

TURBOCOMPRESSEUR POUR UNE SURALIMENTATION DOUCE DU MOTEUR DIESEL D'AUTOMOBILE

P. PODEVIN ; J.A. HAMMOUD CNAM Chaire de turbomachines
P. MAREZ ; F. DUBOIS PSA Peugeot Citroën

Résumé :

Dans le cadre d'une suralimentation douce du moteur diesel turbocompressé, des travaux ont été menés sur l'étude d'un compresseur adapté à ce fonctionnement spécifique. Le taux de compression maximum de celui-ci devant atteindre 1,4 alors qu'il est généralement de 2,0 sur les moteurs de construction récente. Les moyens mis en oeuvre pour mener à bien ce projet sont à la fois théoriques et expérimentaux. La partie théorique s'appuie sur un code de calcul quasi-monodimensionnel des performances de compresseurs centrifuges, développé au laboratoire de turbomachines. Le coût de réalisation de prototypes complets de compresseurs étant trop élevé, la partie expérimentale a porté sur des modifications de compresseurs existants. L'expérimentation a consisté à faire varier différentes dimensions dans un même compresseur, comme : le nombre d'aubes, le diamètre extérieur de la roue, le canal du diffuseur, la forme du bord de fuite. Le programme de calcul a permis d'orienter la direction des essais qui ont eux mêmes contribué à la modification de certains éléments du programme. Ce document présente les résultats les plus significatifs nés de cette synergie.

Abstract :

Research has been conducted for the purpose of soft supercharging of the automotive diesel engine. This supercharging, which needs some minor modifications of the atmospheric version, induce an increasing in the engine's performance of the engine as well as a reduction of the pollutants, by a better filling of the engine. The pressure ratio is 1.4 instead of 2.0, generally observed for recent turbocharged engines. The research has been both theoretical and experimental. The theoretical part, is based on a quasi-monodimensionnal program of modelling, for centrifugal compressors, developed in our laboratory. Given the high cost of realization of a complete prototype of a compressor, the experimental part is based on the modification standard existing compressors. Experimentation consisted of changing various dimensions of the same compressor, such as the number of blades, the impeller tip diameter, the diffuser channel and the trailing edge shape. The calculation program allowed orientation of the tests which in turn contributed toward modification of certain elements of the program itself. This paper presents the most significant results arising out of this synergy.

INTRODUCTION

Les bénéfices de la suralimentation pour le moteur diesel d'automobile sont unanimement reconnus. Elle permet, entre autres, un accroissement important de sa puissance massique. Cette augmentation de puissance nécessite, bien entendu, des modifications profondes du moteur, par rapport à sa version atmosphérique, du fait de l'accroissement des

charges que subissent les différents organes du moteur.

Le concept de suralimentation douce consiste en une suralimentation légère du moteur atmosphérique, dans le but d'accroître ses performances, mais surtout de réduire l'émission des polluants, grâce à un meilleur remplissage en air des cylindres du moteur. Ce type de suralimentation douce implique des modifications, au niveau du moteur, qui doivent cependant rester

minimes pour des raisons évidentes de coût et de compétitivité. De ce fait, il est a priori exclu tout moyen de régulation de la pression de suralimentation dans ce concept.

Le but de cette étude est la définition d'un compresseur pouvant assurer une suralimentation douce du moteur. La synergie entre un programme de modélisation de compresseur et d'une série d'essais menés sur un banc d'essai de turbocompresseur a permis de mener à bien celle-ci.

Le programme de calcul utilisé fait l'objet de publications récentes [1 à 3] et n'est donc pas détaillé dans ce document. Les résultats expérimentaux sont examinés plus particulièrement.

1. BANC D'ESSAIS DE TURBOCOMPRESSEUR

1.1 MOYENS D'ESSAIS

Un banc d'essais moteur ne peut être utilisé pour l'étude du compresseur pour les raisons suivantes : l'écoulement n'est pas rigoureusement permanent, l'environnement thermique n'est pas stable, la plage de fonctionnement du turbocompresseur est réduite et la régulation du moteur rend délicat le tracé d'une isovitesse.

Les essais du compresseur sont donc réalisés sur un banc d'essais spécifique (Figure 1).

Le compresseur est accouplé à une turbine alimentée, en régime stationnaire, par de l'air sec comprimé dont la source est une réserve de 700 m³ à 25 bar. Le débit de la turbine est régulé par une vanne. Une seconde vanne, placée en aval, permet de modifier le circuit résistant du compresseur. Grâce à ces deux vannes, il est possible de décrire tout le champ caractéristique du compresseur.

Bien entendu, ce banc permet aussi d'obtenir, grâce à quelques artifices, tout le champ de fonctionnement de la turbine avec une plage de variation importante du taux de détente.

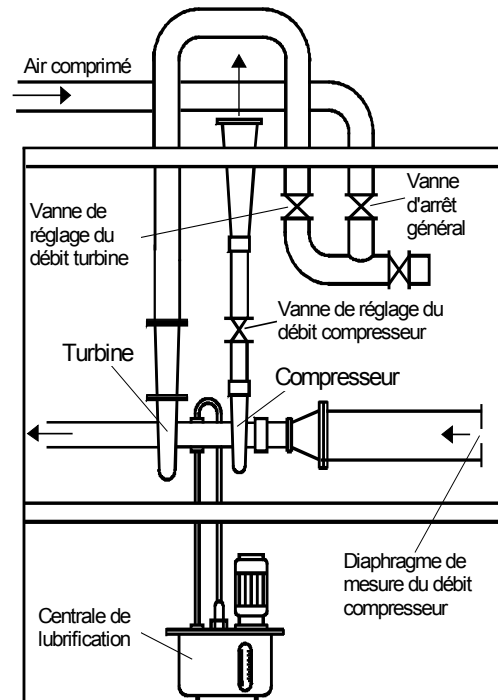


Fig. 1 - Schéma du banc d'essais turbocompresseur

1.2 MESURES

Pour caractériser le compresseur il est nécessaire de connaître : le débit d'air, les pressions et les températures entrée et sortie compresseur ainsi que sa vitesse de rotation et son couple.

Le débit est déterminé à l'aide d'un diaphragme placé à l'aspiration. La mesure de la pression aval et de la température amont permettent de calculer celui-ci.

Les pressions sont mesurées par des capteurs piezo-résistifs.

Les températures par des sondes platines Pt100.

La vitesse de rotation à l'aide d'un capteur infra-rouge.

Du fait des caractéristiques dimensionnelles du compresseur et de sa vitesse de rotation élevée, il n'existe pas de moyens appropriés suffisamment simples pour permettre la mesure directe du couple. Aussi, celui-ci est déduit, comme il en est généralement de coutume, à partir des mesures de pressions et de températures en amont et en aval du compresseur.

Les signaux engendrés par les différents capteurs sont conditionnés séparément et transmis à une carte d'acquisition placée à l'intérieur d'un micro-ordinateur.

Pour guider nos investigations, le carter d'un compresseur a été muni de prises de pression statiques. L'implantation de celles-ci est précisée sur la figure 2. Le relevé de ces pressions est réalisé à l'aide d'un "scanivalve".

A titre d'exemple, il est présenté, figure 3, le relevés de ces pressions pour différents débits à une même iso-vitesse de rotation du compresseur.

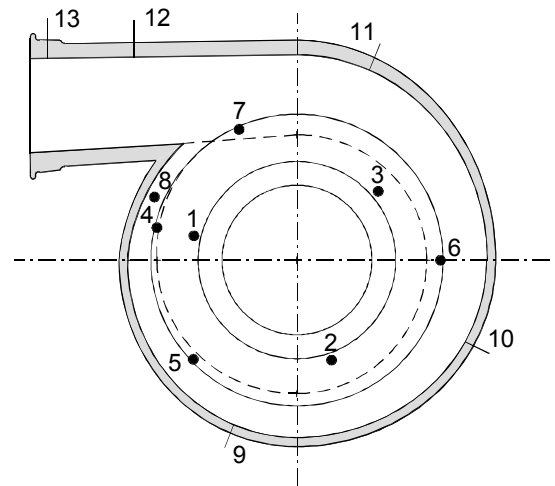


Fig. 2 - Implantation des prises de pression statique sur la volute

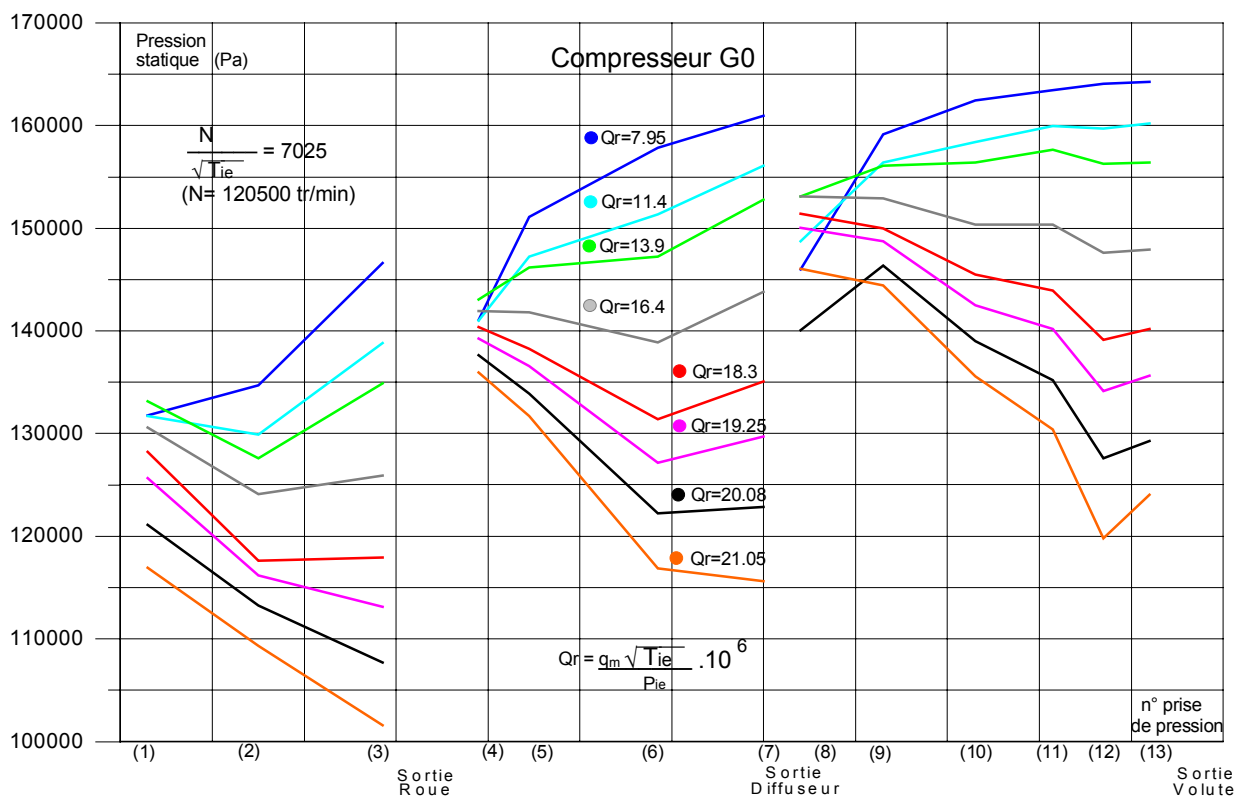


Fig 3 - Evolution des pressions au sein du carter compresseur pour différents débits

2. DEFINITION DES CARACTERISTIQUES DU COMPRESSEUR

Les caractéristiques requises sont un taux de suralimentation maximum de 1,4 en pleine charge du moteur à sa vitesse maximum. Bien entendu, il est souhaité de disposer de l'effet de suralimentation dès les bas régimes et d'un rendement acceptable sur toute la plage de

fonctionnement du moteur avec un optimum à environ mi-régime. L'adéquation rendement optimum élevé et rendement acceptable sur une grande plage est généralement incompatible comme l'ont montré nos travaux sur les compresseurs à courbes de rendement plates [4]. L'élargissement des iso-rendements se traduit par une baisse du rendement maximum. Aussi un compromis doit toujours être effectué.

Afin de définir la plage de fonctionnement du compresseur, des essais ont été réalisés par la société PSA sur un moteur "atmosphérique" d'une cylindrée de 1900 cm³, équipé d'un turbocompresseur standard. La pression de suralimentation a été volontairement limitée à 0,4 bar par ouverture de la soupape de décharge. Le report du champ compresseur dans le champ moteur, figure 4, montre bien évidemment que l'adaptation n'est pas satisfaisante car le compresseur fonctionne peu dans les zones de bon rendement.

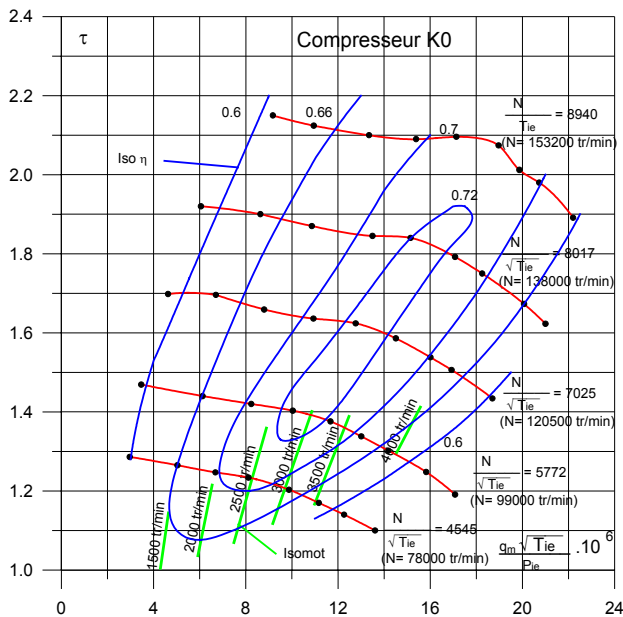


Fig. 4 - Evolution du champ moteur dans le champ compresseur. Configuration standard

Les caractéristiques du compresseur souhaité ne peuvent s'obtenir par la construction d'un compresseur homothétique, car l'obtention d'un bon rendement à mi-régime lui impose un régime de rotation trop élevé au régime maximum de fonctionnement du moteur. Cette constatation est renforcée par l'examen des coefficients de Rateau.

Pour une vitesse de 150000 tr/min et à l'optimum de rendement, les coefficients de débit et de pression sont approximativement de $\delta = 0,3$ et $\mu = 0,5$ pour le compresseur d'origine, ce qui correspond effectivement à une machine centrifuge [5]. A un taux de compression de 1,4 et pour un même débit masse, ces coefficients sont alors respectivement 0,75 et 0,4. Ces

valeurs montrent alors que le compresseur doit s'approcher d'une machine hélico-centrifuge

Aussi, il convient de définir un compresseur d'un type différent de celui équipant classiquement le moteur turbodiesel.

3. METHODOLOGIE D'ESSAIS

Dans un premier temps l'étude porte sur la faisabilité du projet. Pour des raisons de coût, il a été décidé de travailler sur des compresseurs existants et d'apporter à ceux-ci certaines modifications dans le but de la réalisation d'un compresseur pour suralimentation douce. Les compresseurs d'essais proviennent des constructeurs Garrett et KKK. Les caractéristiques géométriques principales de ceux-ci sont précisées dans le tableau 1 ci-après.

Compresseur	Garrett	KKK
Nombre d'aubes	12	12
Rayon pied d'aube (mm)	6	5.6
Rayon tête d'aube (mm)	17.7	17.5
Rayon int. sortie d'aube (mm)	24	25
Rayon ext. sortie d'aube (mm)	24	25
Rayon sortie diffuseur (mm)	35.5	37.8
Largeur sortie roue (mm)	4.25	3.8
Largeur sortie diffuseur (mm)	3.15	2.9
Angle β_1 pied d'aube (°)	48	44
Angle β_1 tête d'aube (°)	30	30
Angle β_2 sortie d'aube (°)	71	72

Tab. 1 - Caractéristiques géométriques principales des compresseurs Garrett et KKK

Les modifications ont été guidées par le programme de modélisation. Certains des résultats d'essais ont conduit à modifier le programme de calcul. La création de cette synergie a permis d'avancer pas à pas vers l'objectif final.

4. ESSAIS DE COMPRESSEURS

L'expérimentation a consisté à modifier la roue ainsi que des éléments de la géométrie interne des deux turbocompresseurs. Seuls les résultats les plus significatifs sont présentés ici.

Afin de repérer les différents essais la dénomination suivante est adoptée. Première lettre identification du constructeur, premier chiffre identification de la version essayée. Le numéro 0 correspondant à la version d'origine.

4.1 COMPRESSEUR G1

Le diamètre de la roue a été porté de 48 à 40 mm suivant un axe parallèle à l'axe de rotation. Le flasque arrière de la roue a été conservé, celui-ci jouant un rôle de diffuseur tournant (Figure 5).

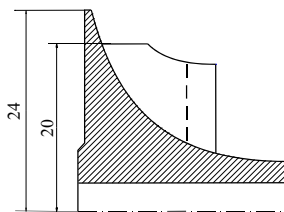


Fig. 5 - Roue version G1

La figure 6 suivante, montre une chute importante du taux de compression, cependant trop faible par rapport à l'objectif fixé, car celui-ci atteint encore 1,6 à 153200 tr/min.

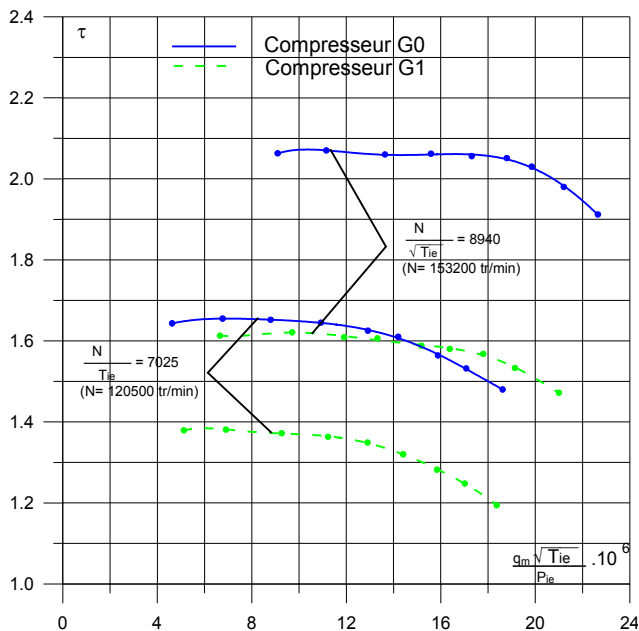


Fig. 6 - Comparaison taux de compression :
Compresseur G0 - G1

La figure 7 fait apparaître une chute de rendement maximum d'environ 8 points sur les isovitesse 120500 et 153200 tr/min..

Cette chute de rendement ne semble pas uniquement due à l'augmentation des pertes dans la volute du fait de l'accroissement de la masse volumique et donc de la vitesse de l'écoulement. Elle doit aussi être attribuée à une hétérogénéité des vitesses, en sortie de roue, génératrice de pertes par décollement.

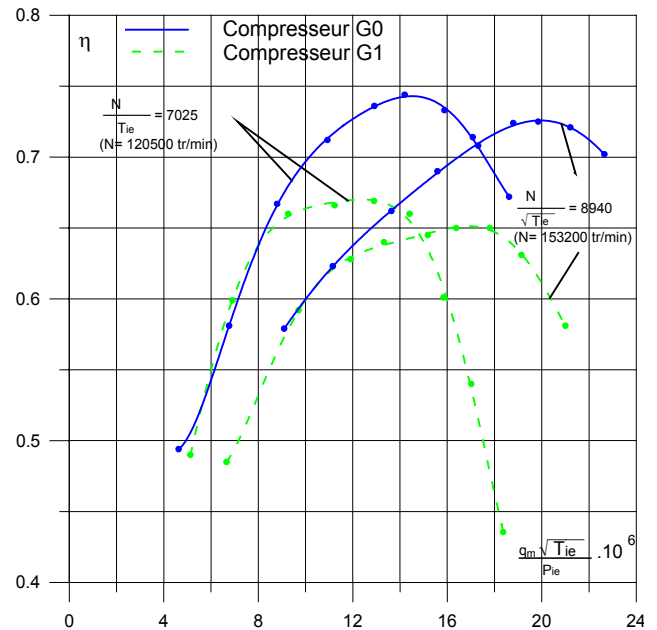


Fig. 7 - Comparaison rendement isentropique :
Compresseur G0 - G1

4.2 COMPRESSEUR G2

Pour valider cette hypothèse la roue a été rognée au niveau du flasque au même diamètre que précédemment, mais suivant une direction supposée perpendiculaire aux lignes de courant (Figure 8)

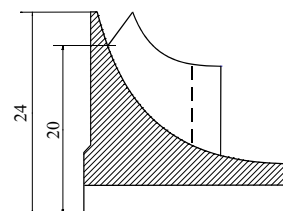


Fig. 8 - Roue version G2

Il en résulte bien évidemment une augmentation du taux de compression par rapport à la version G1 (Figure 9).

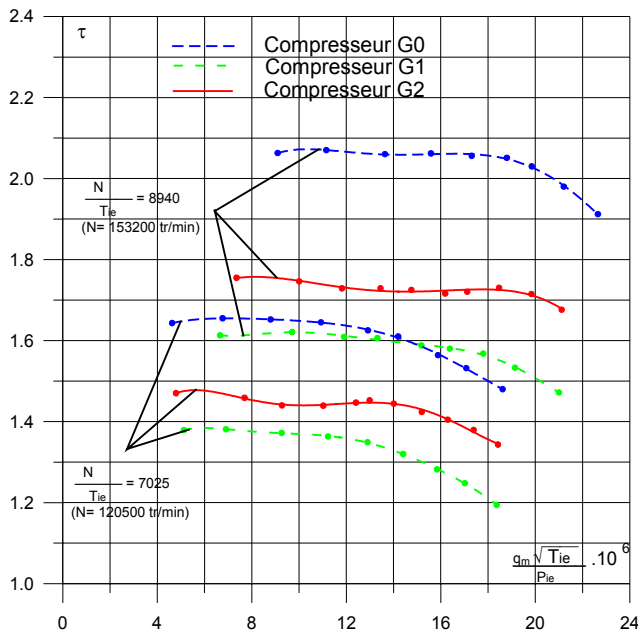


Fig. 9 - Comparaison taux de compression :
Compresseur G0 - G1 - G2

L'examen de la figure 10 montre que le rendement isentropique du compresseur se conserve par rapport à la configuration d'origine.

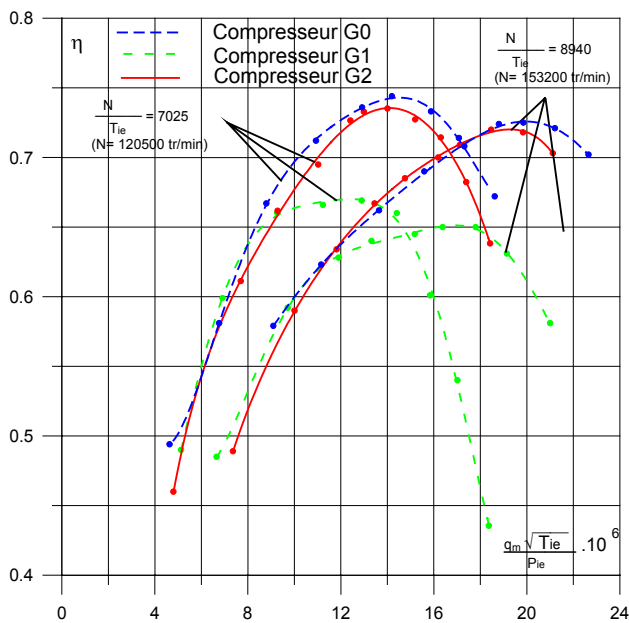


Fig. 10 - Comparaison rendement isentropique :
Compresseur G0 - G1 - G2

4.3 COMPRESSEUR G3

La roue de la version G2 présente une extrémité en bout de pale très fine, d'où résulte une fragilisation mécanique de l'aube. Pour remédier à ce défaut nous avons dessiné une nouvelle roue schématisée sur la figure 11.

La résistance mécanique de l'aube est accrue et la surface du diffuseur tournant se trouve augmentée.

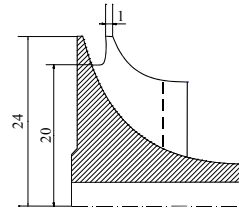


Fig. 11 - Roue version G3

Les figures 12 et 13 montrent que cette version se place entre les versions G1 et G2, tant au point de vue du taux de compression que du rendement.

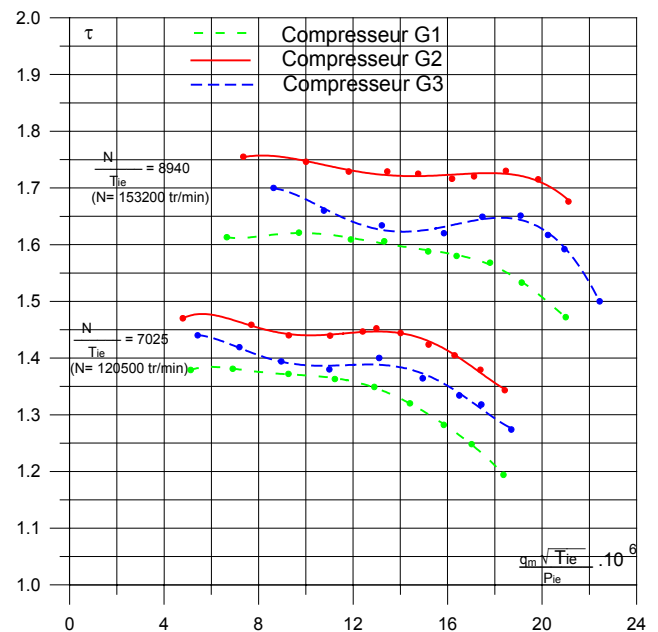


Fig. 12 - Comparaison taux de compression :
Compresseur G1 - G2 - G3

Au vu de ces résultats il a été décidé de travailler sur des solutions dérivées de la version G2.

Par ailleurs, en considérant que pour un même débit masse le débit volume traversant la roue est plus important dans le cas d'un

compresseur à faible taux de suralimentation, il a été jugé utile d'étudier l'influence des inter-aubes sur les performances du compresseur.

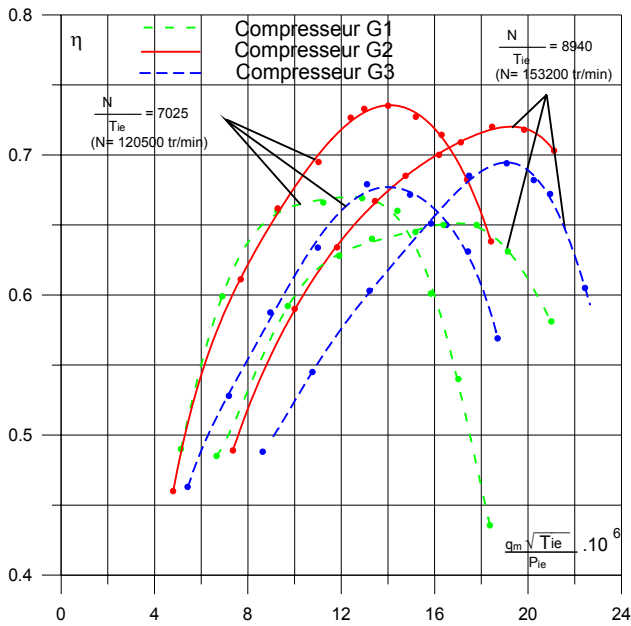


Fig. 13 - Comparaison rendement isentropique :
Compresseur G1 - G2 - G3

4.4 COMPRESSEUR G7 ET K7

Sur le compresseur Garrett d'origine, les aubes intermédiaires ont été supprimées (version 7).

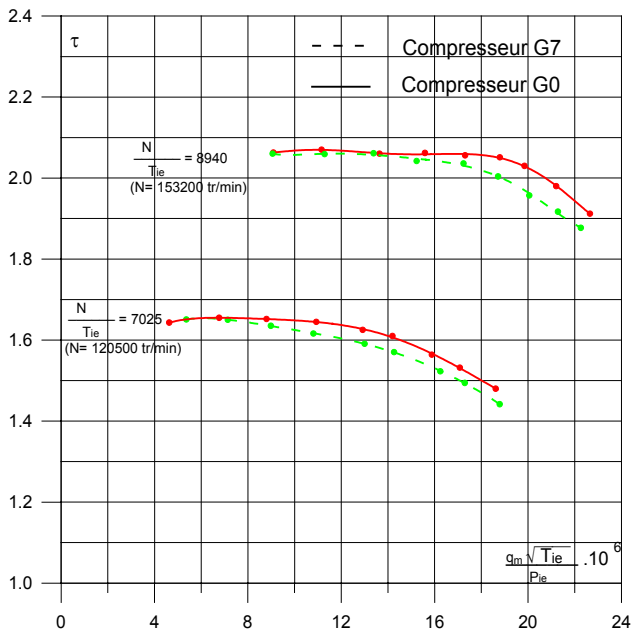


Fig. 14 - Comparaison taux de compression :
Compresseur G0 - G7

Il en résulte, une très légère chute du taux de compression (Figure 14), mais un accroissement du rendement que l'on peut constater sur la figure 15.

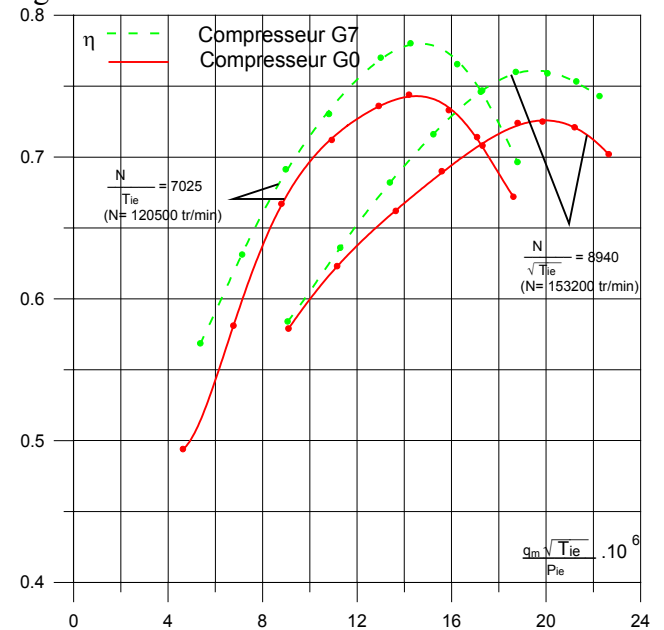


Fig. 15 - Comparaison rendement isentropique :
Compresseur G0 - G7

Ce résultat, qui n'était pas conforme à celui obtenu par le programme de modélisation, a conduit à un nouvel essai sur le compresseur KKK. Les tendances relevées précédemment sont identiques (Figures 16 et 17).

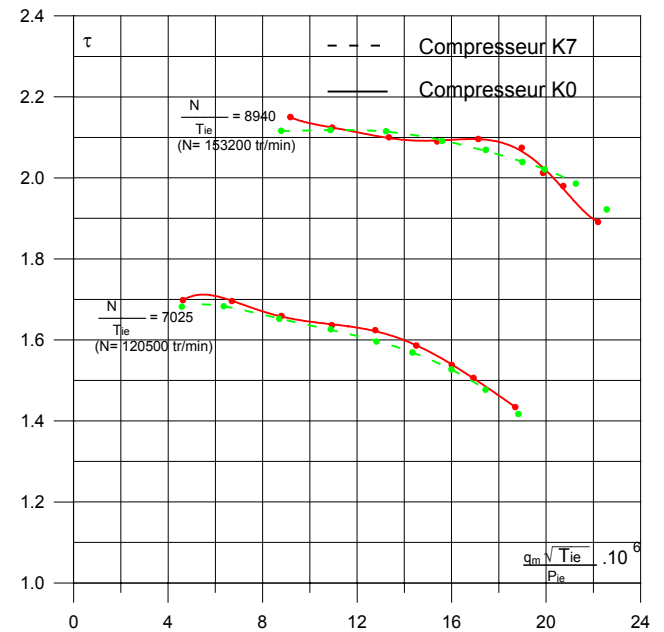


Fig. 16 - Comparaison taux de compression :
Compresseur K0 - K7

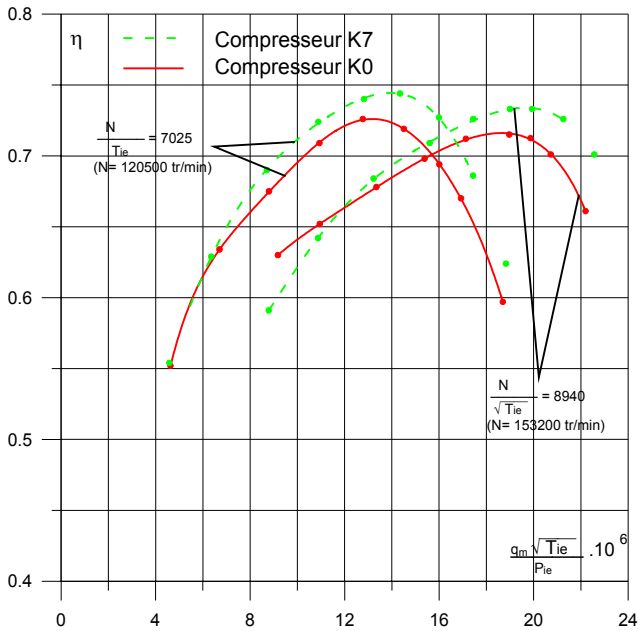


Fig. 17 - Comparaison rendement isentropique :
Compresseur K0 - K7

Pour autant que l'on puisse considérer correctes les pertes par frottements et les pertes par décollements dans les canaux déterminées par le programme de calcul, il semble alors logique d'attribuer la baisse de rendement due à la présence d'inter-aubes à l'augmentation des pertes par incidence à l'entrée de la roue. Un terme correctif a été introduit dans le calcul pour prendre en compte la présence des inter-aubes sur les pertes par incidence, phénomène, qui à notre connaissance, n'est généralement pas pris en considération dans les programmes de modélisation.

4.5 COMPRESSEUR G9 ET K9

L'essai du compresseur G2 ayant montré que le taux de compression était excessif, le rayon de la roue a été encore diminué. De ce fait l'extrémité de la pale ne présente plus le risque de fragilité rencontré précédemment (Figure 18).

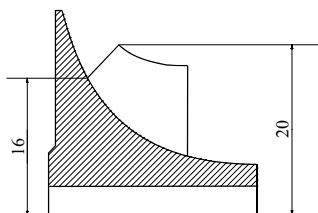


Fig. 18 - Roue version G9

Compte tenu des résultats précédents les inter-aubes ont été supprimées.

La section diffuseur a été élargie afin de mieux adapter celui-ci à l'augmentation de masse volumique.

Les résultats d'essais sont représentés figures 19 et 20.

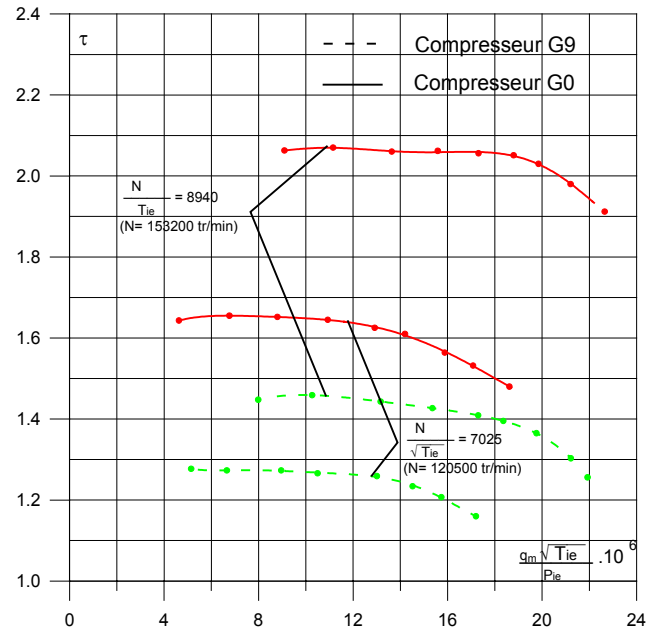


Fig. 19 - Comparaison taux de compression :
Compresseur G0 - G9

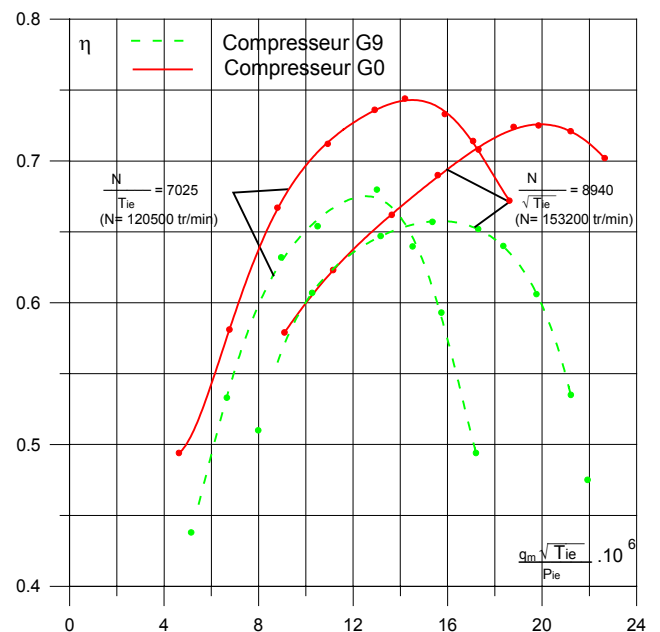


Fig. 20 - Comparaison rendement isentropique :
Compresseur G0 - G9

Le taux de compression désiré 1,4 est atteint à la vitesse de 153200 tr/min, mais il a été impossible de conserver le même rendement initial malgré la modification du diffuseur. Cette chute de rendement qui n'avait pas été enregistrée avec la version G2, provient probablement du fait que le taux de compression ayant été à nouveau diminué, les conditions d'adaptation de chacun des éléments : roue, diffuseur, volute ne sont plus remplies.

Un travail identique effectué sur le compresseur KKK, conduit aux mêmes résultats (Figures 21 et 22)

4.6 COMPRESSEUR K11

Une ultime modification a été apportée au compresseur KKK. Le diffuseur tournant a été supprimé, ce qui a conduit à un nouveau tracé du diffuseur. Par ailleurs un convergent a été réalisé à l'entrée du compresseur, conformément à la figure 23.

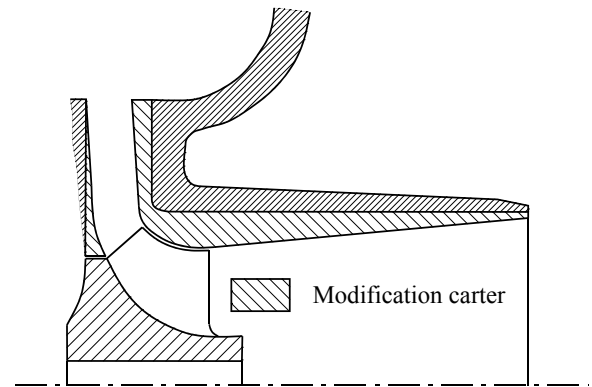
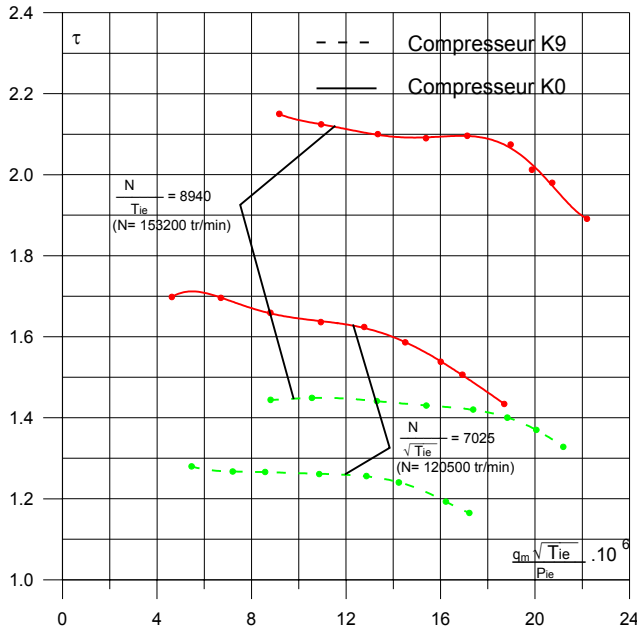


Fig. 23 - Compresseur version K11

Fig. 21 - Comparaison taux de compression :
Compresseur K0 - K9

Cette modification a eu pour effet une diminution du taux de compression, et une augmentation de 5 points du rendement maximum (Figures 24 et 25).

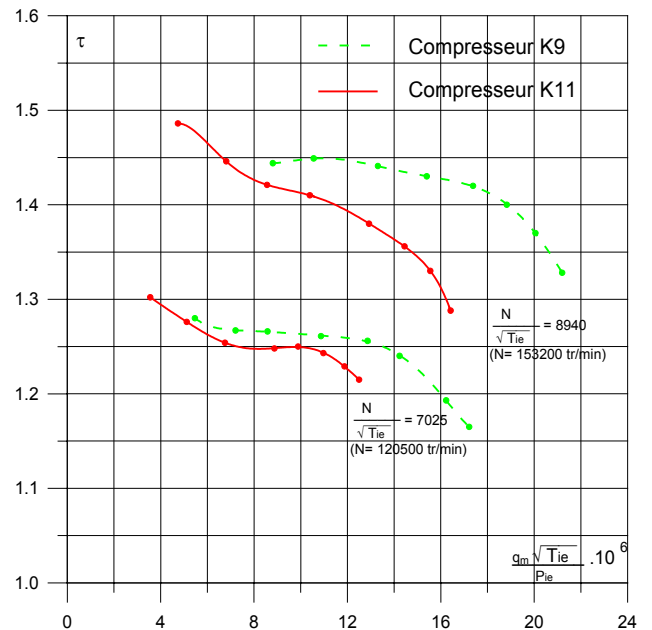
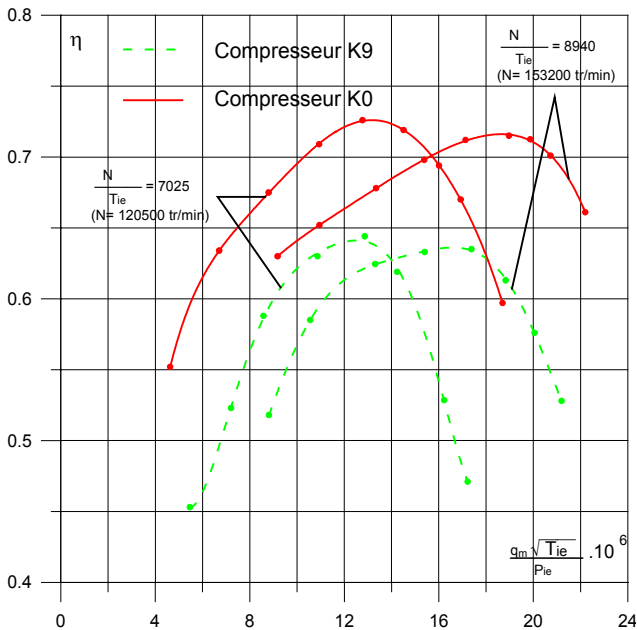


Fig. 22 - Comparaison rendement isentropique :
Compresseur K0 - K9

Fig. 24 - Comparaison taux de compression :
Compresseur K9 - K11

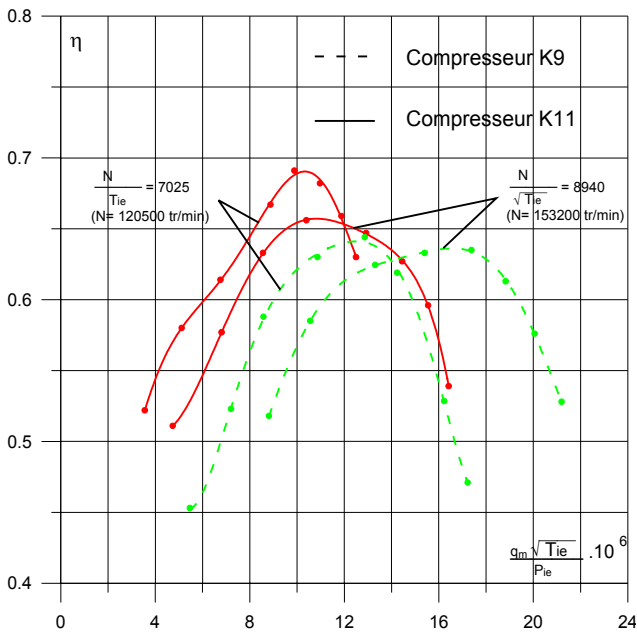


Fig. 25 - Comparaison rendement isentropique : Compresseur K9 - K11

CONCLUSION

La figure 26 montre que le champ moteur s'inscrit correctement dans la plage de fonctionnement du compresseur.

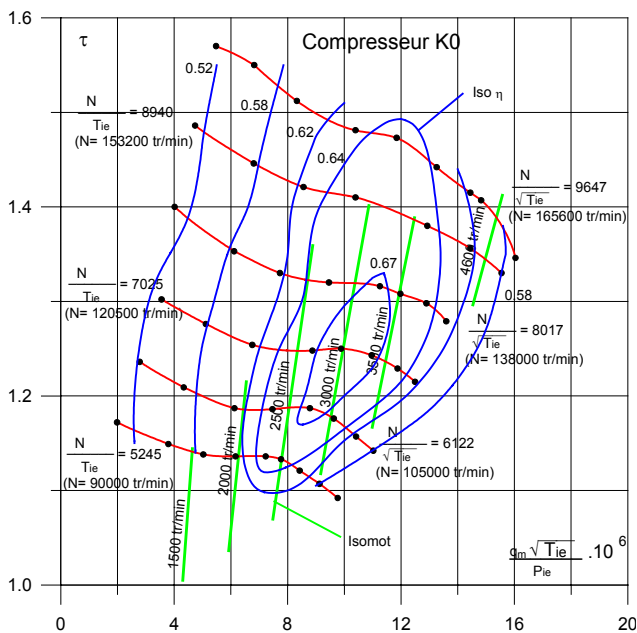


Fig.26 - Evolution du champ moteur dans le champ compresseur. Compresseur K11

Cependant les rendements mériteraient d'être accrus pour améliorer le fonctionnement du moteur en régime stabilisé. Néanmoins ce compresseur doit permettre un meilleur fonctionnement en régime transitoire grâce à une inertie du rotor plus faible.

Ces essais ont permis de démontrer la faisabilité d'un compresseur pour suralimentation douce. La limite d'adaptation de compresseurs existants pour s'approcher de ce but semble être atteinte.

L'amélioration des rendements nécessite la réalisation d'un compresseur spécifique. Un tel compresseur a pu être rapidement défini à l'aide du programme de modélisation.

Les résultats obtenus sont présentés figure 27.

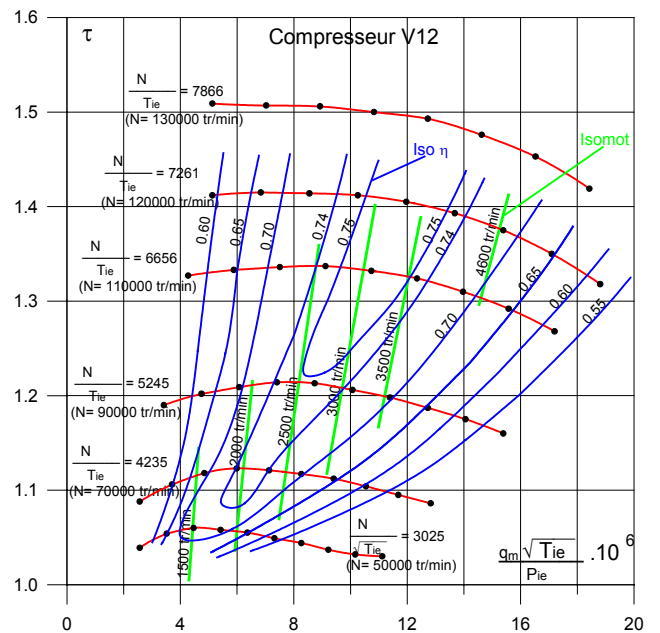


Fig.27 - Evolution du champ moteur dans le champ compresseur. Modélisation Compresseur version 12

Les caractéristiques géométriques principales sont donnés dans le tableau 2.

Ce compresseur qui possède une large zone de rendements élevés devrait répondre à la demande formulée.

Compresseur	V12
-------------	-----

Nombre d'aubes	6
Rayon pied d'aube (mm)	5
Rayon tête d'aube (mm)	16.5
Rayon int. sortie d'aube (mm)	18
Rayon ext. sortie d'aube (mm)	22.5
Rayon sortie diffuseur (mm)	37.8
Largeur sortie roue (mm)	4.5
Largeur sortie diffuseur (mm)	4.5
Angle β_1 pied d'aube ($^\circ$)	53
Angle β_1 tête d'aube ($^\circ$)	22
Angle β_2 sortie d'aube ($^\circ$)	78

Tab. 2 - Caractéristiques géométriques principales du compresseur version V12

Turbocompresseurs à courbes de rendement plates.

Document interne - CNAM - Novembre 1993.

[5] M. Sédille

Turbo-Machines Hydrauliques et Thermiques
Masson et C^{ie} Tome II - 1967.

REMERCIEMENTS

Les auteurs tiennent à exprimer leur gratitude à M. Alain Garrigou Torchy responsable de la partie expérimentale de ces travaux ainsi qu'à M. Marcel Frelin qui a largement contribué à la réalisation de cette étude.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] J. A. Hammoud - M. Frelin
A. Garrigou Torchy - P. Podevin.
Modélisation des compresseurs centrifuge de suralimentation.
Revue SIA n° 707 - Août-Septembre 1996.
- [2] J. A. Hammoud - M. Frelin - P. Pluviose
A method of performance prediction for turbocharging centrifugal compressors.
ASME, International Congress on Fluid Dynamics & Propulsion - Le Caire, Egypte - Décembre 1996.
- [3] J. A. Hammoud - P. Podevin - M. Frelin
Prediction capability of performance modelling for turbocharging centrifugal compressors.
2nd European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics.
Anvers, Belgique - Mars 1997.
- [4] J. A. Hammoud - M. Frelin