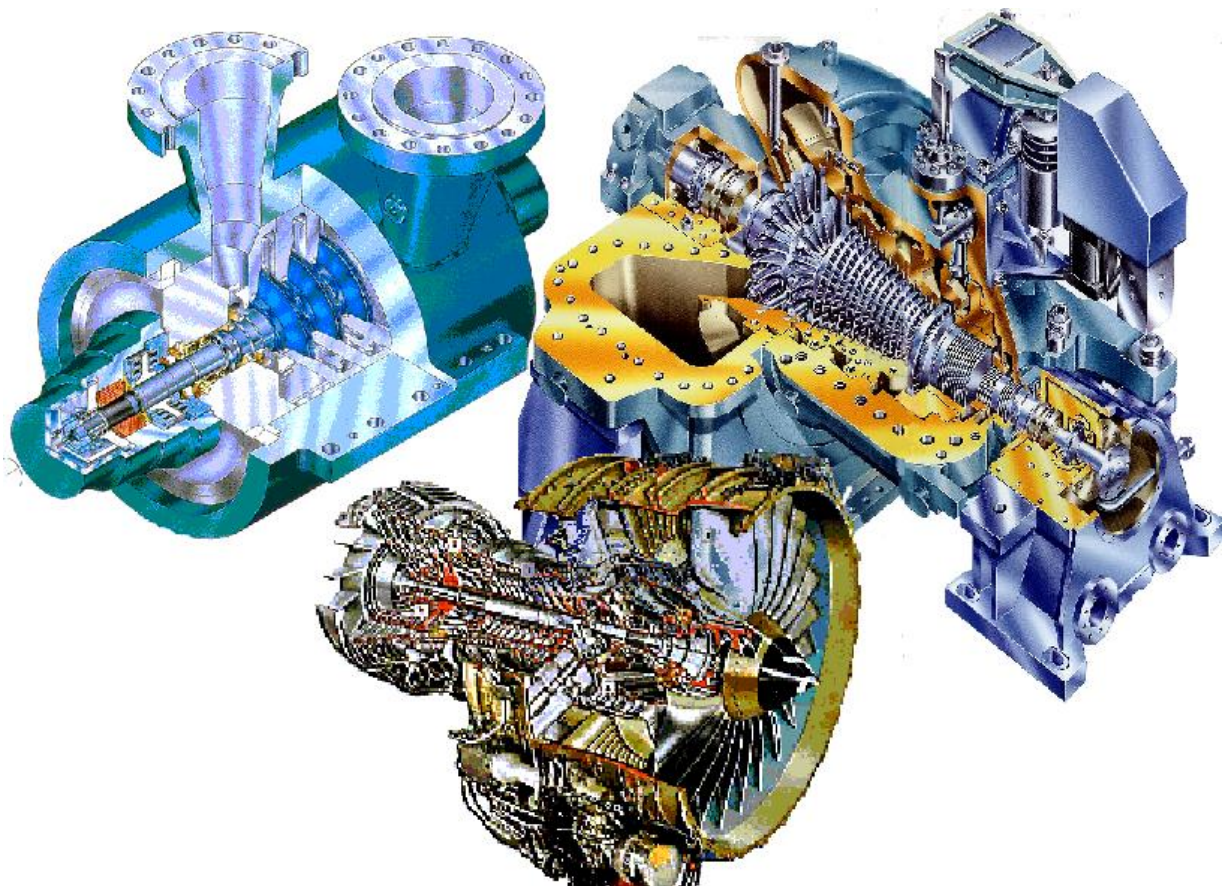




LES TURBOMACHINES



G.BRECHE 2006



LES TURBOMACHINES GENERALITES

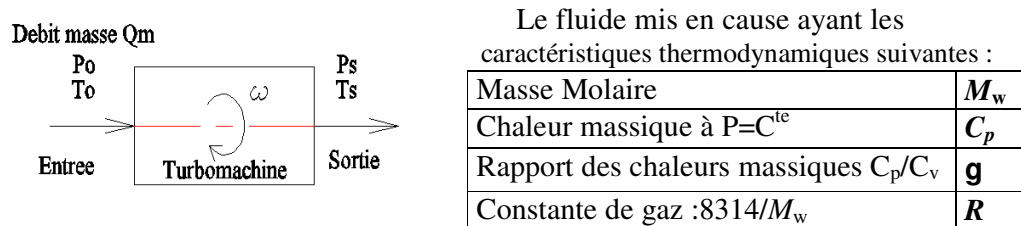
1- Introduction

Ces matériels sont des machines tournantes ,ce qui signifie que l'énergie fournie ou dépensée l'est par l'intermédiaire d'un ou de plusieurs arbres tournant autour de leur axe ,fournissant un couple au fluide ou à l'utilisation .L'ensemble des cas qui sont traités ici met en œuvre des fluides compressibles ,gaz ou vapeur .Dans un cas ,on utilise ce procédé pour élever la pression d'un fluide ,les machines sont des compresseurs .Dans l'autre ,on utilise la pression d'un fluide en l'abaissant pour fournir un couple à l'arbre ,celles-ci sont des turbines .Ces deux machines sont utilisées simultanément dans les groupes turbopropulseurs et turboréacteurs aéronautiques .Les turbines ayant pour rôle de fournir la puissance nécessaire à l'entraînement des compresseurs .Dans un premier temps ,tout sera défini en adiabatique .

2- Relations thermodynamiques

2.1 - Le Travail échangé

Dans tous les cas de figures ,le problème se résume au schéma qui suit :



Le transfert total d'énergie opéré dans la turbomachine s'écrit : $W = C_p \cdot (T_s - T_e) + 0,5 \cdot c_2^2$, c_2 étant la vitesse absolue de sortie du fluide .

Le rapport des températures entrée et sortie s'écrit : $\left(\frac{T_s}{T_e}\right) = \left(\frac{P_s}{P_e}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ avec $t = P_s/P_e$, le rapport des pressions entrée/sortie .On peut écrire ,toutes transformations faites :

$$H(kJ/kg) = \frac{\gamma \cdot R \cdot T_e}{\gamma - 1} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + \frac{c_2^2}{2}$$

Dans le cas de la compression ,cette quantité est positive ,dans celui de la détente ,elle est négative .Connaissant le débit masse à l'entrée Q_m ,ainsi que la masse volumique du

fluide à l'entrée : $\rho_e = \frac{12,18 \cdot M_w \cdot P_e}{T_e}$,on peut calculer le débit volume de sortie par la

relation qui suit : $Q_{vs} = \frac{Z_e \cdot Q_m \cdot P_e \cdot T_s}{Z_s \cdot P_s \cdot T_e}$ les facteurs, Z_e et Z_s étant les compressibilités du gaz à l'entrée et à la sortie de la transformation .On remarquera l'expression de la vitesse du

son dans le fluide à l'entrée dans la turbomachine : $a = \sqrt{\gamma \cdot Z_e \cdot R \cdot T_e}$,qui permet d'écrire l'expression du travail sous forme de hauteur manométrique de la façon suivante :

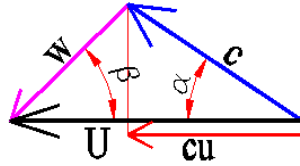
$$H(kJ/kg) = \frac{a^2}{\gamma - 1} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + \frac{c_2^2}{2}$$

Sous cette forme ,l'expression est utilisée pour les turbines axiales



LES TURBOMACHINES GENERALITES

2.2 - Le triangle des vitesses



Comme tous système mécanique en mouvement, le fluide soumis au mouvement de rotation de vitesse périphérique $U = \omega.R$, R étant

le rayon considéré, et à la vitesse absolue c , la relation de composition des vitesses permet d'écrire vectoriellement : $\vec{c} = \vec{U} + \vec{w}$, soit : vitesse absolue = vitesse d'entraînement + vitesse relative. La projection de $\vec{c}$ sur $\vec{U}$ donne : $cu = c \cdot \cos \alpha$.

2.3 - Le théorème d'Euler

Soient U_1 et U_2 les vitesses périphériques à l'entrée et à la sortie de l'aubage, Q_m le débit masse constant dans toute la machine et c_1, c_2 , les vitesses absolues aux rayons r_1 et r_2 , la dérivée du moment cinétique du fluide par rapport au temps s'écrit :

$$\frac{dP}{dt} = Q_m \cdot (c_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1) = C$$

Cette valeur est l'expression d'un couple ..en posant

$$n = \frac{U_i}{\omega}, \text{ et } 1/g, \text{ le débit unitaire, avec } W = C \cdot \omega, \text{ la relation finale s'écrit, après}$$

simplifications:
$$H = \frac{1}{g} (U_2 \cdot cu_2 - U_1 \cdot cu_1)$$

2.4 - Coefficients caractéristiques

Dans la pratique, ces machines sont caractérisées par des coefficients qui permettent de déduire rapidement les performances dont les éléments de celles-ci sont susceptibles. Ceux-ci sont au nombre de trois :

- La vitesse spécifique :

Peut être définie comme la vitesse de rotation d'une machine homothétique de celle considérée, fonctionnant à un débit de $1 \text{ m}^3/\text{h}$ à une hauteur de 1 m. Soit, avec N , la vitesse de rotation de la machine considérée, Q_v , son débit volumique et H , la

hauteur effective, la relation s'écrit :

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q_v}}{g^{0.75} H^{0.75}}$$

Cette valeur est directement reliée au coefficient de débit F , vu ci-après.

- Le coefficient de débit F :

En rapportant le débit volumique Q_v à travers la surface unitaire S perpendiculaire à l'axe de rotation, à la vitesse périphérique U , on obtient la valeur du coefficient de

débit, soit : $\Phi = \frac{Q_v}{S \cdot U_e}$. Pour une machine radiale, S s'écrit : $S = \frac{\pi \cdot D_e^2}{4}$, D_e étant le

diamètre extérieur de la roue. Pour une machine axiale, avec h , la hauteur du canal, la surface considérée s'écrit : $S = \pi \cdot D_m \cdot h$ D_m étant le diamètre moyen du canal. La

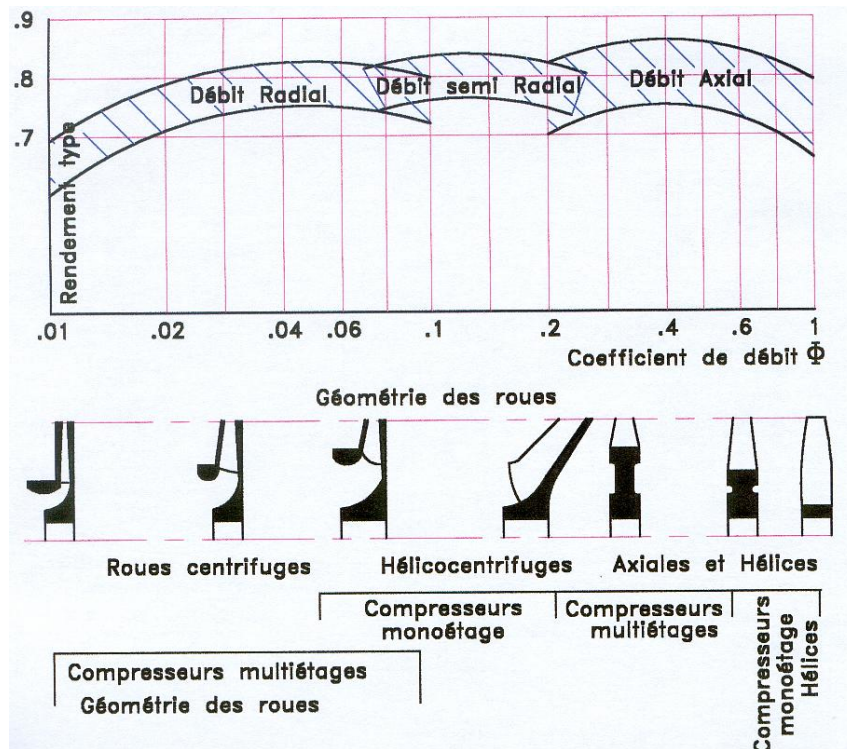
relation peut encore s'écrire en fonction de D_e et $N(\text{rpm})$: $\Phi = \frac{24.32 \cdot Q_{v0}}{N \cdot D_e^3}$ Q_{v0} étant le

débit volume entrée étage (compresseurs centrifuges). Le graphique qui suit décrit le type de géométrie de roues obtenu, ainsi que les plages de rendement possibles, en fonction du coefficient de débit : La vitesse d'entraînement U_2 peut aussi s'écrire :

$$U_2 = \frac{N \cdot D_2}{19.1}$$



LES TURBOMACHINES GENERALITES



- Le coefficient de pression Ψ :

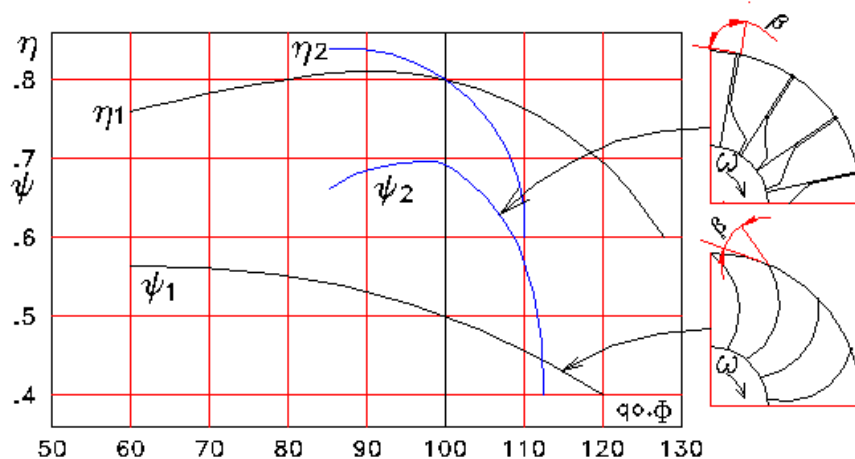
Le coefficient de pression est le rapport de l'énergie échangée au carré de la vitesse

périphérique U , soit : $\Psi = \frac{g \cdot H}{U^2}$, exprimé en fonction de la relation d'Euler, il

devient : $\Psi = \frac{1}{U_2} \left(cu_2 - \frac{U_1}{U_2} \cdot cu_1 \right)$. Pour mémoire, ce coefficient varie entre 0,25 et 0,4

pour les compresseurs axiaux et entre 0,45 et 0,7 pour les compresseurs centrifuges

Le graphique ci-dessous donne un exemple pour des compresseurs centrifuges de l'évolution du coefficient de pression en fonction du pourcentage $q_0 \Phi$ du coefficient de débit (tracé ici de 50% de Φ à 130% de Φ):





LES TURBOMACHINES GENERALITES

2.5 – Le degré de réaction

Une turbomachine est en général constituée d'une ou plusieurs cellules appelées étages dans lesquelles s'effectue le transfert d'énergie .avec n ,le nombre d'étages ,la quantité d'énergie échangée par étage est égale à la quantité d'énergie totale échangée dans la machine divisée par le nombre d'étages n .Soit : $\Delta H_{et} = \frac{H_{total}}{n}$.Un étage est constitué lui-même par un distributeur et une roue .La quantité ΔH_{et} est partagée suivant un rapport R (entre 0 et 1) entre ces deux constituants .Soit avec ΔH_{roue} ,le travail échangé dans la roue ,ce

rapport vaut : $R = \frac{\Delta H_{roue}}{\Delta H_{et}}$.D'où ,pour le distributeur , $\Delta H_{dist} = (1-R)\Delta H_{et}$,et pour la

roue : $\Delta H_{roue} = R.\Delta H_{et}$.Le degré de réaction est ,en général choisi dès le début de la conception de la turbomachine .Rapporté aux triangle des vitesses entrée/sortie (indice 1 : entrée ,indice 2 :sortie) ,avec Cm_1 et Cm_2 ,les vitesses débitantes ,on peut

écrire : $R = 1 - \frac{Cu_2}{2.U_2} + \frac{Cm_2^2 - Cm_1^2}{2.U_2.Cu_2}$,et ,en fonction du coefficient de pression Ψ , R devient

$$R = 1 - \frac{\Psi}{2} + \frac{Cm_2^2 - Cm_1^2}{2.\Psi.U_2^2} ..$$

Nota : Lorsqu'on a à faire à une machine de compression ,les quantités exposées ci-dessus sont positives ,le fluide reçoit de l'énergie .Pour une machine de détente (turbine) ,ces mêmes quantités sont négatives ,le fluide cède de l'énergie .Pour la commodité des calculs ,on n'en tient pas compte .

2.6 – Relations entre les coefficients

On peut écrire la hauteur fournie dans l'étage : $H = \frac{1}{g} \left(U_2^2 - \frac{U_2.Cm_2}{\tan \beta_2} \right)$. Cm_2 étant la vitesse

débitante en sortie de roue ,soit $Cm_2 = \frac{Q_{v2}}{\xi.\pi.D_2.b_2}$. ξ étant le blocage géométrique pouvant être estimé à 0,85 ,et b_2 ,la largeur en sortie de roue (dans le cas d'une roue radiale) .Par l'intermédiaire du nombre de tours spécifique ,on peut faire la liaison entre les coefficients

F et Ψ ,exposés précédemment ,soit : $N_s = 53. \frac{\sqrt{\Phi}}{\Psi^{0,75}}$.De même ,on peut déterminer le

diamètre spécifique de la roue : $d_s = \frac{2.\sqrt[3]{\Psi}}{g^{0,25}.\sqrt{\Phi}}$.Ces relations vont permettre de dimensionner la roue .

2.7 – Dimensions principales de la roue

A F et Ψ donnés ,on peut facilement déterminer le nombre de tours spécifique et le diamètre spécifique d'une roue .En fonction de la vitesse débitante en sortie de roue , Cm_2 ,on peut écrire (cas d'une machine radiale) : $\Phi = 4.\pi. \frac{b_2.Cm_2}{D_2.U_2}$, b_2 étant la largeur de sortie roue et D_2 ,le diamètre correspondant .Le diamètre D_2 s'écrit ,en fonction du diamètre

spécifique d_s et du débit Q_{x2} : $D_2 = d_s. \frac{\sqrt{Q_{v2}}}{H^{0,25}}$, H étant la hauteur fournie dans l'étage .La

vitesse de rotation de la machine se déduit du nombre de tours spécifique : $N = N_s. \frac{H^{0,75}}{\sqrt{Q_{v2}}}$.



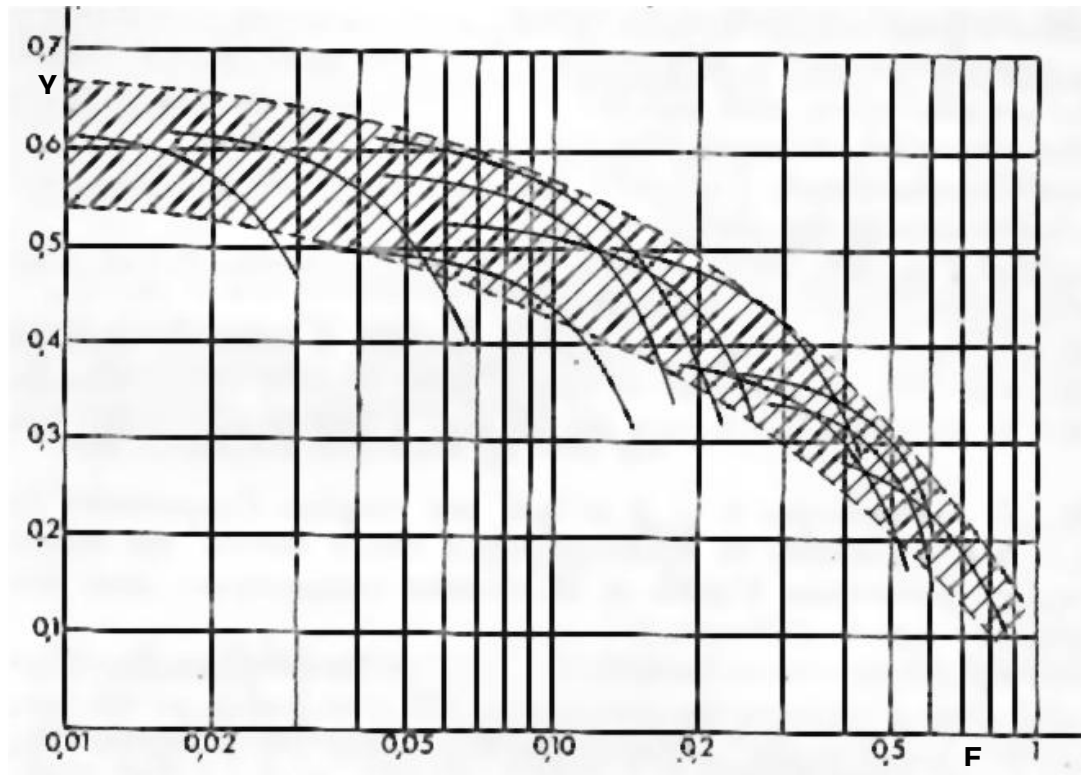
LES TURBOMACHINES GENERALITES

Dans le cas d'une machine axiale ,les valeurs de vitesse et de diamètre/largeur ,peuvent être calculées à $D_2=D_m$, D_m étant le diamètre moyen et $h=b_2$,la hauteur de la veine .

Pour les compresseurs axiaux ,on cherche la plupart du temps à garder la vitesse débitante constante ,le degré de réaction devient ,dans ce cas : $R=1-\frac{\Psi}{2}$.De plus ,le coefficient de débit en fonction de la vitesse débitante se réduit à : $\Phi=\frac{\xi \cdot C_m}{U_m}$, U_m étant la vitesse périphérique moyenne (au diamètre moyen du plan) et ξ ,le blocage géométrique (diminution de section de passage due à l'épaisseur des aubes)..

2.8 – Conclusion sur $Y=f(F)$

La relation entre ces coefficients n'est pas absolue .Pour une même valeur de F ,il est possible d'obtenir un ensemble de valeurs de Y .De plus ,il est impossible de déterminer une valeur optimale de Y pour F donné ,on dispose plutôt d'une plage de valeurs .La figure qui suit se rapporte au graphe de la page 3 en ce qui concerne les types de roues ,dans la zone de leur rendement maximal .La partie hachurée représente la plage dans laquelle se trouvent les roues de construction courante .Ce genre de graphe ne peut être valable que si on choisi un diamètre de référence identique pour toutes les roues .Pour les roues axiales ,on choisi le diamètre extérieur comme diamètre de référence .Le degré de réaction est choisi de même dans ce cas .Il n'est ,bien entendu ,pas impossible de faire travailler une machine en dehors de cette plage .Le nombre de tours spécifique est surtout utilisé dans le cas de machines mono étages .





LES TURBOMACHINES GENERALITES

3 - Vitesse de détente d'un gaz

La connaissance de cette donnée est particulièrement importante pour les turbines qui ont pour fonction de transformer celle-ci en puissance .

Un gaz soumis ,à son état initial (0) ,à une pression P_0 et une température T_0 ,état dans lequel ,la vitesse du son est a_0 ,détendu jusqu'à un couple de valeurs (P_1, T_1) ,possédera

une vitesse finale c_1 ,telle que : $c_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot a_0^2}{\gamma - 1} \left(1 - \frac{T_1}{T_0}\right)}$;qui peut aussi s'écrire :

$$c_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot a_0^2}{\gamma - 1} \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}\right)}$$

4 - La transformation polytropique

Dans tout ce qui précède ,on a supposé que les machines étaient parfaites ,c'est à dire avec un rendement égal à 1 ,et ,par conséquent ,des pertes nulles .La transformation était parfaitement adiabatique .Dans la réalité ,il y a des pertes en cours de transformation qu'on admet ,à défaut ,comme proportionnelles à chaque élément de transformation ,cette valeur est notée r dans la suite .La variation de vitesse d'écoulement entre deux points 1 et 2

,s'écrit : $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = \int_1^2 v \cdot dp - \xi$,en explicitant ce qui vient d'être dit : $d\xi = -r \cdot v \cdot dp$ (détente) .En

admettant que le fluide se comporte comme un gaz parfait ,on peut écrire

,avec : $d\xi = dH - v \cdot dp$, $(1-r) \cdot v \cdot dp = c_p \cdot dT$.au final ,après transformation , on obtient :

$$\left[\frac{(1-r) \cdot (\gamma - 1)}{\gamma} - 1 \right] v \cdot dp - p \cdot dv = 0 \text{ , ou encore : } \frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} \cdot \frac{\gamma}{\gamma - (1-r) \cdot (\gamma - 1)} = 0$$

Le modèle retenu correspond à la transformation polytropique : $p \cdot v^m = p_0 \cdot v_0^m$.le facteur

m ayant pour expression : $m = \frac{\gamma}{\gamma - (1-r) \cdot (\gamma - 1)} = \frac{\gamma}{1 + (1-\eta_p) \cdot (\gamma - 1)}$,dans le cas d'une détente ,

$\eta_p = (1-r)$.La plupart du temps ,en pratique ,on se fixe une valeur du rendement

polytropique η_p et ,on remplace la relation $k = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$ par $k_p = \frac{m - 1}{m}$,couramment on utilise

aussi $m = \frac{\gamma - 1}{\eta_p \cdot \gamma}$.Ce coefficient est très utilisé pour la détermination des compresseurs

.Dans cette transformation ,on redéfinit une valeur de c_p en fonction de m ,telle que :

$$C_{pm} = -C_p \cdot \frac{m - \gamma}{\gamma \cdot (m - 1)}$$

..Dans tout ce qui suit ,les calculs sont effectués en isentropique ,la transformation vers le mode polytropique est aisée .On constate que la valeur du rapport de pression réalisé est inférieure à sa valeur isentropique ,ainsi que l'élévation de température réalisée (cas d'une compression ,sinon ,la chute est inférieure).

5 - Forces exercées sur le fluide

Une particule en mouvement circulaire uniforme autour d'un axe x est soumise d'une part aux forces centrifuges qui tendent à l'éloigner de l'axe (à la chasser vers la périphérie) ,et d'autre part à une force centripète (qui ramène cette particule vers le centre) issue de l'accélération complémentaire due à son déplacement dans le plan (x, O, Y) et à la vitesse de rotation ω .Si ,au rayon R ,on considère la masse volumique comme constante ,on peut



LES TURBOMACHINES GENERALITES

écrire les forces sous forme des accélérations qui les engendrent .D'après le schéma qui suit ,on peut écrire les accélérations centrifuges :

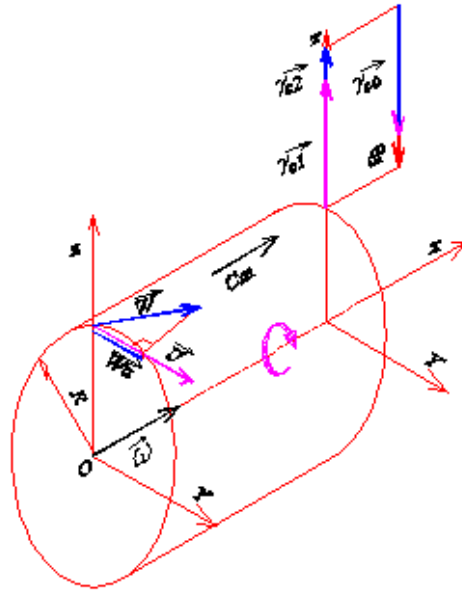
$$\vec{\gamma}_{c1} = \frac{U^2}{R} \vec{z} \text{ et } \vec{\gamma}_{c2} = \frac{Wu^2}{R} \vec{z}, \text{ pour}$$

l'accélération complémentaire ,on peut écrire : $\vec{\gamma}_{co} = 2\vec{\omega} \wedge \vec{W}$,soit ,en décomposant les vecteurs suivant les axes ,on trouve : $\vec{\gamma}_{co} = -2.\omega.Wu.\vec{z}$.Le système ne peut être en équilibre que si la relation fondamentale de la statique est satisfaite ,soit : $\sum \vec{F} = \vec{0}$,ou ,encore ,

$$\rho \left(\frac{U^2}{R} + \frac{Wu^2}{R} - 2.\frac{U.Wu}{R} \right) \vec{z} + dP.\vec{z} = \vec{0}, \text{ pour}$$

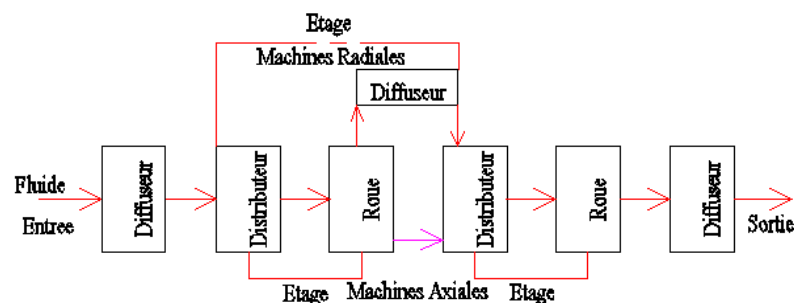
satisfaire cette condition qui se nomme l'équilibre radial .En l'absence de cette pression dP ,les particules sont donc centrifugées dans l'élément mobile de la machine ,faisant davantage travailler les roues en périphérie .

La conception des machines axiales ,pour lesquelles les effets des forces centrifuges sont néfastes ,doit tenir compte de ce problème .



6 – Synoptique général d'une turbomachine

Quelle que soit la forme de turbomachine choisie ,axiale ou radiale ,le fluide introduit à l'entrée ,qui peut être de différentes formes (Volute ou autre) ,circule à travers un ou plusieurs étages constitués d'une partie fixe et d'une partie mobile .Les parties fixes ont pour rôle essentiel de mettre 'en forme' géométriquement le fluide et les parties mobiles ont pour utilité ,soit de transmettre de l'énergie par l'effet de leur rotation (compresseurs) ,soit ,de dissiper l'énergie du fluide afin de produire une rotation et un couple moteur (turbine) .

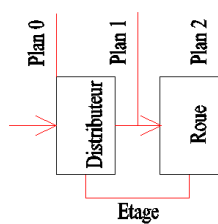


Pour chaque étage pris individuellement on définit plusieurs plans tels que la figure qui suit ,ce découpage sera constant dans toutes les

déterminations d'étages de turbomachines dans la suite :



LES TURBOMACHINES GENERALITES

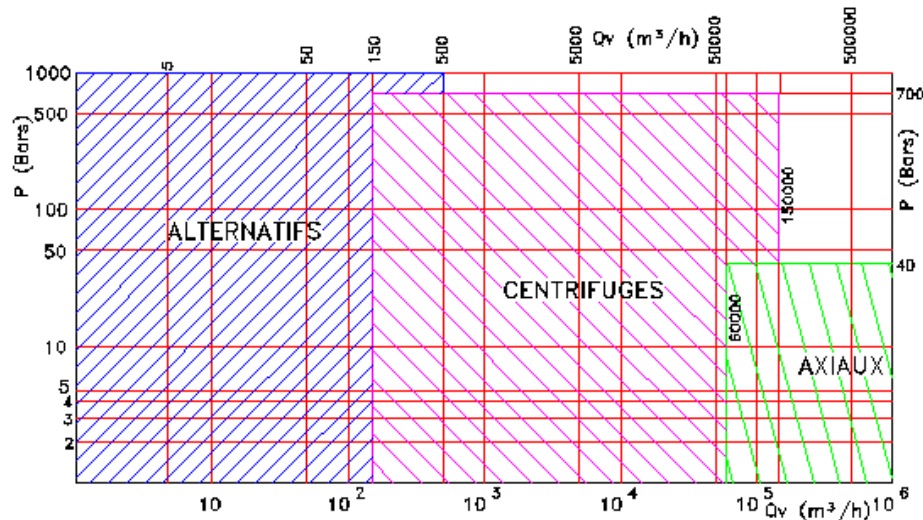




LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS

1 – Classification

Les compresseurs peuvent être divisés en deux catégories : d'une part, les machines alternatives, d'autre part, les machines rotatives. Dans cette dernière catégorie, on distingue deux types : les compresseurs centrifuges et les compresseurs axiaux. Dans le domaine industriel, leurs caractéristiques propres les destinent à des usages différents. Dans le domaine des propulseurs aéronautiques, leurs caractéristiques de puissance et dimensionnelles les différencient dans leurs applications.



Le diagramme ci-dessus indique les plages de débit/pression pour chaque type de machine industrielle. On constate que les machines centrifuges sont capables de fournir de très hautes pressions, mais pour des débits moyens. Par contre, les machines axiales sont capables de très hauts débits, mais de pressions de refoulement modestes. En général, plus la pression de refoulement est élevée, plus le débit est faible. Ce qui, dans les applications industrielles, détermine les utilisations des différents types.

- **Compresseurs centrifuges** : Transport de gaz, stockage, chimie de synthèse et pétrochimie (la pression de refoulement est prédominante).
- **Compresseurs axiaux** : Souffleries, Unités de séparation d'air, liquéfaction de gaz, gazéification (le débit est prépondérant).

Dans le domaine aéronautique, le problème se pose d'une façon différente. D'ailleurs, les turbomachines utilisées pour la motorisation sont subdivisées en deux catégories : les turbopropulseurs de puissance moyenne, et les turboréacteurs de forte puissance (de nos jours). Le premier ennemi d'un aéronef est le poids, le deuxième est le maître couple (résistance à l'avancement).

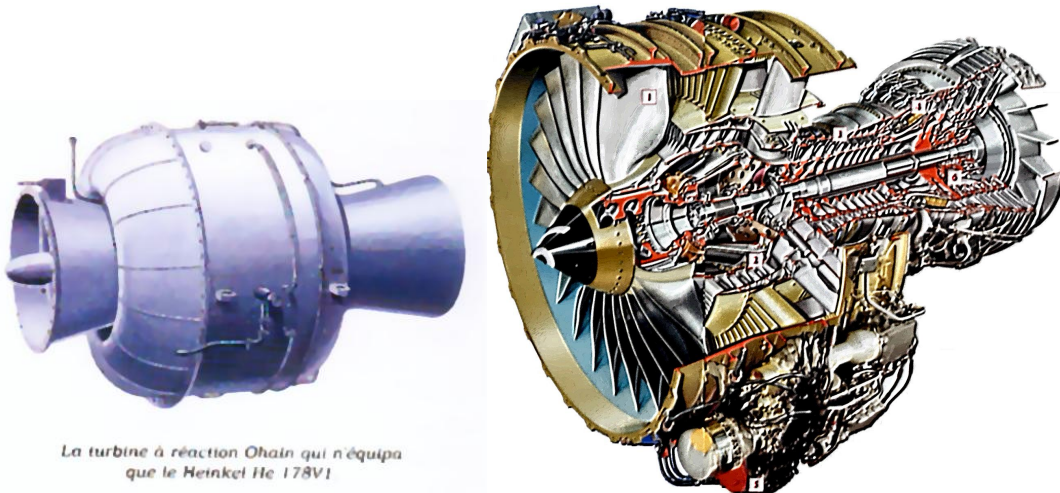
1.1 – Les turbo réacteurs

Contrairement aux moteurs à pistons, les propulseurs à turbines fonctionnent sur la notion de poussée (Turboréacteurs). Les turbo propulseurs fonctionnent toujours sur le principe de la puissance sur l'arbre moteur, comme les moteurs à piston et les turbines à gaz terrestres et d'hélicoptères. La poussée d'un réacteur est proportionnelle à la masse de gaz éjectée et à la différence entre la vitesse propre de l'aéronef et celle d'éjection des gaz, soit $P = m(V_e - V_p)$, V_e étant la vitesse d'éjection et V_p la vitesse propre de l'aéronef. Les deux paramètres sur lesquels on peut jouer sont la masse de gaz et la vitesse d'éjection. Comme on l'a vu précédemment, les machines centrifuges sont capables de fortes pressions de refoulement, donc de fournir des vitesses d'éjection



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS

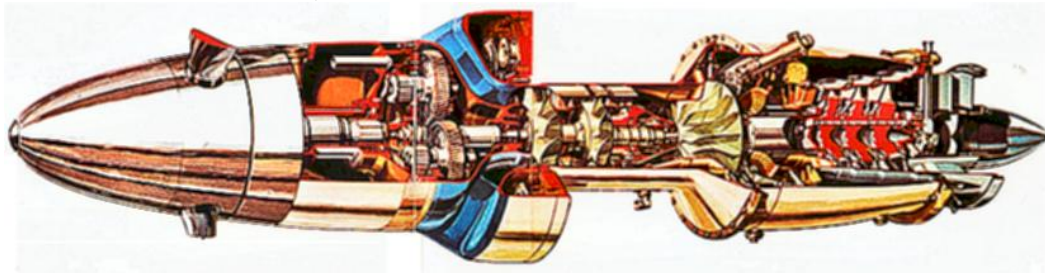
importantes ,mais le débit masse traversant reste limité .En revanche ,les compresseurs axiaux peuvent passer de très forts débits massiques sous des rapports de pression limités ,donc des vitesses d'éjection modérées .L'inconvénient majeur des grandes vitesses d'éjection est la limite sonique .Donc ,en conséquence ,pour obtenir de fortes poussées d'un réacteur ,on utilisera de préférence une machine axiale qui a ,en plus ,l'avantage d'avoir un maître couple relativement faible (par contre ,du fait du nombre d'étage nécessaires ,la longueur de la machine est conséquente) ,de plus la vitesse de rotation des machines axiales est relativement modérée (de 5000 à 20000 trs/mn) ,ce qui n'est pas le cas des machines centrifuges du fait de leur principe de fonctionnement (jusqu'à 150 000 trs/mn pour les machines de très faible débit) .De plus ,pour obtenir des taux de compressions conséquents avec des compresseurs axiaux ,il est possible d'en monter un ou plusieurs en série ,cas très fréquent sur les turboréacteurs actuels .Des réacteurs adaptés au fonctionnement terrestre ,appelés ,dans ce cas turbines à gaz ,sont utilisés soit comme moteurs de navire ,soit comme entraîneurs de compresseurs (GDF) .Ci-dessous ,un des tout premiers turboréacteurs à compresseur centrifuge ,et un turboréacteur à compresseurs axiaux monté sur AIRBUS .



La turbine à réaction Ohain qui n'équipa que le Heinkel He 178V1

1.2- Les turbo propulseurs et turbines d'hélicoptères

Ce type de machine a pour fonction de fournir une puissance sur un arbre de sortie chargé d'entraîner une hélice ou un rotor .Le rôle du ou des compresseurs est de fournir l'air nécessaire ,dans des conditions de pression et de température données à la chambre de combustion qui va brûler le carburant dont les gaz vont se détendre dans un ou plusieurs étages de turbine axiale chargés d'entraîner le compresseur et de fournir la puissance sur l'arbre de sortie .Ci-dessous ,un turbo propulseur à compresseur centrifuge (Turboméca ASTAZOU XIV) .



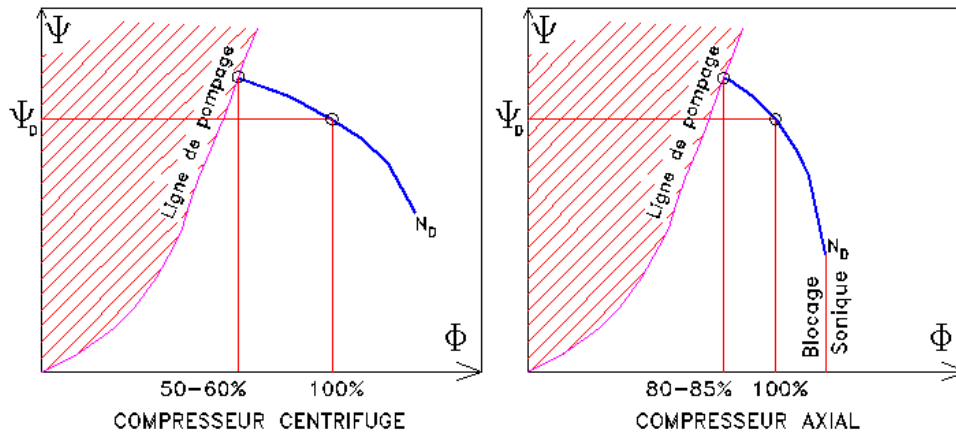


LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS

2 – Caractéristiques comparées

Les caractéristiques évoquées ici sont surtout les rapports de pression que sont capables de passer un étage et les coefficients de débits admissibles ,ainsi que les stabilités (courbes $\Psi=f(\Phi)$ plus ou moins plates) ainsi que les degrés de réaction admissibles .

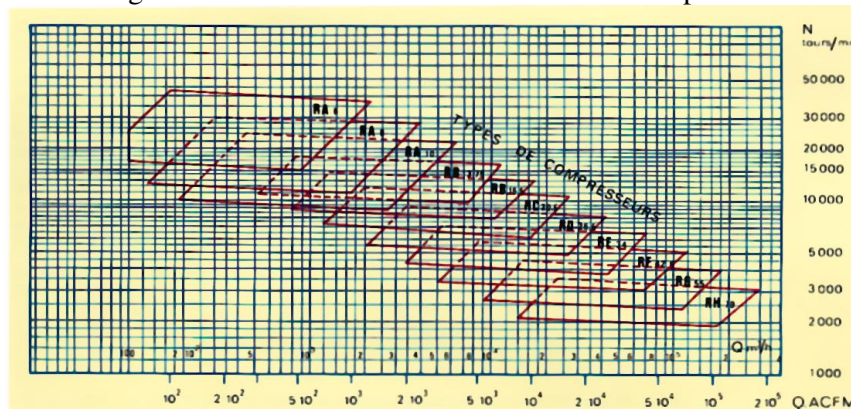
- **La stabilité** : Dans le cas du compresseur centrifuge ,la courbe $\Psi=f(\Phi)$ est relativement plate et Le débit nominal est éloigné du débit de pompage ,pour un compresseur axial ,Le débit nominal est très proche du débit de pompage ,la marge de variation de débit est faible (de l'ordre de 15 à 20% contre 40 à 50% pour les machines centrifuges) .de plus le blocage sonique intervient rapidement pour un compresseur axial .(fig. ci-dessous)



- **Le rapport de pression par étage** : Un compresseur centrifuge peut fournir un rapport de pression supérieur ou égal à **1,5** ,un compresseur axial ,entre **1,1** et **1,2**
- **Les coefficients de débit** : Pour un compresseur centrifuge : **$0,01 < F < 0,1$** ,pour un compresseur axial : **$0,1 < F < 1$** .
- **Le degré de réaction** : Pour des compresseurs multi-étages ,une machine centrifuge admet un degré de réaction voisin de $R=0,66$,pour une machine axiale ,celui-ci varie entre 0,5 et 1 .
- **Le rendement polytropique** : Il culmine vers 82% pour un compresseur centrifuge ,mais peut dépasser 85% pour un compresseur axial .

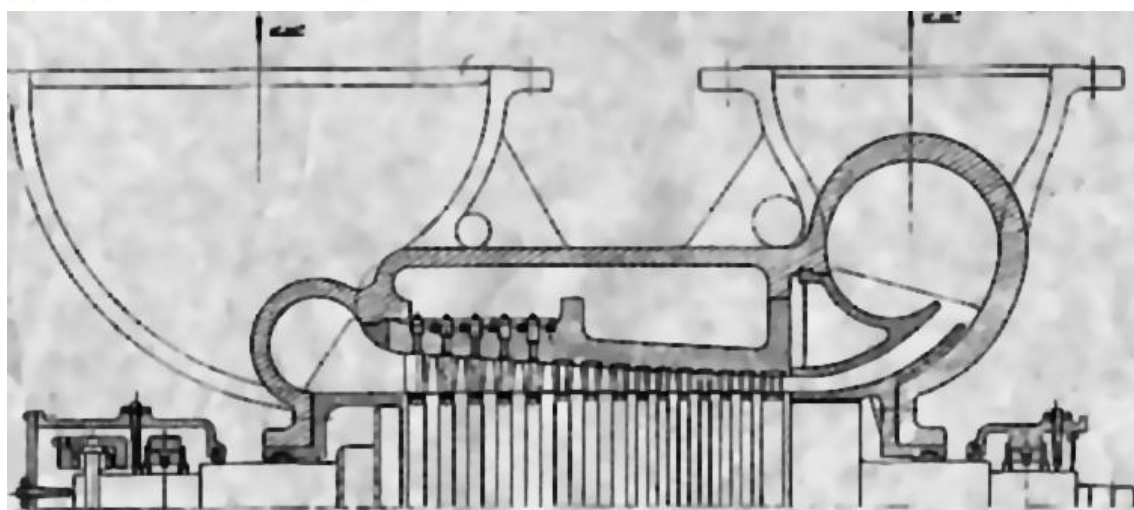
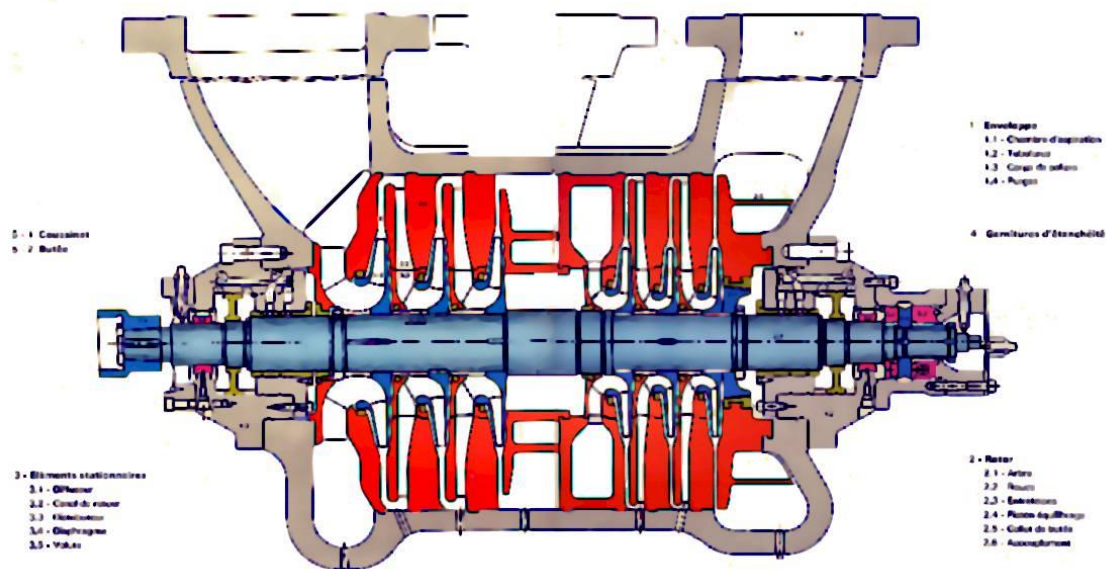
3 – Gammes de machines

Les constructeurs fournissent en général des abaques débits/vitesses de rotation couvrant toute leur gamme de machines .On en trouvera un exemple ci-dessous :





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

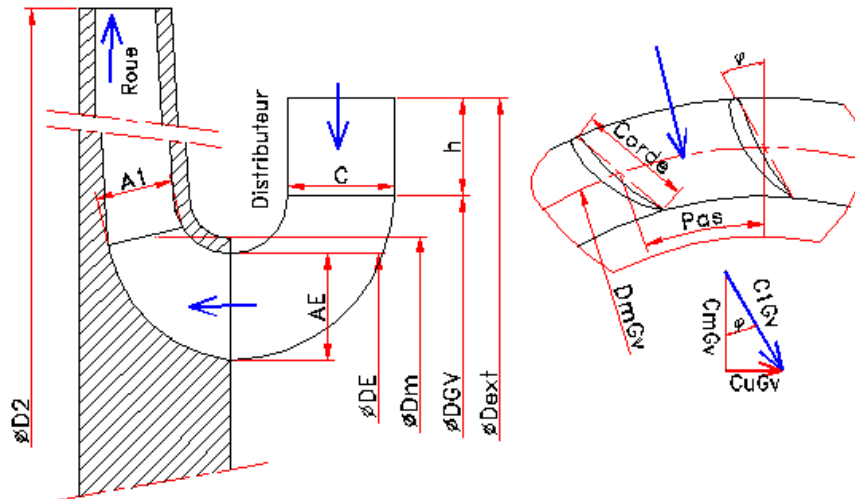
LE DISTRIBUTEUR

1 – Rôle du distributeur

Cette pièce aérodynamique ,en général aubée ,a pour utilité principale de contrôler la vitesse périphérique à l'entrée de l'aubage de la roue et d'assurer une répartition axisymétrique du courant .(Parfois ,ces deux conditions sont réunies ,et les aubages du distributeur ne sont pas nécessaires) .Ces aubages peuvent être moulés en une pièce ,ajustables séparément ou ensemble (calage variable) .Il peuvent être placés dans un passage radial ,conique ou axial .

Le nombre d'aubes est caractérisé par un facteur nommé Solidité ,Rapport de la corde d'une aube au pas moyen ,soit $\sigma = \frac{\text{Corde}}{\text{Pas}}$ avec $1,0 \leq \sigma \leq 1,3$,le pas étant calculé au diamètre moyen de l'aubage du distributeur .Pour éviter des problèmes vibratoires ,le nombre d'aubes du distributeur ne doit pas avoir de commun multiple avec celui de la roue .Parfois ,les aubes ne sont pas réparties uniformément sur la circonférence ,évitant ainsi les effets de sirène .

1.1 – Dimensions du distributeur



La section de sortie du distributeur ne doit pas être trop supérieure à celle d'entrée des aubes de la roue (100 à 150% maxi) .Connaissant le diamètre de sortie du distributeur D_{GV} ,la solidité σ ,l'angle f de sortie des aubes ,et n_{GV} ,le nombre d'aubes ,on peu déterminer le

diamètre d'entrée de celui-ci par : $D_{extGV} = \frac{1+k}{k-1} \cdot D_{GV}$ avec $k = \frac{2 \cdot n_{GV} \cdot \cos \varphi}{\sigma \cdot \pi}$.La largeur étant

fournie par : $C = \frac{c \cdot (D_E^2 - D_h^2)}{4 \cdot D_{GV}}$,avec $1,0 \leq c \leq 1,1$ (Rapport des sections distributeur/entrée aubages roue) .

2 – Contrôle du débit et de la hauteur manométrique

Le premier effet du distributeur aubé est de décaler le coefficient de pression y/h donc le coefficient de débit F ,par pré ou contre rotation (angle de sortie f) pour un aubage de roue donné .L'effet sur la hauteur fournie est obtenu par contrôle de Cu_1 ,de par la

relation : $\frac{H}{\eta} = \frac{1}{g} (U_2 \cdot Cu_2 - U_1 \cdot Cu_1)$.Ceci permet d'ajuster à sa valeur optimum l'angle β_1

pour un aubage donné .Soit ,avec l'angle f ,on peut écrire : $Cu_{GV} = Cm_{GV} \cdot \tan \varphi$.En utilisant la méthode du tourbillon libre entre le distributeur et l'aubage : $Cu_1 \cdot D_m = Cu_{GV} \cdot D_{GV}$.Cette



LES TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

égalité conduisant à : $C_{u1} = \frac{D_{GV}}{D_m} \cdot C_{m_{GV}} \cdot \tan\phi$. $C_{m_{GV}}$ se calculant de la même façon que pour la roue .Après développement de la relation d'Euler ,on obtient :

$$-\left(\frac{\Delta\psi}{\eta}\right) = C_{m_{GV}} \cdot \frac{D_{GV}}{D_m} \cdot \frac{U_1}{U_2^2} \cdot \tan\phi$$

Cette équation montre que pour une variation de performances la plus efficace possible (DY/h) pour un angle ϕ donné ,nous devons avoir :

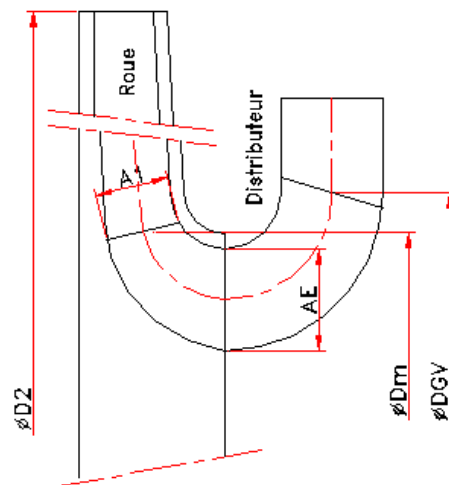
- un grand rapport D_{GV}/D_m
- Un grand diamètre d'ouïe (rapport U_1/U_2)
- Un grand rapport $C_{m_{GV}}/U_2$

La première condition suppose une longueur excessive du distributeur .

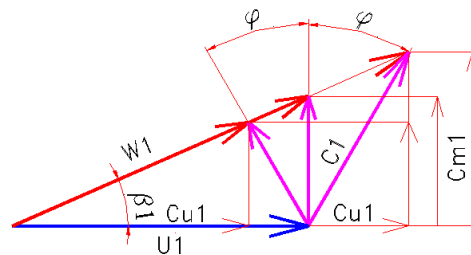
La dernière condition n'est pas vraiment contrôlable .La section de sortie du distributeur devant être plus grande que la section d 'entrée aubages mobiles (A1) de 15 à 50% pour un bon contrôle du courant le long du virage annulaire .

Ce mode de contrôle du débit est le plus adapté aux hauts débits ,dans lesquels D_m , D_{GV} et $C_{m_{GV}}$ sont élevées .

Si le bord de fuite des aubes du distributeur et le bord d'attaque de l'aubage mobile sont inclinés ,les effets du distributeur aubé sur C_{u1} et DY/h seront mieux intégrés dans tout le canal .Les calculs des conditions sur la ligne de courant moyenne seront suffisants .(cf. figure ci-contre) .



A débit variable ,donc à C_{m1} variable ,en faisant varier l'angle ϕ ,on peut obtenir au final un angle β_1 constant .La vitesse relative W_1 variant .(cf. figure) .C'est le principe du calage variable .



Le décalage horizontal de la courbe de rendement h ,donc de Φ varie autour de +/-15% .Dans la réalité ,ce décalage est aussi influencé par d'autres composants tels que les diffuseurs et les volutes .le décalage ,compte tenu de cette remarque avoisine +/-8% pour des angles ϕ conventionnels .

2.1 – Calcul du triangle des vitesses

La vitesse débitante C_{m1} étant connue , C_{u1} et U_1 également ,On peut calculer

$$W_1 = \sqrt{(U_1 - C_{u1})^2 + C_{m1}^2} \text{ ,et } \beta_{1Ga2} = \arctan \frac{C_{m1}}{C_{u1}} \text{ ,ainsi que la vitesse absolue } C_1 = \frac{C_{m1}}{\cos\phi} .$$



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

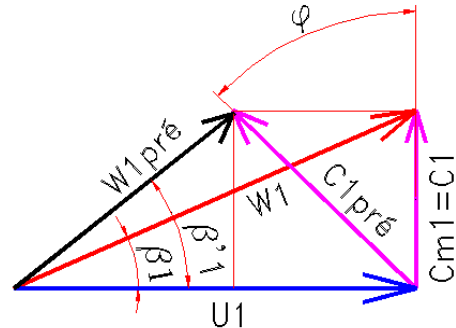
A la sortie de la roue ,on obtient la valeur de Cu_2 par la relation suivante (Cm_2 étant connue):

$$Cu_2 = U_2 \left(\left(\frac{\Psi}{\eta} \right)_{\text{étage}} + \left(\frac{\Delta \Psi}{\eta} \right)_{GV} \right), \text{ d'où } W_2 \text{ et } b_{2Gaz}$$

3- Contrôle du nombre de Mach

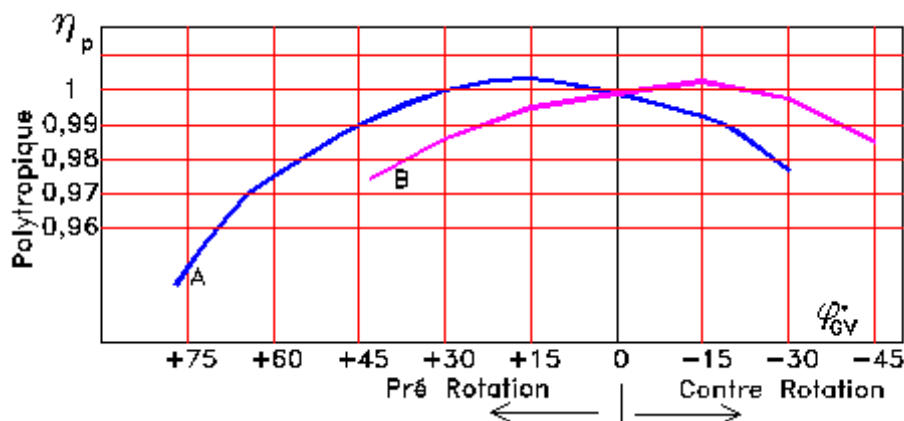
Parfois ,la pré rotation est utilisée pour réduire le nombre de mach à l'entrée de l'aubage de la roue à une valeur acceptable (Débit élevé ou grande vitesse de rotation de la roue) .

A débit donné on peut ,soit augmenter l'angle b_1 ,soit augmenter le diamètre de l'ouïe ,tout en compensant la chute de DY/h due aux pertes de la pré rotation par une largeur plus grande de la sortie roue ,ou encore ,par une diminution de l'angle b_2 .Ci-contre ,contrôle de W_1 par pré rotation à débit constant .(Diminution du nombre de Mach par augmentation de b_1) .



Dans ce cas ,un type de champ de courant avec pré rotation ,tel que généré par un distributeur axial ou semi-axial est le plus efficace pour réduire le nombre de mach au couvercle sans pertes de coefficient de pression excessives .Le type de pré rotation en forme de tourbillon ,tel que produit par un distributeur radial agit sur DY/h plus que sur le nombre de Mach au couvercle car Cu_1 est inversement proportionnel au diamètre moyen Dm .(pour la rotation de type 'corps solide' , Cu_1 est proportionnel à Dm) .

Une grande valeur de pré rotation ($\phi > 45^\circ$) produit de mauvaises distributions de charges sur l'aubage mobile et devient inefficace comparativement à une simple entrée sans pré rotation .Le graphe qui suit montre l'évolution des rendements polytropiques maxi en fonction de la pré ou contre rotation .

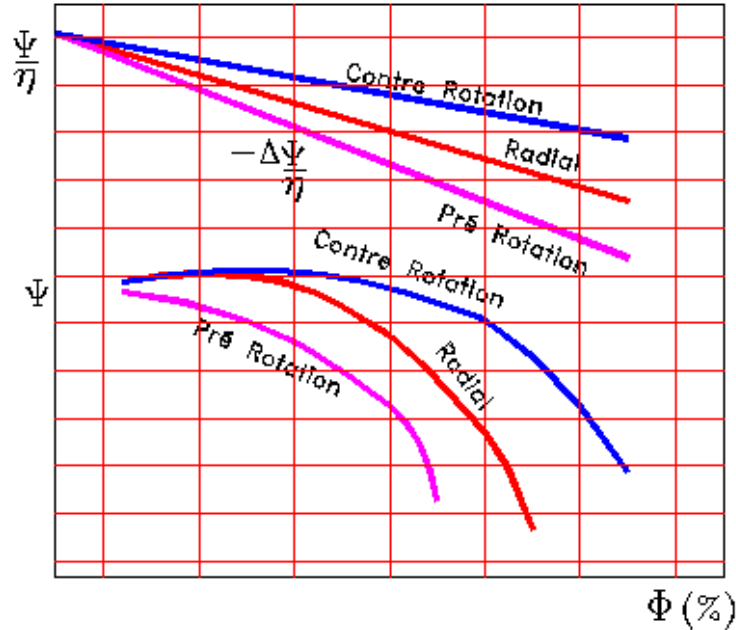


Les effets des distributeurs aubés sont variables suivant leur dessin .La courbe A ci-dessus est représentative d'une configuration moyenne et d'un coefficient de débit F entre 0,03 et 0,08 .La courbe B s'applique à un étage à très petit coefficient de débit F ,autour de 0,01 .



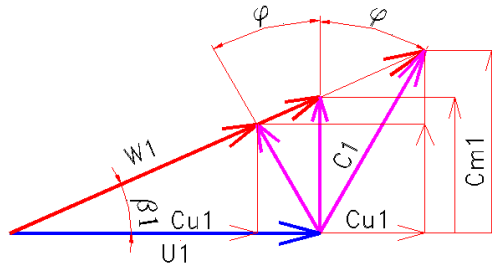
LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

La proportion d'augmentation maxi du rendement se situe vers un angle β de $\pm 15^\circ$ pour un facteur multiplicateur de 1,02. Le graphe suivant montre l'évolution des coefficients de pression en fonction du coefficient de débit, pour la pré rotation, le radial pur et la contre rotation.



4- Le calage variable

Les matériels industriels sont, en général, entraînés par des moteurs à vitesse constante, de plus les roues sont construites avec une géométrie conçue pour travailler au point nominal, donc, pour un débit bien défini. La charge du compresseur pouvant varier, donc le débit admis, les roues ne travaillent plus au maximum de leur rendement. Pour garder l'angle β_1 constant, (caractéristique géométrique de construction de la roue), le seul choix est de faire varier l'angle ϕ des aubes du distributeur. Cependant, l'amplitude de variation de cet angle est limitée par le nombre de mach à l'entrée de l'aubage de la roue (augmentation du débit et, donc de W_1) ..





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

5- Exemple de calcul

Le gaz traité est le CO₂, les données sont les suivantes :

M_w	44	R	189.0	C_p	857
g	1.3	k	0.231	Z	1

Le distributeur est calé à $\beta = 30^\circ$. Déterminer les triangles des vitesses obtenus à l'entrée et à la sortie de la roue avec les conditions de fonctionnement :

N (rpm)	10000	Q_{v0} (m³/h)	5100	h étage	0.81
T_{entrée} (°C)	60	P_{entrée} (bar)	56.65	DH_{étage}	16853
T_{sortie} (°C)	73.4	P_{sortie} (bar)	70	Q_{v2} (m³/h)	3967.3
a_{0son} (m/s)	286.1	Débit F	0.036	Pression Y	0.294
a_{0son} (m/s)	291.8	r₀	91.3	r₂	108.4
Avec prérotation		Sans prérotation			
U_{2max} (m/s)	400	U_{2max} (m/s)	357	Fuites (%)	1.2
N_{max} (rpm)	16706	N_{max} (rpm)	14900		

Dimensions de la roue :

D couvercle	222.3	D moyeu	139.7	D moyen	223.5
R couvercle	19.1	R moyeu	44.5	D_{2roue}	457.2
D_{IS}	241.6	D_{IH}	205.5	nb aubes	17
épaisseur aubes	4.8	Largeur sortie roue (entre 11.43 et 45.72):			15.9

DIMENSIONS DU DISTRIBUTEUR (mm)

s (entre 1 et 1,3)	1.3	nb aubes	18	Angle aubes (°)	30
Diamètre GV	241.3	D_{ext}/D_{GV}	1.30	D_{ext}	314.0
Largeur sortie	38.7	Hauteur	36.4	épaisseur aubes	2.5
Blocage x	0.93	Section (m²)	0.027		

DH_{GV}	-1793	Q_{v1} (m³/h)	5122	-DY_{GV}	-0.066
Pression P₁ (bar)	56.3	T₁ (°C)	59.7		

Triangle des vitesses

Cm_{GV} (m/s)	51.9	Cu_{GV} (m/s)	29.9	C_{1GV} (m/s)	59.9
------------------------------	------	------------------------------	------	------------------------------	------

Caractéristiques géométriques de la roue :

Entrée Roue		Sortie Roue	
Angle β_{1aube}	40.0	Angle β_{2aube}	45.0
Blocage α_1	0.92	Blocage α_2	0.92
Section (m²)	0.022	Section (m²)	0.0210
		Facteur A	0.175

Avec les données du calcul, les triangles des vitesses entrée et sortie de l'aubage de la roue donnent :



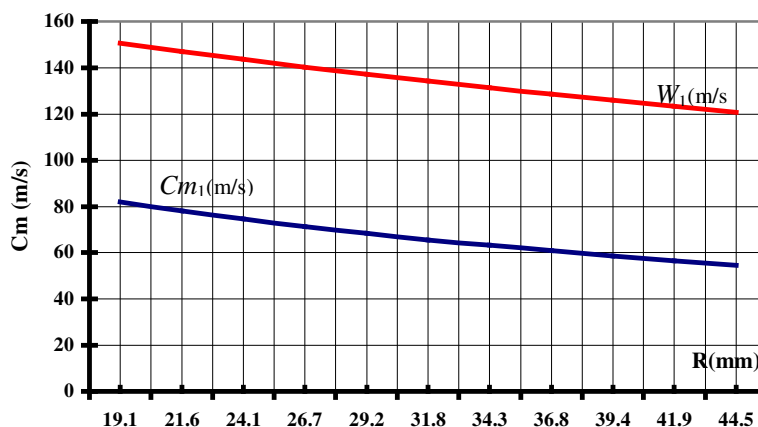
LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

C_{m1} (m/s)	65.7	C_{m2} (m/s)	52.5
U_1 (m/s)	117.0	U_2 (m/s)	239.4
C_{u1} (m/s)	35	C_{u2} (m/s)	53.3
W_1 (m/s)	105.1	W_2 (m/s)	193.3
C_1 (m/s)	74.4	C_2 (m/s)	74.8
$Mach_{entrée}$	0.37	$Mach_{sortie}$	0.66
W_1/W_2 (m/s)	0.54	Glissement S	0.106
Angle a_{1gaz}	38.7	Angle a_{2gaz}	15.7
Angle b_{1gaz}	33.5	Angle b_{2gaz}	74.0
Rapport P_2/P_0	1.25	h_{aubage}	0.877

Avec un distributeur radial pur ; $f = 0$,les résultats sont :

C_{m1} (m/s)	65.6	C_{m2} (m/s)	52.5
U_1 (m/s)	117.0	U_2 (m/s)	239.4
C_{u1} (m/s)	0	C_{u2} (m/s)	70.4
W_1 (m/s)	134.2	W_2 (m/s)	176.9
C_1 (m/s)	65.6	C_2 (m/s)	87.8
$Mach_{entrée}$	0.47	$Mach_{sortie}$	0.61
W_1/W_2 (m/s)	0.76	Glissement S	0.116
Angle a_{1gaz}	29.3	Angle a_{2gaz}	17.2
Angle b_{1gaz}	26.9	Angle b_{2gaz}	66.6
Rapport P_2/P_0	1.25	h_{aubage}	0.877
Y_{2roue}	0.66	DH_{aubage}	14433

Ci-dessous ,le graphe des vitesses débitantes et relatives au bord d'attaque de l'aubage roue :





LES TURBOMACHINES

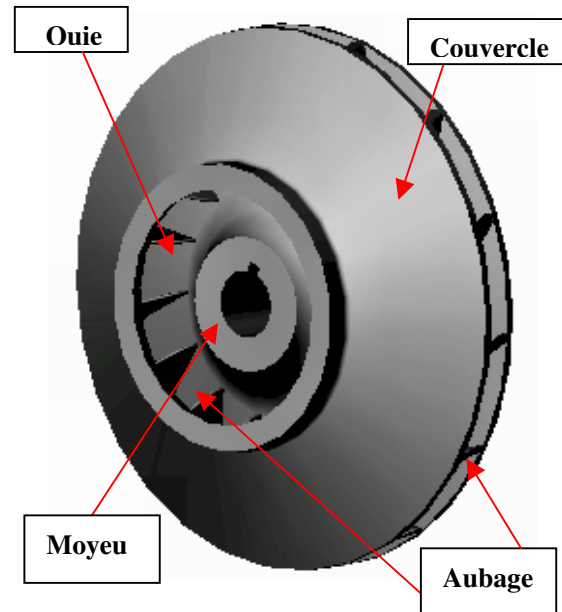
LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

LE ROUET

1 – Nomenclature

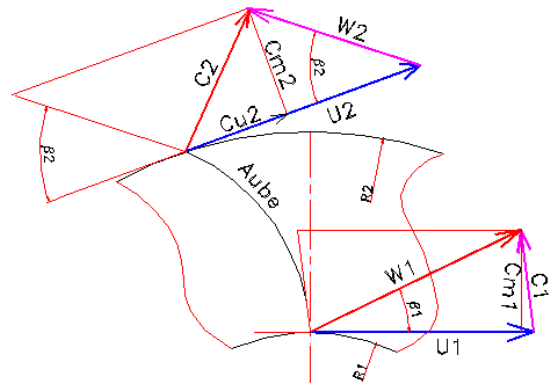
La figure ci-contre montre une roue centrifuge complète avec aubages 2D, les plus utilisés pour les compresseurs industriels

D'autres types de roues tels les roues à aubage 3D, avec ou sans couvercle, sont utilisées pour les compresseurs mono étages ou comme élément mobile du premier étage d'une machine multiétages. L'ouïe est l'espace libre à l'entrée de la roue, entre le couvercle et le moyeu.



2 – Les triangles des vitesses

En entrée et en sortie de roue, le fluide est soumis à un triangle de vitesses dans lequel on retrouve toujours la relation : $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$, c'est à dire, vitesse absolue = vitesse d'entraînement + vitesse relative. Avec $\vec{U} = \vec{\omega} \times \vec{r}$, la vitesse d'entraînement, variant avec le rayon r . La vitesse débitante C_m , diminue avec le rayon.



3 – Entrée de la roue (ouïe)

Objet : Guider le fluide entrant par un conduit annulaire vers la partie aubée avec le minimum de pertes, et en parvenant à la plus faible vitesse relative possible dans les aubages mobiles.

Les plus grandes vitesses relatives sont atteintes vers le couvercle, près du bord d'attaque des aubes. Le but est d'essayer d'avoir w_{1max} la plus faible possible pour les raisons suivantes :

- Réduire le rapport de décélération à travers le canal aubé
- Conserver le mach d'entrée $M = \frac{W_{1max}}{a_{son}}$ assez bas afin de minimiser les pertes par choc

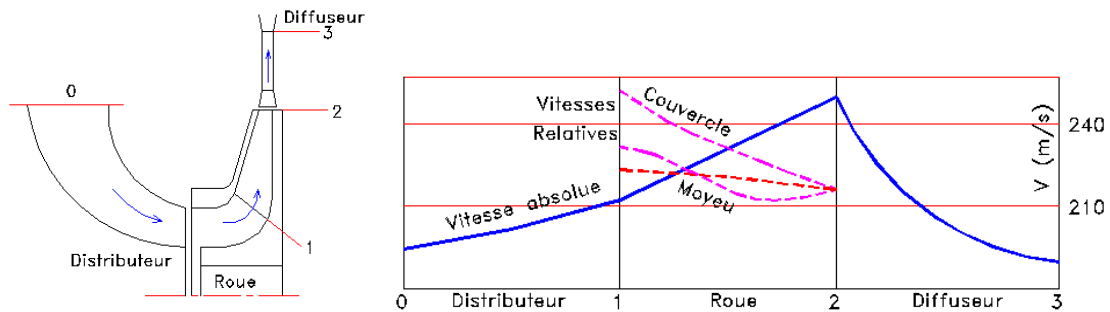
en dehors du point nominal de fonctionnement. a_{son} étant la vitesse du son dans le gaz

Incidemment, les angles d'entrée dans l'aubage ne contrôlent pas la hauteur hydraulique (contrairement à la sortie de l'aubage). La géométrie des aubes doit être adaptée au plus près



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

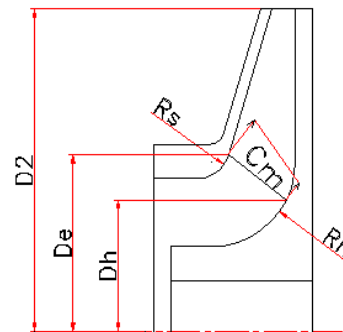
de la direction du flux entrant ,avec les angles appropriés ,pour éviter les pertes par choc au point nominal .



Les figures ci-dessus indiquent la répartition des vitesses débitantes dans un étage

Dans le cas ordinaire de pré rotation nulle pour le flux entrant ,à chaque point ,le long du bord d'attaque :

$W_1 = \sqrt{U_1^2 + C_{m1}^2}$.Tandis que U_1 augmente avec le diamètre de l'ouïe ,simultanément , C_{m1} ,elle ,décroît .Il y aura donc un diamètre d'ouïe optimal pour chaque combinaison de débit Q ,de vitesse N et de diamètre de moyeu D_h .,ainsi que des rayons R_s et R_h du virage .(figure ci-contre)



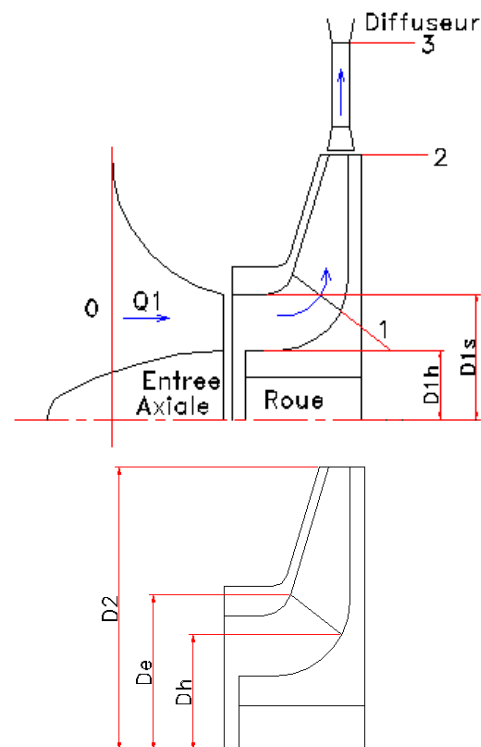
3.1 – Entrée Axiale, la plus efficace

L'entrée axiale parfaite à vitesse débitante constante ($C_1 = C_{m1}$) dans le plan d'entrée ,de surface frontale A .Soit :

$$C_1 = \frac{Q_1}{A} , \text{ ou encore : } C_1 = \frac{Q_1}{\frac{\pi}{4} \cdot \xi \cdot (D_{1s}^2 - D_{1h}^2)}$$

,avec $0,85 \leq \xi \leq 0,95$,le coefficient de 'blocage géométrique' (=1- rapport section totale des aubes à la section totale) .on peut également écrire :

$W_{1max} = \sqrt{C_1^2 + U_{1max}^2}$.A l'aide de ces relations ,nous pouvons optimiser D_{1s} pour les plus basses valeurs de W_{1max} .Si nous le faisons ,nous voyons que ,dans ces conditions ,l'angle aérodynamique d'entrée au couvercle $\beta_{1s} = \arctan \frac{C_{m1s}}{U_{1s}}$ se situe entre 25° et 35° .Cependant ,si on fait le dessin pour un angle β_{1s} d'approximativement 30° ,nous arrivons à un diamètre d'ouïe optimum plus simplement .



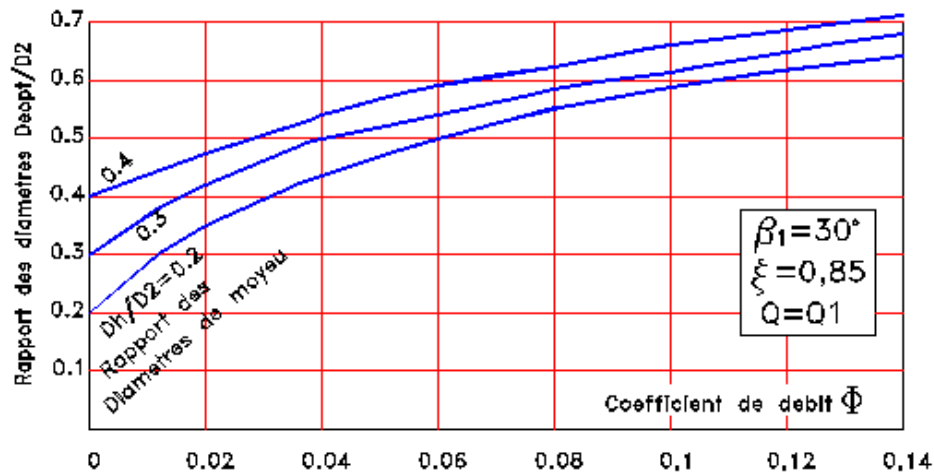


LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

Si nous combinons les équations exposées ci-dessus pour C_1 et $U_{1\max}$, avec l'équation du coefficient de débit Φ , en admettant que $Q_1=Q_2$ (vrai pour un fluide incompressible), sans

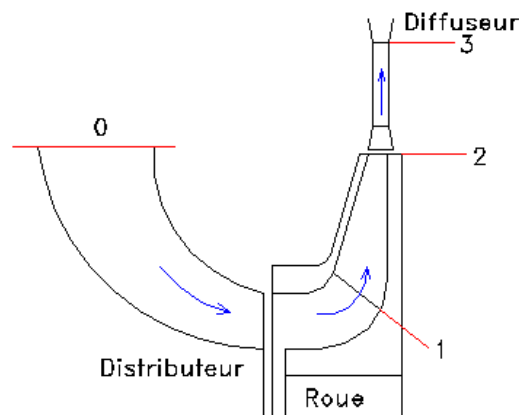
pertes par fuites, nous pouvons écrire : $\frac{D_{Eopt}}{D_2} \left[\left(\frac{D_{1S}}{D_2} \right)^2 - \left(\frac{D_h}{D_2} \right)^2 \right] = \frac{\Phi}{\xi \cdot \tan \beta_{1S}} \quad (1)$. Le coefficient

1.732 étant l'inverse de la tangente de β_{1S} . Le réseau de courbes résultant ci-dessous, issu de cette relation est aussi valable pour des roues 3D à condition que le rapport de pression réalisé dans l'étage soit modéré. Dans le cas d'une roue 2D à entrée radiale, on substitue D_E dans le graphique par la valeur moyenne $D_m = \frac{D_E + D_h}{2}$ (Le diamètre D_E de l'ouïe sera 4 à 6% supérieur à D_h).



3.2 – Entrée annulaire avec virage

C'est le type le plus fréquent, particulièrement dans les compresseurs multiétages, du fait de la réduction possible d'encombrement longitudinal. Par exemple, si on choisit de prendre un rayon de couvercle réduit, Cu_1 n'est pas constant dans la section d'entrée, W_1 et le nombre de Mach maxi sont beaucoup plus élevés que dans le cas précédent. Si R_s est petit, nous devons mettre le bord d'attaque de l'aubage au plus près du minimum du diamètre minimum (ou, utiliser un aubage 3D), car on peut toujours contrôler une accélération de Cu_1 alors que le contrôle d'une décélération de W_1 le long du virage est plus aléatoire.





LES TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

3.3 – Exemple de détermination

Le gaz comprimé est le CO_2 , avec un débit volume $Q_0=5100 \text{ m}^3/\text{h}$. Les caractéristiques du gaz sont : $M_w=44$, $\gamma=1.3$, $C_p=857$, la température d'aspiration est de 25°C , à 1.049 bars. A l'entrée de l'aubage, la pression n'est plus qu'à 0.98 bars, une légère détente étant effectuée. Les pertes par fuite au couvercle s'élèvent à $\kappa=1.2\%$.

La vitesse de rotation du compresseur est $N=10\,000 \text{ rpm}$. La roue choisie a un diamètre extérieur $D_2=457 \text{ mm}$.

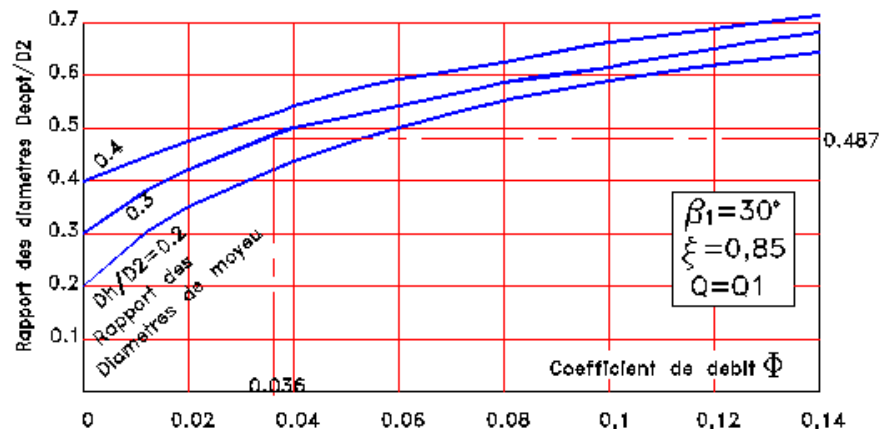
3.31 – Calcul de D_{Eopt}

Avec les données indiquées, on peut déterminer le coefficient de débit Φ .

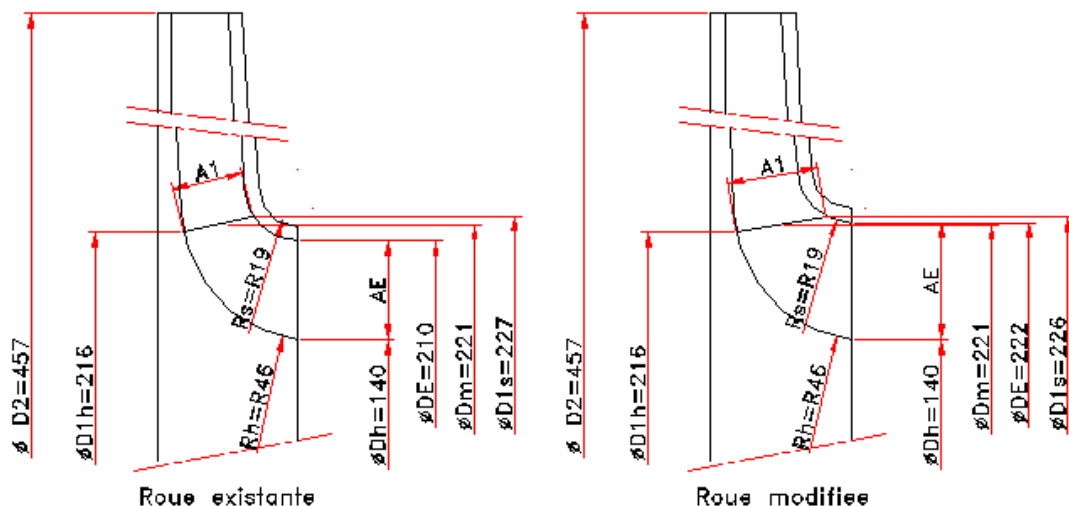
$Q_0 \text{ (m}^3/\text{s)}$	$D_2 \text{ (m)}$	$U_2 \text{ (m/s)}$	F
1.42	0.457	239.61	0.036

Par défaut, on prend un coefficient de blocage géométrique $\xi=0.85$, ainsi que $\beta_{1s}=30^\circ$. Soit à l'aide de la relation (1), soit par le graphique, on trouve le rapport D_{Eopt}/D_2 . Le tableau qui suit regroupe les données et le résultat (diamètres en mm).

D_h	D_{1s}	D_2	D_{Eopt}/D_2	D_{Eopt}
140	226	457	0.487	222.4



Les cotes de l'entrée de la roue sont regroupées sur la vignette (cotes arrondies) :





LES TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

3.32 – Champ des vitesses d'entrée de l'aubage

a – Calcul du débit volume effectif

On admet $C_p=857$, le rapport des pressions P_0/P_1 est de $\tau=1,069$. Nous avons à faire à une détente. La valeur de ΔH , avec $T_0=298$ K est $\Delta H=3919,6$ J/kg, la chute de température est donc de $\Delta T=4.57$ °C. Le rapport des températures est $k=\frac{T_0}{T_0-\Delta T}=1.016$. Avec les pertes par fuites $\kappa_1=1+0,01.\kappa$, le nouveau débit volume devient : $Q_1=\frac{\kappa_1.\tau.Q_0}{k}=1,51$ m³/s

b – Calcul de la vitesse débitante moyenne

La surface A_E , connaissant les diamètres D_h et D_E , peut être facilement calculée, soit :

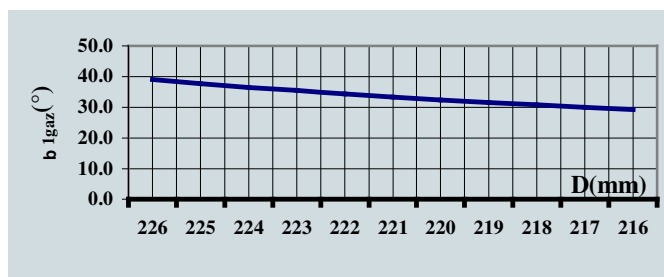
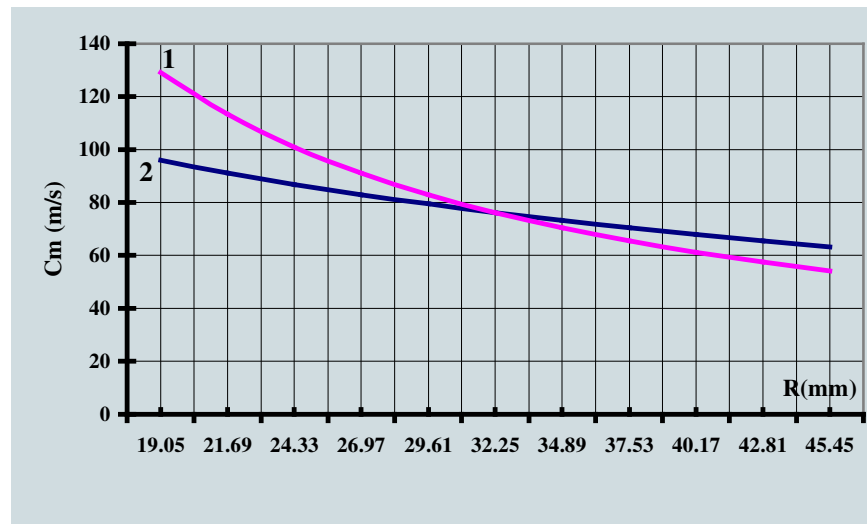
$A_E=\frac{\pi}{4}(D_E^2-D_h^2)$. En tenant compte de ξ , la vitesse débitante moyenne vaut donc :

$$C\bar{m}=\frac{Q_1}{\xi.A_E}=76.2 \text{ m/s}.$$

c – Hypothèses sur la répartition des vitesses

Pour définir le mode de répartition du champ de vitesses débitantes, on définit un rayon moyen tel que $R_m=\frac{R_h+R_s}{2}$, et, on utilise la théorie simplifiée de distribution du demi-vortex qui est définie par : $Cm(R)=C\bar{m}.\frac{2.R_m}{R_m+R}$ (Courbe 2), la courbe (1) repose sur la théorie des potentiels simplifiée des fluides sans frottements $Cm(R)=C\bar{m}.\frac{R_m}{R}$ (moins favorable). Avec la

première méthode, on arrive à une approche assez précise des angles β_{aube} optimum, ainsi que du nombre de mach optimal. Nous obtenons de cette façon le graphe qui suit (Le rayon moyen est $R_m=32.25$) et le diamètre moyen vaut $D_m=221$, suit la courbe $\beta_{1\text{gaz}}=f(D)$:



D(m)	U(m/s)	C _m (m/s)	$\beta_{1\text{gaz}}$ (°)
226	118.3	95.8	39.0
221	115.7	76.2	33.4
216	113.1	54	29.2



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

Le nombre de Mach à l'entrée vaut ,avec $a=\sqrt{\gamma..Z..R.T}=268,5 \text{ m/s}$, $M=\frac{W_1}{a}$.Le tableau suivant donne les résultats du calcul :

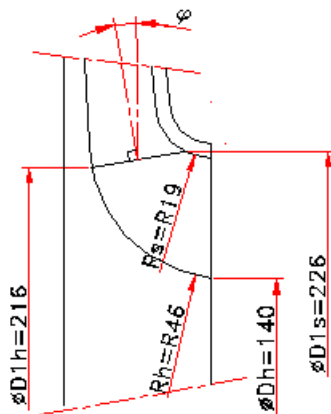
D(mm)	216	221	226
$W_1 \text{ (m/s)}$	125.4	138.6	152.3
Mach	0.47	0.52	0.57

En utilisant les cotes de la roue existante ,avec les mêmes caractéristiques de débit ,on aurait obtenu ($D_E=209.55 \text{ mm}$ et $Cm_1=93.04 \text{ m/s}$) :

D(mm)	U(m/s)	$C_m \text{ (m/s)}$	$b_{1\text{gaz}} \text{ (}^\circ\text{)}$
226	118.3	117.0	44.7
221	115.7	93.0	38.8
216	113.1	66	34.3

D(mm)	216	221	226
$W_1 \text{ (m/s)}$	131.0	148.5	166.4
Mach	0.488	0.553	0.620

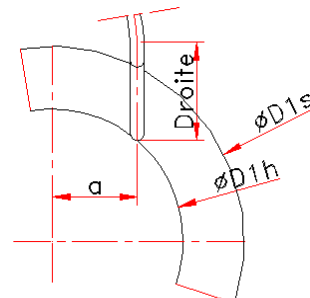
Maintenant ,nous devons relier les angles $\beta_{1\text{gaz}}$ avec un aubage 2D qui ,pour des facilités de fabrication est mis perpendiculaire au contour radial du moyeu et est identifié par les angles aubes ,dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation .les angles $\beta_{1\text{gaz}}$ sont habituellement des angles composés dans un tube de courant conique et doivent être transposés en $\beta_{1\text{projeté}}$ dans un plan vertical suivant la relation : $\tan\beta_{1\text{projeté}}=\tan\beta_{1\text{gaz}}.\cos\phi$,où ϕ est l'angle du cône de tube de courant mesuré par rapport à la verticale (cf. fig.).Pour la roue modifiée ,en gardant les angles ϕ constructeur ,les résultats son consignés dans le premier tableau ,ceux de la roue d'origine figurent dans le deuxième tableau .



D(mm)	$b_{1\text{gaz}} \text{ (}^\circ\text{)}$	$\phi \text{ (}^\circ\text{)}$	$b_{1\text{projeté}} \text{ (}^\circ\text{)}$
226	39.0	29.5	35.2
221	33.4	12.5	32.7
216	29.2	3	29.2

D(mm)	$b_{1\text{gaz}} \text{ (}^\circ\text{)}$	$\phi \text{ (}^\circ\text{)}$	$b_{1\text{projeté}} \text{ (}^\circ\text{)}$
226	44.7	29.5	40.7
221	38.8	12.5	38.1
216	34.3	3	34.3

Si on utilise une partie droite d'entrée d'aube (cf. fig.ci-contre) ,et qu'on ne fait plus converger l'axe de l'aube vers le centre du moyeu ,en décalant cet axe d'une valeur a ,l'angle $\beta_{1\text{aube}}$ aura pour valeur : $\beta_{1\text{aube}}=\arccos\frac{2.a}{D}$,(pour D ,voir tableaux ci-dessus)

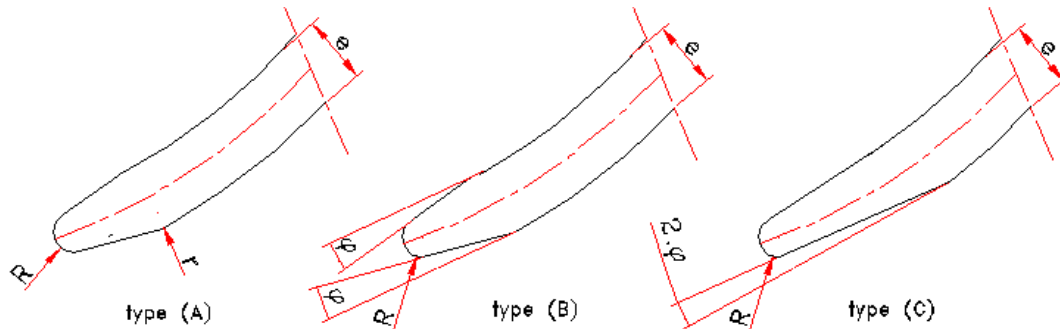




LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

3.4 – Bord d'attaque des aubes

Le mach le plus élevé s'observe aux abords immédiats du bord d'attaque des aubes .Pour limiter la séparation du courant ,particulièrement en fonctionnement hors du point nominal ,(les angles β_{1gaz} varient avec le débit) ,on doit utiliser des profils aérodynamiques à bord d'attaque effilé .Ci-dessous ,trois types génériques de dessin du bord d'attaque .



- Le type A : pour des mach < 0,7
- Le type B : plus simple ,avec un angle f de 4 à 5° et un rayon de BA : $R = 0,25.e$,e étant l'épaisseur de l'aube .
- Le type C :Parfois utilisé pour obtenir des distributions de vitesses améliorées .

3.41 – Correction d'épaisseur des aubes

Pour un aubage 3D ,ou un aubage de premier étage ,la diminution de section due à l'épaisseur des aubes avoisine les 15% ,et n'est plus négligeable .La surface réelle devient $A_{net} = x.A_I$, A_I étant la section au diamètre moyen .Avec le nombre d'aubes n_A et D_m ,ainsi que R ,le rayon de bord d'attaque de l'aube ,le coefficient de restriction x devient :

$$\xi = 1 - \frac{2.R}{\sin \beta_1} \times \frac{n_A}{\pi.D_m}$$

Pour un aubage 2D ,avec un nombre de mach moyen ou petit ,on peut négliger ce facteur pour les raisons suivantes :

- Le facteur x est relativement faible (1 à 2%)
- Les aubages minces nécessitent une correction d'angle d'attaque pour une entrée optimum
- Il est préférable d'être un peu en dessous du point nominal ,pour bénéficier du rendement le meilleur à 90-94% du point ,afin d'augmenter la stabilité .

3.42 – Nombre de mach $M=f(F)$

Pour une estimation rapide ,on peut utiliser les relations obtenues expérimentalement qui suivent ,la vitesse du son ayant pour expression $a = 91.18 \sqrt{\frac{\gamma.Z.T}{M_w}}$ (rappel):

- Aubages 2D ,avec entrée radiale et virage : $M = 0,267 \sqrt{\frac{M_w}{\gamma.Z_0.T_0}} (0,1 + \Phi)$
- Aubages 3D entrée axiale pure : $M = 0,145 \sqrt{\frac{M_w}{\gamma.Z_0.T_0}} (0,184 + \Phi)$.Pour un aubage 3D avec entrée radiale et virage ,le nombre de mach sera plus élevé d'environ 5% .

Le nombre de mach maximum admis est d'habitude inférieur à 0,8 ,celui-ci peut aller jusqu'à 0,85 pour des roues 3D .



LES TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

On a pu relier empiriquement la vitesse du son a_0 à l'entrée de l'aube à la vitesse périphérique U_{2max} en sortie de roue ,en fonction du type de distributeur :

- Distributeur radial : $U_{2max} = \frac{0,33.a_0}{\Phi^{0,4}}$
- Distributeur avec pré-rotation : $U_{2max} = \frac{0,37.a_0}{\Phi^{0,4}}$

4 – Sortie de la roue

4.1 – Géométrie et performances

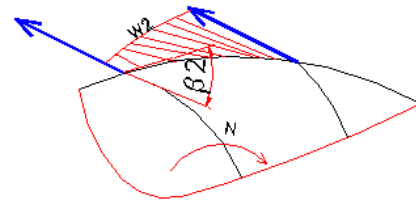
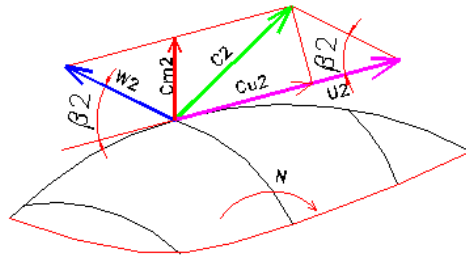
1^{ère} hypothèse : Le fluide entre dans l'aube sans pré ,ni contre rotation ,aussi , avec $cu_1=0$: $\frac{H}{\eta} = \frac{U_2.cu_2}{g}$ et $\frac{\Psi}{\eta} = \frac{cu_2}{U_2}$.

2^{ème} hypothèse : L'écoulement à la sortie de l'aube est axisymétrique .L'angle β_{2gaz} est égal à celui des aubes ,ce qui est vrai pour un nombre infini d'aubes très fines .

Avec la vitesse débitante Cm_2 ,fonction du débit Q_2 ,nous avons : $Cu_2 = U_2 - \frac{Cm_2}{\tan \beta_2}$ ou

,encore : $\frac{\Psi}{\eta} = \frac{Cu_2}{U_2} = 1 - \frac{Cm_2}{U_2 \cdot \tan \beta_2}$

3^{ème} hypothèse : Un nombre fini d'aubes (conditions réelles de débit) .L'angle gaz vrai β_{2gaz} varie entre les aubes et ,est inférieur à l'angle β_{2aube} .



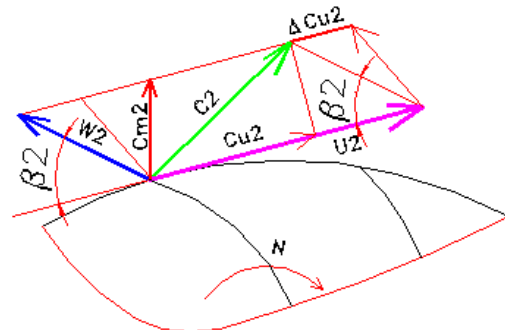
Pour tenir compte de ces phénomènes dans la détermination du tracé ,on suppose l'écoulement axisymétrique ,avec un triangle des vitesses de sortie ,modifié via un coefficient de glissement S ,tel que :

$S = \frac{\Delta Cu_2}{U_2}$.Du schéma ci-joint ,nous

avons : $Cu_2 = U_2 - S \cdot U_2 - \frac{Cm_2}{\tan \beta_2}$ et ,donc :

$$\frac{\Psi}{\eta} = \frac{Cu_2}{U_2} = 1 - S - \frac{Cm_2}{U_2 \cdot \tan \beta_2} .$$

Puisque Cm_2 est proportionnel au débit Q_2 ,et donc au coefficient de débit Φ ,la dernière relation définit une fonction $\psi = f(\Phi, \beta_2)$, β_2 étant le paramètre et Φ ,la variable .





LES TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

4.2 – Calcul du coefficient S

Depuis 1910, les relations permettant de calculer S sont tant nombreuses que différentes dans la littérature. Chaque bureau d'études ayant la sienne. Il en sera simplement cité quelques unes, avec n_A , le nombre d'aubes et b_2 l'angle de sortie de l'aube.

- la relation de Stodola : $S = \frac{K \cdot \pi \cdot \sin \beta_2}{n_A}$, Inconvénient : la difficulté à estimer le coefficient K (obtenu, la plupart du temps expérimentalement).

- La relation de Pfleiderer : $S = \frac{A}{1+A} \left(1 - \frac{C_{m2}}{U_2 \tan \beta_2} \right)$ avec : $A = \frac{3.2}{n_A} \cdot \frac{\sin \beta_2}{1 - \left(\frac{D_m}{D_2} \right)^2}$

C'est cette relation que nous appliquerons.

Pour des coefficients de pression Y élevés, il faut :

- Un rendement h_p élevé.
- Un angle b_2 important
- Un grand nombre d'aubes, d'où, un faible glissement et un rapport D_m/D_2 faible
- Si $b_2 < 90^\circ$, la vitesse débitante C_{m2} est faible, d'où, une largeur de sortie importante.

Le coefficient de correction d'épaisseur des aubes en sortie roue, quant à lui, devient :

$$\xi_2 = 1 - \frac{e}{\sin \beta_2} \times \frac{n_A}{\pi \cdot D_2}, e \text{ étant l'épaisseur d'une aube.}$$

4.3 – Hauteur statique réalisée dans l'aubage

Avec un fluide compressible, seul le débit volumique Q_0 est connu à l'entrée de l'étage. Pour la sortie de la roue, on doit évaluer le débit volumique Q_2 afin d'obtenir la valeur de Y/h . En admettant que le gaz traité se comporte comme un gaz parfait, avec (P_0, T_0, Z_0) , et (P_2, T_2, Z_2) ses conditions thermodynamiques à l'entrée de l'étage et à la sortie roue, on obtient la relation :

$$Q_2 = \frac{Z_2 T_2 P_0}{Z_0 T_0 P_2} \cdot Q_0$$

Pour évaluer les rapports T_2/T_1 et P_0/P_2 , on dispose de $C_2^2/2g$, énergie cinétique fournie par l'aubage à l'entrée du diffuseur. La hauteur statique fournie par l'aubage s'écrit :

$$\Delta H = \eta_{\text{aubage}} \left(\frac{H_{\text{etage}}}{\eta_{\text{etage}}} - \frac{C_2^2}{2g} \right), \text{ le rendement de l'aubage étant : } \eta_{\text{aubage}} = 0,65 \cdot \eta_{\text{etage}} + 0,35. \text{ Ces}$$

relations permettent de déterminer successivement H et Q_2 donc F et Y , pour tous types d'aubages, par processus itératif.

4.4 – Exemple de calcul

Le gaz traité est le gaz naturel CH_4 , dont les caractéristiques sont :

M_w	g	Z_0
16	1.3	0.885

Les conditions de calcul :

N (rpm)	Q_0 (m ³ /s)	T_0 (K)	P_0 (bars)
9000	0.78	288.7	55.68

Dimensions de la roue choisie :

D_2 (mm)	D_m (mm)	b_2 (°)	n_A	l_{sortie} (mm)	e_{aube} (mm)
457.2	190.5	32	14	19.05	4.8



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

On admet par hypothèse ,un débit volumique en sortie de roue $Q_{2\text{estimé}}=0,72 \text{ m}^3/\text{s}$ et un rendement total d'étage $\eta_{\text{étage}}=0,81$.Le rendement de l'aubage sera donc : $\eta_{\text{aubage}}=0,877$.

Autre données : $\frac{\gamma-1}{\gamma}=0,231$ et $R=8514/M_w=519$.

4.41 – Détails du calcul

Seules les équations non décrites ici sont explicitées .

- Calcul de U_2 et F : $\Phi = \frac{4.Q_0}{\pi.D_2^2.U_2}$
- Blocage géométrique x ,vitesse C_{m2} et glissement S $C_{m2} = \frac{.Q_{2\text{estimé}}}{\xi.\pi.D_2.l_{\text{sortie}}}$
- Coefficient de pression ψ/h et vitesse C_2 : $C_2 = \frac{C_{m2}}{\sin\alpha}$ avec $C_{u2} = \frac{\Psi}{\eta}.U_2$ et $\alpha = \arctg \frac{C_{m2}}{C_{u2}}$
- Calcul de $\Delta H_{\text{étage}}$ et de ΔH_{aubage}
- Rapport de pression P_2/P_0 : $\frac{P_2}{P_0} = \left(1 + \frac{(\gamma-1).\Delta H_{\text{aubage}}}{Z_0.R.T_0.\gamma}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$
- Rapport des températures T_2/T_0 : $\frac{T_2}{T_0} = \left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$
- Débit volumique Q_2 avec $Z_2=1$,le résultat calculé par l'équation est à multiplier par le facteur : $k=Q_{2\text{estimé}}/Q_0$

Le tableau réunit les résultats du problème .

$U_2(\text{m/s})$	215.5	F_2	0.022	y_2/h	0.685
x_2	0.912	$C_{m2}(\text{m/s})$	28.8	$C_2(\text{m/s})$	150.5
S	0.1005	$DH_{\text{étage}}$	31830	DH_{aubage}	27847
P_2/P_0	1.210	T_2/T_0	1.0557	$Q_2(\text{m}^3/\text{s})$	0.717

5 – Dessin du canal aubé

5.1 – Sélection des paramètres de sortie

Les paramètres concernés sont :

- La largeur de sortie l_{sortie}
- L'angle de sortie b_2
- Le nombre d'aubes n_A

Les relations entre ces paramètres et le coefficient de pression Y sont données par

l'équation : $\frac{\Psi}{\eta} = \frac{C_{u2}}{U_2} = 1 - S - \frac{C_{m2}}{U_2 \tan \beta_2}$.La sélection est effectuée en fonction de divers

objectifs ,parfois contradictoires .

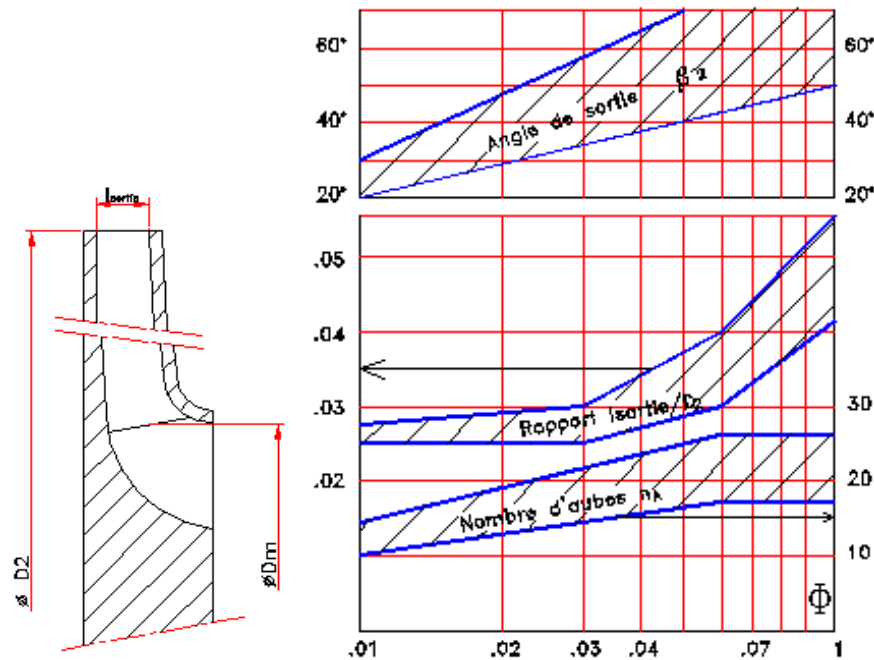
- **Valeurs élevées de Y** : b_2 élevé ,grand nombre d'aubes et l_{sortie} importante ,ainsi qu'un rapport des vitesses relatives W_1/W_2 élevé .
- **Rendements élevés** : b_2 faible , l_{sortie} importante ,faible nombre d'aubes
- **Grande plage de stabilité** : b_2 faible , Y faible et nombre d'aubes élevé
- **Facilités de fabrication** : l_{sortie} importante ,cependant ,des conditions de rendement limitent le rapport , l_{sortie}/D_2 à la plage $0,1 > l_{\text{sortie}}/D_2 > 0,025$.

Le graphique qui suit indique les plages pratiques usuelles pour les paramètres évoqués en fonction du coefficient de débit F .



LES TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES



5.2 – Taux de décélération dans l'aubage

Ce rapport $(W_1/W_2)_{\text{moyen}}$ ou $(W_{1\text{max}}/W_2)$ est important pour évaluer la plage avant pompage $(W_{1\text{max}}/W_2)$ doit être situé entre 1,5 et 1,6 au point nominal, soit $(W_1/W_2)_{\text{moyen}}$ entre 1,35 et 1,45. Des valeurs plus faibles favorisent la largeur de la plage de stabilité aux faibles Y . Au contraire, de plus fortes valeurs diminuent cette plage. Pour les points de fonctionnement au dessous du point nominal, le rapport (W_1/W_2) atteint des valeurs proches de 1,8 vers le pompage. Une relation permettant de déterminer le rapport $(W_1/W_2)_{\text{moyen}}$ a été établie et publiée par S.Tagnola et P.Paranjpe. Celle-ci prend en compte les valeurs des masses volumiques du gaz r_1 à l'entrée de l'aubage, et r_2 en sortie de celui-ci.

$$\left(\frac{W_2}{W_1}\right)_{\text{moyen}} = \cos \beta_1 \cdot \frac{D_2}{D_m} \sqrt{\left(1 - \frac{\Psi}{\eta}\right)^2 + \left(\frac{D_2 \cdot \rho_1 \cdot \Phi_1}{4 \cdot \rho_2 \cdot l_{\text{sortie}}}\right)^2}$$

Rappel : connaissant la pression P (bars) et la température absolue T , ainsi que la masse molaire du gaz M_w , sa masse volumique vaut : $\rho (\text{kg/m}^3) = \frac{12,18 \cdot M_w \cdot P}{T}$

Les valeurs de $(W_1/W_2)_{\text{moyen}}$ en dessous de 1,5 sont recommandées pour disposer d'une grande plage de fonctionnement. Sachant que :

- La combinaison : b_1 faible, petit D_m , rapport Y/h faible, F élevé, largeur de sortie et rapport des masses volumiques r_1/r_2 faibles, offre une large plage de fonctionnement.

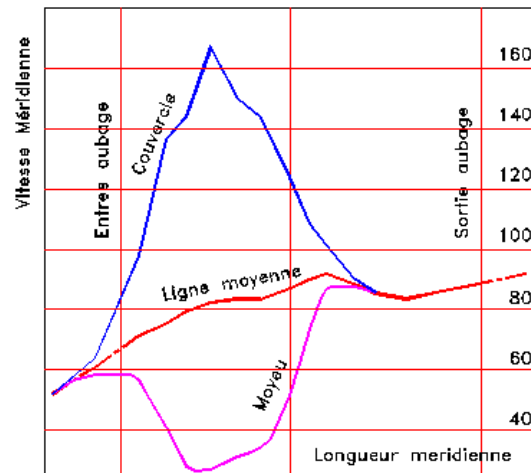
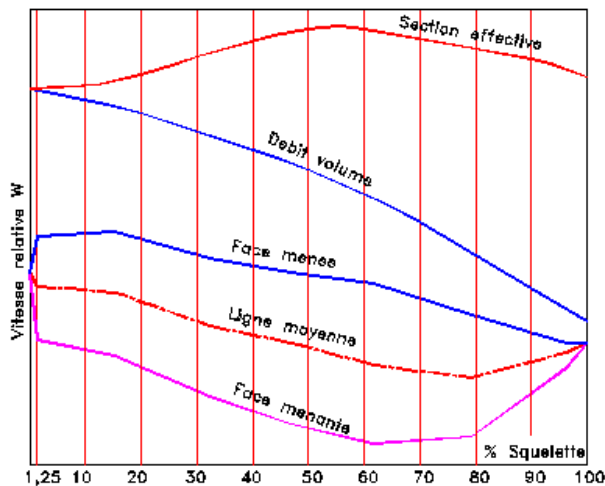
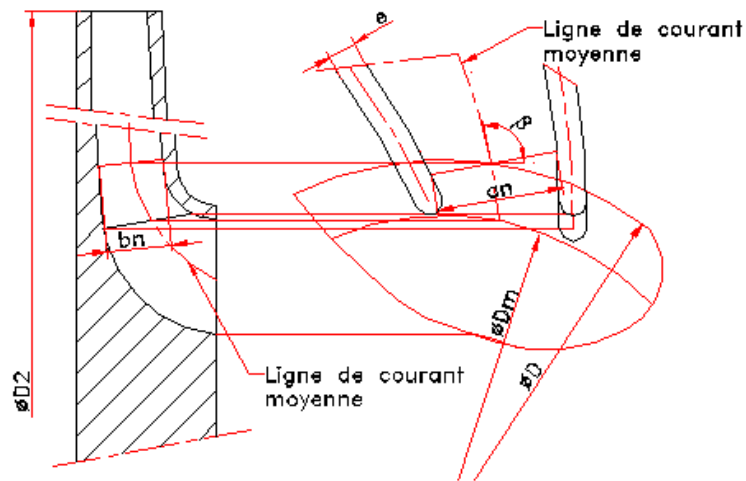
5.3 – Distribution des vitesses

Les conditions d'entrée et de sortie du fluide dans l'aubage ont été déterminées précédemment. Une étude mono dimensionnelle de la ligne de courant moyenne dans l'aubage va fournir, à partir de la géométrie de celui-ci, la largeur de sortie b à chaque niveau de hauteur du canal. Avec la largeur locale $a_n = \frac{\pi \cdot D_n}{n_A} \sin \beta - e$, e étant l'épaisseur de l'aube à chaque station n , la section locale A_n a pour valeur : $A_n = a_n \cdot b_n$. Avec cette donnée et Q , on peut déterminer la vitesse relative moyenne locale W_n .



LES TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES



L'analyse bidimensionnelle de la répartition des vitesses le long de la ligne de courant moyenne sur la longueur méridienne de cette ligne montre la variation de vitesses due à la charge des aubes (effet Coriolis et de la courbure). Sur la face menante de l'aube, la pression locale est élevée, et la vitesse relative faible. Sur la face menée, c'est l'inverse.

La réalisation manuelle des graphes des champs de vitesses est longue. Elle est réalisée par les moyens informatiques. Néanmoins, ce type d'analyse fait apparaître les points suivants :

- Les endroits de rapides décélérations du courant, d'où, possibilités de décollements.
- La distribution de charge des aubages par la variation de W (vitesse relative).
- Les endroits où le mach est élevé, d'où, risque de choc sonique
- Endroits où la vitesse est proche de 0, d'où, risque de reflux

La variation de la vitesse relative due à la charge de l'aube s'écrit : $\Delta W_a = \pm W \cdot \frac{a_n}{2 \cdot g}$, Celle

qui est due à la force de Coriolis a pour expression : $\Delta W_c = \pm \frac{\omega}{12} \cdot \sin \phi$; ces variations sont positives pour le coté mené et négatives pour le coté menant de l'aube. ω étant la vitesse de rotation de la roue en radians/s ($\omega = \frac{\pi \cdot N}{30}$). En général, l'analyse est effectuée sur la ligne de



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

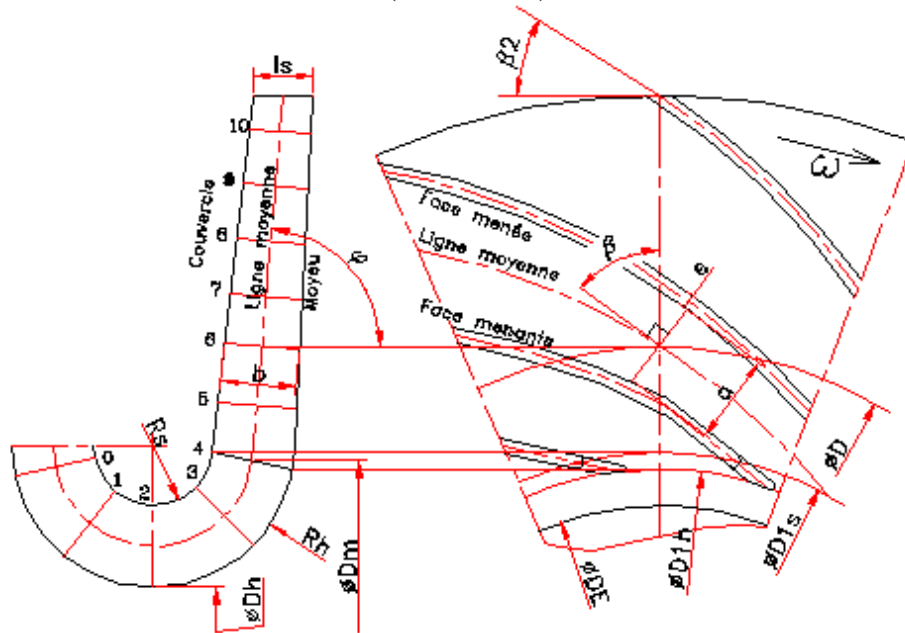
courant moyenne ,au couvercle et au moyeu .La vitesse absolue locale permettant d'obtenir W est obtenue par : $C_n = \frac{C_{m_n}}{\sin \alpha}$ avec $C_{u_n} = \frac{\Psi}{\eta} \cdot U_n$ d'où , $\alpha = \arctg \frac{C_{m_n}}{C_{u_n}}$.et $W_n = \sqrt{(U_n - C_{u_n})^2 + C_{m_n}^2}$.

5.4 – Calcul des répartitions de vitesses

La méthode manuelle de la société Cooper-Bessemer est relativement simple et utilisable simultanément avec le dessin des aubages .Testée en comparaison des performances réelles de 2 versions d'aubages à nombre de mach élevé .

Cette méthode part d'une géométrie donnée ,détermine le champ de vitesses et indique où le tracé est défectueux ,et doit donc être corrigé .Les étapes du calcul sont les suivantes :

- 1 – Regroupement des données géométriques de la roue ,son nombre d'aubes n_A ,et division du canal en une dizaine de stations (cf. schémas) .



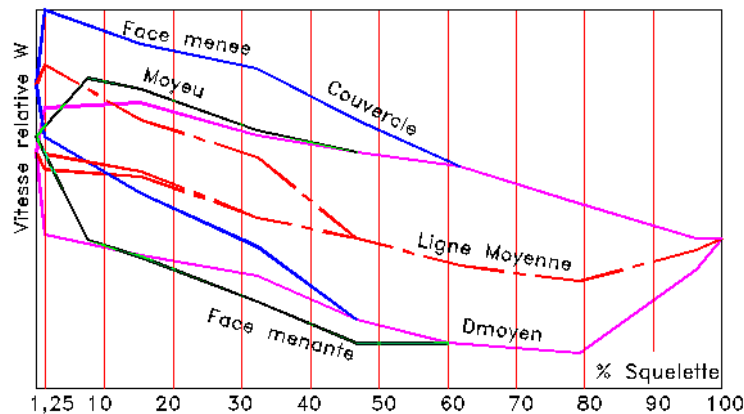
- 2 – Avec une hypothèse sur le débit local Q_n ,calculer les vitesses relatives W_n le long de la ligne moyenne .Calculer également l'accroissement de hauteur locale

$$\Delta H_n = \eta_{aubage} \left(\frac{U_n^2 - W_n^2}{2 \cdot g} - \frac{C_n^2}{2 \cdot g} \right) \text{ et recalculer les débits locaux } Q_n .$$

- 3 – Si nécessaire ,répéter l'étape précédente ,jusqu'à convergence des résultats .
- 4 – Tracer la courbe de variation des vitesses relatives sur la ligne moyenne passant par D_m .
- 5 – Calculer les composantes méridiennes $C_{m_n} = W_n \cdot \sin \beta_n$ à la ligne moyenne .
- 6 – Déterminer les composantes méridiennes le long du couvercle et du moyeu En utilisant la méthode du demi-Vortex (cf. 3.32-c) .
- 7 – Calculer W_{moyen} à chaque station ,pour le couvercle et le moyeu par : $W_{moyen} = \frac{C_{m_n}}{\sin \beta_n}$,corrigée du glissement .
- 8 – Appliquer les corrections de charge et de Coriolis avec leurs signes sur W_{moyen} au moyeu et au couvercle .
- 9 – Tracer les courbes de variation des vitesses relatives pour les faces menantes et menées au couvercle ,à la ligne moyenne et au moyeu .(Exemple graphe suivant) :



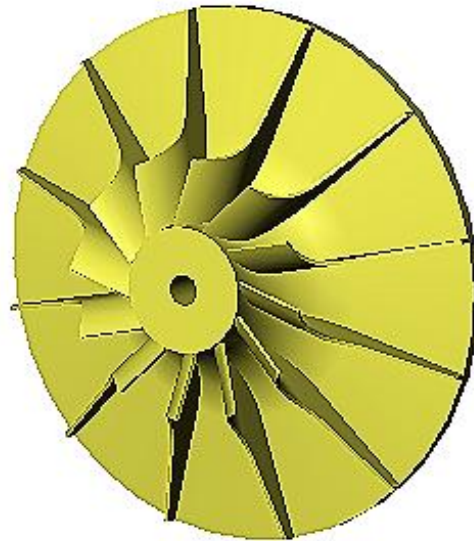
LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES



C'est le principe d'un programme de calcul développé courant 1979 /début 1980 par les services R et D de Thermodyn (Service de la Division Energie de feu Creusot-Loire ,devenu Thermodyn/GE maintenant), dénommé PENSEE .La détermination des performances étant allouée au programme ALIOT ,issus de la même entité à la même époque (la licence , donc la technologie Cooper-Bessemer ,ayant été rachetée par le groupe Creusot-Loire) .

6 – Les Roues 3D

Utilisées soit comme roue du 1^{er} étage d'un compresseur multi-étages ,soit comme roue principale d'un corps mono étage .L'entrée peut être soit axiale pure ,soit annulaire .Dans tous les cas ,l'encombrement longitudinal est plus important qu'avec une roue 2D classique .Les vitesses périphériques s'échelonnent dans la fourchette $360 \text{ m/s} < U_2 < 500 \text{ m/s}$ et les hauteurs manométriques entre 13600 m et 15000 m par étage .Les roues peuvent être avec ou sans couvercle .Ces roues ont été très utilisées sur les premiers turboréacteurs (Réacteur Ohain ,année 1938 sur le Heinkel 178) .Très utilisée pour les turbines d'hélicoptères .



6.1 – Modèles

Les roues 3D peuvent être à sortie purement radiale ,avec ou sans couvercle ,ou semi axiales (hélico-centrifuges) .Les figures ci-dessous représentent ces deux types principaux .





LES TURBOMACHINES

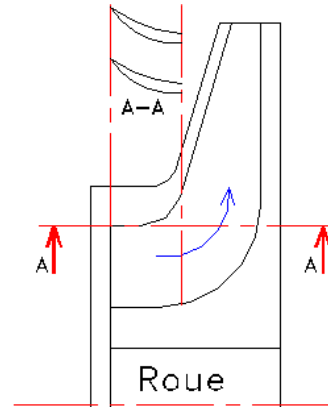
LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

6.2 – Types d'entrées

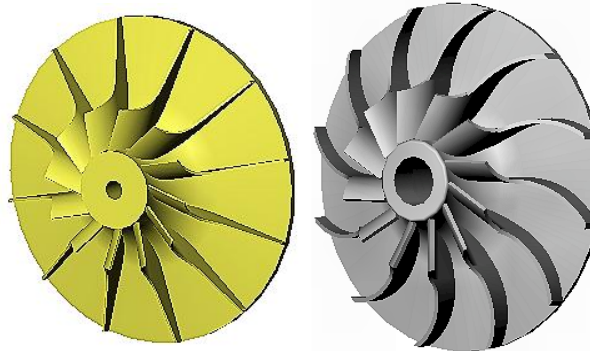
Les formes d'entrée des aubes peuvent être :

- En arc circulaire
- En arc elliptique
- En arc de parabole d'ordre carrée
- En arc de parabole d'ordre cubique

Les trois premières formes ont été testées par le NACA (vers 1948) et sont pratiquement équivalentes au point de vue performances. La forme parabolique est légèrement supérieure aux nombres de Mach élevés. Le tracé parabole cubique est actuellement préféré, en particulier en Europe.



Le rendement des modèles décrits en 6.1 peut être excellent si la longueur axiale est importante. Les types hélico-centrifuge et axial, avec $b_2 < 90^\circ$ permettent une plus grande plage de stabilité, ainsi qu'un rendement supérieur au point nominal, que le type radial.



La roue ci-dessus à gauche possède un angle de sortie $b_2 = 90^\circ$; celle de droite, avec $b_2 > 90^\circ$ a un rendement supérieur. (La direction du courant est inversée à la sortie, roue dite 'balayage arrière'). Les vitesses périphériques maxi dépendent du mode de fabrication :

- Roues forgées, fraisées, ou moulées en cire perdue : $U_{\max} = 425$ m/s environ
- Roues avec aubes soudées, sans couvercle : $U_{\max} = 400$ m/s environ
- Roues avec aubes soudées et couvercle : $U_{\max} = 365$ m/s environ
- Les roues à aubages non radiaux et $b_2 < 90^\circ$ acceptent une vitesse périphérique $U_{\max} = 335$ m/s environ. Elles autorisent une entrée axiale moins longue mais possèdent des rayons de courbure des aubes de taille similaires aux modèles radiaux. Ce type de roues est utilisé pour des gaz à poids moléculaire élevés (compresseurs de réfrigération). La forme des aubes peut être obtenue facilement à partir de tôles cambrées. Les roues, dans ce cas sont munies d'un couvercle.

Généralement, les roues 3D induisent moins de contraintes dues à la force centrifuge dans l'aubage. Leur niveau est inférieur à celui des contraintes induites dans les aubages 2D.

6.3 – Description de la méthode de tracé

Ce type de roue se détermine de la même façon que pour les roues 2D classiques. La méthode a été exposée dans les paragraphes précédents. Les données déterminées sont :

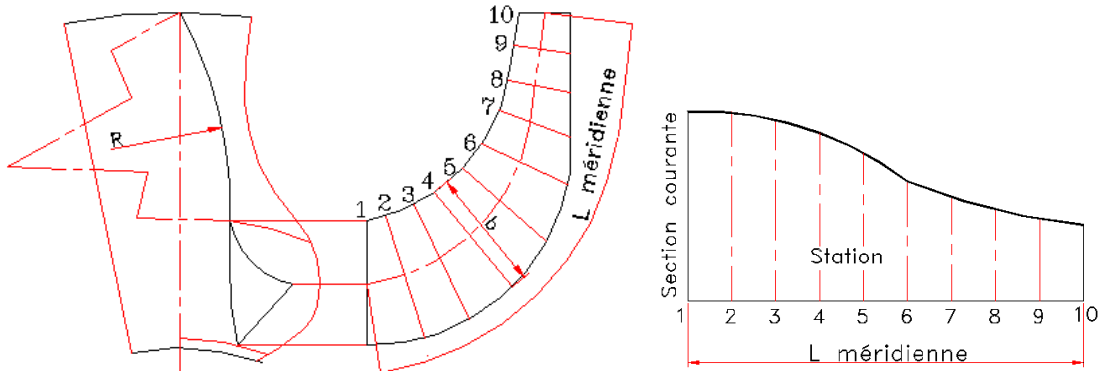
- Les largeurs d'entrée et de sortie de l'aubage
- Les angles b_1 et b_2 d'entrée et de sortie aubage.

La méthode de tracé comprend 8 étapes.

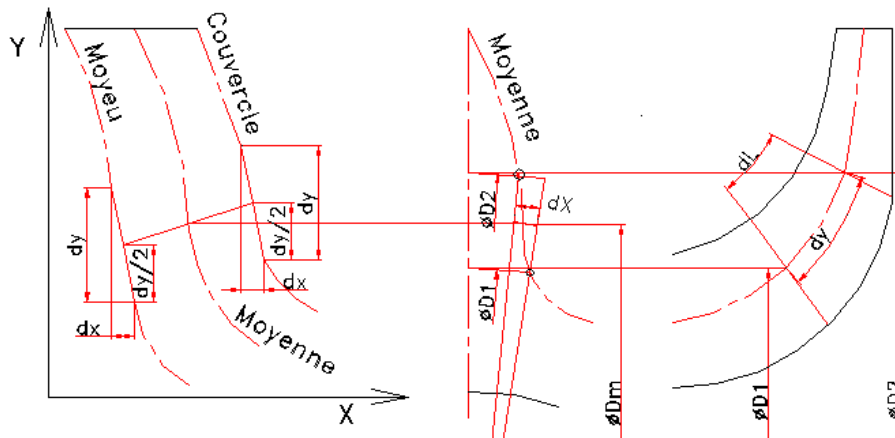


LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

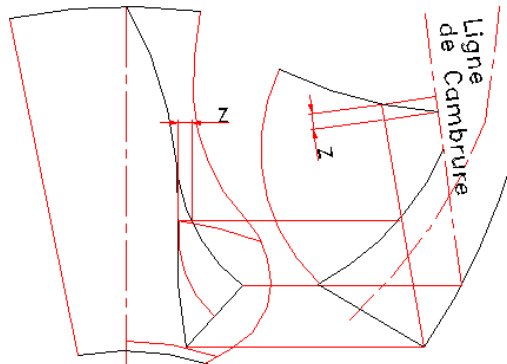
- **1** : Tracer une esquisse des contours méridiens et de vue de face de l'aube .
- **2** : Diviser la ligne de courant centrale en 8 ou 10 segments et tracer les sections annulaires correspondant à chaque station (figures ci-dessous) .



- **3** : Tracer les lignes de courant au niveau du couvercle et du moyeu ,les convertir dans le plan en coordonnées X et Y .Celui-ci va indiquer les vrais angles b nécessaires .Ce qui va permettre d'optimiser les formes . (fig. ci-dessous) .dx est mesuré sur le diamètre $Dm = 0,5.(D_2 + D_1)$.



- **4** : La vue de coté de l'aube peut maintenant être tracée .Choisir un axe de cambrure ,et développer une projection de l'entrée .Modifier la projection en un arc circulaire et retracer les points du moyeu et du couvercle sur les vues de face et de coté . (fig. ci-dessous)

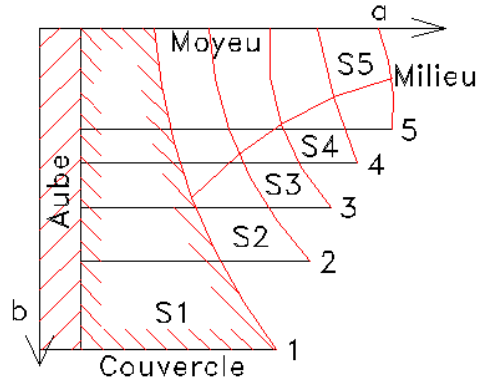


- **5** : Avec la forme de l'entrée ,retracer toutes les stations au moyeu ,couvercle et à la ligne moyenne ,ainsi que sur la projection X-Y .On récupère l'angle b à chacune d'elles .



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

- **6** : A chaque station ,calculer les surfaces nettes (tenant compte de l'épaisseur de l'aube) ,avec $a = \frac{\pi \cdot D}{n_A} \cdot \sin \beta - e$, $S = \int a \cdot db$, db étant la largeur de la section méridienne et e , l'épaisseur de l'aube locales .Une méthode graphique est représentée ci-dessous



- **7** : Calculez le champ des vitesses ,comme pour les roues 2D .
- **8** : Corriger le dessin et refaire si nécessaire .

7 – Roues ouvertes et fermées

Les roues avec ou sans couvercle sont très utilisées .Le choix dépend de beaucoup de facteurs .

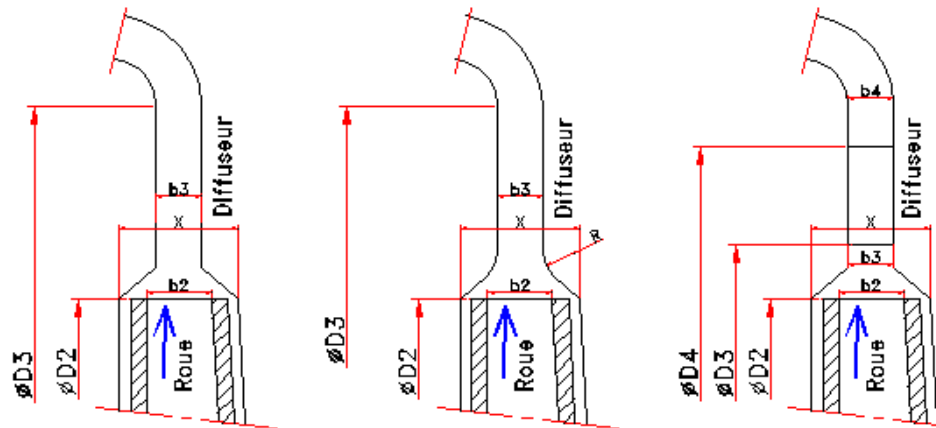
- **Le rendement** : Particulièrement pour les turbines à gaz et les machines de forts coefficients ,on utilise des roues ouvertes .Si le jeu entre la partie supérieure de la roue et la paroi fixe est suffisamment faible (environ $0,002 D_2$,en fonction du nombre de Reynolds) ,le rendement peut être de 1 à 2% supérieur à celui des roues fermées .
- **La vitesse périphérique** : Les contraintes dues à la rotation sont très élevées pour le couvercle ,et augmentent les contraintes sur le moyeu et l'aubage .Les roues ouvertes permettent une augmentation de 10 à 15% de la vitesse périphérique .Les roues à balayage inversé ont besoin de couvercle pour diminuer les efforts de flexion sur les aubes .
- **Les vibrations d'aubes** : Le couvercle fait fonction de raidisseur et d'amortisseur pour les aubes .Même si l'aubage n'est que partiellement couvert .
- **Tolérances sur le jeu** : Si les tolérances d'empilement sont larges ,comme pour les compresseurs multi-étages ,les roues fermées doivent être utilisées .Dans ce cas ,les tolérances entre couvercles (en rotation) et les parties fixes sont de l'ordre de $0,01 D_2$,mais ne sont pas critiques .
- **Les poussées axiales** : Les poussées de l'aubage sur une roue ouverte sont plus élevées que sur une roue fermée (de 2 à 3 fois) .Particulièrement si le coefficient de débit F est faible .La poussée sur une roue ouverte est : $P = 2 \cdot \pi \cdot \int_{r_1}^{r_2} r \cdot c_f \cdot dr$ et ,sur une roue fermée : $P = \frac{\pi}{4} \cdot (D_E^2 - D_h^2) \cdot (p_2 - p_1) \cdot k$,où k est un facteur de correction pour les pertes par fuites (entre 1 et 1,2)



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

LE DIFFUSEUR

1 – La transition roue-diffuseur



1.1 – Rapport de largeur

Pour les diffuseurs lisses, b_3/b_2 varie entre 0,7 et 1. L'angle α_3 doit être de 17° mini et de préférence de 20° à 25° . Pour les diffuseurs aubés, b_3/b_2 est entre 1 et 1,1 pour $F > 0,02$ et entre 0,8 et 1 pour $F < 0,02$. Une faible valeur de α_3 est souhaitable dans ce cas (10° à 15°) pour minimiser les pertes d'incidence à l'entrée de l'aube hors du point nominal. Dans le cas de sortie sur une volute, b_3 peut s'évaluer tel que $b_3 = 1,5 \times b_2$ à $1,8 \times b_2$.

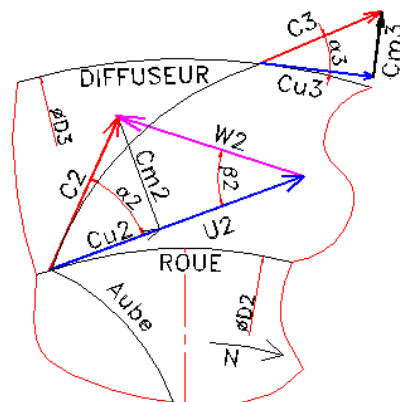
1.2 – Forme du contour

La forme en cloche du tracé de l'entrée de diffuseur (2) de la figure ci-dessus est plus efficace que la forme (1).

- Pour un conduit parallèle, $R=X$
- Pour un conduit conique, $X > R$
- Couramment, dans ce dernier cas, R est très petit.

2 – Le diffuseur

Le rôle du diffuseur est de transformer l'énergie cinétique fournie par la roue en augmentation de pression. Ceci se traduit par une diminution du débit volume à la sortie du diffuseur, donc, par une diminution de la vitesse débitante ($Cm_3 < Cm_2$). L'évolution du triangle des vitesses entre la sortie de la roue et celle du diffuseur prend l'allure suivante :



2.1 – Les diffuseurs lisses

La récupération d'énergie cinétique est relativement faible et limitée par le rapport D_3/D_2 . Utilisés lorsque la vitesse de sortie est récupérable dans un étage suivant ou une volute. L'efficacité est élevée si b_3 et α sont élevés, ainsi que si D_3/D_2 est faible. α_{opt} est de l'ordre de 20° à 30° .



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

En fonction du coefficient de débit F , on obtient des valeurs optimales du rapport D_3/D_2 soient :

- $F > 0,05$: D_3/D_2 entre 1,6 et 1,8
- F entre 0,09 et 0,015 : D_3/D_2 entre 1,1 et 1,3

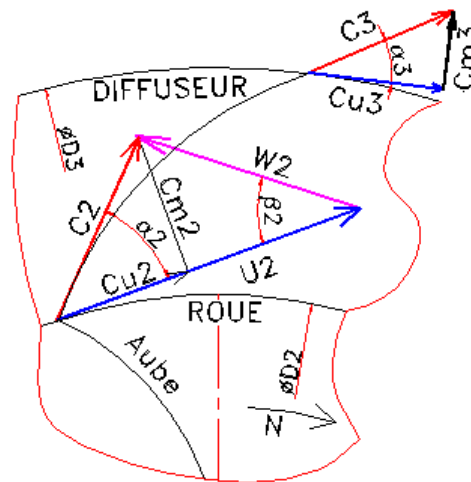
La plage d'efficacité est excellente pour $F > 0,035$, de plus, c'est le moins bruyant de tous les types de diffuseurs, pas de Mach limite, pour autant que C_m soit subsonique. La forme convergente des parois est la plus efficace s'il est possible d'adopter un rapport D_3/D_2 important.

Ce type de diffuseurs est particulièrement utilisé pour des valeurs de $F > 0,02$ et des rapports de pression d'étage inférieurs à 1,8. Egalement utilisé pour des compresseurs mono étage à sortie en volute.

2.11 – Calcul des diffuseurs lisses

Dans le cas d'un fluide incompressible, avec un diffuseur à parois parallèles, les vitesses C , C_u et C_m évoluent en rapport inverse du diamètre D et l'angle α reste constant. Les lignes de courant suivent une spirale logarithmique. Le frottement seul va réduire C_3 proportionnellement plus vite que C_{m3} , donc α_3 va diminuer. La compression du gaz va réduire C_{m3} plus rapidement, suite à la diminution de α_3 . L'analyse qui va suivre va servir à :

- Etablir les effets du frottement sur C_{u3}
- Calculer les pertes par frottement entre D_2 et D_3 , pour établir l'état du fluide compressible à D_3



Eckert a défini la relation : $d(r.Cu) = -\lambda \cdot \frac{1}{4.b_2} \sqrt{(Cu.r)^2 + C^2} \cdot \frac{Cu.r}{C} \cdot dr$ où λ est le

coefficient de frottement de la paroi et $C = \frac{Q_v}{2.\pi.r.b}$, la vitesse débitante.

Si, comme usuellement, C_m est petit, au regard de C_u , nous pouvons ignorer C^2 dans la relation précédente, nous obtenons : $\frac{1}{r_3.Cu_3} = \frac{\lambda.\pi}{2.Q_v} (r_3 - r_2) + \frac{1}{Cu_2.r_2}$, ou encore, avec $r = D/2$,

$$\frac{1}{D_3.Cu_3} = \frac{\lambda.\pi}{8.Q_v} (D_3 - D_2) + \frac{1}{Cu_2.D_2}. \text{ Cette relation permet de calculer } Cu_3. \lambda \text{ peut être}$$

déterminé en fonction du nombre de Reynolds en utilisant les diagrammes pour les tubes industriels.

Les pertes dues au frottement sont basées sur le calcul des conduites. Pour un diffuseur lisse de largeur b_2 , le diamètre hydraulique vaut : $D_H = 2.b_2$. Tout développé, on obtient :

$$H_{\text{pertes}} = \frac{\lambda}{4.b_2.g.\sin\alpha_3} (C_2^2 + C_3^2) (D_3 - D_2). \text{ La hauteur théorique étant : } H_{\text{théo}} = \frac{C_2^2 - C_3^2}{2.g}. \text{ Pour}$$

déterminer la pression P_3 , la température T_3 et, donc le débit Q_3 à la sortie du diffuseur, on calcule la hauteur effective : $H_{\text{effective}} = H_{\text{théo}} - H_{\text{pertes}}$. α_3 et C_3 n'étant pas connus exactement, on doit procéder par itérations pour arriver au résultat.

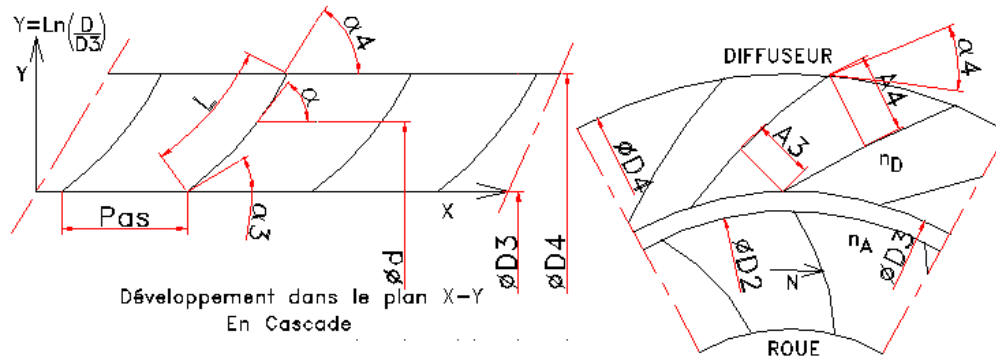


LES TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

2.2 – Les diffuseurs aubés

A la différence des diffuseurs lisses, les diffuseurs aubés fonctionnent en respectant l'égalité : $r.Cm = Cte$.



2.21 – Paramètres géométriques

- Les angles gaz : α_3 et α_4
- Les angles aube : α'_3 et α'_4
- L'angle total de déviation gaz : $d_F = (\alpha_4 - \alpha_3)$
- L'angle total de déviation aube : $d_A = (\alpha'_4 - \alpha'_3)$
- Le rapport des surfaces sortie/entrée : $\frac{A_4}{A_3} = \frac{\pi}{n_d} \cdot (b_4 \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_4 - b_3 \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_3)$
- La solidité $\sigma = \frac{\text{Corde}}{\text{Pas}}$
- Le rapport des diamètres du diffuseur lisse précédant la partie aubée : D_3/D_2
- Le rapport des diamètres du diffuseur aubé : D_4/D_3
- Le nombre d'aubes du diffuseur n_d .

L'industrie et la littérature indiquent une très grande variété pour ces paramètres :

- Le rapport des sections A_4/A_3 : entre 2,5 et 3,5 dans la littérature, entre 2,2 et 3 pour l'industrie, en général et entre 1,8 et 2,2 pour Cooper-Bessemer.
- Le nombre d'aubes : $n_d < n_A$ aux Etats-Unis, en Grande Bretagne et chez Cooper-Bessemer. $n_d > n_A$ en Europe continentale.
- La Solidité : entre 1,5 et 3, en Europe continentale. Entre 1,5 et 2 aux états Unis. Entre 0,9 et 1,2 chez Cooper-Bessemer.

La préférence américaine pour le faible nombre d'aubes du diffuseur (30 à 70% de celui de la roue n_A) est basée sur l'hypothèse que, si la distribution du débit en dehors de chaque canal aubé est irrégulière, un canal de diffuseur avec une grille d'aubes de plus d'un canal aubé, aura, de toute façon, une meilleure distribution et moins de pertes.

La pratique Cooper-Bessemer

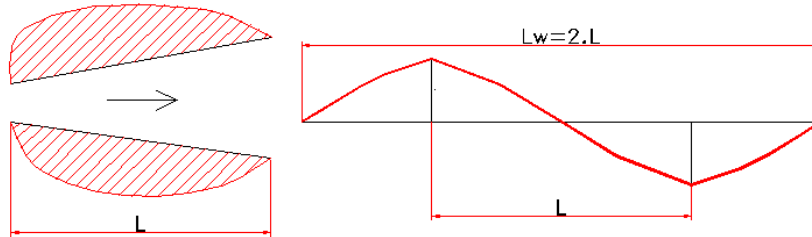
- Utiliser ce genre de diffuseur seulement lorsqu'un diffuseur lisse n'est pas suffisant ou instable en dehors du point nominal. Egalement, lorsque les pertes sont trop élevées et qu'on n'utilise pas de volute.
- Utiliser une valeur de Solidité très faible (de 0,9 à 1,2)
- Un faible nombre d'aubes de diffuseur, avec un grand commun multiple de n_d et n_A
- Eviter les phénomènes de résonance acoustique.
- Garder le rapport D_3/D_2 supérieur ou égal à 1,15, pour minimiser les effets de sirène, ainsi que les vibrations.



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

- Garder le rapport D_4/D_3 aux alentours de 1,2 ,et faire suivre la partie aubée par une partie lisse de rapport D_5/D_4 avant le canal de retour ,cette partie lisse augmentant l'efficacité du diffuseur .

2.22 – Problèmes de résonance



a étant la vitesse du son à l'intérieur du diffuseur , L ,la longueur du canal aubé et L_w ,la longueur d'onde (cf. schéma ci-dessus) .La fréquence acoustique est $F_a = \frac{a}{k \cdot L_w} = \frac{6 \cdot a}{L}$.La

fréquence d'excitation s'écrit : $F_e = \frac{N(rpm) \cdot n_A}{60}$, $N(rpm)$,étant la vitesse de rotation de la roue et n_A ,son nombre d'aubes .D'où le rapport F_e/F_a qui peut prendre des valeurs entières ($k=1, 2, 3, \dots$) ,à éviter .On préférera des valeurs telles que ($k=0,5, 1,5, 2,5, \dots$) .Ce qui permettra de calculer la longueur optimale du canal telle que : $L = \frac{6 \cdot k \cdot a}{F_e}$.

2.23 – Calcul des angles Aubes

Les étapes de l'opération sont les suivantes :

- Choisir les rapports D_4/D_3 et A_4/A_3

- Calculer l'angle $\alpha_3 = \arctan \frac{C_{m3}}{C_{u3}}$

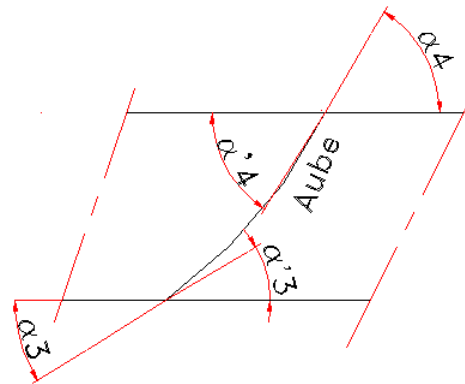
- A partir de cela ,évaluer :

$$\sin \alpha_4 = \frac{A_4 \cdot D_3}{A_3 \cdot D_4} \cdot \sin \alpha_3$$

- D'où ,l'angle moyen de déviation :

$$\alpha_m = \frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2}$$

- Calculer le rapport : $\frac{1}{\sigma} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin \alpha_m}{n_D \cdot \ln \left(\frac{D_4}{D_3} \right)}$



Ces résultats permettent de calculer le coefficient $\mu = \frac{\alpha_4 - \alpha_3}{\alpha_4 - \alpha_3} = f\left(\frac{1}{\sigma}, \alpha_m\right)$,qui s'écrit

également : $\mu = \frac{2 \cdot \sin \alpha_m}{\sigma \cdot \pi} \cdot \ln \left(\frac{R^2 + 1}{R^2 - 1} \right)$, R étant la source de courant dans une transformation

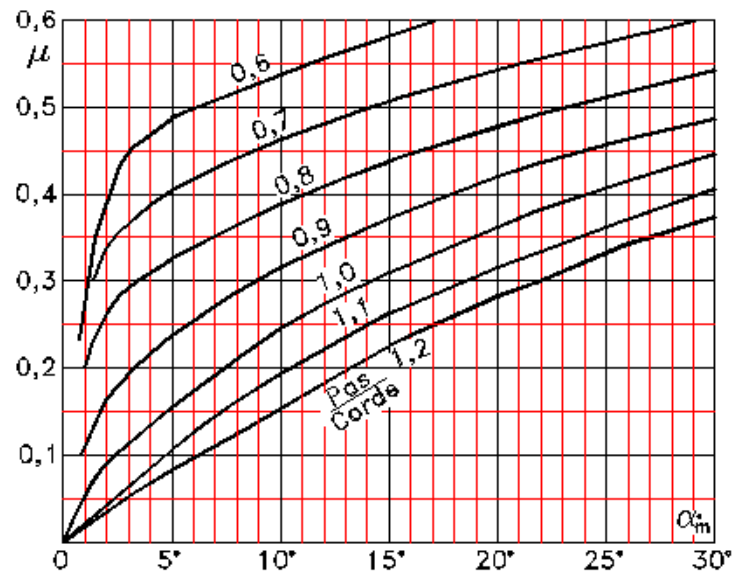
conforme .De là ,les quantités suivantes sont évaluées : $\delta_A = \alpha_4 - \alpha_3 = \frac{\delta_F}{\mu}$,avec

$\delta_F = \alpha_4 - \alpha_3$,D'où ,on tire $\Delta \alpha = \frac{\delta_A - \delta_F}{2}$.Les angles aube valent donc : $\alpha_3 = \alpha_3 - \Delta \alpha$ et

$\alpha_4 = \alpha_4 - \Delta \alpha$.La valeur de m peut être relevée sur le graphique qui suit :



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES



2.24 – Pertes par frottement

Les pertes par dissociation du courant étant négligeables devant les pertes par frottement, on ne considérera que celles-ci. Avec les quantités suivantes :

- La largeur A : aux diamètres D_3 et D_4 : $A_i = \frac{\pi \cdot D_i}{n_D} \cdot \sin \alpha_i$, $i=3$ puis 4 , n_D étant le nombre d'aubes du diffuseur.
- Le diamètre hydraulique : $D_{Hi} = \frac{2 \cdot A_i \cdot b_i}{A_i + b_i}$, avec $i=3$ puis 4 , b_i étant la largeur du diffuseur à D_3 et D_4 .

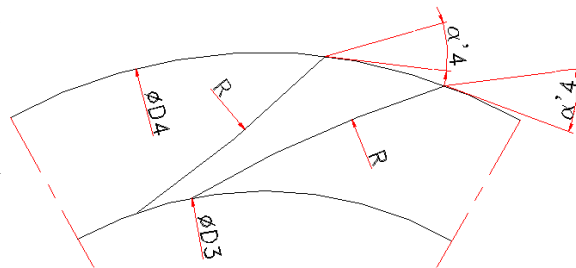
D'où, les pertes par frottement : $H_{frits} = \frac{\lambda \cdot L}{4 \cdot g} \left(\frac{C_3^2}{D_{H3}} + \frac{C_4^2}{D_{H4}} \right)$, λ étant le coefficient de frottement, variant entre 0,015 et 0,035, L étant la longueur de l'aube.

2.25 – Profils en arc de cercle

Dans le cas où on choisi un profil d'arc de cercle, le rayon de courbure

s'écrit : $R = \frac{R_4^2 - R_3^2}{2(R_4 \cos \alpha_4 - R_3 \cos \alpha_3)}$, avec

$R_4 = D_4/2$ et $R_3 = D_3/2$. Bien souvent le rayon étant très important, l'arc de cercle peut être assimilé à une droite.



2.3– Formes de canaux de diffuseurs

Habituellement, les canaux de diffuseurs sont à largeur constante (bidimensionnels), et de section rectangulaire. Deux grands types de dessin de canaux sont utilisés

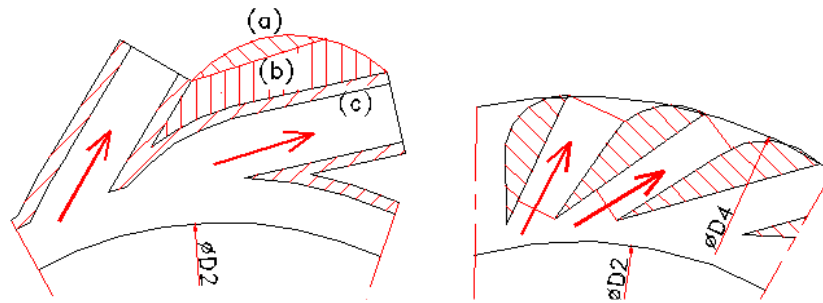
- Le premier est efficace aux Mach élevés et faibles. Le contour (c) est courant pour les turbines à gaz. Le contour (b) se trouve sur les compresseurs Type Barrels chez Sulzer. Le contour (a) est commun pour les Turbocompresseurs.

- Le deuxième convient bien pour les faibles nombres de Mach, à $\alpha_3 > 13^\circ$. Utilisés sur les Boosters de pipe line où le rapport D_4/D_2 est assez élevé (rendement > 65%). Couramment 10 canaux, angle d'ouverture : $\alpha = \frac{360}{n_D} - 12$



LES TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES



3 – Le canal de retour

Destiné à assurer la liaison entre deux étages consécutifs dans un compresseur multi-étages

Pour minimiser les pertes et la décélération dans le virage ,

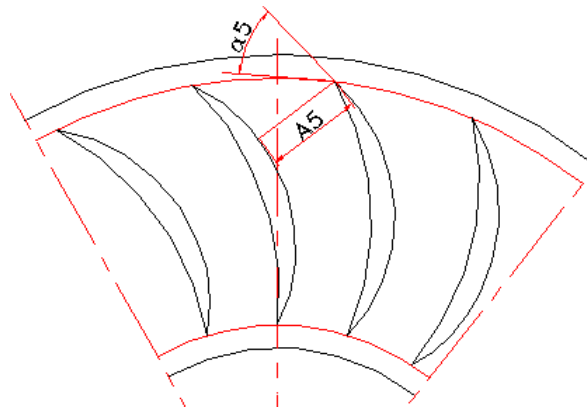
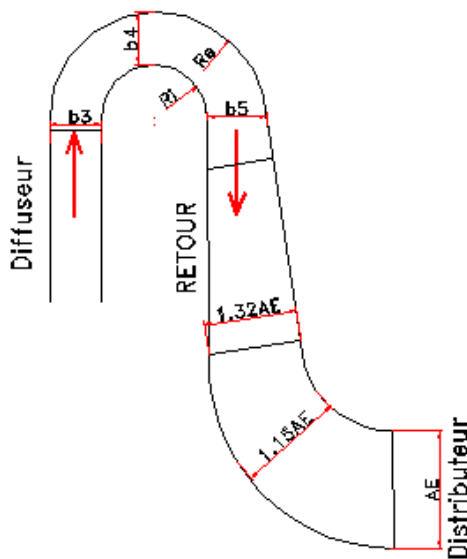
- b_4 doit être plus petit que b_3
- b_5 égal à b_3 (mais souvent plus grand pour des raisons de fabrication)
- R_i doit être important pour des F élevés (C_m élevé) ,mais peut être réduit pour des F peu élevés .L'usinage doit être soigné .
- R_e est peu important
- La sortie de la partie aubée du retour doit être au minimum de $1,32.A_E$,contrôlant la décélération dans le canal de retour .

Pour les petits débits et les très hautes pressions , R_i peut être faible pour être en adéquation avec le diaphragme .

L'angle d'entrée de l'aubage du canal de retour doit être tel que : $\tan \alpha_5 = k \cdot \frac{b_3}{b_5} \cdot \tan \alpha_3$,

avec $k = 1$ à $1,5$,et α_3 ,l'angle de sortie du diffuseur .(figures ci-dessous) .

Il est préférable de disposer d'une faible largeur entre les aubes ,et d'éviter d'avoir une aube au niveau du joint horizontal ,car à ce niveau ,la largeur b_5 doit être importante .





TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

COURBES DE PERFORMANCES

1 – Introduction

Les performances d'un compresseur centrifuge sont prédéterminées ou testées dans toute sa plage d'utilisation normale. Les résultats sont habituellement traduits par un réseau de courbes, ou sous forme adimensionnelle. Cette dernière est la plus pratique pour les concepteurs de machines.

Une bonne précision de la prédiction des performances est souhaitable, bien avant que la machine ait été construite et testée. Dans le cas idéal, le constructeur dispose d'une bibliothèque de résultats de tests d'étages pour toutes les géométries utilisables. Il peut ainsi calculer les performances de n'importe quelle association d'étages. Cependant, si on veut dessiner de nouveaux composants, ou encore, utiliser des composants existant en dehors des conditions testées, une approche analytique plus précise est nécessaire. Une étude des pertes de hauteurs en dehors du point nominal montre ce qui suit :

- L'appréciation individuelle des pertes (frottement, incidence, fuites etc.) est une opération longue et fastidieuse ne pouvant faire que l'objet d'études spécifiques. Dans les cas courants, on utilise une approche simplifiée.

2 – Méthode de calcul

- **A)** calcul de Y/h en fonction de F à partir de la géométrie de l'aubage
- **B)** Utilisation de courbes expérimentales pour l'évaluation de h_{design} et F_{design} , avec la dimension de la roue comme paramètre.
- **C)** Calcul du rendement en dehors du point nominal (en réalité, de $(h_{\text{max}} - h)$) en fonction du pourcentage de F_{opt} , avec comme paramètre le nombre de Mach à l'entrée, et le type de diffuseur.
- **D)** On estime Y à partir des étapes **A)** et **C)**, soit $\psi = \eta x \frac{\Psi}{\eta}$.

On sait maintenant que $\frac{\Psi}{\eta} = f(\Phi_2)$ (F_2 à la sortie de la roue), est une fonction linéaire et, dans la plupart des cas (rapports de volumes entrée/sortie étage moyens et faibles), cette fonction est quasi linéaire, et peut être considérée comme linéaire avec peu

d'erreur. Si nécessaire, F_2 , Y_2 et F_0 peuvent être calculés. Connaissant $\left(\frac{\Psi}{\eta}\right)_D$ au point

de calcul, $\left(\frac{\Psi}{\eta}\right)_0$ à débit nul s'écrit : $\left(\frac{\Psi}{\eta}\right)_0 = 1 - S + \left(\frac{\Psi}{\eta}\right)_{DF}$, avec S , le coefficient de

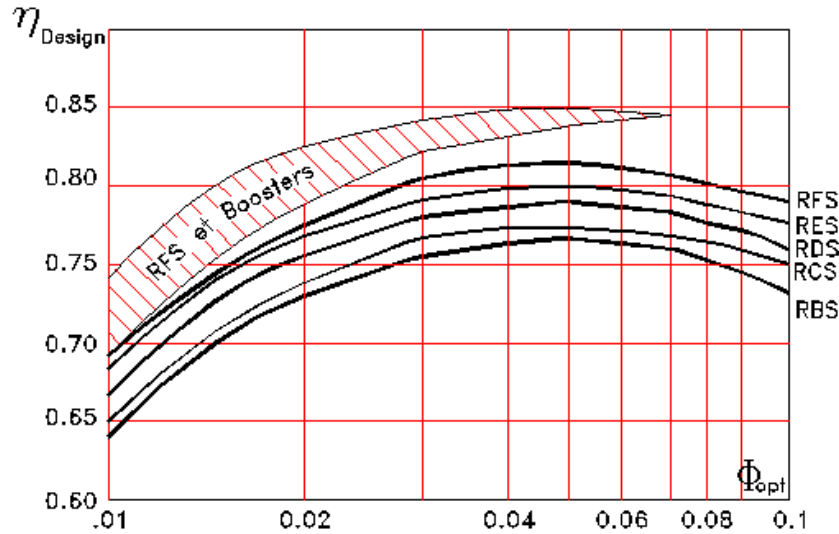
glissement et, approximativement : $\left(\frac{\Psi}{\eta}\right)_{DF} = \frac{0,001}{\Phi_{\text{Design}}}$. Ce coefficient correspondant aux pertes par frottement à la sortie de la roue.

Le réseau de courbes qui suit est issu d'essais, et est révisé périodiquement. Les courbes pour des compresseurs multi-étages est valable pour quelques étages seuls. Le rendement maxi étage est à un demi point au dessus des tracés et se situe à 90, 95% de F_{design} . Le rendement dont il est question est le rendement polytropique au point nominal. Ces courbes se rapportent à l'étape **B)**.



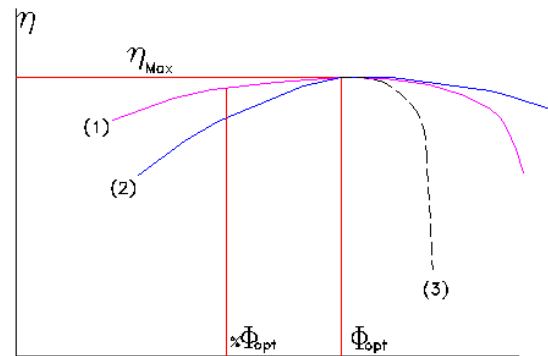
TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

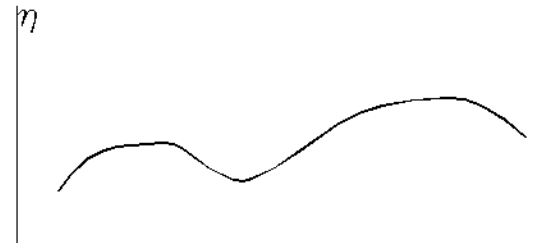


2.1 – La courbe de rendement

Comme on l'a vu au point C) ,plus haut ,on calcule en fait $\Delta\eta = \eta_{\max} - \eta$ en fonction du pourcentage de F_{opt} . Généralement ,les courbes obtenues peuvent présenter deux allures .La forme (1) ,pour de faibles nombres de Mach ,la forme (2) ,pour des Mach élevés ou des diffuseurs aubés .Une partie verticale (3) peut être observée lorsque la vitesse relative moyenne atteint la vitesse du son quelque part dans la roue



.D'autres fois ,la courbe possède une seconde bosse ,habituellement pour les grands coefficients de débit des aubages hélicocentrifuges dans lesquels les débits faibles causent une séparation entre les courants au moyeu et /ou au couvercle et donnent des caractéristiques d'une roue plus petite .(Nous ignorerons ce cas particulier ici) .



L'analyse et le dépouillement d'un grand nombre d'essais de tous types de compresseurs ,dans une large plage de F et de nombres de Mach (le nombre de Mach est la valeur à l'entrée roue au couvercle ,relatif à W_1) nous a conduit à écrire la relation qui suit :

$$\Delta\eta = a \left(\frac{\Phi}{\Phi_{opt}} - 1 \right)^2 + b \left(\frac{\Phi}{\Phi_{opt}} - 1 \right)^4$$

volute ,les coefficients :

Pour $F < F_{opt}$	Pour $F \geq F_{opt}$
$a=0,4 M+0,2$	$a=0,4 M+0,2$
$b=0$	Si $M < 0,4$, $b=5.M$
	Sinon , $b=10.M-2$



TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

Dans le cas d'utilisation de diffuseurs aubés, les coefficients a et b sont à multiplier par 1,25. Par cette méthode, les courbes de rendement sont obtenues par une combinaison de paraboles dont chacune est fonction du nombre de Mach d'entrée. Cette méthode est d'autant plus précise que les résultats d'essais sont meilleurs. Pour des roues à Mach élevés ($M > 0,6$), le choc sur les aubes peut produire un effet de mur ou une chute verticale de la courbe de rendement pour un débit élevé. Une méthode analytique de prédiction de ce phénomène a fait l'objet d'une publication par l'ASME. Les auteurs préconisent une relation de calcul du débit Q_0 permettant de corriger la relation

précédente.
$$\frac{Q_0}{a_0} = C_r \cdot A_x \left[\frac{2 + (\gamma - 1) \left[\frac{(U_x)^2}{a_0^2} \pm \frac{2 \cdot V_{Ax} \cdot U_x}{a_0^2} \right]}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma - 2}}$$
, avec C_r , le facteur de contraction

à la section A_x , fonction de Db au diamètre moyen d'entrée. Le tableau ci dessous répertorie les valeurs de C_r en fonction de Db :

Db	$+4^\circ$	$+2^\circ$	0°	-2°
C_r	.89	.89	.922	.925
Db	-4°	-5°		
C_r	.9	.864		

- A_x : Section nette d'entrée au rétrécissement de l'aubage roue
- Q_0 : Débit total d'entrée roue
- a_0 : La vitesse du son à l'entrée
- γ : le rapport C_p/C_v du gaz
- U_x : la vitesse d'entraînement au niveau de A_x
- V_{Ax} : la vitesse périphérique (Cu) au niveau de A_x

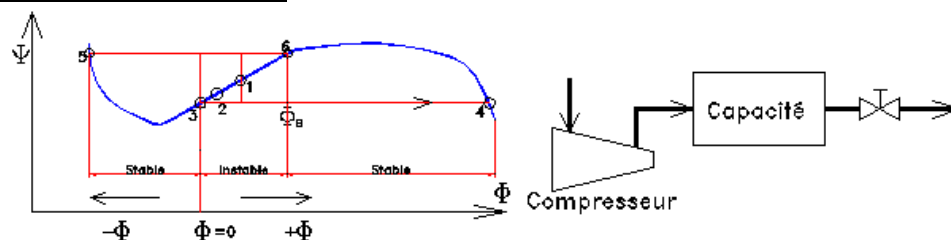
Le terme en V_{Ax} dans la relation ci dessus est nul pour un distributeur sans pré rotation (radial), positif pour pré rotation et négatif pour une contre rotation.

3 – Pompage et choc sonique

3.1 – Le Pompage

Cette situation d'instabilité de fonctionnement, normalement bruyante, avec des fluctuations de pression et de débit, se produit lorsque le compresseur travaille en dessous d'une valeur minimale de F . Ce phénomène est initié par la roue ou le diffuseur qui 'décrochent', produisant une séparation importante du courant, ainsi que des retours de fluides à l'intérieur des aubages de la roue ou du diffuseur. Ce phénomène peut devenir très violent, engendrant de fortes vibrations dans les tuyauteries ; des à-coups sur les paliers du rotor. La prolongation de cet état peut détruire le compresseur et l'installation qui lui est connectée.

3.11 – Description du phénomène





TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

- **Si $F > F_s$** : Toute petite fluctuation de Y engendre une action opposée tendant à ramener l'équilibre
- **Si $0 < F < F_s$** : Si on essaye de travailler au point 1 (fig. ci-dessus), toute petite réduction de pression dans la capacité réceptrice va engendrer une chute de Y et de F . La réduction de débit fait encore plus chuter la pression dans la capacité, et ainsi de suite, jusqu'à ce que le point 3 soit atteint. Alors, le compresseur repart au point 4, remonte la pression de la capacité, jusqu'au point 6, puis au point 1, et le cycle recommence.

Le Dr E. Venay de Brown-Boveri a une explication différente : Il a trouvé que le mode de fonctionnement du compresseur part du point 6 jusqu'au point 5 dans une configuration stable de la courbe Y , du côté des F négatifs (courant inversé), puis redescend vers le point 3, puis 4, retourne à 5, et ainsi de suite.

La localisation du point 5 sur la courbe dépend des caractéristiques du système dans lequel le compresseur débite. Parfois, ce point peut être situé à gauche de $Y_{\max}$ (Résistance de type simple orifice, très petites capacités réceptrices, comme sur certains bancs d'essais), mais, dans la plupart des cas de fonctionnement industriels, le compresseur entrera en pompage vers le $Y_{\max}$. Si la pression de sortie fluctue (manifolds d'air), le débit de pompage est toujours plus grand et la plage de stabilité est réduite.

3.12 – les vitesses dans l'aubage

Aux faibles débits, la vitesse relative W dans l'aubage chute. Au pompage, une grande partie de la face menante des aubes possède des vitesses relatives nulles ou négatives.

3.13 – Pour augmenter la plage de fonctionnement avant pompage

- Prévoir un coefficient de pression suffisamment au dessus du point nominal
- Adopter un coefficient de glissement faible et un Y_{design} plus faible.
- La courbe de rendement doit être la plus plate possible (Nombre de Mach faible, diffuseur lisse ou volute, ou encore un faible Da sur diffuseurs aubés).
- Un faible rapport W_1/W_2 , pour une bonne distribution de charge sur les aubes, le plus grand nombre possible d'aubes et une faible charge sur celles-ci.
- Recirculation : By-pass extérieur, garnitures d'étanchéités d'ouïe, 'Choke-ring'

3.2 – Le choc sonique

La limite de choc sonique est habituellement définie par le débit F à Y nul ou à rendement nul. Elle est le plus souvent déterminée par la forme des courbes (Y/h) et h , aux vitesses débitantes subsoniques. Un choc brutal (partie verticale de la courbe Y) apparaît si une grande partie des aubages de la roue ou du diffuseur atteint des vitesses soniques. Sur les graphes des vitesses relatives, les vitesses au couvercle et à la ligne de courant moyenne montrent des régimes supersoniques.

3.21 – Comment reculer la limite

- Déterminer une courbe (Y/h) plate.
- Une courbe de rendement plate également
- Une faible charge sur les aubages et un grand nombre d'aubes
- Une entrée longue et bien lissée.



TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

Dans le cas idéal ,on doit avoir une courbe (Y/h) plate pour les grands débits et une courbe plus accentuée pour les faibles débits .Quelques compresseurs possèdent ces qualités ,apparemment au moyen du contrôle de la recirculation interne (garnitures d'étanchéité ,séparation des pertes) .

4 – Effets du nombre d'étages sur la plage de stabilité

Si un compresseur multi-étages est parfaitement adapté ,c'est à dire que toutes les courbes $Y=f(\%F)$ sont toutes identiques pour chaque étage (à la vitesse nominale) nous trouvons que :

- **En dessous du point nominal** : les étages successifs ont des croissances de $\%F$ faibles à cause des rapports de volumes hors point nominal dans chaque étage .Le dernier étage va être en pompage le premier .
- **Au dessus du point nominal** : les étages successifs ont des croissances rapides de $\%F$ pour les mêmes raisons que précédemment .Le dernier étage sera sonique le premier .

Ainsi ,un compresseur multi-étages peut entrer en pompage à partir de 75% du débit nominal (plage de 25% au pompage) ,et ce ,même si tous les étages ont une marge de 40% .Malgré tout ,pour obtenir une plage maximale ,on désadapte délibérément les étages .

- 1- On surdimensionne les premiers étages (on place le point nominal sur la partie la plus plate de la courbe $Y=f(F)$) .
- 2- On sous dimensionne les derniers étages pour une plage maxi avant pompage ,aussi pour avoir de faibles nombres de Mach .

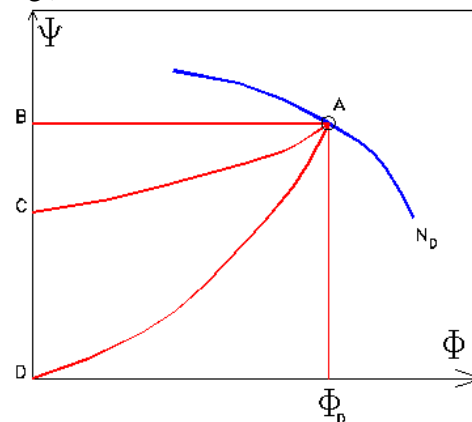
Cette méthode d'optimisation est facile à utiliser avec un calculateur .

5 – La régulation

5.1 – Régulation de fonctionnement

Un compresseur débite toujours dans un circuit résistant (capacité ,réseau de tuyauteries ,chambres de combustion) .Ce circuit possède ,comme le compresseur ,de sa propre courbe caractéristique débit-pression (ou. $F-Y$) .3 types de courbes caractéristiques de circuit peuvent exister (cf. fig.):

- **L'horizontale AB** : Débit dans une capacité à pression constante avec pertes de charge négligeables
- **La courbe AC** : La plus fréquente ,débit dans une capacité à pression constante et égale à CD ,les pertes de charges dans le réseau sont représentées par la courbe AC ,de forme parabolique
- **La courbe AD** : Toute la compression est perdue dans la perte de charge des tuyauteries ,cas des gazoducs .



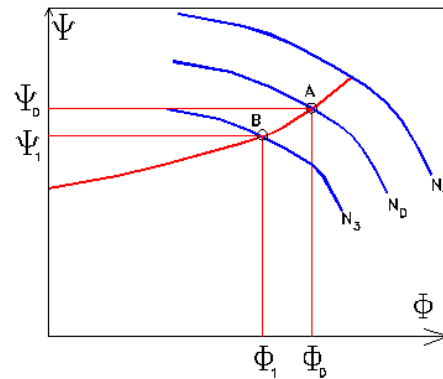
Le point de fonctionnement du compresseur est le point A ,à l'intersection des courbes caractéristiques du circuit et du compresseur .

Pour changer de point de fonctionnement ,deux possibilités existent :

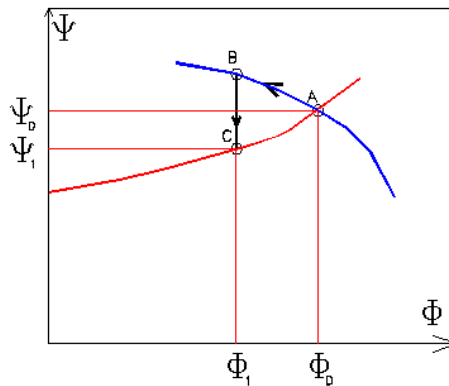


TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

- Déplacer la courbe de fonctionnement du compresseur (entraîneurs à vitesse variable) : Le point de fonctionnement B correspond à une vitesse de rotation N_3 inférieure à la vitesse nominale N_D du point A. Le débit au point B est inférieur au débit au point A.



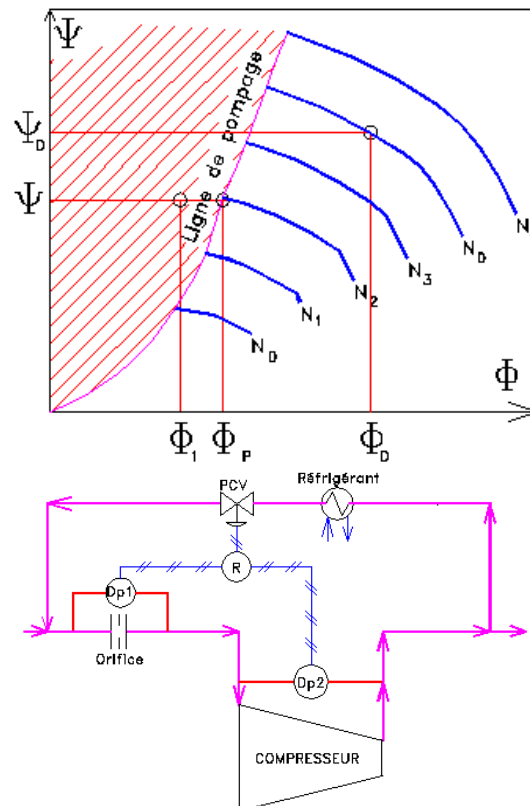
- Au moyen d'une perte de charge artificielle obtenue par laminage (fermeture de vanne à l'aspiration), le point de fonctionnement passe de A à B et, le débit est réduit, la perte de charge est égale à BC. Ce procédé est moins intéressant que la précédent car, plus coûteux en termes de puissance absorbée pour obtenir le même point de fonctionnement. Cependant, la vitesse de rotation reste constante.



5.2 – Régulation anti-pompage

Le principe de la régulation anti-pompage est le suivant :

A tout moment, on compare le débit et la pression de refoulement du compresseur en se référant à la ligne de pompage. Si le débit devient inférieur à celui de la ligne de pompage (F_P), la régulation provoque le recyclage d'une partie du débit proportionnelle à la différence $F_P - F_1$, permettant ainsi d'éviter le fonctionnement dans la zone d'instabilité. Pour des raisons de sécurité, le débit, donc F_P peut être supérieur à celui de la limite de pompage. Un schéma type de régulation par recyclage d'une partie du débit de refoulement est proposé ci-contre. La régulation y est commandée par la mesure de pression différentielles (capteurs $Dp1$ et $Dp2$), le régulateur opérant sur l'ouverture/fermeture de la vanne de régulation PCV. Le réfrigérant ramenant le gaz réinjecté à la température d'aspiration du compresseur.





TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

6 – Coefficients de débit et Mach extrêmes

6.1 – Coefficients F élevés

6.2 – Coefficients $F < 0,01$

6.3 - Nombres de Mach extrêmes



TURBOMACHINES

LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES

6 – Exemple de courbe

L'exemple ci-dessous est repris du cas évoqué pour les distributeurs .Les données sont rappelées ici :

Caractéristiques du gaz

M_w	44.000	R	189.0	C_p	857.0
g	1.3	k	0.231	Z	1.0

Conditions de fonctionnement

N (rpm)	10 000	Q_{v0} (m³/h)	5 100.0	h_{étage}	0.81
T_{entrée} (°C)	60.0	P_{entrée} (bar)	56.65	DH_{étage}	16853
T_{sortie} (°C)	73.4	P_{sortie} (bar)	70.00	Q_{v2} (m³/h)	3967.3
a_{0son} (m/s)	286.1	Débit F	0.036	Pression Y	0.294
a_{0son} (m/s)	291.8	r₀	91.130	r₂	108.42
Avec prérotation		Sans prérotation			
U_{2max} (m/s)	400	U_{2max} (m/s)	357	Fuites (%)	1.2
N_{max} (rpm)	16 706	N_{max} (rpm)	14 900		

Les dimensions de la roue sont indiquées dans le tableau qui suit :

D couvercle	222.3	D moyeu	139.7	D moyen	223.5
R couvercle	19.1	R moyeu	44.5	D_{2roue}	457.2
D_{1S}	241.6	D_{1H}	205.5	nb aubes	17
épaisseur aubes	4.8	Largeur sortie roue (entre 11.43 et 45.72):			15.9

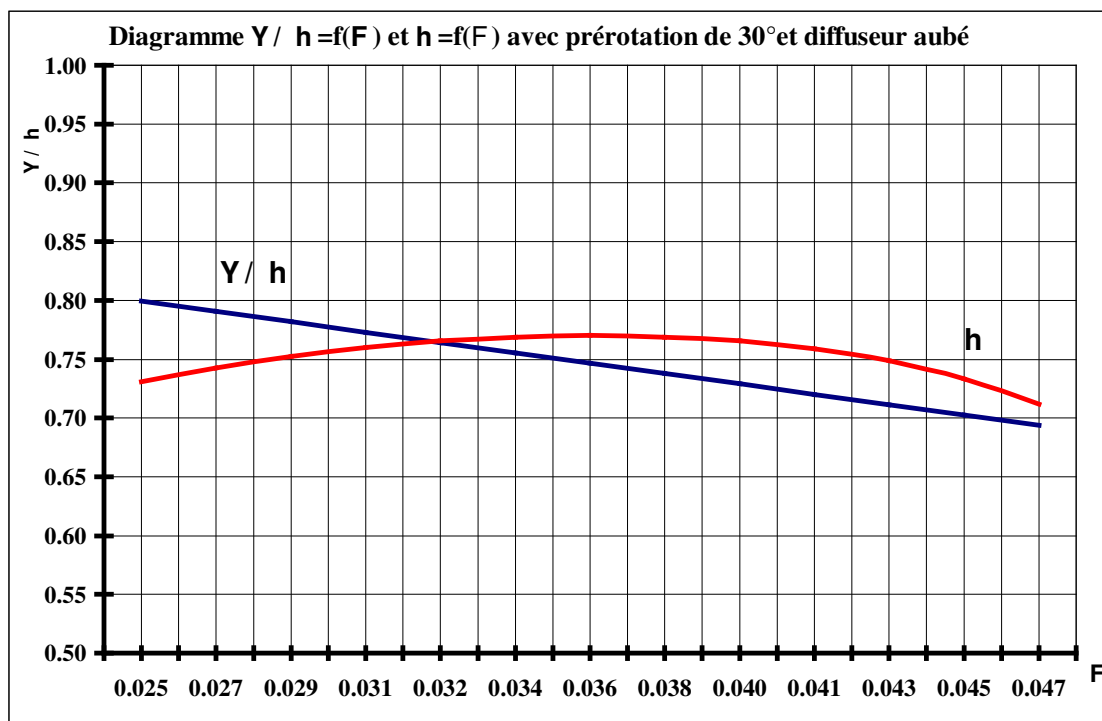
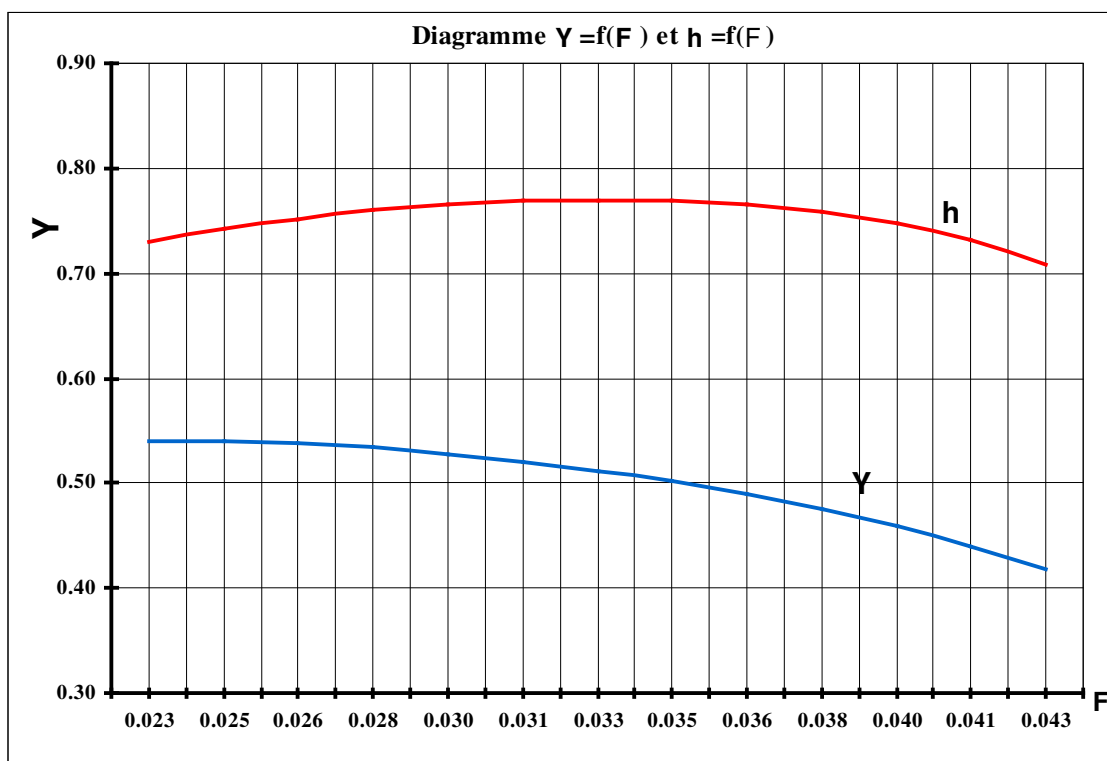
Avec une pré rotation nulle ,le triangle des vitesses et la répartition du nombre de Mach à l'entrée de la roue donnent :

Cm₁ (m/s)	65.6	Cm₂ (m/s)	52.5	D(m)	205.5	223.5	241.6
U₁ (m/s)	117.0	U₂ (m/s)	239.4	W₁ (m/s)	120.7	134.2	150.8
Cu₁ (m/s)	0	Cu₂ (m/s)	70.4	Mach	0.422	0.469	0.527
W₁ (m/s)	134.2	W₂ (m/s)	176.9				
C₁ (m/s)	65.6	C₂ (m/s)	87.8				
Mach_{entrée}	0.47	Mach_{sortie}	0.61				
W₁/W₂ (m/s)	0.76	Glissement S	0.116				
Angle a_{1gaz}	29.3	Angle a_{2gaz}	17.2				
Angle b_{1gaz}	26.9	Angle b_{2gaz}	66.6				
Rapport P₂/P₀	1.25	h_{aubage}	0.877				
Y_{2roue}	0.66	DH_{aubage}	14433				

Le nombre de Mach au couvercle ,à l'entrée de l'aubage est de M=0,527 ,le Y de calcul étant de 0,66 (tableau de résultats précédent) ,le coefficient de débit est F_{opt}=0,036 et le rendement maxi choisi est h_{max}=0,77 .Les courbes qui suivent sont issues de ces données ,pour une plage allant de 0,8.F_{opt} à 1,2.F_{opt} .



TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS CENTRIFUGES





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

1 – Nombre d'étages et dimensions

Connaissant le rapport de pression à réaliser $t = P_s/P_e$ à réaliser et les conditions d'aspiration, Température T_0 , débit masse Q_m , ainsi que les caractéristiques du gaz (M_w , g), on peut calculer l'augmentation totale d'enthalpie fournie par la machine, en tenant compte d'une vitesse débitante constante dans celle-ci, soit, avec $R=8314/M_w$ et

$$\rho = 12.18 \cdot M_w \cdot \frac{P_0}{T_0} : \Delta H_t = \frac{\gamma \cdot R \cdot T_0}{\gamma - 1} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \text{ . Et } Q_{v00} = \frac{Q_m}{\rho} \text{ , le débit volume au plan d'entrée .}$$

De même, le coefficient de débit F , dans le cas des machines axiales devient :

$$\Phi = \frac{C_m}{U} \text{ , } U \text{ étant la vitesse circonférentielle en tête de roue . En se fixant un nombre de}$$

Mach maximum d'entraînement M_U à ne pas dépasser dans toute la veine de

compression, on peut écrire : $U = M_U \sqrt{\gamma \cdot Z_0 \cdot R \cdot T_0} = \frac{\pi \cdot N}{30} \cdot R_t$, en tête de roue . Connaissant la valeur de hauteur à réaliser et le rapport de pression entrée/sortie du compresseur, on

peut calculer la valeur de U_m au rayon moyen, soit : $\tau = \frac{\Delta H_t}{U_m^2}$, d'où on tire : $U_m = \sqrt{\frac{\Delta H_t}{\tau}}$

.Le coefficient de Pression γ étant choisi (entre 0,25 et 0,4), on détermine le nombre

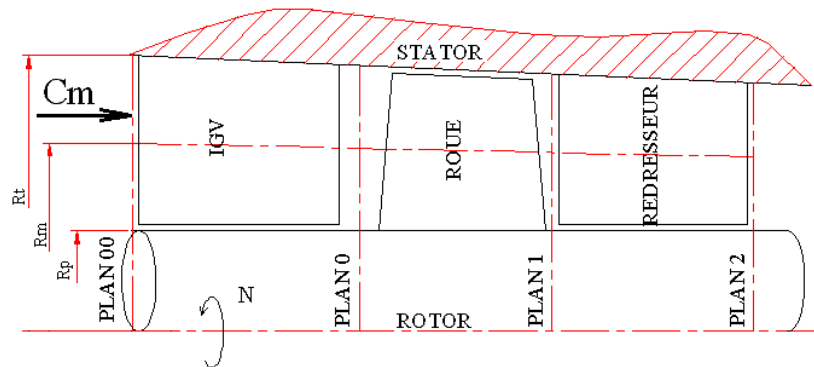
total d'étages n , ainsi que la hauteur fournie DH_{et} par étage, soient : $n = \frac{\Delta H_t}{\Psi \cdot U_m^2}$ et

$$\Delta H_{et} = \frac{\Delta H_t}{n} \text{ . Pour les machines industrielles, on choisit très souvent le coefficient } F = 0,5$$

, d'où, la valeur de la vitesse débitante C_m . Le nombre de Mach relatif M_U peut être très proche de 1, dans la mesure où cette valeur est déterminée pour l'entrée du compresseur, les étages suivant étant forcément en dessous .

1.1 – Détermination des dimensions

Les dimensions dont il s'agit ici, sont les différents diamètres de tête, pied et moyen à chacun des étages . En général, un compresseur axial est constitué par un distributeur d'entrée, suivi des étages constitués d'une roue axiale suivie d'un redresseur . En sortie de la veine, on ajoute souvent un redresseur de sortie chargé de ramener la direction de la vitesse absolue dans l'axe . La figure ci-dessous décrit la partie avant d'un compresseur axial, composée du redresseur d'entrée (IGV), suivi du premier étage



.L'entrée de chaque élément est symbolisée par un plan perpendiculaire à l'axe de rotation, le fluide entrant axialement par le plan 00 . Le rayon de tête R_t du plan 00 est déterminé . (paragraphe précédent) . Si le plan d'entrée IGV est précédé d'un diffuseur



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

chargé d'amener le fluide à la vitesse débitante C_m désirée, il nous faut calculer l'enthalpie du fluide au plan 00, soit, avec V_{00} , la vitesse initiale à l'entrée du diffuseur,

$$H_{00} + \frac{C_m^2 - V_{00}^2}{2} = 0 \quad (\text{dans un élément fixe, la relation } W+Q \text{ est toujours nulle}) \quad , d'où$$

on tire la valeur $H_{00} = -\frac{V_{00}^2 - C_m^2}{2}$. A l'aide des relations générales, on tire successivement

les rapports T_0/T_{00} et P_0/P_{00} , d'où, le débit volume dans le plan 00, ainsi que le rayon pied associé, soit : $Q_{v0} = \pi \cdot C_m \cdot (R_f^2 - R_p^2)$, on peut ainsi calculer le rayon moyen R_m ,

connaissant $\varpi = \frac{\pi \cdot N}{30}$, on a : $R_m = \frac{U_m}{\varpi}$ et $h = \frac{Q_{v0}}{2 \cdot \pi \cdot C_m \cdot R_m}$ qu'on pourra garder constant pour toute la veine.

Pour tous les autres plans, nous étant fixé a priori un degré de réaction R (en général $R=0,5$), avec la valeur de DH_{et} , on peut déterminer la hauteur de chaque plan en prenant pour hauteur fournie par la roue : $H_r = R \cdot DH_{et}$ (1), et, pour le redresseur :

$$H_{red} = (1-R) \cdot DH_{et} \quad (2) \quad . \text{La vitesse débitante étant constante.}$$

Trois dispositions constructives sont possibles :

- Garder le rayon de tête constant pour tous les éléments : le rotor sera conique et

$$\text{, dans ce cas, } R_p = \sqrt{R_f^2 - \frac{Q_{v_i}}{\pi \cdot C_m}}$$

- Garder le rayon pied constant ; c'est l'enveloppe qui sera conique et

$$R_r = \sqrt{\frac{Q_{v_i}}{\pi \cdot C_m}} + R_p$$

- Le rayon moyen constant : enveloppe et rotor sont coniques, la hauteur de la

$$\text{section du plan } i \text{ devient : } h_i = \frac{Q_{v_i}}{2 \cdot \pi \cdot C_m \cdot R_m}$$

Chaque disposition a ses avantages et inconvénients au point de vue facilité de fabrication.

2 – Les triangles des vitesses

Les angles des triangles des vitesses déterminés dans chaque plan du compresseur vont permettre de fixer les caractéristiques de cambrure et de calage des aubes des grilles mobile (roue) et fixe (redresseur) constituant un étage. En chaque plan, on peut écrire la relation d'Euler : $\Delta H_t = U \cdot (C_{u2} - C_{u1})$, entre les plans $i-1$ et i , on peut aussi

$$\text{écrire : } \Delta H_t = \frac{C_i^2 - C_{i+1}^2}{2} + \frac{W_i^2 - W_{i+1}^2}{2}, \text{ le travail total de l'étage est la somme du}$$

ralentissement absolu dans le redresseur et du ralentissement relatif dans la roue, d'où,

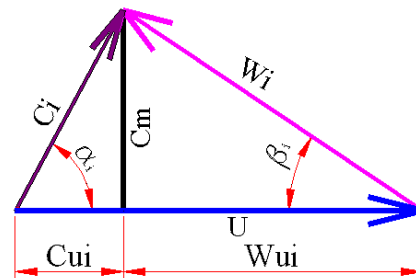
$$W_{i+1} = \sqrt{W_i^2 - 2 \cdot R \cdot \Delta H_t} \quad \text{pour la roue et, } W_{u,i+1} = \sqrt{W_{i+1}^2 - C_m^2}, \text{ ce qui donne } C_{u,i+1} = U - W_{u,i+1}.$$

Pour le redresseur, on recherche C_{i+1} , qui est inférieur à C_i , (il y a ralentissement absolu). On a

$$\text{donc : } C_{i+1} = \sqrt{C_i^2 - 2 \cdot (1-R) \cdot \Delta H_t}, \text{ de la même façon que pour la roue, on tire}$$

$$C_{u,i+1}, \text{ soit } C_{u,i+1} = \sqrt{C_{i+1}^2 - C_m^2}, \text{ d'où,}$$

$$W_{u,i+1} = U - C_{u,i+1}.$$





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

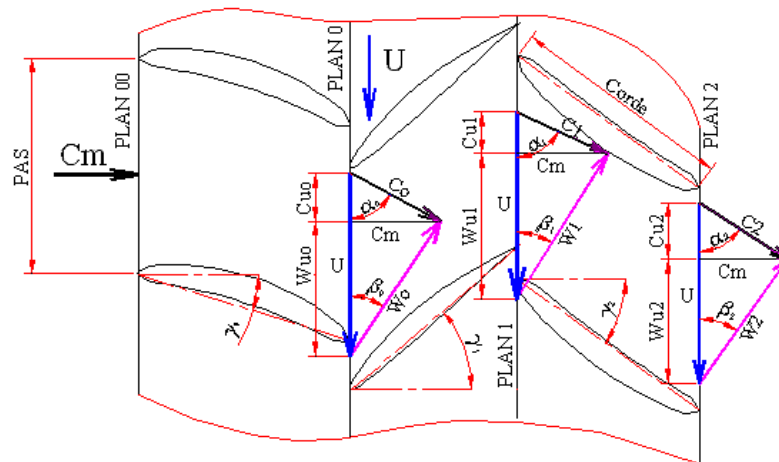
- Au plan 1, $Cu_0=0$, la vitesse d'entrée au plan 00 étant axiale et égale à Cm , la relation donnant Cu_1 devient : $Cu_1 = \frac{2 \cdot (1-R) \cdot \Delta H_{et}}{U_m}$. Il y a donc accélération de la vitesse absolue dans le distributeur d'entrée qui est considéré comme un étage à part entière, la valeur de ΔH utilisée étant celle d'un étage, le reste se résolvant comme précédemment.
- A la sortie du compresseur, on dispose souvent un redresseur chargé de ramener la vitesse absolue dans la direction axiale. Dans ce cas là, c'est Cu_2 qui est nul. on obtient donc la vitesse axiale débitante, ce redresseur est lui aussi considéré comme étage à part entière.
- Globalement, dans la roue, la vitesse relative W diminue, et dans le redresseur, c'est la vitesse absolue C qui chute.

2.1 – Détermination des angles gaz

Pour chaque plan, nous avons déterminé le triangle des vitesses, donc les composantes. Les angles α_i et β_i du triangle vont nous permettre de déterminer la géométrie des aubages, soient la cambrure f et le calage g . Pour les roues, seuls les angles β_i nous intéressent, pour les redresseurs, ce sont les angles α_i .

D'après la figure précédente, l'angle α_i s'écrit : $\alpha_i = \arccos\left(\frac{Cu_i}{C_i}\right)$ et $\beta_i = \arccos\left(\frac{Wu_i}{W_i}\right)$. La

figure qui suit indique clairement l'enchaînement des opérations, chaque élément mobile ou fixe étant encadré par deux plans dans lesquels on a déterminé les triangles des vitesses :



- Pour un élément mobile, la cambrure s'écrit : $\varphi = \beta_i - \beta_{i-1}$, pour un élément fixe, celle-ci devient : $\varphi = \alpha_i - \alpha_{i-1}$
- Le calage gaz, pour les mêmes éléments deviendra de même : $g_i = \beta_{i-1}$ et, respectivement pour un redresseur : $g_i = \alpha_{i-1}$. Pour obtenir le calage géométrique, il nous faut connaître les vitesses relative et absolue moyennes dans l'élément (Vitesse moyenne relative pour une roue et absolue moyenne pour un redresseur), ce qui va conduire à évaluer deux nouveaux angles. Ces vitesses sont : $W_{moy} = \frac{W_{i-1} + W_i}{2}$

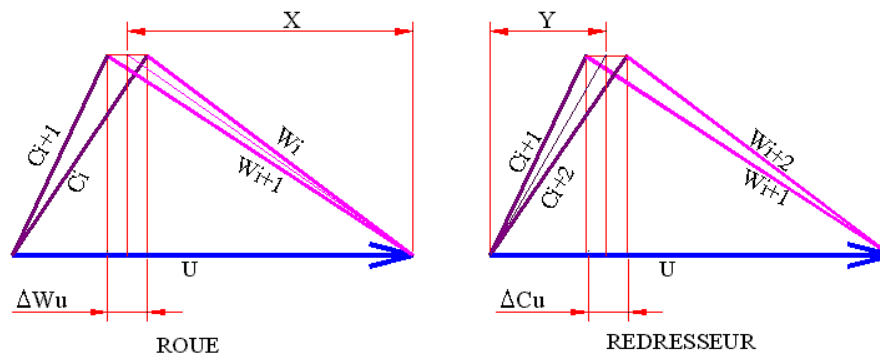


LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

et $C_{m0} = \frac{C_{i-1} + C_i}{2}$. D'où, en reprenant le triangle des vitesses, avec la vitesse débitante C_m constante dans toute la veine, on déduit : $\delta_{ri} = \arctg\left(\frac{C_m}{W_{ri}}\right)$, pour la roue et $\delta_{red} = \arctg\left(\frac{C_m}{C_{m0}}\right)$, pour le redresseur. D'où, les angles définitifs de calage : pour la roue : $\gamma_{roue} = 90 - \frac{\beta_{i-1} + \beta_i}{2}$, et, pour le redresseur, $\gamma_{red} = \frac{\alpha_{i-1} + \alpha_i}{2} - 90$. Sauf, cas particuliers du distributeur d'entrée et du redresseur de sortie, pour lesquels $\gamma_{red} = \arccos\left(\frac{C_m}{C_0}\right)$

2.1 – Triangles des vitesses comparés

Si on trace séparément les triangles des vitesses sortie roue et sortie redresseur d'un étage, pour chaque élément, on a deux triangles des vitesses, un en entrée et l'autre en sortie. Pour la roue, on calcule une quantité de variation des vitesses relatives ; ΔW_u et, pour le redresseur, c'est la variation des vitesses absolues : ΔC_u . De même, pour chacune des figures, on trace la vitesse relative moyenne joignant l'extrémité de U au milieu de ΔW_u , (respectivement au milieu de ΔC_u , pour le redresseur), on s'aperçoit que le rapport de la cote X à la longueur du vecteur U est égal au degré de réaction R , celui de Y à U représente $1-R$. Le degré de réaction s'écrit donc : encore $R = \frac{W_{u1}}{U} + \frac{\Delta W_u}{2.U} = \frac{W_{u2}}{U} - \frac{\Delta W_u}{2.U}$. Pour le redresseur, on a : $1-R = \frac{C_{u1}}{U} - \frac{\Delta C_u}{2.U} = \frac{C_{u2}}{U} + \frac{\Delta C_u}{2.U}$. Cette dernière relation, en considérant que $\Delta C_u = \frac{H}{U}$, ainsi que $\Psi = \frac{H}{U^2} = \frac{C_{u2}}{U}$, peut s'écrire : $1-R = \frac{\Psi}{2}$, d'où, on retrouve l'expression du degré de réaction vue précédemment.



3 – Evolution du triangle des vitesses

Ici, il s'agit d'examiner l'évolution du triangle des vitesses dans un plan quelconque, sur la hauteur de la section de passage. En admettant la loi d'évolution suivante : $R.C_u = C^{te}$, R étant le rayon de calcul, ainsi qu'une valeur de H constante sur cette même hauteur. N étant la vitesse de rotation de la machine, on peut écrire : $\omega = \frac{\pi.N}{30}$ et $U = \omega.R$. En reprenant la relation d'Euler, il vient : $\frac{H}{\omega.R} = C_{u_j} - C_{u_{j-1}}$ (3) pour un même rayon R entre deux plans



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

d'indices j et $j-1$. On peut également écrire : $R_i.Cu_i = R_{i+1}.Cu_{i+1}$, pour deux rayons

différents (indices i et $i+1$), ou $Cu_{i,j-1} = \frac{R_{i+1}.Cu_{i+1,j-1}}{R_i}$ (4). Les relations (3) et (4) permettent de

recalculer les triangles des vitesses à tout rayon, connaissant la valeur de Cu à un rayon donné, au plan désiré. Pour le plan de sortie de l'élément, on pourra recalculer Cu_j en

fonction de Cu_{j-1} par la relation : $Cu_j = \frac{1}{R_i} \left(\frac{H}{\omega} + R_{i+1}.Cu_{i+1,j-1} \right)$ (5), $Cu_{i+1,j-1}$ étant la valeur de

Cu_{j-1} dans le plan $j-1$, au rayon $i+1$ et Cu_j , dans le plan j au rayon i . La vitesse débitante Cm étant constante sur la hauteur de la veine ; on peut aisément déduire de cette évolution celles du calage et de la cambrure de chaque section en fonction de son rayon, il suffit pour cela, de connaître la valeur de Cu à un rayon donné (ici le rayon R_{i+1}) et d'appliquer les relations (4) et (5), les triangles des vitesses se déterminant comme exposé au paragraphe 2.

3.1 – Relations entre F et Ψ

Le coefficient de pression s'écrit : $\Psi = \frac{\Delta Cu}{U}$, le coefficient de débit, $\Phi = \frac{Cm}{U}$. A l'aide des relations dans le triangle des vitesses entrée/sortie d'un élément, on peut, à l'aide des angles α_i et α_{i+1} , écrire : $Cu_i = \frac{Cm}{\tan \alpha_i}$ et $Cu_{i+1} = \frac{Cm}{\tan \alpha_{i+1}}$, avec $Cm = \Phi.U$. Le coefficient de

pression devient : $\Psi = \frac{Cu_i - Cu_{i+1}}{U}$, soit : $\Psi_{red} = (1-R). \Phi \cdot \left(\frac{1}{\tan \alpha_{ii}} - \frac{1}{\tan \alpha_{i+1}} \right)$. Cette relation

s'applique entre l'entrée et la sortie du redresseur, pour la roue :

$\Psi_{roue} = R. \Phi \cdot \left(\frac{1}{\tan \beta_{ii}} - \frac{1}{\tan \beta_{i+1}} \right)$, le coefficient de pression total de l'étage étant :

$Y_{étage} = Y_{red} + \Psi_{roue}$. Les coefficients de pression de chacun des éléments de l'étage sont directement reliés au degré de réaction de l'étage, soient : $Y_{roue} = R.Y_{étage}$ et

$$Y_{red} = (1-R).Y_{étage}.$$

4 – Exemple de prédétermination

Les données de du gaz à traiter sont listées dans le tableau qui suit :

Mw	28.97	g	1.4	R	287.0
h	0.85	k	0.286	V₀₀ (m/s)	40

Les caractéristiques du compresseur à définir sont :

P₀	0.98	P_s	4	t	4.08
T₀	15	T_s	157.5	Q_m (kg/s)	30
F	0.5	Y	0.35	DH_T	168438

Les données précédentes nous donnent le nombre d'étages, ainsi que les vitesses moyennes

nb étages	12	DH_{étage}	14037	N (rpm)	6100
U_m (m/s)	203.1	C_m (m/s)	101.6	R_m (m)	0.318
Réaction	0.5				

On ne traitera que le distributeur d'entrée (IGV) et le premier étage. Les résultats sont les suivants :



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

Plan d'Entrée

Q_{v00} (m ³ /s)	26.0	h_{00} (m)	0.128	h_{00}/R_m	0.402	C_{00} (m/s)	108	W_{00} (m/s)	135
Sortie IGV						DCu_0 (m/s)	64.9	DWu_0 (m/s)	126.0
Q_{v0} (m ³ /s)	24.5	h_0 (m)	0.121	h_0/R_m	0.379	a_{m1} (°)	45.0	b_{m1} (°)	45.0
Cu_0 (m/s)	64.9	Wu_0 (m/s)	126.0			Calage (°)	17.1	Cambrure (°)	34.2
C_0 (m/s)	115.4	W_0 (m/s)	158.2			W_1/W_0		C_{00}/C_0	1.21
a_0 (°)	55.8	b_0 (°)	37.2						

Sortie ROUE

Q_{v1} (m ³ /s)	23.0	h_1 (m)	0.114	h_1/R_m	0.357	C_{10} (m/s)	137	W_{10} (m/s)	141.9
Cu_1 (m/s)	132.0	Wu_1 (m/s)	58.9			DCu_0 (m/s)	67	DWu_0 (m/s)	67
C_1 (m/s)	162.9	W_1 (m/s)	112.2			a_{m1} (°)	44.9	b_{m1} (°)	42.3
a_1 (°)	35.9	b_1 (°)	58.3			Calage (°)	42.3	Deviation (°)	21.2
						W_1/W_0	0.85	C_1/C_0	1.18

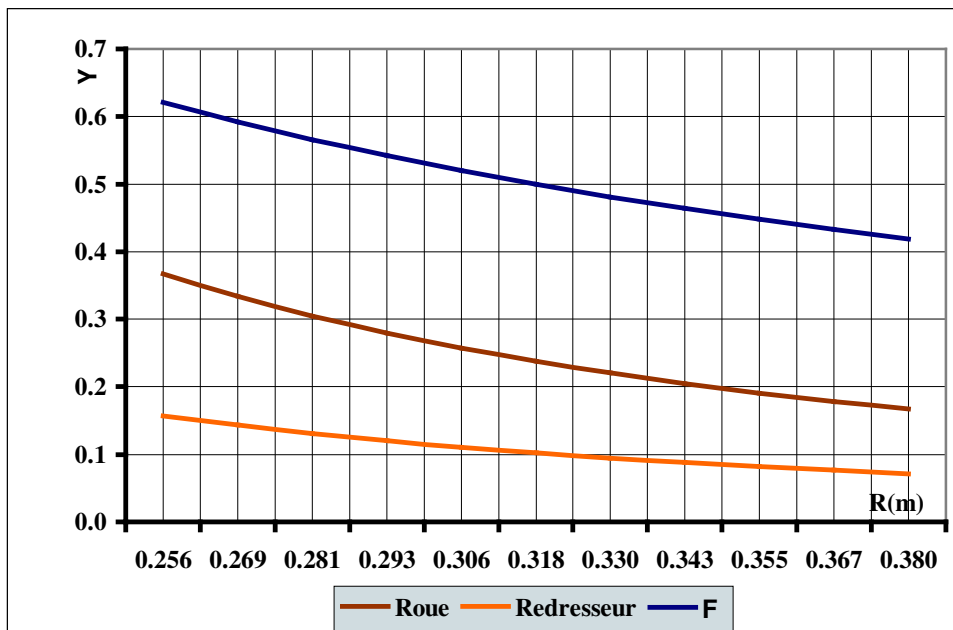
Sortie REDRESSEUR

Q_{v2} (m ³ /s)	21.70	h_2 (m)	0.107	h_2/R_m	0.336	C_{12} (m/s)	134.1	W_{12} (m/s)	143.6
Cu_1 (m/s)	70.9	Wu_1 (m/s)	120.0			DCu_1 (m/s)	61.1	DWu_1 (m/s)	61.1
C_1 (m/s)	118.9	W_1 (m/s)	153.4			a_{m2} (°)	45.4	b_{m2} (°)	41.6
a_2 (°)	53.5	b_2 (°)	38.5			Calage (°)	-45.4	Déviation (°)	-17.5
						W_2/W_1	1.18	C_2/C_1	0.85

Les caractéristiques géométriques obtenues pour ces trois éléments (dans l'ordre ,IGV ,la roue et le redresseur)

Les courbes qui suivent montrent les évolutions des coefficients thermodynamiques et des calages et cambrures sur la hauteur des trois éléments traités .

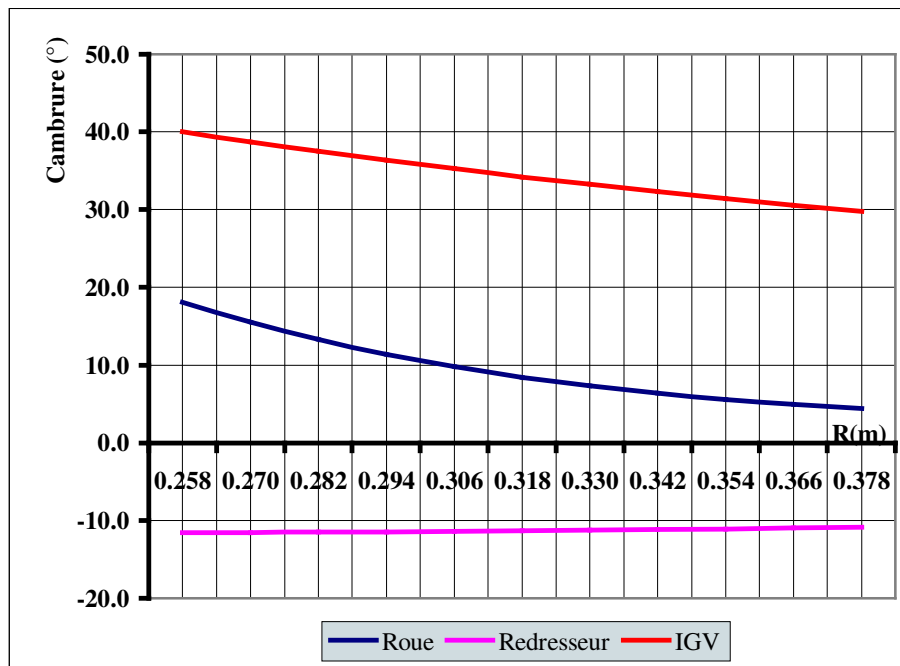
- Les coefficients de pression et débit (pour degré de réaction=0,7)



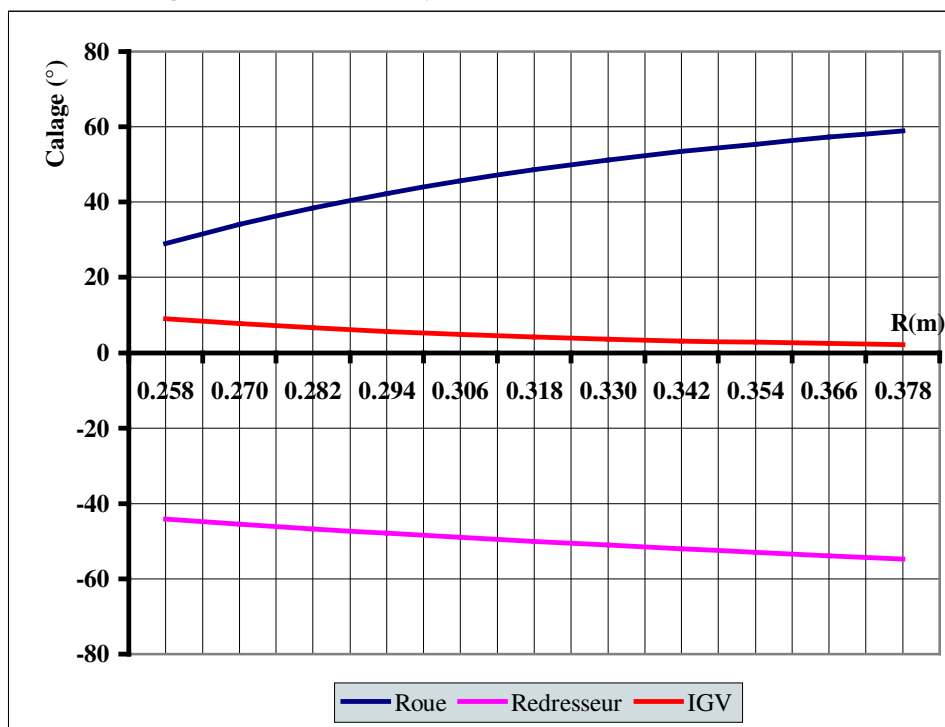


LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

- La déviation de chacun des aubages



- Leur calage en fonction du rayon





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

LES AUBAGES

1 – Introduction

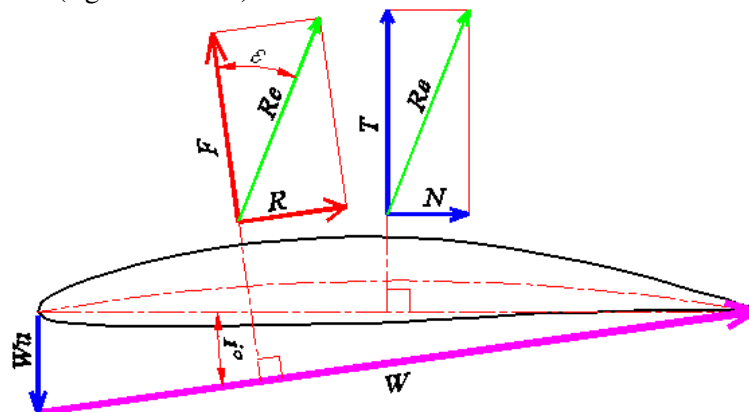
Les sections transversales de ces aubages sont des profils d'ailes. Ceux-ci sont montés en grilles mobiles (roues) ou statiques (distributeurs). Ce sont les acteurs de la réalisation de la pression demandée à la machine en transformant les vitesses relatives ou absolue du fluide en pression par ralentissement.

2 – La finesse, la polaire

Soumis à un courant de fluides de vitesse W , ils subissent des forces de portance et de traînée. En conséquence, les équations de sustentation et de résistance s'y appliquent. Celles-ci ont pour forme, avec c , la corde du profil et ρ , la masse volumique locale du fluide :

$$F = \frac{\rho}{2} \cdot c \cdot W^2 \cdot C_z \text{ pour la portance et } R = \frac{\rho}{2} \cdot c \cdot W^2 \cdot C_x \text{ pour la traînée. Les coefficients } C_z \text{ et } C_x$$

sont les coefficients de portance et de traînée du profil, caractéristiques de celui-ci et variant en fonction de l'incidence i du courant. Ces deux forces sont perpendiculaires à la direction de celui-ci (fig. ci-dessous).

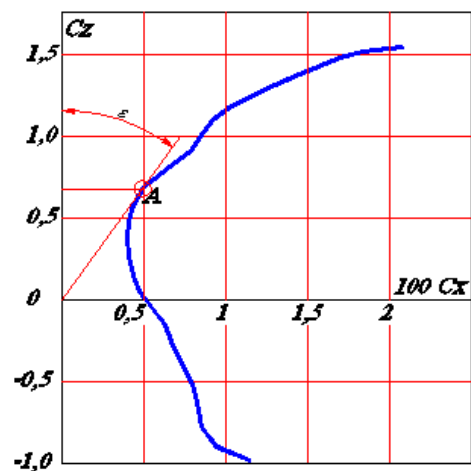


Les coefficients C_z et C_x sont en général présentés sous forme d'une courbe d'allure parabolique (figure ci-contre), la polaire, soit $C_z = f(100C_x)$. En traçant une tangente à la courbe issue de l'origine, on détermine un angle ϵ particulier, c'est l'angle de finesse max. Au point de contact A, le coefficient C_z est maximal pour un C_x minimal, la tangente de l'angle

ϵ a pour valeur : $\tan \epsilon = \frac{C_x}{C_z}$, le nombre

appelé finesse est : $f = \frac{C_z}{C_x}$. Pour des

profils de bonne qualité, ce nombre se situe entre 50 et plus de 150.





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

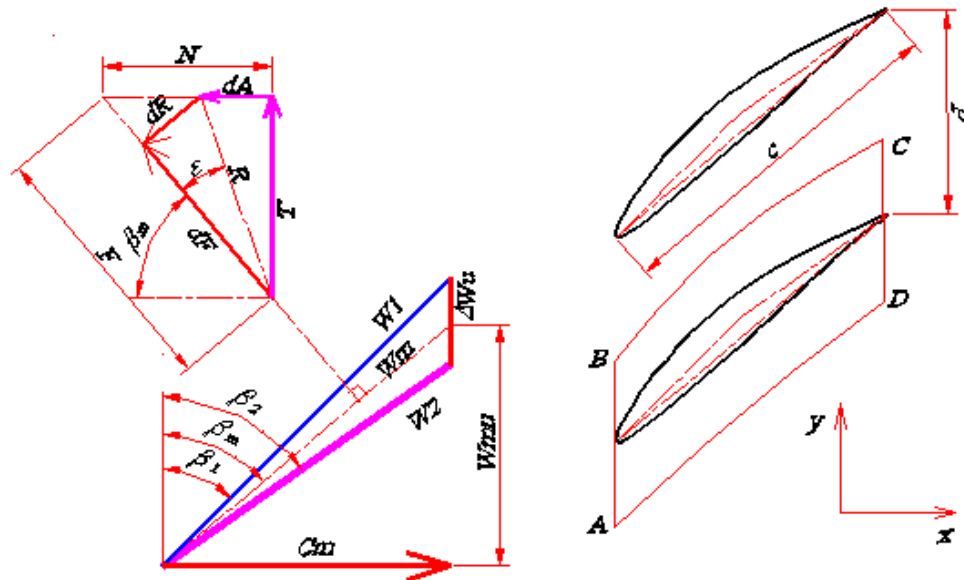
Pour les grilles d'aubes utilisées pour les compresseurs axiaux, le meilleur compromis est ce point particulier, la poussée axiale N étant minimum pour une charge tangentielle à la grille T maximale, donc une pression plus grande. (Ce concept est aussi utilisé pour les hélices aériennes et marines).

3 – Les coefficients C_z et C_x d'un profil

3.1 – Détermination des forces aérodynamiques

La figure qui suit représente un élément de grille mobile vu de dessus. Chaque profil de corde c , est séparé de son homologue dans la grille par une distance P qu'on appelle le pas. Le rapport de ces dimensions, caractéristique de la grille à un rayon donné est la solidité

, soit : $\sigma = \frac{c}{P}$, nombre sans dimensions très important.



3.11 – Le théorème des quantités de mouvement

Si on prend un contour (A,B,C,D) autour de l'un des profils, de largeur $AB=CD=P$, la masse de fluide par unité de temps qui traverse ce contour sera : $m = \rho \cdot P \cdot C_m$. Celle-ci se conserve entre l'entrée et la sortie de la grille. La dérivée par rapport au temps de la projection de la quantité de mouvement $m \cdot C_m$ sur un axe est égale à la projection sur celui-ci de la résultante des forces qui s'exercent sur m .

La projection sur l'axe y de la variation de la quantité de mouvement est :

$\rho \cdot P \cdot C_m \cdot (W_{u2} - W_{u1}) \cdot dt$. Sa dérivée est : $T = \rho \cdot P \cdot C_m \cdot (W_{u2} - W_{u1})$. Celle-ci représente la force tangentielle.

La variation de pression entre l'entrée et la sortie de la grille, s'écrit à l'aide de la relation de Bernoulli, $\Delta p = \rho \cdot \frac{W_1^2 - W_2^2}{2}$. Soit, dans le triangle (W_1, W_2, DW_u)

, $\frac{W_1^2 - W_2^2}{2} = (W_{u2} - W_{u1}) \cdot W_{mu}$. La force normale N s'écrit donc : $N = \rho \cdot P \cdot (W_{u2} - W_{u1}) \cdot W_{mu}$, ou

encore : $N = \rho \cdot P \cdot (W_{u2} - W_{u1}) \cdot \frac{C_m}{\tan \beta_m}$



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

3.12 – La force de portance

Force perpendiculaire à la vitesse W_m , elle a pour valeur absolue :

$F = \rho \cdot P(Wu_1 - Wu_2) \cdot W_m$. Celle-ci peut aussi s'écrire, à l'aide de l'équation de sustentation

vue plus haut : $F = \frac{\rho}{2} \cdot c \cdot W_m^2 \cdot C_z$. En l'absence de frottements, on peut égaliser ces deux

expressions, on tire le coefficient de portance de l'élément : $C_z = \frac{2 \cdot \Delta Wu}{\sigma \cdot W_m}$ (1)

Avec frottements, on a :

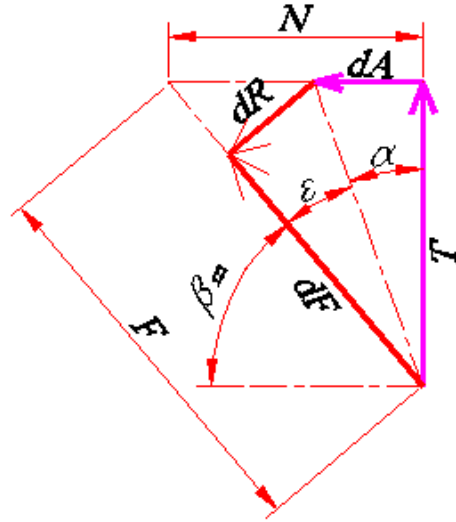
$Wmu = Cm \cdot \tan \beta_m$, et $R = \frac{T}{\sin(\beta_m + \epsilon)}$ la

valeur de dF est donc : $dF = \frac{T \cdot \cos \epsilon}{\sin(\beta_m + \epsilon)}$ le

coefficient de portance devient :

$C_z = \frac{2 \cdot \Delta Wu \cdot \sin \beta_m \cdot \cos \epsilon}{\sigma \cdot W_m \cdot \sin(\beta_m + \epsilon)}$ (2). Pour un

redresseur, les vitesses sont les vitesses absolues qui entrent en compte. En pratique, pour des profils très fins, qu'on a tout intérêt à utiliser, la valeur de ϵ est très faible, on peut donc utiliser la relation (1) sans erreur majeure. Le terme $G = DWu \cdot P$ utilisé pour le calcul des efforts est la circulation le long du contour (A, B, C, D).



3.2- La traînée

La force résistante s'écrit : $dR = \frac{\rho}{2} \cdot c \cdot W_m^2 \cdot C_x$ et, $dR = dF \cdot \tan \epsilon$, avec $\tan \epsilon = \frac{1}{f}$, f étant la

finesse, d'où, après transformation le coefficient de traînée : $C_x = \frac{2 \cdot \Delta Wu \cdot \sin \beta_m \cdot \sin \epsilon}{\sigma \cdot W_m \cdot \sin(\beta_m + \epsilon)}$. Cette

traînée induit une perte de pression dans l'aubage, celle-ci se traduit, d'après le schéma précédent par : $\rho \cdot P \cdot \Delta p = N - dA$, dA étant la force normale effectivement produite dans la

grille. Soit, après transformation : $\Delta p = Cm \cdot \Delta Wu \left(\frac{1}{\tan \beta_m} - \frac{1}{\tan(90 - (\beta_m + \epsilon))} \right)$.

4 – Le rendement d'un profil

On peut rapporter les pertes de pression Dp dans l'élément à la hauteur thermodynamique produite dans celui-ci. La perte de pression est reliée au degré de réaction par : $\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{R \cdot (W_1^2 - W_2^2)}{2 \cdot \cos \beta_m \cdot \sin \beta_m}$ pour la roue. En se rapportant au schéma précédent, on

peut écrire : $\eta = \frac{dA}{N}$, avec $dA = \frac{\rho \cdot P \cdot \Delta Wu \cdot Cm}{\tan(\beta_m + \epsilon)}$ et $N = \frac{\rho \cdot P \cdot \Delta Wu \cdot Cm}{\tan \beta_m}$, le rapport devient :

$\eta = \frac{\tan \beta_m}{\tan(\beta_m + \epsilon)}$, rendement de la roue.



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

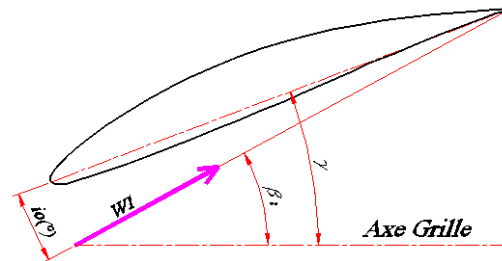
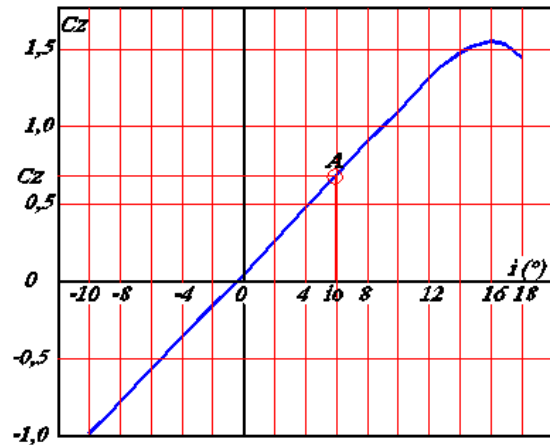
Nota : Pour le redresseur, b_m est remplacé par a_m et les vitesses relatives par les vitesses absolues pour toutes les relations précédentes. Celles-ci sont aussi valables pour les hélices aériennes ou marines.

5 – Le calage des aubes

5.1 – Autre forme de polaire

On peut, pour un profil quelconque, tracer la courbe $C_z = f(i)$ (ci-contre), i étant l'incidence. Après avoir déterminé la finesse max du profil, et donc la valeur de C_z , pour positionner correctement le profil dans le courant, il nous faut connaître l'incidence correspondante au C_z choisi, c'est la première méthode. Celle-ci suppose qu'on connaisse les polaires du profil en grille, qui ont des caractéristiques inférieures à celles du profil seul. Dans ce cas, le calage de l'aube s'effectue facilement à l'aide de l'angle b_1 et de l'incidence de finesse max i_0 .

La figure qui suit décrit la démarche pour une aube mobile, le calage g est la différence $g = b_1 - i_0$. Sachant que le calage est l'angle entre la corde et l'axe machine ou grille. Dans tous les cas, c'est cette méthode qui sera utilisée, sachant que l'angle $b_1 = 90 - b_{lgaz}$.



6 – Utilisation des corrélations NACA

Cette méthode est basée sur l'utilisation de formes de profils aérodynamiques de la série 65, qui sont des profils dit 'laminaires' à squelette en arc de cercle, ainsi que sur des profils lenticulaires dits 'Double arc circulaire' ou DCA permettant des vitesses transsoniques. Ces deux modèles sont largement utilisés dans les compresseurs axiaux, le premier, en particulier pour les aubages mobiles.

La détermination de l'incidence de finesse max de la section prend en compte l'épaisseur relative e/c du profil, l'angle gaz b_{lgaz} , la solidité s , ainsi que la déviation totale dans la grille, calculée au chapitre précédent, soit : $f = b_2 - b_1$. Le calcul de l'incidence de finesse max, dite aussi incidence de pertes minimales, s'effectue à l'aide de coefficients donnés par des réseaux de courbes. Les incidences i_0 et déflexion d calculées pour déterminer les cambrure et calage du profil, sont ici comptées par rapport à la tangente à la ligne moyenne du profil au bord d'attaque et au bord de fuite successivement. La figure qui suit décrit les éléments mis en jeu, soient :

f : la cambrure effective de la section

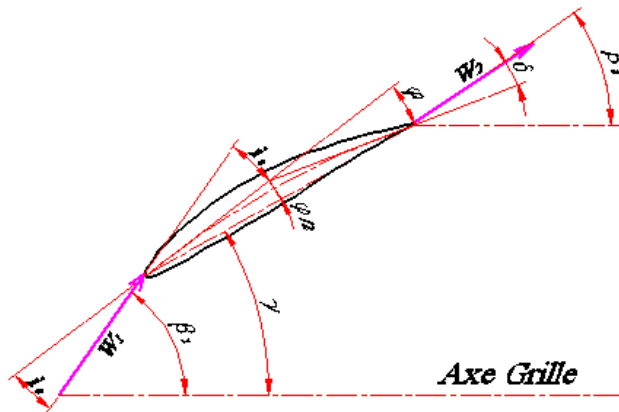
b_1 et b_2 : les angles gaz entrée et sortie de grille



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

i_0 : l'incidence à pertes minimales comptée par rapport à la tangente au squelette au bord d'attaque

d : la déflexion en sortie de grille comptée par rapport à la tangente au squelette au bord de fuite .

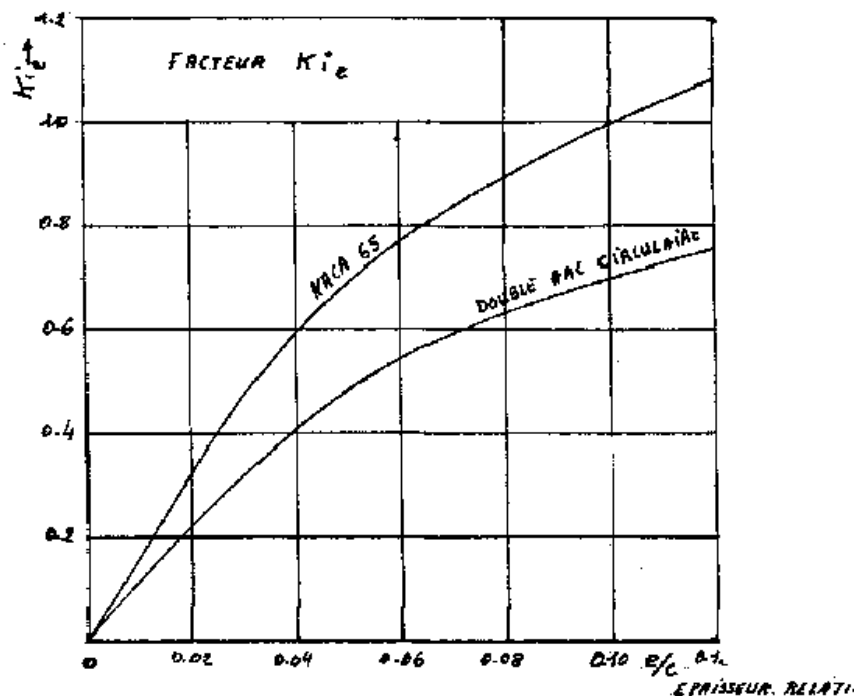


6.1 – Calcul de l'incidence

L'incidence à pertes minimales s'écrit : $i_0 = i_1 + n \cdot f$. i_1 étant l'incidence à pertes minimales pour un profil de référence à cambrure nulle et n , la pente de variation de i_1 .

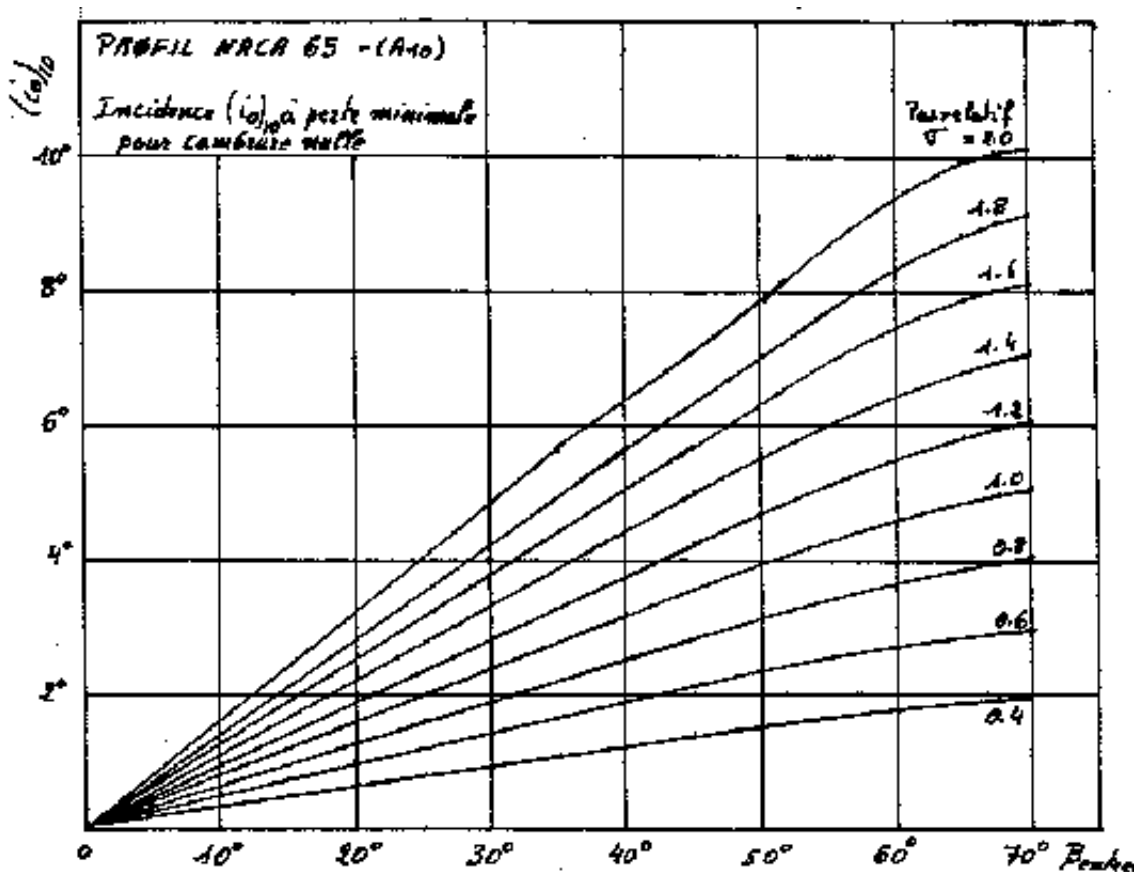
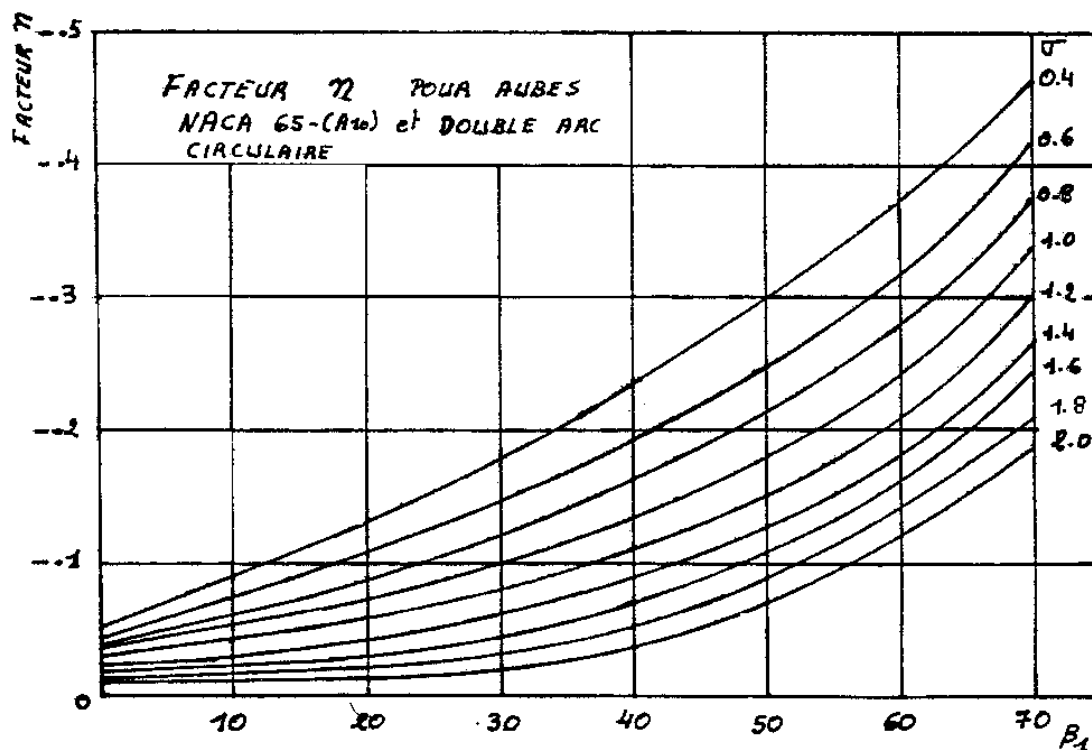
Le profil de référence est une forme à 10% d'épaisseur relative , pour un profil d'épaisseur relative différente de 10% , on applique à i_1 un facteur de correction K_i tel que $i_1 = i_{10\%} \cdot K_i$. La relation de calcul final de l'incidence devient : $i_0 = i_{10\%} \cdot K_i + n \cdot \varphi$. avec

$i_{10\%} = f(s, b_1)$, $n = f(s, b_1)$ et $K_i = f(e/c)$. Dans le cas d'une distribution d'épaisseur autre que NACA 65 , $i_1 = k \cdot i_{10\%} \cdot K_i$, et $i_0 = k \cdot i_{10\%} \cdot K_i + n \cdot f$ avec $k=1,1$ pour les squelettes en arc circulaire et $k=0,7$ pour les profils DCA (double arc circulaire) . Toutes courbes qui suivent , par ailleurs .





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

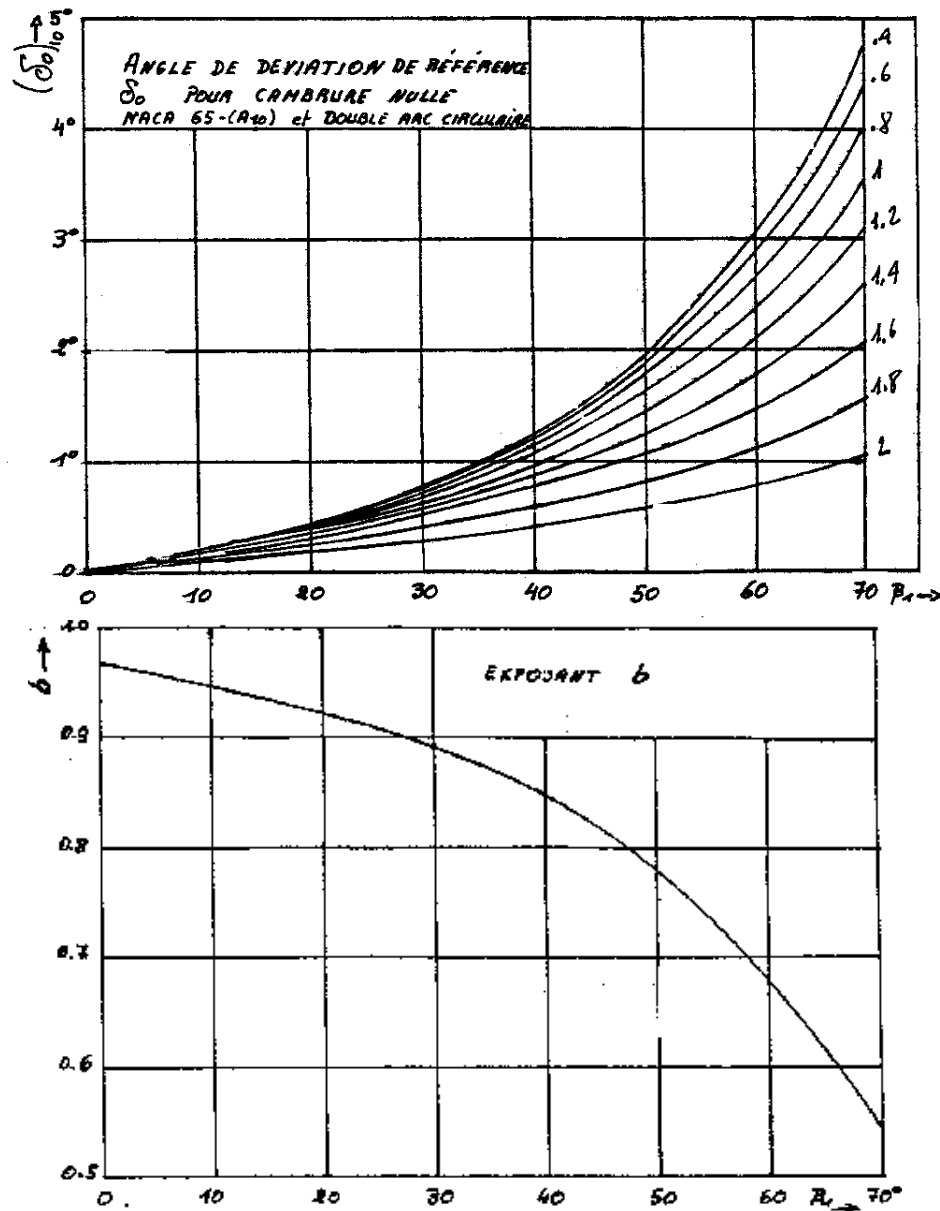
6.2 –La déviation

C'est l'angle entre la tangente au squelette au bord de fuite et la vitesse relative W_2 , sortant de la grille sous l'angle b_2 .

Comme pour la détermination de l'incidence à pertes minimale, le procédé utilise un ensemble de réseaux de courbes, et une relation entre une déviation de référence. Celle-ci s'écrit : $\delta_1 = \delta_0 + m \cdot \frac{\varphi}{\sigma - b}$, f étant la différence entre les angles d'entrée b_1 et de sortie b_2 du

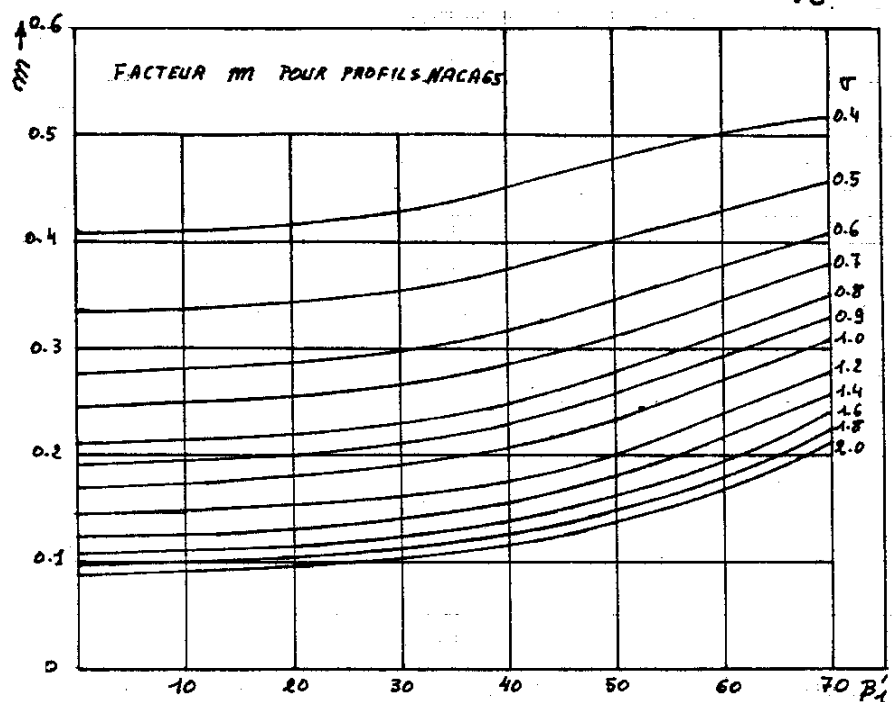
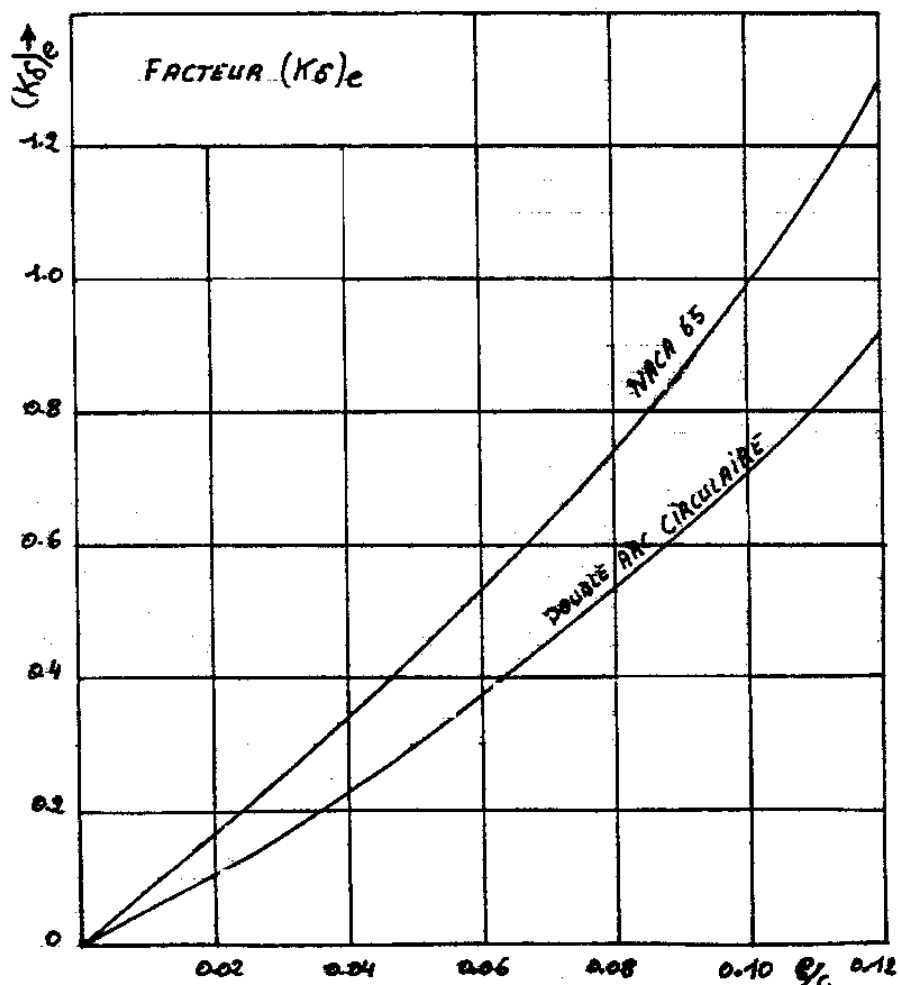
gaz. La déviation δ_0 est, comme l'incidence i_0 , composée de la déviation à cambrure nulle du profil de base, soit $\delta_{10\%}$, lue sur le réseau de courbes qui suit, assorti d'un coefficient multiplicateur K_δ en fonction de l'épaisseur relative e/c et du type de profil, et d'un coefficient de forme k , qu'on peut prendre identique à celui utilisé pour l'incidence. La

relation finale de déviation devient : $\delta = K_\delta \cdot k \cdot \delta_{10\%} + m \cdot \frac{\varphi}{\sigma - b}$.



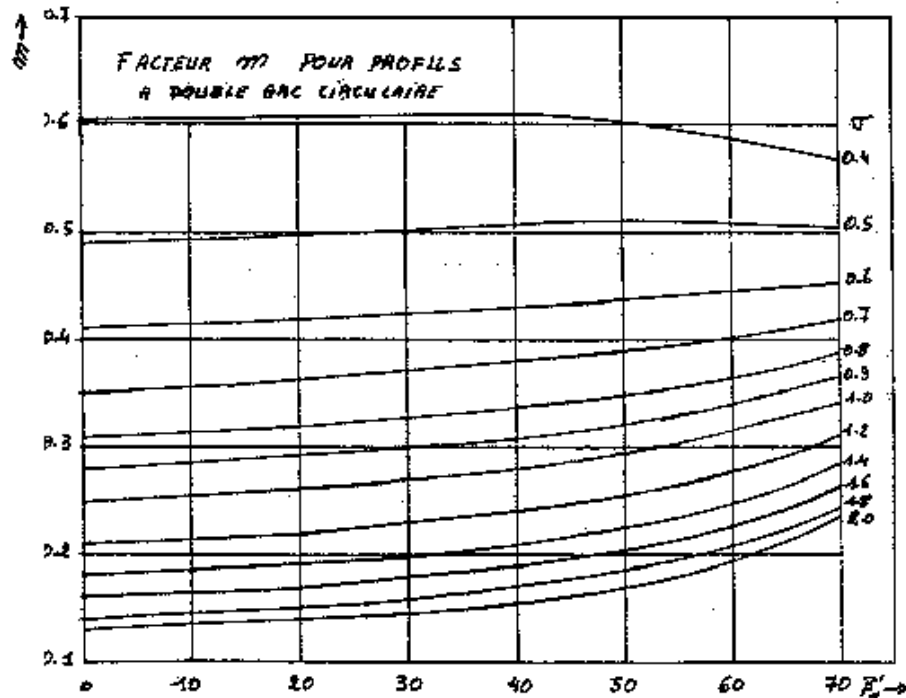


LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX





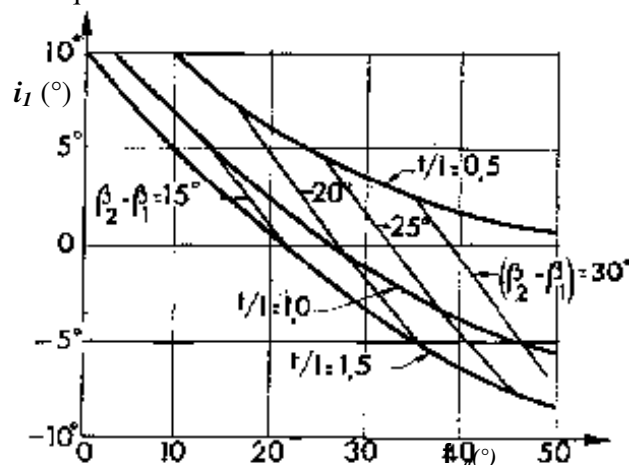
LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX



D' autres auteurs ont aussi proposé leur méthode de calcul de la déviation Howell propose la relation $\delta = m \cdot \varphi_a \cdot \sqrt{\frac{P}{c}}$, avec pour m la relation : $m = 0,23 \cdot \left(\frac{2 \cdot a}{c}\right)^2 + 0,1 \cdot \frac{90 - \beta_1}{50}$, a étant la distance de la flèche maxi au bord d'attaque .

Dans tout ce qui a été dit ,la valeur de s est le pas relatif ,soit le rapport :

$P/c = \frac{1}{\text{Solidité}}$.Le graphe qui suit donne directement la cambrure en fonction du pas relatif (ici ,noté t/l) et de la déviation $f = b_2 - b_1$, tracée pour $m = 0,26$.



6.3 – La cambrure

Ayant déterminé l'incidence à pertes minimales i_1 et la déviation d ,on peut maintenant écrire la cambrure de la section : $\varphi_a = \varphi + \delta - i_1$.

6.4 – Le calage

D'après la figure précédente ,on peut déterminer le calage définitif de la section en tenant compte de l'incidence i_0 ,de l 'angle gaz β_1 et de l'angle f_a (cambrure) .Il vient :

$$\gamma = \beta_1 - i_0 - \frac{\varphi_a}{2} .$$



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

7 – Corrélations de pertes

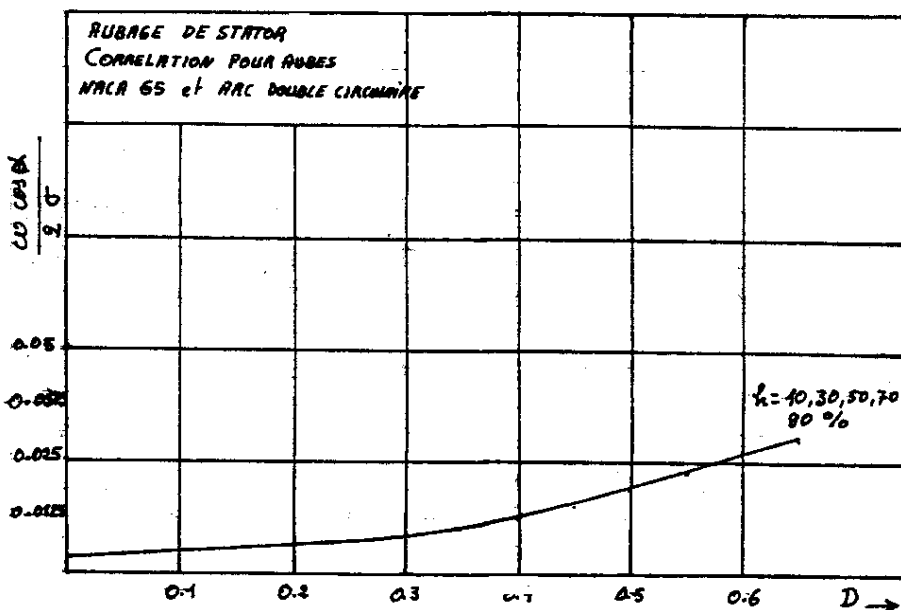
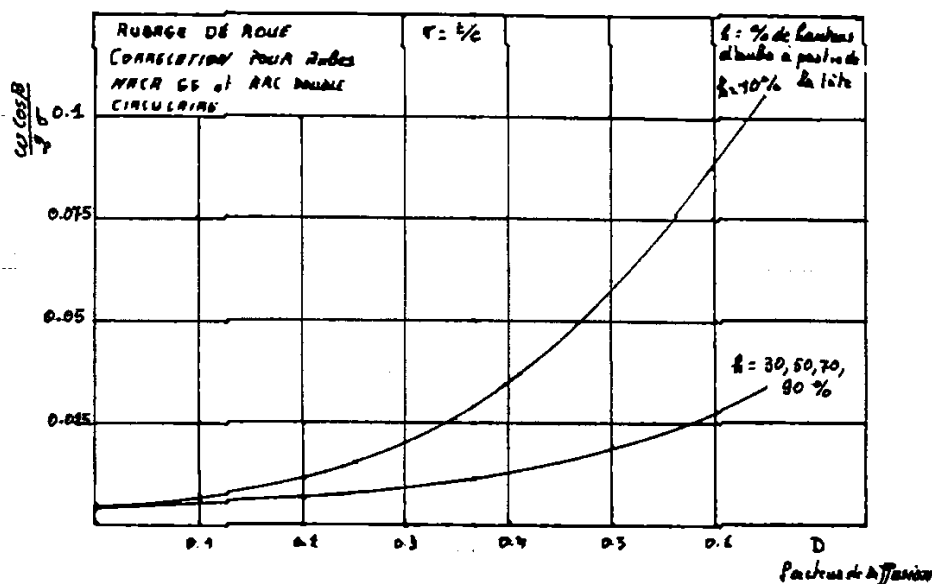
7.1 – Le facteur de diffusion

Ce facteur caractérise la limite de charge de l'aubage avant décollement de la couche limite. Fonction des vitesses relatives pour une roue et des vitesses absolues pour un diffuseur, il dépend également du pas relatif de la grille. Les pertes de charges varient sur la hauteur de l'aubage en fonction de l'angle b_2 en sortie de roue (a_2 en sortie de redresseur). Le facteur de diffusion caractérise des décollements pour un redresseur pour des valeurs entre 0,55 et 0,6. Celui-ci s'écrit pour une roue :

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\Delta W_u}{2 \cdot \sigma \cdot W_1}$$

7.2 – Corrélations NACA

Le coefficient de pertes noté w , conventionnellement représente le terme $\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot W_1^2}$ pour une roue et $\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot C_1^2}$, pour un diffuseur. Le NACA fournit les valeurs indirectes de w .





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

Les angles b et a dont il s'agit ici sont les angles b_m et a_m moyens des aubages. Les courbes ont pour équation :

- Pour la roue ,à 90% de la hauteur d'aube : $\frac{\omega \cos \beta_m}{2 \cdot \sigma} = 0,356.D^2 - 0,0755.D + 0,01134$
- Pour les hauteurs situées entre 10% et 80% : $\frac{\omega \cos \beta_m}{2 \cdot \sigma} = 0,0926.D^2 - 0,0214.D + 0,0067$
- Pour le redresseur : $\frac{\omega \cos \alpha_m}{2 \cdot \sigma} = 0,078.D^2 - 0,01.D + 0,0051$

On peut donc tirer w de ces équations et calculer la valeur de D_p . Sur le schéma ci-contre ,la valeur de $N-dA = P.D_p$, à la masse volumique près. L'angle a vaut :

$$a = 90 - b_m - e, \text{ et on a : } \Delta p = \frac{\omega \cdot W_1^2}{2}, \text{ on}$$

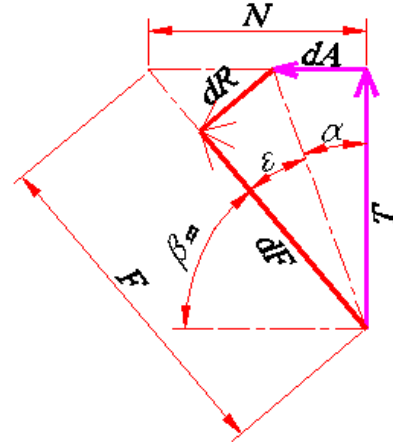
a également $\tan \alpha = \frac{dA}{T}$, avec $dA = N - D_p$

.On tire de tout cela :

$$\tan \alpha = \frac{1}{\tan \beta_m} \cdot \frac{\omega \cdot W_1^2}{2 \cdot C_m \cdot \Delta W_u}, \text{ d'où, on}$$

peut tirer l'angle e , donc la finesse de la

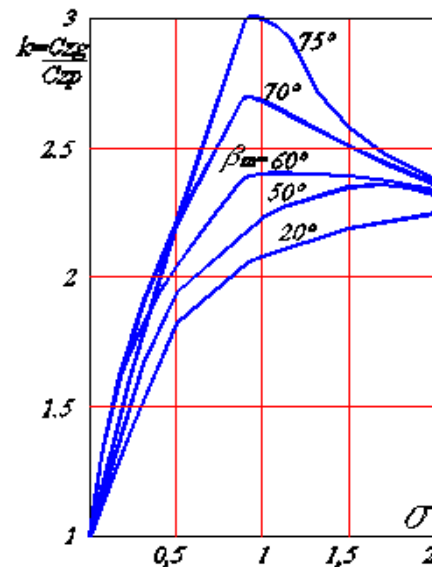
section ,sachant que $\tan(\alpha + e) = \frac{1}{\tan \beta_m}$



Nota : Pour diverses raisons d'ordre aérodynamique ,il est recommandé de prendre au rayon moyen de calcul une valeur de pas relatif tel que : $0,9 \leq \sigma \leq 1,1$.

7.3 – Relations entre les portances

A l'aide de tout ce qui a été exposé ci-dessus ,il est possible de déterminer les caractéristiques aérodynamiques d'un profil en grille ,c'est à dire ,le C_z de finesse max ,la finesse max et le C_x correspondant .Cependant ,les courbes caractéristiques des profils sont données pour une aile seule d'envergure infinie .Connaissant le C_z en grille ,nommé ici C_{zg} ,il est possible de retrouver la valeur du C_z du profil seul C_{zp} ,connaissant le pas relatif σ et l'angle moyen b_m (resp. a_m) .Le réseau de courbes ci-joint permet de le réaliser ,bien que plus adaptée au grilles non curvilignes ,elle donne des résultats acceptables au diamètre moyen de calcul .Les angles moyens b_m et a_m sont mesurés par rapport à l'axe machine .





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

8- Exemple de détermination

Le calcul ci-dessous reprend l'exemple du chapitre précédent ,en y ajoutant l'évaluation des pertes .Pour le calcul des cambrures ,on prend ,dans un premier temps comme cambrure de départ la valeur de la déflexion indiquée ,ce qui donne l'incidence à pertes minimales et la déflexion en sortie de grille .En général ,cette façon de faire apporte une précision suffisante pour la cambrure et le calage des grilles .Les angles moyens sont donnés par rapport à l'axe de la machine et les angles gaz α_i et β_i sont donnés par rapport à la vitesse d'entraînement U (triangle des vitesses) ,le pas relatif s est pris égal à 1 .

P_0	0.98	P_s	4	t	4.08
T_0	15	T_s	189	Q_m (kg/s)	30
F	0.5	Y	0.34	DH_T	148723

nb étages	12	$DH_{\text{étage}}$	12394	N (rpm)	5730
U_m (m/s)	190.9	C_m (m/s)	95.4	R_m (m)	0.318
Réaction	0.5				

Plan d'Entrée

Q_{v0} (m ³ /s)	25.8	h_{00} (m)	0.135	h_{00}/R_m	0.425	F	0.500
------------------------------	------	--------------	-------	--------------	-------	-----	-------

Sortie IGV

Q_{v0} (m ³ /s)	24.5	h_0 (m)	0.129	h_0/R_m	0.404	C_{00} (m/s)	108.0	W_{00} (m/s)	135.0
Cu_0 (m/s)	64.9	Wu_0 (m/s)	126.0	F	0.500	DCu_0 (m/s)	64.9	DWu_0 (m/s)	126.0
C_0 (m/s)	115.4	W_0 (m/s)	158.0	$Y_{\text{diffuseur}}$	0.170	α_{m0} (°)	62.1	β_{m0} (°)	45.0
α_0 (°)	55.8	β_0 (°)	37.2	Diffusion	0.131	Calage (°)	17.1	Déflexion (°)	34.2
				w	0.011	W_0/W_{00}		C_0/C_{00}	1.21

Sortie ROUE

Q_{v1} (m ³ /s)	23.4	h_1 (m)	0.122	h_1/R_m	0.385	C_{10} (m/s)	138.0	W_{10} (m/s)	140.7
Cu_1 (m/s)	129.9	Wu_1 (m/s)	61.0	F	0.500	DCu_1 (m/s)	64.9	DWu_1 (m/s)	64.9
C_1 (m/s)	159.6	W_1 (m/s)	113.3	Y_{roue}	0.170	α_{m1} (°)	43.7	β_{m1} (°)	42.7
α_1 (°)	36.7	β_1 (°)	57.4	Diffusion	0.489	Calage (°)	42.7	Déflexion (°)	20.3
				w	0.050	W_1/W_0	0.72	C_1/C_0	1.38

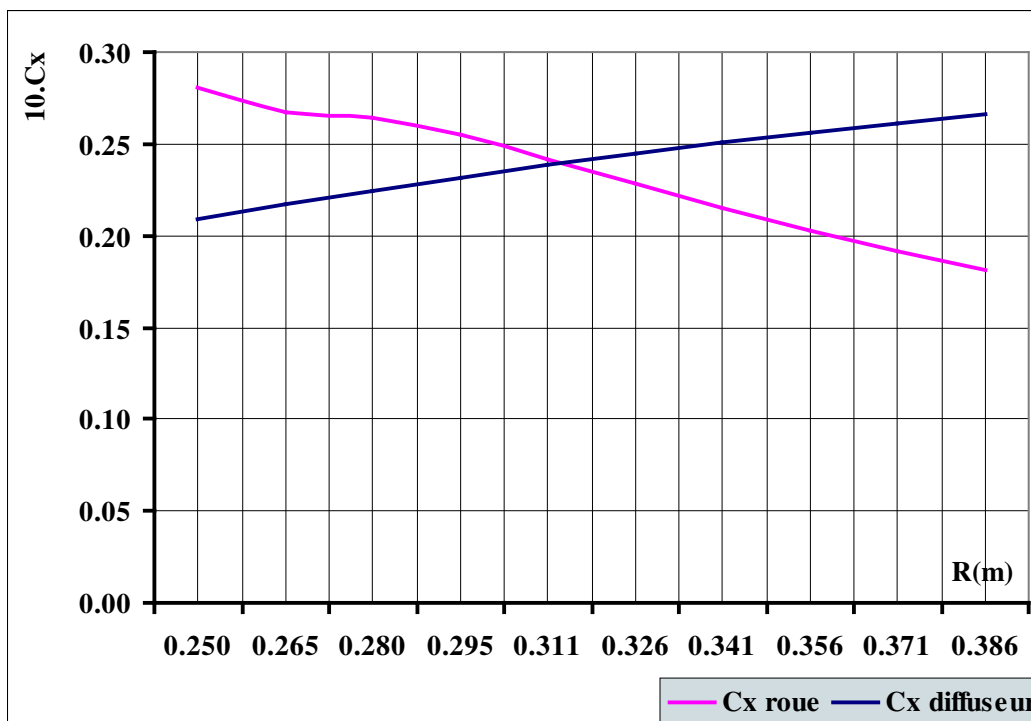
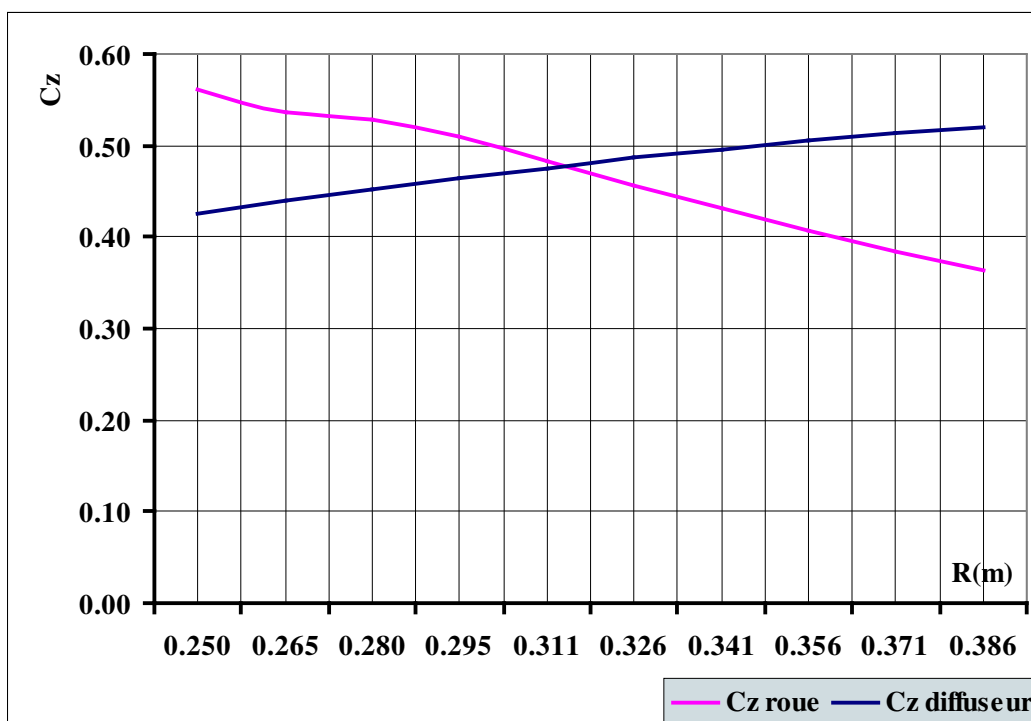
Sortie REDRESSEUR

Q_{v2} (m ³ /s)	22.2	h_2 (m)	0.117	h_2/R_m	0.366	C_{12} (m/s)	138.0	W_{12} (m/s)	140.7
Cu_2 (m/s)	64.9	Wu_2 (m/s)	126.0	F	0.500	DCu_2 (m/s)	64.9	DWu_2 (m/s)	64.9
C_2 (m/s)	115.4	W_2 (m/s)	158.0	Y_{red}	0.170	α_{m2} (°)	43.7	β_{m2} (°)	42.7
α_2 (°)	55.8	β_2 (°)	37.2	Diffusion	0.480	Calage (°)	-43.7	Déflexion (°)	-19.0
				w	0.051	W_2/W_1	1.39	C_2/C_1	0.72

Suivent les courbes de variation suivant la hauteur des coefficients aérodynamiques C_z et C_x de la roue et du redresseur du premier étage ,le pas relatif au diamètre moyen étant pris égal à l'unité .Les valeurs ont été déterminées à l'aide des méthodes exposées ci-dessus .On remarquera que les finesses des profils en grille sont voisines de 20 .



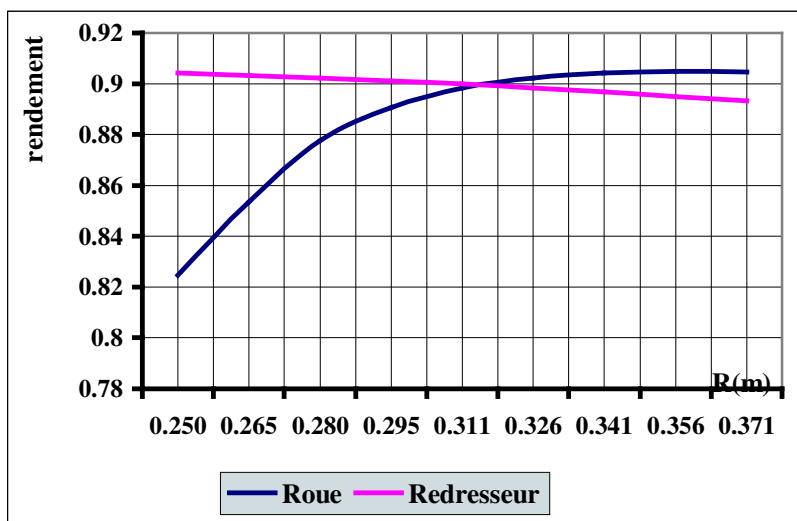
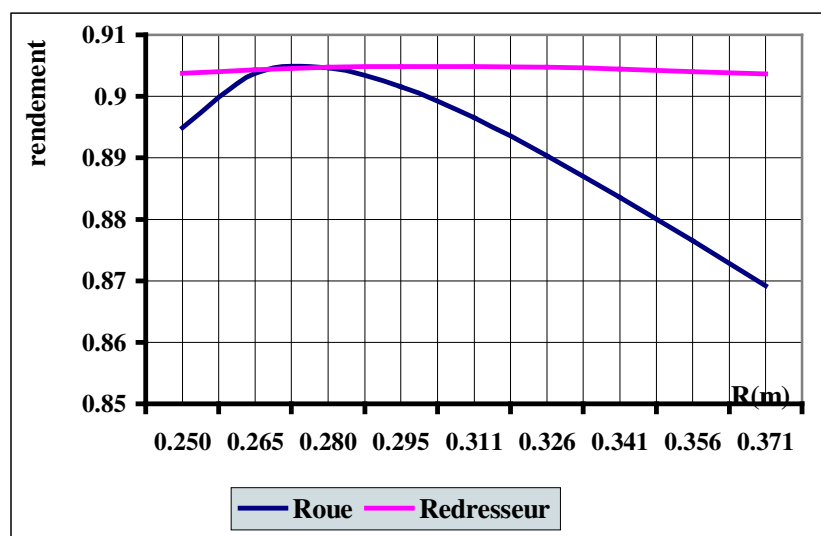
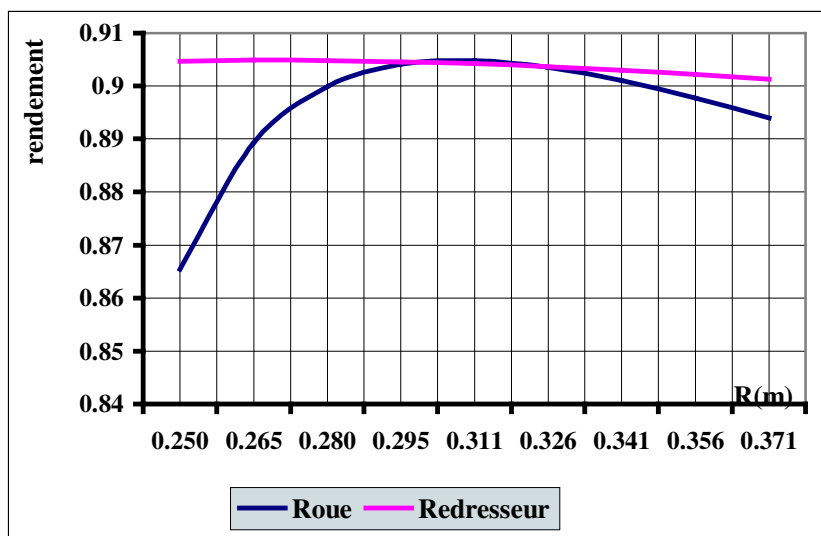
LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX



Les valeurs de rendement d'aubages qui sont données ici correspondent à trois points différents : 100% du débit nominal ,85% et 120% de ce même débit .Pour les débits élevés ,le rendement maximum se situe en tête et pour les débit peu élevés ,celui ci est près du pied .



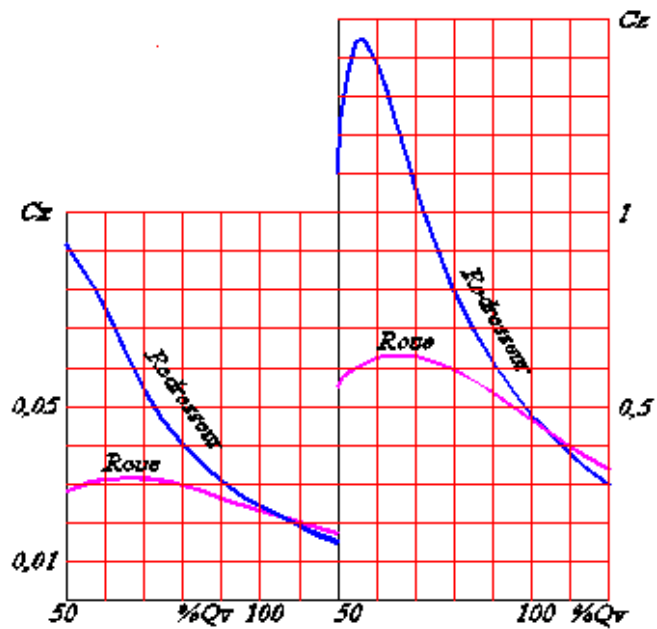
LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

Ci-dessous ,la variation des coefficients aérodynamiques moyens des éléments du premier étage en fonction du pourcentage du débit nominal de calcul .





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

6.2 – La cambrure



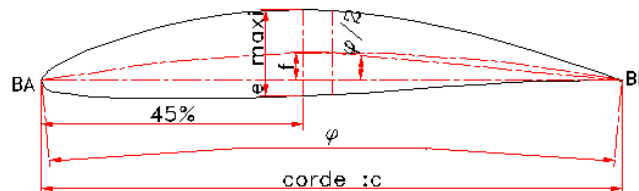
LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

1 – Définitions géométriques

Les profils d'ailes sont caractérisés par :

- la corde ,distance c entre le point extrême du bord d'attaque BA et celui du bord de fuite BF .
- La flèche de la ligne moyenne par rapport à la corde ,qui définit la cambrure f ,angle d'ouverture de l'arc de cercle constitué par la ligne moyenne .
- Une distribution d'épaisseurs le long de la corde ,déterminée par des points de coordonnées x/c et y/c de part et d'autre de la ligne moyenne
- Une épaisseur maximale e_{max}

Cette distribution d'épaisseur est généralement donnée pour une cambrure nulle ,et ,sous forme d'un tableau de points en pourcentage de la corde .



1.1 – Relations mathématiques

Dans la grande majorité des cas ,les profils sont utilisés avec une flèche non nulle ,afin de disposer de caractéristiques aérodynamiques non nulles .Le problème consiste donc à redéfinir les points de définition du profil en fonction de la corde et de la flèche retenues .

1.11 – Calcul de la ligne moyenne

Les abscisses des points $x(i)$ sont données dans le tableau d'origine .Connaissant la flèche f (en fraction de corde) et la corde c (prise ici égale à 1 ,on peut déduire l'angle $f = 4 \cdot \arctg(2f)$.Le rayon de courbure de la ligne moyenne vaut

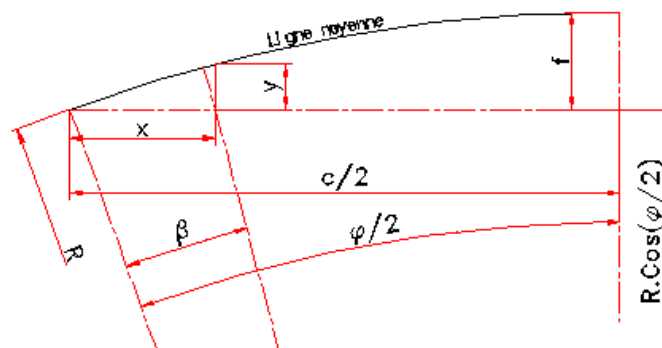
$R = 1/[2 \cdot \sin(f/2)]$.L'angle a correspondant à une abscisse courante $x(i)$ aura pour valeur :

$$a = \arcsin[(1 - 2 \cdot x(i)) \cdot \sin(f/2)] \quad \text{et} \quad b = (f/2) - a$$

.De là ,on peut déterminer l'ordonnée de ce point par la relation qui suit :

$$Y(i) = R \cdot (\cos a - \cos(f/2))$$

La figure qui suit résume les données du problème .

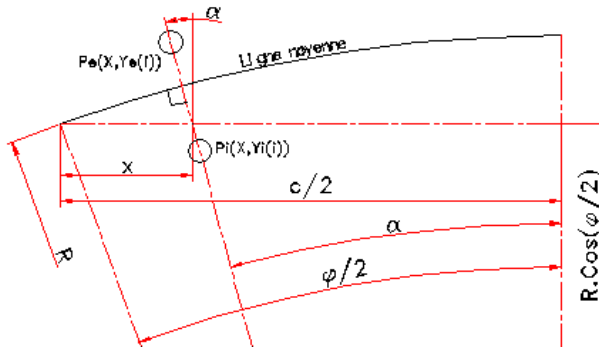




LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

1.12 – Calcul des points de l'extrados et de l'intrados

A l'extrados ,les ordonnées $y(i)$ des point seront positives et négatives pour l'intrados du profil .Soient deux points du profil : P_i pour l'intrados et P_e ,son homologue pour l'extrados .Le segment $[P_i,P_e]$ reste perpendiculaire à la ligne moyenne définie précédemment .Les ordonnées du profil non cambré $Y_i = - Y_e$,sont données dans le tableau pour les abscisses $x(i)$.L'angle α ainsi que l'ordonnée $Y(i)$ de la ligne moyenne correspondant à $x(i)$ ont été calculés précédemment .On peut donc calculer les abscisses et ordonnées courantes des points du profil avec les relations suivantes (données pour l'extrados, pour l'intrados ,le signe de Y_e est négatif) :



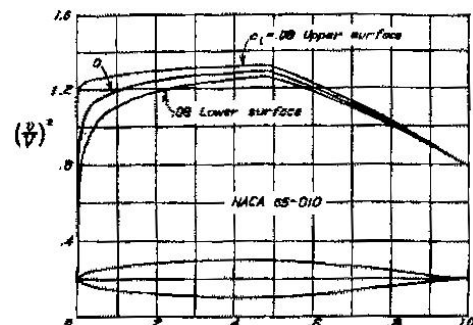
$$\begin{aligned} X_p(i) &= x(i) - Y_e(i) \cdot \sin \alpha \\ Y_p(i) &= Y(i) + Y_e(i) \cdot \cos \alpha \end{aligned}$$

$X_p(i)$ et $Y_p(i)$ étant les coordonnées des points $P(i)$ du profil .Le tableau suivant est un exemple de répartition de base d'épaisseur d'un profil NACA courant :

x (per cent c)	y (per cent c)	$(v/V)^2$	v/V	$\Delta v_e/V$
0	0	0	0	2.957
0.5	0.772	0.911	0.954	1.911
0.75	0.932	0.930	0.960	1.614
1.25	1.169	1.025	1.012	1.292
2.5	1.574	1.085	1.042	0.932
5.0	2.177	1.143	1.069	0.679
7.5	2.647	1.177	1.085	0.558
10	3.040	1.197	1.094	0.480
15	3.666	1.224	1.106	0.388
20	4.143	1.242	1.114	0.321
25	4.503	1.257	1.121	0.260
30	4.790	1.268	1.126	0.248
35	4.924	1.277	1.130	0.222
40	4.996	1.284	1.133	0.199
45	4.993	1.290	1.136	0.179
50	4.912	1.294	1.138	0.160
55	4.530	1.244	1.115	0.141
60	4.146	1.202	1.096	0.126
65	3.682	1.158	1.076	0.110
70	3.166	1.112	1.055	0.097
75	2.584	1.062	1.031	0.082
80	1.987	1.011	1.005	0.070
85	1.385	0.958	0.979	0.058
90	0.810	0.903	0.950	0.045
95	0.306	0.844	0.919	0.030
100	0	0.781	0.884	0

L.E. radius: 0.687 per cent c

NACA 65-010 Basic Thickness Form





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

2 – Caractéristiques aérodynamiques

Issue de la théorie des ailes de faible épaisseur, la méthode, développée par le NACA, permet d'estimer avec une bonne approximation les coefficients de portance optimum, ainsi que l'incidence correspondante α_0 , connaissant les coordonnées relatives à la corde des points du squelette, soient $P(x_p, y_p)$, avec $x = x_p/\text{corde}$ et $y = y_p/\text{corde}$.

2.1 – Coefficient de portance

$$C_{zop} = 2\pi(\alpha_0 + \beta_0)$$

$$\alpha_0 = \int_0^1 y f_1(x) dx, \text{ avec } f_1(x) = \frac{1-2x}{2\pi[x(1-x)]^{1.5}} \text{ et } \beta_0 = \int_0^1 y f_2(x) dx \text{ avec } f_2(x) = \frac{1}{\pi(1-x)\sqrt{x(1-x)}}$$

2.2 – Coefficient de moment

Le coefficient de moment obtenu ici est donné par rapport au bord d'attaque du profil à l'incidence optimale

$$C_{m0} = \left(2\mu_0 - \frac{\pi\beta_0}{2} \right) - \frac{C_{zop}}{4} \text{ avec } \mu_0 = \int_0^1 y f_3(x) dx \text{ et } f_3(x) = \frac{1-2x}{\sqrt{x(1-x)}}$$

- Incidence de portance nulle et coefficient de moment/foyer

La méthode utilisée dans ce cas tient compte de l'épaisseur du profil. Soient, avec y_s , l'ordonnée du point courant de l'extrados et y_i , celle du point courant d'intrados, en valeurs algébriques, en fonction de l'abscisse x/c de ces points, on obtient les deux valeurs :

- L'incidence de portance nulle : $\alpha_{cz=0} = \sum A_i y_s + \sum A_j y_i$

- Le C_m par rapport au foyer : $C_{m_{foyer}} = \sum B_i y_s + \sum B_j y_i$

Les coefficients A et B sont donnés en fonction de x/c dans le tableau qui suit :

x/c	A	B
0.0	1.450	-0.138
0.0125	1.780	-0.147
0.025	2.110	-0.156
0.05	1.560	-0.104
0.1	2.410	-0.124
0.2	2.940	-0.074
0.3	2.880	-0.009
0.4	3.130	0.045
0.5	3.670	0.101
0.6	4.690	0.170
0.7	6.720	0.273
0.8	11.750	0.477
0.9	21.720	0.786
0.95	99.850	3.026
0.975	-32.525	-0.632



LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

1.0	-164.90	-4.289
-----	---------	--------

Pour des valeurs de x/c différentes de celles qui sont indiquées dans le tableau ,procéder par interpolation linéaire

3 – Estimation de v/V et v_a/V en fonction de e_r

Connaissant la répartition le long de la corde de v/V (resp. v_a/V) pour le profil générique ,d'épaisseur relative connue e_0 ,on peut déterminer les valeurs pour un profil d'épaisseur relative e_1 issu du profil générique en utilisant la relation qui suit :

$$\left(\frac{v}{V}\right)_{e_1} = 1 + \left[\left(\frac{v}{V}\right)_{e_0} - 1\right] \frac{e_1}{e_0}$$

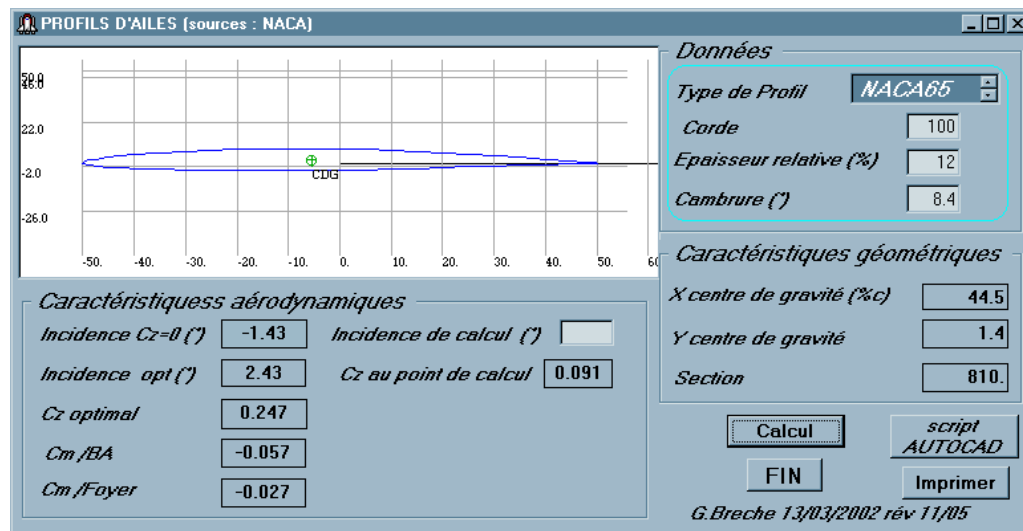
On détermine le coefficient de pression S ,à partir de v/V , $\Delta v_a/V$ et $\Delta v/V$,ces deux dernières valeurs étant négatives pour l'intrados ,par la relation :

$$S = \left(\frac{v}{V}\right) \pm \left(\frac{\Delta v}{V}\right) \pm \left(\frac{\Delta v_a}{V}\right)^2$$

Sachant que les $\Delta v/V$ (resp. $\Delta v_a/V$) s'obtiennent à partir de v/V par :

$$\left(\frac{\Delta v}{V}\right) = \frac{P_r}{4 \cdot \frac{v}{V}} \quad (\text{Rappel})$$

4 – Exemples de caractéristiques de profils





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

PROFILS D'AILES (sources : NACA)

Données

Type de Profil: **C4**

Corde: 100

Epaisseur relative (%): 12

Cambrure (°): 8.4

Caractéristiques géométriques

X centre de gravité (%c): 43.5

Y centre de gravité: 1.4

Section: 865.

Caractéristiques aérodynamiques

Incidence $C_z=0$ (°): -1.13

Incidence de calcul (°):

Incidence opt (°): 2.21

Cz au point de calcul: 0.079

Cz optimal: 0.235

Cm /BA: -0.056

Cm /Foyer: -0.024

Calcul script AUTOCAD

FIN Imprimer

G.Breche 13/03/2002 rév 11/05

PROFILS D'AILES (sources : NACA)

Données

Type de Profil: **NACA65A**

Corde: 100

Epaisseur relative (%): 12

Cambrure (°): 8.4

Caractéristiques géométriques

X centre de gravité (%c): 44.6

Y centre de gravité: 1.4

Section: 810.

Caractéristiques aérodynamiques

Incidence $C_z=0$ (°): -0.74

Incidence de calcul (°):

Incidence opt (°): 2.25

Cz au point de calcul: 0.059

Cz optimal: 0.238

Cm /BA: -0.057

Cm /Foyer: -0.008

Calcul script AUTOCAD

FIN Imprimer

G.Breche 13/03/2002 rév 11/05

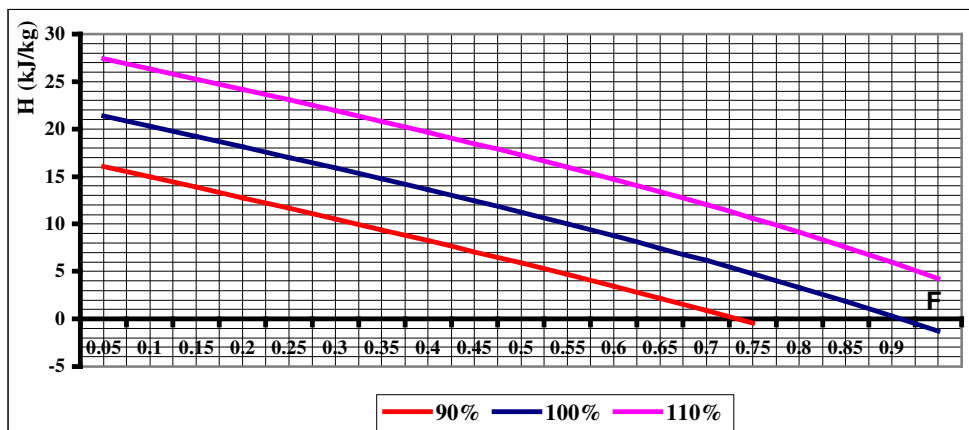
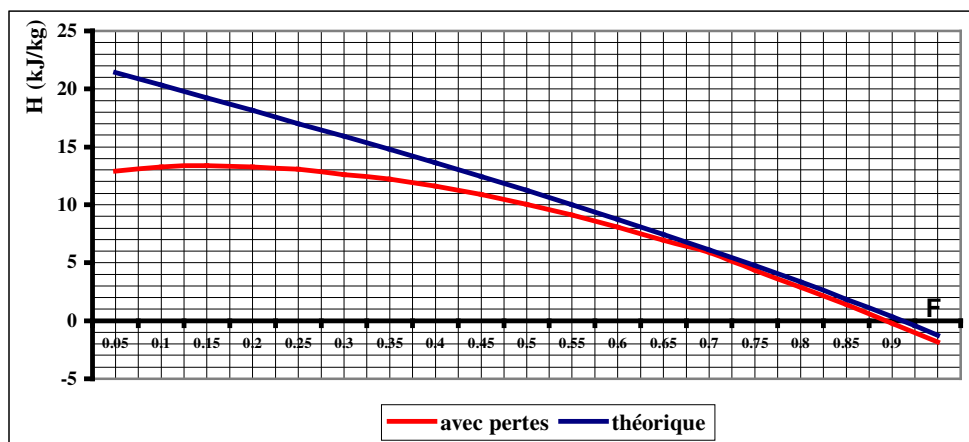
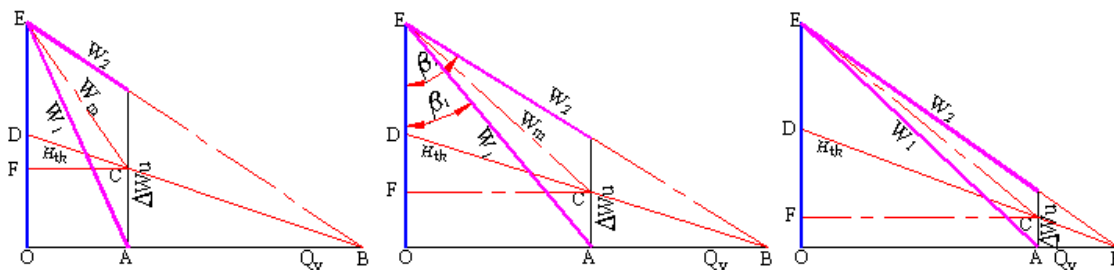


LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

REGIMES DE FONCTIONNEMENT

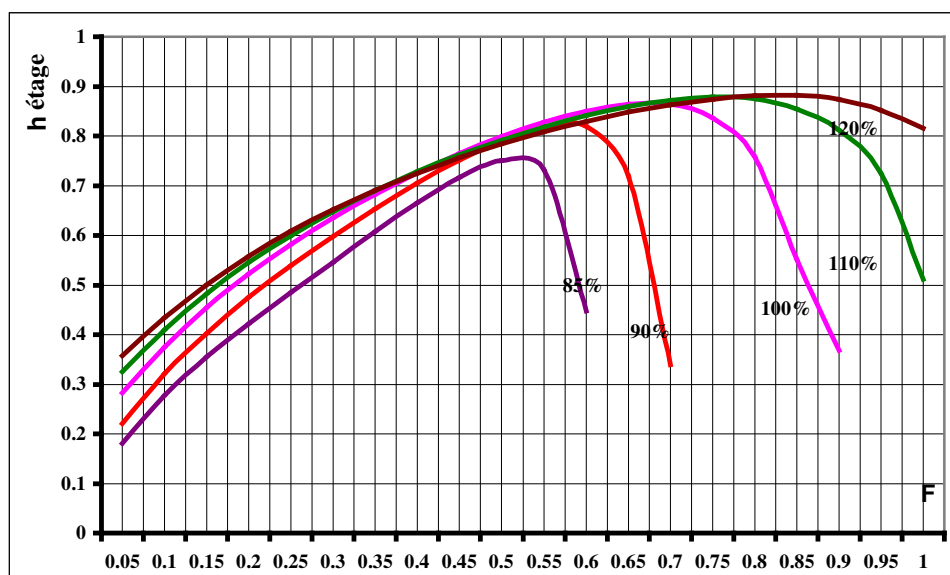
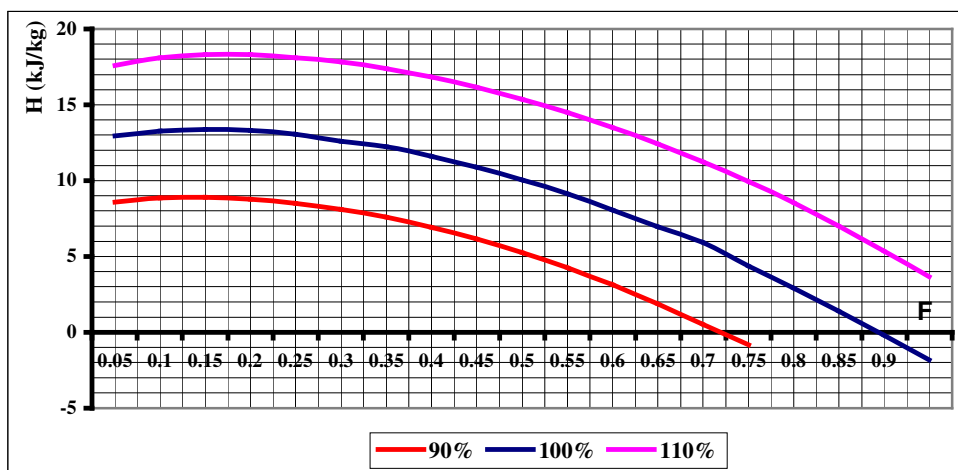
1 – Utilisations

Sur les turbomachines à vitesse de rotation constante ,pour des hauteurs fournies constantes à variation de débit (plus efficace que le système par étranglement à l'entrée) .Pour quelques machines à vitesse variable (Boosters de pipe ,turbo-réacteurs et compresseurs axiaux) pour augmenter la marge de débit ou de hauteur fournie .Le système est mécaniquement simple ,surtout pour le premier étage d'un compresseur centrifuge et sur plusieurs étages d'une machines axiale .Ce système n'est installé que sur les aubages des distributeurs .La photo ci-dessous montre ce système installé sur les premiers étages d'un compresseur axial industriel (AX75 prototype CL 1984) .





LES TURBOMACHINES LES COMPRESSEURS AXIAUX

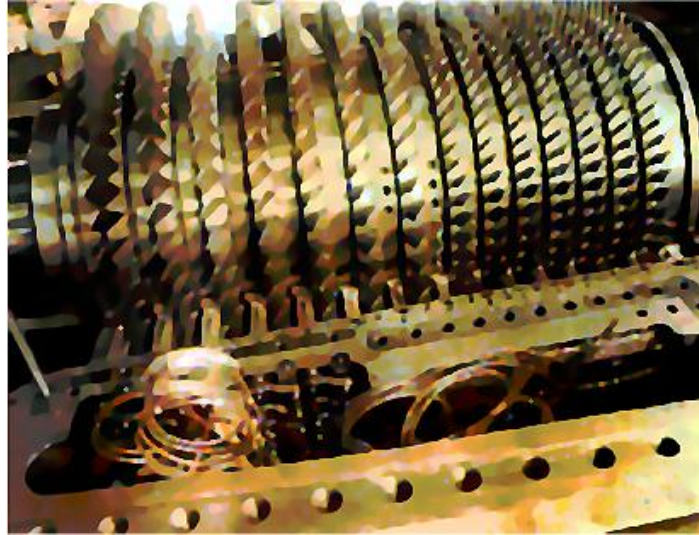




LES TURBOMACHINES LE CALAGE VARIABLE

1 – Utilisations

Sur les turbomachines à vitesse de rotation constante ,pour des hauteurs fournies constantes à variation de débit (plus efficace que le système par étranglement à l'entrée) .Pour quelques machines à vitesse variable (Boosters de pipe ,turbo-réacteurs et compresseurs axiaux) pour augmenter la marge de débit ou de hauteur fournie .Le système est mécaniquement simple ,surtout pour le premier étage d'un compresseur centrifuge et sur plusieurs étages d'une machines axiale .Ce système n'est installé que sur les aubages des distributeurs .La photo ci-dessous montre ce système installé sur les premiers étages d'un compresseur axial industriel (AX75 prototype CL 1984) .



2 – Principe de fonctionnement

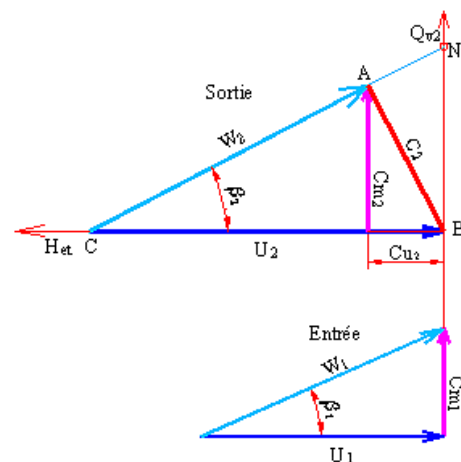
2.1 – Relation débit/hauteur fournie

A vitesse de rotation constante ,et débit variable ,c'est à dire ,à vitesse débitante variable ,on peut déterminer la variation de la hauteur fournie en fonction du débit .Suivant le théorème d'Euler ,on peut écrire : $H_{th} = \frac{U_2 \cdot Cu_2}{g}$.Dans le triangle des vitesses

de sortie ,nous avons : $Cu_2 = U_2 - \frac{Cm_2}{\tan \beta_2}$,d'où ,la hauteur : $H_{th} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot Cm_2}{g \cdot \tan \beta_2}$,d'autre

part ,le débit s'écrit : $Q_v = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot l_2 \cdot Cm_2 = S_2 \cdot Cm_2$.Après simplification ,la hauteur est de la forme : $H_{th} = A \cdot N^2 + B \cdot N \cdot Q_v$, N étant la vitesse de rotation .La hauteur fournie varie donc linéairement en fonction du débit ,à vitesse de rotation constante .

La pente de la droite en question est déterminée par l'angle de sortie β_2 des aubes mobiles .Le point A a pour ordonnée une quantité proportionnelle au débit et ,pour abscisse ,une quantité proportionnelle à la hauteur fournie H_{th} ,(la quantité Cu_2) .L'abscisse à l'origine de la droite est la longueur du segment: BC ,soit : $H_{th} = A \cdot N^2$ (Hauteur à débit nul) .La distance BN a pour valeur : $(U_2 + Cu_2) \cdot \tan \beta_2$.(pré ou contre rotation nulle)

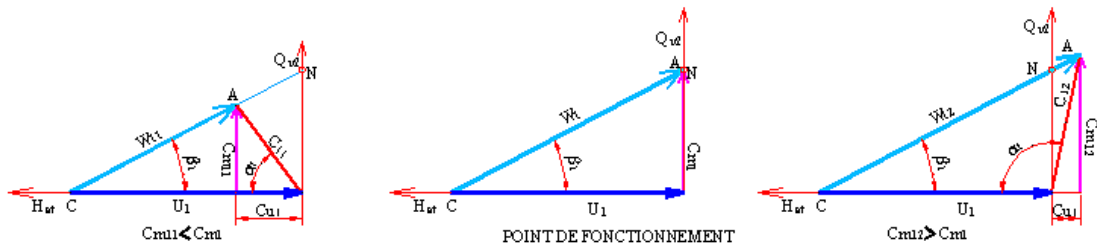




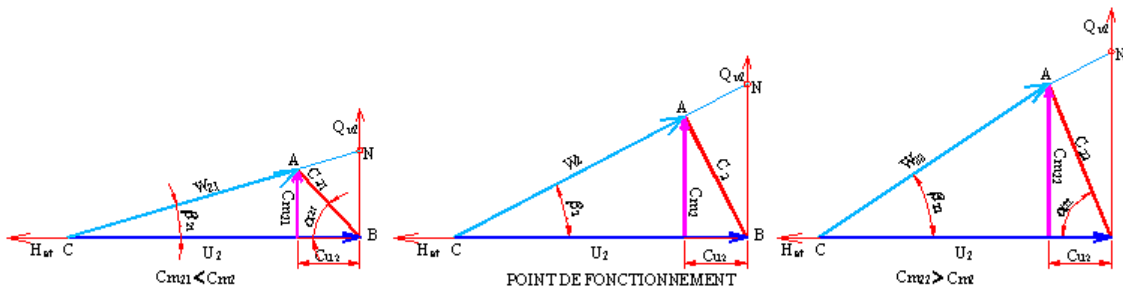
LES TURBOMACHINES LE CALAGE VARIABLE

2.2 – Variations de débit

Sur la figure qui suit ,les vitesses débitantes varient aussi autour du point nominal et ceci se passe à l'entrée de la roue .Dans ce cas –ci ,l'angle d'entrée des aubes mobiles reste invariable .Par contre la hauteur fournie varie en raison inverse du débit (Cu_1 varie de même) .Lorsque le débit diminue ,les aubages du distributeur se ferment ,et ils s'ouvrent dans le cas contraire ,les aubages de la roue travaillant avec la même incidence quelque soit le débit ..Seul l'angle α_1 (entre la vitesse absolue C_1 et la vitesse U_1) varie avec le débit .



La figure ci-dessous représente trois triangles des vitesses de sortie roue pour trois cas de vitesse débitante ; le point nominal ,vitesse débitante inférieure à la vitesse débitante nominale et vitesse supérieure ,la vitesse d'entraînement U_2 étant constante ainsi que la hauteur H_{th} à débit nul .L'angle de sortie des aubes mobiles β_2 varie avec la vitesse débitante .La droite CN tourne autour du point C et la vitesse relative W_2 augmente avec le débit .La hauteur fournie H_{th} reste la même quel que soit le débit (la valeur de Cu_2 reste constante) La déviation dans les aubes mobiles augmente ,ainsi que les pertes .Cette configuration suppose la possibilité de rotation des aubes de la roue ,chose possible sur les ventilateurs et les hélices aériennes ,pas sur les machines multi-étages ,pour lesquelles on préférera la solution précédente de la rotation des aubages des distributeurs ,plus facilement réalisable .



La hauteur totale fournie par l'étage s'écrit : $H_{th} = U_2.Cu_2 - U_1.Cu_1$ au facteur g près ,avec $Cu_1 = \frac{Cm_1}{\tan \alpha_1} = U_1 - \frac{Cm_1}{\tan \beta_1}$,soit $H_{th} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2.Cm_2}{g.\tan \beta_2} + \frac{U_1.Cm_1}{g.\tan \beta_1}$ dans ce cas la relation d'Euler s'applique intégralement car il y a pré ou contre rotation .(pour les machines axiales , $U_1=U_2$ et ,les vitesses débitantes entrée/sortie sont identiques , $Cm_1=Cm_2$) .

2.3 – Variation de calage du distributeur

Dans le cas parfait ,la variation de l'angle de calage du distributeur permet de garder les angles β_1 et β_2 de la roue constants ,donc ,le rendement de celle-ci quelque soit le débit .le degré de réaction augmente avec le débit ,ainsi que la hauteur fournie .

On peut envisager le problème de façon strictement géométrique ,en utilisant la relation d'Euler ,les angles β_1 et β_2 étant connus et déterminés lors de la détermination de l'étage ,ceux-ci sont constants .Géométriquement ,on peut écrire :



LES TURBOMACHINES LE CALAGE VARIABLE

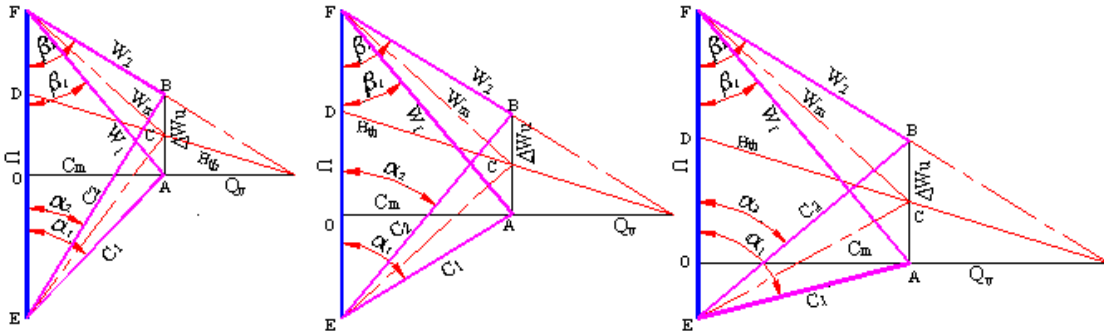
$$AH_{\text{étage}} = \Phi \cdot U^2 \left(\frac{1}{\tan \beta_1} - \frac{1}{\tan \beta_2} \right) \quad (1)$$

,de même ,on peut déterminer les angles α_1 et α_2 du distributeur en fonction des angles β_i ($i=1,2$) ,soient :

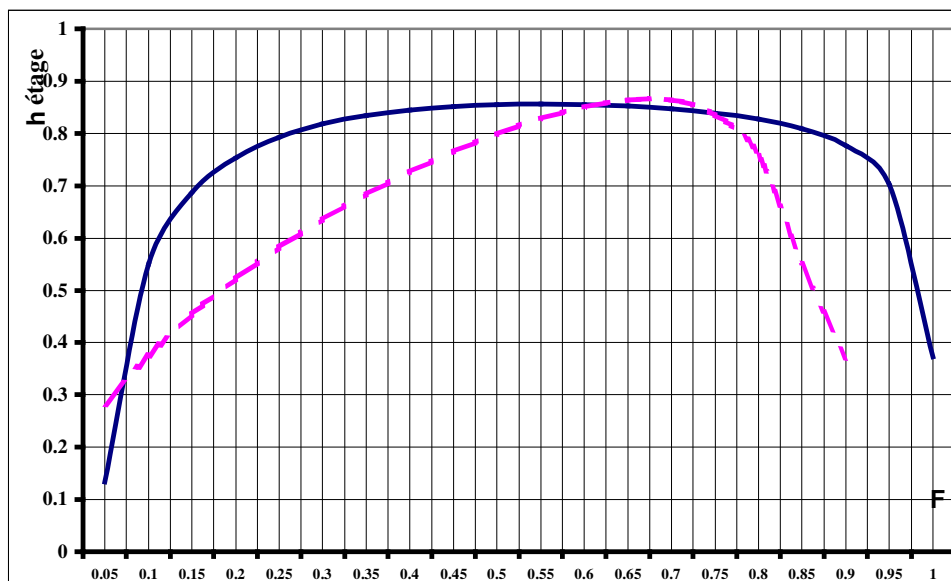
$$\tan \alpha_i = \frac{\Phi}{1 - \frac{\Phi}{\tan \beta_i}}$$

.La déviation

$\delta_{\text{roue}} = \beta_2 - \beta_1$ reste constante ,par contre ,la déviation du distributeur $\delta_{\text{distributeur}} = \alpha_2 - \alpha_1$ varie avec le coefficient de débit F ,en augmentant avec lui ,d'où une limitation dans l'augmentation de la plage de fonctionnement vers les hauts débits .En considérant les triangles des vitesses ci-dessous ,tracés suivant le principe exposé ,on constate qu'une augmentation de débit s'accompagne d'une augmentation de DWu ,donc de la hauteur fournie à vitesse de rotation constante ,et ce ,de façon linéaire ,suivant en cela la relation (1) .le rapport des distances verticales $\frac{CF}{EF}$ représente le degré de réaction de l'étage .De plus ,pour chaque valeur de la vitesse débitante ,représentée par le segment OA ,on peut facilement recalculer les triangles des vitesses .



Si on trace la courbe de rendement de l'étage obtenue par l'utilisation de ce précepte ,on constate que celle-ci ,au contraire des courbes pointues classiques obtenue pour un étage axial ,s'est notablement aplatie à son sommet ,le plateau étant large et un peu inférieur en altitude au maxi classique .Ci-dessous ,la courbe en tirets est celle obtenue sans calage variable à la vitesse de rotation nominale ,la courbe en traits continus est obtenue à la même vitesse de rotation ,mais avec utilisation du calage variable du distributeur .





LES TURBOMACHINES LE CALAGE VARIABLE

3 – Forces et moments aérodynamiques

Tout grille de déflexion de courant est le siège de forces portantes F qui peuvent être évaluées rapidement à partir de la loi des quantités de mouvement .soit : $F.dt=m.V$ soit ,avec le débit-masse connu Q_m ,on

peut écrire : $F_r = C_u \cdot \frac{dm}{dt} = \frac{Q_m}{g} \cdot C_u \cdot \tan \varphi$

.La force totale qui s'exerce s'écrit :

$$F = \frac{F_r}{\cos \varphi}$$

Pour des aubages redresseurs mobiles ,nus avons besoin de connaître les forces et moments par rapport à l'axe de rotation de l'aube pour évaluer les charges de flexion de l'aube et de son axe de rotation ,ainsi que les efforts sur les paliers ,ainsi que les couples résistants ,surtout pour les machines d'une taille importante .

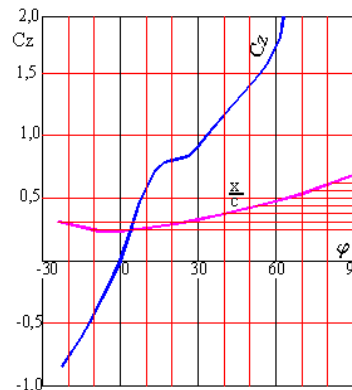
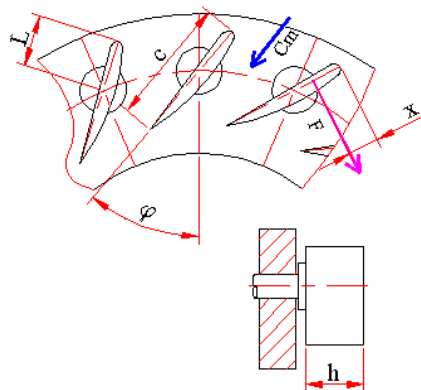
Pour la plupart des compresseurs de gaz ,on peut évaluer de façon simple les forces de portance ,avec le coefficient de portance et la position du centre de pression tel que définis par le graphe qui suit .

Soient : $F = \rho \cdot C_z \cdot A \cdot \frac{C_m^2}{2 \cdot g}$,avec $A = b \cdot c$: la surface de l'ailette , C_m ,la vitesse débitante

, ρ ,la masse volumique du gaz et C_z ,le coefficient de portance fonction de l'angle f

.Pour une solidité d'environ 1,1 .Avec L ,la distance de l'axe de rotation au bord d'attaque de l'aube et x ,la distance du centre de pression au bord d'attaque ,le moment de flexion local s'écrit : $M_f = (x-L) \cdot F$.

La position de l'axe de rotation contrôle l'équilibre des moments d'ouverture (pour des angles f faibles) et les moments de fermeture pour les grands angles .Pour une plage limitée $(-25^\circ < f < +45^\circ)$,(angles négatifs : contre rotation ,positifs ,pré rotation) la position de l'axe à 35-40% de la corde est idéale .Si l'aubage doit pouvoir être complètement fermé ,l'axe doit être situé de préférence vers 50% de la corde .

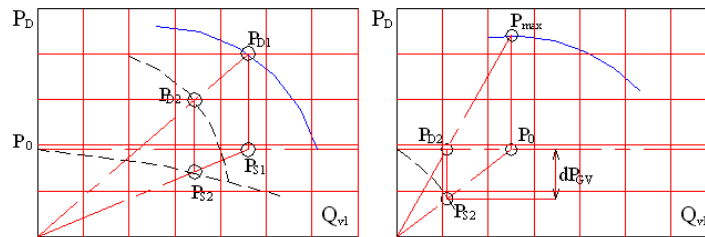


3.1 – Les forces sur un aubage fermé

Dans une position presque complètement fermée ,la grille agit comme un étranglement à l'entrée et les niveaux de pression peuvent être déterminés par un diagramme d'étranglement .



LES TURBOMACHINES LE CALAGE VARIABLE



La figure de gauche ,montre les conditions de pression pour toute position de rétrécissement .La quantité p_0-p_{s2} représente la chute de pression dans le rétrécissement pour un débit Q_v donné .Maintenant ,la valeur maxi du D_p intervient si ,comme sur la figure de droite , $p_{D1}=p_{max}$ (pompage) et $p_{D2}=p_0$ (sonique) .En considérant la figure de droite ,nous avons : $\Delta p_{GVmax}=(p_{amx}-p_0)\frac{p_0}{p_{max}}=p_0\left(1-\frac{p_0}{p_{max}}\right)$, soit ,après transformations :

$$\Delta p_{GVmax}=p_{max}\left(\frac{1-\frac{1}{\frac{p_{max}}{p_0}}}{\frac{p_{max}}{p_0}}\right)$$

Les aubages complètement fermés peuvent avoir une valeur de D_p beaucoup plus importante si le compresseur travaille tout près de la zone de choc sonique .si, p_D est très inférieur à p_s ,,ce n'est pas le cas aux hauts niveaux de pression .

Pour les compresseurs fournissant de hautes pressions ($p_{max}>70$ bars abs) ,la plage de variation de calage du distributeur ne doit pas aller au delà de 60° - 65° de pré rotation pour éviter les charges excessives sur l'aubage du distributeur .Si une fermeture complète est nécessaire ,il vaut mieux utiliser une vanne de laminage .



LES TURBOMACHINES LES HELICES AERIENNES

1 – Classification

Les hélices aériennes peuvent être divisées en deux catégories : d'une part, les hélices de propulsion, de l'autre les éoliennes. Aux premières, on fournit une puissance permettant de la faire tourner, donc de fournir une traction. Ce genre d'hélice fonctionne comme un compresseur. Pour les autres, le vent fournit l'énergie nécessaire pour faire tourner l'hélice, celle-ci fonctionne comme une turbine.

2 – Les hélices de propulsion

Ces hélices doivent absorber une puissance W fournie par le moteur pour la transformer en force de traction, au sens où elles absorbent une puissance motrice, elles sont comparables à un compresseur axial. Les données de détermination sont au nombre de trois : la vitesse de rotation N (rpm) de l'hélice, la vitesse propre V_p de l'aéronef et la puissance sur arbre W aux conditions N et V_p . Généralement, ces données sont données en conditions d'atmosphère standard, c'est à dire au niveau de la mer et à 15°C , d'où une masse volumique $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$, valeurs utilisées dans tout ce qui suit.

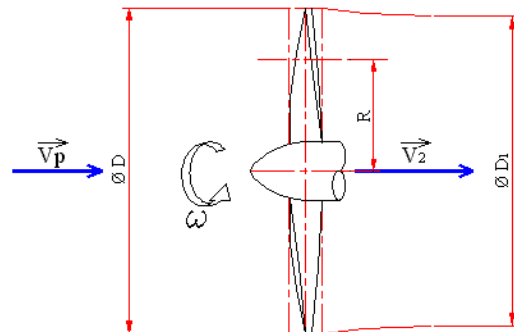
2.1 – Diamètre de l'hélice

On sait que les effets de la compressibilité de l'air se font sentir pour des nombres de Mach de l'ordre de 0,7, valeur qui peut être facilement atteinte en bouts de pales. Compte tenu des dégradations de performances aérodynamiques que ces conditions engendrent, il est souhaitable de les éviter, donc, de ne pas atteindre le diamètre critique. En fonction de la vitesse de rotation N , et de la température absolue T , on obtient le

diamètre D en mètres : $D = \frac{268,71 \sqrt{T}}{N}$. De cette valeur, on obtient le rayon de détermination des caractéristiques de l'hélice, soit, en Europe : $R = 0,35.D$ ($R = 0,375.D$ aux USA). Avec ces données, on obtient également l'angle de calage géométrique des pales : $\gamma = \arctan \frac{7,58.V_p}{N.D}$, ainsi que le pas géométrique : $P_g = 0,7.\pi.D.\tan\gamma$, le facteur 0,7 devient 0,75 pour les hélices US.

2.2 – Détermination des conditions de calcul

Le débit massique de l'air à travers l'hélice est constant. Celui-ci subit une accélération entre le plan d'entrée et le plan de sortie de celle-ci. La loi de conservation des débits permet d'écrire : $V_p.D^2 = V_2.D_1^2$. La vitesse de sortie V_2 étant supérieure à V_p , il y a contraction de la veine fluide ainsi qu'une augmentation de pression, le débit masse se conservant. (figure ci-contre).



La puissance que l'hélice doit absorber peut s'exprimer en fonction des vitesses débitantes et du débit, soit : $W = \rho.Q_{v1}.V_p.(V_2 - V_p)$, le débit volume s'écrivant lui-même :

$Q_{v1} = \frac{\pi.D^2.V_p}{4}$. De ces deux relations, on peut donc extraire la valeur de la vitesse

débitante en sortie, soit $V_2 = V_p + \frac{4.W}{\rho.\pi.D^2.V_p^2}$. La hauteur fournie par l'hélice est



LES TURBOMACHINES LES HELICES AERIENNES

uniquement due aux vitesses débitantes, soit $H = \frac{V_2^2 - V_p^2}{2g}$, en appliquant la relation

d'Euler, on peut déduire : $Cu_2 = \frac{V_2^2 - V_p^2}{2g \cdot U}$. Les triangles des vitesses entrée et sortie de l'hélice se résolvent comme suit :

- Entrée hélice : $W_1 = \sqrt{U^2 + V_p^2}$, et,

$$\tan \beta_1 = \frac{V_p}{U}$$

- Sortie hélice : $W_2 = \sqrt{W_1^2 - 2H}$ et

$$\tan \beta_2 = \frac{V_2}{U - Cu_2}$$

- Il vient les valeurs moyennes :

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}, \quad W_m = \frac{W_1 + W_2}{2}, \text{ la}$$

déviations : $\delta = \beta_2 - \beta_1$

- Le rendement de l'élément de pale s'écrit, en fonction des vitesses :

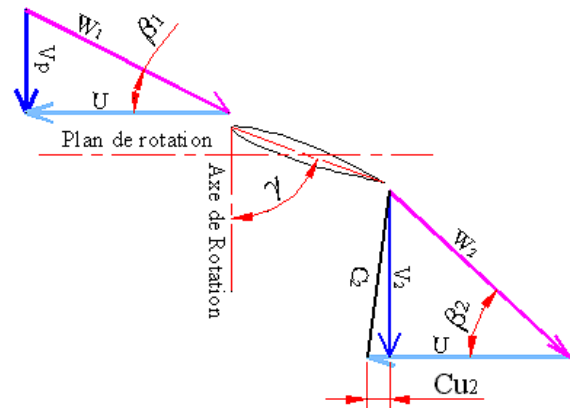
$$\eta = \frac{2 \cdot V_p \cdot (V_2 - V_p)}{V_2^2 - V_p^2}, \text{ et, en fonction de}$$

$$\text{l'angle moyen : } \eta = \frac{\tan \beta_{m1}}{\tan(\beta_{m1} + \epsilon)}, \text{ avec}$$

$$\beta_{m1} = 90 - \beta_m. \text{ On peut en déduire la}$$

valeur de l'angle ϵ , donc la finesse

$$\text{du profil, soit : } f = \frac{1}{\tan \epsilon}$$



Connaissant le nombre de pales de l'hélice, on peut connaître leur pas : $Pas = \frac{\pi \cdot D_i}{n_p}$

, D_i étant le diamètre de calcul et n_p , le nombre de pales.

2.3 – Exemple de calcul

Soit un aéronef dont le moteur délivre une puissance utile $W = 55 \text{ kW}$ à 2700 rpm, permettant une vitesse propre $V_p = 270 \text{ km/h}$ (74,8 m/s) en conditions standard. ($T = 288,15 \text{ K}$ et $\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$).

- Le diamètre de l'hélice est : $D = 1,69 \text{ m}$, le rayon de calcul : $R = 0,59 \text{ m}$. Soit une vitesse périphérique $U = 166,8 \text{ m/s}$.
- La vitesse débitante de sortie : $V_2 = 78,38 \text{ m/s}$. La hauteur fournie, $H = 274 \text{ J/kg}$, d'où, $Cu_2 = 1,64 \text{ m/s}$.
- A l'entrée de l'hélice, nous avons : $W_1 = 182 \text{ m/s}$ et $\beta_1 = 24,15^\circ$.
- En sortie, $W_2 = 180,5 \text{ m/s}$ et $\beta_2 = 25,4^\circ$.
- D'où, $\beta_m = 24,77^\circ$ et $W_m = 181,25 \text{ m/s}$ et, la déviation $d = 1,25^\circ$.
- Le rendement de l'élément vaut : $\eta = 0,977$, d'où, un angle de finesse : $\epsilon = 0,5^\circ$, soit une finesse $f = 112$. C'est une valeur courante pour des profils laminaires choisis pour cette application.

Pour compléter la définition de l'hélice, il reste à déterminer le pas de construction et le pas aérodynamique. Pour le calage géométrique de la section, connaissant l'incidence de portance nulle i_0 du profil choisi, le calage a pour valeur :

$$g_g = 90 - (\beta_1 + i_0).$$



LES TURBOMACHINES

Les effets de la compressibilité des gaz

1 – Introduction

Les phénomènes de compressibilité sont présents dans toutes les applications aérodynamiques et, en particulier, dans les turbomachines où les vitesses d'écoulement sont élevées. Sans entrer dans la démonstration des relations exposées ici, la littérature étant abondante à ce sujet, il est bon d'en connaître les fondements principaux.

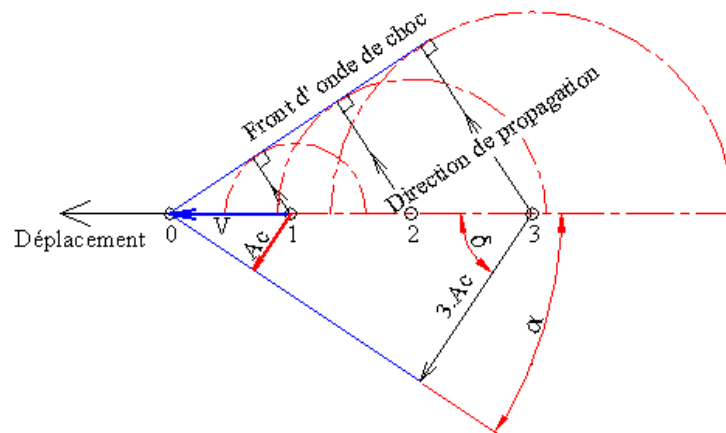
Lorsque la vitesse d'écoulement d'un gaz devient importante (>50 m/s), les variations de celle-ci entraînent des variations importantes des caractéristiques thermodynamiques du gaz (pression et température). L'écoulement ne peut plus être considéré comme incompressible. Une variation brutale de vitesse provoque des ondes de pression en tête du mobile. Les lois d'écoulement ne suivent plus la relation de Bernoulli, on utilise en lieu et place la relation dite de Barré-Saint Venant. Celle-ci a pour expression : $\frac{V^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P}{\rho} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{P_i}{\rho_i}$, γ étant le rapport des chaleurs massiques du gaz, ρ et ρ_i les masses volumiques finale et initiale du gaz aux pressions P et P_i .

1.1 – Vitesse du son et nombre de Mach

La vitesse de propagation du son dans un milieu gazeux ne dépend que des caractéristiques propres du gaz (sa masse molaire M_w et γ) et de la température absolue T à l'intérieur du tube de courant, soit : $a(m/s) = \sqrt{\gamma \cdot Z \cdot R \cdot T}$ (1) avec R , la constante du gaz $\frac{8314}{M_w} = R$ et Z , la compressibilité. Pour l'air, l'expression de la vitesse du son peut s'écrire simplement : $a(m/s) = 20,05 \cdot \sqrt{T}$.

On désigne par nombre de Mach le rapport de la vitesse d'écoulement du gaz à la vitesse du son dans le tube de courant, soit : $M = \frac{V}{a}$ (2). Lorsque ce rapport est inférieur à 1, l'écoulement est dit **subsonique**, si il est égal à 1, l'écoulement est **sonique**, s'il est supérieur à 1, il est dit **supersonique**. Pour des valeurs de M comprises entre 0,8 et 1,3, on parle alors d'écoulement **transsonique**. Jusqu'à des nombres de Mach de l'ordre de 4, on peut considérer le gaz comme un gaz parfait, compressible pour des nombres de Mach supérieurs à 0,2.

1.2 – L'angle de Mach



Lorsqu'un mobile se déplace dans une masse de gaz à une vitesse V supérieure à la vitesse du son dans le tube de courant, juste en avant de celui-ci se forme une onde de pression qui va se propager à la vitesse du son suivant un front sphérique (fig. ci-dessus). En traçant la sphère du front d'onde en différents points de la trajectoire du



LES TURBOMACHINES

Les effets de la compressibilité des gaz

mobile ,ici les points 0, 1, 2 et 3 ,espacés de 1 seconde ,les rayons des sphères seront un multiple de la vitesse du son pour un nombre de mach de 1 .L'enveloppe des sphères constitue un cône dit cône de Mach dont le demi angle au sommet peut s'évaluer par :

$\sin \alpha = \frac{A_c}{V} = \frac{1}{M}$.ce front d'onde se propage suivant la direction de A_c ,perpendiculaire au front d'onde .L'angle d ,direction de la vitesse d'élargissement du cône vaut donc $d=90-\alpha$.

2 – Relations thermodynamiques

Dans un tube de courant animé d'une vitesse supérieure à $M=0,2$,on peut déterminer les pression et température qui y règnent à partir des conditions du fluide au repos , P_0 et T_0 ,et du nombre de Mach M_1 .

Pour les pressions ,nous avons :
$$\frac{P_1}{P_0} = \left(\frac{2}{2+(\gamma-1)M_1^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3)$$

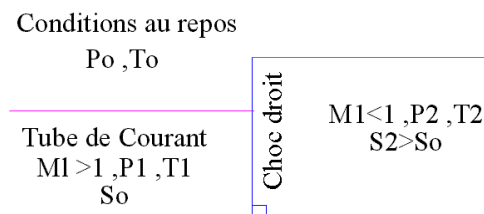
Et pour les températures :
$$\frac{T_0}{T_1} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2 \quad (4).$$
 On peut calculer le rapport entre la section du tube de courant S_1 et la section critique (Section où le gaz est à $M_1=1$) S_c en

fonction du Mach .soit :
$$\frac{S_c}{S_1} = M_1 \left(\frac{\gamma+1}{2+(\gamma-1)M_1^2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} = \left(\frac{a_1}{a_c} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} \quad (5)$$
 . a_c étant la vitesse du son

dans la section critique S_c ,la vitesse du son dans le tube de courant se calculant facilement à l'aide des relations ci-dessus .On peut également déterminer la section S_1 ,via la masse volumique du gaz dans le tube de courant ,puisqu'on connaît la pression et la température locales .

3 – Ecoulement avec chocs

Lorsqu'un écoulement compressible est perturbé sur son trajet par une arête ou un changement brutal de direction ,il se forme une zone très mince d'accumulation d'ondes de pression (épaisseur : quelques microns) formant un mur de chaque coté duquel les conditions thermodynamiques du gaz sont profondément différentes et non réversibles ,ce mur est une onde de choc .La figure qui suit expose la situation dans un tube de courant ,dont le Mach initial est supersonique .



Si le Mach local en amont de la perturbation est subsonique ,l'onde est une onde de détente avec un Mach aval supérieur à 1 ,si le Mach amont est supersonique ,l'onde est une onde de recompression avec un Mach aval subsonique .Les conditions amont de l'écoulement sont celles décrites au paragraphe précédent .A l'aval immédiat de l'onde de choc ,on peut déterminer la pression et la température P_2 et T_2 qu règnent dans le tube de courant en fonction du Mach local amont M_1 ,soient :



LES TURBOMACHINES

Les effets de la compressibilité des gaz

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2\gamma M_1^2 + 1 - \gamma}{\gamma + 1} \quad (6) \text{ et } \frac{T_2}{T_1} = \frac{\gamma + 1 + \left(\frac{P_2}{P_1}\right)(\gamma - 1)}{\gamma + 1 + \left(\frac{P_1}{P_2}\right)(\gamma - 1)} \quad (7) \text{ .En nommant } \tau, \text{ le rapport } P_2/P_1, \text{ le}$$

rapport des masses volumiques avant et après choc s'écrit : $\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{1 + \frac{\tau(\gamma + 1)}{\gamma - 1}}{\tau + \frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \quad (8) \text{ On peut}$

aussi utiliser la relation beaucoup plus pratique : $\frac{\rho_1}{\rho_2} = 1 - \frac{\tau - 1}{\gamma M_1^2} \quad (9) \text{ .Le rapport des Mach}$

amont et aval est : $\frac{M_2}{M_1} = \sqrt{\frac{P_1 \rho_1}{P_2 \rho_2}} \quad (10) \text{ .Tout ceci est valable directement dans le cas d'un}$

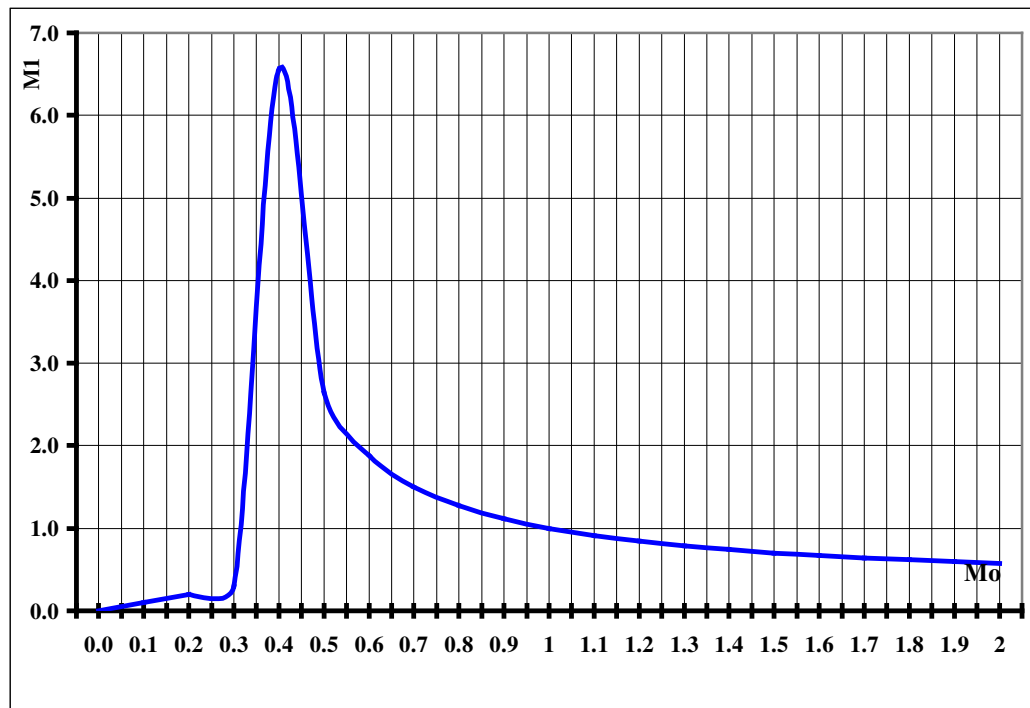
choc droit ,c'est à dire que l'onde de choc est perpendiculaire à la surface .Le rendement de la transformation est le rapport entre l'enthalpie dégagée par la variation des vitesses

amont V_1 et aval V_2 calculée à l'aide de la relation d'Euler ,soit : $\Delta H = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}$ et

l'enthalpie obtenue à l'aide du rapport de pressions P_2/P_1 calculé par (6) ,soit

$$\Delta H = \frac{\gamma R T_1}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \text{ .Le graphique ci-dessous indique le Mach de sortie d'un choc}$$

droit en fonction du Mach d'entrée .



3.1 – Exemple de calcul

L'exemple de calcul de choc droit est celui d'une entrée d'air de réacteur de type Pitot rencontrée de nos jours sur les avions de ligne subsoniques (Type Airbus ou Boeing) .Dans la pratique ,celle-ci n'est pas utilisée pour des nombres de Mach si



LES TURBOMACHINES

Les effets de la compressibilité des gaz

élevés .Un certain nombre de données indiquées ne sont pas utilisées dans cette phase de calcul qui utilise l'ensemble des relations vues précédemment .

ENTREES D'AIR DE REACTEURS

Mw	28.966	M_{initial}	2
g	1.4	Q_m (kg/s)	27
T (°C)	15	Y_{1/2 cone}	22

Tube de courant Avant Choc

P₁/P₀	0.128	Sc/S	0.593
T₁/T₀	0.556	Sc	0.101
a/ac	0.901	S	0.170
a_{local}	253.6	V_{locale}	563.2
a_{Col}	281.6	a_{Mach}	30.00
w_{maxi}	26.49	Y_{maxi}	22.65

T₁ (°C)	-113.07	r₁	0.28
T_{col} (°C)	-75.80	P_{col}	0.266
r_{col}	0.476		

Après choc droit

M_{local}	0.577	Sc/S	0.822
P₂/P₁	4.500	Sc	0.155
T₂/T₁	1.688	S	0.189
a/ac	0.962	V_{locale}	190.2
a_{local}	329.5	P₂/P₀	0.575
a_{Col}	342.6	a_{Mach}	0.00

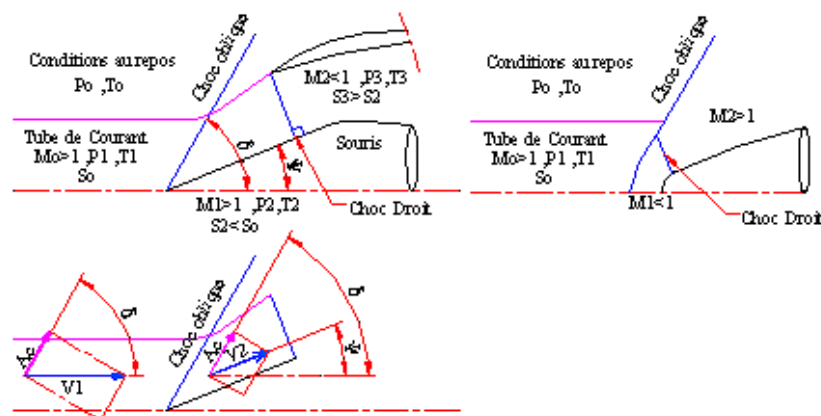
T₂ (°C)	-3.01	r₂	0.75
T_{col} (°C)	19.02	P_{col}	1.050
r_{col}	1.268	h_{total}	61.4

4 - Les chocs obliques

Lorsqu'un tube de courant subit une déviation brusque sur une arête d'un dièdre d'angle γ , si le Mach amont est supérieur à 1, il se produit un choc oblique d'angle θ , dont l'onde est une onde de recompression attachée à l'arête du dièdre si l'angle γ ne dépasse pas une valeur limite fonction directe du Mach amont. Si la valeur limite est dépassée, l'onde de choc se détache et se positionne en amont de l'arête du dièdre. Dans ce cas, il se forme une zone subsonique immédiatement en aval de la partie courbe de l'onde, suivie par un choc droit engendrant une zone supersonique (fig. ci-dessous à droite). On peut donner une expression analytique de la valeur de l'angle $\gamma_{\max}$ de la

façon suivante :
$$\Psi_{\max}(M_0) = \frac{2,175.M_0^3 - 26,72.M_0^2 + 115,23.M_0 - 95,69}{2}, M_0 \text{ étant le nombre}$$

de mach dans le tube de courant en amont du choc oblique. Cette relation empirique donne un résultat correct pour les nombres de Mach situés entre 1 et 4,5. dans la réalité, la valeur de $\gamma_{\max}$ tend vers $45^\circ 20'$ quand M_0 tend vers l'infini.





LES TURBOMACHINES

Les effets de la compressibilité des gaz

Au passage du choc oblique attaché, la vitesse du son au col reste constante. D'où, connaissant cette vitesse et l'angle γ , ainsi que d , il est facile de déterminer la vitesse V_2 qui est telle que $V_2 = A_{col} \cos(\delta - \gamma)$. Les conditions thermodynamiques après le choc oblique s'obtiennent par les relations du choc droit moyennant la prise en compte comme Mach amont la valeur de $M = M_0 \sin \delta$. La réalisation de choc oblique est très utilisée pour les entrées d'air de réacteurs d'avions supersoniques. Le choc oblique est toujours suivi d'un choc droit au niveau de la lèvre extérieure de l'entrée d'air, le choc oblique donnant un mach aval proche mais supérieur à 1 (Cf. figure précédente à gauche).

4.1 – Exemple de calcul

En reprenant l'exemple précédent et en le poursuivant, on obtient les résultats suivants, avec un choc oblique d'angle $\gamma = 22^\circ$:

Après choc Oblique						Après choc droit			
d Mach	60.0	M_{local}	1.16	r₂	0.63	M_{local}	0.92	r₃	0.76
M_{calcul}	1.73	T₂/T₁	1.481	Sc/S	0.87	T₃/T₂	1.081	Sc/S	0.99
a_{Mach}	42.45	P₂/P₁	3.333	S₂	0.122	P₃/P₂	1.310	S₃	0.149
V_{calcul}	465.9	a_{local}	308.7	Sc₂	0.106	a_{local}	263.7	Sc₃	0.148
		a_{Col}	317.6	T₂ (°C)	19.2	a_{Col}	264.0	T₃ (°C)	42.9
		V_{locale}	357.4	P₂/P₀	0.426	V_{locale}	243.6	P₃/P₀	0.56
		h_{transfo}	69.7			h_{transfo}	69.0	h_{total}	65.34
SOURIS/ENTREE		x_{souris}	0.179	R_{ext}	0.224	R_{int}	0.052		
				S₄	0.145	Q_{me} (kg/s)	27.6	V_{4nom}	243.6

On constate que la décélération est moins importante qu'avec un seul choc droit et que le rendement est plus élevé, donc que l'efficacité de l'entrée d'air est plus importante. C'est le cas des entrées d'air des avions MIRAGE.



LES TURBOMACHINES LES TURBINES

1 – Fonction ,classification

Les turbines sont des matériels destinés à fournir une puissance motrice à l'aide soit de la détente d'un fluide (gaz ou vapeur) préalablement comprimé ,soit par utilisation de l'énergie potentielle (turbines hydrauliques en aval des conduites forcées des barrages) .Suivant le mode de construction ,on distingue 3 types :

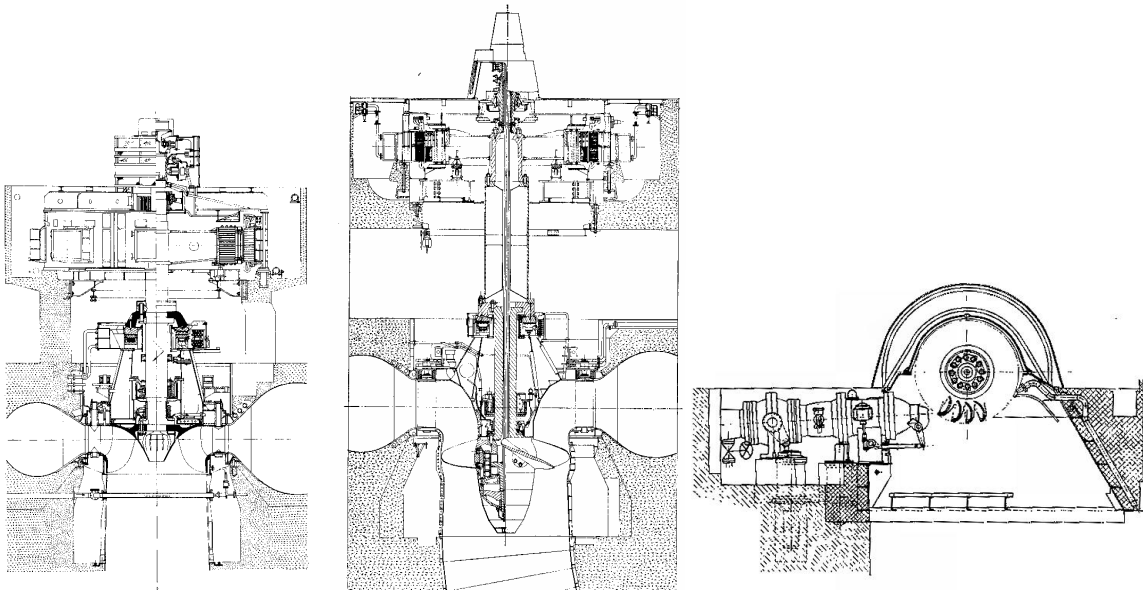
- Les turbines axiales : A vapeur ,à gaz et hydrauliques (Kaplan)
- Les turbines centripètes : Hydrauliques (Francis) et à gaz
- Les turbines radiales : Hydrauliques (Pelton)
- Accessoirement ,on peut classer les éoliennes dans la catégorie des turbines ,sachant qu'elles n'utilisent que l'énergie cinétique de l'air en mouvement (le vent) et non pas directement la détente de l'air .Leur mode de fonctionnement se rapproche de celui des turbines axiales ou radiales ..

1.1 – Utilisations

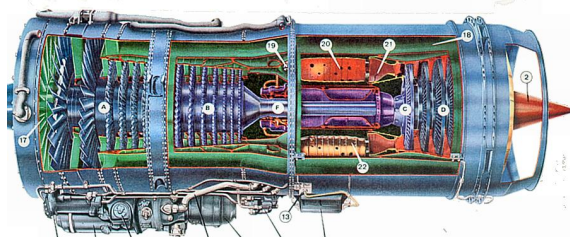
Les usages des turbines sont nombreux et variés .Pour n'en citer que quelques uns :

- Entraînement d'alternateurs pour la fourniture d'énergie électrique .(les 4 types précités sont utilisés dans ce cas) .
- Entraînement de compresseurs de tous types dans les industries chimiques et pétrolières .(turbines à vapeur et à gaz axiales)
- Propulsion de navires (turbines à vapeur et à gaz) et d'aéronefs (Turbopropulseurs et réacteurs pour avions et hélicoptères).Turbines à gaz axiales
- Amélioration des performances des moteurs à combustion interne essence et Diesel (turbocompresseurs entraînés par les gaz d'échappement) .Turbines centripètes à gaz .

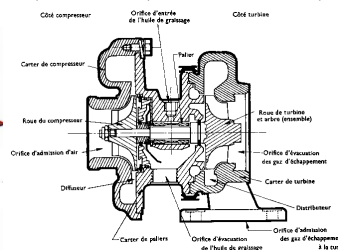
1.2 – Aspect des types de turbines



Turbines Hydrauliques FRANCIS (à gauche) ,KAPLAN (au centre) et PELTON (à droite)

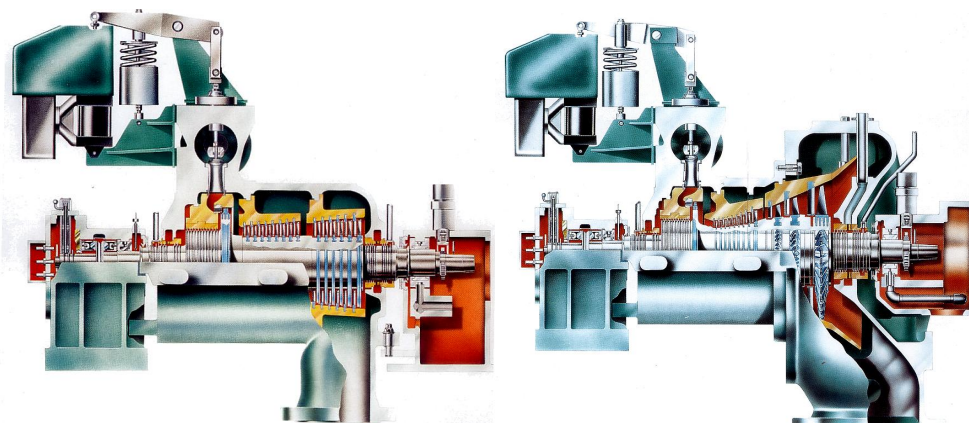


Réacteur d'avion et turbocompresseur de suralimentation





LES TURBOMACHINES LES TURBINES



Turbines à vapeur à contrepression (à gauche) à condensation (à droite)

Nota :

Les turbines à vapeur à contrepression effectuent la détente de la vapeur jusqu'à une valeur supérieure ou égale à la pression atmosphérique celle-ci varie de 2 bar à 40 bar .la vapeur d'échappement est réutilisée pour des process chimiques ou pétrochimiques ,voire pour le chauffage urbain .Les turbines à condensation détendent la vapeur jusqu'à une valeur très inférieure à la pression atmosphérique (jusqu'à 0,08 bar) à travers un condenseur ,de façon à utiliser le maximum de l'énergie fournie .Utilisée par exemple pour l'entraînement des turbo-alternateurs des centrales électriques .

1.3 – Champ d'application de l'étude

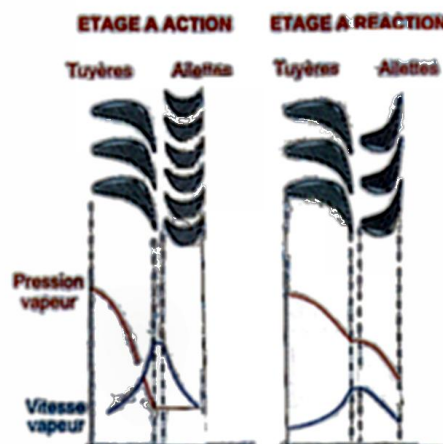
Ce qui nous intéresse ici ,ce sont essentiellement les turbines axiales à vapeur et à gaz pour lesquelles le champ d'application est le plus vaste ,de la production d'énergie électrique à la propulsion en passant par les industries de process chimiques .Dans ce type de machine ,il y a transformation d'énergie thermique (donc ,de pression) en énergie mécanique via la détente du fluide à travers un ou plusieurs étages moteurs composés d'un distributeur fixe et d'une roue mobile entraînant l'arbre moteur .

1.4 – Types de fonctionnement

Concernant les turbines axiales à vapeur et à gaz ,on distingue deux modes de fonctionnement d'étage :

- L'étage à action : la détente de la vapeur s'effectue entièrement dans le distributeur ou tuyère (aubages fixes) ,mettent la vapeur en vitesse .La récupération de l'énergie cinétique dans la roue se fait sous forme de couple .Limitation du nombre d'étages ,chute de pression importante .
- L'étage à réaction : la détente est effectuée pour partie dans le distributeur ,et ,pour le reste ,dans la roue .le distributeur assurant toujours la mise en vitesse et en direction du fluide (gaz ou vapeur) .Rendement supérieur au type précédent ,sur les turbines à vapeur ,le nombre des étages est élevé .Ce type d'étage permet l'utilisation d'aubages identique sur le distributeur et la roue

.Une turbine à réaction à vapeur possède souvent un premier étage à action .C'est le standard des turbines à gaz axiales .



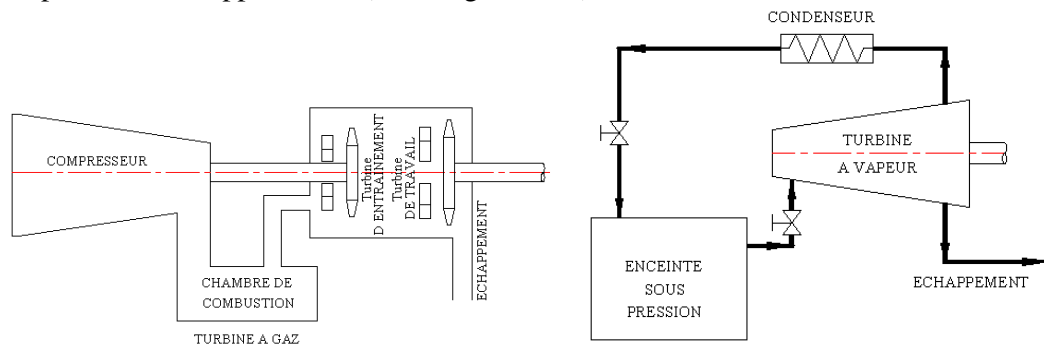


LES TURBOMACHINES LES TURBINES

1.41 – Constitution des deux types de turbines

La différence essentielle entre la turbine à gaz et la turbine à vapeur réside dans la fourniture du fluide moteur .

- La turbine à gaz possède son propre générateur d'énergie composé d'un compresseur axial ou centrifuge et d'une chambre de combustion élevant la température de l'air comprimé .Ce procédé nécessite l'usage d'un étage de turbine spécialement dédié à l'entraînement du compresseur .
- La source d'énergie de la turbine à vapeur est extérieure à la machine ,en général constitué en amont d'une chaudière .Tous les étages de la turbine participent à la fourniture de puissance sur l'arbre de travail .Le condenseur n'est utilisé que pour les turbines à condensation .L'échappement des turbines à contrepression étant utilisé pour d'autres applications (chauffage ,etc....) .

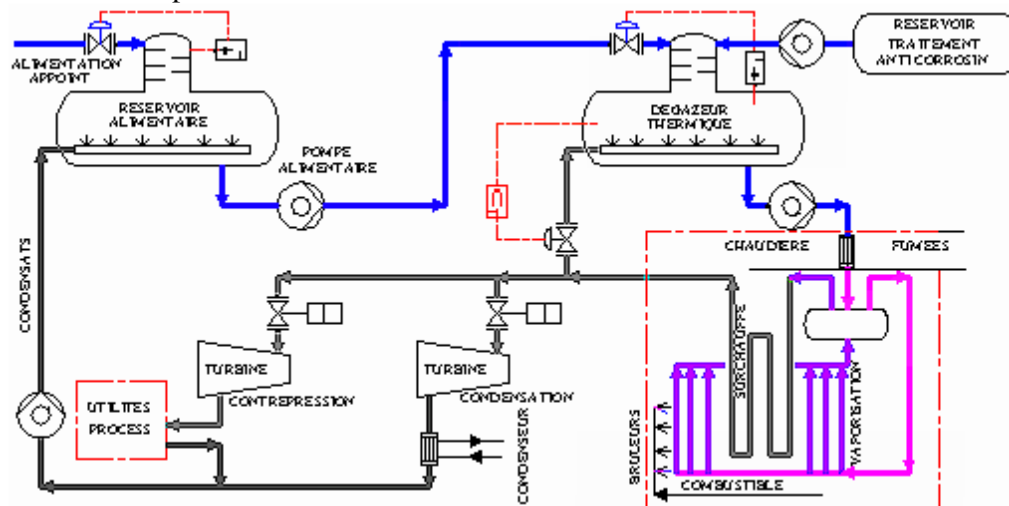


2 – Production de l'énergie

Les procédés de production de l'énergie motrice pour les deux types de turbines (à gaz et à vapeur) relèvent de deux mécanismes différents .Pour la première ,l'énergie est fournie par un procédé thermochimique (la combustion) ,pour la deuxième ,cette production est purement thermique et se rapporte aux changements d'état de l'eau .

2.1 – Production de la vapeur

Les turbines à vapeur utilisent de la vapeur dont les température et pression à l'entrée varient de 15 bar/198°C (vapeur saturée) à 150 bar/550°C .(vapeur surchauffée) .L'utilisation de la surchauffe de la vapeur pour les turbines est rendue nécessaire pour éviter les problèmes d'usure des ailettes par abrasion due aux chocs des gouttelettes d'eau contenues dans la vapeur simplement saturée .Le schéma ci-dessous représente une installation type simplifiée de production de vapeur industrielle .





LES TURBOMACHINES LES TURBINES

Le processus de production de vapeur comprend les phases suivantes

- **a)** : Filtration ,Déminéralisation de l'eau d'appoint
- **b)** : Récupération des condensats dans le réservoir alimentaire avec l'eau d'appoint
- **c)** : traitement chimique d'anti-corrosion, dégazage thermique
- **d)** : Mise en pression de l'eau à la valeur voulue
- **e)** : chauffage jusqu'à la température de saturation correspondante à la pression affichée .
- **f)** : Vaporisation à P et T constants en utilisant la chaleur interne de vaporisation de l'eau .
- **g)** : Surchauffe de la vapeur à la température désirée ,puis distribution .

Ici ,seules les trois dernières phases du processus nous intéressent ,car ce sont elles qui vont déterminer le fonctionnement des turbines à vapeur .

2.2 – Les combustibles

Dans le cas des turbines à gaz ,un combustible est brûlé dans une chambre de combustion .L'air nécessaire à la combustion est fourni par le compresseur intégré .Dans tous les cas ,celle-ci s'effectue avec excès d'air et à pression constante .Les combustibles utilisés peuvent être sous forme liquide ou gazeuse (dans ce dernier cas ,ceux-ci sont comprimés au préalable)

Les carburants liquides les plus répandus sont :

- Les kérosènes ou le pétrole lampant (Jet A1 et A2).(domaine aéronautique)
- Les Fuels lourds et légers (industrie ,propulsion de navires)

Ceux-ci sont pulvérisés dans la chambre de combustion à l'aide d'injecteurs à aiguille à orifices calibrés sous très haute pression (principe de l'injection des moteurs thermiques) .

Les carburants gazeux :

- Le gaz naturel de pétrole (Plateformes de production offshore ,sites de stockage)
- Les gaz de houille ,poudre de charbon .(le 'grisou' des mines de charbon) .
- Les gaz de raffinage du pétrole (Butane ,propane etc.)
- Les gaz d'éclairage (produit des gazogènes)

2.2.1 – Caractéristiques des carburants

Caractéristique essentielle des carburants .On distingue le Pouvoir Calorifique Supérieur (PCS) et le Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI) .

- **Le PCS** : Quantité de chaleur dégagée par la combustion complète de 1 kg ou m³ de carburant à la pression de 1 bar .Les produits de la combustion étant ramenés à 0°C .L'eau complètement condensée .

- **Le PCI** : Même définition que le PCS ,mais l'eau est restée à l'état vapeur .

- **Relations entre les Pouvoirs Calorifiques :**

Pour les combustibles gazeux :,n étant le nombre de moles d'eau produit ,
 $PCI = PCS - 10,9.n$

Pour les combustibles liquides : $PCI = PCS - 53.H$,H étant le pourcentage en poids de molécule d'hydrogène (H₂) dans le carburant .

Dans le cas des turbines à gaz ,on ne considère que le PCI ,car l'eau ne condense pas à l'échappement .

La combustion s'effectue toujours avec excès d'air par rapport à la quantité d'air strictement nécessaire à la combustion complète .Cet excès a pour but d'éliminer le plus possible la formation de monoxyde de carbone (CO) dans les produits de la combustion .Pour les carburants gazeux ,cet excès varie entre 20 et 30% de la quantité stœchiométrique d'air ,les carburants liquides nécessitent entre 30 et 40% d'excès d'air . Le tableau qui suit indique pour quelques carburants les pouvoirs calorifiques PCI et PCS .



LES TURBOMACHINES LES TURBINES

Carburant	PCI (kcal/kg)	PCS (kcal/kg)	C _p ou r
Méthane	12030	13400	2230
Ethane	11400	12480	1709
Propane	11025	12012	1606
Butane	10768	11710	1618
Méthanol		48080	1538
Essences	10000	10500	r =0,72
Gasoils/Fuels	9500	10300	r =0,81
N-Octane	10000	10500	1717
N-Heptane	10000	10500	1719
Kérosène	10273	10500	r =0,80

- **La température théorique de flamme** : C'est la température idéale des produits de combustion instantanée ,dans une enceinte parfaitement athermane .En pratique ,celle-ci n'est jamais atteinte .



LES TURBOMACHINES LA VAPEUR INDUSTRIELLE

1 – Généralités

Avant d'étudier le fonctionnement d'une turbine à vapeur et des étages qui la compose, il est intéressant de connaître les moyens de déterminer numériquement les propriétés de l'eau qui peut se présenter sous deux états principaux au dessus de sa température de congélation :

- L'eau liquide
- La vapeur, qui peut être saturée sèche ou surchauffée.

1.1 – Données thermodynamiques de l'eau

Tout d'abord, il peut être utile de préciser quelques définitions importantes :

- **La température de saturation** : C'est la température à laquelle le liquide bout, c'est à dire que la vaporisation se produit. Celle-ci ne dépend que de la pression absolue ambiante. Notée T_s par la suite.
- **Le volume massique** : C'est le volume en m^3 qu'occupe une masse d'un kilogramme de fluide (liquide ou vapeur). Noté v_v pour la vapeur et v_L pour le liquide. C'est l'inverse d'une masse volumique.
- **La chaleur latente de vaporisation** : C'est la quantité de chaleur (en kJ/kg) qu'il faut fournir à un kilogramme de liquide pour le vaporiser complètement. La vaporisation se produit à température constante (la température de saturation) pour une pression donnée. Elle sera notée L_v dans la suite. Sa valeur dépend directement de la température de saturation T_s et des volumes massiques v_v et v_L par la relation de Clapeyron ; soit, avec T_s en $^{\circ}C$:

$$L_v(kJ/kg) = 3,86 \cdot (T_s + 273,15) \cdot (v_v - v_L) \left(\frac{T_s}{100} \right)^3$$

Pour l'eau, $T_s = 100^{\circ}C$ à $P = 1$ bar, la différence $v_v - v_L = 1,672$, ce qui nous donne pour la chaleur latente : $L_v = 2257$ kJ/kg. De façon générale, la chaleur latente de vaporisation décroît quand la température augmente.

- **Le point critique** : Ce sont les valeurs de pression et de température pour lesquelles le volume massique de la vapeur et celui du liquide sont égaux. Pour l'eau, ce point est à $T_c = 374^{\circ}C$ et $P_c = 221$ bar.
- **Le titre vapeur** : C'est la masse de vapeur contenue dans un kilogramme de mélange liquide/vapeur. Ce titre varie entre 0 (le mélange est entièrement liquide) et 1 (le mélange est entièrement vaporisé, ou encore la vapeur est dite saturée). Dans un condenseur, le titre vapeur est voisin de 0,85. Conventionnellement noté x .
- **L'enthalpie** : C'est la variation de quantité de chaleur contenue dans un kilogramme de fluide pour une variation de température de $1^{\circ}C$. Celle-ci s'exprime en kJ/kg/ $^{\circ}C$. Cette donnée est fonction de la température du mélange. C'est donc la quantité d'énergie disponible pour la fourniture de travail (elle sera transformée en énergie mécanique dans la turbine). Notée H . L'enthalpie d'un fluide s'écrit : $H = C_p \cdot T$
- **L'entropie** : C'est le rapport de la quantité de chaleur fournie au fluide à la température du milieu qui échange. Pour la vapeur saturée sèche on écrit :

$$S = C_p \cdot \ln \left(\frac{T_s + 273,15}{273,15} \right) + \frac{L_v}{(T_s + 273,15)}$$



LES TURBOMACHINES LA VAPEUR INDUSTRIELLE

- **Vitesse de la vapeur** : Lorsque la vapeur passe d'un état P_1, T_1 , d'où une enthalpie H_1 , à un état P_2, T_2 , d'enthalpie H_2 , la vitesse acquise par la vapeur par suite de cette détente s'écrit : $V(m/s) = 44,72 \cdot \sqrt{\Delta H}$, avec $\Delta H = H_1 - H_2$, en kJ/kg°C.

A chaque couple de valeurs P et T, on peut associer une valeur d'enthalpie du fluide. Dans une turbine, on procède à une détente, donc au passage d'un point de coordonnées P_1, T_1 à un autre point de coordonnées P_2 et T_2 , donc à une variation d'enthalpie.

2 – Relations numériques

Les diverses quantités ayant été définies ci-dessus, pour un certain nombre d'entre elles, il n'y a pas de formules exactes, mais plutôt des relations empiriques. Cependant quelques unes donnent des résultats acceptables, comme par exemple les chaleurs massiques (les températures sont en degrés Celsius, pressions en bar) :

- **Pour la vapeur sèche** : $C_{pv} = 81 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 0,0198 \cdot T + 3,1$
- **Pour l'eau liquide à saturation** : $C_{pe} = 675 \cdot 10^{-8} \cdot T_s^2 - 0,0013 \cdot T_s + 4,253$

Les relations donnant la température de saturation et les volumes massiques sont données avec leur domaine de validité.

- **Le volume massique de l'eau liquide** : $v_L = \frac{1}{1052 - 0,936 \cdot T}$
- **Le volume massique de la vapeur saturée:**

$0,1 < P < 80$	$v_v = \frac{1,673 + 0,054 \cdot (T_s - 100)}{P^{1,025}}$
$80 \leq P < 165$	$v_v = 1,6945 \cdot P^{-1,01}$

- **La température de saturation (Relation de Rankine):**

$P \leq 60$	$T_s = \frac{4747,36}{12,769 - \ln(P)} - 273,15$
$P > 60$	$T_s = \frac{4746,2}{12,728 - \ln(P)} - 273,15$

Les valeurs ainsi déterminées sont assez précises, mais, ce ne sont que des relations empiriques, suffisantes pour des calculs ordinaires.

- **Le rapport des chaleurs massiques g :**

Vapeur saturée sèche : $g = 1,135$

Vapeur saturée de titre $x > 0,8$: $g = 1,035 + 0,1 \cdot x$

Vapeur surchauffée : $g = 1,3$

- **La constante des gaz R :**

La masse molaire de l'eau est $M_w = 18,016$, la constante de gaz de la vapeur d'eau est

donc $R = \frac{8314}{M_w} = 461,5$

- **La viscosité de la vapeur :**

Utile pour le calcul du nombre de Reynolds et des pertes de charge dans les tuyauteries, elle s'exprime directement en fonction de la température :



LES TURBOMACHINES LA VAPEUR INDUSTRIELLE

$$v(m^2/s) = \frac{10^{-6}}{5,7 \cdot 10^{-9} \cdot T^{3,45}}$$

.Les vitesses débitantes dans les circuits vapeur dépendent de

son état ,soient :

Pour la vapeur saturée sèche : $P \leq 3$ bar , $V=20$ à 25 m/s $P > 3$ bar , $V=25$ à 40 m/s

Pour la vapeur surchauffée $V=30$ à 60 m/s

3 – Méthodes de calcul

Plusieurs méthodes peuvent être employées pour déterminer les caractéristiques de la vapeur dans un état donné .Par calcul numérique ,et ,par l'utilisation de diagrammes .

3.1 – Calcul des enthalpies

Le calcul des enthalpies des différents états s'effectue toujours par additions d'enthalpies de chacune des phases .Pour la vapeur saturée ,on écrira : $H_{sat} = L_v + C_{pe} \cdot T_s$ (1) ,soit la chaleur latente de vaporisation correspondant à la phase vapeur ajoutée à l'enthalpie de l'eau liquide .Pour la vapeur surchauffée ,la relation devient : $H_{surt} = L_v + C_{pe} \cdot T_s + C_{ps} \cdot (T_{sur} - T_s)$ (2) .Soit la somme de l'enthalpie de la vapeur saturée et de la quantité de chaleur fournie par la différence entre la température de surchauffe et la température de saturation .Dans le cas d'un mélange liquide/vapeur de titre vapeur x ,la relation (1) devient : $H_m = x \cdot L_v + (1-x) \cdot C_{pe} \cdot T_s$.Soit ,en fait l'enthalpie du mélange liquide/vapeur .Ce cas se retrouve dans les condenseurs et les purgeurs installés sur les circuits vapeur .

3.2 – Température de mélange

Le cas se présente pour l'eau d'appoint des chaudières et autres générateurs de vapeur .Soient une masse d'eau m_1 dans le réservoir alimentaire de caractéristiques T_1 et C_{p1} ,et un ensemble d'arrivées d'eaux de masses m_i , $i=2$ à n ,de caractéristiques thermodynamiques T_i et C_{pi} ..Pour le mélange total ,on peut écrire : $C_{pm} \cdot T_m \cdot \sum_{i=1}^n m_i = \sum_{i=1}^n m_i \cdot C_{pi} \cdot T_i$,avec T_m ,la

température du mélange et $C_{pm} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot C_{pi}}{\sum_{i=1}^n m_i}$,la chaleur massique moyenne du mélange ainsi

constitué .La température finale s'écrit : $T_m = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \cdot C_{pi} \cdot T_i}{C_{pm} \cdot \sum_{i=1}^n m_i}$.

3.3 – Calcul des condensats

Sur les circuits vapeur et pour les moyens de production de vapeur ,tous les condensats ne sont pas entièrement réutilisés par suite de re vaporisation à l'atmosphère .L'important est donc de connaître la quantité perdue afin de la compenser .Au départ ,on dispose de vapeur surchauffée à P_1 et T_1 donnés .Celle-ci est détendue jusqu'à une pression P_2 .On peut déterminer l'enthalpie de l'eau liquide aux conditions P_1 et T_1 , H_{L1} .A P_2 ,on peut déterminer la température de saturation T_{s2} ,donc l'enthalpie H_{L2} de l'eau liquide ,ainsi que celle de la vapeur saturée H_2 en ce point .La masse (en kg/kg) de liquide re vaporisée ,s'écrit :

$$x = \frac{H_{L1} - H_{L2}}{H_2 - H_{L2}} . \text{ Pour les faibles pressions ,on peut prendre } L_v = 2486 - 2.486 \cdot T_s .$$



LES TURBOMACHINES LA VAPEUR INDUSTRIELLE

3.31 – Exemple de calcul

La vapeur produite possède les caractéristiques suivantes : $P_1=30$ bar , $T_1=350^\circ\text{C}$.Celle-ci est condensée sous une pression $P_2=2$ bar .Déterminer le titre vapeur x du condensat produit à l'aide des relations des paragraphes précédents .

Au point 1 : $T_{1S}=233,6^\circ\text{C}$ et $H_{L1}=C_{pe}.T_{1S} = 1009$ kJ/kg pour l'eau liquide .

Au point 2 : $T_{2S}=120^\circ\text{C}$, $L_v=2187$ kJ/kg , $H_{L2}= C_{pe}.T_{2S}=503$ kJ/kg pour l'eau liquide et $H_2= L_v + H_{L2} = 2650$ kJ/kg pour la vapeur saturée .

D'où ,le titre vapeur $x=0,231$ kg/kg de condensats .

En utilisant les tables VDI de la vapeur d'eau on obtiendrait :

Au point 1 : $T_{1S}=233,84^\circ\text{C}$ et $H_{L1}=C_{pe}.T_{1S} = 1007,7$ kJ/kg pour l'eau liquide .

Au point 2 : $T_{2S}=120,33^\circ\text{C}$, $L_v=2200,1$ kJ/kg , $H_{L2}= C_{pe}.T_{2S}=504,52$ kJ/kg pour l'eau liquide et $H_2= L_v + H_{L2} = 2704,62$ kJ/kg pour la vapeur saturée .

D'où ,le titre vapeur $x=0,228$ kg/kg de condensats .Soit une erreur de 1,3 %

3.4 – Le titre de vapeur

Dans une détente d'un point d'enthalpie H_1 à un point d'enthalpie $H_2=H_1-DH$,de pression P_2 ,on peut connaître la chaleur de vaporisation en ce point L_v ,ainsi que l'enthalpie du liquide saturé H_{L2} .Le titre de vapeur x correspondant à ce dernier point a pour expression :

$$x = \frac{H_2 - H_{L2}}{L_v} , \text{ exprimée en kg/kg de vapeur ,il varie entre 0 et 1 depuis le liquide pur}$$

jusqu'à la saturation complète en vapeur .Pour les faibles pressions ,on prendra pour L_v ,la relation : $L_v = 2486 - 2.486.T_S$

3.41 – Exemple de calcul

Détente de $P_1=40$ bar ,vapeur surchauffée à $T_1=350^\circ\text{C}$,jusqu'à $P_2=5$ bar .Le rendement de la transformation est $h=1$.

- Enthalpie de la vapeur surchauffée à 40 bar : $H_1=3078$ kJ/kg/ $^\circ\text{C}$.

- Chute d'enthalpie entre P_1 et P_2 : $\Delta H = \frac{\eta \cdot \gamma \cdot R \cdot T_1}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\eta \cdot \gamma}} \right] = 475$

- Enthalpie au point 2 : $H_2=H_1-DH=2603$. $T_{S2}=152^\circ\text{C}$ et $L_v=2107,5$

- Enthalpie de l'eau liquide au point 2 : $H_{2L}=C_p.T_{S2} = 641,24$

D'où le titre vapeur au point 2 : $x=0,93$ et la température finale $T_2=218^\circ\text{C}$.Si le rendement h était plus faible ,le titre vapeur et la température au point 2 augmenteraient ,car la valeur de DH diminue .

4 – Le diagramme de Mollier

4.1 – Les transformations possibles

Le nombre de transformations possibles est de 2 :

- Variation d'enthalpie ,donc de pression et de température (détente ou compression) .Si la transformation est adiabatique et sans pertes ,la variation d'entropie est nulle ,dans le cas contraire ,l'entropie augmente pour une détente et diminue pour une compression .Une variation de pression entraîne directement une variation de température .
- Variation de pression à enthalpie constante (Réglage de pression par vanne de laminage) .Sans pertes ,il n'y a que variation d'entropie et de pression ,donc ,de température ,sinon l'enthalpie varie également .

Ces transformations peuvent être directement visualisées sur différents diagrammes .Le plus courant et le plus pratique à utiliser est le diagramme S/H encore appelé diagramme de

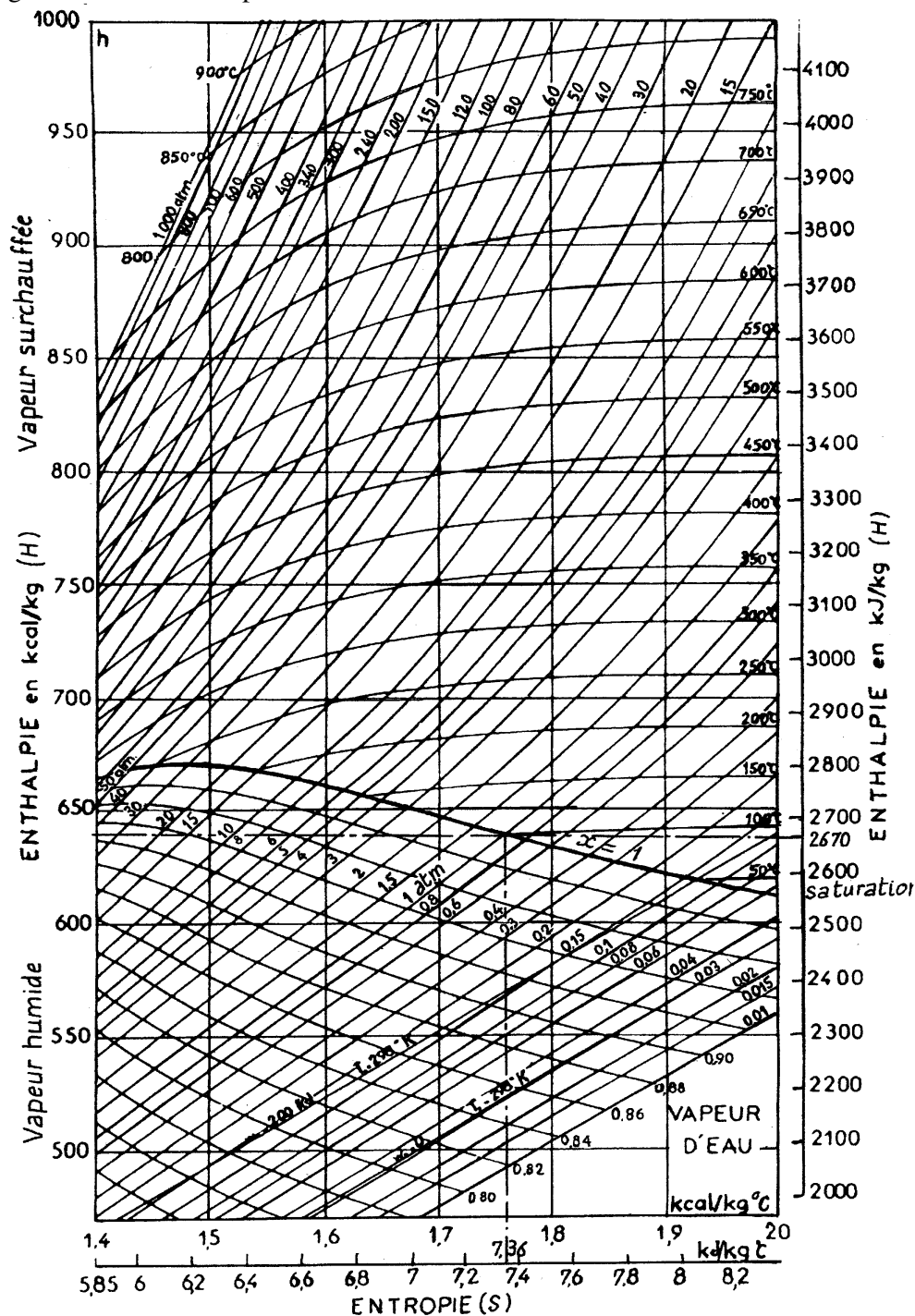


LES TURBOMACHINES LA VAPEUR INDUSTRIELLE

Mollier .En abscisses nous trouvons l'entropie S en $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$ et en ordonnées ,nous avons l'enthalpie H en $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$.Suivent un certain nombre de courbes en fonction de ces valeurs .

- les courbes de pression $P=f(S,H)$
- Les courbes des titres de vapeur entre 0 et 1 (courbe de saturation)
- Les courbes de température au dessus de la courbe de saturation (températures de surchauffe)
- Les courbes de volumes massique de la vapeur (pas systématiquement) .

Ci-dessous ,un exemple de diagramme de Mollier de la vapeur d'eau .Ce type de diagramme existe aussi pour différents fluides .





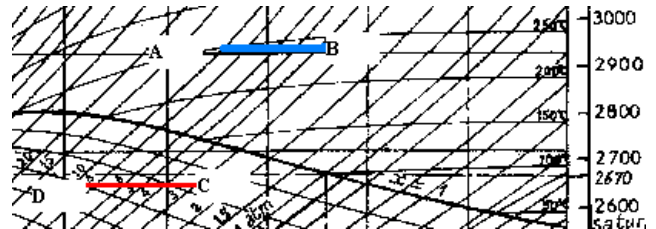
LES TURBOMACHINES LA VAPEUR INDUSTRIELLE

4.2 – Usage de ce diagramme

Ci-contre ,nous avons représenté la détente étudiée dans l'exemple précédent .Sans pertes (rendement=1) ,celle-ci se traduit par une droite verticale joignant les deux points ,la variation d'entropie est nulle (point 2') .Si le rendement est inférieur à 1 ,la pression finale étant la même ,l'enthalpie finale sera plus élevée .le point d'intersection de la droite partant du point 1 avec la courbe de pression 5 bar est décalé vers la droite .Il y a donc augmentation d'entropie .(point 2)La courbe en trait fort est la courbe de saturation .Ce cas de figure ,aux valeurs près st celui des turbines à condensation .



Le tracé qui suit représente le laminage en pression au dessus de la zone saturée entre 10 bar et 3 bar (droite AB) et la même chose au dessous de la courbe de saturation (droite CD).Il y a variation ion d'entropie sans variation d'enthalpie ,les deux droites sont horizontales .



Dans le cas des turbines à contre pression ,la détente s'effectue toujours au dessus de la courbe de saturation .Les turbines à condensation détendent jusqu'à des pressions très faibles (<0,1 bar) .

5 – Usage de tables de vapeur

L'usage de diagrammes ,on l'a vu ,a l'avantage de visualiser les transformations effectuées .Cependant ,il est délicat d'obtenir des valeurs numériques exactes .Pour le calcul manuel ,il existe donc des tables de vapeur ,donnant les enthalpies ,chaleurs latentes ,température de saturation et volumes massiques .Celles-ci permettent un calcul exact pour des valeurs de pression inscrites ou ,par interpolation pour des pressions intermédiaires .Ces tables viennent plutôt en complément des différents diagrammes .Dans les pages suivantes ,sont présentés successivement une table concernant la vapeur saturée et surchauffée en fonction de la pression ,puis une table fournissant les mêmes données ,mais pour l'eau liquide ,en fonction de la température de saturation .Celle-ci est unique et va jusqu'au point critique de l'eau ,soit 221 bar et 374°C .Les exemples précédents sont aisément résolus à l'aide de ces deux tables .D'ailleurs ,il est très facile de reconstruire un diagramme de Mollier en partant de ces tables .



LES TURBOMACHINES LA VAPEUR INDUSTRIELLE

Table de la vapeur d'eau

Pression absolue P bar	Vapeur saturée					Vapeur surchauffée					
	Température t_s °C	Enthalpie J_s kJ/kg	Chaleur latente r kJ/kg	Enthalpie de liquide q_s kJ/kg	Volume massique $v_s = \frac{1}{\rho_s}$ m³/kg	250 °C		300 °C		350 °C	
						enthalpie J_{sur} kJ/kg	volume massique v_{sur} m³/kg	enthalpie J_{sur} kJ/kg	volume massique v_{sur} m³/kg	enthalpie J_{sur} kJ/kg	volume massique v_{sur} m³/kg
0,02	17,51	2532,7	2459,3	73,45	67,02	2976,9	120,7	3076,0	132,2	3176,7	143,8
0,04	28,98	2553,3	2432,3	121,36	34,81	2976,8	60,35	3076,0	66,12	3176,6	71,89
0,06	36,19	2566,7	2415,2	151,42	23,75	2976,7	40,23	3075,9	44,08	3176,6	47,92
0,08	41,54	2578,3	2402,5	173,76	18,11	2976,7	30,17	3075,9	33,06	3176,5	35,94
0,10	45,84	2583,9	2392,2	191,71	14,66	2976,6	24,13	3075,8	26,44	3176,5	28,75
0,16	65,34	2600,7	2369,2	231,44	9,437	2976,4	15,08	3075,7	16,52	3176,4	17,97
0,26	85,87	2618,9	2343,4	275,49	5,982	2976,1	9,277	3075,4	10,17	3176,2	11,06
0,50	101,35	2644,7	2304,4	340,37	3,241	2975,3	4,820	3074,6	5,283	3175,7	5,746
0,75	111,78	2661,5	2277,3	384,26	2,217	2974,5	3,210	3074,2	3,520	3175,2	3,829
1,00	119,63	2673,8	2256,5	417,33	1,694	2973,6	2,408	3073,5	2,638	3174,7	2,870
1,50	111,37	2691,6	2224,7	466,85	1,159	2972,0	1,601	3072,2	1,757	3173,7	1,912
2,00	120,33	2704,6	2200,1	504,52	0,8852	2970,3	1,198	3071,0	1,316	3172,7	1,433
3,00	133,54	2723,2	2161,9	561,2	0,6054	2967,0	0,7961	3068,4	0,8760	3170,8	0,9533
4,00	143,63	2736,5	2132,1	604,4	0,4621	2963,7	0,5949	3065,8	0,6545	3168,6	0,7138
5,00	151,85	2746,8	2107,0	639,9	0,3746	2960,3	0,4742	3063,3	0,5223	3166,6	0,5698
6,00	158,84	2755,2	2085,1	670,1	0,3155	2957,0	0,3937	3060,7	0,4341	3164,6	0,4740
7,00	164,96	2762,1	2065,4	696,7	0,2727	2953,6	0,3362	3058,1	0,3711	3162,5	0,4055
8,00	170,41	2768,0	2047,5	720,6	0,2403	2950,2	0,2930	3055,5	0,3239	3160,5	0,3542
9,00	175,36	2773,1	2030,8	742,2	0,2149	2946,7	0,2595	3053,0	0,2872	3158,5	0,3142
10,00	179,88	2777,5	2015,3	762,2	0,1944	2943,2	0,2326	3050,4	0,2578	3156,4	0,2823
11	184,06	2781,3	2000,6	780,7	0,1775	2939,7	0,2107	3047,7	0,2337	3154,4	0,2561
12	187,96	2784,7	1986,7	797,9	0,1633	2936,1	0,1923	3045,1	0,2137	3152,4	0,2343
13	191,60	2787,6	1973,4	814,2	0,1512	2932,5	0,1763	3042,5	0,1967	3150,3	0,2159
14	195,04	2790,2	1960,7	829,5	0,1408	2928,9	0,1635	3039,8	0,1822	3148,3	0,2001
15	198,28	2792,5	1948,5	844,1	0,1318	2925,1	0,1520	3037,2	0,1695	3146,2	0,1864
16	201,37	2794,6	1936,6	858,0	0,1238	2921,3	0,1419	3034,5	0,1585	3144,2	0,1744
17	204,30	2795,4	1925,1	871,3	0,1167	2917,5	0,1330	3031,8	0,1488	3142,1	0,1638
18	207,11	2796,0	1914,0	884,0	0,1104	2913,5	0,1251	3029,1	0,1401	3140,0	0,1544
19	209,79	2796,3	1903,2	896,2	0,1048	2909,5	0,1179	3026,4	0,1324	3138,0	0,1460
20	212,37	2800,6	1892,6	908,0	0,09964	2905,5	0,1115	3023,6	0,1254	3135,9	0,1385
22	217,24	2802,5	1872,2	930,3	0,09074	2897,0	0,1006	3018,1	0,1134	3131,7	0,1254
24	221,78	2803,9	1852,7	951,3	0,08328	2888,3	0,09120	3012,4	0,1033	3127,5	0,1145
26	226,03	2804,8	1833,8	971,0	0,07692	2879,1	0,08334	3006,7	0,09480	3123,3	0,1052
28	230,04	2805,4	1815,6	989,8	0,07144	2869,5	0,07656	3000,8	0,08750	3119,0	0,09733
30	233,84	2805,5	1797,9	1007,7	0,06667	2859,4	0,07067	2994,8	0,08116	3114,7	0,09047
32	237,44	2805,4	1780,7	1024,7	0,06247	2848,9	0,06548	2988,7	0,07561	3110,3	0,08447
34	240,88	2805,0	1763,9	1041,1	0,05874	2837,8	0,06087	2982,5	0,07071	3106,0	0,07917
36	244,16	2804,4	1747,5	1056,9	0,05542	2826,2	0,05675	2976,1	0,06634	3101,5	0,07446
38	247,31	2803,5	1731,4	1072,1	0,05243	2813,9	0,05303	2969,6	0,06242	3097,1	0,07024
40	250,33	2802,4	1715,7	1086,7	0,04973	2801,1	0,05000	2962,9	0,05889	3092,5	0,06644
42	253,24	2801,2	1700,2	1100,9	0,04728	2787,8	0,04728	2956,1	0,05568	3088,0	0,06300
44	256,05	2799,7	1685,0	1114,7	0,04504	2774,1	0,04450	2949,1	0,05276	3083,4	0,05987
46	258,76	2798,2	1670,1	1128,1	0,04299	2760,1	0,04250	2941,9	0,05009	3078,7	0,05701
48	261,38	2796,6	1655,3	1141,1	0,04111	2745,8	0,04062	2934,5	0,04763	3073,9	0,05438
50	263,92	2794,6	1640,0	1153,8	0,03937	2731,1	0,03915	2926,9	0,04536	3069,1	0,05197
52	266,38	2792,7	1626,5	1166,2	0,03776	2716,1	0,03762	2919,1	0,04325	3064,3	0,04973
54	268,77	2790,6	1612,3	1178,3	0,03626	2700,8	0,03612	2911,1	0,04130	3059,4	0,04766
56	271,09	2788,5	1598,3	1190,1	0,03487	2685,1	0,03473	2902,9	0,03947	3054,4	0,04574
58	273,36	2786,2	1584,5	1201,7	0,03357	2669,1	0,03343	2894,4	0,03777	3049,3	0,04394
60	275,56	2783,9	1570,8	1213,1	0,03236	2652,8	0,03222	2885,7	0,03617	3044,2	0,04227
P	t_s	J_s	r	q_s	$v_s = \frac{1}{\rho_s}$	J_{sur}	v_{sur}	J_{sur}	v_{sur}	J_{sur}	v_{sur}



LES TURBOMACHINES LA VAPEUR INDUSTRIELLE

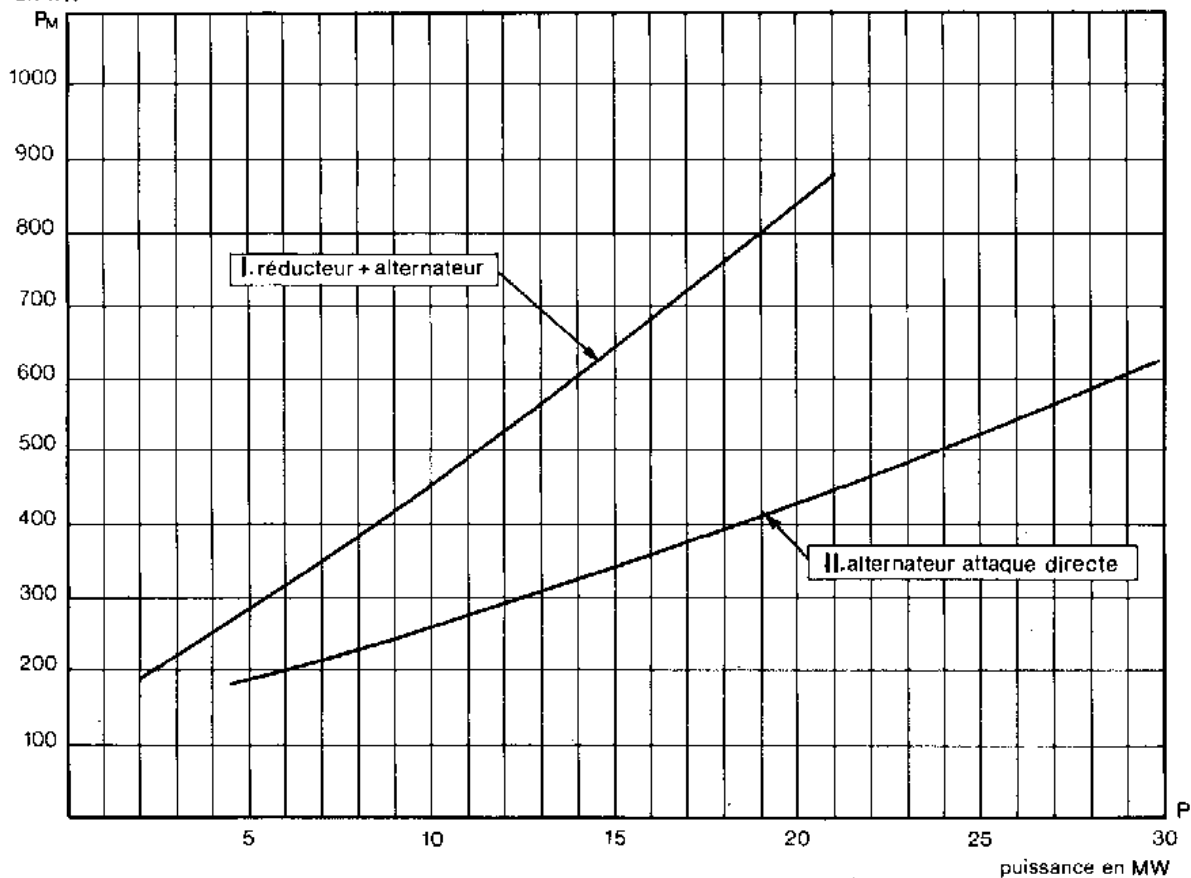
Table de l'eau liquide

t_s	P	q_s	V_e	t_s	P	q_s	V_e	t_s	P	q_s	V_e
Température °C	Pression absolue de la vapeur bar	Enthalpie du liquide kJ/kg	Volumen massique m³/kg	Température °C	Pression absolue de la vapeur bar	Enthalpie du liquide kJ/kg	Volumen massique m³/kg	Température °C	Pression absolue de la vapeur bar	Enthalpie du liquide kJ/kg	Volumen massique m³/kg
0	0,006107	0,00	0,0010002	72	0,3398	301,16	0,0010242	182	10,497	771,5	0,0011305
2	0,007056	8,43	0,0010001	74	0,3696	309,55	0,0010254	184	10,984	780,4	0,0011333
3	0,007577	12,64	0,0010001	76	0,4019	317,94	0,0010267	186	11,489	789,2	0,0011361
4	0,008131	16,84	0,0010000	78	0,4366	326,33	0,0010280	188	12,011	798,1	0,0011389
5	0,008722	21,05	0,0010000	80	0,4736	334,72	0,0010293	190	12,552	807,0	0,0011418
6	0,009349	25,25	0,0010000	82	0,5133	343,12	0,0010306	192	13,112	816,0	0,0011447
7	0,010016	29,45	0,0010001	84	0,5557	351,52	0,0010320	194	13,692	824,9	0,0011477
8	0,010725	33,64	0,0010001	86	0,6011	359,93	0,0010334	196	14,291	833,9	0,0011507
9	0,011477	37,84	0,0010002	88	0,6495	368,34	0,0010348	198	14,910	842,8	0,0011537
10	0,012275	42,03	0,0010002	90	0,7011	376,75	0,0010363	200	15,551	851,6	0,0011568
11	0,013122	46,22	0,0010003	92	0,7561	385,17	0,0010377	202	16,212	860,6	0,0011599
12	0,014020	50,41	0,0010004	94	0,8146	393,59	0,0010392	204	16,895	869,9	0,0011631
13	0,014971	54,59	0,0010005	96	0,8769	402,01	0,0010407	206	17,601	879,0	0,0011663
14	0,015979	58,78	0,0010007	98	0,9430	410,44	0,0010423	208	18,329	888,0	0,0011696
15	0,017045	62,96	0,0010008	100	1,0132	418,86	0,0010438	210	19,080	897,1	0,0011729
16	0,018174	67,14	0,0010010	102	1,0878	427,32	0,0010454	215	21,063	920,0	0,0011814
17	0,019367	71,32	0,0010011	104	1,1667	435,77	0,0010470	220	23,201	943,0	0,0011903
18	0,02083	75,50	0,0010012	106	1,2504	444,22	0,0010487	225	25,504	966,2	0,0011994
19	0,02196	79,68	0,0010015	108	1,3390	452,67	0,0010503	230	27,979	989,6	0,0012090
20	0,02337	83,86	0,0010017	110	1,4326	461,13	0,0010520	235	30,636	1013,2	0,0012190
21	0,02486	88,03	0,0010019	112	1,5316	469,60	0,0010537	240	33,480	1036,9	0,0012293
22	0,02643	92,21	0,0010021	114	1,6361	478,08	0,0010554	245	36,524	1060,9	0,0012402
23	0,02803	96,39	0,0010024	116	1,7464	486,56	0,0010572	250	39,78	1085,1	0,0012515
24	0,02982	100,56	0,0010026	118	1,8627	495,04	0,0010590	255	43,24	1109,5	0,0012633
25	0,03166	104,74	0,0010029	120	1,9853	503,5	0,0010608	260	46,94	1134,3	0,0012757
26	0,03360	108,91	0,0010031	122	2,1144	512,0	0,0010626	265	50,87	1159,3	0,0012888
27	0,03564	113,09	0,0010034	124	2,2503	520,5	0,0010645	270	55,06	1184,5	0,0013025
28	0,03778	117,26	0,0010037	126	2,3932	529,1	0,0010664	275	59,49	1210,2	0,0013169
29	0,04004	121,43	0,0010040	128	2,5434	537,6	0,0010683	280	64,19	1236,1	0,0013322
30	0,04241	125,61	0,0010043	130	2,7011	546,1	0,0010702	285	69,17	1262,5	0,0013483
31	0,04481	129,78	0,0010046	132	2,8667	554,6	0,0010721	290	74,45	1289,3	0,0013655
32	0,04753	133,95	0,0010049	134	3,041	563,2	0,0010741	295	80,03	1316,5	0,0013837
33	0,05028	138,13	0,0010052	136	3,223	571,7	0,0010761	300	85,92	1344,2	0,0014033
34	0,05318	142,30	0,0010056	138	3,414	580,3	0,0010782	305	92,14	1372,5	0,001424
35	0,05621	146,47	0,0010059	140	3,614	588,9	0,0010802	310	98,70	1401,3	0,001447
36	0,05939	150,65	0,0010063	142	3,823	597,5	0,0010823	315	105,61	1430,9	0,001471
37	0,06273	154,82	0,0010067	144	4,042	606,1	0,0010845	320	112,90	1461,3	0,001498
38	0,06623	159,00	0,0010070	146	4,271	614,7	0,0010866	325	120,57	1492,6	0,001527
39	0,06990	163,17	0,0010074	148	4,510	623,3	0,0010888	330	128,65	1524,8	0,001560
40	0,07374	167,34	0,0010078	150	4,760	631,9	0,0010910	335	137,14	1558,4	0,001597
42	0,08197	175,69	0,0010086	152	5,020	640,5	0,0010932	340	146,08	1593,5	0,001638
44	0,09099	184,04	0,0010096	154	5,293	649,2	0,0010955	345	155,48	1630,5	0,001687
46	0,10084	192,40	0,0010103	156	5,576	657,8	0,0010978	350	165,37	1670,3	0,001746
48	0,11161	200,75	0,0010112	158	5,872	666,5	0,0011001	355	175,77	1714,5	0,001817
50	0,12334	209,11	0,0010121	160	6,180	675,2	0,0011024	360	186,74	1762,2	0,001908
52	0,13611	217,46	0,0010131	162	6,501	683,9	0,0011048	365	198,30	1817,9	0,00203
54	0,15001	225,82	0,0010141	164	6,835	692,6	0,0011072	370	210,52	1893,7	0,00223
56	0,16509	234,18	0,0010151	166	7,183	701,3	0,0011097	374	220,56	2043,2	0,00279
58	0,18146	242,55	0,0010161	168	7,644	710,0	0,0011122				
60	0,1992	250,91	0,0010172	170	7,920	718,8	0,0011147				
62	0,2184	259,28	0,0010183	172	8,311	727,5	0,0011172				
64	0,2391	267,65	0,0010194	174	8,716	736,3	0,0011198				
66	0,2615	276,03	0,0010206	176	9,137	745,1	0,0011224				
68	0,2866	284,40	0,0010217	178	9,574	753,9	0,0011251				
70	0,3116	292,78	0,0010229	180	10,027	762,7	0,0011278				



LES TURBOMACHINES LA VAPEUR INDUSTRIELLE

pertes mécaniques
en kW





LES TURBOMACHINES LA COMBUSTION

1 – Introduction

Ici ,nous avons à faire aux problèmes de combustion des carburants qui peuvent avoir lieu tant dans des chaudières que des turbo réacteurs .Dans tous les cas ,le carburant ,étant pulvérisé dans la chambre de combustion est considéré à l'état gazeux .De plus ,la combustion est complète ,avec l'eau générée à l'état de vapeur .Dans un premier temps ,cette combustion se fera sans excès d'air ,pour le calcul de la température de flamme ,puis avec excès d'air ..

2 – Calcul des températures de flamme

La température de flamme va permettre de connaître l'état des gaz issus de la combustion (température) ,utilisés comme énergie motrice des turbines à gaz (entraînement du compresseur et de l'arbre de sortie) .La méthode fait appel au calcul des chaleurs de réaction .

2.1 – Caractéristiques de l'air

L'air est ,pour l'essentiel ,un mélange d'oxygène (21%) et d'azote (79%) ,soit ,sous forme d'équation chimique : $air \rightarrow O_2 + \frac{79}{21} \cdot N_2$.Les gaz rares présents en très faibles proportions dans le mélange n'interviennent pas dans les réactions chimiques .Sa masse molaire est de 28,966 (air sec) .La chaleur massique à pression constante de l'air en fonction de la température en Kelvin a pour expression : $C_p(kJ/kg) = 6 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 0,363 \cdot 10^{-3} \cdot T + 1,0057$.

L'enthalpie de l'air en fonction de la température en °C a pour expression :

$$H(cal/kg) = 4,78 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 7 \cdot T$$

Pour mémoire ,1 kcal=4,1855 kJ ,et 1 kg d'air contient $\frac{1000}{M_w} = 34,523$ moles ,ce qui permet d'utiliser directement la relation $H = C_p \cdot T$ pour le calcul de l'enthalpie .

2.2 – Les carburants

Les carburants utilisés sont ,pour la plupart ,des hydrocarbures ,c'est à dire des composés de carbone et d'hydrogène .Il vient s'adjoindre des impuretés telles que le soufre dans les fuels ,en particulier ,et qui participent au bilan de la réaction en formant du dioxyde de soufre (SO₂) .La formule chimique générique d'un carburant quelconque est de la forme : $C_n H_m + k \cdot S$.Ils sont caractérisés par leurs pouvoirs calorifiques .

2.3 – Equation chimique de la combustion

La combustion sans excès d'air d'une mole de carburant sans impuretés ,de formule chimique $C_n H_m$,nécessite $p = n + \frac{m}{4}$ moles d'air .L'équation chimique générale s'écrit toutes

simplifications effectuées : $C_n H_m + p \left(O_2 + \frac{79}{21} \cdot N_2 \right) \rightarrow n \cdot CO_2 + \frac{m}{2} \cdot H_2O + \frac{79 \cdot p}{21} \cdot N_2$.La présence de k moles de soufre nécessite k moles d'air en plus (formation de SO₂) .Dans le cas des alcools ,de formule générique $C_n H_i O$,on ne prendra en compte que $i-2$ atomes d'hydrogène pour le calcul de p ,soit , $m = i-2$,une molécule d'eau étant générée en plus par l'atome d'oxygène

.l'équation précédente devient : $C_n H_i O + p \left(O_2 + \frac{79}{21} \cdot N_2 \right) \rightarrow n \cdot CO_2 + \left(\frac{m}{2} + 1 \right) \cdot H_2O + \frac{79 \cdot p}{21} \cdot N_2$

2.4 – Bilan thermique

La quantité de chaleur produite par la combustion provient de l'égalité :

$$DH = DH_{Produits} - DH_{Réactifs}$$

Les réactifs étant les composants du membre de gauche de l'équation chimique ,et les produits ,ceux du membre de droite .De même ,on peut écrire :

$$DH_{Produits} = DH_{Réactifs} + PCI \text{ (resp. PCS)}$$

. Dans ce qui suit ,le carburant ,même liquide à l'origine est considéré comme un gaz ,dans la mesure où celui-ci est pulvérisé dans la chambre de combustion .En explicitant le second membre ,on écrira :



LES TURBOMACHINES LA COMBUSTION

$$\Delta H_{\text{Produits}} = n \cdot \Delta H_{\text{CO}_2} + \left(\frac{m}{2}\right) \Delta H_{\text{H}_2\text{O}} + \frac{79 \cdot p}{21} \cdot \Delta H_{\text{N}_2} \quad . \text{Ce qui suppose de connaître les valeurs de}$$

variation d'enthalpie des différents produits .Chaque variation d'enthalpie est la différence d'enthalpie entre la température de flamme et la température Tr de référence du carburant (généralement 25°C) .L'enthalpie des composants est sous la forme : $H=a.T^2+b.T+c$ (en cal/mole) .Dans le tableau suivant ,les coefficients a ,b et c pour quelques fluides .

Fluide	a	b	c
N ₂	445.10 ⁻⁶	7,106	-2,5
CO ₂	0,0016	10,5	-13,25
O ₂	44.10 ⁻⁵	7,669	-151,1
H ₂ O _L	1504.10 ⁻⁶	7,75	10
Air	478.10 ⁻⁶	7	0

Le premier membre de l'équation chimique concerne les réactifs ,soit le carburant+l'air .Au niveau des enthalpies ,on écrit : $H_{\text{Réactifs}} = DH_{\text{carburant}} + p \cdot DH_{\text{air}}$.La valeur de $DH_{\text{carburant}}$ étant généralement nulle car le carburant est pris à la température de référence , DH_{air} varie en fonction de la température d'admission de l'air et est calculée à l'aide du tableau précédent entre la température de référence du carburant et la température effective de l'air .

2.41 – Le Pouvoir Calorifique Inférieur

Soit l'enthalpie de l'eau liquide à $Tr^\circ\text{C}$: $DH_{\text{eauL}} = a \cdot Tr^2 + b \cdot Tr + c$ les coefficients étant pris dans le tableau précédent ,la chaleur de vaporisation de l'eau en fonction de la température est $L_v = 10760 - 10,76 \cdot Tr$ et les valeurs des enthalpies du gaz carbonique $H_{\text{CO}_2} = 97600 - 191,92 \cdot Tr$ et de l'eau vapeur : $H_{\text{vap}} = 58200 - 16,08 \cdot Tr$.Le pouvoir calorifique inférieur ;le seul qui nous intéresse ici s'écrira ,en reprenant le second membre de l'équation chimique : $PCI = n \cdot H_{\text{CO}_2} + \frac{m}{2} (H_{\text{eau}} + \Delta H_{\text{eauL}} - L_v)$.Les relations sont en calories par mole .Pour avoir ce résultat en kcal/kg ,il faut diviser par la masse molaire du carburant .

2.5 – Effets des dissociations

A haute température ,les molécules se dissocient ,en particulier l'eau et le gaz carbonique .Dans ce cas ,on assimile le gaz carbonique à un gaz inerte ,dans un premier temps ,puis ,dans un deuxième temps ,on évalue le mélange gaz carbonique + azote .Ce qui nous donne :

- Pour le gaz carbonique ,l'enthalpie de : $\Delta H(\text{H}_2\text{O} + k \cdot \text{N}_2) = \frac{m}{2} \cdot \text{H}_2\text{O} + \left(\frac{79 \cdot p}{21} + n\right) \text{N}_2$,ou
encore : $\text{H}_2\text{O} + \frac{2}{m} \left(\frac{79 \cdot p}{21} + n\right) \text{N}_2$,valeur plus facilement utilisable .
- Pour le mélange $\text{CO}_2 + \text{N}_2$,l'enthalpie de : $\Delta H(\text{CO}_2 + k_1 \cdot \text{N}_2) = n \cdot \text{CO}_2 + \frac{79 \cdot p}{21 \cdot n} \cdot \text{N}_2$ ou
 $\text{CO}_2 + \frac{79 \cdot p}{21 \cdot n} \cdot \text{N}_2$.

Les valeurs d'enthalpie correspondantes ,en fonction des températures et des coefficients de l'azote ,sont données par des tables du professeur Ribaud .L'enthalpie totale des produits

devient : $\Delta H_{\text{Produits}} = \left(\frac{79 \cdot p}{21}\right) \text{N}_2 + \frac{m}{2} \cdot L_v + \Delta H(\text{H}_2\text{O} + k \cdot \text{N}_2) + \Delta H(\text{CO}_2 + k_1 \cdot \text{N}_2)$.Généralement les

températures théoriques de flamme sont situées aux alentours de 2000°C ,pour le travail avec les tables ,on peut procéder par interpolation linéaire entre 2000°C et 2200°C .Avec

$H_f = PCI + DH_{\text{air}}$,et H_{2000} , H_{2200} ,les DH_{Produits} à 2000 et 2200°C ,la température de flamme

s'écrit : $T_f = 100 \cdot \frac{H_f - H_{2000}}{H_{2200} - H_{2000}} + 2000$.



LES TURBOMACHINES LA COMBUSTION

3 – Les tables de Ribaud

Les enthalpies de dissociation (en cal/mole) peuvent être mises sous la forme :
 $H=a.T^2+b.T+c$; la température étant en °C ,et les coefficients a,b et c directement fonctions du nombre d'azote k .Ces coefficients sont donnés ci dessous :

- Pour $H_2O+k.N_2$

a	$9944.10^{-6}+4.10^{-3}.Ln(k)$
b	$287.10^{-4}.k^2-2,122.k-21,1$
c	$-37,4.k^2+1505.k+15910$

Les coefficients sont à multiplier par le nombre de moles d'eau H_2O pour obtenir la valeur exacte .

- Pour $CO_2+k.N_2$

a	$1,022.10^{-2}+602.10^{-5}.Ln(k)$
b	$-14-17,4.Ln(k)$
c	$17000+12440.Ln(k)$

Ici ,c'est le nombre de moles de gaz carbonique qui est le multiplicateur .

3.1 – Exemple de calcul

Comme exemple ,nous pouvons calculer la température de flamme du méthane avec de l'air à 200°C ,le méthane étant à 20°C .Ci-dessous ,le calcul sous excel ,les températures d'interpolation sont prises à 2000 et 2100°C .

T air (°C)	200				
T carburant (°C)	20				
Composition du carburant	Carbone	Hydrogène	O	Mw (g)	
	1	4	0	16	
Moles carburant	1	Moles d'air	2.0	excès d'air	0
	Produits de la réaction			Composants Inertes	
Molécule	CO₂	H₂O	N₂	CO₂+n.N₂	H₂O+n.N₂
Nbre molécules	1	2	7.52	9.52	4.26
T flamme (°C)	2012	ΔH(Kcal/mole)	201 944		

ΔH=AT²+BT+C	N₂	CO₂	H₂O_L	O₂	AIR
A	0.000445	0.0016	0.001504	0.00044	0.000478
B	7.106	10.50	7.75	7.669	7
C	-2.6	-13.25	10.00	-151.1	0
ΔH=AT²+BT+C	CO₂+n.N₂	H₂O+n.N₂			
A	0.024	0.031			
B	-53.22	-59			
C	45 037	43 290			
ΔHn.N₂	ΔHn.CO₂	ΔHn.H₂O	ΔH(H₂O_v)	ΣΔH	
120313	33 757	50 743	21 090	224322	
127033	38 188	57 727	21 090	242458	
1051	197	331	21 090	189 760	
H_f(H₂O_v)_{T°C}	57 878	PCS (kcal/kg)	13242		
H_f(CO₂)_{T°C}	94 762	PCI (kcal/kg)	11 860		

La masse totale des produits est : $0,21.M_w + 28,966.p = M_T$,avec M_w la masse molaire du carburant .La richesse du mélange est donc $r = \frac{28,966.p}{0,21.M_w} = \frac{137,92.p}{M_w}$,soit r grammes d'air par



LES TURBOMACHINES LA COMBUSTION

gramme de carburant .Pour les gasoils et les essences , r est voisin de 15 .Le mélange est d'autant plus riche que ce nombre est faible et inversement .

3.2 – Autre méthode de calcul

La méthode décrite ci ne permet pas de tenir compte des dissociations .Elle utilise le pouvoir calorifique du carburant ,ainsi que des chaleurs massiques à pression constante des produits .Celles-ci varient en fonction de la température de façon linéaire de la forme : $C_p=a.T+b$ (en cal/mole) .Le tableau qui suit donne les coefficients a et b pour les produits les plus courants .

Molécule	a	b
N_2, O_2, CO, H_2	6.10^{-4}	6,8
H_2O_v	$2,9.10^{-4}$	8,1
CO_2	$3,7.10^{-4}$	8,5

Dans ce cas ,nous avons : $\Delta H_1 = \int_{T_0}^{T_1} C_p . dT$,avec $C_p = n . C_{pCO_2} + \frac{m}{2} . C_{pH_2O} + \frac{79.p}{21} C_{pN_2}$.Ce qui ,après intégration en fonction de T ,conduit à une équation du second degré de la forme $\frac{a}{2} . T^2 + b . T - \Delta H_1 = 0$.Dans le cas de combustion avec excès d'air de $x\%$ en volume ,donc en moles ,il convient d'ajouter $0,01.p.x\% O_2$ et $\frac{0,01x\%.79.p}{21} . N_2$ dans les produits de la réaction .Les coefficients de l'équation deviennent :

Coefficient	Sans excès d'air	Avec $x\%$ d'excès d'air
a	$n . a_{CO_2} + \frac{m}{2} . a_{H_2O} + \frac{79.p}{21} a_{N_2}$	$+0,01.p.x\% . a_{O_2} + 0,01.x\% . \frac{79.p}{21} . a_{N_2}$
b	$n . b_{CO_2} + \frac{m}{2} . b_{H_2O} + \frac{79.p}{21} b_{N_2}$	$+0,01.p.x\% . b_{O_2} + 0,01.x\% . \frac{79.p}{21} . b_{N_2}$

La valeur du coefficient c devient : $c = -PCI - \left(1 + \frac{x\%}{100}\right) \Delta H_{air}$.De même ,la richesse et la masse des produits se trouve modifiée : $M_T = 0,21.M_w + 28,966.(1+0,01.x\%).p$ et $r = \frac{137,92.(1+0,01x\%).p}{M_w}$.

Le calcul de l'exemple précédent ,avec 30% d'excès d'air et par cette méthode (en admettant 10% de perte de chaleur) ,donne :

$C_p = AT + B$	N_2	O_2	H_2O_v	CO_2
A	0.00060	0.00060	0.00029	0.00037
B	6.8	6.8	8.1	8.5
	A	B	C	T flamme (°C)
$\Delta H = AT^2 + BT + C$	0.003	66.58	-173 677	2097

Dans les turbines à gaz ,seul 60 à 67% de l'air comprimé dans le compresseur sert à la combustion ,le reste contribue au refroidissement des parties chaudes avant de participer à la fourniture de puissance ,la température des gaz détendus est donc beaucoup plus faible que la température théorique de flamme .De plus ,l'excédent de température ,donc d'enthalpie ,est converti en vitesse .Il conviendra donc de recalculer l'enthalpie du mélange des gaz brûlés et de l'air excédentaire ,on constatera que la température baisse sérieusement .



LES TURBOMACHINES LA COMBUSTION

3.3 – Dernière Méthode

La variation d'enthalpie des produits ,en fonction de la température est aussi de la forme $DH_{Produits}=A.T^2+B.T+C$.La température étant celle recherchée .les coefficients A,B,C sont les sommes des coefficients correspondants à l'équation (paragraphe 3):

$$\Delta H_{Produits} = \left(\frac{79.(1+0,01.x\%).p}{21} \right) N_2 + \frac{m}{2}.L_v + \Delta H(H_2O + k.N_2) + \Delta H(CO_2 + k_1.N_2) + 0,01.p.x\%.O_2 .$$

l'azote de l'air en excès n'intervenant pas dans la combustion ,et on corrige l'enthalpie de l'air du premier membre en l'augmentant du facteur $(1+0,01.x\%)$,on pourra écrire :

$$DH_{Produits} - DH_{Réactifs} = 0 , \text{ d'où ,l'équation du second degré donnant la température recherchée}$$

.Soit ,pour l'exemple précédent (30% d'excès d'air) ,l'équation à résoudre :

$$0,06.T^2 - 38,358.T - 104\,320 = 0 , \text{ d'où } T = 1678^\circ\text{C} .$$

Cette méthode ,moyennant une évaluation précise des coefficients de l'équation ,est mathématiquement plus exacte ,et ne nécessite pas une abondance de données thermodynamiques du carburant et des produits .

4 – Conclusion sur les températures de flamme

L'excès d'air ,donc ,d'azote et d'oxygène peut entraîner la formation de monoxyde et de dioxyde d'azote ,ainsi que de dioxyde de soufre si le carburant en contient (cas des gasoils) .Dans ces cas là ,on fait intervenir en plus ,leur enthalpie de formation .Ci-dessous ,quelques produits et leur enthalpie à 25°C (298 K) en calories par mole (les valeurs numériques sont données avec leur signe dans le second membre de l'équation) :

Produit	DH _f (298 k)
Dioxyde de Soufre SO_2	70 950
Monoxyde d'azote NO	-21 600
Dioxyde d'azote NO_2	-8 090
Monoxyde de carbone CO	26 415

En sortie de la chambre de combustion ,la masse de gaz aura augmenté de $\frac{1}{r}.M_{air}$ introduite dans la chambre .De même ,on pourra calculer l'augmentation d'enthalpie du mélange gaz de combustion+air de dilution (qui peut atteindre une température de 300 à 600°C juste avant la zone de mélange) .C'est cette valeur qui va servir à déterminer le reste de la turbine .Dans la zone de mélange ,la température atteint couramment 1200°C .

- **Exemple** : pour une turbine à gaz dont 67% de l'air sortant du compresseur est effectivement utilisé pour la combustion ,le taux de compression est de 4,17 et la température d'entrée de 15°C ,le calcul donne ,pour de l'essence avion et 10% d'excès d'air :

P₁/P₀₀	4.17	h Polytropique	0.85
% de Dilution	33		
	T (°C)	ΔH(J/kg)	
entrée compresseur	15		
aval compresseur	193	151 175	
air de Dilution	300	77 949	
Combustion	1 968	511 883	
Mélange	1 135	589 832	



LES TURBOMACHINES LA COMBUSTION

Caractéristiques principales des HYDROCARBURES (J/kg/°C)

Désignation	formule	Mw	C _p	C _v	g
METHANE	CH ₄	16.032	2230	1712	1.303
ETHANE	C ₂ H ₆	30.068	1709	1433	1.193
PROPANE	C ₃ H ₈	44.094	1606	1418	1.133
N-BUTANE	C ₄ H ₁₀	58.12	1665	1522	1.094
ISO-BUTANE	C ₄ H ₁₀	58.12	1618	1475	1.097
N-PENTANE	C ₅ H ₁₂	72.146	1673	1557	1.074
ISO-PENTANE	C ₅ H ₁₂	72.146	1632	1516	1.076
NEOPENTANE	C ₅ H ₁₂	72.146	1632	1516	1.076
N-HEXANE	C ₆ H ₁₄	86.172	1653	1556	1.062
METHYL-PENTANE	C ₆ H ₁₄	86.172	1628	1531	1.063
METHYL-PENTANE-3	C ₆ H ₁₄	86.172	1678	1582	1.061
NEOHEXANE	C ₆ H ₁₄	86.172	1628	1531	1.063
DIMETHYL-BUTANE-2.3	C ₆ H ₁₄	86.172	1628	1531	1.063
N-HEPTANE	C ₇ H ₁₆	100.198	1592	1509	1.055
METHYL-HEXANE-2	C ₇ H ₁₆	100.198	1592	1509	1.055
METHYL-HEXANE-3	C ₇ H ₁₆	100.198	1539	1456	1.057
ETHYL-PENTANE-2	C ₇ H ₁₆	100.198	1466	1383	1.060
DIMETHYLPENTANE-2.2	C ₇ H ₁₆	100.198	1466	1383	1.060
DIMETHYLPENTANE-2.4	C ₇ H ₁₆	100.198	1812	1729	1.048
DIMETHYLPENTANE-3.3	C ₇ H ₁₆	100.198	1443	1360	1.061
TRIPTANE	C ₇ H ₁₆	100.198	1592	1509	1.055
N-OCTANE	C ₈ H ₁₈	114.224	1655	1582	1.046
DI-ISO-BUTYLE	C ₈ H ₁₈	114.224	1529	1456	1.050
ISO-OCTANE	C ₈ H ₁₈	114.224	1655	1582	1.046
N-NONANE	C ₉ H ₂₀	128.25	1685	1621	1.040
N-DECANE	C ₁₀ H ₂₂	142.276	1777	1719	1.034
CYCLO-PENTANE	C ₅ H ₁₀	70.13	1132	1013	1.117
METHYL-CYCLO-PENTANE	C ₆ H ₁₂	84.156	1261	1162	1.085
CYCLO-HEXANE	C ₆ H ₁₂	84.156	1209	1110	1.089
METHY-LCYCLO-HEXANE	C ₇ H ₁₄	98.182	1330	1245	1.068
ETHYLENE	C ₂ H ₄	28.052	1516	1220	1.243
PROPYLENE	C ₃ H ₆	42.078	1558	1410	1.154
I-BUTENE	C ₄ H ₈	56.104	1558	1410	1.105
CIS-2-BUTENE	C ₄ H ₈	56.104	1369	1221	1.121
TRANS-2-BUTENE	C ₄ H ₈	56.104	1529	1381	1.107
ISO-BUTENE	C ₄ H ₈	56.104	1549	1401	1.106
PENTENE-1	C ₅ H ₁₀	70.13	1599	1480	1.080
BUTADIENE-1.2	C ₄ H ₆	54.088	1435	1281	1.120
BUTADIENE-1.3	C ₄ H ₆	54.088	1435	1281	1.120
ISOPRENE	C ₅ H ₈	68.114	1478	1356	1.090



LES TURBOMACHINES LA COMBUSTION

ACETHYLENE	C_2H_2	26.036	1678	1359	1.235
BENZENE	C_6H_6	78.1	1009	902	1.118
TOLUENE	C_7H_8	92.134	1082	992	1.091
ETHYLBENZENE	C_8H_{10}	106.16	1166	1088	1.072
O-XYLENE	C_8H_{10}	106.16	1213	1135	1.069
M-XYLENE	C_8H_{10}	106.16	1166	1088	1.072
N-XYLENE	C_8H_{10}	106.16	1166	1088	1.072
STYRENE	C_8H_8	104.144	1144	1064	1.075
ISO-PROPYLBENZENE	C_9H_{12}	120.186	1030	961	1.072
ALCOOL METHYLIQUE	CH_4O	32.042	1538	1278	1.203
ALCOOL ETHYLIQUE	C_2H_4O	44.052	1447	1258	1.150
MONOXYDE DE CARBONE	CO	28.01	1032	735	1.404
DIOXYDE DE CARBONE	CO_2	44.01	819	630	1.300
HYDROGENE SULFUREUX	H_2S	34.076	1006	762	1.320
DIOXYDE DE SOUFRE	SO_2	64.06	671	541	1.240
AMMONIAC	NH_3	17.032	2063	1575	1.310
AIR	N_2O_2	28.966	1005	718	1.400
HYDROGENE	H_2	2.016	14183	10059	1.410
AZOTE	N_2	28.016	1031	735	1.404
OXYGENE	O_2	32	908	648	1.401
CHLORE	CL_2	70.914	447	330	1.355
EAU	H_2O	18.016	1761	1300	1.355
Monoxyde d'azote	NO	30.008	966	689	1.402
Dioxyde d'azote	NO_2	46.008	630	450	1.402
100 LL (essence aviation)	$C_{12}H_{26}$	170.328	1535	1438	1.068

Quelques masses atomiques importantes :

Atome	M_w (g/mole)
H	1,008
O	16
C	12,01
N	14.008
S	32,06