

TITRE : Le turbocompresseur à géométrie variable

Temps de préparation : 2 h 15 minutes

Temps de présentation devant le jury : 10 minutes

Entretien avec le jury : 10 minutes

GUIDE POUR LE CANDIDAT :

Le dossier comporte au total : 15 pages

- Guide candidat : 1 page,
- Document principal : 14 pages.

Travail **suggéré** au candidat :

Le candidat pourra par exemple :

- Présenter les avantages de la suralimentation
- Préciser en quoi la géométrie variable permet d'optimiser le fonctionnement du turbocompresseur
- Développer une des difficultés technologiques présentée dans le dossier.

CONSEILS GENERAUX POUR LA PREPARATION DE L'EPREUVE :

- ❖ Lisez le dossier en entier dans un temps raisonnable.
- ❖ Réservez du temps pour préparer l'exposé devant le jury.

- Vous pouvez écrire sur le présent dossier, le surligner, le découper ... mais tout sera à remettre au jury en fin d'oral.
- En fin de préparation, rassemblez et ordonnez soigneusement TOUS les documents (transparents, *etc.*) dont vous comptez vous servir pendant l'oral, ainsi que le dossier, les transparents et les brouillons utilisés pendant la préparation. En entrant dans la salle d'oral, vous devez être prêts à débiter votre exposé.

A la fin de l'oral, vous devez remettre au jury le présent dossier, les transparents et les brouillons utilisés pour cette partie de l'oral, ainsi que TOUS les transparents et autres documents présentés pendant votre prestation.

Introduction

Dans le contexte actuel du secteur automobile, il est possible de résumer ce que l'on attend d'un véhicule de tourisme en trois points : une consommation faible, un respect maximal de l'environnement, et de bonnes performances. Les progrès réalisés dans la conception des moteurs diesels, désormais munis de pots catalytiques, apportent une avancée significative sur les deux premiers points. Cependant, cette configuration souffre d'un défaut de performances, comparée à une motorisation essence de même cylindrée. Remédier à cette faiblesse pénalisante pour l'agrément de conduite et la sécurité, est devenu impératif. L'une des solutions envisagée est la suralimentation.

10

Ce dossier présente brièvement le principe de la suralimentation et ses enjeux. Puis la problématique d'adaptation du turbocompresseur au moteur sera abordée avant d'envisager une solution particulière : l'étage turbine à géométrie variable.

15

1. Principe de la suralimentation

Par transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique, les moteurs thermiques assurent la motricité de la majorité des véhicules terrestres, et en particulier des automobiles dites « de tourisme ». Ainsi la puissance délivrée par un moteur à pistons (diesel ou essence) est directement liée à la quantité de carburant brûlée au cours d'un cycle. Cette quantité est limitée par une proportion massique carburant/air optimale (conditions stœchiométriques : approximativement 5%) assurant la combustion la plus complète possible. L'enjeu d'un accroissement de puissance consiste alors à augmenter la quantité d'air admise dans les cylindres afin d'augmenter d'autant la quantité de combustible. Le premier réflexe est d'augmenter la taille des cylindres, c'est-à-dire la cylindrée des moteurs. Ainsi un moteur avec une plus grande capacité volumique offrira des performances supérieures, mais au prix d'une augmentation importante de sa masse, ainsi qu'un encombrement et un coût majorés.

30 Une alternative consiste à densifier le gaz pour qu'à volume équivalent, une plus grande masse d'air occupe la chambre de combustion. Pour respecter le rapport optimal de combustion, il faut injecter plus de carburant : c'est la suralimentation (*Figure 1*). On obtient ainsi plus de couple, plus de puissance et de meilleures performances. Par exemple pour un

même moteur quatre cylindres de 1994 cm³, tandis que la version à admission dite atmosphérique développe 125 ch. et un couple de 188 N.m à 3600 tours/min, la version suralimentée développe 170 ch. et un couple de 240 N.m à 3200 tours/min.

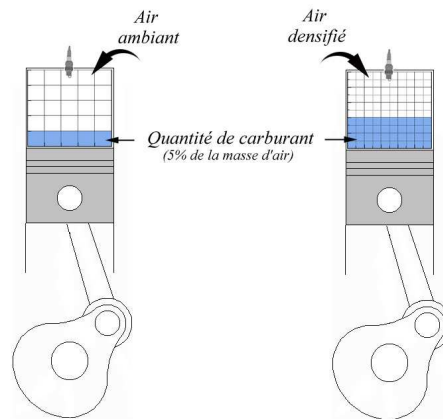


Figure 1 : Principe de la suralimentation

40 De même, atteindre une puissance donnée peut être obtenu avec des moteurs plus petits et plus légers : un moteur de quatre cylindres suralimenté de 2,5 L pesant 114 Kg développe la même puissance qu'un huit cylindres de 6 L qui pèse 295 kg. Sachant que les pertes thermiques et les irréversibilités (notamment celles dues aux frottements mécaniques) diminuent en proportion de la taille, on enregistre un net gain de rendement des moteurs. Ce gain se traduit par une baisse de la consommation (à iso-puissance, l'énergie dissipée en pertes est réduite), la possibilité de réduire le régime de rotation du moteur et d'allonger les rapports de la boîte de vitesse ce qui accroît la durée de vie du véhicule. Dans les années 45 1890, les ingénieurs Daimler et Diesel s'intéressaient déjà à une possible suralimentation des moteurs automobiles. Produire cette suralimentation requiert en effet un système spécifique en amont des cylindres du moteur que nous allons maintenant décrire.

2. Le turbocompresseur

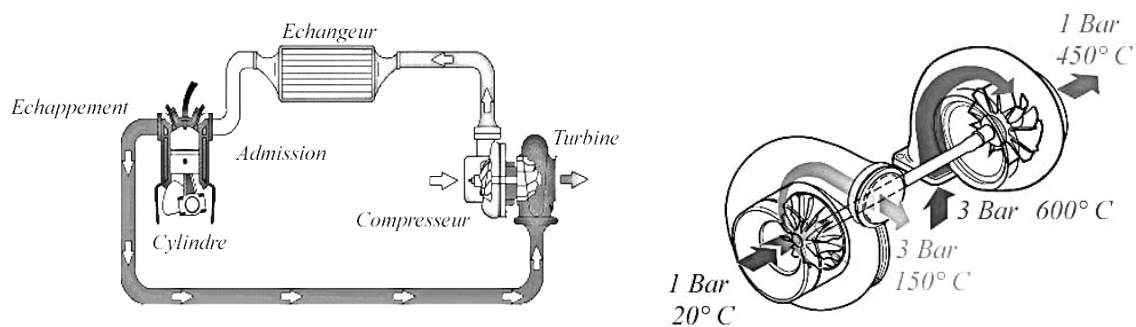
Le comportement thermodynamique de l'air peut être approché par la loi d'état des gaz parfaits. Ainsi, la masse volumique est liée à la pression et à la température du fluide par :

55

$$\rho = P / rT$$

où P est la pression, T la température, ρ la masse volumique du gaz, et r la constante des gaz parfaits rapportée aux propriétés massiques de l'air.

60 Dans ces conditions, densifier l'air revient à imposer une compression au gaz et/ou un refroidissement, en amont des cylindres du moteur. La régulation en température est assurée par un échangeur. Par contre, une source d'énergie est indispensable au fonctionnement du compresseur assurant l'élévation de pression. Le compresseur peut être entraîné soit par une source externe (groupe annexe de puissance, moteur électrique...) soit par prélèvement d'énergie sur l'arbre moteur (superchargers). L'une et l'autre des solutions pénalisent le bilan
65 énergétique déjà pauvre du moteur thermique à explosion. Une troisième possibilité consiste à utiliser l'énergie encore importante des gaz d'échappements (énergie cinétique et thermique) pour mouvoir une turbine qui elle-même entraîne le compresseur dont elle est solidaire (*Figure 2*). Cette énergie considérée comme perdue par le moteur est réinjectée dans le cycle thermodynamique du système, et en améliore le bilan.



70 **Figure 2 : Principe de fonctionnement du turbocompresseur**

Ce principe de fonctionnement n'est pas récent. Alfred Büchi (1925) fut le premier à démontrer l'efficacité du système en obtenant une augmentation de puissance de l'ordre de
75 40%. Jusque dans les années 1960, lors de l'apparition des premiers véhicules de tourisme turbocompressés sur le marché américain (Chevrolet *Corvair Monza*, Oldsmobile *Jetfire*), le turbocompresseur était réservé à des applications dotées de moteurs de grande capacité (camions, bateaux, avions...). Le manque de fiabilité des premiers modèles automobiles en a marginalisé l'utilisation jusqu'à la conjonction du premier choc pétrolier, et de l'utilisation du
80 système en sport automobile. Le turbocompresseur profite alors d'un effet de mode couplé à de réelles aptitudes à réduire la consommation pour aboutir, à la fin des années 1970, à l'avènement du moteur diesel turbocompressé (Mercedes-Benz *300 SD*, en 1978 et VW *Golf Turbodiesel* en 1981) qui n'a depuis cessé de progresser en performances et en part de marché.

85 Les interactions entre le moteur et le turbocompresseur sont fortes. Si la suralimentation renforce le moteur dans son rôle, c'est ce dernier qui, par son régime, impose le

fonctionnement général. En qualité de « source d'énergie », l'étage turbine pilote le système de suralimentation. C'est cette partie de la machine que nous nous attachons à étudier. Nous allons maintenant la décrire brièvement.

90

3. L'étage de turbine centrifète

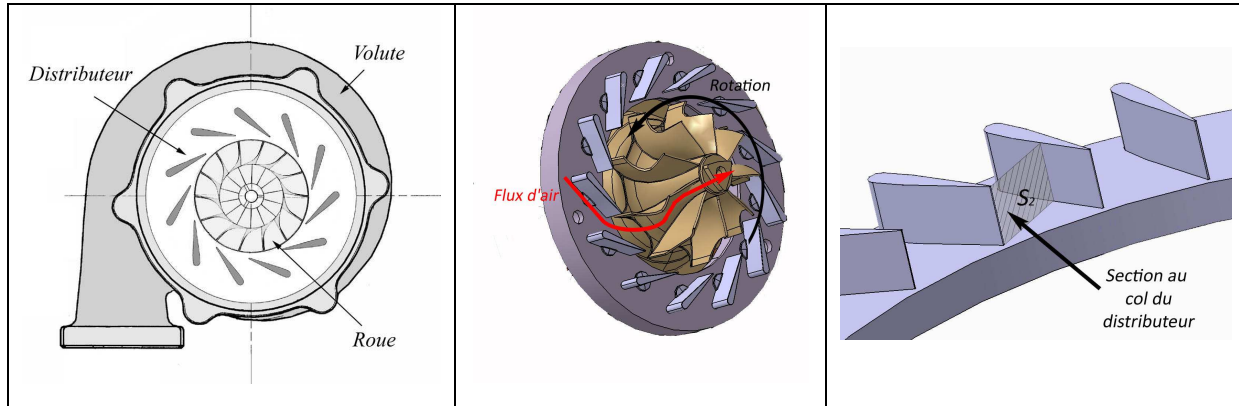


Figure 3 : Schéma de l'étage de turbine centrifète

95

Les avantages d'une turbine radiale sont avérés, pour des machines de petites dimensions (*rotor $\approx 50\text{mm}$ de diamètre pour un véhicule de 2.5L*), comparées aux grandes turbines axiales plus répandues en aéronautique. En particulier, la compacité, la qualité d'accepter d'importantes vitesses de rotation et de produire des rendements acceptables, sont autant de qualités industrielles appréciées pour la production automobile. Un étage se compose généralement de trois éléments assurant la détente progressive des gaz d'échappement (*Figure 3*). Plusieurs étages peuvent être mis en série pour augmenter la récupération d'énergie, même si c'est rarement le cas pour les turbines radiales. Les turbines de turbocompresseurs de véhicules de tourisme étant mono étagées, nous nous concentrerons sur ce cas de figure.

105 L'entrée de l'étage ou volute est chargée de distribuer uniformément le fluide sur toute la périphérie du distributeur (*ou stator*) dont le rôle est d'accélérer et de guider l'écoulement vers la roue turbine (*ou rotor*), qui par sa rotation extrait l'énergie des gaz et la transmet vers le compresseur via l'arbre de couplage. Si l'entrée dans la roue se fait dans le plan de la figure, la sortie des gaz a une direction perpendiculaire à ce plan.

110 Du point de vue thermodynamique, il s'agit de prélever de l'enthalpie au fluide, et de la convertir en puissance mécanique sur l'arbre, traduisant ainsi le premier principe. Pour le turbomachiniste, la description fonctionnelle d'un étage turbine est assurée par quatre

paramètres adimensionnels. Ces paramètres sont calculés à partir de données aérothermiques en entrée et en sortie de l'étage, du diamètre d'entrée du rotor, et des caractéristiques du fluide. Pour les machines fonctionnant à l'air, on adopte généralement une formulation simplifiée, même si cette dernière n'est pas strictement adimensionnelle. On distingue :

- *Le taux de détente* : rapport des pressions¹ d'entrée et sortie de l'étage ;

$$\pi_t = \frac{P_{i1}}{P_3}$$

- *Le débit réduit* : débit massique traversant l'étage, adimensionné par la pression et la température d'entrée ;

$$\tilde{m} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{i1}/288}}{P_{i1}/101325}$$

- *La vitesse réduite* : vitesse de rotation de l'arbre en tours/min adimensionnée par la température d'entrée ;

$$\tilde{N} = \frac{N}{\sqrt{T_{i1}/288}}$$

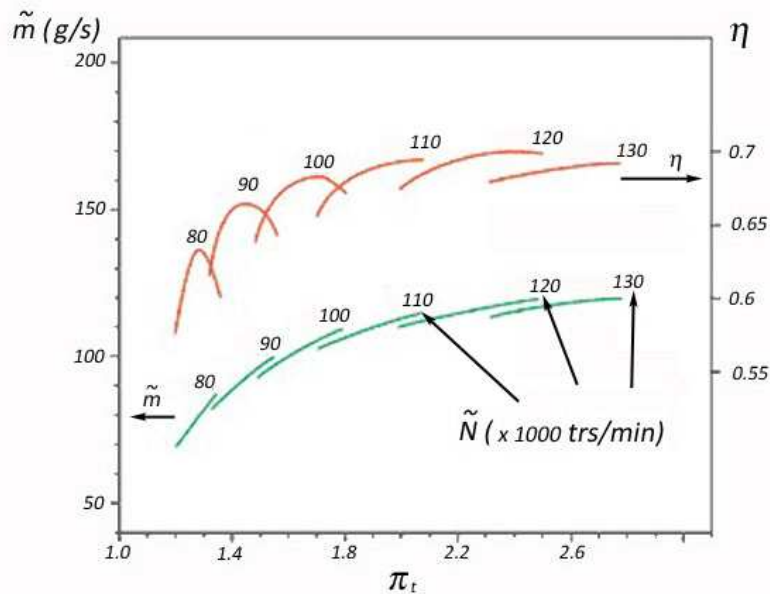
- *Le rendement* : rapport de l'enthalpie récupérée par la turbine, à l'enthalpie idéalement récupérable au cours d'une détente isentropique.

$$\eta = \frac{\Delta H_{réel}}{\Delta H_{idéal}}$$

Où P et T sont respectivement la pression (*en Pa*) et la température (*en K*) au plan considéré (1 : entrée volute ; 2 : col du distributeur ; 3 : sortie roue), \dot{m} est le débit massique (*en Kg/s ou g/s suivant les applications*), N la vitesse de rotation de la roue (*en tours/min*), et H l'enthalpie (*en J/Kg*). Si le rendement représente plus un outil d'évaluation de la performance d'un étage, le taux de détente, le débit réduit et la vitesse réduite constituent la définition de l'état de fonctionnement de l'étage, plus communément appelé point de fonctionnement. Ainsi, on représente l'ensemble des points de fonctionnement d'un étage dans une figure (parfois appelée carte ou champ turbine) à deux axes d'ordonnées : débit réduit et rendement

¹ L'indice i rapporté à la pression et à la température d'entrée dans les équations caractérise une grandeur dite « d'arrêt isentropique », « génératrice » ou « totale », suivant les appellations. Cette distinction n'est pas indispensable à la compréhension du sujet, mais doit être apportée pour la justesse des équations. Dans un cas incompressible, et sous certaines hypothèses de l'écoulement, cela revient pour la pression à l'expression du théorème de Bernouilli, à savoir $P_i = P + \frac{1}{2} \rho V^2$

en fonction du taux de détente, sur lequel on les lignes iso-vitesse de rotation réduite. Un tel champ est représenté en *Figure 4* avec les ordres de grandeur d'un turbocompresseur prévu pour un moteur de 2500 cm³ de cylindrée.



140

Figure 4 : Champ turbine classique

A partir de ce champ, nous pouvons décrire le comportement d'un étage turbine en fonctionnement, avec trois constats particuliers si on s'intéresse à l'évolution du débit réduit en fonction du taux de détente.

145 *Premièrement* les iso-vitesses de rotation s'empilent presque exactement sur une courbe unique. Ainsi, pour une valeur du taux de détente donnée, le débit réduit dans l'étage est quasiment fixé et inversement.

150 *Deuxièmement*, l'augmentation du débit réduit atteint un seuil aux forts taux de détente. Ce seuil, ou encore appelé niveau de blocage, est défini par deux paramètres. En effet, à partir de l'expression du débit massique à une section de passage donnée de l'étage :

$$\dot{m} = \rho V S$$

où ρ est la masse volumique du fluide, V sa vitesse, et S la section de passage du fluide et par définition du nombre de Mach M , comme étant le rapport de la vitesse du fluide à la vitesse du son, on peut écrire :

155
$$\tilde{m} = K f(M, S) \quad (eq 1)$$

avec K constante. Le débit réduit est alors une fonction du nombre de Mach M , et de la section de passage S . En faisant appel à des notions de mécanique des fluides compressibles, et en particulier à la relation d'Hugoniot, qui lie les variations relatives de vitesse à l'évolution de la section de passage d'un fluide², on apprend que le nombre de Mach ne dépassera jamais l'unité dans la plus petite section de l'étage. L'expression en est rappelée ici, illustrée par la *Figure 5* :

$$\frac{dS}{S} = (M^2 - 1) \frac{dV}{V}$$

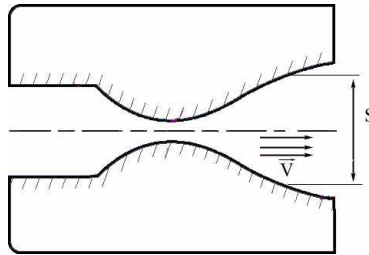


Figure 5 : Relation d'Hugoniot

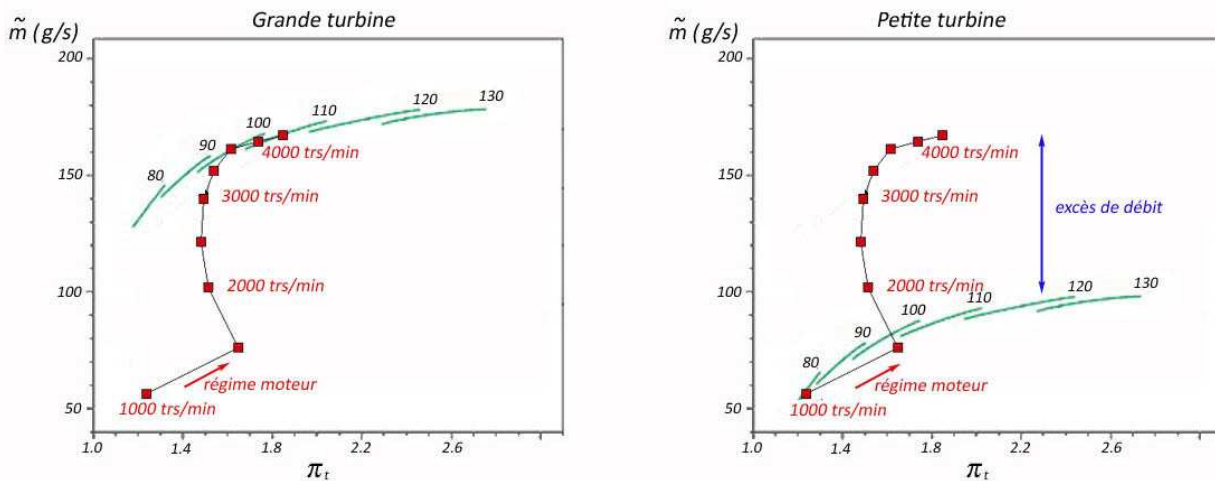
Cette section minimum est généralement située au col du distributeur (section S_2 sur la *Figure 3*), mais peut également être positionnée à la sortie du rotor. Ainsi, au-delà d'un niveau critique du taux de détente, propre à chaque étage, les conditions soniques ($M=1$) sont atteintes au col du distributeur et le nombre de Mach n'augmente plus malgré l'accroissement du taux de détente. La vitesse du fluide est figée, limitant le débit dans tout l'étage, dont le niveau est fixé par la valeur de la section de passage. On comprend alors aisément pourquoi un étage de dimension plus importante a un débit de blocage plus élevé qu'un étage de taille plus modeste.

Troisièmement : la *Figure 4* présente également l'évolution du rendement, qui représente de la qualité de la récupération d'énergie. Son évolution passe généralement par un maximum lorsqu'on décrit une iso-vitesse de rotation. Cette chute de performance peut être pénalisante lorsqu'il s'agit de faire fonctionner l'étage sur des points de fonctionnement éloignés de son point de conception (aussi appelé fonctionnement hors adaptation).

² Cette équation permet notamment de montrer qu'un écoulement subsonique, c'est-à-dire dont le nombre de Mach est inférieur à 1, accélère dans un convergent (réduction de la section de passage), contrairement à un écoulement supersonique qui lui, subit un ralentissement.

4. L'adaptation de l'étage au moteur

180 De ces trois constats découle l'une des difficultés majeures du concepteur : l'adaptation du turbocompresseur au moteur. Un moteur fonctionne grossièrement comme une pompe. Le débit d'air qui le traverse est imposé par son régime de rotation, de même que la pression, et la température de sortie des cylindres. Cela se traduit par une succession de valeurs de débit réduit et de taux de détente à atteindre pour la turbine. On obtient ainsi une courbe caractéristique du moteur, qui peut être reportée sur un champ turbine. En *Figure 6* sont schématisés deux champs distincts sur lesquels est superposée une courbe moteur typique. Le premier champ représente le fonctionnement d'un étage turbine de grande capacité, le second, un étage de taille plus réduite.



190 **Figure 6 : Correspondance des courbes caractéristiques turbine/moteur**

Le constat le plus flagrant réside dans la divergence des deux courbes caractéristiques : la turbine et le moteur ont deux comportements distincts, et ne peuvent correspondre en tous points. Dès lors, il faut choisir quelle zone de fonctionnement favoriser, quitte à sacrifier les performances de certains régimes moteur. Les deux courbes de la *Figure 6* illustrent parfaitement ce propos en prenant pour exemple la taille de l'étage. La première courbe présente un couplage où les hauts régimes sont favorisés : les caractéristiques des deux systèmes y sont confondues, le niveau de blocage de la turbine est en phase avec le débit maximum traversant le moteur. Les performances de puissance de cet ensemble seront bonnes, au détriment du couple à bas régime, puisque la vitesse de rotation de l'étage turbine y sera très faible. Peu d'énergie étant transmise au compresseur, son taux de compression sera bas, la suralimentation inefficace.

A contrario, le deuxième cas propose une turbine de plus petite taille, adaptée aux débits rencontrés lors du fonctionnement à bas régime. La turbine atteint très vite des vitesses de rotation significatives, créant un effet de suralimentation favorisant le couple à bas régime. Mais on constate que le niveau de blocage de cet étage est inférieur au débit maximum traversant le moteur, imposant alors de dévier cette partie du flux vers une soupape, sous peine de limiter également le débit dans le moteur (cette soupape est souvent désignée comme « wastegate » par extension de l'appellation anglaise), et de provoquer des survitesses importantes, voir critiques pour le fonctionnement du turbocompresseur. Une partie des gaz d'échappement est donc rejetée directement sans passer dans la turbine, révisant ainsi le bénéfice du système, et impliquant un procédé de dérivation de flux complexe et pesant. C'est notamment dans le but de minimiser l'influence de ce compromis que les turbocompresseurs à géométrie variable ont été développés.

215

5. L'étage de turbine à géométrie variable

L'équation (1) montre qu'il est possible de modifier le débit de blocage d'un étage, si l'on modifie sa plus petite section de passage (la section limitante). Par sa capacité à adapter la section au col du distributeur aux conditions d'écoulement, l'étage de turbine à géométrie variable autorise un découplage partiel des principaux paramètres de fonctionnement (débit, taux de détente...) fortement contraints dans le cas d'un étage à géométrie fixe. On obtient ainsi une succession de caractéristiques possibles, autorisant une adaptation en dynamique au régime de fonctionnement du moteur.

225 Pour un taux de détente donné, la plage de débit possible est considérablement élargie. Ainsi, il est toujours possible de trouver une configuration adaptée au fonctionnement du moteur. Deux solutions technologiques principales sont actuellement industrialisées. La première consiste à faire varier la hauteur effective des aubages du distributeur à l'aide du déplacement de l'une des parois (Figure 8).

235

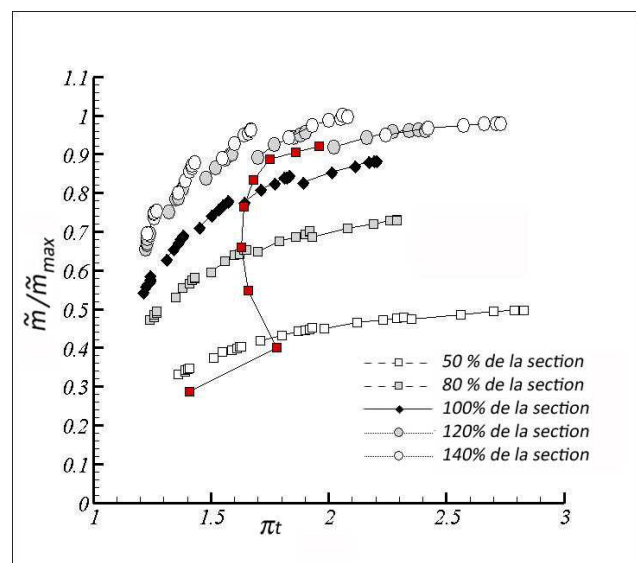


Figure 7 : Champ caractéristique d'un étage à géométrie variable

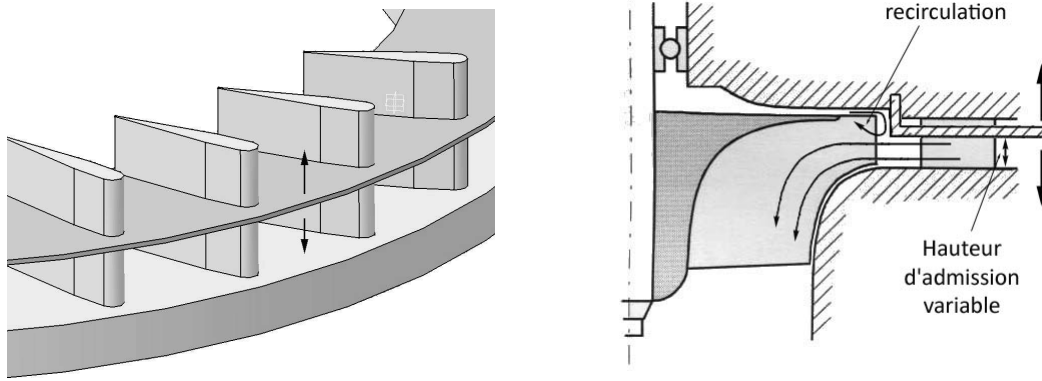


Figure 8 : principe de l'étage turbine à hauteur variable

240 L'autre solution, mécaniquement plus complexe, autorise la rotation simultanée de tous les aubages autour d'un axe fixe, pour modifier l'incidence des profils. C'est le distributeur à ouverture variable (*Figure 9*).

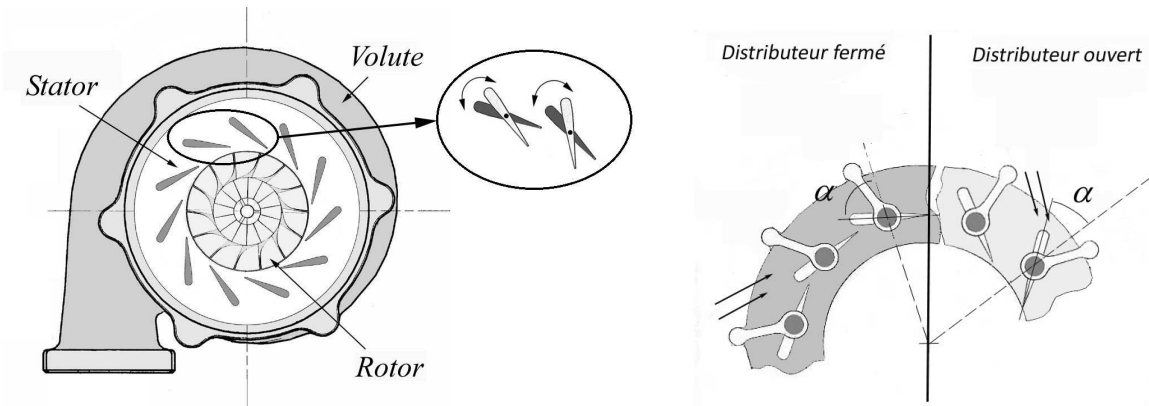


Figure 9 : principe de l'étage turbine à ouverture variable

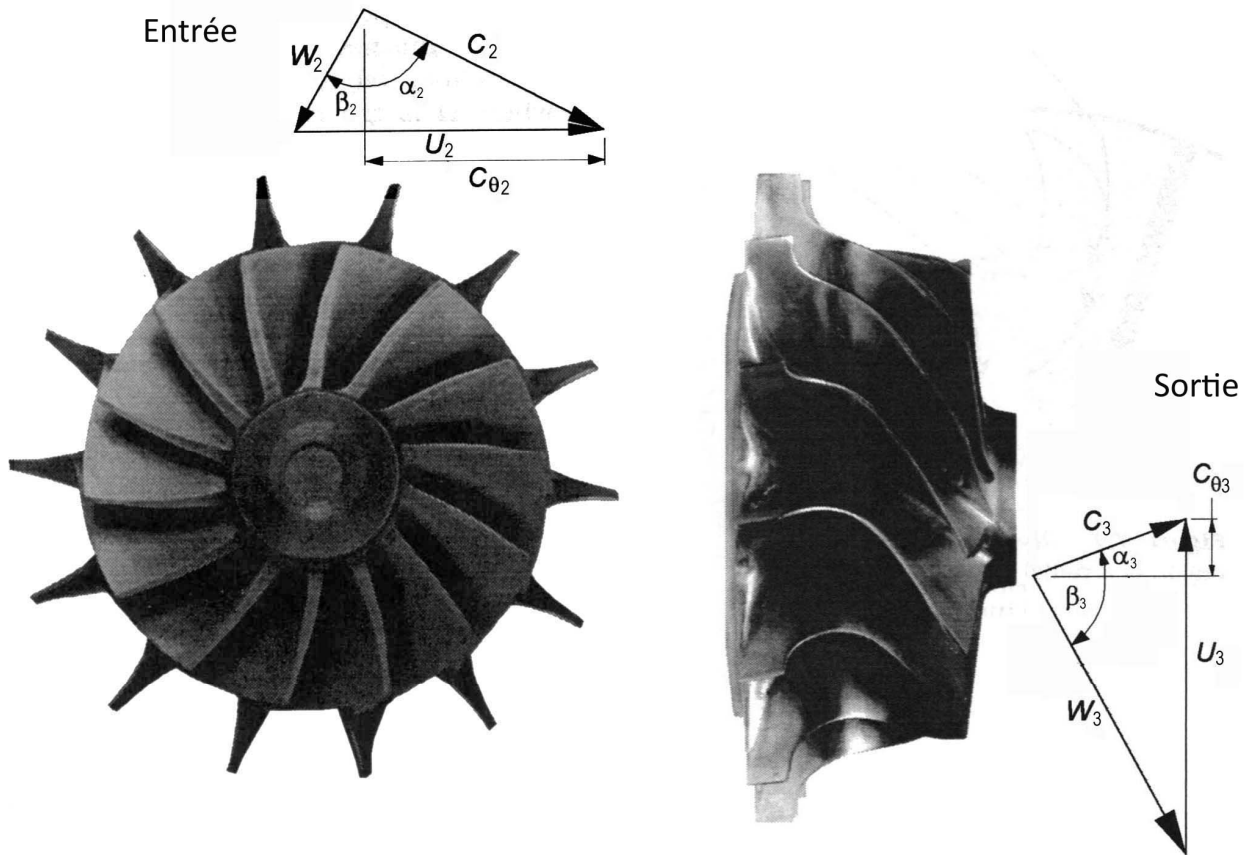
245 Si ces deux types d'étages permettent le découplage partiel du taux de détente et du débit réduit, tel qu'il est présenté en *Figure 7*, il existe une réelle différence sur la performance des deux systèmes. En particulier, l'admission partielle sur la hauteur des pales en entrée de la roue turbine (*Figure 8*) est pénalisante pour le fonctionnement de la roue. Ainsi, on atteint des niveaux de rendement plus élevés sur un étage doté d'un distributeur à ouverture variable.

250 Nous nous concentrerons donc maintenant sur l'étude de cette configuration.

255 A ce stade le problème du dimensionnement de tels étages se pose logiquement. En effet la conception d'un étage classique est régie par un certain nombre de règle garantissant un fonctionnement efficient. Ces règles aboutissent à l'obtention d'une géométrie adaptée à la spécification, c'est-à-dire au point de fonctionnement nominal. Le principe d'ouverture

variable du distributeur s'accompagne nécessairement d'un décalage de la configuration géométrique optimale, et impose une nouvelle fois un certain nombre de choix au concepteur. On comprend alors aisément que les procédures de dimensionnement d'étages classiques ne sont plus adaptées, nous allons illustrer ce point par l'évolution de l'angle de la vitesse en entrée de la roue turbine. Pour ce faire, nous introduisons la notion de triangle des vitesses.

260 La base du fonctionnement des turbomachines repose sur une formulation particulière et locale du premier principe de la thermodynamique, proposée par le mathématicien Euler. Cette équation lie le travail récupéré par la turbine aux projections de la vitesse du fluide en entrée et en sortie de la roue sur la vitesse de rotation des pales.



265

Figure 10 : Définition du triangle des vitesses

C est la vitesse dans le repère absolu (C_θ sa projection sur la vitesse de rotation), W la vitesse de le repère relatif à la roue en rotation, et U est la vitesse des pales. W est alors la composition de C et de U (Figure 10). L'expression proposée par Euler du premier principe est la suivante :

270

$$\dot{w} = U_2 C_{\theta 2} - U_3 C_{\theta 3}$$

où \dot{w} représente la puissance spécifique absorbée par la turbine. On appréhende alors l'importance de l'orientation et de l'amplitude de la vitesse absolue aux différentes stations de l'étage, puisque ces caractéristiques influent directement sur le montant d'énergie récupérée. Outre la vitesse absolue, il a été montré qu'une turbine radiale propose un fonctionnement optimum lorsque la vitesse relative attaque la roue avec un angle (β_2) compris entre -20° et -40° , du fait d'une phénoménologie complexe se développant, et perturbant l'écoulement comme illustré en *Figure 11*.

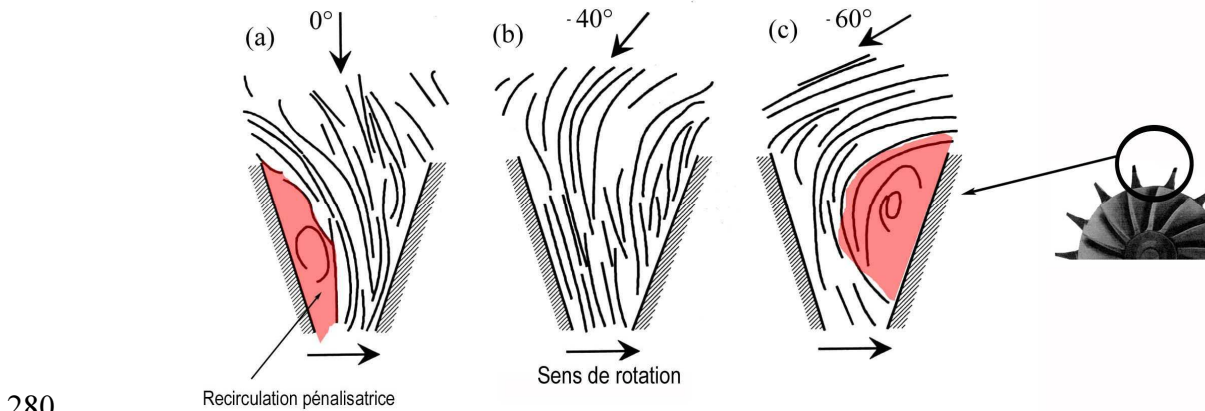


Figure 11 : Illustration de l'incidence optimale sur l'écoulement du canal inter-aubes

Dès lors que l'orientation des aubages du stator est modifiée, cela produit un écart immédiat sur le triangle des vitesses en entrée roue, ce qui modifie l'équilibre énergétique de la turbine, mais aussi l'orientation du vecteur de la vitesse relative.

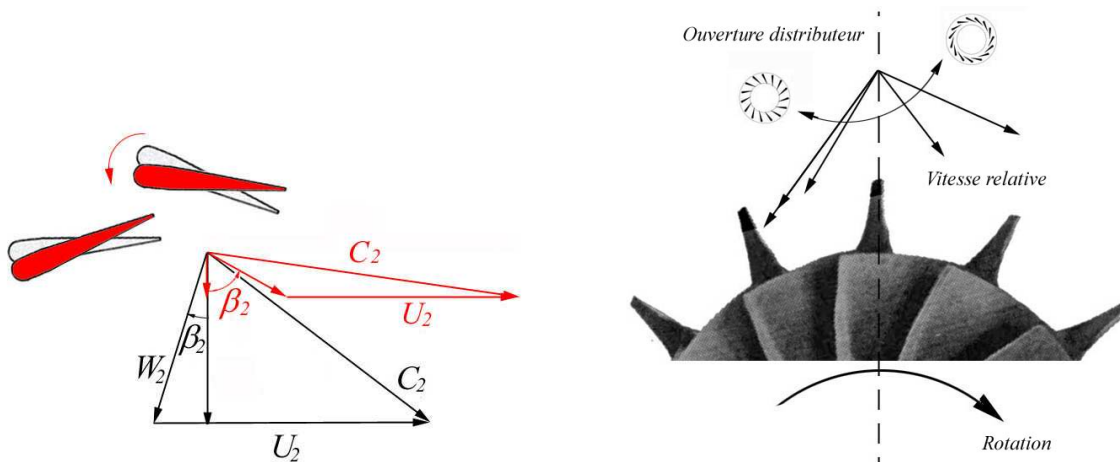


Figure 12 : décalage de la vitesse relative en entrée roue, au cours du changement d'ouverture distributeur

Ainsi, dans l'exemple présenté en *Figure 12*, l'angle d'attaque de la roue est considérablement modifié jusqu'à changer de signe pour les configurations les plus fermées du distributeur. Les critères classiques de dimensionnement d'un étage à géométrie fixe ne

peuvent être respectés sur toute la plage de fonctionnement, ce qui impose de sacrifier la performance de l'étage sur certaines zones du champ.

295

Une autre différence fondamentale avec un étage classique est associée à un effet technologique de mise en œuvre de la rotation des aubages du distributeur. Pour assurer le libre mouvement de ces aubages, un jeu mécanique doit être maintenu en tête et en pied de pale. Cette nécessité engendre deux conséquences pénalisantes pour le fonctionnement :

300

- Le maintien de ces jeux est assuré par des entretoises (appelées « spacers » en anglais) en forme de cylindre, de hauteur légèrement supérieur à l'aubage, qui est fortement intrusif et perturbateur pour l'écoulement dans le distributeur, à cause de l'interaction de son sillage et des aubages (*Figure 13*).

305

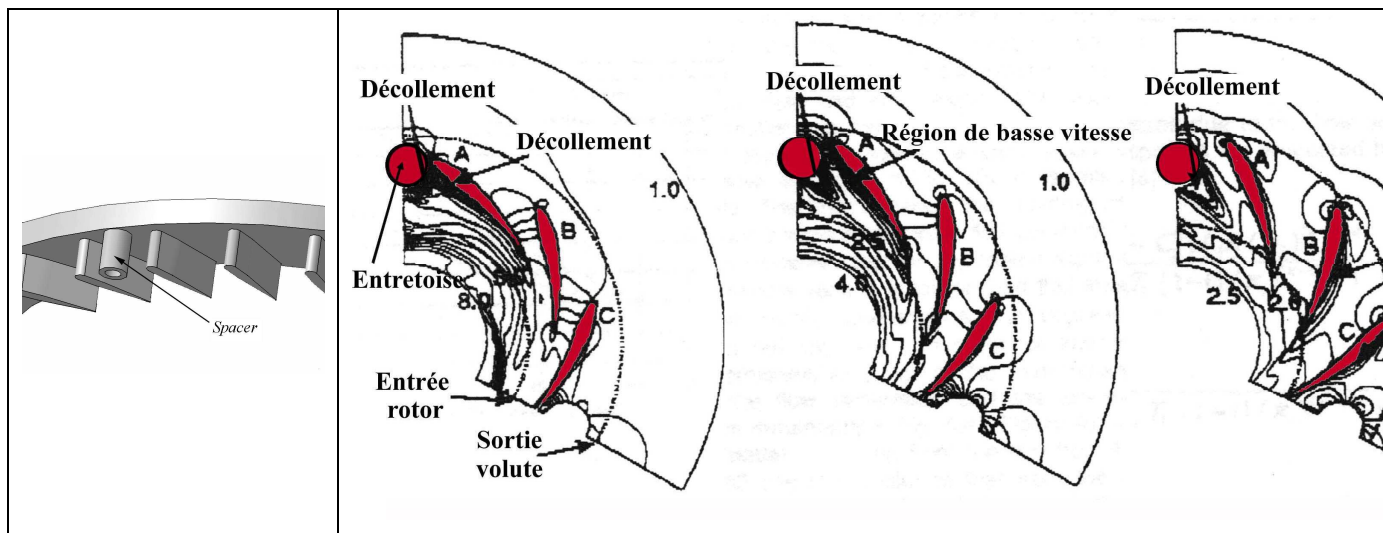
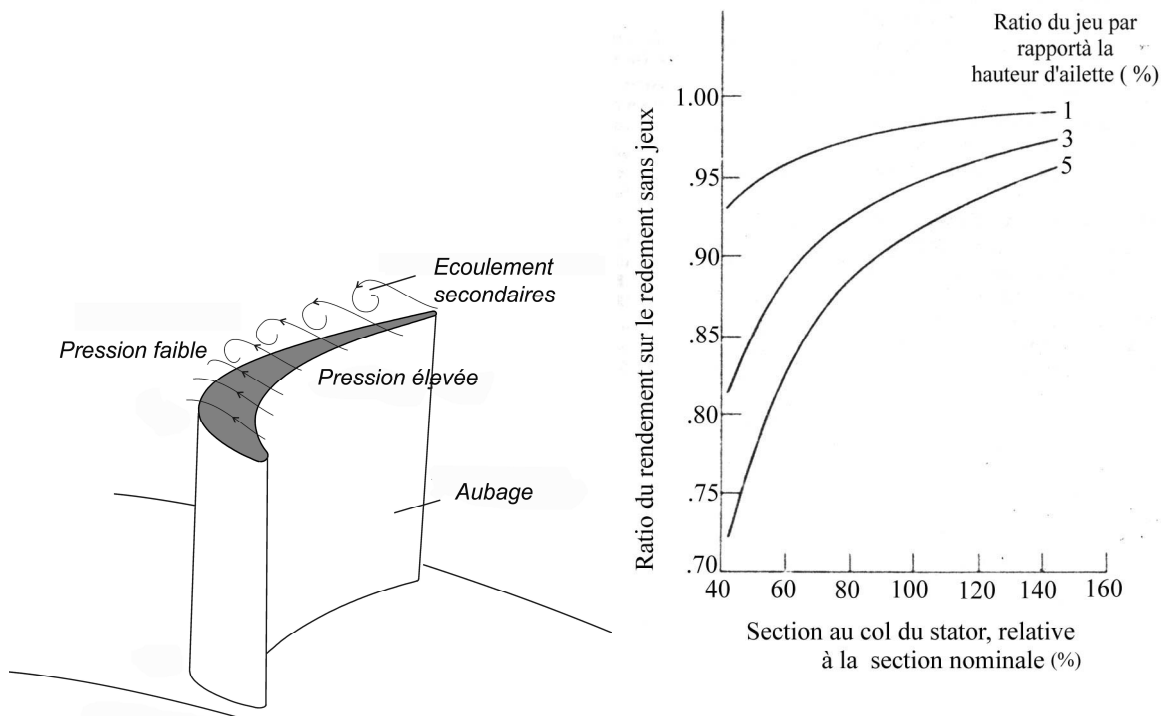


Figure 13 : Influence des entretoises sur le fonctionnement du distributeur

310

- Des écoulements tourbillonnaires prennent naissance dans ces jeux du fait des différences de pression locale entre les deux faces du profil. Les pertes engendrées par ces écoulements peuvent toutefois faire l'objet de prédictions lors du dimensionnement, à l'aide de courbes résultant de travaux de modélisation numériques et/ou d'expérimentations (*Figure 14*).



315

Figure 14 : Pertes engendrées par les écoulements de jeux

Conclusion

320

325

Que ce soit dans la transition des conditions de fonctionnement imposée par le régime moteur, donc le conducteur du véhicule, ou par la modification dynamique de la géométrie de l'étage turbine pour offrir les performances les plus adaptées à la situation, la notion de variabilité s'avère prépondérante dans le fonctionnement d'un turbocompresseur. Nous en avons présenté les grands principes et limitations, avant d'aborder quelques points clés du dimensionnement des étages. Il est alors apparu au cours de quelques exemples succinctement traités qu'un étage à géométrie variable impose des difficultés de conception si l'on s'arrête aux outils classiques, adaptés à une configuration « géométrie fixe ». La caractéristique de variabilité de ces étages nécessite alors des procédures de dimensionnement spécifiques, où la notion de point unique de fonctionnement pour la conception se trouve dépassée.