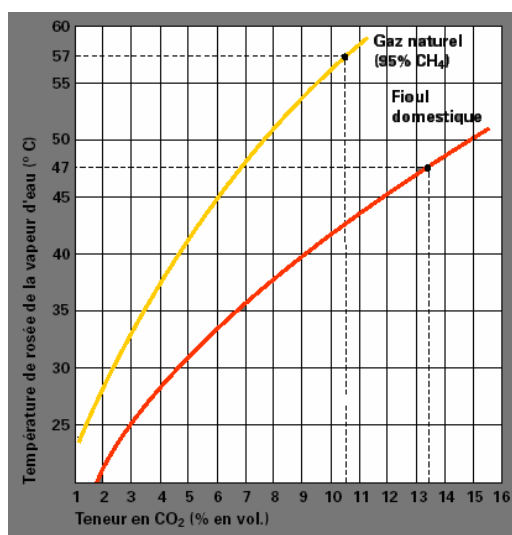


Figure IV-11 Variation de la température de rosée de la vapeur d'eau avec la concentration en CO_2 dans les fumées (Source : Viessmann)

La température de retour de l'eau dans la chaudière doit être suffisamment basse, de manière à abaisser la température des fumées à leur point de rosée. La chaudière devra idéalement être associée à une utilisation de la chaleur à basse température, comme par exemple un chauffage par le sol.

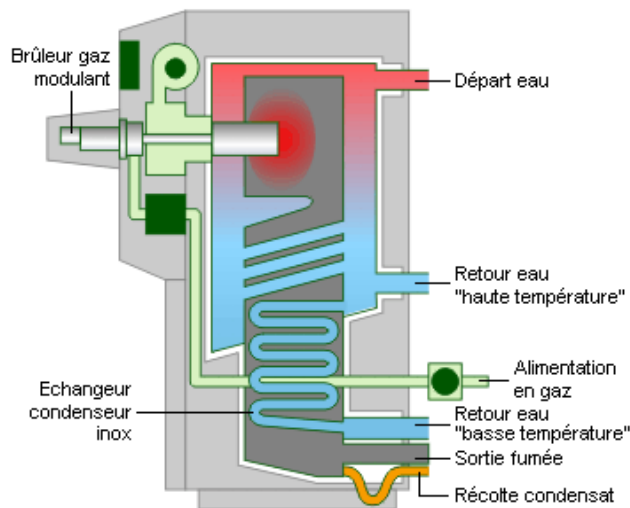


Figure IV-12 Schéma d'écoulement dans une chaudière à condensation

La Figure IV-13 montre un exemple d'évolution du rendement de la chaudière avec la température de retour de l'eau, pour différents niveaux de charge. On distingue le seuil de température en dessous duquel la condensation se produit. En dessous de ce seuil, le rendement de la chaudière augmente au fur et à mesure que la température de retour de l'eau diminue. L'effet positif de la charge partielle sur le rendement est également visible sur cette figure.

Le gain énergétique réalisé grâce à une chaudière à condensation est double :

- condensation de la vapeur d'eau dans les fumées : gain en chaleur latente
- diminution de la température des fumées (de 135°C à 45°C) : gain en chaleur sensible

La Figure IV-13 fait apparaître le gain en chaleur sensible : les rendements atteints en régime sec sont largement supérieurs à ceux atteints avec une chaudière conventionnelle (de l'ordre de 89 à 93%).

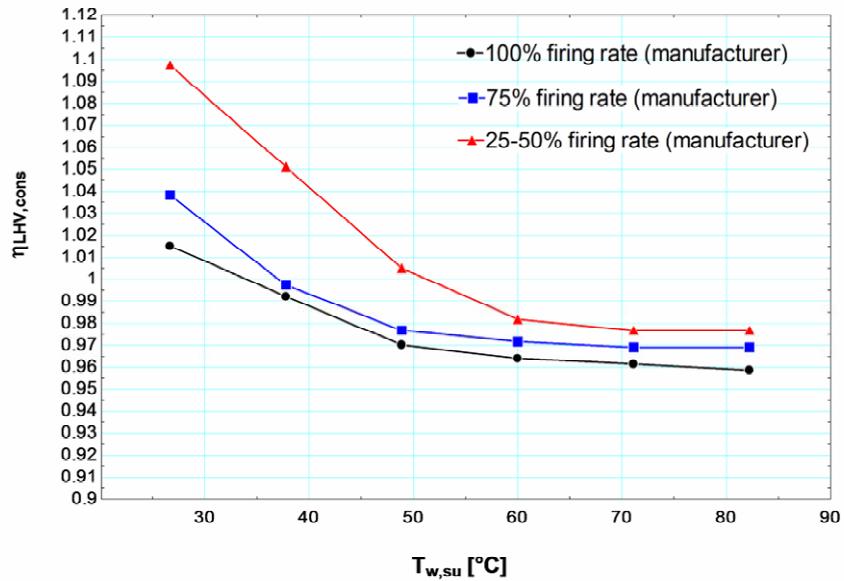


Figure IV-13 Evolution du rendement de la chaudière, calculé sur base du pouvoir calorifique inférieur, avec la température de retour de l'eau et la charge de la chaudière (données fournies par le constructeur)

La condensation se produit généralement dans un ou plusieurs échangeurs dissociés du bloc de chauffe principal. Les surfaces d'échange doivent pouvoir résister à la corrosion liée à la présence d'acide dans les fumées (acide nitrique et acide sulfurique). Les matériaux utilisés sont généralement l'acier inox et la fonte d'aluminium. Les fumées sont aspirées de haut en bas pour éviter de revaporiser les condensats (Figure IV-14).

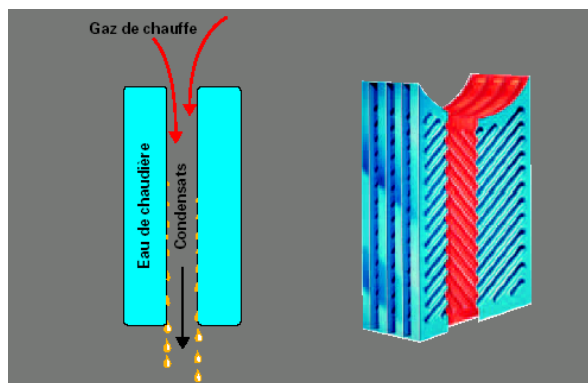


Figure IV-14 Echangeur d'une chaudière à condensation: écoulement des fumées et des condensats (source Viessmann)

IV.2.6.2 Modélisation

La chaudière à condensation peut être modélisée en associant un échangeur humide au modèle de chaudière classique introduit précédemment (Figure IV-15). Cet échangeur peut éventuellement travailler en régime sec si la température de retour de l'eau est trop élevée. Afin d'utiliser le modèle de batterie froide présenté au CHAPITRE III, un écoulement d'air fictif, équivalent à l'écoulement de fumées, est défini.

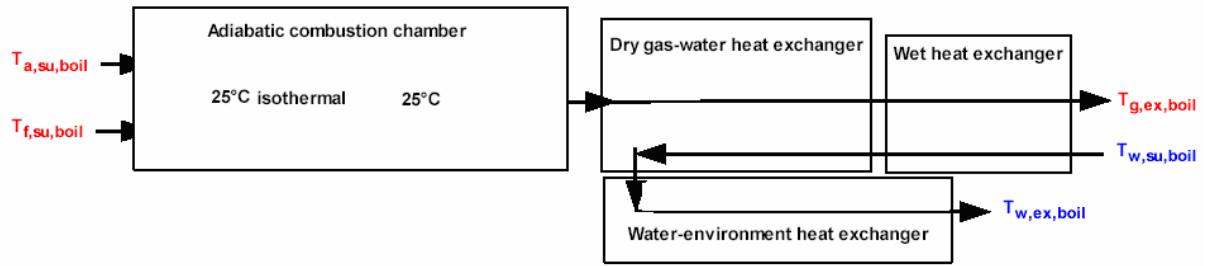


Figure IV-15 Schéma de principe du modèle de chaudière à condensation

La température d'entrée de l'air dans la batterie froide est égale à la température des fumées à la sortie de l'échangeur gaz-eau :

$$T_{a,su,coil} = T_{g,ex,gw}$$

Le débit d'air sec équivalent est défini par conservation de l'énergie :

$$\dot{M}_{a,coil} \cdot C_{p,a,coil} = \dot{M}_{g,boil} \cdot C_{p,g,coil}$$

$$C_{p,g,coil} = \text{cpbar} (m, n, f, T_{a,su,coil}, T_{a,ex,coil})$$

$$C_{p,a,coil} = \text{Cp} ('AirH2O', T = T_{a,coil,m}, P = P_{atm}, w = w_{a,su,coil})$$

$$T_{a,coil,m} = \frac{T_{a,su,coil} + T_{a,ex,coil}}{2}$$

L'humidité spécifique équivalente de l'air à l'entrée de la batterie froide est calculée sur base du contenu en eau des fumées :

$$\dot{M}_{H2O,g} = \dot{M}_{a,coil} \cdot w_{a,su,coil}$$

L'eau présente dans les fumées provient à la fois de l'air de combustion et de la combustion :

$$\dot{M}_{H2O,air} = w_{a,su,boil} \cdot \dot{M}_{a,boil}$$

$$w_{a,su,boil} = \omega ('AirH2O', T = T_{a,su,boil}, P = P_{atm}, R = RH_{a,su,boil})$$

$$\dot{M}_{H2O,g} = \dot{M}_{H2O,comb} + \dot{M}_{H2O,air}$$

La Figure IV-16 reprend les outputs, inputs et paramètres du modèle de chaudière à condensation.

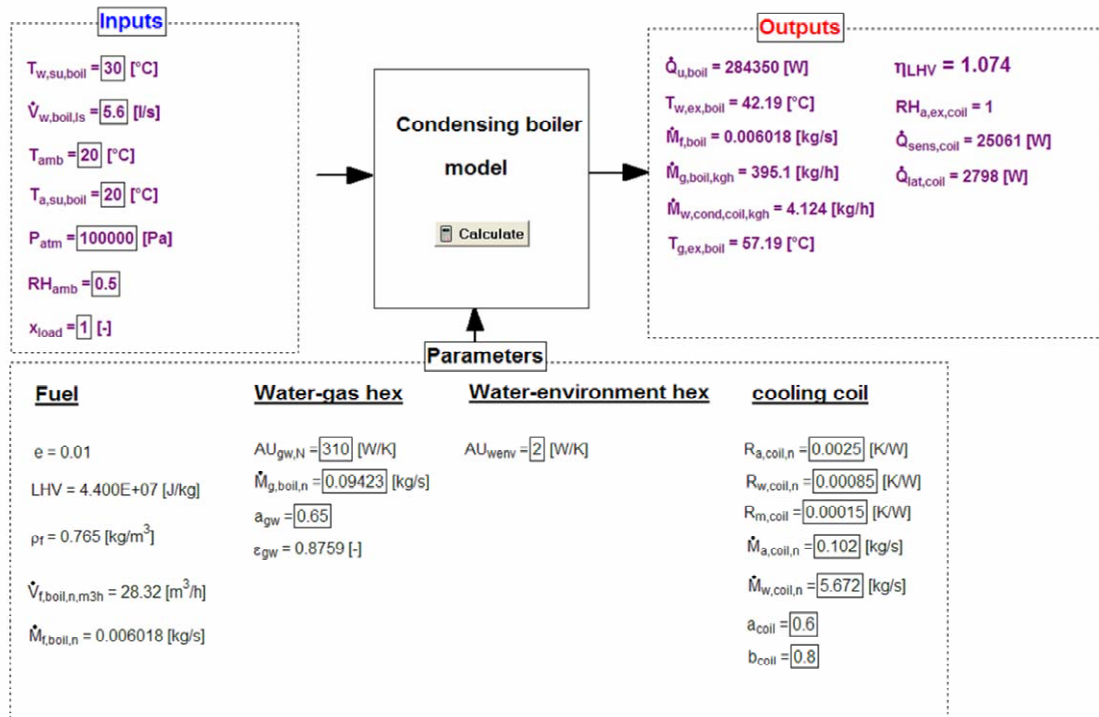


Figure IV-16 Diagramme d'information du modèle de chaudière à condensation

CHAPITRE V MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

V.1 DEFINITION DES PERFORMANCES

Les performances des moteurs SI (« Spark Ignition ») et CI (« Compression Ignition ») peuvent être définies par référence au cycle mixte de la Figure V-1.

$$\dot{W}_{sh} = [1 - \alpha] \cdot \dot{W}_{in} - \dot{W}_l$$

$$\eta_{in,th} = 1 - \left[\left(\frac{1}{R_v} \right)^{(\gamma - 1)} \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \beta^\gamma - 1}{\alpha - 1 + \alpha \cdot \gamma \cdot [\beta - 1]} \right) \right]$$

avec:

$$R_v = \frac{V_a}{V_b} \quad : \text{le rapport volumétrique de compression}$$

$$\alpha = \frac{p_c}{p_b} \quad : \text{le rapport de compression de la combustion isochore}$$

$$\beta = \frac{V_d}{V_c} \quad : \text{le rapport de volume de la combustion isobare (cut-off ratio)}$$

Les cycles théoriques de Diesel et d'Otto correspondent aux cas limites où, respectivement $\alpha=1$ et $\beta=1$.

Cette expression du rendement théorique suppose que toutes les évolutions soient réversibles. Elle suppose aussi que les évolutions a-b et d-e soient adiabatiques et donc isentropiques.

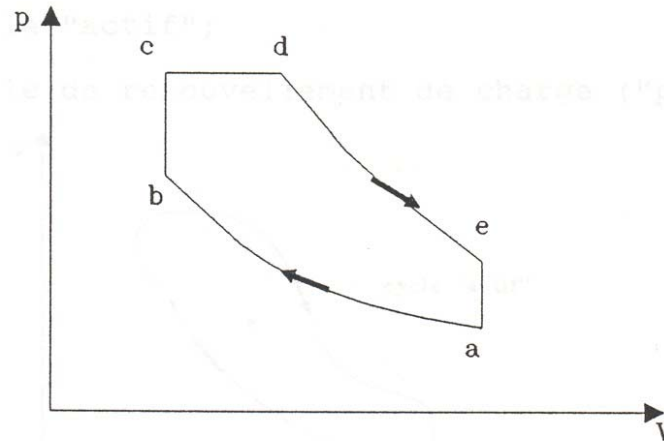


Figure V-1 Cycle mixte

Le cycle réel n'est qu'une image très déformée de la Figure V-1. Dans le cas d'un moteur 4 temps, il y a juxtaposition de deux cycles :

- 1) un cycle « actif »
- 2) un cycle de renouvellement de charge (« pompage »).

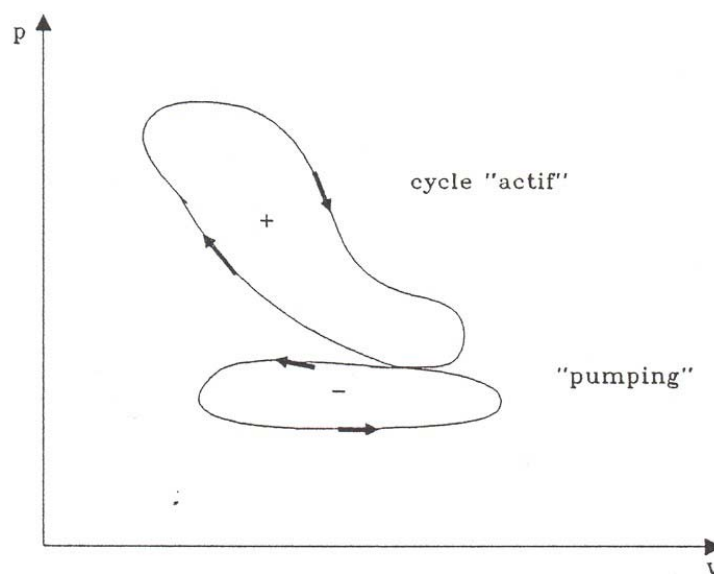


Figure V-2 Cycle d'un moteur à 4 temps

Le travail du cycle de renouvellement de charge est négatif dans tous les moteurs 4 temps atmosphériques. Il est positif ou négatif, selon les cas, dans les moteurs suralimentés.

Le travail de la machine peut se définir globalement, ou en distinguant les deux parties du cycle:

$$W_{in} = \varepsilon_{in} \cdot \eta_{in,th} \cdot Q$$

ou

$$W_{in} = W_{in,actif} - W_{in,pumping}$$

avec

$$W_{in,actif} = \varepsilon_{in,actif} \cdot \eta_{in,th} \cdot q$$

$$q = f \cdot LHV$$

Le fuel-air ratio est donné par:

$$f = \frac{\dot{M}_f}{\dot{M}_a}$$

C'est la deuxième approche que nous utiliserons par la suite.

La puissance interne du cycle actif vaut :

$$\dot{W}_{in,actif} = \dot{M}_{tr} \cdot w_{in,actif}$$

avec \dot{M}_{tr} = débit d'air (ou de mélange) capturé (« trapped ») dans les cylindres :

$$\dot{M}_{tr} = \left[\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{vol}}{1 - \frac{1}{R_v}} \right] \cdot \frac{\dot{V}_s}{v_{su}}$$

σ représente ici le rapport entre la course du piston après fermeture des orifices d'admission et la course totale du piston.

L'efficacité volumétrique est donnée par :

$$\varepsilon_{vol} = \frac{v_{su}}{v_{cyl}}$$

où v_{cyl} est le volume massique de la charge fraîche dans le cylindre à l'instant de fermeture des orifices d'admission.

Notons que v_{cyl} diffère de v_{su} en raison d'effets quasi-statiques et dynamiques.

Parmi les effets quasi-statiques, nous avons :

- 1) L'effet de la contre-pression à l'échappement et du rapport volumétrique de compression qui affectent la quantité de gaz résiduels dans le cylindre avant un nouveau cycle ;
- 2) L'effet de la composition du combustible, de son état à l'injection (liquide ou gazeux) et du fuel-air ratio. En effet, lorsqu'il se trouve en phase gazeuse, le combustible peut exercer une pression partielle non-négligeable dans le cylindre. Conformément à la loi de Dalton, la pression partielle de l'air en est réduite d'autant, pour une même pression totale dans le cylindre. (Par exemple,

pour un moteur fonctionnant à l'hydrogène, on peut constater une réduction de 30% de volume d'air à cause de la pression partielle de H₂ !)

- 3) l'effet de la vaporisation du combustible liquide et les transferts de chaleur. L'air est refroidi par la vaporisation du combustible, ce qui a pour effet d'augmenter l'efficacité volumétrique. La chaleur de vaporisation varie d'un combustible à l'autre. Parmi les différents combustibles de la Table V-1, le méthanol est de loin le plus efficace pour refroidir la charge fraîche.

Table V-1 Propriétés des principaux combustibles

Fuel	Formula (phase)	Molecular weight	Specific gravity: (density,† kg/m³)	Heat of vaporization, kJ/kg†	Specific heat		Higher heating value, MJ/kg	Lower heating value, MJ/kg	LHV of stoich. mixture, MJ/kg	(A/F) _s
					Liquid, kJ/kg · K	Vapor c _p , kJ/kg · K				
<i>Practical fuels</i>										
Gasoline	C ₈ H _{11.87a} (l)	~110	0.72–0.78	305	2.4	~1.7	47.3	44.0	2.83	14.6
Light diesel	C ₈ H _{11.8a} (l)	~170	0.84–0.88	270	2.2	~1.7	44.8	42.5	2.74	14.5
Heavy diesel	C ₈ H _{11.7a} (l)	~200	0.82–0.95	230	1.9	~1.7	43.8	41.4	2.76	14.4
Natural gas§	C ₃ H _{3.8a} N _{0.1a} (g)	~18	(~0.79†)	—	—	~2	50	45	2.9	14.5
<i>Pure hydrocarbons</i>										
Methane	CH ₄ (g)	16.04	(0.72†)	509	0.63	2.2	55.5	50.0	2.72	17.23
Propane	C ₃ H ₈ (g)	44.10	0.51 (2.0†)	426	2.5	1.6	50.4	46.4	2.75	15.67
Isooctane	C ₈ H ₁₈ (l)	114.23	0.692	308	2.1	1.63	47.8	44.3	2.75	15.13
Cetane	C ₁₆ H ₃₄ (l)	226.44	0.773	358	—	1.6	47.3	44.0	2.78	14.82
Benzene	C ₆ H ₆ (l)	78.11	0.879	433	1.72	1.1	41.9	40.2	2.82	13.27
Toluene	C ₇ H ₈ (l)	92.14	0.867	412	1.68	1.1	42.5	40.6	2.79	13.50
<i>Alcohols</i>										
Methanol	CH ₄ O(l)	32.04	0.792	1103	2.6	1.72	22.7	20.0	2.68	6.47
Ethanol	C ₂ H ₆ O(l)	46.07	0.785	840	2.5	1.93	29.7	26.9	2.69	9.00
<i>Other fuels</i>										
Carbon	C(s)	12.01	~2§	—	—	—	33.8	33.8	2.70	11.51
Carbon monoxide	CO(g)	28.01	(1.25†)	—	—	1.05	10.1	10.1	2.91	2.467
Hydrogen	H ₂ (g)	2.015	(0.090†)	—	—	1.44	142.0	120.0	3.40	34.3

(l) liquid phase; (g) gaseous phase; (s) solid phase.

† Density in kg/m³ at 0°C and 1 atm.

‡ At 1 atm and 25°C for liquid fuels; at 1 atm and boiling temperature for gaseous fuels.

§ Typical values.

Les effets dynamiques sont les suivants :

- 1) Les pertes de charges.
- 2) L'effet « ram » ou de « coup de bélier » : par inertie (à grande vitesse), les gaz continuent à entrer dans le cylindre pendant le début de la montée du piston et ce, grâce au retard de fermeture de la soupape d'admission.
- 3) L'effet « back – flow » ou reflux (c'est le contraire de l'effet ram): à basse vitesse, la charge fraîche ressort du cylindre lors de la montée du piston, en raison du retard de fermeture de la soupape d'admission.
- 4) Le « tuning » ou synchronisation : grâce au flux pulsé à l'échappement, des ondes de pression se propagent à la vitesse du son dans les gaz viciés. Ces ondes sont réfléchies par les divers obstacles et cavités. On profite de ces ondes pour obtenir un effet positif dans certains régimes, grâce à un ajustement de la géométrie de l'échappement.

L'efficacité volumétrique résulte de la combinaison de tous ces effets (Figure V-3).

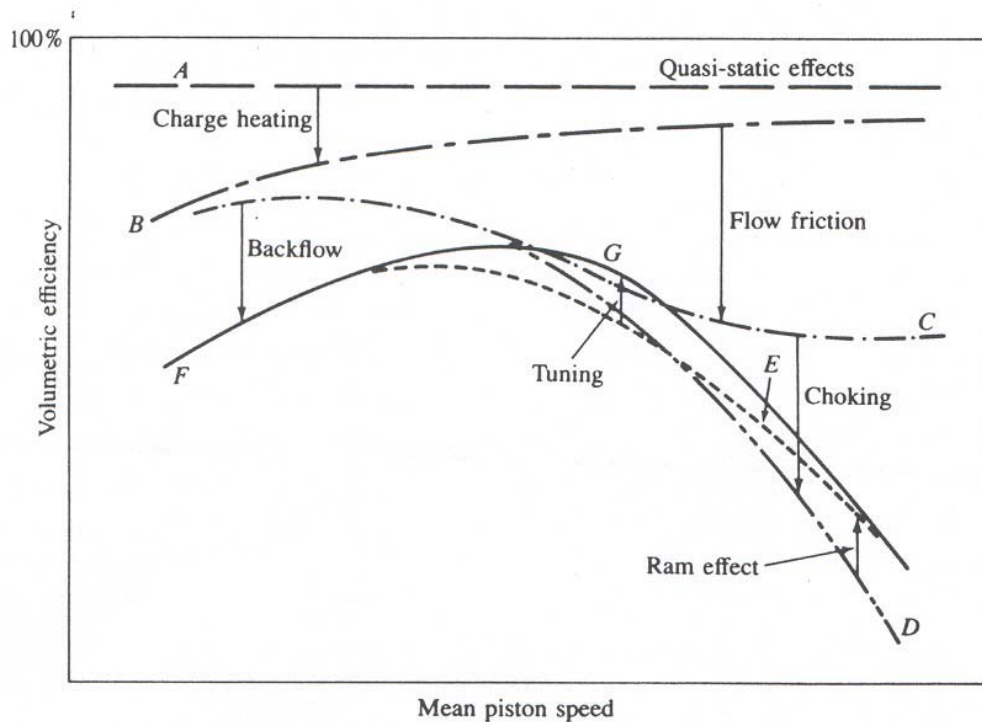


Figure V-3 Effets quasi-statiques et dynamiques sur l'efficacité volumétrique

Le débit volumique théorique du moteur est donné par la relation suivante :

$$\dot{V}_s = i \cdot n_c \cdot V_s \cdot N$$

avec i = facteur d'intermittence
 = 1 en moteur 2 temps
 = $\frac{1}{2}$ en moteur 4 temps
 n_c = nombre de cylindres

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{L} \quad \text{volume « balayé » par le piston dans un cylindre}$$

N = vitesse de rotation.

Finalement, la puissance disponible à l'arbre de la machine vaut :

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in,actif} - \dot{W}_{pumping} - \dot{W}_m$$

$$\dot{W}_{pumping} = \dot{V}_s \cdot \overline{\Delta p}_{pumping}$$

$$\dot{W}_m = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot T_m$$

avec T_m = couple résultant des frottements mécaniques et des consommations auxiliaires. Ce couple peut être considéré comme sensiblement constant pour un moteur donné fonctionnant en régime stationnaire. En régime transitoire, ce terme peut par contre être très influencé par les variations de la viscosité de l'huile en fonction de la température).

La consommation de combustible se définit par la relation :

$$\dot{M}_f = f \cdot \dot{M}_{tr}$$

d'où le rendement global et la consommation spécifique :

$$\eta = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{M}_f \cdot LHV}$$

$$sfc = \frac{\dot{M}_f}{\dot{W}_{sh}}$$

La Figure V-4 et la Figure V-5 présentent des exemples de courbes puissance en fonction de la vitesse rotation, respectivement pour des moteurs SI et CI.

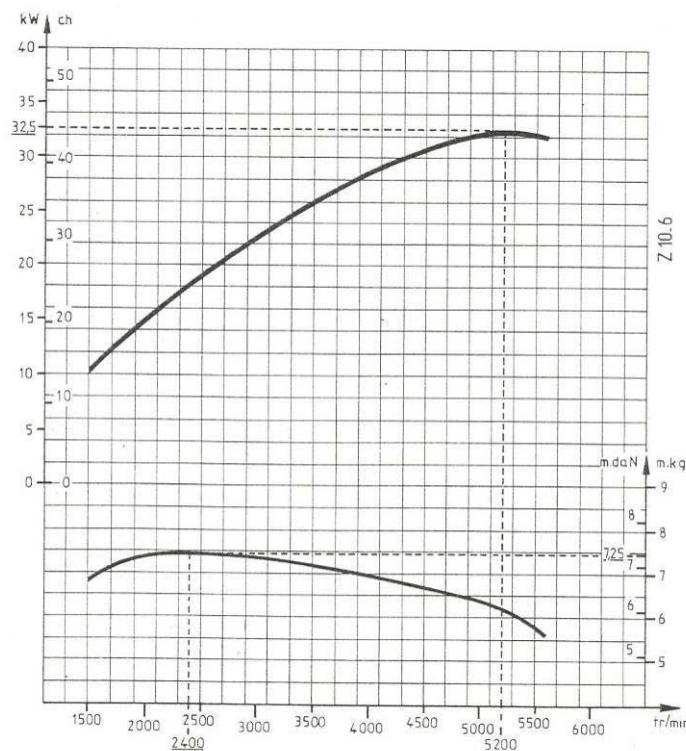


Figure V-4 Effets de la vitesse de rotation sur la puissance et sur le couple d'un moteur SI

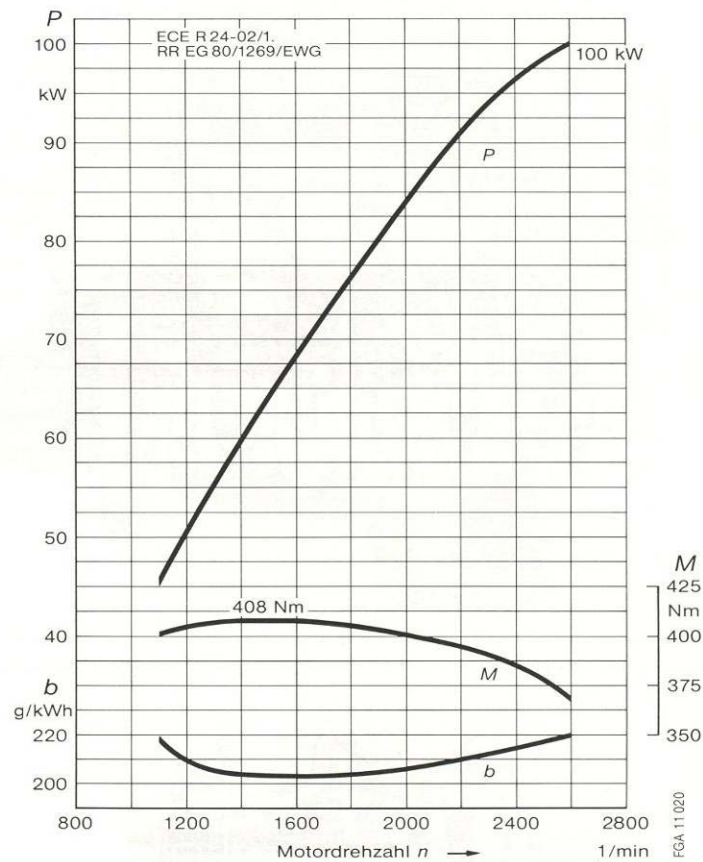


Figure V-5 Effets de la vitesse de rotation sur la puissance et sur le couple d'un moteur CI

V.2 LOIS DE SIMILITUDES

Tout comme pour un compresseur à pistons, le design du moteur fait intervenir un choix sur deux variables :

- 1) l'allongement du cylindre : L/D
- 2) la vitesse moyenne du piston : $C_m = 2 LN$

On peut d'autre part définir la différence de pression équivalente :

$$\overline{\Delta p_e} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{V}_s}$$

En vue d'un dimensionnement sommaire, on peut recourir aux ordres de grandeur donnés à la Table V-2. La Figure V-6 et la Figure V-7 présentent des exemples de courbes de pression moyenne effective en fonction de la vitesse de rotation, avec en paramètre la consommation spécifique.

Table V-2 Ordres de grandeur des variables de similitude

type de moteur	$\overline{\Delta p}_e$ nominal (bar)	C_m (m s ⁻¹)	L/D
Petit moteur pour véhicules	6 - 12	8 - 17	1 - 1.2
Gros moteur 4 temps	5.5 - 7	6 - 7	1 - 1.5
Idem + suralimentation	9 - 20	5 - 10	
Gros moteur 2 temps	9 - 11	5 - 2	1.5 - 2

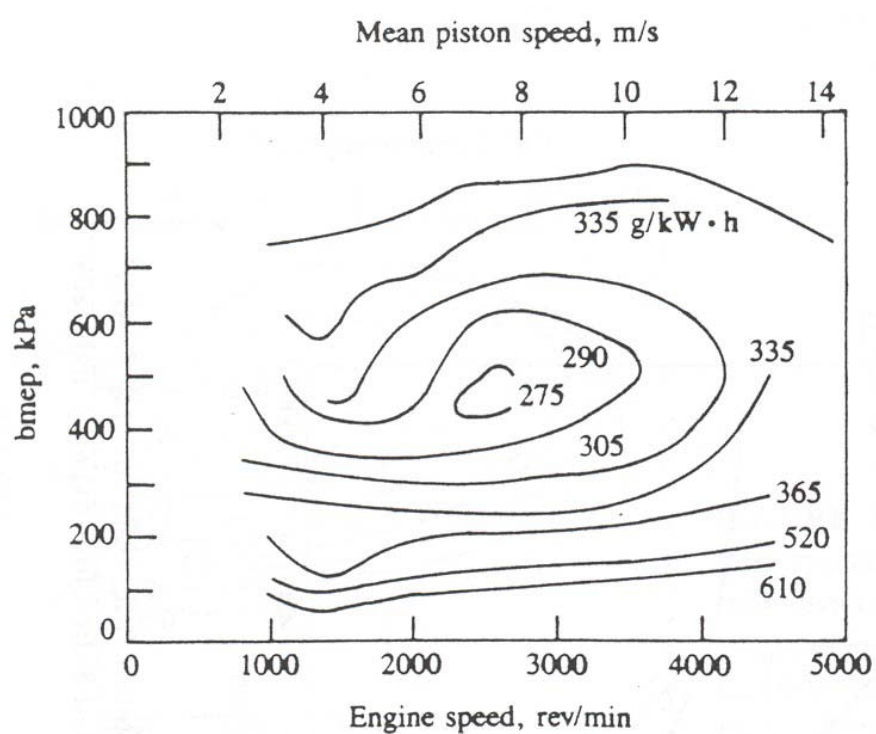


Figure V-6 Pression moyenne effective et consommation d'un moteur SI

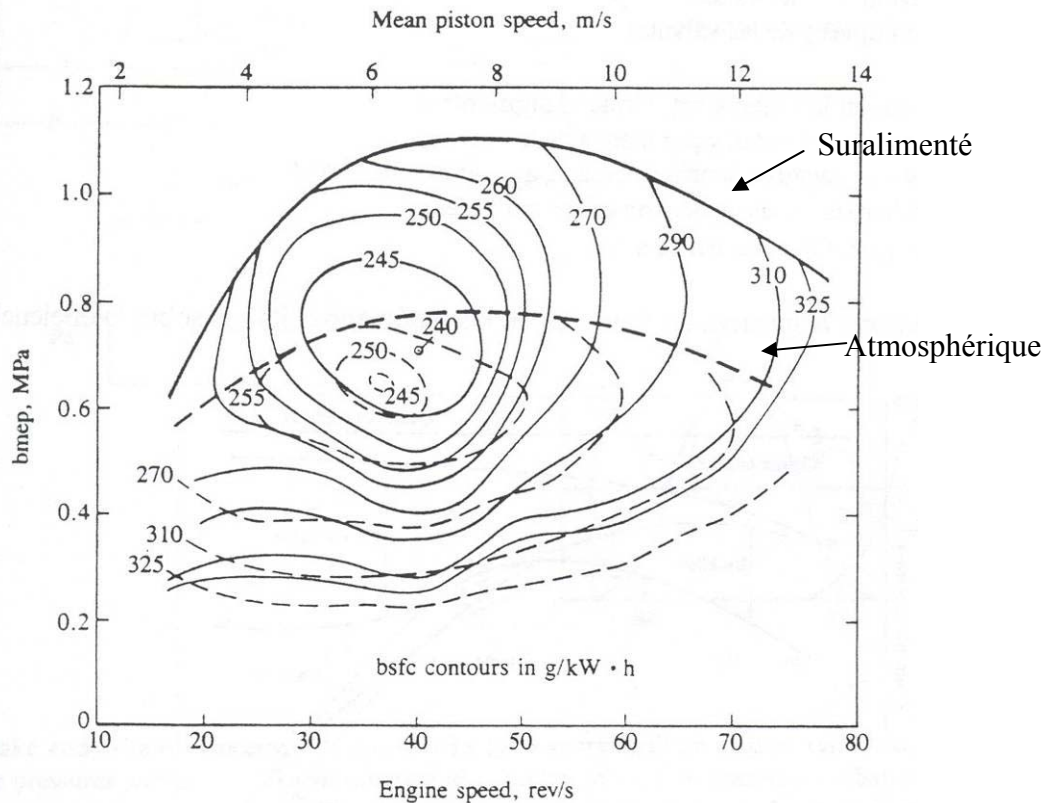


Figure V-7 Pressions moyennes effectives et consommations d'un même moteur CI, selon qu'il est « atmosphérique » ou « suralimenté »

V.3 MOTEURS A ALLUMAGE PAR ETINCELLE (SI)

Nous n'envisageons ici que le cas du moteur atmosphérique à 4 temps.

V.3.1 Régime de pleine charge à vitesse constante

Les deux perturbations significatives sont la température et la pression ambiantes. Toutes deux affectent directement le débit d'air.

Aux très hautes vitesses de rotation, l'écoulement au travers des orifices d'admission peut être considéré comme pratiquement « choqué ». Comme pour une tuyère ou pour un turbo-expandeur, on trouve alors :

$$\dot{M}_{tr} \propto \frac{P_a}{\sqrt{T_a}}$$

Les modifications des conditions ambiantes n'affectent, en principe, ni l'efficacité volumétrique ε_{vol} , ni le fuel-air ratio (f), ni le rendement interne, de sorte que l'on obtient :

$$\frac{\dot{W}_{in,actif}}{\dot{W}_{in,actif,référence}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{référence}} = \frac{\dot{M}_f}{\dot{M}_{f,référence}} = \frac{\dot{M}_{tr}}{\dot{M}_{tr,référence}} = \left(\frac{\sqrt{T_a}}{P_a} \right)_{référence} \frac{P_a}{\sqrt{T_a}}$$

On peut aussi considérer que les pertes de « pompage » et de frottements mécaniques restent pratiquement inchangés, de sorte que l'on obtient :

$$\dot{W}_{sh} = \left[\dot{W}_{in,actif} \frac{\sqrt{T_a}}{p_a} \right]_{référence} \frac{p_a}{\sqrt{T_a}} - [\dot{W}_{pumping} + \dot{W}_m]_{référence}$$

On arrive ainsi aux évolutions esquissées à la Figure V-8.

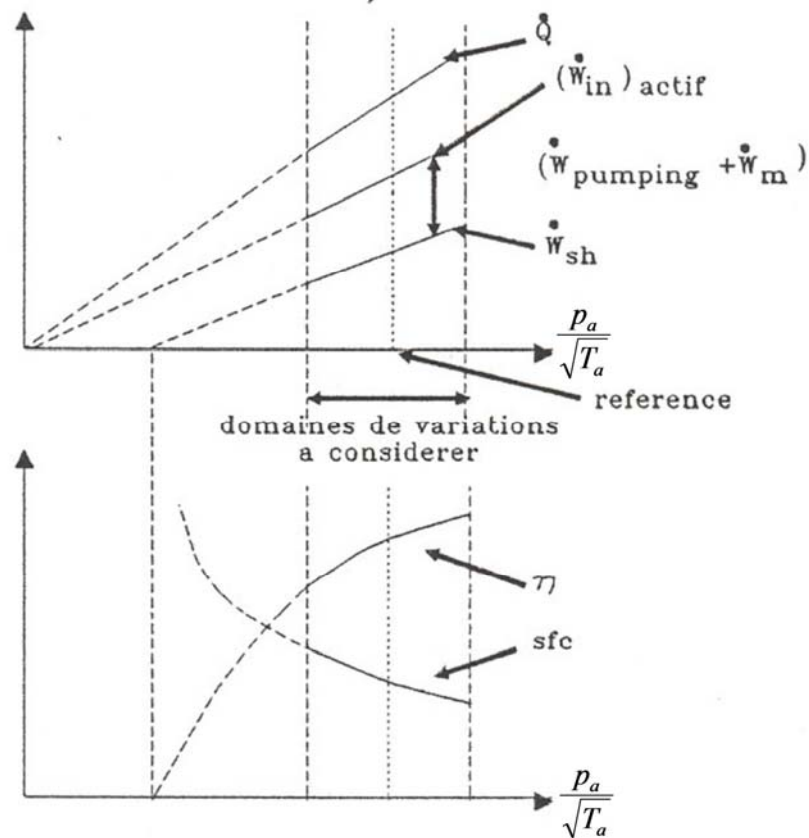


Figure V-8 Influences de la pression et de la température ambiante

V.3.2 Régime de pleine charge (couple maximal) à vitesse variable

Supposons, à partir de maintenant, que les conditions ambiantes ne varient plus. La vitesse de rotation affecte l'efficacité interne du cycle actif comme le suggère la Figure V-9.

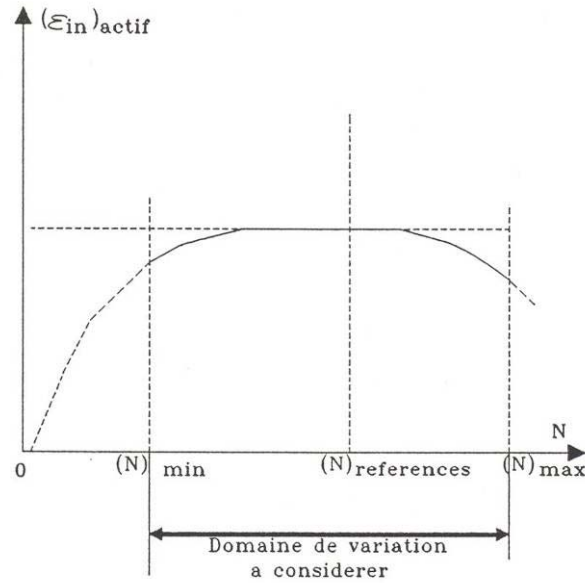


Figure V-9 Influence de la vitesse de rotation sur l'efficacité interne

Du côté des plus basses vitesses de rotation, la dégradation des performances est attribuable aux fuites et aux échanges de chaleur ; du côté des hautes vitesses de rotation, c'est le délai de combustion qui fait sentir son effet.

En première approximation, on peut néanmoins considérer que l'efficacité interne du cycle actif reste pratiquement constante, de même que le fuel/air ratio.

On doit par contre tenir compte de ce que le débit de volume balayé est proportionnel à la vitesse de rotation :

$$\dot{V}_s = \dot{V}_{s,référence} \frac{N}{N_{référence}}$$

D'autre part, l'efficacité volumétrique diminue avec la vitesse de rotation, en raison de l'impact croissant de la perte de charge d'aspiration :

$$\frac{\varepsilon_{vol}}{\varepsilon_{vol,référence}} = \frac{V_{cyl,référence}}{V_{cyl}} = \frac{p_{cyl}}{p_{cyl,référence}}$$

avec

$$\dot{M}_{tr} \approx A_{su} \sqrt{2 \frac{p_{su} - p_{cyl}}{\rho_{su}}}$$

A_{su} = section de passage fictive moyenne des orifices d'admission,

soit donc

$$p_{su} - p_{cyl} \approx \frac{1}{2} \rho_{su} \left(\frac{\dot{M}_{tr}}{A_{su}} \right)^2$$

et donc
$$p_{cyl} = p_{cyl,référence} - \frac{1}{2} \frac{v_{su}}{(A_{su})^2} [\dot{M}_{tr}^2 - \dot{M}_{tr,référence}^2]$$

En combinant les relations précédentes, on trouve :

$$\dot{M}_{tr} = \dot{M}_{tr,référence} \frac{N}{N_{référence}} \frac{p_{cyl,référence} - \frac{1}{2} \frac{v_{su}}{A_{su}^2} [\dot{M}_{tr}^2 - \dot{M}_{tr,référence}^2]}{p_{cyl,référence}}$$

La solution de cette équation donne une courbe telle qu'esquissée à la Figure V-10.

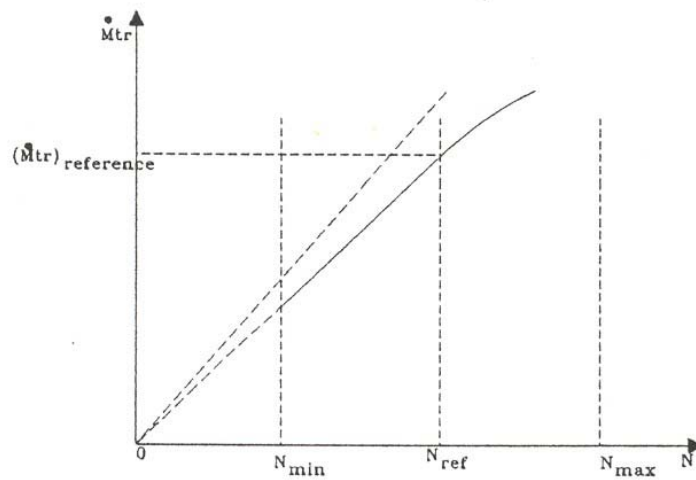


Figure V-10 Evolution du débit capturé en fonction de la vitesse de rotation

Hormis l'effet des pertes d'efficacité interne aux très basses et très hautes vitesses de rotation, la courbe de $\dot{W}_{in,actif}$ suit pratiquement celle de \dot{M}_{tr} .

Les puissances consommées par le renouvellement de la charge et par les frottements mécaniques peuvent être approchées par les équations suivantes :

$$\dot{W}_{pumping} \approx \dot{W}_{pumping,référence} \left(\frac{N}{N_{référence}} \right)^3$$

et

$$\dot{W}_m = W_{m,référence} * \frac{N}{N_{référence}}$$

L'évolution de la puissance à l'arbre qui en résulte est esquissée à la Figure V-11.

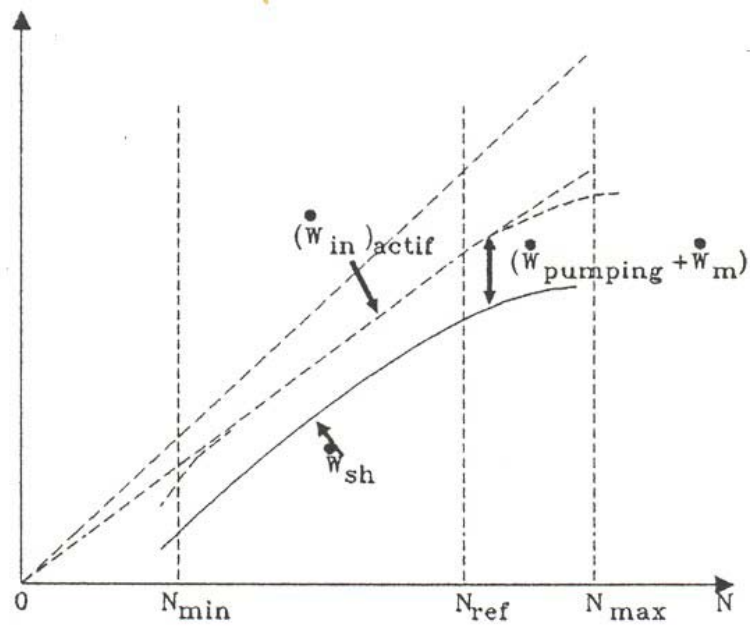


Figure V-11 Evolution de la puissance en fonction de la vitesse de rotation

Il suffit de combiner cette courbe avec celle de \dot{M}_{rr} pour déterminer le rendement et la consommation spécifique (Figure V-12)

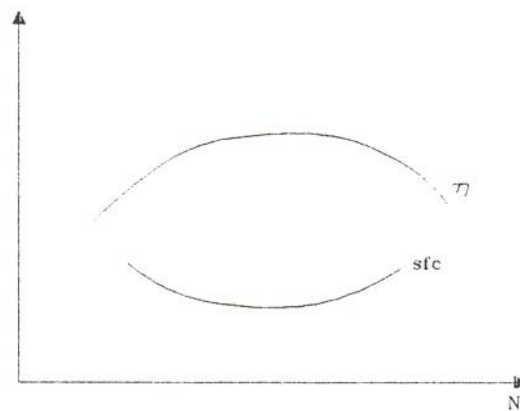


Figure V-12 Rendement et consommation spécifique

V.3.3 Charge partielle à vitesse constante

La réduction de charge d'un moteur SI se pratique par laminage à l'aspiration.

On peut supposer que le fuel-air ratio et le travail interne de la partie active du cycle restent pratiquement inchangés, de même que la puissance dissipée par les frottements et les auxiliaires.

Quant à la puissance consommée par le renouvellement de charge, elle augmente évidemment :

$$\Delta \dot{W}_{pumping} = \dot{W}_{pumping} - \dot{W}_{pumping, full load} \approx \dot{V}_s [p_{cyl, full load} - p_{cyl}]$$

On obtient ainsi les courbes de la Figure V-13 et de la Figure V-14.

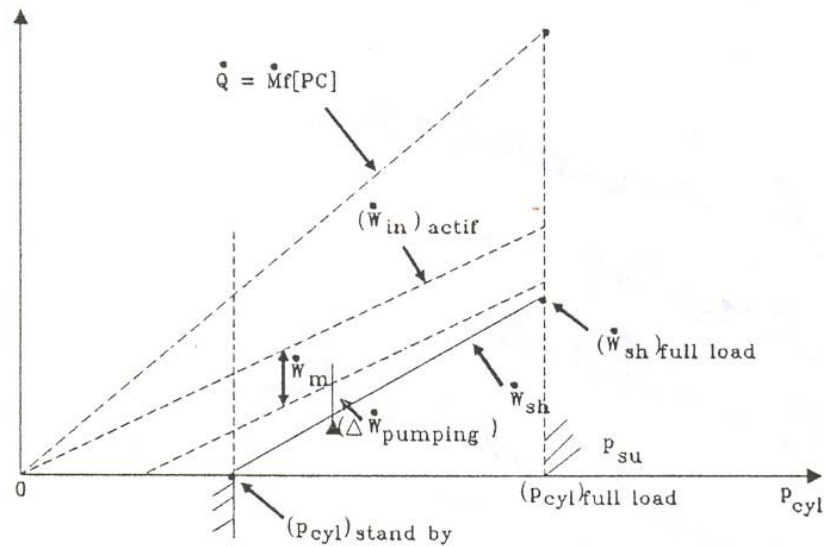


Figure V-13 Réduction de la puissance d'un moteur SI par laminage à l'aspiration

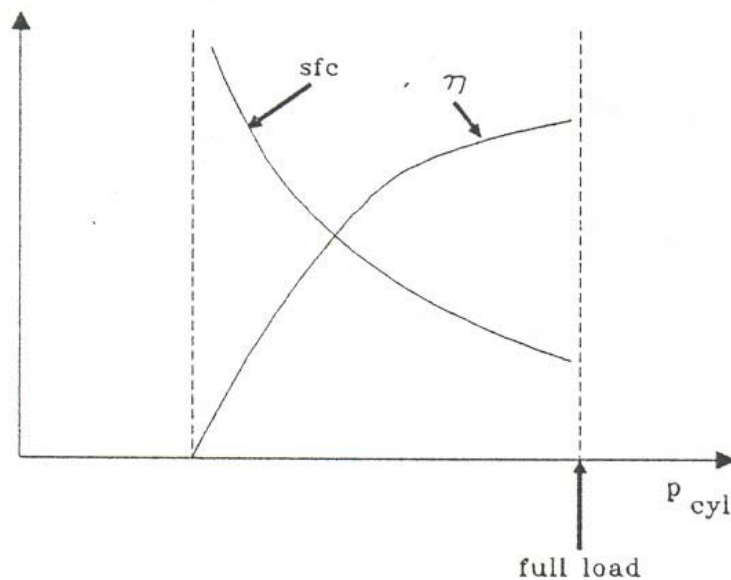


Figure V-14 Effets du laminage sur le rendement et sur la consommation spécifique

V.3.4 Charge partielle à vitesse variable

Pour traiter ce cas, il suffit évidemment de combiner les résultats des deux cas précédents.

On peut ainsi construire un diagramme de performance tel que celui de la Figure V-15.

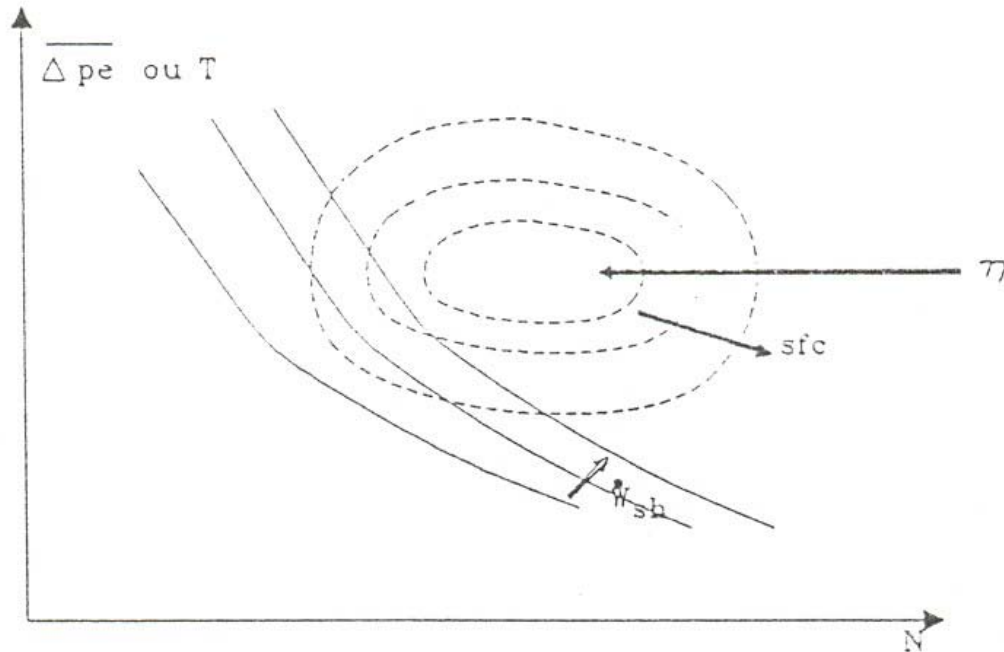


Figure V-15 Diagramme de performances

La possibilité de réduire la vitesse de rotation est évidemment très précieuse pour préserver le rendement à charge partielle.

V.3.5 Modélisation

Un exemple de modèle très simple est proposé à la Figure V-16. Le moteur y est fictivement décomposé en les éléments suivants :

- un organe de laminage d'aspiration,
- un carburateur ou mélangeur air/combustible,
- une chambre de combustion adiabatique,
- un convertisseur de puissance thermique en puissance mécanique,
- un échangeur de chaleur alimenté respectivement par les gaz de combustion et par l'eau de refroidissement du moteur
- et un échangeur eau - ambiance.

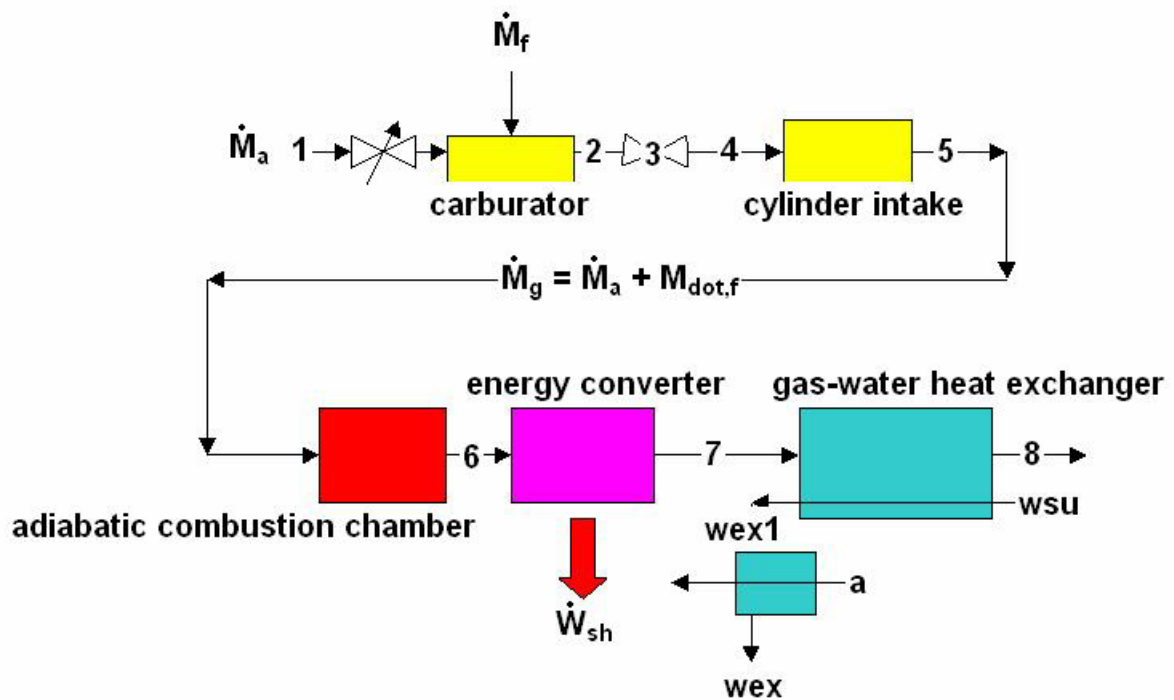


Figure V-16 Modèle simplifié du moteur S.I.

Les principales équations du modèle sont les suivantes :

Flowrates definitions:

$$\dot{M}_a = \frac{\dot{M}_f}{f}$$

$$\dot{M}_g = \dot{M}_a + \dot{M}_f$$

Throttling control:

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{\text{throttling}}$$

Air-fuel mixing:

$$c_f \cdot t_f + \frac{1}{f} \cdot c_{p,a} \cdot t_a = \left[c_f + \frac{1}{f} \cdot c_{p,a} \right] \cdot t_2$$

Throttling through the cylinder valves :

$$c_p \cdot (t_2 - t_3) = \frac{C_3^2}{2}$$

$$\dot{V}_3 = C_3 \cdot A$$

$$\dot{V}_3 = \dot{M}_g \cdot v_3$$

Cylinder intake:

$$\dot{V}_4 = \dot{M}_g \cdot v_4$$

$$t_4 = t_2$$

$$p_4 = p_3$$

$$\dot{V}_4 = i \cdot \dot{V}_s$$

$$\dot{V}_s = N_{\text{rot}} \cdot V_s$$

Energy balance of the fictitious combustion chamber for 1 kg of fuel:

Fictitious air heating-up from burner supply until reference temperature:

$$q_{1b} = c_{p,a} \cdot \left[\frac{t_{\text{ref}} - t_a}{f} \right]$$

$$t_{\text{ref}} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Fictitious fuel heating-up from burner supply until reference temperature:

$$q_{2b} = c_f \cdot (t_{\text{ref}} - t_f)$$

Fictitious isothermal and complete combustion process:

$$q_{3b} = -\text{LHV}$$

Uncompleted combustion or dissociation effects (not considered here):

$$q_{4b} = 0$$

Fictitious heating-up of the combustion products:

$$q_{5b} = \left[1 + \frac{1}{f} \right] \cdot c_{p,56} \cdot (t_6 - t_5)$$

$$t_5 = t_{\text{ref}}$$

Global energy balance of the (supposed to be adiabatic) fictitious combustion chamber:

$$q_{1b} + q_{2b} + q_{3b} + q_{4b} + q_{5b} = 0$$

Energy conversion:

$$\dot{M}_g \cdot c_{p,67} \cdot (t_6 - t_7) = \dot{W}_{\text{sh}}$$

$$\dot{W}_{\text{sh}} = \dot{W}_{\text{in}} - \dot{W}_{\text{loss}} - \dot{W}_{\text{Pumping}}$$

$$\dot{W}_{\text{loss}} = \dot{W}_{\text{loss},N} \cdot \frac{N_{\text{rot}}}{N_{\text{rot},N}}$$

$$\eta_{\text{in}} = \frac{\dot{W}_{\text{in}}}{\dot{Q}_b}$$

$$\eta_{\text{sh}} = \frac{\dot{W}_{\text{sh}}}{\dot{Q}_b}$$

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_f \cdot \text{LHV}$$

$$\dot{W}_{\text{Pumping}} = i \cdot \dot{V}_s \cdot (p_1 - p_4)$$

Gas-water exchange:

$$\dot{Q}_{\text{gw}} = \varepsilon_{\text{gw}} \cdot \dot{C}_{\text{min}} \cdot (t_7 - t_{\text{w},\text{su}})$$

$$\dot{Q}_{\text{gw}} = \dot{C}_g \cdot (t_7 - t_8)$$

$$\varepsilon_{\text{gw}} = \frac{1 - \exp[-NTU_{\text{gw}} \cdot (1 - \omega)]}{1 - \omega \cdot \exp[-NTU_{\text{gw}} \cdot (1 - \omega)]}$$

$$NTU_{gw} = \frac{AU_{gw}}{\dot{C}_{\min}}$$

$$AU_{gw} = AU_{gw,N} \cdot \left[\frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_{g,N}} \right]^{0.65}$$

$$\omega = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}}$$

$$\dot{C}_{\min} = \mathbf{Min}(\dot{C}_g, \dot{C}_w)$$

$$\dot{C}_{\max} = \mathbf{Max}(\dot{C}_g, \dot{C}_w)$$

$$\dot{C}_g = \dot{M}_g \cdot c_{p,78}$$

$$\dot{C}_w = \dot{M}_w \cdot c_w$$

Cooling water flowrate:

$$\dot{M}_w = \dot{M}_{w,N} \cdot \frac{N_{\text{rot}}}{N_{\text{rot},N}}$$

Thermal balance of the (fictitious) water-environment heat exchanger:

$$\dot{Q}_{wenv} = \dot{C}_w \cdot (t_{w,ex,1} - t_{w,ex})$$

with

$$t_{w,ex,1} = t_{w,su} + \frac{\dot{Q}_{gw}}{\dot{C}_w}$$

and

$$\dot{Q}_{wenv} = \varepsilon_{wenv} \cdot \dot{C}_w \cdot (t_{w,ex,1} - t_a)$$

$$\varepsilon_{wenv} = 1 - \exp(-NTU_{wenv})$$

$$NTU_{wenv} = \frac{AU_{wenv}}{\dot{C}_w}$$

V.4 MOTEURS A ALLUMAGE PAR COMPRESSION (CI)

V.4.1 Moteurs atmosphériques

Leurs caractéristiques ne diffèrent pas beaucoup de celles des moteurs SI, si ce n'est le fait que :

- 1) la réduction de fuel-air ratio en charge partielle améliore le rendement interne théorique du cycle (on se rapproche davantage d'un cycle d'Otto) ;
- 2) la puissance consommée par le renouvellement de charge $\dot{W}_{pumping}$ n'augmente évidemment pas en charge partielle (pas de laminage à l'aspiration comme dans le moteur SI).

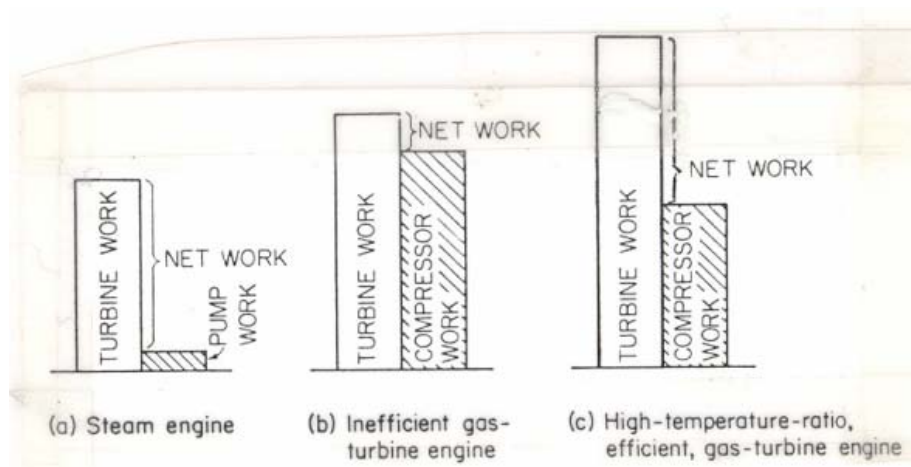
A vitesse constante, la réduction de charge pénalise donc moins le rendement que pour le moteur SI.

CHAPITRE VI TURBINES A GAZ

VI.1 INTRODUCTION

VI.1.1 Faiblesses et atouts de la turbine à gaz

Parmi les autres machines thermiques, la turbine à gaz est pénalisée par un faible rapport de travail : le compresseur absorbe la plus grande partie du travail fourni par l'expandeur. Il en résulte que le travail net disponible et le rendement du cycle sont très sensibles aux performances de chacun des composants du système. La Figure VI-1. rappelle ce fait essentiel.



Ce sont surtout les progrès réalisés sur l'efficacité du compresseur et sur la température maximale du cycle qui ont permis le développement de la turbine à gaz. La Figure VI-2 donne une idée des progrès réalisés sur la température maximale au cours des 50 dernières années.

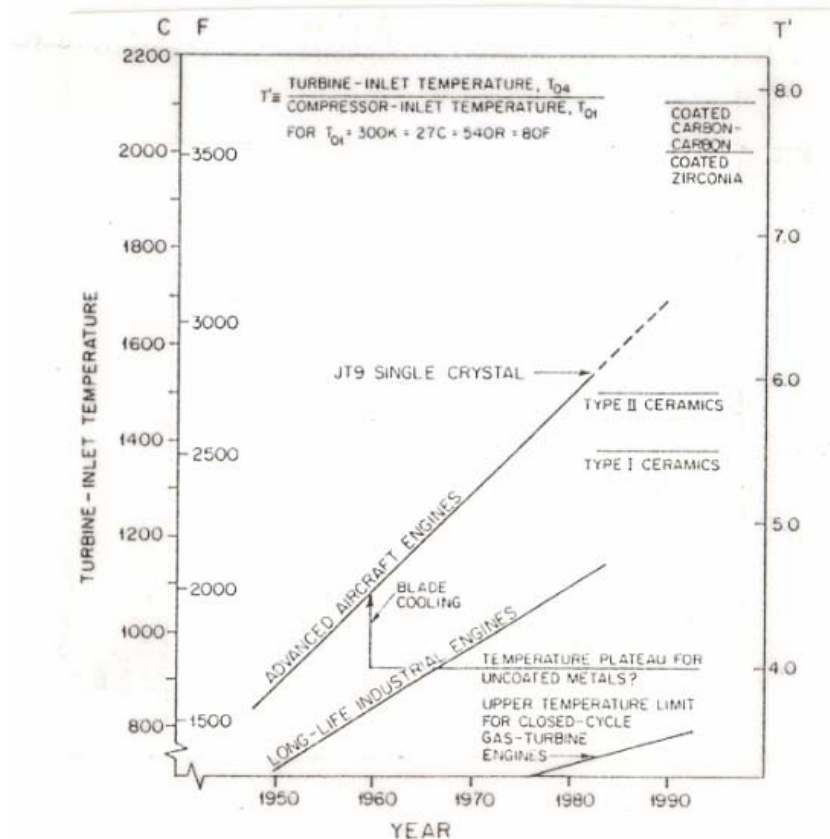


Figure VI-2 Augmentation de la température à l'entrée de l'expandeur

Un des atouts majeurs de la turbine à gaz est sa très grande puissance spécifique. On peut, par exemple, comparer la compacité d'une turbine à gaz avec celle d'un moteur à pistons en définissant le parallélépipède - enveloppe de chacune de ces deux machines, comme suggéré à la Figure VI-3.

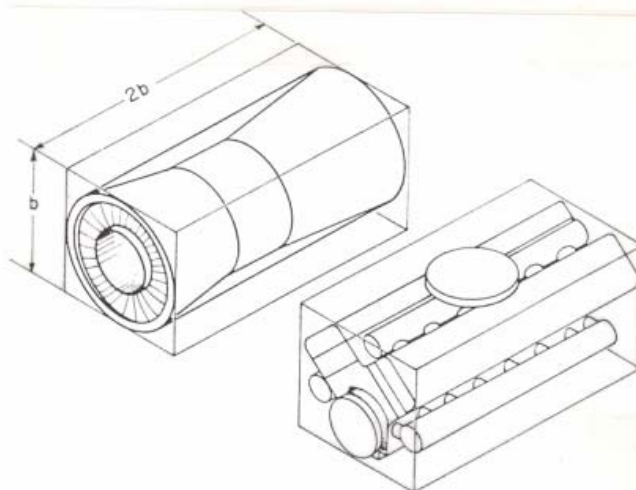


Figure VI-3 Compacités comparées de la turbine à gaz et du moteur Diesel

Avec les ordres de grandeurs les plus réalistes, on peut montrer que, dans un même parallélépipède, on peut loger une turbine à gaz qui fournirait pratiquement 25 fois la puissance d'un moteur à pistons !

VI.1.2 Quelques variantes sur les cycles et dispositions pratiques

Dans sa version la plus simple, le cycle de Brayton peut être réalisé comme indiqué à la Figure VI-4 et la Figure VI-5. C'est évidemment la solution en cycle ouvert qui est de très loin la plus utilisée.

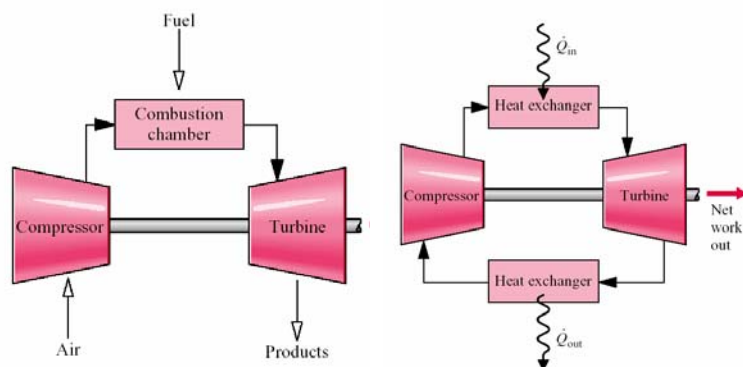


Figure VI-4 Cycle ouvert Figure VI-5 Cycle fermé

De très nombreuses autres variantes, dérivées du cycle de Brayton, ont déjà été étudiées et exploitées avec succès. La Figure VI-6 donne un exemple de combinaison particulièrement intéressante entre cycles de Brayton et Rankine pour la production d'énergie électrique.

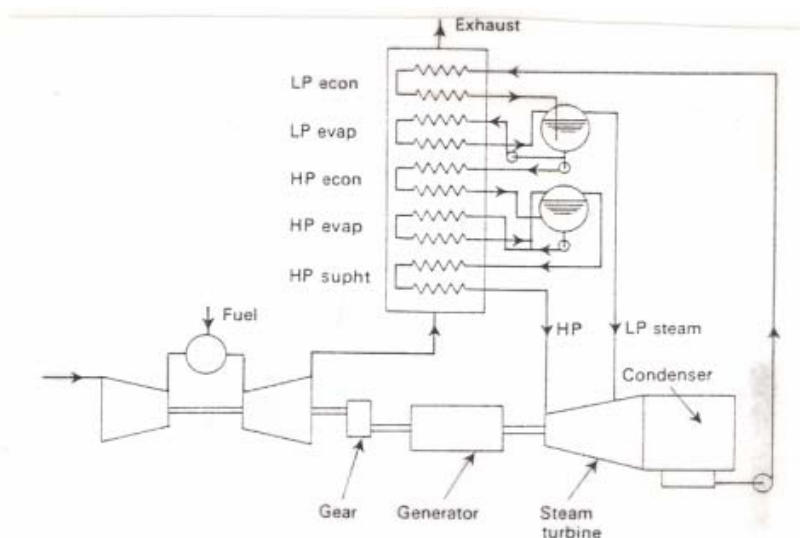


Figure VI-6 Cycle combiné gaz-vapeur

Un ou plusieurs échangeurs de chaleur peuvent être adjoints au cycle de Brayton de manière à en augmenter le rendement et/ou à autoriser l'utilisation de combustible moins noble que le gaz ou le kérosène. Quelques exemples de schémas sont présentés aux figures suivantes.

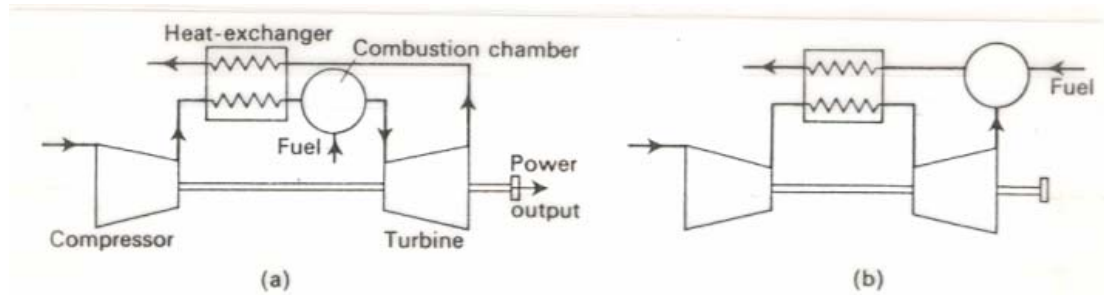


Figure VI-7 Cycles ouverts avec échangeur

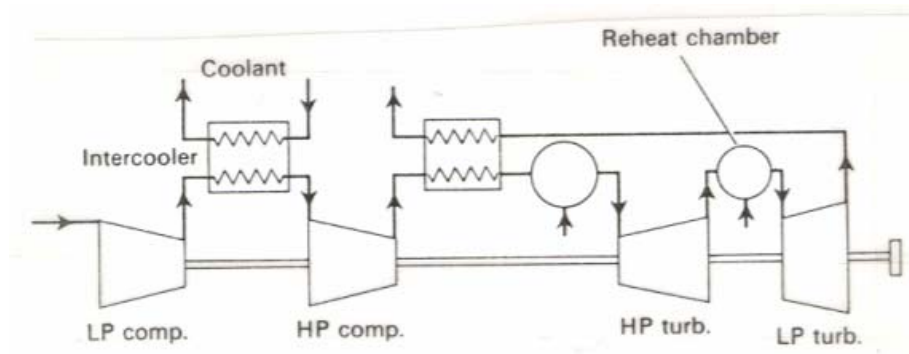


Figure VI-8 Cycle complexe avec refroidisseur, régénérateur et postcombustion

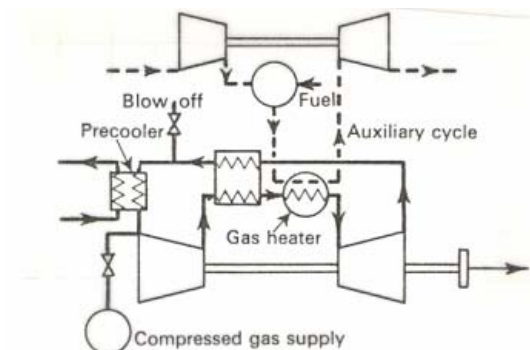


Figure VI-9 Cycle fermé

Le schéma de la Figure VI-7 (a) est la plus classique : l'échangeur y est destiné à récupérer de la chaleur sur l'échappement de l'expandeur pour échauffer l'air avant son entrée dans la chambre de combustion.

Le schéma de la Figure VI-7 (b) permet d'utiliser un combustible quelconque (charbon, fuel lourd, ...) sans exposer les aubages de l'expandeur aux produits de combustion (particules solides et substances corrosives). Le rendement de ce cycle est, par contre, très fortement limité par les performances de l'échangeur (température maximale admissible, efficacité, pertes de charge).

Le schéma de la Figure VI-8 devrait permettre d'atteindre les plus hauts rendements et aussi les plus hautes puissances spécifiques (grâce à la postcombustion) ; mais ceci au prix d'un accroissement du coût initial et de l'encombrement du système.

Le schéma de la Figure VI-9 est encore plus complexe que les précédents ; il présente l'avantage de dissocier complètement le cycle de combustion de celui de la turbine principale. Celle-ci peut donc utiliser un gaz parfaitement « propre » et choisi en fonction des performances recherchées. Ce schéma permet aussi une régulation très souple de la puissance. L'Hélium est un des meilleurs « candidats » actuels pour ce type d'application en circuit fermé.

Dans ces différentes solutions, la conception optimale des échangeurs de chaleur est un problème délicat.

Le meilleur compromis efficacité - pertes de charges - encombrement - coût est évidemment très différent selon qu'il s'agit d'une installation fixe (Figure VI-10 et Figure VI-11) ou d'un moteur de véhicule (exemple : Figure VI-12).

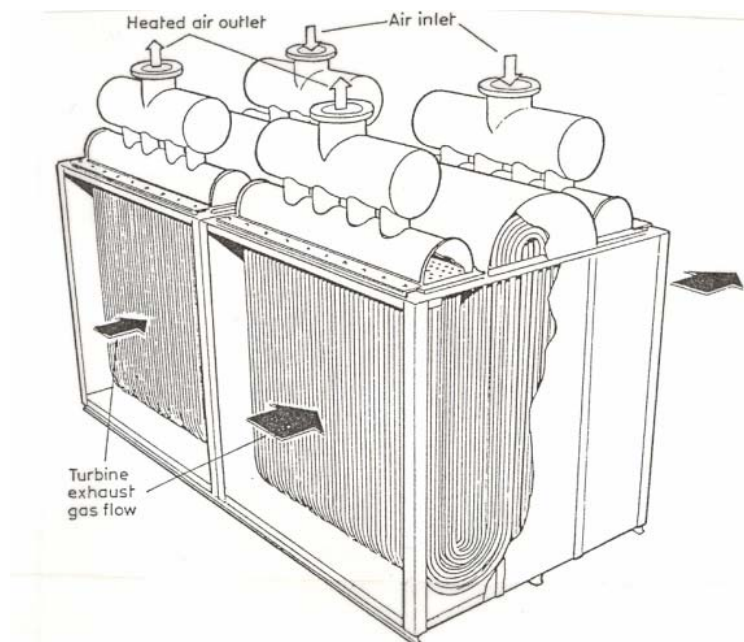


Figure VI-10 Exemple d'échangeur à tubes en U

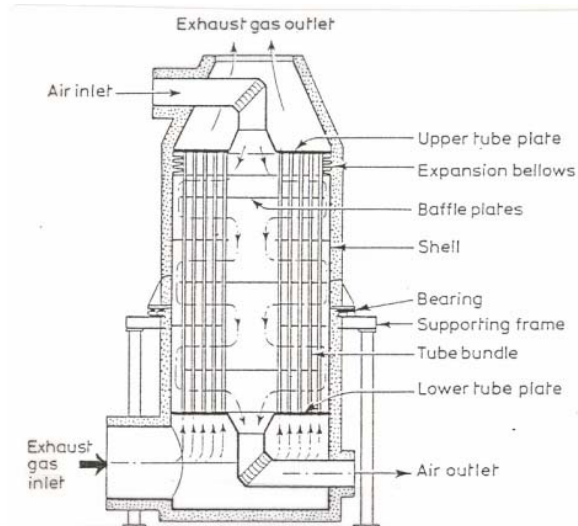
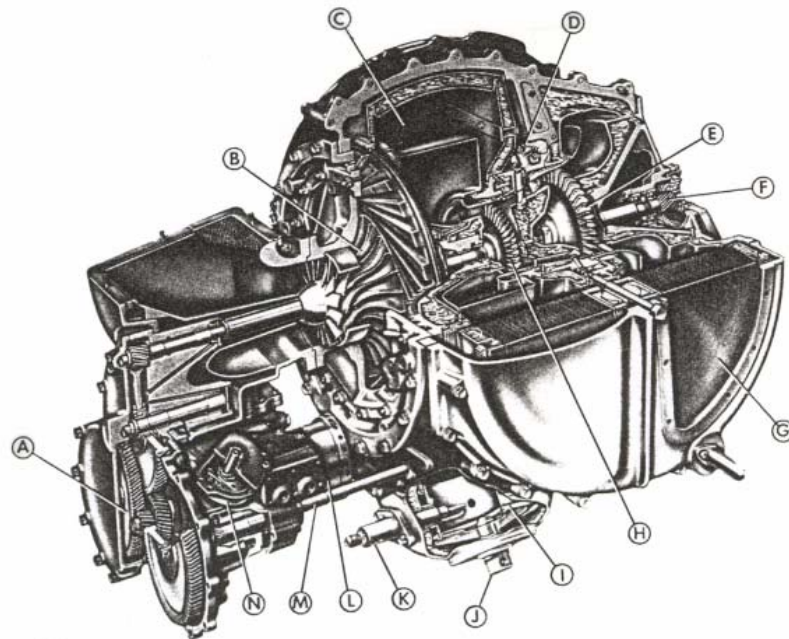


Figure VI-11 Exemple d'échangeur à tubes et calandre



MAIN COMPONENTS OF THE TWIN-REGENERATOR GAS TURBINE:

- | | |
|----------------------------|------------------------------|
| (A) accessory drive; | (H) gas generator turbine; |
| (B) compressor; | (I) burner; |
| (C) right generator rotor; | (J) fuel nozzle; |
| (D) variable nozzle unit; | (K) ignitor; |
| (E) power turbine; | (L) starter-generator; |
| (F) reduction gear; | (M) regenerator drive shaft; |
| (G) left generator rotor; | (N) ignition unit. |

Figure VI-12 Exemple d'échangeur rotatif associé à une turbine à gaz pour véhicule terrestre

VI.1.3 Applications les plus importantes

C'est évidemment dans le domaine de l'aéronautique que la très grande puissance spécifique (compacité et légèreté) de la turbine à gaz constitue un avantage essentiel. Depuis une cinquantaine d'années, la turbine à gaz a remplacé irréversiblement le moteur à pistons sur pratiquement tous les avions et hélicoptères, à l'exception des très petites puissances.

En propulsions terrestres et maritimes, la turbine à gaz n'est que rarement compétitive par rapport au moteur Diesel qui permet d'atteindre les plus hauts rendements (40 à 50%). Ce n'est encore que pour quelques applications exigeant une puissance de pointe très élevée (certains véhicules militaires) que la turbine à gaz a pu s'imposer (éventuellement en combinaison avec le moteur Diesel, pour réduire la consommation en puissances de croisière).

Dans certaines industries et surtout dans la production d'électricité, la turbine à gaz peut se révéler très compétitive par rapport aux cycles vapeurs et aux moteurs Diesel. Cette compétitivité tient notamment à :

- la compacité et la simplicité du système (possibilité de réalisation de modules transportables) ;
- la grande souplesse d'exploitation (démarrages très rapides) ;
- la maintenance réduite ;
- l'économie d'investissement, notamment grâce à la récupération de turboréacteurs d'aviation comme générateurs de gaz.

Il existe aussi deux types d'associations très fructueuses entre turbine à gaz et moteur à piston :

- augmentation de la puissance du moteur par suralimentation ;
- augmentation du rendement par récupération de puissance sur l'échappement.

VI.2 PERFORMANCES DES TURBINES A GAZ A DIFFERENTS REGIMES

Ces performances résultent de la combinaison entre les caractéristiques :

- du turbocompresseur ;
- de la chambre de combustion ;
- du ou des turboexpansurs.

Nous considérons successivement les cas de turbines à gaz à un et deux arbres (Figure VI-13 (a) et (b)).

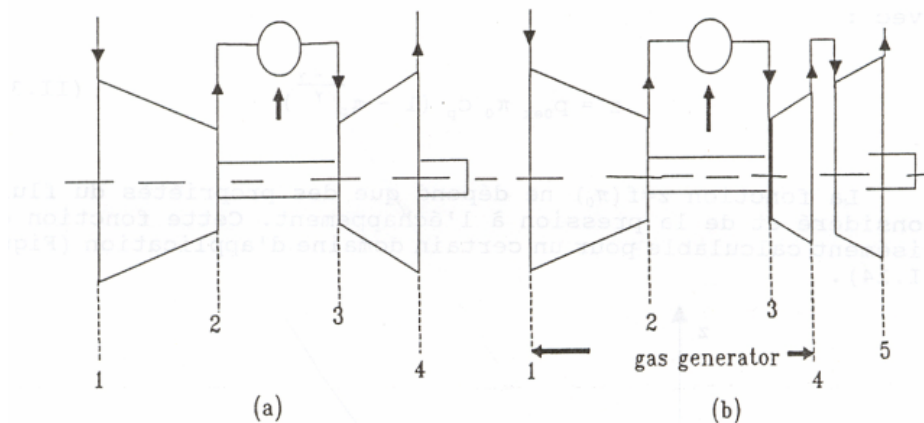


Figure VI-13 Turbines à gaz à un et deux arbres

La modélisation de la chambre de combustion concerne :

- la consommation de combustible requise pour atteindre une certaine température de sortie ;
- la perte de charge correspondante.

En pratique, ces deux termes interagissent peu avec les caractéristiques des autres composants.

La consommation de combustible ne modifie en effet que très faiblement le débit et les propriétés physiques du gaz à l'entrée de l'expandeur.

D'autre part, nous supposons la perte de charge constante, et même éventuellement négligeable, en première approximation.

VI.2.1 Turbine à gaz à un arbre

On peut déterminer son régime de fonctionnement comme suit :

- Faire une (première) estimation de la vitesse de rotation (N) de la machine
- Choisir un (premier) point de fonctionnement possible du compresseur
- En déduire les conditions de fonctionnement de l'expandeur
- Faire le bilan de la machine pour en déduire la puissance à l'arbre
- Comparer cette puissance avec celle imposée par la charge et corriger la vitesse de rotation jusqu'à ce que ces deux puissances coïncident.

La charge peut, en effet, être définie en fonction de la vitesse de rotation de la machine. Dans le cas d'un propulseur à hélice, on aurait par exemple une caractéristique telle que présentée à la Figure VI-14.

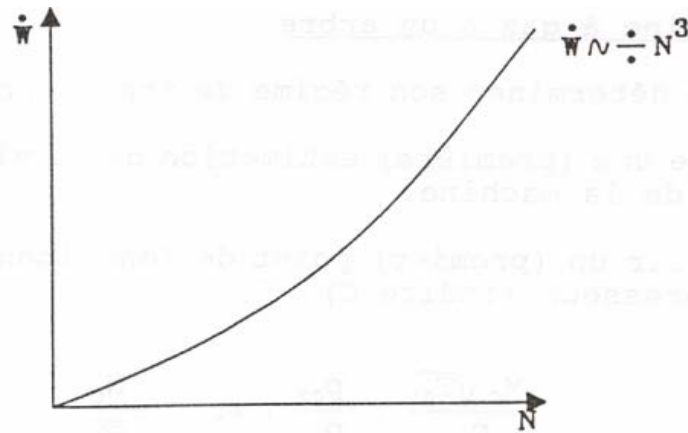


Figure VI-14 Charge d'un propulseur à hélice

Dans le cas d'un alternateur, la vitesse de rotation est, en principe, imposée par la fréquence du réseau de distribution de l'électricité.

Il est facile de voir que le calcul des conditions de fonctionnement de l'expandeur à partir de celles du compresseur conduit à imposer la température en sortie de chambre de combustion. Le débit réduit de l'expandeur est, en effet, une fonction pratiquement univoque de son rapport de pression. L'expandeur ne peut donc « accepter » le débit et le rapport de pression qui lui sont imposés qu'en « imposant » à son tour sa température d'entrée.

Or, la seule variable de régulation est le débit de combustible.

Celui-ci est ajusté de manière à satisfaire à différentes contraintes :

- Réaliser la puissance demandée
- Ne pas dépasser la température maximale admissible à l'entrée de l'expandeur
- Ne pas dépasser la vitesse de rotation maximale admissible.

Dans la simulation il est souvent plus commode de « faire comme si » la régulation portait sur la pression de refoulement du compresseur.

On arrive ainsi au diagramme d'information de la Figure VI-15 qui contient deux boucles d'itération :

- L'une sur la température d'entrée de l'expandeur
- L'autre sur la vitesse de rotation de l'arbre de la turbine.

En réalité, on régule l'injection de combustible (donc le fuel/air ratio f), de manière à fournir (si possible) la puissance requise, tout en évitant de dépasser la température maximale admissible en sortie de chambre de combustion.

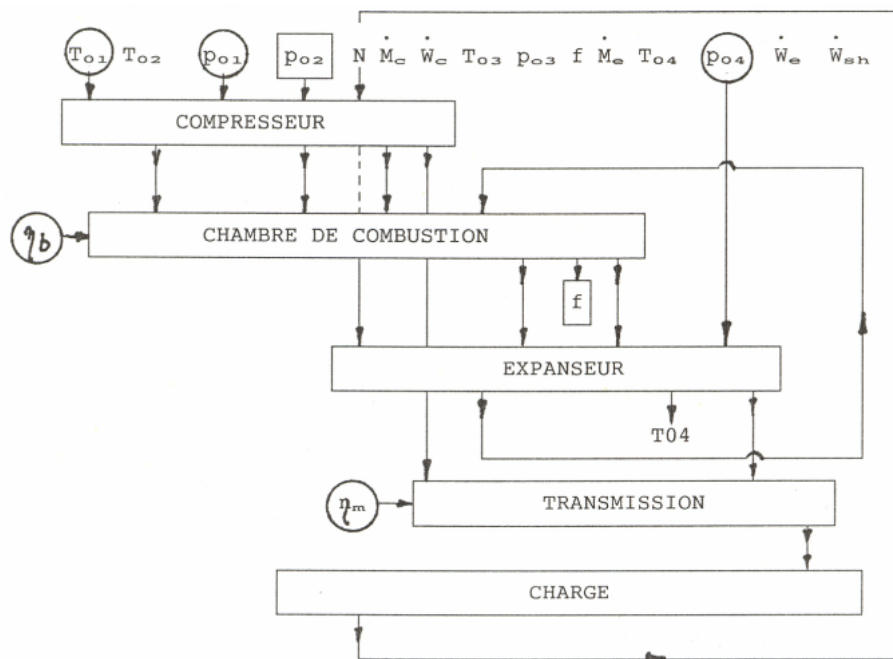


Figure VI-15 Diagramme d'information de la simulation d'une turbine à un seul arbre

En imposant différentes charges et la ou les vitesses de rotation qui y correspondent, on peut faire apparaître différentes caractéristiques de fonctionnement possibles de la turbine. Ces caractéristiques sont le plus couramment tracées dans le champ du compresseur (Figure VI.16).

Le domaine de fonctionnement possible est limité par :

- la zone de pompage du turbocompresseur
- les maxima de vitesse de rotation et de température
- le minimum de puissance à l'arbre

C'est tout le problème du design optimal du système turbine-propulseur que de maintenir la caractéristique de fonctionnement dans les limites précédentes tout en assurant le maximum de rendement.

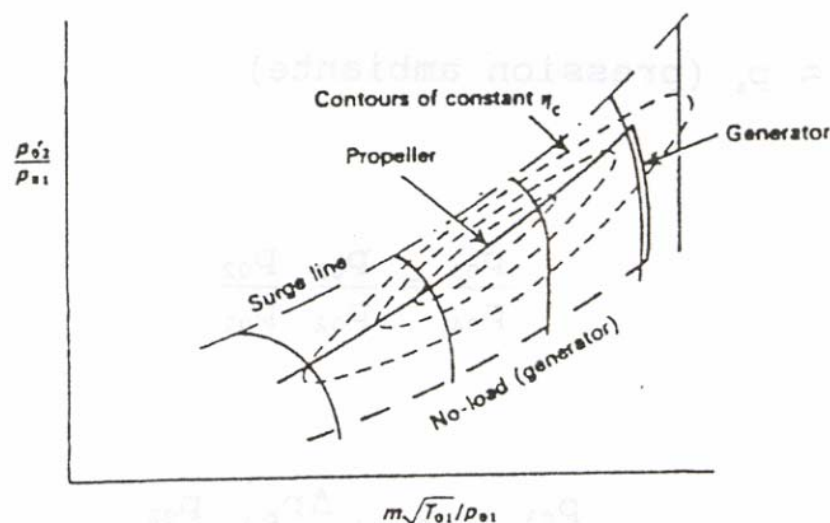


Figure VI-16 Caractéristiques de fonctionnement possible d'une turbine à gaz

VI.2.2 Turbine à gaz à deux arbres

Le premier arbre associe le compresseur et un premier expenseur : c'est le générateur de gaz. Le deuxième arbre porte un deuxième expenseur : c'est la turbine de puissance.

VI.2.2.1 Générateur de gaz

On peut le traiter comme une turbine à gaz à un seul arbre fonctionnant dans des conditions particulières :

- 1) Puissance à l'arbre nulle ;
- 2) Contre-pression « imposée » par la turbine de puissance.

La procédure de calcul reste donc presque la même.

On peut encore se donner au départ une vitesse de rotation (éventuellement la vitesse maximale acceptable) et un point de fonctionnement possible du turbocompresseur. Les itérations porteront encore sur la vitesse de rotation du premier arbre et sur la température en sortie de chambre de combustion. Le diagramme d'information de la Figure VI-15 est donc encore directement applicable.

Comme pour la turbine de puissance à un arbre, les caractéristiques du générateur de gaz peuvent être tracées dans le champ du compresseur.

VI.2.2.2 Turbine de puissance

Le deuxième expenseur impose (tout comme le premier) une relation pratiquement univoque entre débit réduit et rapport de pression. Sa présence impose donc la pression à l'échappement du générateur de gaz. La température en sortie de chambre de combustion et la vitesse de rotation du générateur de gaz sont liées entre elles. La présence de la turbine de puissance derrière le générateur réduit donc le domaine de fonctionnement de celui-ci à une seule courbe dans le champ du compresseur, comme indiqué à la Figure VI-17.

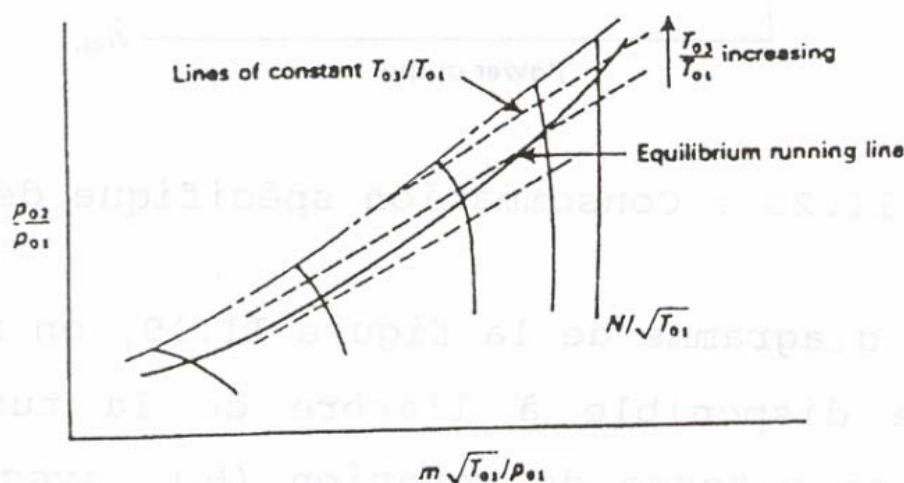


Figure VI-17 Caractéristique d'un générateur de gaz associé à une turbine de puissance

Par contre, le fonctionnement du générateur de gaz n'est pratiquement pas affecté l'utilisation effective de la turbine de puissance (vitesse de rotation et puissance à l'arbre).

Cette utilisation peut être simulée, en relation avec la charge, comme indiqué à la Figure VI-18.

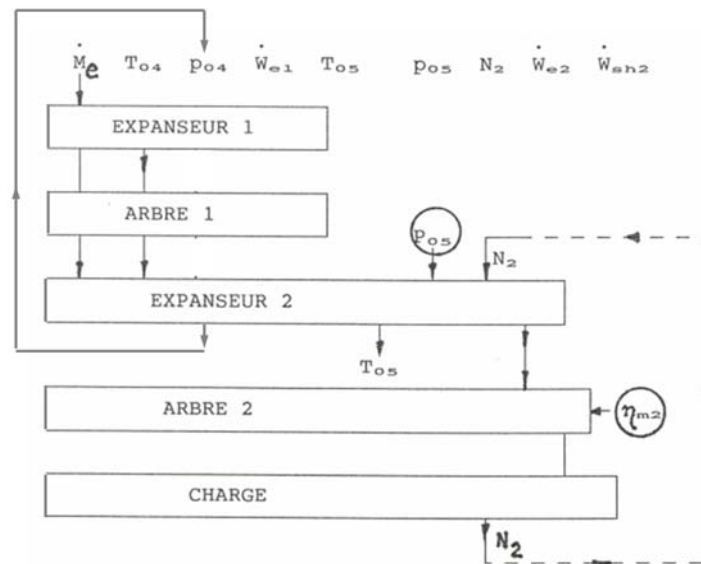


Figure VI-18 Utilisation de la turbine de puissance

Dans cette simulation, il ne subsiste plus qu'une relation pratiquement univoque entre la puissance utile et la vitesse de rotation, pour un régime donné du générateur de gaz.

Pour déterminer la puissance utile et donc finalement le rendement ou la consommation spécifique de la machine, il faut évidemment faire intervenir les performances réelles de la turbine de puissance.

On peut ainsi arriver à esquisser des caractéristiques telles que celles de la Figure VI-19 et de la Figure VI-20.

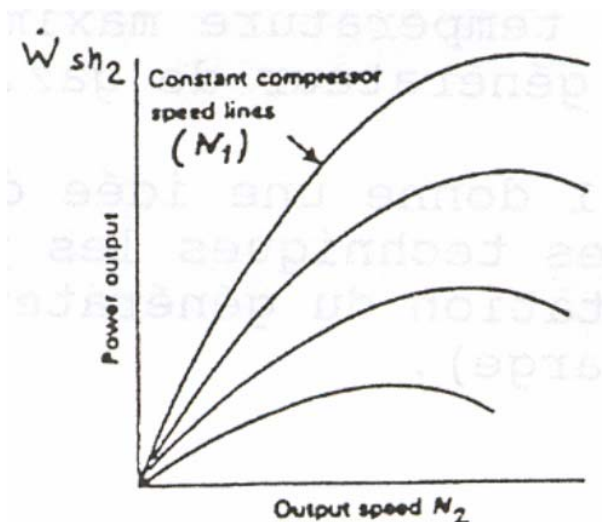


Figure VI-19 Puissance disponible à l'arbre du deuxième expenseur

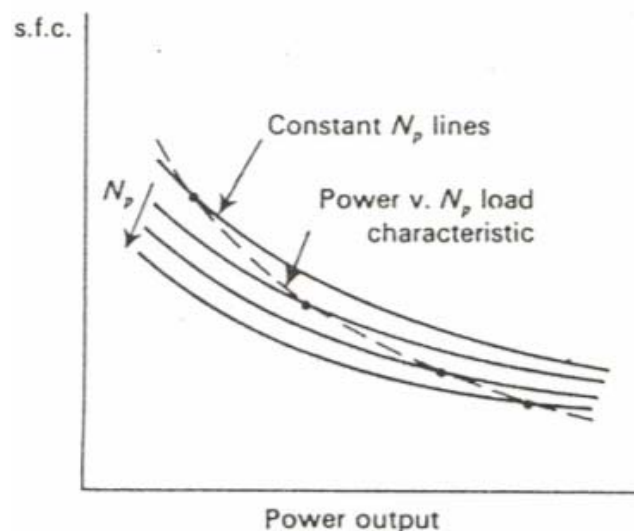


Figure VI-20 Consommation spécifique de la machine

Dans le diagramme de la Figure VI-19, on a fait apparaître la puissance disponible à l'arbre de la turbine en fonction de sa vitesse de rotation, avec en paramètre la vitesse de rotation du générateur de gaz.

Dans le diagramme de la Figure VI-20, ce sont les performances globales du système qui sont présentées (consommation spécifique en fonction de la puissance avec la vitesse de rotation en paramètre). Dans un tel diagramme, on peut par exemple reporter la caractéristique imposée par une charge particulière (par exemple une hélice).

Cette caractéristique (en pointillés à la Figure VI-20) ne laisse plus subsister qu'un seul degré de liberté : le débit de combustible injecté dans la chambre de combustion.

En pratique, cette « liberté » du système doit être étroitement « surveillée » pour éviter tout dépassement accidentel des limites techniquement acceptables pour la température maximale et pour la vitesse de rotation du générateur de gaz.

La Figure VI-21 donne une idée de la manière dont peuvent évoluer les variables techniques les plus cruciales en fonction de la vitesse de rotation du générateur de gaz, pour un système donné (turbine + charge).

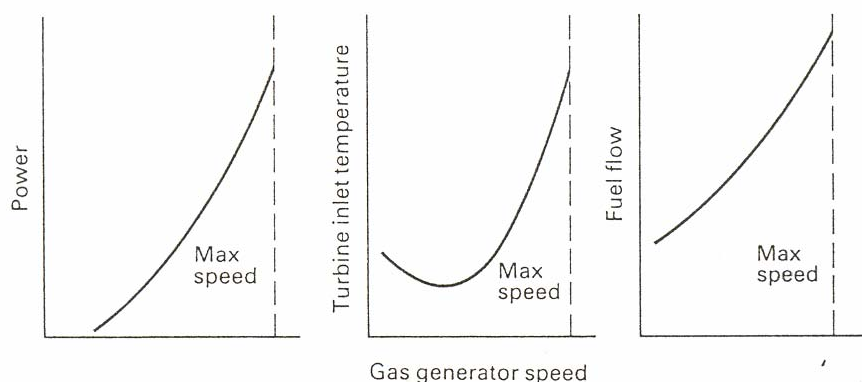


Figure VI-21 Effets de la vitesse de rotation du générateur de gaz

La Figure VI-22 permet de comparer les allures des caractéristiques couple = $f(\text{vitesse de rotation})$ réalisables avec différentes machines :

- a) turbine à gaz à un seul arbre
- b) turbine à gaz à générateur à gaz indépendant
- c) moteur à pistons

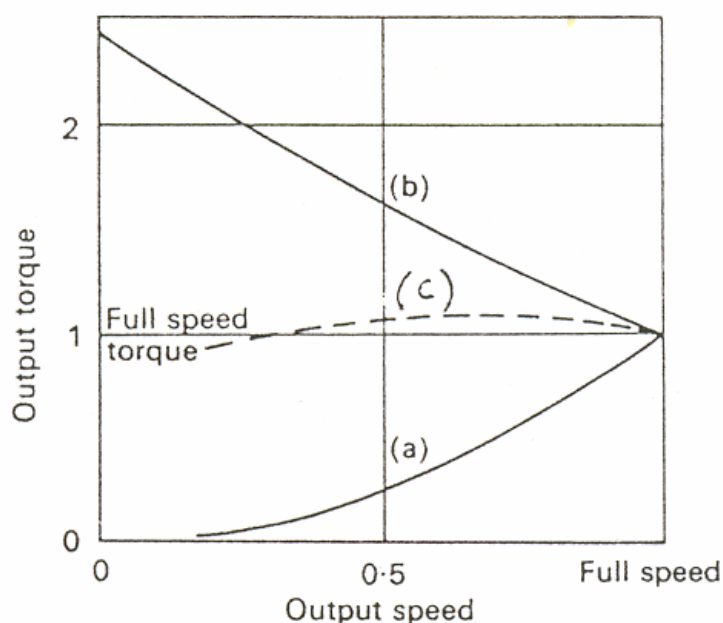


Figure VI-22 Couples réalisables avec différents types de machines

C'est bien un des avantages importants du moteur à piston que de permettre le maintien d'un couple à peu près constant dans un très large domaine de vitesses de rotation. Cet avantage est essentiel pour la propulsion des véhicules terrestres.

L'allure de la courbe (b) peut être directement déduite de celle observée à la Figure VI-19, en admettant que le générateur de gaz tourne toujours à sa vitesse maximale.

Le passage d'un à deux arbres permet donc de renverser complètement l'allure de la caractéristique couple = $f(\text{vitesse de rotation})$ de la machine et notamment de disposer d'un couple très important à bas régime, même jusqu'à l'arrêt. La propulsion d'un véhicule ne nécessite donc plus d'embrayage.

Les performances de la turbine à gaz sont très sensibles aux conditions ambiantes. L'effet de la température ambiante est bien illustré par l'exemple de la Figure VI-23.

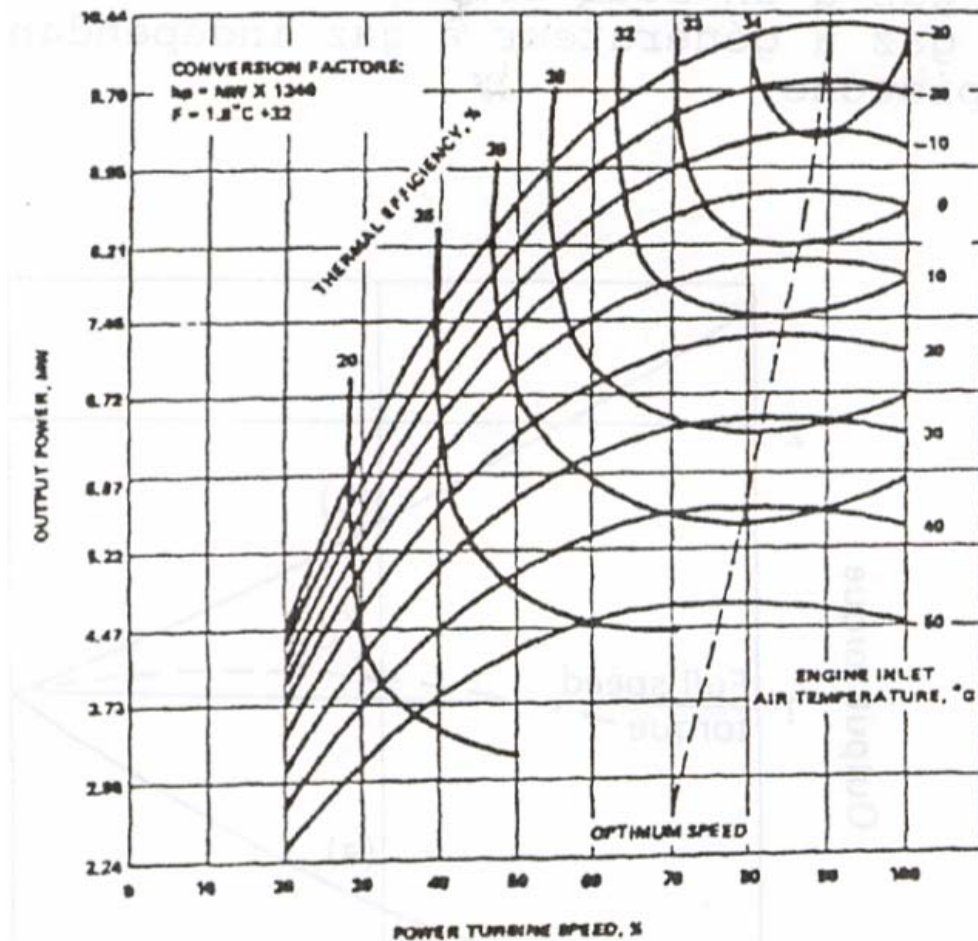


Figure VI-23 Caractéristiques typiques d'une turbine à gaz à deux arbres

CHAPITRE VII MACHINES FRIGORIFIQUES A COMPRESSION DE VAPEUR

VII.1 GENERALITES

VII.1.1 La machine

Dans sa version la plus simple, une machine frigorifique à compression de vapeur comporte quatre composants (Figure VII-1) : un compresseur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur.

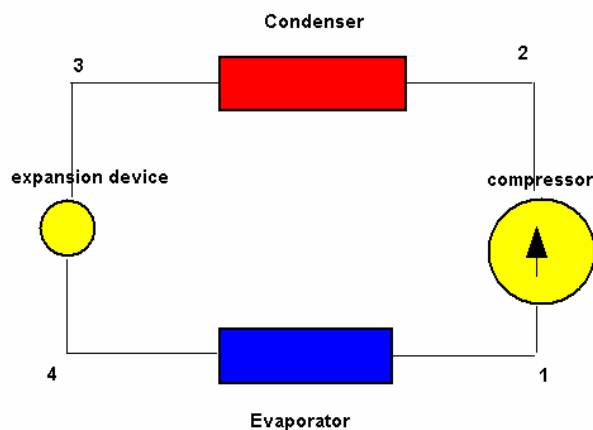


Figure VII-1 Schéma d'une machine frigorifique à compression de vapeur

VII.1.2 Le cycle

Un exemple de cycle est présenté à la Figure VII-2. Dans cet exemple très simple, on a négligé les pertes de charge éventuelles dans le condenseur et dans l'évaporateur ; on a aussi supposé que la détente était isenthalpique.

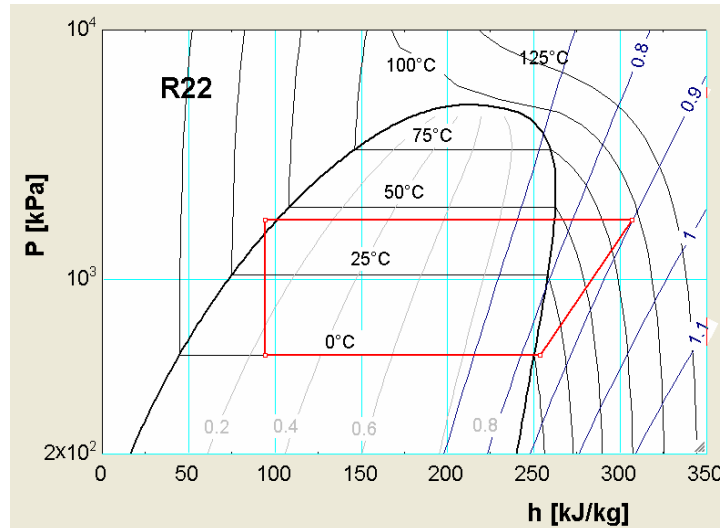


Figure VII-2 Exemple de cycle frigorifique à compression de vapeur

VII.1.3 Performances

Selon l'application envisagée, la puissance « utile » de la machine est celle dégagée au condenseur et/ou celle absorbée à l'évaporateur.

Ces deux puissances correspondent, respectivement et aux signes près, aux débits d'enthalpie « apportés » par le fluide frigorigène.

La puissance consommée par le compresseur peut aussi être définie « du côté » du fluide frigorigène.

Heating power:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{M}_r \cdot (h_{r,su,cd} - h_{r,ex,cd})$$

Cooling power:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{M}_r \cdot (h_{r,su,ev} - h_{r,ex,ev})$$

Electrical or mechanical power consumed by the compressor:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{M}_r \cdot w_{cp}$$

with w_{cp} = specific work (for one kg of refrigerant)

Pour la détermination du travail du compresseur, on peut passer par la notion d'efficacité isentropique :

$$w_{cp} = \frac{w_{s,cp}}{\epsilon_{s,cp}}$$

with $w_{s,cp}$ = isentropic work

$$w_{s,cp} = h_{r,ex,s,cp} - h_{r,su,cp}$$

with $h_{r,ex,s,cp}$ = enthalpy of the refrigerant which would be reached after isentropic compression:

$$h_{r,ex,s,cp} = h(\text{fluid}; P=p_{r,ex,cp} ; s=s_{r,su,cp})$$

Toujours selon l'application envisagée, on peut enfin définir le coefficient de performance de la machine en chauffage ou en rafraîchissement :

$$\text{COP}_{\text{heating}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cd}}}{\dot{W}_{\text{cp}}}$$
$$\text{COP}_{\text{cooling}} = \frac{-\dot{Q}_{\text{ev}}}{\dot{W}_{\text{cp}}}$$

VII.2 INTEGRATION D'UN COMPRESSEUR DANS UN CYCLE FRIGORIFIQUE

VII.2.1 Modélisation du compresseur seul

Dans sa version la plus élémentaire, le modèle du compresseur peut être réduit au diagramme d'information de la Figure VII-3.

Le compresseur est supposé ici « volumétrique » et caractérisé par trois paramètres seulement : sa cylindrée et ses efficacités isentropique et volumétrique (supposées ici constantes !).

Le quatrième paramètre de ce modèle est le fluide qui alimente le compresseur.

Les inputs sont limités à cinq variables :

Les deux premières peuvent être prises en charge par la régulation :

Ce sont la vitesse de rotation et le taux d'utilisation de la cylindrée du compresseur.

Les trois autres variables concernent les conditions d'alimentation (pression et volume ou pression et température) et la pression de refoulement du compresseur.

En « réponse » à ces inputs, le modèle fournit trois outputs :

Le débit de fluide frigorigène, la puissance consommée et la température de refoulement du compresseur.

Compressor simulation

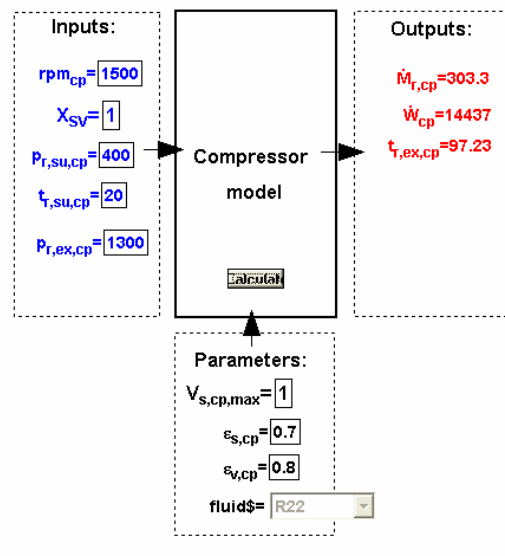


Figure VII-3 Modélisation élémentaire du compresseur

VII.2.2 Insertion du compresseur dans un cycle

Pour être exploitable en réfrigération, le modèle du compresseur doit être inséré dans un cycle hypothétique.

C'est ce qui est fait au moyen du diagramme d'information de la Figure VII-4 : certains inputs et outputs du modèle du compresseur sont ici « convertis » en inputs et outputs du cycle frigorifique.

Les deux premiers inputs du modèle du compresseur (sa vitesse de rotation et sa cylindrée) sont inchangés. Par contre, les conditions d'entrée et la pression de sortie du compresseur sont maintenant « imposées » par le cycle.

De même, le débit de fluide frigorigène est « converti » en termes de puissance(s) utile(s) et de coefficient(s) de performance.

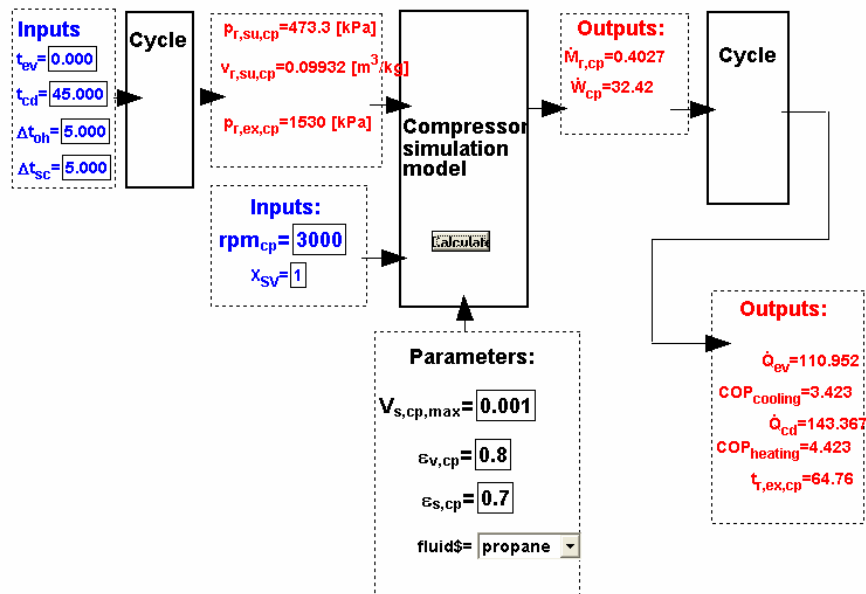


Figure VII-4 Insertion du compresseur dans le cycle frigorifique

Rien n'empêche évidemment de combiner en un seul modèle le compresseur et le cycle dans lequel il est inséré ; on arrive ainsi au diagramme d'information de la Figure VII-5.

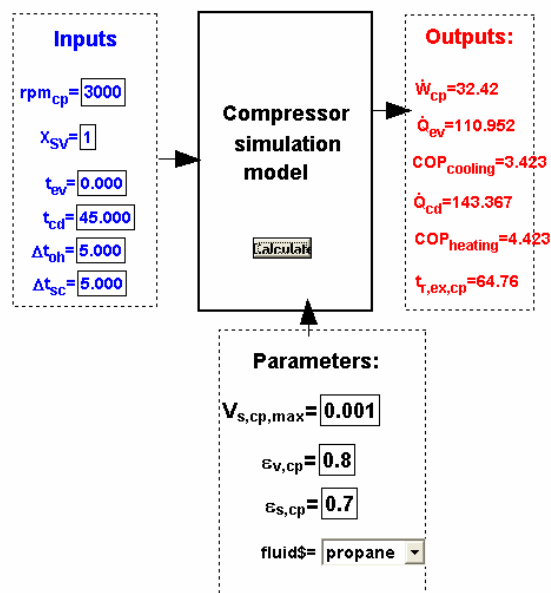


Figure VII-5 Modèle global du compresseur dans son cycle

VII.2.3 Performances du compresseur frigorifique

Les constructeurs présentent les performances de leurs compresseurs frigorifiques sur la base de modèles globaux tels que celui de la Figure VII-5: ils produisent des courbes de puissances utiles et consommées en fonction des températures d'évaporation et de condensation, en « faisant comme si » le degré de sous-refroidissement en sortie du condenseur et le degré de surchauffe en sortie d'évaporateur étaient imposés.

Avec le modèle élémentaire de la Figure VII-5, on peut esquisser des courbes telles que celles présentées aux Figure VII-6 et Figure VII-7.

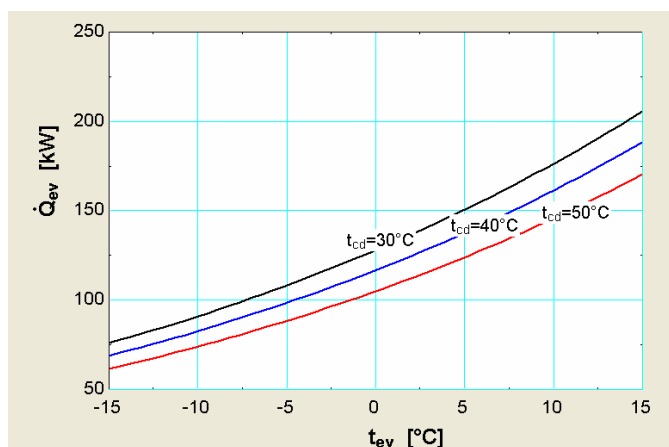


Figure VII-6 Puissance frigorifique disponible

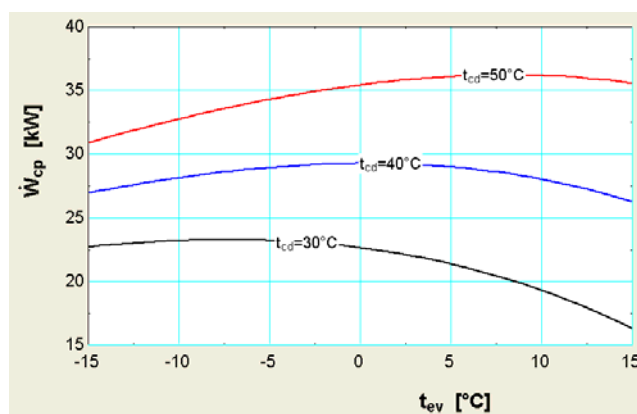


Figure VII-7 Puissance consommée par le compresseur

De telles courbes peuvent aussi bien être produites à partir d'un modèle plus complet et/ou à partir de résultats expérimentaux. Elles se prêtent bien à un traitement par des expressions polynomiales.

VII.3 UNITE DE CONDENSATION

L'unité de condensation est un produit couramment disponible sur le marché : on fournit un ensemble comprenant un compresseur et un condenseur.

Le fluide secondaire qui alimente le condenseur est le plus couramment de l'eau ou de l'air.

Pour définir le comportement global de l'unité de condensation, il faut associer entre elles les caractéristiques du compresseur et du condenseur.

C'est ce qui est fait dans le schéma de la Figure VII-8.

Comme toute autre interaction, celle qui s'exerce entre le compresseur et le condenseur peut être exprimée par une causalité arbitraire : dans le schéma de la Figure VII-8, on fait « comme si » le compresseur « imposait » la puissance rejetée au condenseur et « comme si » celui-ci imposait au compresseur la température de condensation.

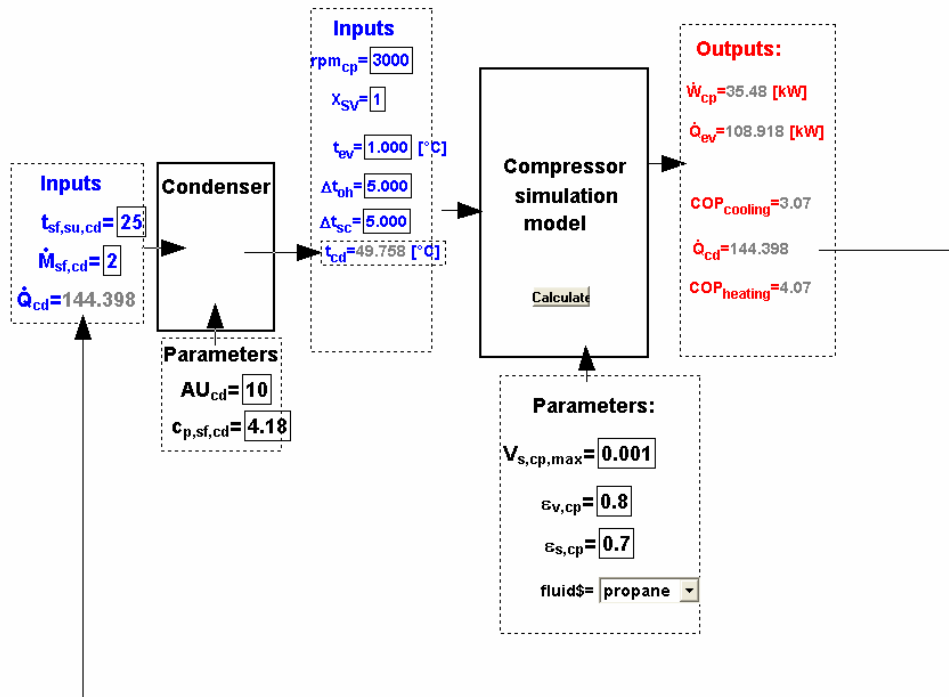


Figure VII-8 Modélisation d'une unité de condensation

La prise en compte des caractéristiques du condenseur fait que la température de condensation ne figure plus parmi les inputs du modèle : ce sont les conditions d'alimentation du condenseur en fluide secondaire (débit et température) qui sont supposées imposées.

Pour un débit donné, on peut par exemple présenter les performances de l'unité de condensation en fonction de la température d'évaporation et de la température du fluide secondaire à l'entrée du condenseur.

Toujours avec les modèles les plus élémentaires dont nous disposons, on peut tracer des courbes telles que celles des Figure VII-9 et Figure VII-10.

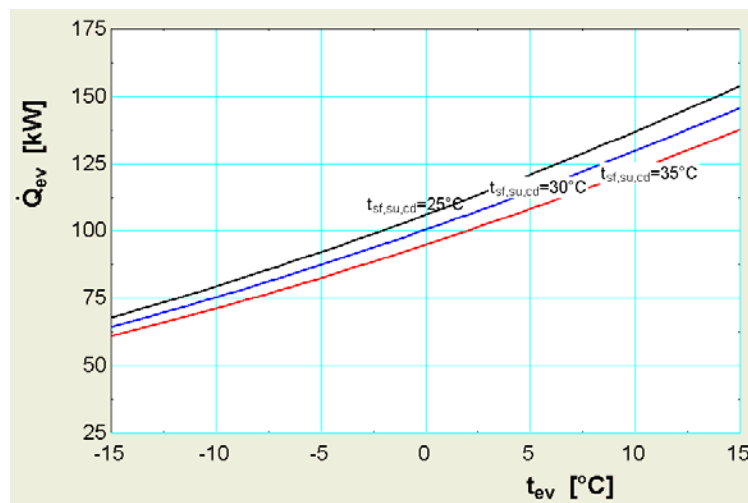


Figure VII-9 Puissance frigorifique disponible

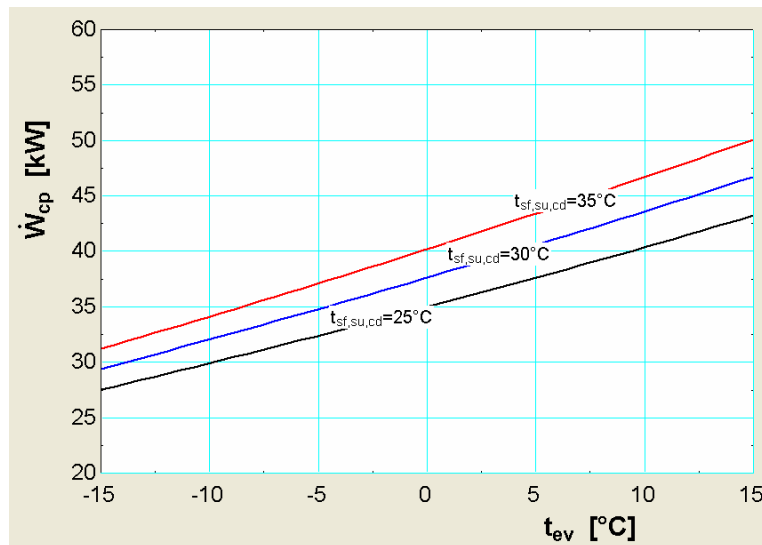


Figure VII-10 Puissance consommée par le compresseur

VII.4 ASSOCIATION DE L'UNITE DE CONDENSATION A UN EVAPORATEUR

Le fluide secondaire qui alimente l'évaporateur est le plus souvent un liquide tel que l'eau (éventuellement additionnée d'antigel) ou de l'air (sec ou humide).

Pour définir le comportement global du système, il suffit en principe d'associer entre elles les caractéristiques de l'évaporateur et de l'unité de condensation, par exemple selon le schéma de la Figure VII-11.

Ce schéma fait intervenir, pour le couple compresseur-évaporateur, une causalité du même type que celle déjà adoptée pour le couple compresseur-condenseur :

On fait « comme si » le compresseur imposait à l'évaporateur sa puissance et « comme si » celui-ci imposait au compresseur la température d'évaporation.

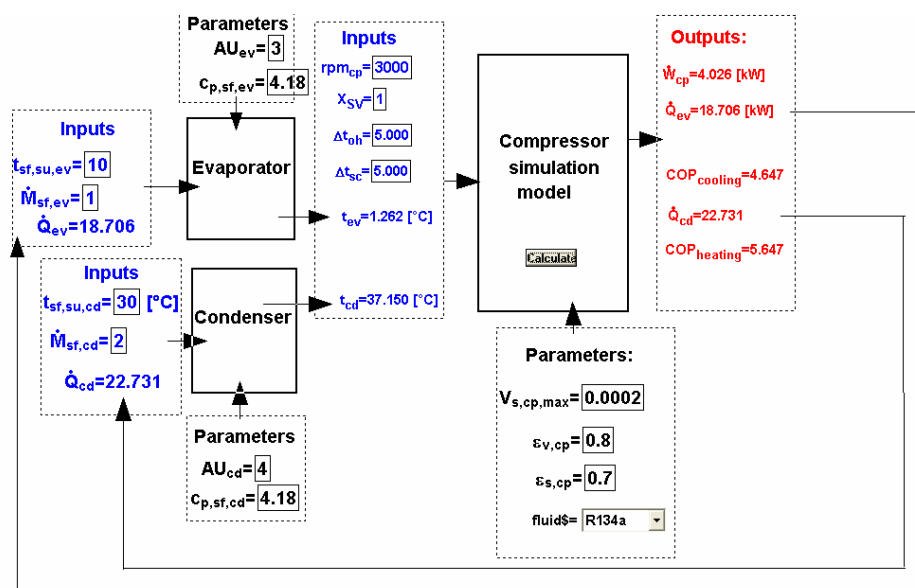


Figure VII-11 Association d'une unité de condensation avec un évaporateur

Dans sa version la plus élémentaire, le modèle de la Figure VII-11 permet de produire des courbes de performances telles que celles des Figure VII-12 et Figure VII-13.

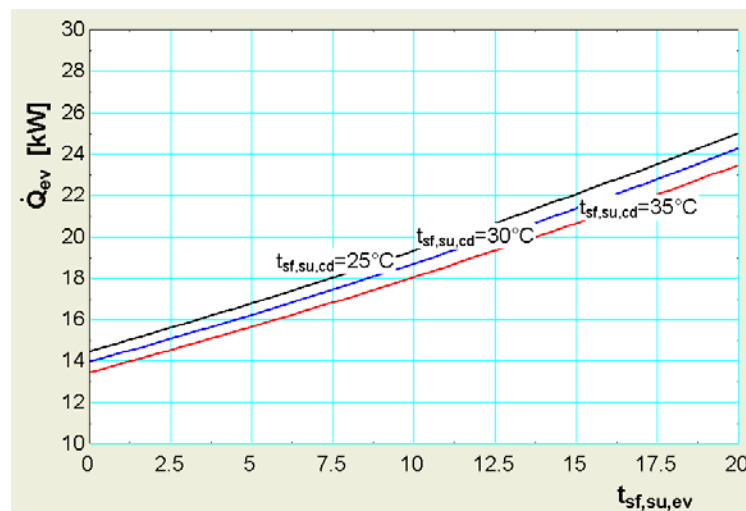


Figure VII-12 Puissance frigorifique disponible

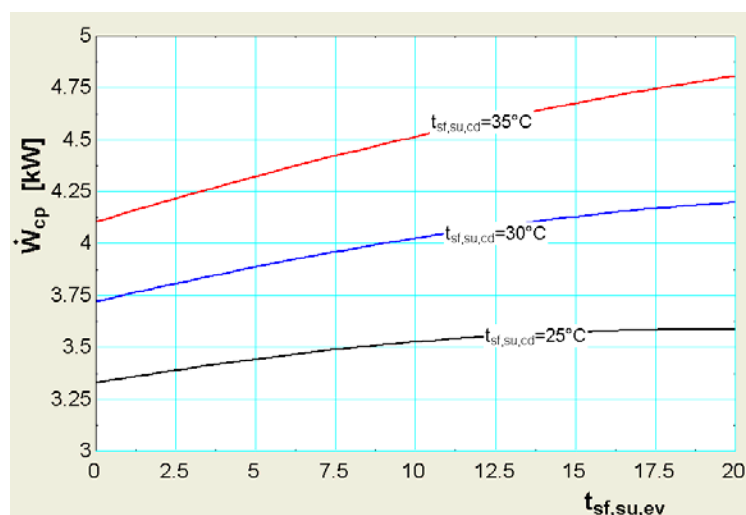


Figure VII-13 Puissance consommée par le compresseur

VII.5 PRISE EN COMPTE DES CARACTERISTIQUES REELLES DU DETENDEUR

La fonction du détendeur est, le plus souvent, de maintenir un certain degré de surchauffe à la sortie de l'évaporateur.

Les trois principaux types de détendeurs sont les *détendeurs capillaires*, les *détendeurs thermostatiques* et les *détendeurs électroniques*. Les détendeurs capillaires imposent une section de passage constante. Les détendeurs thermostatiques et électroniques ont une section de passage variable, permettant ainsi le contrôle du débit de réfrigérant à injecter dans l'évaporateur.

Le principe de fonctionnement d'un détendeur thermostatique est illustré à la Figure VII-14. Ce détendeur comporte une membrane reliée à un pointeau mobile. Cette membrane est soumise à l'action de trois forces engendrées par trois pressions différentes :

- P_1 : pression du liquide contenu dans un bulbe qui est logé à la sortie de l'évaporateur. Cette pression agit sur la face supérieure de la membrane. Elle est proportionnelle à la température en sortie d'évaporateur et donc au degré de surchauffe. La force qui en résulte tend à ouvrir le détendeur (en poussant le pointeau vers le bas)
- P_2 : pression d'évaporation. Elle agit sur la face inférieure de la membrane. La force engendrée s'oppose à l'ouverture du détendeur.
- P_3 : pression développée par le ressort de réglage. La force résultante tend également à fermer le détendeur.

L'équilibre des forces en présence impose une position du pointeau et donc une ouverture du détendeur. Partant de cette position, si $T_{ex,ev}$ (et donc ΔT_{oh}) augmente, parce que l'évaporateur reçoit trop peu de fluide, P_1 augmentera et le détendeur s'ouvrira. L'évaporateur recevra d'avantage de réfrigérant et le degré de surchauffe diminuera. La vis de réglage permet d'ajuster la pression P_3 et donc le degré de surchauffe. Un exemple de réalisation d'un détendeur thermostatique est donné à la Figure VII-15.

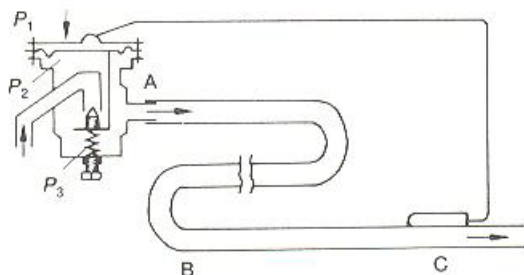


Figure VII-14 Principe de fonctionnement d'un détendeur thermostatique

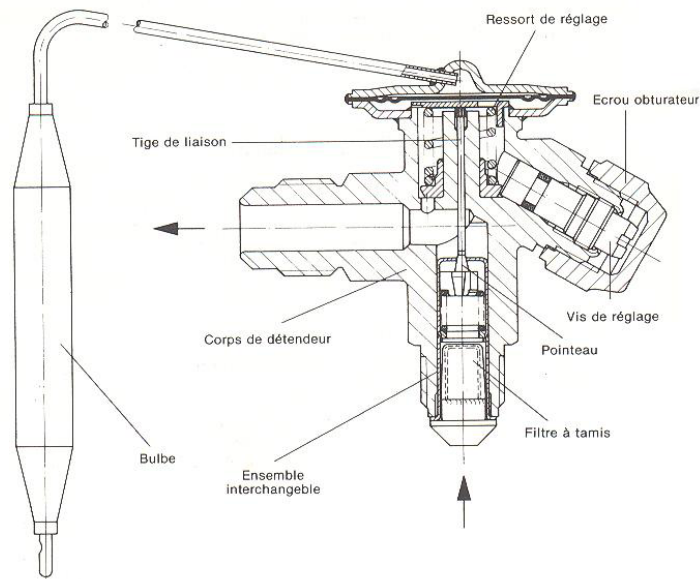


Figure VII-15 Exemple de réalisation d'un détendeur thermostatique

Le détendeur électronique comporte une vanne dont l'ouverture est commandée par un moteur pas à pas, en fonction de la température et de la pression en sortie d'évaporateur. Par rapport au détendeur thermostatique, le détendeur électronique s'adapte à une plus large plage de débits et répond plus rapidement à toute variation de pression et température.

Le choix de la surchauffe résulte d'un compromis : protéger le compresseur contre tout risque de coup de liquide et assurer une bonne utilisation de l'évaporateur.

Pour augmenter la surchauffe il faut en effet réserver d'avantage d'aire d'échange « sec » dans l'évaporateur et donc sacrifier d'autant l'aire disponible pour l'évaporation proprement dite. Cette augmentation de la surchauffe se paye finalement par un abaissement de la température d'évaporation, toutes autres conditions égales.

La surchauffe optimale est donc celle qui suffit tout juste à protéger le compresseur contre tout risque de coup de liquide.

L'introduction de cette surchauffe en input dans la simulation revient à modéliser un détendeur « idéal ». On peut se rapprocher effectivement de ce cas limite avec une « bonne » vanne thermostatique, mais pas avec un tube capillaire.

En toute rigueur donc, un modèle de détendeur devrait être inclus dans le modèle global de la machine frigorifique...

VII.6 DETERMINATION DU SOUS-REFROIDISSEMENT EN SORTIE DU CONDENSEUR

Ce sous-refroidissement est lié au niveau atteint par le réfrigérant liquide à l'intérieur du condenseur ; ce niveau détermine en effet l'aire disponible pour l'échange entre le réfrigérant liquide et le fluide secondaire.

En pratique, la charge en réfrigérant est ajustée précisément de manière à réaliser un certain degré de sous-refroidissement à la sortie du condenseur en conditions de référence (débit balayé par le compresseur, températures et débits des fluides secondaires).

Si le sous-refroidissement est trop faible, le détendeur risque de caviter, ce qui réduirait dramatiquement la puissance frigorifique disponible.

A l'inverse, un sous-refroidissement important exige une grande aire d'échange en zone liquide et sacrifie donc l'aire disponible pour la désurchauffe et la condensation proprement dite. Ceci entraîne donc un relèvement de la pression de condensation et finalement un accroissement de la puissance consommée par le compresseur.

En principe donc, le sous-refroidissement optimal est celui qui suffit à éviter tout risque de cavitation dans le détendeur.

Ce sous-refroidissement ne devrait plus figurer en input dans un modèle plus précis de la machine ; il devrait être calculé par un modèle de taux de vide dont un des inputs serait la charge de réfrigérant.

VII.7 REGENERATION

Dans beaucoup de machines frigorifiques, on trouve un échangeur de régénération disposé entre la sortie du condenseur et la sortie de l'évaporateur.

Cet échangeur a pour effet de prolonger le sous-refroidissement avant (ou même pendant) la détente et de prolonger la surchauffe avant compression.

La régénération réduit donc le risque de cavitation dans le détendeur, en même temps qu'elle renforce la protection du compresseur contre tout risque de coup de liquide.

La régénération réduit aussi l'enthalpie du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur et augmente d'autant l'effet frigorifique. Par contre, elle a aussi un effet défavorable : elle augmente légèrement le volume massique du réfrigérant à l'entrée du compresseur. Le débit en masse de réfrigérant tend donc à diminuer pour un même débit de volume balayé par le compresseur (si celui-ci est effectivement « volumétrique »).

La prise en compte de l'échangeur de régénération ne pose pas de difficulté particulière...

VII.8 REGULATION DE LA PUISSANCE FRIGORIFIQUE

VII.8.1 Modes de régulation possibles

Réguler la puissance frigorifique, c'est, en principe, réguler le débit de fluide frigorigène. Cette régulation peut se réaliser au niveau du compresseur et/ou au moyen d'un by-pass. Mais ce dernier procédé est le moins économique.

Trois modes de fonctionnement du compresseur peuvent être envisagés pour ajuster le débit :

vitesse variable, cylindrée variable ou fonctionnement intermittent (ON/OFF).

Les deux premiers modes peuvent présenter l'inconvénient de dégrader les performances du compresseur et/ou de son moteur d'entraînement. Ils utilisent par contre au mieux les échangeurs disponibles (les coefficients de transfert de ces échangeurs ne diminuent pratiquement pas en charge partielle).

Le dernier mode n'affecte pas les performances du compresseur, mais il tire un moins bon parti des échangeurs disponibles. De plus, l'intermittence peut dégrader les performances de l'ensemble de la machine en raison du mauvais contrôle des migrations internes du fluide frigorigène.

VII.8.2 Facteurs de charge

La régulation n'est effectivement possible que si l'on se trouve en « charge partielle », cad si la puissance utile demandée (en chaud et en froid) est inférieure à celle qui est effectivement disponible dans les conditions considérées.

La « disponibilité » de puissance ne doit pas être seulement vérifiée au niveau du condenseur ou de l'évaporateur de la machine, mais aussi au niveau du moteur électrique qui entraîne le compresseur (risque de surcharge).

En comparant deux à deux ces puissances appelées et disponibles, on peut définir trois facteurs de charge :

Heating load factor:

$$HLF = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{Q}_{cd,max}}$$

Cooling load factor:

$$CLF = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ev,max}}$$

Electrical load factor:

$$ELF = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{W}_{el,max}}$$

C'est en examinant les variations du troisième facteur en fonction d'un des deux premiers que l'on peut juger des performances de la machine en charge partielle.

VII.8.3 Exemple

Pour déterminer les performances d'une machine frigorifique en charge partielle, il faut disposer d'un modèle de compresseur plus réaliste que celui utilisé ci-dessus.

Considérons par exemple un compresseur à efficacité volumétrique constante, mais dont la puissance consommée est définie comme suit :

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{loss,cp} + (1 + \alpha_{cp}) \cdot \dot{W}_{in,cp}$$

with

$$\dot{W}_{loss,cp} = \omega_{cp} \cdot T_{loss,cp}$$

$$\omega_{cp} = 2 \cdot \pi \cdot N_{cp}$$

Cette modélisation fait intervenir deux types de pertes électromécaniques : des pertes de « stand by », à couple constant, et des pertes proportionnelles à la puissance interne.

Si le rapport de pression interne du compresseur est « adapté » au rapport externe, la puissance interne peut être approchée par l'équation suivante :

$$\dot{W}_{in,cp} = \dot{W}_{s,cp} + \dot{W}_{pumping,cp}$$

On définit ici une puissance de « pompage » qui est supposée consommée dans la partie inactive de la cylindrée du compresseur:

$$\dot{W}_{\text{pumping,cp}} = \dot{V}_{\text{pumping,cp}} \cdot \Delta p_{\text{pumping,cp}}$$

$$\dot{V}_{\text{pumping,cp}} = N_{\text{cp}} \cdot V_{\text{pumping,cp}}$$

Cette partie inactive de la cylindrée se définit aisément par différence entre la cylindrée maximale et celle effectivement utilisée :

$$V_{\text{pumping,cp}} = V_{\text{s,cp,max}} - V_{\text{s,cp}}$$

Avec ce modèle de compresseur, la simulation de la machine complète en charge partielle conduit à des courbes telles que celle présentée à la Figure VII-16.

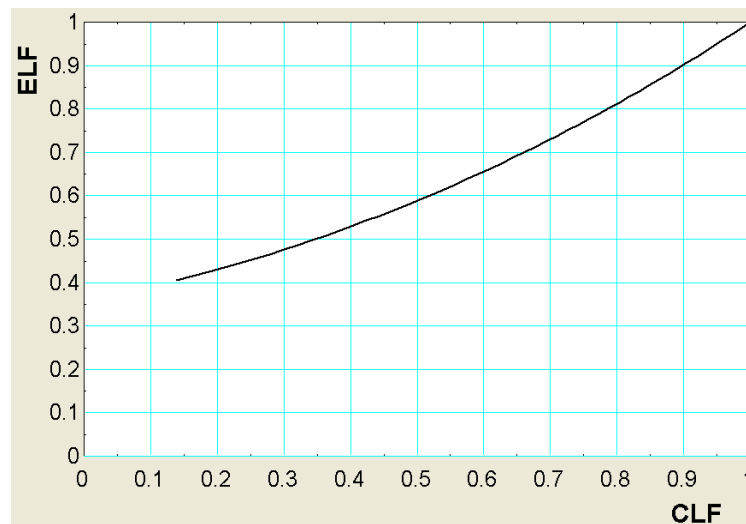


Figure VII-16 Simulation du fonctionnement d'une machine frigorifique en charge partielle.

La forme de cette courbe s'explique par la superposition de deux effets contraires :

1. la diminution de charge entraîne une diminution des flux de chaleurs transférés dans le condenseur et dans l'évaporateur, donc une diminution des écarts de températures dans ces deux échangeurs et donc finalement un rapprochement entre les températures de condensation et d'évaporation. Ceci est favorable au COP du cycle.
2. la diminution de charge entraîne par contre une dégradation de l'efficacité isentropique du compresseur.

Au fur et à mesure que la charge diminue, l'importance du deuxième effet augmente en valeur relative par rapport à celle du premier.

VII.9 POMPES A CHALEUR

Une pompe à chaleur est une machine frigorifique dans laquelle on tire parti non pas de la production frigorifique à l'évaporateur, mais plutôt de la production calorifique au condenseur.

VII.9.1 Classification des pompes à chaleurs

Les pompes à chaleur sont généralement classées en fonction de la nature de la *source froide* et de la *source chaude*. Ainsi, nous pouvons distinguer :

1. Les pompes à chaleur *air/air*

Ces pompes à chaleur comportent un évaporateur et un condenseur à air. Dans le cas du chauffage d'une habitation, ces appareils sont souvent appelés « split » ; l'unité extérieure peut être reliée à plusieurs unités intérieures.

Ces appareils peuvent souvent travailler de façon réversible, en assurant une fonction climatisation. Ainsi, en mode chauffage, l'unité extérieure travaille comme évaporateur et en mode refroidissement, cette unité travaille comme condenseur. En conditions froides et humides, l'évaporateur peut givrer. Les périodes de dégivrages dégradent légèrement les performances du système.



Figure VII-17 Exemple de pompe à chaleur air-air réversible "multi-split"
(Source: Daikin)

2. Les pompes à chaleur *air/eau*

Dans ce type de pompes à chaleur, le condenseur est refroidi à l'eau. Dans le cas du chauffage d'une habitation, le circuit alimente des radiateurs ou un plancher chauffant. L'utilisation d'un plancher chauffant permet de diminuer la température de condensation et donc d'augmenter le COP de l'installation.

3. Les pompes à chaleur *eau/eau*

L'évaporateur est alimenté par de l'eau puisée dans un puits, une nappe phréatique, ... Ce type de pompes à chaleur présente généralement un bon COP en raison des températures relativement élevées de la source froide. Cependant, ce COP est parfois limité par une importante consommation de la pompe d'extraction.

4. Les pompes à chaleur *eau glycolée/eau*

L'évaporateur est couplé à un échangeur enterré dans le sol et alimenté en eau glycolée. Cet échangeur est souvent constitué d'une nappe de tubes horizontaux (Figure VII-18 (a)) ou de tubes verticaux (« sondes géothermiques ») (Figure VII-18 (b)).

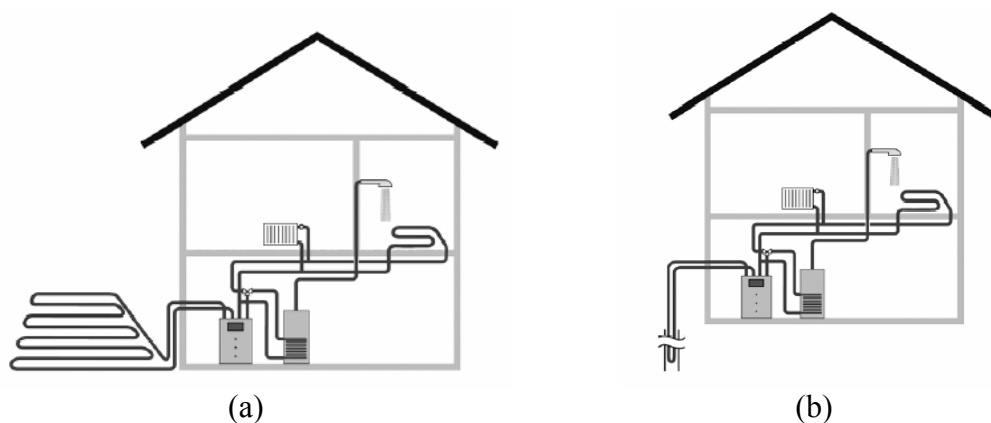


Figure VII-18 Configurations courantes de l'échangeur enterré pour une pompe à chaleur eau glycolée/eau. (a) : capteurs horizontaux, (b) : sonde géothermique

Un exemple de réalisation d'une pompe à chaleur eau (glycolée)/eau est donné à la Figure VII-19.

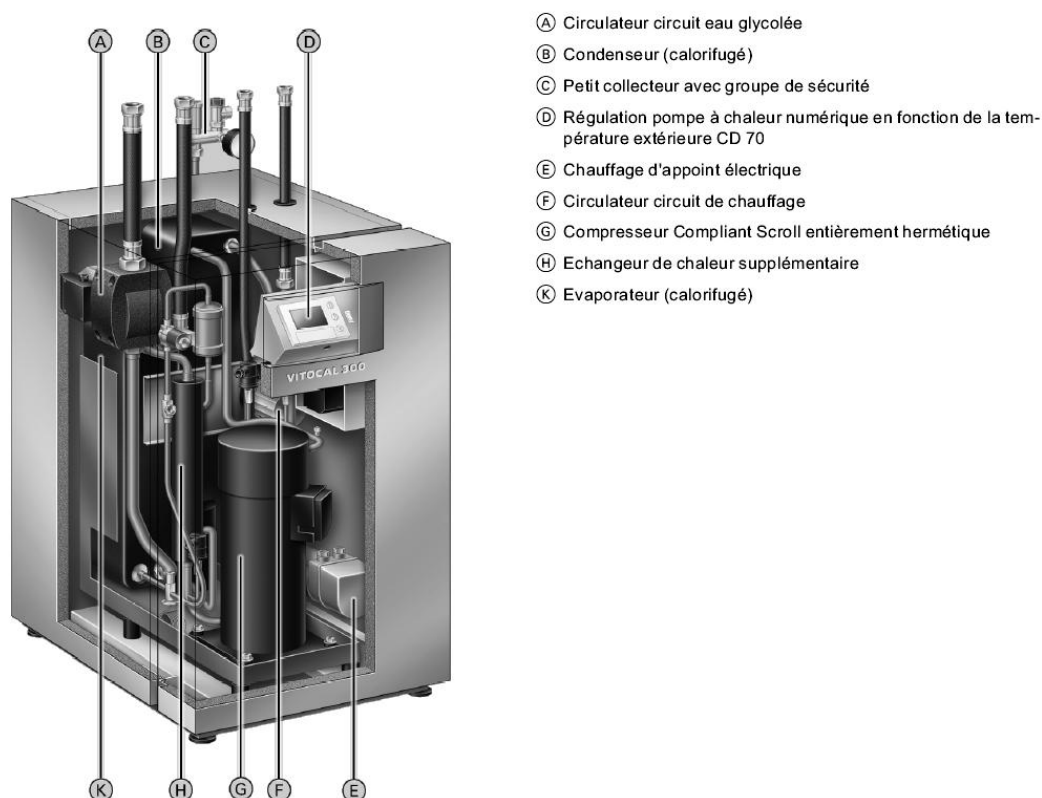


Figure VII-19 Exemple de réalisation d'une pompe à chaleur eau (glycolée)/eau (source: Viessmann)

5. Les pompes à chaleur *sol/eau*

A la différence de la pompe à chaleur eau glycolée-eau, l'évaporateur est enterré dans le sol. Cette disposition évite l'utilisation d'un fluide secondaire (d'un échangeur et d'un circulateur), ce qui améliore généralement le COP. L'inconvénient majeur de ce système est l'importante charge de réfrigérant.

6. Les pompes à chaleur *sol/sol*

Ici aussi, l'évaporateur est enterré dans le sol. Le condenseur est, quant à lui, constitué d'un réseau de tubes noyé dans les dalles de chauffage.

VII.9.2 Modélisation de la pompe à chaleur

Le digramme d'informations d'un modèle de pompe à chaleur eau (glycolée)/eau est donné à la Figure VII-20. Ce modèle inclut le modèle de compresseur scroll présenté au **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** (tenant compte de l'inadaptation du rapport de volume interne, des pertes mécaniques et des transferts de chaleur). Les modèles de l'évaporateur et du condenseur sont ceux présentés aux paragraphes III.3 et III.4.

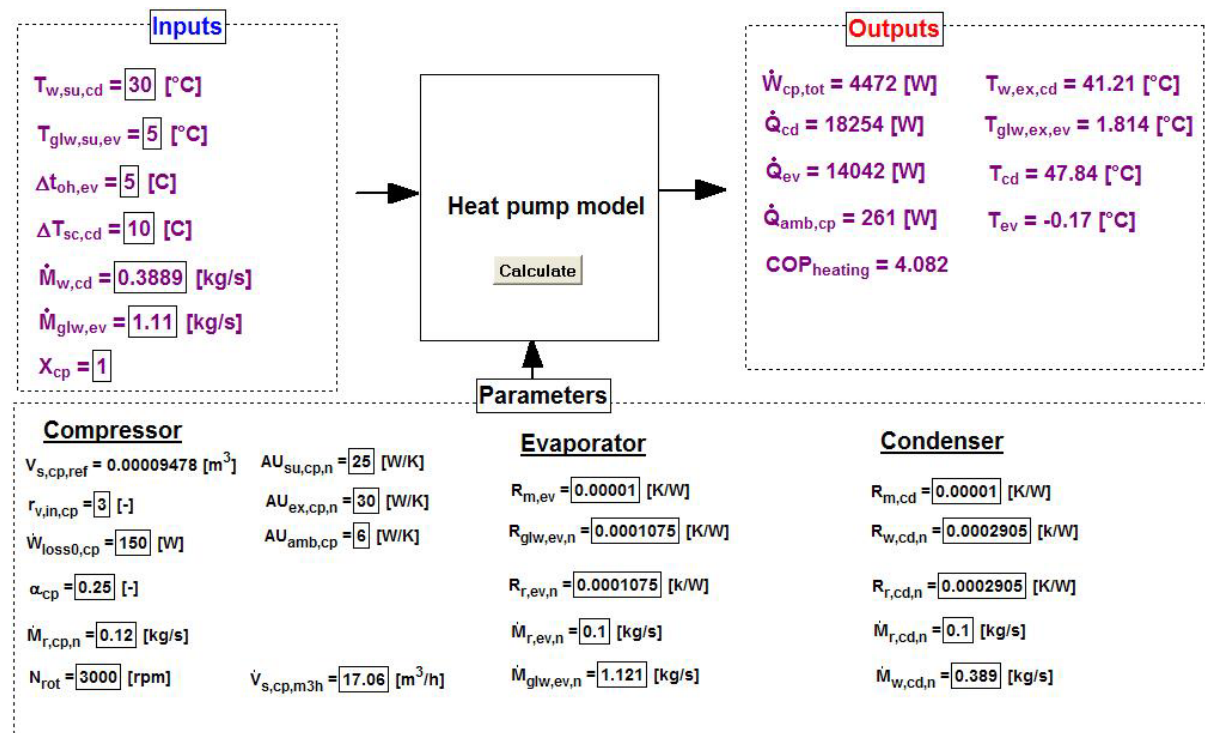


Figure VII-20 Diagramme d'information d'un modèle de pompe à chaleur eau glycolée/eau avec compresseur scroll

CHAPITRE VIII MACHINES TRITHERMES

VIII.1 RAPPELS THEORIQUES

On a vu au CHAPITRE VII qu'un cycle récepteur comme celui de réfrigération par compression de vapeurs nécessite un certain flux d'exergie pour pouvoir fonctionner et on a vu dans les chapitres précédents (moteurs, turbines...) comment un cycle moteur peut générer ce flux d'exergie à partir d'une source et d'un puit de chaleur.

Un cycle tritherme permet de combiner les deux cycles (moteur et récepteur). La Figure VIII-1 montre comment on peut théoriquement concevoir le "convertisseur" de chaleur qui résulterait de la superposition de deux cycles "parfaits", l'un moteur (1-2-3-4) et l'autre récepteur (1'-2'-3'-4').

La superposition est supposée ici telle que le cycle moteur fournisse au cycle récepteur exactement la force motrice (ou le flux d'exergie) qui lui est nécessaire.

Le cycle moteur consomme une puissance calorifique \dot{Q}_{23} à la température maximale (T_{\max}) et rejette la puissance \dot{Q}_{41} à la température ambiante (T_0). La puissance motrice ($\dot{W} = \dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{41}$) est transmise au cycle récepteur, qui soustrait la puissance frigorifique $\dot{Q}_{4'1'}$ à la température minimale (T_{\min}) et rejette à l'ambiance la puissance $\dot{Q}_{2'3'} = -(\dot{W} + \dot{Q}_{4'1'})$.

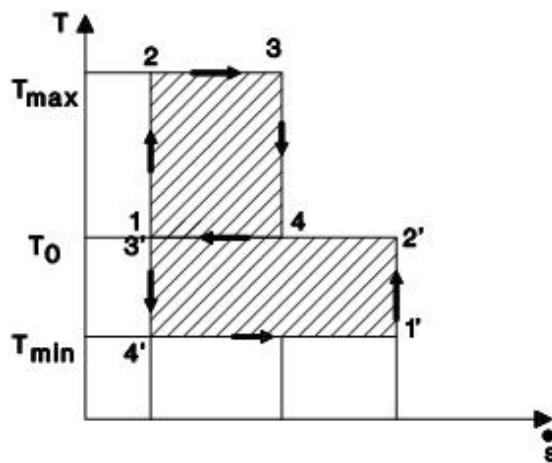


Figure VIII-1 Machine frigorifique tritherme "parfaite"

On peut aisément définir le coefficient de performance global du système :

$$(\text{COP})_{F'} = \frac{\dot{Q}_{4'1'}}{\dot{Q}_{23}} = \frac{\dot{Q}_{4'1'}}{|\dot{W}|} \cdot \frac{|\dot{W}|}{\dot{Q}_{23}}$$

soit donc :

$$(\text{COP})_{F'} = (\text{COP})_F \cdot \eta \quad (\text{VIII. 1})$$

avec :

$$(\text{COP})_F = \frac{T_{\min}}{T_0 - T_{\min}}$$

= coefficient de performance du cycle parfait 1'2'3'4'

$$\eta = \frac{T_{\max} - T_0}{T_{\max}}$$

= rendement du cycle parfait 1 - 2 - 3 - 4

On trouve donc :

$$(\text{COP})_{F'} = \frac{T_{\min} (T_{\max} - T_0)}{T_{\max} (T_0 - T_{\min})} \quad (\text{VIII.2})$$

VIII.2 MACHINES A ABSORPTION

VIII.2.1 Comparaison entre machines frigorifiques à absorption et à compression de vapeur

Le principal avantage de la machine à absorption est la disparition presque complète de tout organe mécanique. Ses performances sont nettement supérieures à celles de la machine à éjecteur.

Au début du 20ème siècle, la plupart des machines frigorifiques étaient des machines à absorption. Cependant, grâce à la robustesse croissante des compresseurs et des moteurs électriques, à l'augmentation du rendement des centrales électriques et à l'apparition des CFC, les machines frigorifiques à compression de vapeur ont supplanté les machines à absorption.

Le principal intérêt de ces dernières tient au fait qu'elles offrent la possibilité d'exploiter une source de chaleur de faible exergie (bon marché) afin de générer du froid. Cette propriété peut notamment être mise à profit lors la récupération de chaleur provenant de moteurs thermiques ou de turbines à gaz utilisés pour la cogénération.

Les machines frigorifiques à compression de vapeur utilisent un compresseur, un condenseur, un évaporateur et généralement une vanne de détente (voir Figure VIII-1). La compression du réfrigérant se réalise en phase vapeur.

On peut dresser une liste non-exhaustive des avantages et inconvénients de ce type de machines.

Avantages:

- Un COP élevé
- Un encombrement réduit par kW de froid produit,
- Une mise en marche rapide,
- Une grande plage de variation de la température d'eau refroidie est possible.

Inconvénients:

- Vibrations et bruit,
- Jusqu'il y a peu, utilisation de réfrigérants nocifs pour la couche d'ozone (CFC).

Les machines frigorifiques à absorption permettent de remplacer la compression en phase vapeur du réfrigérant par une compression en phase liquide d'une solution binaire. Cette solution est composée du réfrigérant et d'un absorbant. La quantité d'énergie électrique consommée par la pompe est presque négligeable. Il faut néanmoins disposer d'une source de chaleur pour pouvoir dissocier le réfrigérant de l'absorbant et pour pouvoir fonctionner ainsi en cycle fermé (Figure VIII-2). Une source froide est également nécessaire.

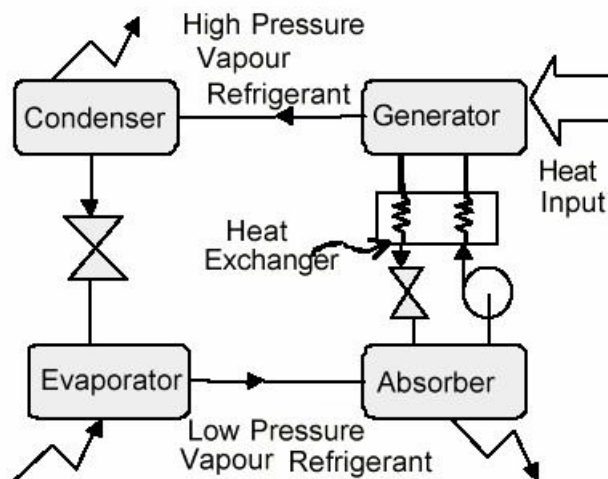


Figure VIII-2 Cycle frigorifique à absorption (simple effet)

Les principaux avantages et inconvénients des machines à absorption sont les suivants :
Avantages :

- Utilisation possible d'une source de chaleur de faible exergie et donc bon marché
- Pas de vibrations et pas de bruit
- Pratiquement pas de machines tournantes, donc grande robustesse.
- Faible coût de fonctionnement.

Inconvénients:

- Faible COP, basé sur la puissance thermique fournie à la machine
- Plage réduite de température d'évaporation réalisable
- Encombrement et poids
- Manque de souplesse de fonctionnement
- Coût d'investissement.

Les machines à absorption sont classées en fonction:

- du nombre de paliers de pressions et de l'arrangement interne des différents composants
- de couple de fluides (réfrigérant/absorbant)
- du type de source de chaleur utilisée.

VIII.2.2 Types de machines à absorption

VIII.2.2.1 La machine à absorption à simple effet

Dans l'absorbeur, le réfrigérant est absorbé par la solution forte venant de l'échangeur de chaleur. Cette absorption libère une certaine quantité de chaleur appelée chaleur de sorption. Les circuits de refroidissement de l'absorbeur et du condenseur sont généralement connectés en série, mais ils peuvent aussi être mis en parallèle.

La pompe meut la solution faiblement concentrée en réfrigérant (appelée solution faible) depuis l'absorbeur jusqu'au générateur, en passant par un échangeur de chaleur (Figure VIII-2). Dans l'échangeur de chaleur, la solution faible se réchauffe au détriment de la solution forte.

La source chaude fournit au générateur une certaine quantité de chaleur qui permet à une fraction du réfrigérant de quitter la solution binaire et de passer en phase vapeur. Lorsque l'absorbant est volatil, une certaine quantité d'absorbant passe également en phase vapeur. Un « rectifieur » peut alors s'avérer nécessaire (c'est le cas lorsque l'on utilise le couple ammoniac-eau).

Les étapes suivantes du processus sont identiques à celles de la machine frigorifique à compression de vapeur :

Le réfrigérant passe dans le condenseur, où il se condense. La pression de condensation dépend de la température de l'eau de refroidissement du condenseur ainsi que de l'efficacité du transfert de chaleur dans l'échangeur.

Une vanne de détente permet d'amener le réfrigérant à la pression régnant à l'évaporateur. A l'entrée de l'évaporateur, le réfrigérant se compose d'une phase liquide et d'une phase vapeur.

La pression du réfrigérant dans l'évaporateur dépend du niveau de température désiré du fluide que l'on refroidit. A la sortie de l'évaporateur, le réfrigérant est en phase vapeur.

On peut représenter le cycle frigorifique dans un graphique (voir Figure VIII-3) dont les axes sont $-1/T$ et $\ln(P)$. Les courbes d'iso-concentrations se ramènent ainsi à un faisceau de droites parallèles.

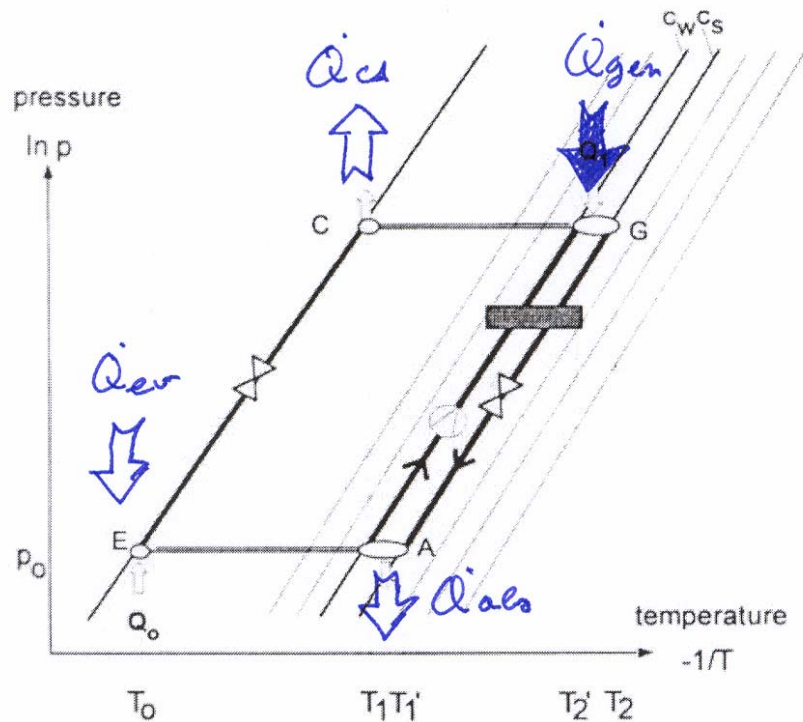


Figure VIII-3 Cycle frigorifique à absorption (simple effet-LiBr)

Les flèches qui vont vers les cercles représentent des apports de chaleur et les flèches qui s'en éloignent représentent des rejets de chaleur.

Une vue d'ensemble d'une machine à absorption à simple effet au bromure de lithium est représentée à la Figure VIII-4. On y voit des pompes de recirculation pour le condensat au niveau de l'évaporateur et pour la solution de LiBr au niveau de l'absorbeur. La Figure VIII-5 présente un exemple de réalisation pratique.

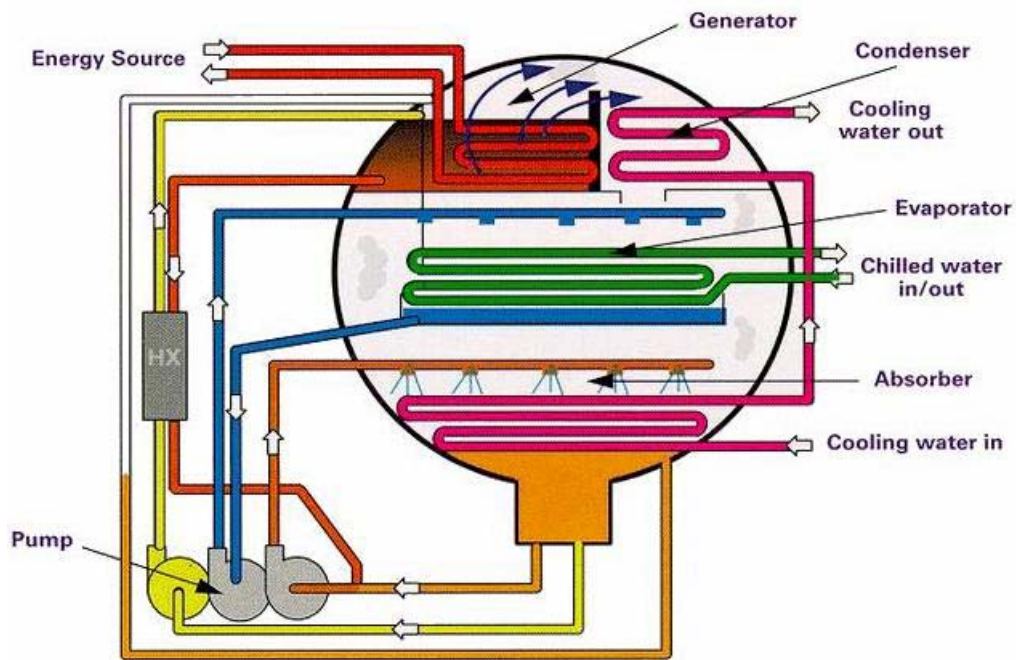


Figure VIII-4 Représentation schématique d'une machine à absorption à simple effet Li-Br

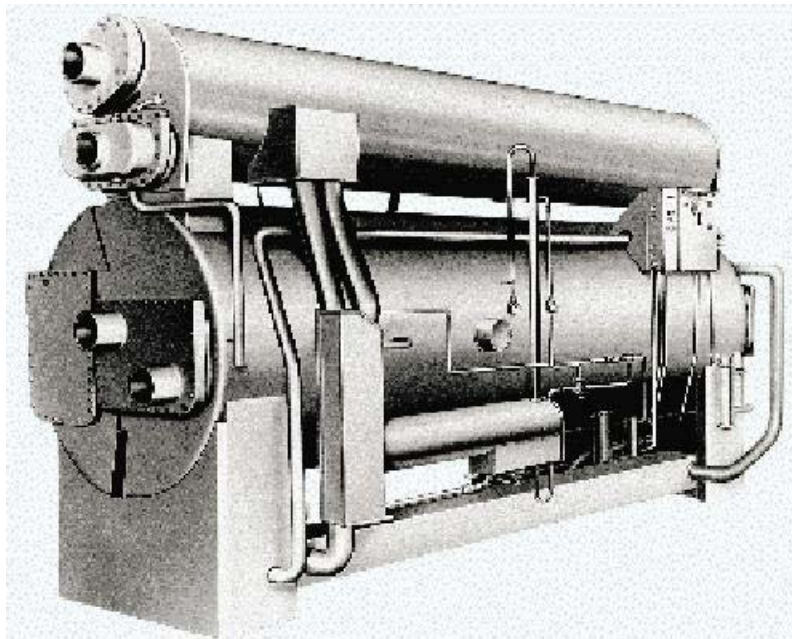


Figure VIII-5 Exemple de réalisation pratique d'une machine à absorption

Ce type de machine utilise généralement comme source chaude de la vapeur d'eau légèrement surchauffée à + ou - 110°C. Elle peut aussi fonctionner avec de l'eau chaude. La température minimale de cette eau est de 80°C. Le COP est assez faible, de l'ordre de 0.7 dans les conditions nominales de fonctionnement.

VIII.2.2.2 La machine à absorption à double et triple effets

Afin d'augmenter le COP de la machine à absorption en y multipliant le nombre d'effets. Plusieurs schémas possibles sont esquissés à la Figure VIII ; les coordonnées sont $-1/T$ et $\ln(p)$.

Pour obtenir une machines à double effet, on peut :

- Soit réaliser un deuxième étage comportant un deuxième générateur et un deuxième condenseur, qui alimente en chaleur le premier générateur (Figure VIII-6 (a)) ;
- Soit introduire un deuxième absorbeur et un deuxième générateur avec récupération par le premier générateur de la chaleur dissipée par le deuxième absorbeur (Figure VIII-6 (b)).

Pour obtenir un triple effet, on peut, par exemple, dédoubler l'absorbeur, le générateur et le condenseur de manière à ce que le premier générateur récupère la chaleur dissipée par le deuxième absorbeur et par le deuxième condenseur (Figure VIII-6 (c)).

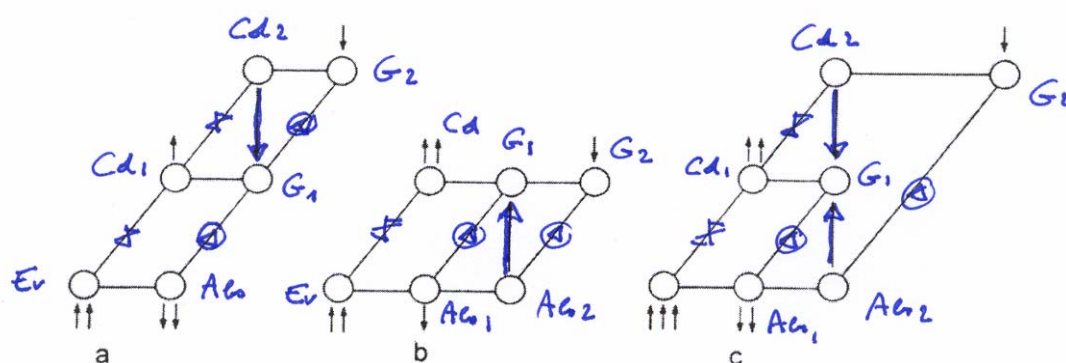


Figure VIII-6 Cycles à double effet (a et b) et à triple effet (c)

Le COP d'une machine à absorption à double effet peut atteindre 1.2 en conditions nominales.

On devrait pouvoir monter jusqu'aux environs de 1.5 avec une machine à triple effet, mais il n'existe pas encore de produit commercial basé sur ce principe. Les problèmes viennent du fait que l'on utilise une source chaude de plus de 200°C et qu'à ces températures, la solution de LiBr est très corrosive.

VIII.2.3 Les différents couples de travail (réfrigérant/absorbant)

Actuellement, on utilise surtout le couple ammoniac/eau et le couple eau/bromure de lithium.

Le couple NH₃/H₂O permet de produire du froid jusqu'à -50°C et peut donc convenir pour une large gamme d'applications industrielles, alors que le couple H₂O/LiBr ne permet pas de descendre en dessous de quelques °C et est donc surtout réservé au domaine du conditionnement de l'air.

Les machines à NH₃/H₂O de puissance moyenne sont généralement à double effet.

Pour les applications de conditionnement d'air leur dimension est limitée à cause de la haute pression de NH_3 au condenseur. Les puissances de froid sont limitées à 25 kW. Pour obtenir de plus grandes puissances de froid, on peut mettre plusieurs machines en parallèle. Dans les mêmes conditions de fonctionnement qu'une machine au bromure de lithium, la machine au $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ a un COP plus faible (de l'ordre de 0.5 pour une machine à simple effet et de 0.7 pour une machine à double effet). Par contre, pour les applications industrielles, on peut trouver des machines produisant jusqu'à 2.5 MW de puissance frigorifique.

Pour les machines à $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, la température de l'eau de refroidissement doit être maintenue dans un certain domaine (pratiquement entre 5 et 45 °C). La borne supérieure est fixée de manière à limiter les différences de pression entre le générateur et l'absorbeur et entre le condenseur et l'évaporateur. La borne inférieure permet d'autre part de limiter le risque de cristallisation du LiBr.

Afin d'augmenter le rendement des cycles à absorption, il y a actuellement deux pistes de recherche :

- Ajouter des additifs qui permettent à la solution d'avoir de meilleures propriétés. Par exemple, on cherche des additifs susceptibles d'abaisser la tension de vapeur de l'eau dans les cycles à NH_3 et qui permettrait donc d'éliminer la rectification.
- Trouver de nouveaux couples...

VIII.2.4 Types de sources de chaleur utilisées

Pour les machines à absorption à simple effet:

On utilise généralement de la vapeur d'eau à basse pression légèrement surchauffée. La pression de la vapeur peut aller de 160 kPa à 200 kPa. Les températures maximales vont de 140°C à 170°C.

Les machines à simple effet peuvent également accepter de l'eau chaude, éventuellement sous pression. Selon leur conception, ces machines peuvent accepter des températures d'eau chaude allant de 88 à 135°C.

Pour les machines à absorption à double effet:

On peut utiliser de la vapeur d'eau, de l'eau chaude ou un brûleur à gaz naturel.

La vapeur utilisée est de la vapeur moyenne pression (650 à 1100 kPa). La température maximale actuellement admise par les constructeurs est de l'ordre de 200°C. Au delà de cette limite, les risques de corrosion sont difficiles à maîtriser.

L'eau chaude pressurisée doit être fournie à des températures comprises entre 150 à 200°C.

La température des gaz à la cheminée est généralement de l'ordre de 150°C.

La Figure VIII-7 donne une représentation schématique de ce type de machine.

En ce qui concerne l'utilisation d'énergie solaire, il existe surtout aux USA des machines double effet, qui utilisent de l'eau chaude fournie par des panneaux solaires pour le générateur à basse température et un brûleur à gaz pour le générateur à haute température.

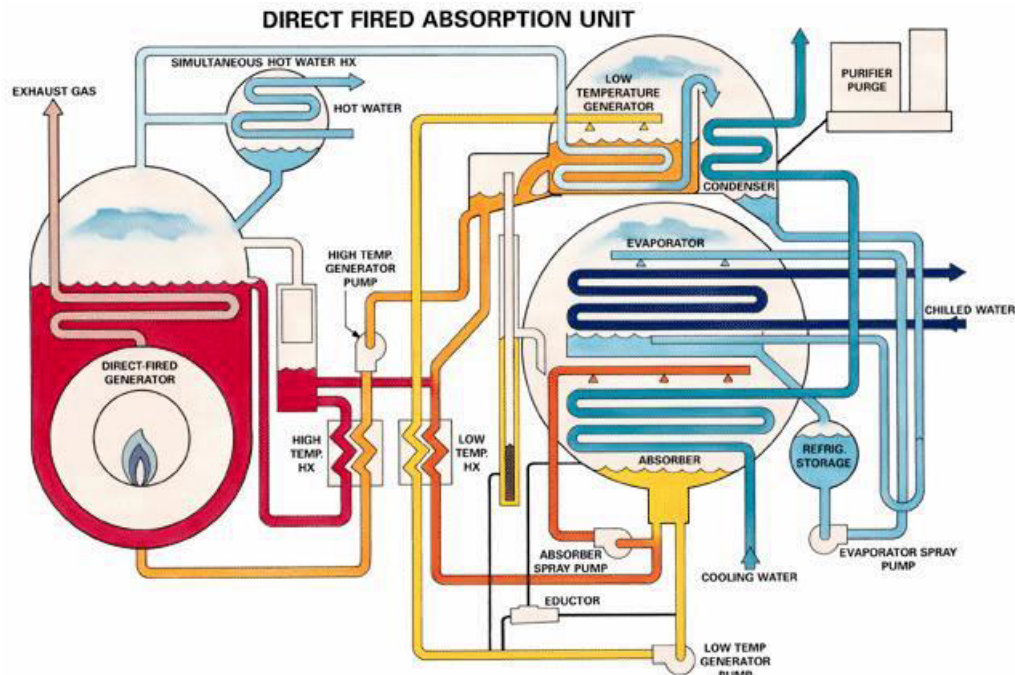


Figure VIII-7 Machine double effet, brûleur à gaz

VIII.2.5 Données techniques typiques des machines à absorption

Les caractéristiques principales de diverses machines à absorption sont résumées au tableau VIII.1.

Table VIII.1. : Caractéristiques de quelques types de machines à absorption

	LiBr simple effet	LiBr double effet vapeur	LiBr double effet gaz	NH3/H2O
COP typique (régime nominal)	0.6-0.7	1.1–1.2	1.1-1.2	0.5
Gamme de puissances de froid [kW] en régime nominal	180 à 5840	350-6000	350-5300	10-25
Sources chaudes acceptées	Vapeur basse pression légèrement surchauffée: 160 à 200 kPa (temp Max : 170°C trane, 141 °C york) Ou Eau chaude : 88 à 135 °C	Vapeur moyenne pression : 650 à 1100 kPa (temp max 200°C trane) ou eau chaude sous pression : 150 à 200 °C.	Brûleur à gaz naturel	Brûleur à gaz naturel
Source froide	Eau	eau	eau	air
Puissance électrique requise [W/kW de froid]	3-11 (sans compter les ventilateurs des tours de refroidissement)			50-64 en tenant compte des ventilateurs
Dimensions MIN [m] L X l X H	3.3 X 1.8 X 2.4			1 X 0.74 X 1
Dimensions MAX [m] L X l X H	10.1 X 3.7 X 4.3		10.4 X 6.5X 3.7	1.25 X 0.85 X 1.17
Masse [kg/kW]	10 à 30		15	15 à 25
Inconvénients spécifiques	Cristallisation du LiBr			Besoin d'un rectificateur Haute pression NH3 condenseur

VIII.2.6 Modélisation de la machine à absorption à simple effet

Considérons le cas d'une machine à absorption à simple effet, alimentée en eau chaude et dont le condenseur et l'absorbeur sont refroidis par des circuits séparés (Figure VIII-8).

Le modèle de simulation de cette machine doit permettre de calculer la température, la pression et la concentration en LiBr aux différents points du circuit, ainsi que la puissance frigorifique fournie par l'évaporateur, la puissance consommée par le générateur et le COP du cycle.

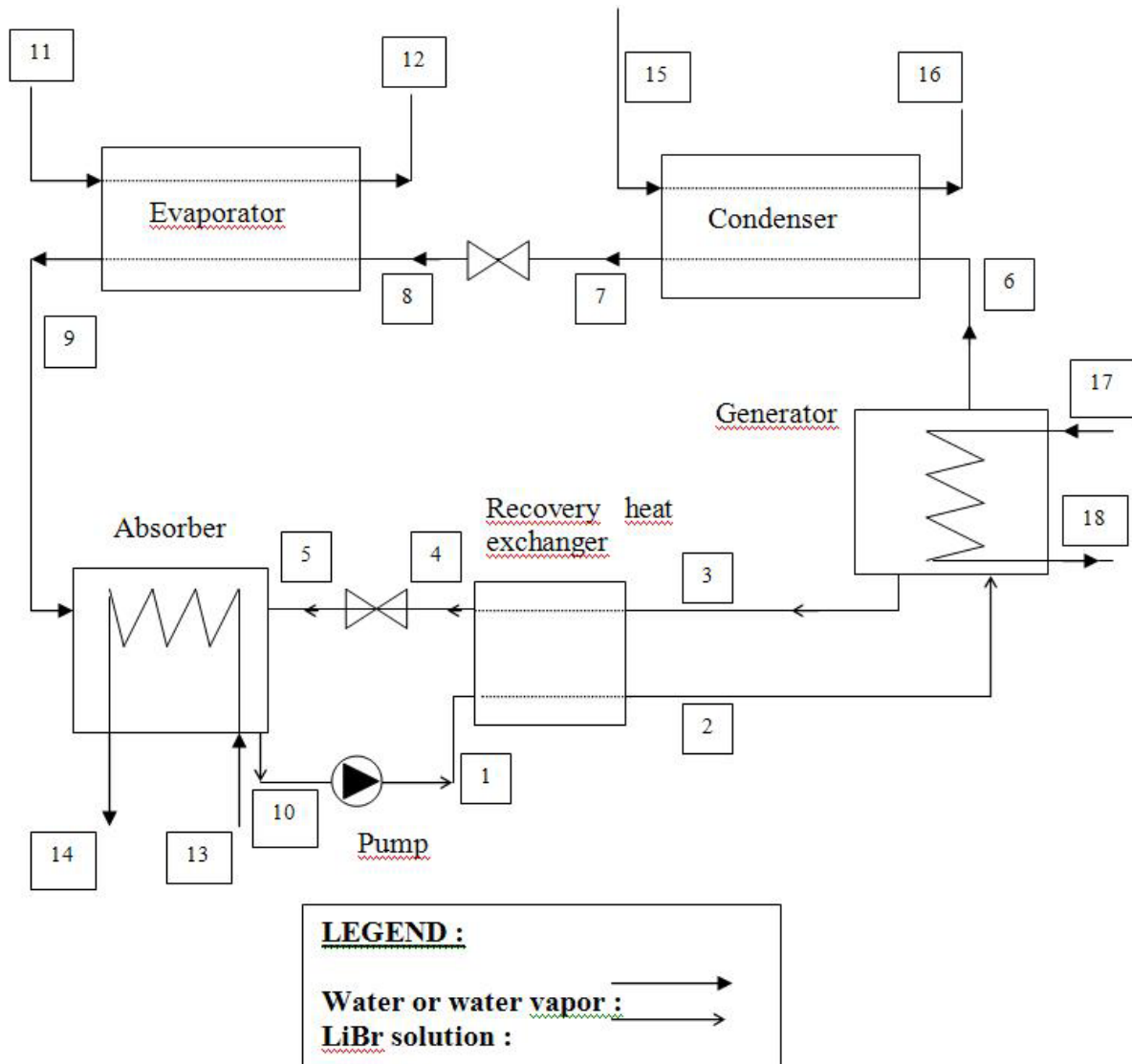


Figure VIII-8 Représentation schématique de la machine à absorption à simple effet

Cette machine peut être caractérisée par un minimum de 6 paramètres :

- Les coefficients d'échange globaux (AU) du générateur, de l'absorbeur, du condenseur, de l'évaporateur et de l'échangeur de récupération.
- Le débit (volumique) de la solution faible (supposé imposé par la pompe).

Il faut fournir au modèle les données suivantes :

- Débits d'eau de refroidissement de l'absorbeur, du condenseur,
- Débit d'eau à refroidir,
- Débit d'eau chaude,
- Températures de l'eau à l'entrée de l'absorbeur, condenseur et générateur,
- Température d'entrée ou température de sortie de l'eau à refroidir (évaporateur).

Les équations à faire intervenir sont très semblables à celles déjà présentées pour les machines à compression de vapeur. Elles décrivent les bilans de masse et d'énergie, ainsi que les transferts réalisés aux niveaux des différents échangeurs de chaleur que sont l'absorbeur, le récupérateur, le générateur, le condenseur et l'évaporateur.

VIII.3 MACHINES TRITHERMES A EJECTEUR

Un exemple de machine à éjecteur est schématisée à la Figure VIII-9.

L'éjecteur est un organe fixe qui réalise trois processus élémentaires :

- 1) Détente d'un premier fluide (de la vapeur à haute pression) dans une tuyère ;
- 2) Entraînement d'un second fluide (de la vapeur à basse pression) par le premier et mélange de ces deux fluides avec conservation du débit global de quantité de mouvement ;
- 3) Re-compression du mélange dans un diffuseur.

L'ensemble de ces trois processus ne présente pas une efficacité isentropique très élevée ; c'est dans le diffuseur que les pertes sont généralement les plus importantes.

En dépit de ses performances énergétiques assez médiocres, cette solution peut s'avérer très attractive dans certaines applications, compte tenu de sa simplicité et de la possibilité qu'elle présente d'utiliser directement de la vapeur qui serait produite à d'autres fins dans une installation.

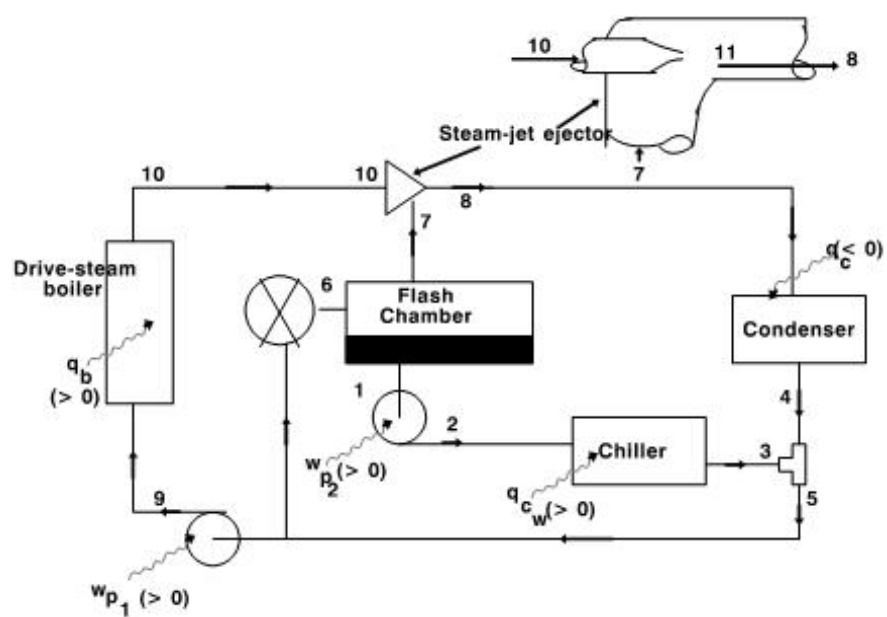


Figure VIII-9 Machine tritherme à éjecteur.