

En les exprimant en variables réduites dans les repères (φ, ψ) , et (φ, Λ) , le facteur de puissance étant représentatif de l'efficacité, on obtient celles de la figure 15.2.4, qui permet de s'affranchir de la vitesse de rotation.

Les caractéristiques des **pompes volumétriques** sont quant à elles généralement tracées dans un repère où l'abscisse est la hauteur manométrique et l'ordonnée le débit ou le rendement. Elles ont la forme de droites de faible pente.

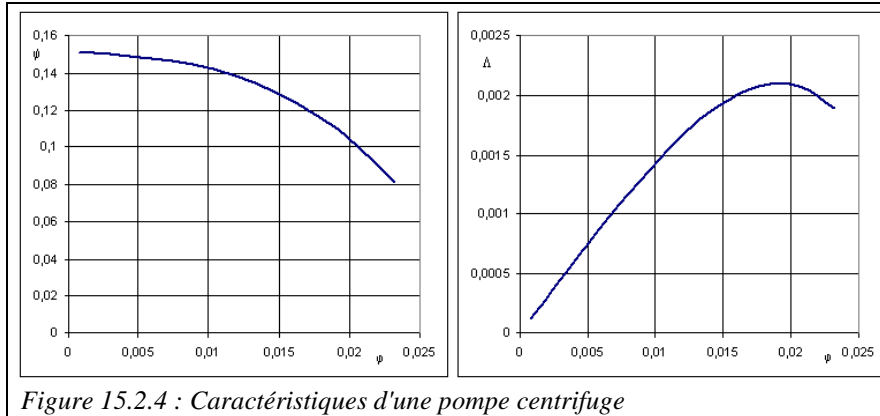


Figure 15.2.4 : Caractéristiques d'une pompe centrifuge

Ces développements expliquent pourquoi la modélisation en régime non-nominal d'un ventilateur ou d'une pompe peut être faite en se donnant simplement les deux courbes caractéristiques donnant, en fonction du facteur de débit φ , le facteur d'enthalpie ψ et l'efficacité η ou le facteur de puissance Λ . De telles courbes peuvent être approximées par des polynômes d'ordre 2 à 4 selon les cas.

Comme nous venons de le voir, les caractéristiques réduites des pompes et ventilateurs se présentent sous une forme relativement simple. Il n'en est pas de même de celles des turbocompresseurs et des turbines, que nous allons maintenant aborder.

15.3 TURBOCOMPRESSEURS

15.3.1 CARACTERISTIQUES DES TURBOCOMPRESSEURS

Les modèles de turbocompresseurs que nous considérerons ici sont basés sur ceux de la section 4.3.3 du tome 1. Il s'agit généralement de modèles numériques exprimés par rapport aux facteurs de similitude présentés section 15.1.5.

Dans la pratique, on présente le plus souvent les caractéristiques pour des valeurs constantes de la vitesse de rotation corrigée N_c , et on les exprime par rapport au débit corrigé m_c :

$$N_c = \frac{N}{\sqrt{T_a}} \quad ; \quad \dot{m}_c = \frac{\dot{m} \sqrt{T_a}}{P_a} \quad ; \quad \frac{P_r}{P_a} = f(\dot{m}_c) \quad ; \quad \eta_s = f\left(\frac{P_r}{P_a}\right) \text{ ou } f(\dot{m}_c)$$

Des courbes d'égales efficacités peuvent aussi être directement reportées sur les diagrammes : $P_r/P_a = f(m_c)$

Quelquefois, les courbes sont présentées par rapport à des valeurs de référence du débit massique corrigé ou de la vitesse corrigée.

Pour les turbocompresseurs (figures 15.3.1 à 15.3.3), c'est le débit massique corrigé qui est utilisé en abscisse. En ordonnée, on reporte le rapport de pression ou le rendement isentropique. La vitesse de rotation corrigée est encore reprise en paramètre.

La vitesse de rotation corrigée influence fortement les performances des turbocompresseurs. Ceci s'explique facilement en considérant que, dans une telle machine, l'énergie est communiquée au fluide par le rotor, sous forme d'énergie cinétique. Au maximum, cette énergie vaut $1/2 U^2$, c'est-à-dire est proportionnelle à N^2 . Il est donc naturel que la sensibilité de ces machines aux changements de régime soit spectaculaire.

Compresseurs axiaux

Les taux de compression par étage que peuvent fournir les compresseurs axiaux (figure 15.3.2) sont relativement faibles, généralement compris entre 1,2 et 2.

Compresseurs centrifuges

Les caractéristiques des compresseurs centrifuges (figure 15.3.3) sont plus pentues que celles des compresseurs axiaux, ce qui les rend plus stables.

Du fait de l'accélération que reçoit le fluide lors du passage dans le rotor, les taux de compression par étage qu'ils peuvent fournir, beaucoup plus importants, sont compris entre 2,5 et 9.

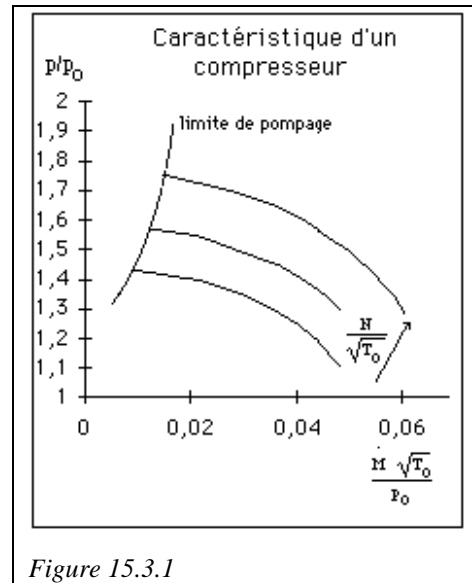


Figure 15.3.1

L'examen de ces caractéristiques montre que, pour le rendement isentropique, l'effet de la vitesse se traduit essentiellement par un décalage des courbes selon l'axe des abscisses. Pour le rapport de pression, il existe de surcroît une amplification selon l'axe des ordonnées.

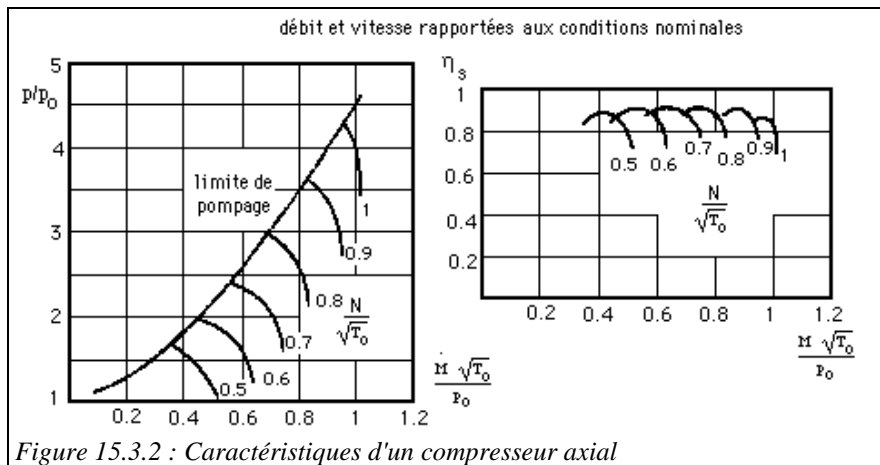


Figure 15.3.2 : Caractéristiques d'un compresseur axial

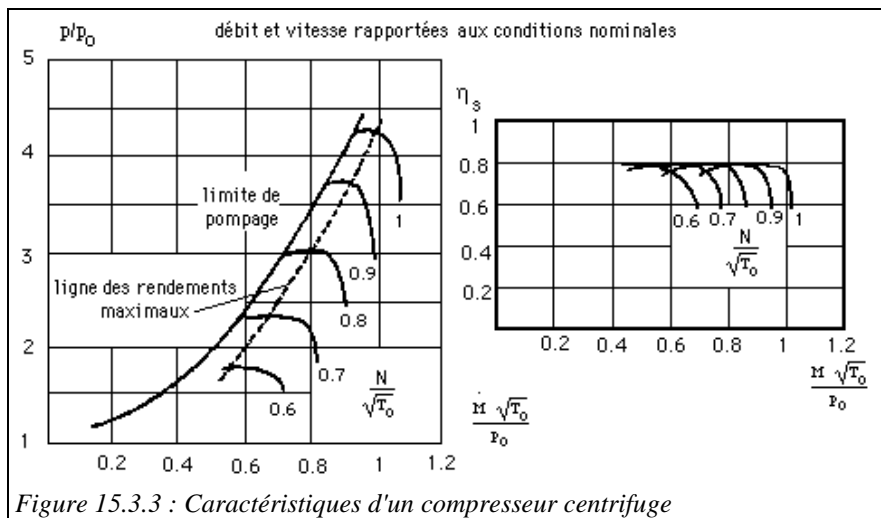


Figure 15.3.3 : Caractéristiques d'un compresseur centrifuge

Il est par ailleurs fréquent d'utiliser en ordonnée non pas le rapport de compression, mais un coefficient Ω proportionnel au travail isentropique Δh_s , et en abscisse un coefficient θ proportionnel au débit corrigé \dot{m}_c . On passe d'un système d'axes à l'autre relativement facilement.

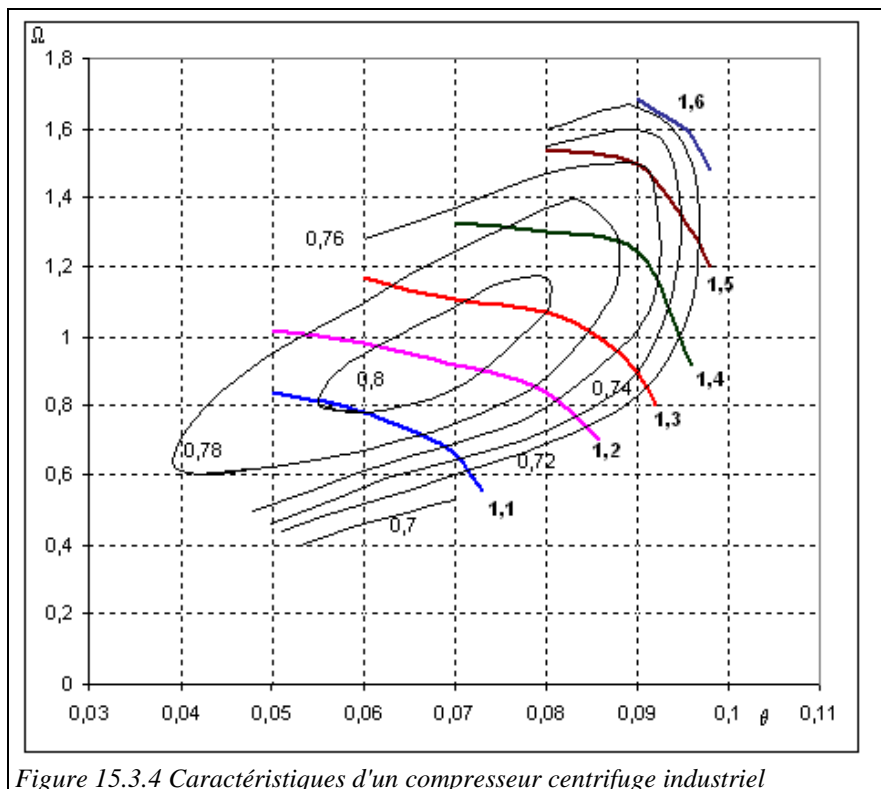


Figure 15.3.4 Caractéristiques d'un compresseur centrifuge industriel

$$\Omega = \frac{\Delta h s}{C_s^2} \quad \theta = \frac{\dot{V}}{C_s D^2}$$

A titre d'exemple, la figure 15.3.4 fournit les caractéristiques d'un compresseur centrifuge industriel, les lignes en trait gras représentant les iso-vitesses, en nombre de Mach, et les lignes en trait fin les iso-rendements, dans un repère (θ, Ω) .

15.3.2 ANALYSE DES CARACTERISTIQUES DES TURBOCOMPRESSEURS

La figure 15.3.5 montre les caractéristiques réduites, dans les repères (φ, ψ) et (φ, η) , du compresseur centrifuge industriel de la figure 15.3.4.

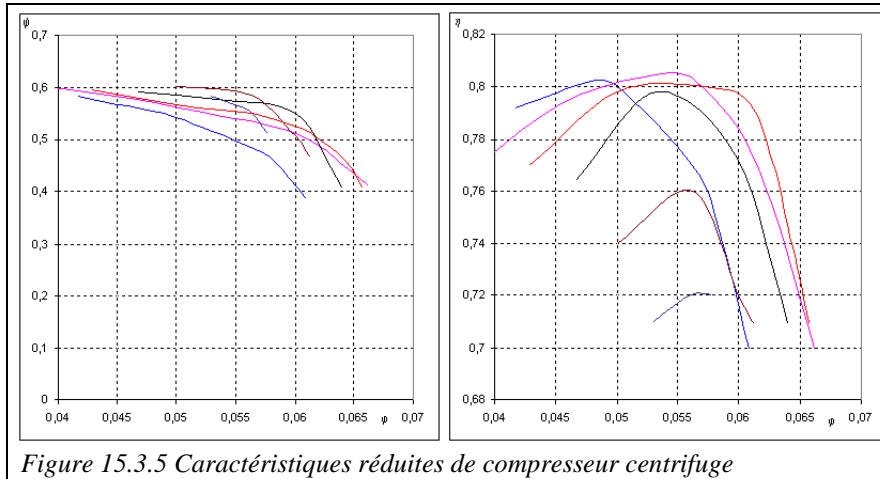


Figure 15.3.5 Caractéristiques réduites de compresseur centrifuge

Les courbes d'iso-vitesse sont beaucoup plus regroupées que dans la figure 15.3.4, mais les écarts entre elles restent assez importants, notamment pour les efficacités aux vitesses extrêmes : on est loin de la simplicité mise en évidence lors de l'étude des pompes et ventilateurs.

Cependant, comme le montre la figure 15.3.6, la dispersion de la caractéristique puissance-débit est drastiquement réduite si l'on utilise le repère (θ, Δ) .

Les caractéristiques de la figure 15.3.6 peuvent être approximées avec une assez bonne précision par une cubique ou une fonction puissance : $\Delta = a \sigma^b$ avec $a = 2$ et $b = -0,61$, le coefficient de régression r^2 étant égal à 0,966.

On dispose ainsi d'une relation simple entre Δ et σ , qui peut être utilisée à la fois en dimensionnement (détermination du diamètre de la roue), et pour l'étude du fonctionnement en régime non-nominal. Si l'on dispose d'une

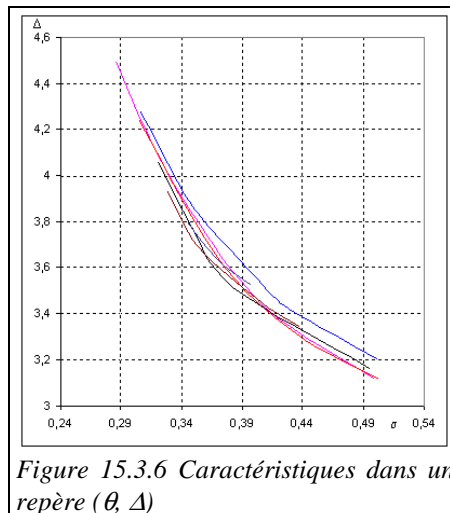


Figure 15.3.6 Caractéristiques dans un repère (θ, Δ)

cartographie de l'efficacité du compresseur, on peut soit chercher le couple (vitesse, diamètre) qui optimise l'efficacité, soit déterminer l'efficacité si l'on connaît la vitesse.

Ces résultats, établis ici pour un compresseur particulier, sont assez généraux, comme le montrent les figures ci-dessous, établies pour différents compresseurs centrifuges et axiaux.

La figure 15.3.7 correspond à la cellule de compresseur centrifuge utilisée par M. Pluviose pour illustrer certains des exercices qu'il propose dans son recueil [Pluviose, 1988], et la figure 15.3.8 au compresseur centrifuge présenté par Conan à la page 240 de son livre [Conan, 1988].

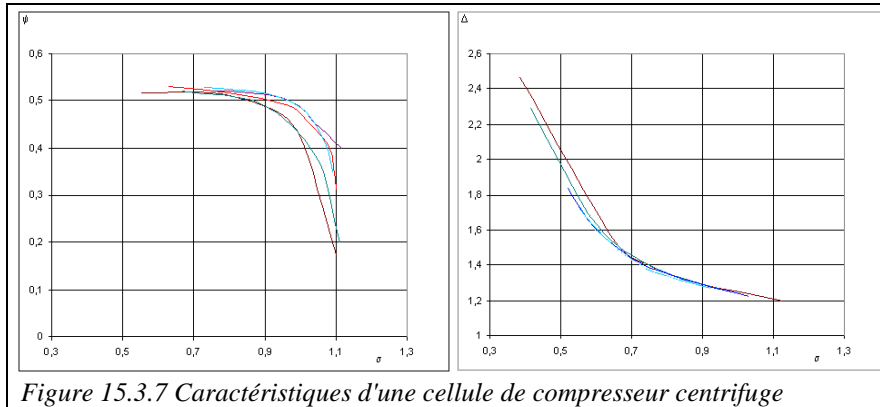


Figure 15.3.7 Caractéristiques d'une cellule de compresseur centrifuge

Les figures 15.3.9 à 15.3.11 correspondent à des compresseurs axiaux utilisés dans des turboréacteurs ou des turbines à gaz, les deux premières représentant le même compresseur.

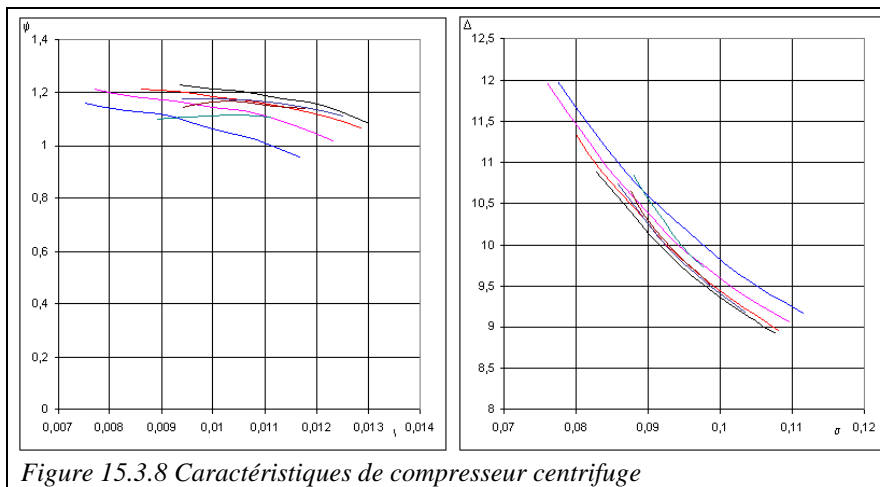
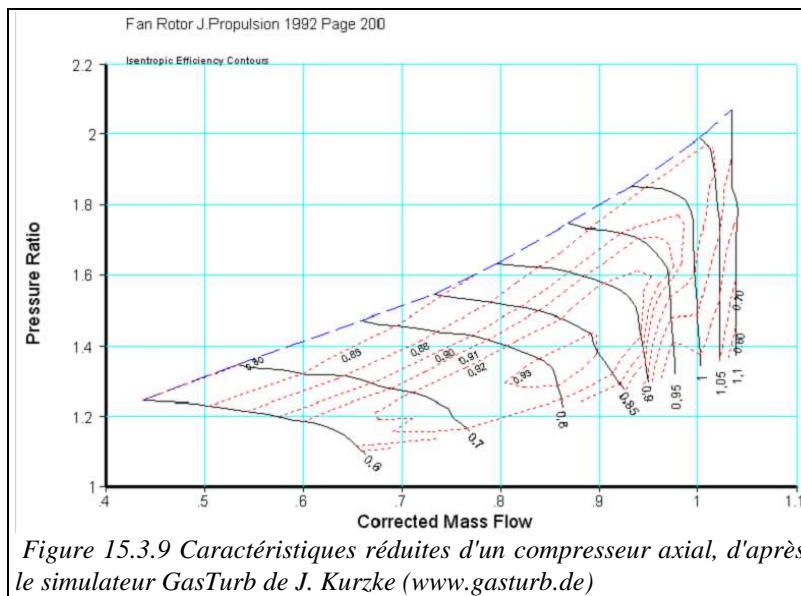


Figure 15.3.8 Caractéristiques de compresseur centrifuge

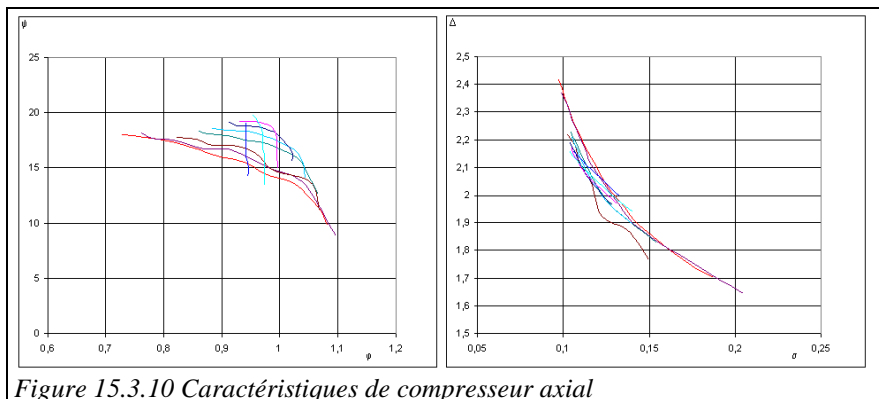
Dans tous les cas, la représentation dans le repère (θ, Δ) permet de regrouper le nuage de points expérimentaux. C'est particulièrement remarquable dans le cas de la figure 15.3.9. Toutefois, la dispersion n'est pas totalement réduite, et seules des ajustements détaillés permettent de numériser les courbes.

Les conclusions que nous pouvons en tirer pour notre propos sont les suivantes : si l'on dispose d'une cartographie précise du turbocompresseur, du type de celle de la figure 15.3.4, il est de beaucoup préférable de l'utiliser, car les formes des collines de rendement peuvent varier sensiblement avec la vitesse. Si l'on dispose uniquement de quelques points expérimentaux, on peut chercher une loi approchée du type de celle que l'on peut identifier dans un repère (θ, Δ) .

L'examen de l'ensemble de ces courbes montre aussi que, même si les collines de rendement sont très intéressantes sur le plan visuel et permettent à un ingénieur de bien voir les zones de fonctionnement de la machine, il est beaucoup plus facile de bâtir des modèles informatisés en utilisant un double jeu de caractéristiques, l'une dédiée au rapport de pression ou à ψ , et l'autre au rendement isentropique η de la machine.



Dans le cas où l'on choisit d'utiliser la cartographie complète, divers problèmes méthodologiques peuvent se poser, notamment du fait que les courbes d'iso-vitesse peuvent être soit très raides (figure 15.3.2), soit très plates (figure 15.3.3).



Le lecteur intéressé pourra se reporter à [Kurzke, 1996] pour des explications complémentaires.

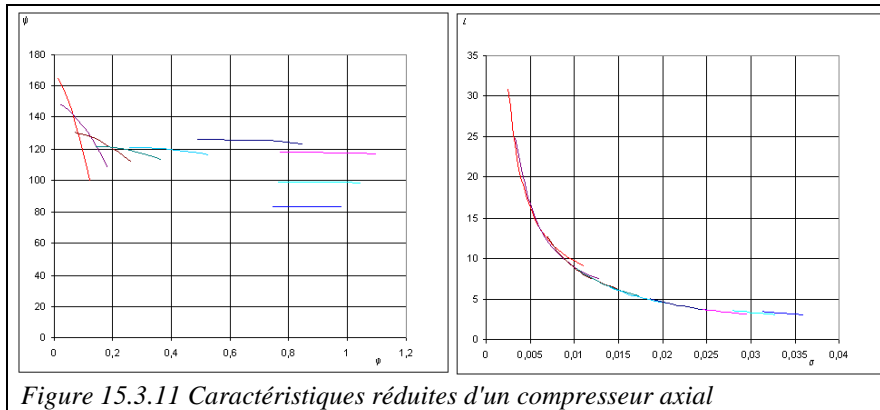


Figure 15.3.11 Caractéristiques réduites d'un compresseur axial

La numérisation des caractéristiques détaillées est un exercice qui demande à être effectué avec soin si l'on veut les reproduire avec précision. Compte tenu du large intervalle de fonctionnement des turbocompresseurs, il est notamment préférable de normer toutes les courbes pour qu'elles soient ajustées de manière homogène. Diverses techniques sont présentées dans la littérature [Kurzke, 1996], [El Gammal, 1991], [Tirnovan et alii, 2008].

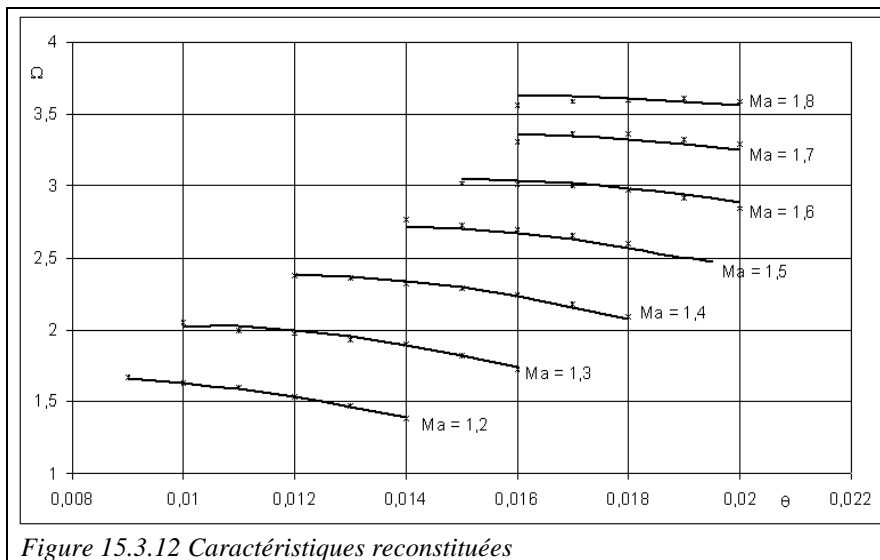


Figure 15.3.12 Caractéristiques reconstituées

La figure 15.3.12 montre les résultats que l'on peut obtenir avec un modèle à 6 paramètres : les caractéristiques initiales (celles de la figure 15.3.8) sont représentées par les astérisques, et les courbes d'ajustement en trait continu noir.

L'ajustement est donné par un polynôme de degré 3 fonction du débit corrigé et du rapport de compression, dont les paramètres sont des polynômes du second degré du nombre de Mach. L'équation utilisée est la suivante : $y = a_1 + a_2 y (x + 1/x + y)$, avec $a_i = \alpha_i + \beta_i Ma + \gamma_i Ma^2$

Le rendement isentropique peut lui aussi être représenté de manière analogue, un ajustement par une fonction cosinus du type : $y = a_1 \cos(a_2 x + a_3 x^2)$ conduisant cependant à une meilleure estimation (figure 15.3.13).

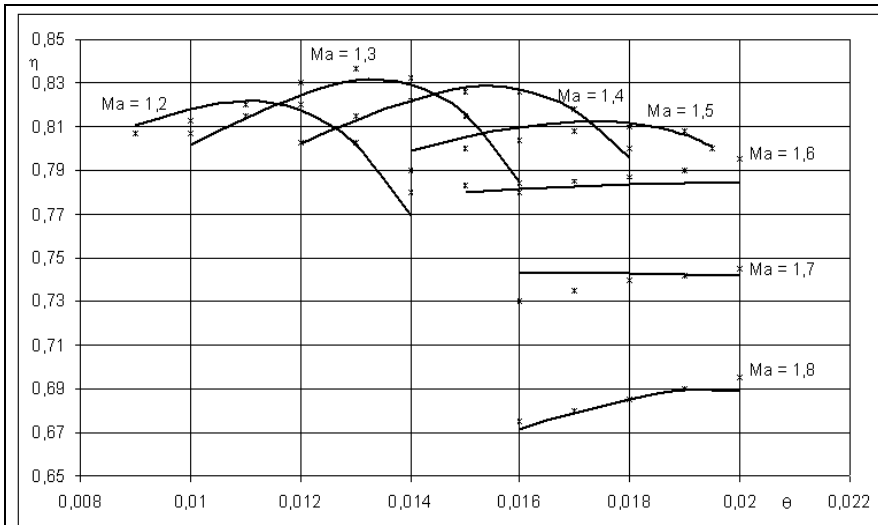


Figure 15.3.13 Caractéristiques reconstituées (fonction cosinus)

15.3.3 ECRAN TECHNOLOGIQUE DES TURBOCOMPRESSEURS

Dans l'exemple de turboréacteur qui sera présenté au chapitre 17, nous avons opté pour la représentation qui était justifiée section 15.2 pour le cas des pompes et des ventilateurs, mais reste simplifiée pour les turbocompresseurs, où l'on suppose qu'une seule courbe suffit à représenter la caractéristique dans le repère (ϕ, ψ) , et une autre dans le repère (ϕ, η) , comme le montre la figure 15.3.14.

En rapportant ces caractéristiques au débit corrigé, et en remplaçant ψ par le rapport de compression, elles prennent l'allure de la figure 15.3.15.

Bien qu'elle reste simplifiée, cette manière de faire permet d'effectuer de manière vraisemblable une première modélisation du comportement d'un turbocompresseur.

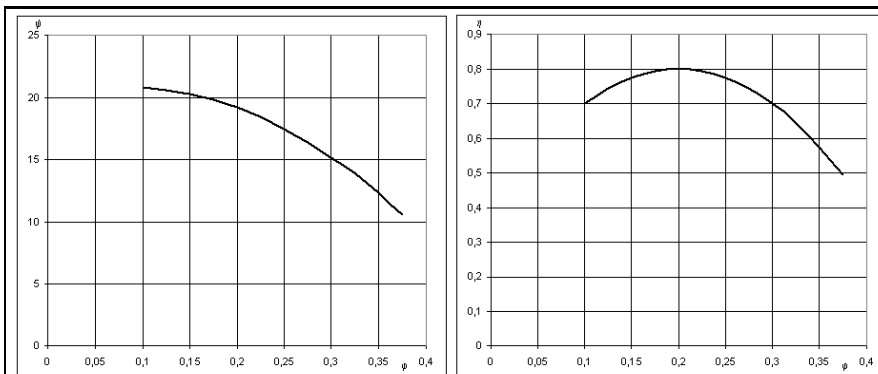


Figure 15.3.14 Caractéristiques réduites simplifiées

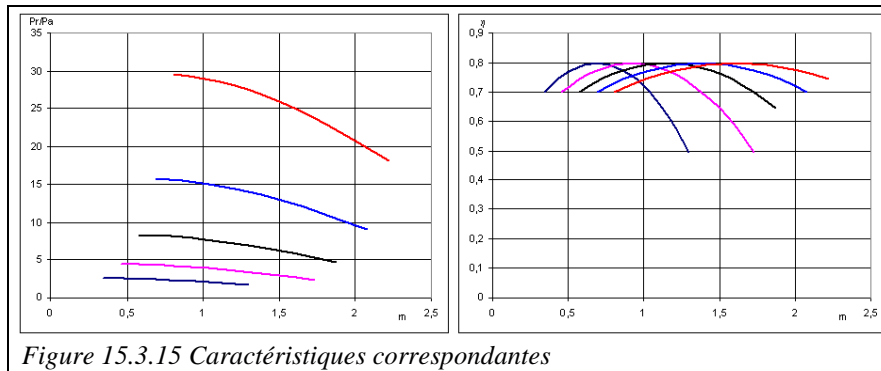


Figure 15.3.15 Caractéristiques correspondantes

L'écran technologique correspondant est donné figure 15.3.16. Il fait appel à une série de coefficients décrivant les deux caractéristiques, expliquées plus en détail chapitre 17.

Figure 15.3.16 Ecran technologique simplifié de turbocompresseur

Les paramètres à définir sont les suivants :

- K_c , caractéristique du compresseur (équation (17.5.2)) ;
- le diamètre du compresseur ;
- ψ est représenté par une branche de parabole, définie (équation (17.5.3)) par ψ_{\max} , valeur maximale, ψ_{coeff} , et $\phi\psi_{\max}$, abscisse du maximum du débit corrigé m_c ;
- η est aussi représenté par une branche de parabole, définie par η_{\max} , valeur maximale, η_{coeff} , et $\phi\eta_{\max}$, abscisse du maximum du débit corrigé m_c .

Les valeurs du rendement isentropique, du débit réduit et du débit massique apparaissent sur la droite de l'écran.