

T 1161

N° d'ordre : E.C.L. 83-09

Année 1983

T H E S E

présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir

le titre de DOCTEUR-INGENIEUR

Spécialité : Mécanique

par Monsieur Georges J. PAPACHRISTOS

CONTRIBUTION A L'ETUDE DES
TURBOCOMPRESSEURS DE SURALIMENTATION

soutenue le 13 octobre 1983

devant la Commission d'examen

Jury	MM.	J. MATHIEU	Président
		G. BOIS	
		J. JULLIEN	
		H. KOSLOWSKI	Examineurs
		R. SIESTRUNCK	
		M. THELLIEZ	

N° d'ordre : E.C.L. 83-09

T. 1161

T. 1161

Année 1983
ÉCOLE CENTRALE DE LYON
BIBLIOTHÈQUE
36, avenue Guy de Collongue
69130 ÉCULLY
Téléphone 833.27.00

T H E S E

présentée devant

L'ÉCOLE CENTRALE DE LYON



pour obtenir

le titre de DOCTEUR-INGENIEUR

Spécialité : Mécanique

par Monsieur Georges J. PAPACHRISTOS

CONTRIBUTION A L'ETUDE DES TURBOCOMPRESSEURS DE SURALIMENTATION

soutenue le 13 octobre 1983
devant la Commission d'examen

Jury MM.	J. MATHIEU	Président
	G. BOIS	
	J. JULLIEN	
	H. KOSLOWSKI	Examineurs
	R. SIESTRUNCK	
	M. THELLIEZ	

T. 1161
ÉCOLE CENTRALE DE LYON
BIBLIOTHÈQUE
BP 163 F-69121 ÉCULLY

ECOLE CENTRALE DE LYON

DIRECTEUR A. MOIROUX
DIRECTEUR ADJOINT R. RICHE

DEPARTEMENTS D'ENSEIGNEMENT ET DE RECHERCHE

MATHEMATIQUES-INFORMATIQUE-SYSTEMES	C.M. BRAUNER J.F. MAITRE
PHYSICOCHIMIE DES MATERIAUX	P. CLECHET J. CURRAN
METALLURGIE ET PHYSIQUE DES MATERIAUX	P. GUIRALDENQ D. TREHEUX
ELECTRONIQUE	J.J. URGELL P. VIKTOROVITCH S. KRAWCZYK R. BLANCHET
ELECTROTECHNIQUE	Ph. AURIOL A. FOGGIA
MECANIQUE DES SOLIDES	F. SIDOROFF
MECANIQUE DES SURFACES	J.M. GEORGES J. SABOT
MECANIQUE DES FLUIDES ET ACOUSTIQUE	J. MATHIEU G. COMTE-BELLOT (Mlle) D. JEANDEL
MACHINES THERMIQUES	X. LYS M. BRUN
CONCEPTION ET DEVELOPPEMENT DE PRODUITS INDUSTRIELS	R. RUSSIER P. CLOZEL

Sont aussi habilitées à diriger des thèses à l'E.C.L.

les personnes dont les noms suivent :

MM. E. ALCARAZ
H. ARBEY
J. BATAILLE
J. BOREL (LETI)
Cl. CAMBON
B. CAMBOU
J.P. CHANTE
G. CHARNAY
B. COQUILLET
J. DIMNET
A. HAUPAIS
J. JOSEPH
Ph. KAPSA
Cl. MARTELET
J.M. MARTIN
J.R. MARTIN
T. MATHIA
H. MONTES
R. MOREL
NGUYEN DU
R. OLIER
R. PHILIPPE
G. ROJAT
J.P. SCHON
M. SUNYACH
Cl. SURRY
A. TAILLAND
G. THOMAS
L. VINCENT

Je désire exprimer ma reconnaissance à Monsieur le Professeur J.MATHIEU, directeur du Laboratoire de Mécanique des Fluides de l'Ecole Centrale de Lyon, qui a bien voulu diriger cette étude.

Le travail qui est présenté ici a été réalisé au Laboratoire de Mécanique Physique de l'Université de PARIS VI sous la direction de Messieurs les Professeurs M.THELLIEZ et J.JULLIEN auxquels j'exprime mes sincères remerciements.

Je suis très sensible à l'honneur que m'a fait Monsieur le Professeur R.SIESTRUNCK, directeur du Laboratoire de Mécanique Physique de Saint-Cyr-l'Ecole, en acceptant de bien vouloir faire partie de ce jury.

Je suis heureux de pouvoir adresser ma très profonde gratitude à Monsieur G.BOIS, pour les conseils et les encouragements qu'il m'a continuellement prodigués.

Je veux également remercier la Régie Nationale des Usines Renault (D.A.S.T.) pour les moyens d'essais ainsi que les moyens de calcul nécessaires à mener cette étude. Je tiens à remercier ici Monsieur H. KOSLOWSKI pour avoir accepté de participer à ce jury.

Enfin, je remercie l'ensemble du personnel du Laboratoire, et plus particulièrement Monsieur H.GAYVALLET, pour leur accueil et leur extrême gentillesse.

à tous ceux qui m'ont aidé

TABLE DES MATIERES

LISTE DES SYMBOLES p. 1

INTRODUCTION GENERALE p. 8

CHAPITRE I : CARACTERISTIQUES GENERALES DU TURBOCOMPRESSEUR p. 14

I.1. Introduction p. 14

I.2. Utilisation générale et intérêts du groupe de suralimentation .. p. 14

I.3. Le groupe turbocompresseur p. 16

 I.3.1. Description générale

 I.3.2. Géométrie et rôle des composants de la turbine centri-
pète p. 16

I.4. Critères généraux de dimensionnement de la turbine -
Vitesse et diamètre spécifiques p. 19

I.5. Critères généraux de caractérisation de l'écoulement p. 20

 I.5.1. Triangles de vitesses - Transfert d'énergie p. 20

 I.5.2. Chute de température dans la turbine p. 20

 I.5.3. Degré de réaction p. 22

 I.5.4. Rapport de vitesse U/C_s p. 23

 I.5.5. Pertes dans la turbine p. 23

 I.5.6. Processus de détente p. 24

I.6. Le choix de la turbine à intégrer au moteur p. 25

I.7. Les groupements adimensionnels du groupe turbocompresseur p. 26

I.8. Les différentes représentations des caractéristiques p. 28

I.9. L'adaptation de la turbine au moteur p. 29

 I.9.1. L'emplacement p. 29

 I.9.2. Le caractère instationnaire de l'écoulement p. 29

 I.9.3. La température de fonctionnement p. 30

I.10. Conclusion p. 30

CHAPITRE II : BANC D'ESSAI DE TURBOCOMPRESSEURS p. 32

II.1. Introduction p. 32

II.2. Intérêts de fonctionnement p. 33

 II.2.1. Puissance de la turbine p. 33

 II.2.2. Puissance du compresseur p. 33

 II.2.3. Couplage mécanique du compresseur et de la turbine p. 34

II.3. Les divers modes de fonctionnement	p. 35
II.3.1. Le fonctionnement autonome	p. 35
II.3.2. Le fonctionnement turbine et compresseur isolés	p. 36
II.3.3. Extension des zones de fonctionnement	p. 37
II.4. Les mesures à effectuer pour l'utilisateur	p. 38
II.5. La précision des mesures	p. 39
II.6. Obtention du rendement isentropique de la turbine	p. 39
II.7. Description du banc d'essai	p. 40
II.7.1. Les contraintes géométriques	p. 41
II.7.2. Les contraintes des mesures	p. 42
II.8. Les moyens de mesure spécifiques aux utilisateurs	p. 42
II.8.1. Les mesures de température	p. 42
II.8.2. Les mesures de pression	p. 43
II.8.2.1. Les mesures de pression pariétales	p. 43
II.8.2.2. Les sondes de pression	p. 44
II.8.3. Les mesures des débits gazeux	p. 44
II.8.4. Les mesures des débits liquides	p. 44
II.8.5. La mesure de la vitesse de rotation	p. 45
II.9. Les moyens de mesure spécifiques à la modélisation	p. 45
II.9.1. Les mesures de température	p. 45
II.9.2. Les mesures de pression	p. 45
II.10. La chaîne d'acquisition et de traitement des données	p. 46
II.11. Les résultats des sondages	p. 46
II.12. Conclusion	p. 47

CHAPITRE III : REMARQUES CONCERNANT LA CONCEPTION D'UNE MODELISATION

MONODIMENSIONNELLE DES TURBOCOMPRESSEURS RADIAUX	p. 48
III.1. Introduction	p. 48
III.2. Intérêt d'une méthode de prédiction monodimensionnelle	p. 48
III.3. Besoins du motoriste utilisateur	p. 49
III.3.1. Problèmes de conception de programmes de calcul	p. 49
III.3.2. Problèmes de liaison avec les mesures sur le banc d'essai	p. 50
III.4. Rappel de la littérature	p. 50
III.4.1. Les hypothèses fondamentales	p. 50
III.4.2. Les équations utilisées	p. 51
III.4.3. Division de la turbine	p. 52
III.4.4. Classification des pertes	p. 52
III.4.4.1. Les pertes internes à l'écoulement du fluide	p. 53

I)	Les pertes par frottement	p. 53
II)	Les pertes de charge	p. 53
III)	Les pertes particulières	p. 53
III.4.4.2.	Les pertes externes à l'écoulement du fluide	p. 54
I)	Les pertes par frottement du disque .	p. 54
II)	Les pertes par recirculation	p. 54
III.4.5.	Définitions des rendements	p. 54
III.4.5.1.	Rendement isentropique de la roue	p. 54
III.4.5.2.	Rendement isentropique de la turbine	p. 55
III.4.5.3.	Rendement de l'étage	P. 55
III.4.6.	Relations de calcul des différentes pertes	p. 55
III.4.6.1.	Pertes internes	p. 55
I)	Pertes par frottement	p. 55
II)	Pertes de charge aérodynamique	p. 56
III)	Pertes particulières	p. 57
a)	Pertes par jeu	p. 57
b)	Pertes par incidence	p. 58
i)	Généralités	p. 58
ii)	Le modèle à pression constante	p. 58
iii)	Le modèle NASA	p. 60
iv)	Prise en compte du coefficient de glissement	p. 62
III.4.6.2.	Pertes externes	p. 64
I)	Pertes par frottement du disque	p. 64
II)	Pertes par recirculation	p. 64
III.4.7.	Autres méthodes de prédiction utilisées	p. 64
III.5.	Les raisons du choix d'une modélisation de ce type	p. 65
III.6.	Les points principaux de cette modélisation	p. 66
III.7.	Les points supplémentaires apportés dans cette modélisation ..	p. 67
CHAPITRE IV : UNE METHODE DE PREDICTION DES PERFORMANCES D'UNE		
TURBINE A GAZ CENTRIPETE DE PETITES DIMENSIONS		
		p. 68
IV.1.	Introduction	p. 68
IV.2.	Le déroulement du calcul	p. 68
IV.3.	Conduite d'entrée - Volute	p. 69
IV.4.	Incidence	p. 72
IV.5.	Pertes internes à la roue	p. 75

IV.5.1. Pertes par frottement dans la roue	p. 75
IV.5.2. Pertes de charge -aérodynamique	p. 75
IV.5.3. Pertes par jeu	p. 76
IV.6. Calcul des paramètres en sortie roue	p. 76
IV.7. Pertes externes à la roue	p. 78
IV.7.1. Pertes par frottement du disque	p. 78
IV.7.2. Pertes par sillage	p. 78
IV.8. Performances de la turbine	p. 80
IV.9. Pertes externes à la turbine - Rendement calculé	p. 81
IV.10. Conclusion	p. 82

CHAPITRE V : ANALYSE DES RESULTATS

V.1. Introduction	p. 83
V.2. Résultats expérimentaux de performances de turbine	p. 83
V.3. L'influence des paramètres de calcul	p. 84
V.3.1. L'influence de la vitesse Cw_2	p. 84
V.3.2. L'influence de l'angle β_1	p. 86
V.3.3. L'influence du blocage B_2	p. 87
V.4. Le niveau relatif des pertes	p. 88
V.5. Evolution des pertes en fonction de la vitesse de rotation	p. 89
V.6. Comparaison du rendement isentropique	p. 90
V.7. L'influence du modèle de pertes par incidence	p. 92
V.8. Evolution des triangles de vitesses	p. 93
V.9. Le rendement isentropique en fonction du rapport U/C	p. 94
V.10. L'influence du jeu au couvercle	p. 95
V.11. L'influence du jeu au disque	p. 96
V.12. L'influence des variables thermodynamiques	p. 97
V.13. L'influence de la température initiale	p. 97
V.14. Conclusion	p. 98

CHAPITRE VI : QUELQUES CONSIDERATIONS SUR L'EXTENSION POSSIBLE

DE LA METHODE DE CALCUL	p. 99
VI.1. Introduction	p. 99
VI.2. Rappel des expériences	p.100
VI.2.1. Généralités	p.100
VI.2.2. Rappel des résultats expérimentaux	p.100

VI.3. La modélisation de l'écoulement par des turbines élémentaires (M.T.E.)	p. 102
VI.3.1. La répartition du débit	p. 102
VI.3.2. La répartition des pertes	p. 103
VI.3.3. La répartition de l'angle β_1	p. 103
VI.4. Calcul bidimensionnel d'équilibre radial de l'écoulement dans un plan caractéristique (M.2D.) - Hypothèses de calcul	p. 103
VI.5. Les résultats des modèles M.T.E. et M.2D.	p. 105
VI.5.1. Les résultats en sortie roue (plan 1)	p. 105
VI.5.2. Comparaison des résultats dans le plan 0 (plan des balayages)	p. 106
CONCLUSION GENERALE	p. 108
BIBLIOGRAPHIE	p. 110
ANNEXE 1 : LA GEOMETRIE DE LA VOLUTE	p. 116
ANNEXE 2 : GRANDEURS D'ARRET ET GRANDEURS STATIQUES	p. 118
ANNEXE 3 : LES PERTES DE CHARGE PAR FROTTEMENT	p. 120
ANNEXE 4 : CALCUL DE LA LONGUEUR ET DU DIAMETRE HYDRAULIQUES DE LA ROUE	p. 122
ANNEXE 5 : DEVELOPPEMENT DE L'EQUATION DE DEBIT	p. 125
LISTE DES FIGURES	p. 127
FIGURES	p. 130

LISTE DES SYMBOLES

a	passage entre aube sortie roue ou célérité de son
a	richesse de mélange
A	section
A_R	coefficient de section (modèle de perte par incidence Whitfield)
b	hauteur d'aube
B	coefficient de blocage
C	vitesse absolue
C_f	coefficient de frottement de surface
C_m	coefficient de frottement du disque
C_p	chaleur spécifique sous pression constante
d, D	diamètre
D	facteur de diffusion
D_k	dynamique ($C^2/2$)
DR	degré de réaction
e	épaisseur pale

f	fonction de
F	force
h	enthalpie statique
H	enthalpie totale
i	incidence
I	rothalpie
j	jeu
K	exposant - gain d'entropie dans le modèle de perte par incidence Whitfield
K_1, K_2 K_3, K_4	constantes
L	longueur
L_{in}	coefficient de perte par incidence (modèle NASA)
\dot{m}	débit masse
M	nombre de Mach
M^+	nombre de Mach total
N	vitesse de rotation
p	pression statique
P	pression totale

q	débit volumique
Q	quantité de chaleur
r	rayon
R	constante massique des gaz parfaits
Re	nombre de Reynolds
s	entropie ou corde
t	température statique
T	température totale
T_R	rapport de température
U	vitesse périphérique (circonférentielle)
V	vitesse relative
W	énergie
z	nombre de pales
α	angle de l'écoulement absolu par rapport à la direction circonférentielle
β	angle de l'écoulement relatif par rapport à la direction circonférentielle
γ	rapport des chaleurs spécifiques
δ	déviaton
Δ	variation d'une grandeur ou rugosité

ε	rapport de diamètre entrée/sortie roue turbine
ζ	coefficient de perte
η	rendement
μ	viscosité cinématique ou coefficient de glissement
ν	viscosité dynamique
Π	rapport de pression
ρ	masse volumique
σ	espacement angulaire de l'aubage
Σ	somme
τ	couple
ϕ	angle
ψ	angle
ω	vitesse angulaire

Indices

o	condition de référence
b	aubage
C	compresseur
co	corrigé
F	fuel
H	hydraulique
m	mécanique ou méridien
is	isentropique
s	spécifique ou isentropique
R	relatif
T	turbine
TS	total à statique
TT	total à total
w	tangentiel

Localité

- 0 plan balayages - mesures aval turbine
- 1 sortie roue turbine
- 1C entrée compresseur
- 2 entrée roue turbine
- 2C sortie compresseur
- 3 entrée volute turbine
- 4 plan de mesure amont turbine
- a, b état de gaz
- e tête
- h pied (moyeu)
- i initial
- ψ azimuth à l'intérieur de la volute.

Pertes

c	charge aérodynamique
f	frottement surface
fd	frottement disque
j	jeu
s	sillage

Exposants

*	réduit
'	avant perte
-	valeur moyenne, ou valeur relative pour la viscosité.

INTRODUCTION GENERALE

A la fin d'une première grande période de son évolution (1940), le moteur atmosphérique s'est trouvé limité dans l'augmentation de sa puissance massique. Les motoristes ont essayé, par le seul biais de la suralimentation, de pallier cet inconvénient, en disposant du choix d'un compresseur extérieur, entraîné mécaniquement par le moteur, d'un turbo-compresseur ou du système Comprex (1), (2).

Dans la première moitié du siècle on constate déjà l'apparition des moteurs suralimentés lents ou semi-rapides développant des puissances de l'ordre de 500 CV à l'usage de la marine ou des stations terrestres, utilisations qui préfèrent une vitesse constante du moteur. Ces moteurs sont caractérisés par des vitesses de piston réduites, de faibles pressions de combustion et des températures pas trop élevées à l'échappement.

Petit à petit, parmi les différents principes de suralimentation, celui par turbocompresseur s'est imposé dans le domaine du moteur diesel (3), (4). Actuellement, les moteurs diesel d'une puissance supérieure à 200 CV sont, à quelques exceptions près, des moteurs suralimentés, pour des installations marines ou de traction ferroviaire. En fait, la suralimentation est en train de conquérir de nos jours le domaine des véhicules industriels pour les moteurs de puissance supérieure à 100 CV. Enfin on note un intérêt croissant pour la suralimentation des petits moteurs diesel d'automobile (5) qui développent une puissance de l'ordre de 60 CV ou plus, ainsi que, dernièrement, une application de la suralimentation sur certains moteurs à allumage commandé (24) dans une optique d'économie d'énergie (6). Le tableau présenté sur la figure 1 donne une bonne illustration des performances d'un moteur V8, dont la version fortement suralimentée développe environ 1600 CV (7).

Les facteurs-clé de la domination des turbocompresseurs de suralimentation furent sans aucun doute :

- l'apparition de procédés de fonderie de précision pour les roues de turbine et de compresseur ;
- une facilité accrue de fabrication de ces machines associés au développement des matériaux résistant aux hautes températures pour les roues de turbines à gaz (8), (9).

Du point de vue du constructeur de turbocompresseurs de suralimentation, s'exprime le besoin d'une fabrication respectant l'aérodynamique (10) et la nécessité d'étendre le fonctionnement de la machine sur une large plage de débits et de taux de compression / détente, suivie d'un rendement isentropique acceptable (le plus grand possible). A cela il faudra ajouter le problème du couplage de deux machines : le compresseur, qui doit satisfaire aux besoins du moteur alternatif en pression et débit et la turbine, qui doit à son tour récupérer un maximum de l'énergie disponible dans les gaz d'échappement du moteur.

Pour des raisons de politique économique liées principalement à des problèmes d'investissement et de fabrication, le constructeur de turbocompresseurs ne peut jamais (sauf bien sûr dans des cas très particuliers) développer une machine spéciale pour chaque moteur. Par conséquent il revient au motoriste d'adapter les performances des moteurs déjà fabriqués, en modifiant certains paramètres comme, par exemple, les circuits aérodynamiques. En aucun cas ne doivent être affectés ni le rendement général du turbocompresseur, ni la possibilité de faire passer le débit des gaz demandé, afin d'assurer constamment une utilisation optimale du turbocompresseur.

Les besoins du moteur nécessitent une vitesse spécifique N_s de 0,1 à 1,0 ainsi qu'un diamètre spécifique d_s de 1 à 5 par les machines aérodynamiques ; dans cette plage de fonctionnement les deux types de machines, axiales ou radiales, peuvent trouver des applications, figure 2. Par souci de précision, il faudra remonter la limite inférieure à la vitesse spécifique de 0,7 dans le cas des petits turbocompresseurs pour véhicules terrestres à moteur ; pour ces derniers, les accélérations à bas régime nécessitent en effet une vitesse spécifique plutôt élevée, dans le but de diminuer ainsi l'inertie de la roue.

Cependant, le choix se fait plutôt vers des machines de type radial car, elles présentent des avantages que beaucoup jugent décisifs : c'est ce choix que nous avons retenu pour notre étude.

Tout d'abord, la machine radiale est beaucoup moins encombrante, avantage énorme si l'utilisation doit se faire dans le compartiment moteur d'un véhicule ; ensuite, le coût de fabrication de la machine radiale est incontestablement réduit grâce à la résolution des problèmes techniques à laquelle on est parvenu récemment ; enfin, la machine radiale possède une courbe de rendement moins pointue, la rendant plus souple pour des usages hors-site, donc pour une infinité de points de fonctionnement.

Il ne faut cependant pas oublier qu'on aura toujours recours à la machine axiale pour des problèmes d'utilisations spécifiques et suivant les gammes de besoins rencontrés.

Le motoriste, utilisateur potentiel, afin d'effectuer son choix de turbo-compresseur pour suralimenter son moteur, dispose généralement de la machine elle-même, (quasi-inconnue), souvent accompagnée de la carte des performances du compresseur, figure 3. Par contre il est plus rarement en possession du champ des caractéristiques de la turbine, qui n'est d'ailleurs pas toujours éloquent. Or, dans la plupart des cas, le constructeur de moteurs est obligé d'adapter un turbocompresseur donné à la configuration d'un type de moteur précis et, pour y parvenir, a besoin des caractéristiques générales des performances du turbocompresseur. Un tel critère de satisfaction exige donc l'établissement des cartes de performances des deux machines aérodynamiques. Cela sous-entend l'obligation d'expérimentation, puisque des calculs complets seraient loin de la résolution désirée, du moins compte tenu de la littérature disponible.

Il n'est pas impensable qu'un banc d'essai de moteur suralimenté puisse délivrer une gamme de cartes des performances des turbocompresseurs de suralimentation ; cependant, une telle réalisation est loin d'être possible car, pour arriver à l'établissement des champs des caractéristiques exactes des machines sur toute la plage de fonctionnement désirée, on

doit procéder au découplage des phénomènes de pulsations et des échanges thermiques ayant lieu sur le banc moteur. Il faut aussi choisir des mesures adaptées à ce genre de machine et, de même, découpler les différents paramètres qui entrent en jeu : débits, pressions, températures et vitesses de rotation, qui rendraient le banc moteur rigide et par conséquent difficilement opérationnel (en tous cas loin de son optimum acquis actuellement).

Toutes ces remarques nous conduisent donc à la nécessité d'une mise au point d'un banc d'essai de turbocompresseurs indépendant du banc moteur (11).

D'autre part, le motoriste est amené à mettre au point des programmes de simulation de moteur pour substituer une partie des essais effectués sur le moteur suralimenté et pour s'enrichir des résultats analytiques. En vue d'inclure la partie importante de la suralimentation, il a aussi besoin d'un programme de simulation des performances de turbocompresseur : on est alors conduit à mettre au point une modélisation du comportement du turbocompresseur.

En vue d'orienter cette étude, d'une manière assez complète, dans deux directions : expérimentation et modélisation, nous devons découpler les paramètres stationnaires des paramètres instationnaires. Nous sommes donc obligé d'étudier le turbocompresseur en lui appliquant des conditions stationnaires, pour obtenir ses caractéristiques en machine indépendante aussi, mais que comme élément du moteur suralimenté utilisé en régime stationnaire. D'autre part, pour caractériser aussi le turbocompresseur tel qu'on le rencontre lors du passage du moteur par des régimes instationnaires (qui sont précisément les plus fréquents), une étude en instationnaire s'avère nécessaire en expérience comme en modélisation (12).

Le travail présenté ici se situe en continuité avec la recherche et le développement des turbocompresseurs de suralimentation entrepris par la Régie Renault. Après avoir contribué à la conception et la mise au point d'un nouveau banc d'essai nous nous sommes appliqué à développer une méthode de prédiction des performances des turbocompresseurs. Ceci nous a amené à une étude en stationnaire, car une approche directe

instationnaire ne serait d'aucun intérêt à cause de son coût excessif pour l'utilisateur-motoriste. Celui-ci s'intéresse surtout au problème d'analyse et non pas de définition de la machine, qui est laissé au constructeur (13), (14) ; une approche paramétrique paraît donc suffisante.

Il ne faut pas négliger le fait que ceci va livrer des informations intéressantes pour le fabricant-metteur au point de turbocompresseurs qui éprouve la nécessité de plus en plus grande de concevoir la suralimentation en même temps que le moteur lui-même.

L'utilisateur a toujours donné la priorité au compresseur pour choisir le point d'adaptation avec le moteur : il a donc porté ses efforts sur l'étude du compresseur. Par conséquent la turbine a été considérée comme un organe presque annexe de récupération de puissance (15), et on ne s'est pas assez intéressé aux problèmes qu'elle pose. Il faut signaler que jusqu'à ces derniers temps, il y a eu des difficultés dans la fabrication de la turbine (difficultés évoquées plus haut). A la suite des premiers essais nous avons compris qu'une grande part de la responsabilité de l'incertitude des études menées jusqu'à présent sur les turbocompresseurs, repose sur la turbine. Ceci peut s'expliquer d'abord par les difficultés rencontrées au cours de l'expérimentation (puisque la turbine constitue la partie fonctionnant à des températures assez élevées) et aussi par la faible bibliographie concernant des études théoriques à caractère universel.

Par la suite, tout au long du premier chapitre, nous donnerons l'avantage à la partie turbine, pour aborder les généralités sur les turbocompresseurs, à savoir les différentes définitions relatives aux machines, la géométrie et le rôle des différentes composants de la turbine.

Considérant le caractère spécifique des machines, nous serons amené, dans le second chapitre, à montrer la nécessité et les particularités d'un banc d'essai de turbocompresseurs de suralimentation, avec différentes possibilités de fonctionnement. Celui-ci permettra l'obtention des cartes de performances des machines à l'aide de diverses mesures.

Dans le troisième chapitre nous présenterons la partie relative à la modélisation monodimensionnelle de la turbine centripète en commençant par les différentes études réalisées dans la littérature existante. Nous pèserons le pour et le contre de ces méthodes, et les avantages que nous avons pu tirer de chacune. Ainsi les hypothèses physiques émises sur la méthode mise au point seront évoquées et, pour terminer, les problèmes que peut poser une modélisation de ce type.

La formulation de cette méthode de calcul viendra dans le chapitre suivant.

Le cinquième chapitre sera consacré aux résultats expérimentaux et ceux obtenus avec notre modèle de calcul. Dans la majeure partie de ce chapitre nous essaierons de montrer l'importance relative de certains paramètres physiques ainsi que les besoins qu'un tel calcul impose à ses utilisateurs.

Le dernier chapitre s'ouvrira par l'étude de la turbine centripète à gaz en "multi-monodimensionnel". Les résultats expérimentaux seront comparés à ceux obtenus par le calcul.

En conclusion, cette étude des turbocompresseurs de suralimentation nous aura donné un moyen d'expérimentation à l'aide du banc d'essai et un moyen de calcul prédictif des performances d'une turbine à gaz centripète des petits turbocompresseurs de suralimentation en régime stationnaire.

CHAPITRE I

CARACTERISTIQUES GENERALES DU TURBOCOMPRESSEUR

I.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons décrire le groupe turbocompresseur de suralimentation en évoquant les particularités géométriques de celui-ci dans l'environnement moteur, tant du point de vue conception que du point de vue utilisation. Dans une première phase nous définirons les grandeurs géométriques et thermodynamiques caractéristiques dans le but de mieux suivre l'étude que nous allons détailler ; dans une deuxième phase nous présenterons les problèmes liés à l'utilisation du groupe turbocompresseur dans le moteur, les caractéristiques accessibles par l'utilisateur et les contraintes qu'elles imposent vis à vis des renseignements fournis par le constructeur. Enfin nous justifierons la mise en place de moyens d'essai en dehors du contexte moteur pour éliminer les erreurs d'interprétation du fonctionnement de la machine.

I.2. UTILISATION GENERALE ET INTERETS DU GROUPE DE SURALIMENTATION

Comme nous l'avons précisé dans l'introduction notre étude reste essentiellement liée à l'analyse de la partie turbine du groupe. Dans la gamme des vitesses spécifiques que l'on rencontre, le choix des turbines centrifètes se porte principalement sur des applications aéronautiques (démarrage de groupe de propulsion d'avion, de groupe de puissance auxiliaire, etc). On retrouve son utilisation dans les applications terrestres pour le cas d'installations cryogéniques (16), (17) ou de récupération d'énergie des gaz d'échappement. C'est aussi le cas de la suralimentation des moteurs diesel ainsi que des moteurs à allumage commandé.

Dans cette dernière application intéressante la turbine centripète est tenue de fonctionner avec des débits de 0,1 à 1,0 kg/s avec des taux de détente de 1,5 à 3,5 fournissant une puissance de quelques kw. Il faut signaler qu'on trouve récemment des turbines minuscules avec les mêmes taux de détente mais avec des débits de l'ordre de quelque 10 gr/s (18).

Les intérêts que présente la turbine centripète par rapport à la turbine axiale sont (par ordre plutôt scientifique qu'économique) (19) :

1. Un taux de détente de 3,5 conservant un bon rendement (avec ou sans distributeur, suivant les applications) *
2. Insensibilité aux problèmes d'incidence *
3. Une géométrie simple gardant de faibles dimensions, ceci pour une puissance allant jusqu'à 400 kW.
4. Relative insensibilité aux pertes par jeu ce qui n'est pas le cas des machines axiales.
5. Relative insensibilité aux vibrations.
6. Des problèmes réduits d'érosion.
7. Coût et fabrication intéressants.

(ceci pour le cas où l'impératif de fabrication de grande série prime sur le dessin aérodynamique poussé).*

Ces avantages expliquent le fait que les turbocompresseurs équipés de turbines centripètes sont en train de gagner du terrain depuis quelque temps.

Bien sûr les inconvénients ne manquent pas, à savoir :

1. Non conservation du bon rendement, surtout aux grandes puissances où d'ailleurs l'encombrement est assez important.

2. Des pertes relativement importantes aux paliers, bien qu'il semble (20) que de nouvelles techniques (palier à roulements très haute vitesse) soient en train de se développer.

I.3. LE GROUPE TURBOCOMPRESSEUR

I.3.1. Description générale

Le groupe turbocompresseur des moteurs suralimentés est constitué d'une turbine entraînée par les gaz d'échappement qui fournit l'énergie récupérée au compresseur solidaire d'elle-même, refoulant l'air dans les cylindres à une pression supérieure à la pression atmosphérique.

I.3.2. Géométrie et rôle des composants de la turbine centrifuge

L'objectif de notre étude consiste en une analyse du fonctionnement de la turbine telle qu'elle est fournie par le constructeur et donc une prédiction de ses performances lors d'un fonctionnement similaire à celui rencontré sur le moteur. Cela va par conséquent nous imposer quelques contraintes que nous évoquerons plus loin en proposant une description de la géométrie de cette machine. Les sections caractéristiques seront définies. Nous ferons également les remarques qui nous ont paru importantes pour l'objectif fixé.

Les différents organes qui constituent la turbine centrifuge sont, voir figure 4 :

- la volute
- le distributeur
- un espace lisse entre le distributeur et la roue mobile
- la roue mobile et
- le diffuseur.

La volute (station caractéristique 3), figure 5, est située juste après la conduite d'entrée (station caractéristique 4), qui est dans la plupart des cas constituée par l'ensemble des conduits d'échappement du moteur. Elle a pour fonction de rendre l'écoulement autant que possible axisymétrique en donnant aux gaz un mouvement giratoire afin d'obtenir le moment angulaire souhaité à l'entrée de la roue ou du distributeur (s'il existe). En effet, les conditions d'entrée des gaz sont défavorables, surtout si l'écoulement admis est pulsé. Dans le cas du moteur cet inconvénient peut être diminué par l'utilisation d'une volute à double entrée, figure 6. Pour une bonne connaissance de la volute qui joue un rôle important dans notre calcul, il est nécessaire de connaître complètement sa géométrie (forme de conduite, loi de section, etc - Annexe 1).

En sortie volute (station caractéristique 2), se trouve le distributeur (figure 59), qui, dans la plupart des cas, reste à pales fixes lors du fonctionnement de la machine. Le système à calage variable pourrait néanmoins être opérationnel dans un futur proche. Quand la machine est montée avec un distributeur, l'écoulement a une caractéristique supplémentaire : à la sortie du distributeur, on peut lui imposer un angle voulu pour tous les points de fonctionnement ce qui permet de maîtriser les pertes dues à l'incidence.

L'espace lisse compris entre la sortie du distributeur et l'entrée de la roue, (relativement court pour des raisons d'encombrement) est prévu dans le but d'éviter le contact entre le bord de fuite des pales du distributeur, souvent avec des traces d'érosion, et l'aubage de la roue mobile. D'autre part, il y a une diminution rapide des sillages en ce même espace lisse, due à l'accélération locale de l'écoulement. Ensuite se trouve l'entrée de la roue de la turbine (station caractéristique 2'). Les deux surfaces, à l'entrée et à la sortie du rotor (station caractéristique 1), sont importantes à connaître. Pour mieux les estimer il faudra tenir compte du blocage dû à l'épaisseur de l'aubage, bien différent à l'entrée et à la sortie.

La roue mobile, où s'effectue l'échange d'énergie (gaz-arbre), est constituée de pales dont la forme est plutôt radiale et prévues pour des contraintes mécaniques et thermiques. Des pales intercalaires peuvent

être ajoutées (21) afin de diminuer la charge aérodynamique des aubes. Le disque est souvent échancré entre les aubes pour minimiser les contraintes (c'est aussi le cas de notre expérience). Cet effet peut tout de même entraîner une perte supplémentaire à l'écoulement ; il faudra donc prendre en compte ce jeu supplémentaire lors de notre modélisation.

D'une manière générale, l'ensemble turbocompresseur et en particulier la turbine centripète sont fabriqués par moulage. Ceci impose un certain nombre de contraintes géométriques et mécaniques. Nous nous bornerons à citer celles qui nous semblent importantes pour conduire à une modélisation réaliste de l'écoulement.

Les contraintes de démoulage imposent en particulier l'existence d'un jeu en tête de pale. Celle-ci est de plus constituée d'un empilage de coupes compatibles avec le moulage, ce qui conduit à une géométrie particulière en sortie de pale (distribution de l'angle de sortie le long de l'arête au bord de fuite).

Les états de surface sont relativement grossiers. Cependant la qualité est considérablement améliorée grâce aux récents progrès de la technologie. Mais l'utilisation de matériaux peu coûteux pour la volute conduit à un état de surface qui risque d'être fortement pénalisant, ce que nous verrons lors de la prédiction des performances de la turbine (chapitre IV).

Les contraintes mécaniques conduisent également à fabriquer une roue mobile sans couvercle. Elles imposent de plus une loi d'épaisseur adéquate qu'il faudra prendre en compte par l'intermédiaire de coefficients de blocage.

En sortie, le diffuseur de la turbine doit récupérer au mieux l'énergie cinétique restante. De sa forme et de l'adaptation à l'environnement général dépend le bon fonctionnement de la machine. En fait, il existe un optimum de la forme de cette canalisation pour les applications moteur dans le but de conserver au mieux ses performances.

I.4. CRITERES GENERAUX DE DIMENSIONNEMENT DE LA TURBINE VITESSE ET DIAMETRE SPECIFIQUES

Nous allons définir ici les grandeurs caractéristiques utilisées dans la suite de l'étude, qui sont les vitesse et diamètre spécifiques (22).

Ces deux paramètres, utilisés afin de faciliter le choix et l'utilisation d'une machine, sont définis comme suit :

$$N_s = \frac{N q^{1/2}}{(WS)^{3/4}} \quad (1.1)$$

et

$$d_s = \frac{d (WS)^{1/4}}{q^{1/2}} \quad (1.2)$$

où N est la vitesse de rotation en tr/s
 q le débit volumique en m^3/s
 et WS le travail isentropique de la machine en J/kg.

En général, le rendement optimal est obtenu quand une gamme de diamètres spécifiques situés entre 2,8 et 4,8 est utilisée pour une vitesse spécifique allant de 0,35 à 0,7 (23).

I.5. CRITERES GENERAUX DE CARACTERISATION DE L'ECOULEMENT

I.5.1. Triangles de vitesses - Transfert d'énergie

Les gaz à la sortie de la volute ou du distributeur suivent une direction imposée, caractérisée par l'angle absolu α_2 de l'écoulement, qui est formé entre la vitesse absolue C_2 et la vitesse périphérique U_2 , figure 8. Ceci impose le module et la direction de la vitesse relative V_2 qui forme un angle β_2 avec la direction périphérique, β_2 est appelé : angle relatif de l'écoulement. Afin de compléter la description du triangle de vitesses ainsi constitué à l'entrée du rotor, la vitesse C_{m2} est appelée la composante méridienne de la vitesse absolue. On définit aussi les projections des vitesses absolues et relatives sur la direction périphérique soit C_{w2} et V_{w2} . On peut de la même façon définir un triangle de vitesses en sortie du rotor.

Si \mathcal{C} est le couple et ω la vitesse angulaire de la machine, l'échange d'énergie s'effectuant entre l'entrée et la sortie de la roue est donné par la relation suivante (25) :

$$\dot{W} = \mathcal{C}\omega = \dot{m}(U_2 C_{w2} - U_1 C_{w1}) \quad (1.3)$$

qui est la relation proposée par Euler.

I.5.2. Chute de température dans la turbine

L'équation d'énergie pour un processus d'un état "a" à un autre "b" peut être écrite(23), figure 7 :

$$\dot{W} + \dot{Q} = \dot{m}(h_a - h_b + \frac{C_a^2 - C_b^2}{2}) \quad (1.4)$$

avec \dot{W} : énergie récupérée sur l'arbre de la machine, par unité de temps
 \dot{Q} : quantité de chaleur évacuée, par unité de temps
 \dot{m} : débit masse
 h : enthalpie statique
 et C : la vitesse absolue de l'écoulement.

Ecrive pour une turbine sous forme d'enthalpie d'arrêt, avec l'hypothèse de l'adiabaticité, cette équation devient :

$$\dot{W} = \dot{m} (H_a - H_b) \quad (1.5)$$

Comme il n'y a pas de travail dans la volute et le distributeur, l'enthalpie d'arrêt reste constante, figure 9

$$H_4 = H_2 \quad (1.6)$$

Pour le rotor on a :

$$\dot{W} = \dot{m} (H_2 - H_1) \quad (1.7)$$

Ainsi, la puissance spécifique est égale à la chute de l'enthalpie d'arrêt (en l'absence de frottements de forces externes aux paliers, etc...).

Si le fluide peut être considéré comme un gaz parfait à C_p constant :

$$H_2 - H_1 = C_p (T_2 - T_1) \quad (1.8)$$

et, compte tenu de l'équation (1.3), il vient :

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \frac{U_2 C w_2 - U_1 C w_1}{C_p} \quad (1.9)$$

Cependant, en toute rigueur, R et C_p sont des fonctions de la température et on doit alors considérer la valeur moyenne de C_p entre les températures T_2 et T_1 .

I.5.3. Degré de réaction

Le degré de réaction (DR) d'une turbine peut être défini comme le rapport de la variation isentropique d'enthalpie dans la roue sur la variation isentropique d'enthalpie dans tout l'étage. DR est donc une manière de comparer la détente effectuée dans la roue par rapport à celle dans l'étage.

Il est tout de même plus utile de définir le degré de réaction comme suit :

$$DR = \frac{\text{Transfert d'énergie dû à l'échange en pression statique dans la roue}}{\text{Tranfert total d'énergie dans l'étage}}$$

qui devient à l'aide de la figure 9 :

$$DR = \frac{h_2 - h_1}{H_4 - H_1} = \frac{\left(H_2 - \frac{C_2^2}{2} \right) - \left(H_1 - \frac{C_1^2}{2} \right)}{H_4 - H_1} \quad (1.10)$$

ou

$$DR = 1 - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2 (H_4 - H_1)} \quad (1.11)$$

A l'aide des équations déjà vues et des triangles de vitesses nous pouvons écrire :

$$DR = \frac{\left(V_1^2 - U_1^2 \right) - \left(V_2^2 - U_2^2 \right)}{2 \left(U_2 C_{w2} - U_1 C_{w1} \right)} \quad (1.12)$$

Très souvent, les turbines centripètes sont fabriquées avec un $DR \cong 0,50$.

I.5.4. Rapport de vitesses U/C_s

Le rapport U_2/C_s est donné par la vitesse de la roue en tête U_2 divisée par la vitesse que les gaz auraient acquise suivant une expansion isentropique depuis les conditions à l'entrée de la turbine jusqu'à la pression statique à la sortie de la turbine, C_s , figure 9 :

$$\frac{U_2}{C_s} = \frac{U_2}{\sqrt{2(H_4 - h_{1S})}} = \frac{U_2}{\sqrt{2C_p T_4 \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}} \quad (1.13)$$

Ce terme est souvent utilisé pour les turbines à vapeur à action (26). Dans ce contexte le terme U_2/C_s évoque le rapport de la vitesse de la pale à la vitesse de jet.

I.5.5. Pertes dans la turbine

Nous avons porté notre choix sur une analyse de type monodimensionnel qui permettait la décomposition en éléments de l'ensemble de la turbine, compte tenu des besoins des utilisateurs des turbocompresseurs et notre volonté de rester dans des modèles d'analyse simples pour élaguer les problèmes physiques complexes qui interviennent dans ce genre de machines de faibles dimensions.

Par conséquent nous avons pu définir les différentes pertes à prendre en considération sur des éléments de machine indépendants les uns des autres, et en superposant les effets pour obtenir le résultat final. De même, nous avons été capable de proposer une liaison éventuelle entre nos calculs et des expériences souhaitées.

Enfin, un avantage supplémentaire a été de pouvoir prendre en compte des particularités des géométries possibles proposées par les fabricants, une volute à double entrée étant le premier exemple traité.

1.5.6. Processus de détente

L'évaluation des caractéristiques de l'écoulement à la sortie de la roue doit être faite en tenant compte du processus d'échange de travail entre le fluide et la roue. Le processus de détente du fluide peut se représenter sur le diagramme enthalpie-entropie de la figure 10. On définit :

- ΔH : le travail réellement récupéré
- ΔH_{is} : le travail récupéré par la chute, par un processus isentropique, de la pression désirée
- η_{is} : le rendement isentropique tel que :

$$\eta_{is} = \frac{\Delta H}{\Delta H_{is}} = \frac{T_4 - T_1}{T_4 - T_{1is}} \quad (1.14)$$

Les conditions en 1, réellement obtenues, dépendent des pertes d'énergie du fluide dans les différents organes de la turbine.

I.6. LE CHOIX DE LA TURBINE A INTEGRER AU MOTEUR

Nous avons vu depuis le début du chapitre les différents éléments constituant la turbine avec une description sommaire de ces derniers. Cependant, le groupe turbocompresseur doit être intégré dans un moteur existant ou à définir. Ceci pose un certain nombre de problèmes au motoriste lors de son effort d'adaptation. Nous en discuterons au paragraphe I.9. Tout au long de cette étude, il ne faudra pas oublier d'examiner la manière avec laquelle le constructeur de turbocompresseurs perçoit l'ensemble de ces problèmes, tout en imposant lui aussi des limites à l'utilisation de ses produits.

En premier lieu, la démarche logique consiste à considérer le turbocompresseur seul. Pour choisir un turbocompresseur à associer à un moteur existant, le motoriste a besoin de connaître ou de définir :

- les caractéristiques du turbocompresseur sous forme de paramètres que nous allons énumérer
- la gamme d'utilisation du turbocompresseur en fonction des différents régimes moteur
- les organes de liaisons entre moteur et turbocompresseur et donc l'adaptation du turbocompresseur au moteur.

Pour chacune de ces phases on constate que le motoriste doit seul résoudre ces différents problèmes.

En regardant l'expression des performances de la turbine en fonction du rapport U/C, figure 11, nous allons comprendre les problèmes supplémentaires auxquels le motoriste se trouve confronté. Dans le cas généralement rencontré il a à sa disposition une faible zone de performances fournie par le fabricant de turbocompresseurs. Il a donc des problèmes délicats d'appréciation de la valeur du rendement, pour les régimes de faible ou de fort U/C.

En effet, il n'existe pas à l'heure actuelle de groupe turbocompresseur adapté spécifiquement à un moteur, en particulier pour le cas des grandes séries. Il se trouve que, pour des raisons économiques, les constructeurs de turbocompresseurs proposent une gamme réduite qui est censée couvrir les possibilités du marché. Ceci paraît cependant discutable, dans le cas de machines spécifiques telles que les gros moteurs (applications marines, militaires, etc...).

Enfin, le motoriste doit, lui seul, adapter le turbocompresseur ainsi que les organes de liaisons car cela n'est pas du domaine de compétence du fabricant de turbocompresseurs (encore que, assez souvent, les constructeurs fassent des mises au point pour le compte des utilisateurs).

Notre étude doit donc être menée de façon à s'insérer dans la modélisation complète du moteur suralimenté pour répondre aux besoins du motoriste et à l'utilisation souhaitée du moteur.

A titre d'exemple, il arrive que le motoriste soit amené à faire un choix de géométrie de volute à entrée simple ou double, avec distributeur ou non, ou avec un autre dispositif de géométrie variable, l'ensemble étant couplé à une configuration de compresseur voulue. Enfin, la présence d'une soupape de décharge (waste-gate) autorise une partie des gaz d'échappement à s'écouler hors la turbine dans le but de ne pas dépasser un niveau désiré de pression de suralimentation.

I.7. LES GROUPEMENTS ADIMENSIONNELS DU GROUPE TURBOCOMPRESSEUR

La théorie de la similitude peut être valable surtout pour les machines considérées comme adiabatiques du fait du faible rapport surface/volume. Ceci est le cas pour le compresseur, mais risque d'être relativement moins justifié pour la turbine.

En appliquant l'analyse adimensionnelle habituelle (27) nous obtenons la relation (cf. Annexe 2) :

$$K_1 = f (K_2, K_3, K_4) \quad (1.15)$$

$$\text{avec } K_1 = \frac{P_4}{P_1}, \quad K_2 = \frac{\rho_4 U_2 d_2}{\mu_4}, \quad K_3 = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_4}}{d_2 P_4}, \quad K_4 = \frac{Nd_2}{\sqrt{P_4/\rho_4}}$$

et p : pression statique
 P : pression totale
 ρ : masse volumique du fluide
 μ : viscosité du fluide
 \dot{m} : débit masse
 U_2 : vitesse en tête de roue
 N : vitesse de rotation de la machine et
 R : constante massique des gaz parfaits.

L'influence de la viscosité étant négligeable en général (28), nous écrivons l'équation caractéristique de la turbine :

$$K_1 = f_1 (K_3, K_4)$$

$$\eta_{iS} = f_2 (K_3, K_4)$$

Pour un fonctionnement avec le même fluide et sur la même machine il en reste :

$$\frac{P_4}{P_1} = f_1 \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_4}}{P_4}, \frac{N}{\sqrt{T_4}} \right) \quad (1.16)$$

$$\eta_{iS} = f_2 \left(\frac{\dot{m} \sqrt{T_4}}{P_4}, \frac{N}{\sqrt{T_4}} \right) \quad (1.17)$$

Pour la turbine on fait référence aux conditions totales à l'amont et aux conditions statiques à la sortie de la machine, la composante dynamique étant supposée perdue. Pour une application à plusieurs étages ceci ne serait vrai que pour le dernier étage.

Les relations similaires sont valables pour le compresseur. Les grandeurs $\dot{m}\sqrt{T}/P$ et N/\sqrt{T} sont appelées débit et vitesse "réduits". En définissant des valeurs de référence T_0 pour la pression et P_0 pour la température, souvent proches des conditions ambiantes, nous pouvons nous y référer en corrigeant ainsi les valeurs réduites. Le débit corrigé deviendra $\dot{m}_{CO} = \dot{m}\sqrt{T/T_0}/(P/P_0)$ et la vitesse corrigée $N_{CO} = N/\sqrt{T/T_0}$.

I.8. LES DIFFERENTES REPRESENTATIONS DES CARACTERISTIQUES

Pour nous limiter du côté turbine nous allons présenter les quelques représentations utilisées actuellement, les caractéristiques des compresseurs utilisant des paramètres similaires.

La figure 12 propose une expression du débit et du rendement en fonction du taux de détente de la turbine, la variable paramétrique étant la vitesse de rotation. Cette représentation permet d'avoir facilement une ligne moyenne des débits en fonction du taux de détente, associée à une ligne des rendements maximum.

Une deuxième représentation, figure 13, est plus espacée, portant en abscisse la vitesse réduite, et le débit masse réduit et le rendement en ordonnées. Ces courbes sont tracées en isotaux de détente. Il est possible, figure 14, de superposer les courbes du rendement aux courbes du débit masse afin d'obtenir les "collines" de rendement de la machine.

Une dernière forme de représentation est celle du rendement de la turbine en fonction du rapport U/C paramétrée en isovitesses, déjà évoquée, figure 11.

Ce sont ces trois types de courbes qui sont généralement fournis par le constructeur de turbocompresseurs. On remarque qu'il est très difficile d'obtenir de la part du constructeur des cartes complètes des performances de la turbine (ceci n'est pas le cas pour la carte compresseur). Des études précédentes ont montré les difficultés rencontrées pour définir correctement les caractéristiques côté turbine. Nous y reviendrons dans le chapitre II.

Comme nous l'avons déjà évoqué lors du paragraphe I.7 le motoriste doit associer le turbocompresseur au moteur avec les renseignements fournis par le constructeur. Il se trouve alors confronté aux problèmes de caractérisation dans ce nouvel environnement. Nous allons les préciser le long du prochain paragraphe.

I.9. L'ADAPTATION DE LA TURBINE AU MOTEUR

L'utilisation des courbes caractéristiques fournies par les constructeurs pose un certain nombre de problèmes au motoriste, parmi lesquels :

I.9.1. L'emplacement

Les cartes constructeur sont établies pour des écoulements permanents avec des stations de référence souvent mal précisées. Le motoriste devra donc utiliser des sections de référence qui ne seront pas toujours les mêmes que celles choisies par le constructeur, soit par méconnaissance des emplacements exacts soit pour des problèmes d'accessibilité.

I.9.2. Le caractère instationnaire de l'écoulement

Celui-ci a pour conséquence des erreurs d'interprétation des résultats des performances sur moteur que l'on ne sait pas maîtriser, dans l'ignorance des conséquences des effets instationnaires sur le comportement du turbocompresseur ainsi que sur les mesures.

I.9.3. La température de fonctionnement

Une question se pose sur la maîtrise des mesures dans un environnement moteur à forte température ambiante et surtout pour une température des gaz qui n'est pas constante. Dans ces conditions les hypothèses d'adiabaticité des échanges d'énergie au niveau du turbocompresseur peuvent être mises en doute.

Compte tenu des problèmes que nous venons de signaler, nous devons, dans la mesure du possible, donner au motoriste les moyens d'analyser et de mieux utiliser les possibilités de mesures qui s'offrent à lui dans l'environnement moteur car c'est avec cet ensemble qu'il doit définir les caractéristiques générales de la suralimentation. C'est pourquoi la modélisation que nous mettons en place doit tenir compte de tous ces impératifs.

Une bonne étude de ces problèmes montre qu'il est impossible d'effectuer tout cela sur banc d'essai moteur (où un avantage principal est donné surtout à la souplesse des mesures relatives au moteur : combustion, etc...). Donc, pour un avancement considérable de la connaissance des turbocompresseurs, une installation spécifique s'avère nécessaire.

I.10. CONCLUSION

En conclusion de ce premier chapitre, nous réalisons qu'il faut une installation spécifique en dehors du banc d'essai moteur, pour effectuer une expérimentation détaillée sur les turbocompresseurs. A la suite de son étude sur les turbocompresseurs, *ELMALEH* (29) a proposé certaines améliorations du banc d'essai déjà existant et c'est aussi à l'aide de ses conclusions que nous allons essayer de mettre au point le nouveau banc d'essai de turbocompresseurs.

Dans cette installation on est alors obligé d'avoir accès aux demandes particulières du moteur en débit, pression et température. Il est encore nécessaire de pouvoir étudier les effets d'une double entrée, d'une waste-gate, et aussi de réaliser une étude complète à caractère instationnaire.

Ce banc d'essai devra nous permettre d'accéder aux caractéristiques réelles du turbocompresseur par l'intermédiaire de sondages complets en différents endroits caractéristiques de la machine en accord avec les choix des critères de modélisation que nous avons faits, qui seront présentés aux chapitres III et IV. Pour ce faire, un matériel spécifique de mesures devra être mis au point ainsi que des montages spéciaux sur ce même banc d'essai, qui doivent tendre à la restitution la plus correcte possible des caractéristiques moteurs.

CHAPITRE II

BANC D'ESSAI DE TURBOCOMPRESSEURS

II.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons exposer les raisons qui nous ont amené à la mise au point d'un banc d'essai turbocompresseurs devant offrir la possibilité d'un découplage des différents paramètres de fonctionnement des machines à étudier. Un tel banc d'essai doit permettre :

- d'établir les cartes des performances de la turbine et du compresseur à l'intention de l'utilisateur (pour ses besoins sur le moteur) comme du constructeur des turbocompresseurs (pour l'adaptation de la machine aérodynamique)
- d'étudier d'une manière plus approfondie les écoulements dans les différentes stations caractéristiques pour une meilleure connaissance du turbocompresseur et aussi pour une meilleure adaptation des moyens de mesure.

Enfin il est souhaité la réalisation d'expériences spécifiques pour appuyer les tentatives de modélisation des turbocompresseurs.

Nous présenterons les impératifs de fonctionnement du banc turbocompresseur que nous voulions réaliser.

Ceci nous a conduit à construire un banc d'essai spécifique à la suralimentation dont les éléments constitutifs seront décrits ultérieurement.

II.2. IMPERATIFS DE FONCTIONNEMENT

II.2.1. Puissance de la turbine

Considérons une turbine avec un écoulement de gaz à débit masse \dot{m}_T , ayant des conditions d'admission de pression et de température P_4 et T_4 et réalisant un taux de détente Π_T . Son point de fonctionnement est entièrement défini, donc la valeur de son rendement isentropique η_T et par conséquent la puissance délivrée au niveau de l'arbre du turbocompresseur sont connues (30). La puissance s'écrit :

$$P_T = \dot{m}_T (T_4 - T_1) = \dot{m}_T C_p T_4 \left(1 - \frac{1}{\Pi_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \eta_T \quad (2.1)$$

ou, en introduisant les valeurs réduites :

$$P_T = \eta_T \frac{\dot{m}_T \sqrt{T_4}}{P_4} \left(1 - \frac{1}{\Pi_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) C_p \sqrt{T_4} P_4 \quad (2.2)$$

En général, la pression P_4 varie mais P_1 reste pratiquement constante, proche de la pression atmosphérique ; elle dépend en particulier des conditions de l'ensemble turbine-conduite d'entrée-échappement (31). Nous pouvons remplacer P_4 par le produit $\Pi_T P_1$ et la relation (2.2) devient :

$$P_T = \eta_T \frac{\dot{m}_T \sqrt{T_4}}{P_4} \Pi_T \left(1 - \frac{1}{\Pi_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) C_p P_1 \sqrt{T_4} \quad (2.3)$$

II.2.2. Puissance du compresseur

Considérons de la même manière un compresseur avec un débit masse \dot{m}_C , avec des conditions d'entrée P_{1C} et T_{1C} et avec un rapport de compression Π_C . Son point de fonctionnement est défini, donc la valeur du rendement

isentropique η_C et la puissance délivrée au fluide par la machine sont connues :

$$P_C = \dot{m}_C C_p (T_{2C} - T_{1C}) = \dot{m}_C C_p T_{1C} \left(\Pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_C} \quad (2.4)$$

et en faisant apparaître les grandeurs réduites :

$$P_C = \frac{1}{\eta_C} \frac{\dot{m}_C \sqrt{T_{1C}}}{P_{1C}} \left(\Pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) C_p P_{1C} \sqrt{T_{1C}} \quad (2.5)$$

II.2.3. Couplage mécanique du compresseur et de la turbine

Le principe de fonctionnement du turbocompresseur lie mécaniquement le compresseur à la turbine, donc leurs vitesses de rotation sont égales :

$$N_C = N_T \quad (2.6)$$

et la puissance du compresseur est égale à la puissance disponible sur l'arbre délivrée par la turbine, aux pertes mécaniques près :

$$P_C = \eta_m P_T \quad (2.7)$$

où le coefficient η_m englobe toutes les pertes mécaniques. Ainsi par les relations (2.1), (2.4) et (2.7) on obtient :

$$\dot{m}_C C_p T_{1C} \left(\Pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_C} = \eta_m \eta_T \dot{m}_T C_p T_4 \left(1 - \frac{1}{\Pi_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (2.8)$$

A partir de ces dernières relations on peut faire le choix adéquat des paramètres qui rendent possible le fonctionnement du banc d'essai sous divers modes.

II.3. LES DIVERS MODES DE FONCTIONNEMENT

II.3.1. Le fonctionnement autonome

Dans ce mode de fonctionnement, qui représente un montage analogue à celui du moteur, l'air comprimé par le compresseur est brûlé dans une chambre de combustion dont les produits, qui simulent les gaz d'échappement moteur, alimentent la turbine. L'énergie récupérée lors de leur détente est fournie au compresseur pour la fermeture du cycle. La figure 15 montre le principe de fonctionnement de tous les modes avec les positions correspondantes des différentes singularités. Pour les débits masse on a facilement :

$$\dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_F \quad (2.9)$$

où \dot{m}_F correspond au fuel brûlé.

En supposant les pressions à l'admission du compresseur et à la sortie de la turbine proches de la pression atmosphérique ceci correspond à un cycle thermodynamique "fermé" (32) ; il existe une relation :

$$P_4 = f_1 (P_{2C}) \quad (2.10)$$

donc

$$\Pi_T = f_2 (\Pi_C) \quad (2.11)$$

la fonction f_1 dépendant de la géométrie de la chambre de combustion et du débit masse. A partir de cette forme du système d'équations du couple du compresseur et de la turbine on peut définir les variables de fonctionnement des deux machines.

Avantages et inconvénients

Le seul avantage est de ne pas avoir besoin en continu d'une source extérieure d'air comprimé, le lancement se faisant tout de même avec un apport d'air comprimé auxiliaire.

Les inconvénients majeurs de ce mode de fonctionnement sont :

- la pression P_4 reste toujours inférieure à P_{2C} , ce qui limite les possibilités de réglage
- il est difficile de décrire tous les points du champ turbine, car la chambre de combustion ne peut pas être adaptée à tous les régimes de fonctionnement existant sur un moteur réel
- les zones de fonctionnement sont limitées par l'existence d'une température maximale en sortie de chambre de combustion supportable par le turbocompresseur et les appareils de mesure.

II.3.2. Le fonctionnement turbine et compresseur isolés

Lors de ce mode de fonctionnement le compresseur aspire mais aussi refoule dans l'atmosphère ; la turbine est alimentée par une source d'air extérieure ; enfin les relations de couplage sont les mêmes que dans le paragraphe précédent.

Pour avoir des essais comparables, la température à l'entrée de la turbine T_4 est maintenue constante, et c'est elle qui va caractériser le fonctionnement du turbocompresseur "à froid" ou "à chaud". Si on considère un point donné sur la caractéristique de la turbine, les quatre grandeurs réduites suivantes seront fixées :

- le débit réduit
$$\dot{m}_T^* = \frac{\dot{m}_T \sqrt{T_4}}{P_4} \quad (2.12a)$$

- la vitesse réduite
$$N_T^* = \frac{N}{\sqrt{T_4}} \quad (2.12b)$$

- le taux de détente $\Pi_T = \frac{P_4}{P_1}$ (2.12c)

- le rendement isentropique η_T .

La pression P_1 en sortie de turbine est supposée connue comme proche de la pression atmosphérique. Ainsi avec N_T^* et T_4 connues, la vitesse de rotation N est connue ; avec Π_T et P_1 connus, on peut calculer la pression à l'entrée de la turbine. Enfin avec P_4 et \dot{m}_T^* connus le débit masse de la turbine sera connu.

Par la connaissance de ces paramètres de fonctionnement il est facile de calculer la puissance délivrée par la turbine au compresseur. Du côté compresseur maintenant, en connaissant la température d'entrée de l'air T_{1C} , la vitesse réduite $N / \sqrt{T_{1C}}$ est connue, donc l'isovitesse de fonctionnement du compresseur est déterminée. Ayant paramétré le champ compresseur en puissance le point de fonctionnement de ce dernier va se situer à l'intersection des deux courbes isovitesse et isopuissance.

Avantages et inconvénients

Ce mode de fonctionnement a l'avantage de permettre :

- de décrire entièrement le champ compresseur
- de maintenir la température à l'entrée de la turbine, T_4 , constante sur une partie du champ turbine donc un réglage de la chambre de combustion facilité et une température pas trop élevée pour les contraintes thermiques de l'installation et des appareils de mesure.

Par contre il impose la mesure de deux débits par des organes séparés.

II .3.3. Extension des zones de fonctionnement

Tout en restant sur le mode de fonctionnement compresseur et turbine isolés, il est possible d'augmenter la zone de fonctionnement ; pour ce faire, nous avons la possibilité :

- soit de changer la température T_4 que nous nous étions fixée constante
- soit de modifier les caractéristiques du compresseur.

Il est vrai que pour décrire la carte des performances de la turbine, le compresseur ne sert que comme un frein entraîné par la turbine. Or, pour qu'il puisse servir comme un frein réglable, on peut en modifier les caractéristiques en changeant la volute ou la roue, ou même les deux. Ainsi ce serait comme si on utilisait un "frein" différent sur le banc d'essai.

Il existe cependant une troisième possibilité : garder le même compresseur tout en changeant les conditions en pression et en température à son admission. En effet la relation (2.5) nous permet de voir que la puissance absorbée par le compresseur est proportionnelle à $P_{1C} \sqrt{T_{1C}}$: il suffit donc d'agir sur ces deux paramètres.

Compte tenu de la limite thermique imposée par l'utilisation des matériaux légers on n'a vraiment que la possibilité d'agir sur la pression P_{1C} . Suivant que l'on veuille augmenter ou diminuer la puissance absorbée, il suffira de mettre en surpression ou en dépression la boucle compresseur, par rapport à la pression atmosphérique. Ensuite, pour que le circuit reste fermé, il faudra reconduire après laminage et refroidissement (ou réchauffement), l'air à l'admission du compresseur.

II.4. LES MESURES A EFFECTUER POUR L'UTILISATEUR

Dans le but de caractériser un point quelconque dans le champ aérodynamique du turbocompresseur, il faut mesurer :

- du côté turbine : P_4 , T_4 , p_1 , T_1 , \dot{m}_T , N

- du côté compresseur : P_{1C} , T_{1C} , P_{2C} , T_{2C} , \dot{m}_C

II.5. LA PRECISION DES MESURES

La précision souhaitée des mesures ne sera pas loin du compromis entre la faisabilité de ces dernières, du coût des moyens de mesure appropriés et de la validité des modèles de calcul. Dans un premier temps et compte tenu du matériel de mesure existant, une précision de 8 % sur le rendement a été retenue pour les points de faibles taux de détente et de compression (régions où, habituellement, l'incertitude atteint son maximum). Ce niveau minimum de précision résulte des précisions réalisables, voir figure 16. Cette décomposition des erreurs peut être suivie en détails dans les travaux d'ELMALEH (29). Dans la suite nous allons proposer une application de l'importance de cette précision des mesures sur la valeur du rendement de la turbine.

II.6. OBTENTION DU RENDEMENT ISENTROPIQUE DE LA TURBINE

A la suite de nombreuses expériences sur le banc d'essai de turbocompresseurs de suralimentation, on s'est aperçu qu'il était difficile d'avoir une appréciation correcte du rendement isentropique de la turbine, exprimé à l'aide de la relation suivante :

$$\eta_{T,mes} = \frac{1 - t_1/T_4}{1 - (p_1/p_4)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.13)$$

A cause surtout des problèmes de mesures s'avérant délicates, et surtout de leur interprétation, les t_1 et p_1 ne sont pas toujours évidentes à mesurer ; on va le voir en détail dans le chapitre VI. A la suite de ces mesures, le rendement, appelé de ce fait "rendement mesuré", de la turbine est aussi erroné, ayant souvent des valeurs plus grandes que 1.

Pour pallier cet inconvénient nous avons préféré, lors de l'expérimentation, mesurer le travail réellement fourni par le compresseur à l'air d'admission et faire l'hypothèse que ce travail est égal au travail récupéré sur l'arbre de la turbine. Cette hypothèse traduit le fait que l'on néglige les pertes thermiques et mécaniques du turbocompresseur et a pu être partiellement vérifiée, comme nous le verrons au chapitre VI. Ainsi, nous définissons le "rendement calculé" de la turbine à partir des mesures faites côté compresseur, figure 17 :

$$\eta_{T,cal} = \frac{\dot{m}_C C_p (T_{2C} - T_{1C})}{\dot{m}_T C_p T_4 (1 - (p_1/P_4)^\gamma)} \quad (2.14)$$

Suivant les régimes de fonctionnement de la machine les deux façons d'accéder au rendement de la turbine donnent des résultats tout à fait différents, ceux "calculés" semblant être justes comparativement aux données des constructeurs de turbocompresseurs. En fonction des résultats des travaux d'ELMALEH (29), nous avons décidé de choisir comme rendement celui proposé par la relation (2.14).

Le niveau des erreurs possible (8 %) peut être diminué par une répétition des mesures désirées. Il faudra donc concevoir l'acquisition des mesures au banc d'essai en ce sens. Un premier travail a montré que l'on peut réduire la plage d'incertitude des mesures à 3 % en prenant certaines précautions (stabilisation des températures, des régimes de rotation, dérives, etc...).

II.7. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

Nous avons déjà présenté une première vue schématique du banc d'essai sur la figure 15. Sur la figure 18 nous pouvons suivre son fonctionnement, les différents circuits étant clairement mis en évidence. Lors de cette conception du nouveau banc d'essai nous avons rencontré deux types de contraintes : géométriques et celles liées aux mesures.

II.7.1. Les contraintes géométriques

L'écoulement alimentant le compresseur, nous avons dû le prendre à l'extérieur, cf. figure 19 ; de même, celui quittant la turbine a dû être évacué vers l'extérieur, à une température assez élevée, atteignant plusieurs centaines de degrés. Compte tenu du niveau des pressions et des débits à passer, il faut bien maîtriser le niveau du bruit provoqué.

Dans le but de satisfaire les différents modes de fonctionnement vus dans le paragraphe II.3 on doit prévoir des circuits séparés compresseur et turbine mais aussi des circuits d'alimentation en combustible de la chambre de combustion, d'huile pour les parties tournantes et d'eau pour les composantes à refroidir.

Ayant souvent besoin d'intervenir sur le banc d'essai, même lors de son fonctionnement, une facilité d'accès devra être prévue d'autant plus que la moitié du banc se trouve à de fortes températures. De même nous devons prendre nos dispositions pour l'emplacement du générateur de pulsations (pour l'étude en instationnaire) ainsi que pour un emplacement éventuel d'une installation laser pour des mesures spécifiques.

Lors de la conception du banc d'essai il faut prévoir des longueurs de tuyauteries satisfaisant les normes des différentes mesures souhaitées (débits, etc...) mais aussi capables de tenir compte de la géométrie (forme) du box mis à notre disposition. Nous ne devons pas oublier les pertes de charge de l'écoulement dans les diverses canalisations, spécialement en sortie de turbine où l'on ne doit pas trop s'éloigner des conditions de fonctionnement sur le moteur. Les dilatations de l'installation ont été prévues avec l'utilisation de compensateurs adéquats.

Enfin, un dernier point important à retenir est l'interchangeabilité des différents turbocompresseurs, sans importantes modifications de l'installation principale.

II.7.2. Les contraintes des mesures

Dans l'intention d'un suivi du fonctionnement du banc à des conditions acceptables, et aussi pour mieux centraliser les informations nécessaires, une salle de mesures indépendante s'avère indispensable.

Les différentes mesures devront être multipliées, dans le but d'une connaissance suffisante des différentes machines à étudier, ce qui implique des lignes et des connections de pressions et de températures considérables. Aussi, il faudra calorifuger les parties sensibles de mesures afin de satisfaire l'hypothèse de l'adiabaticité.

Enfin, des moyens de contrôle et de stabilisation seront nécessaires, surtout pour la température à l'entrée de turbine pour bien maîtriser le fonctionnement "à froid" et "à chaud" sous une température constante. Ceci sera bien utile pour une comparaison des différents résultats entre eux mais aussi pour fournir des éléments utiles à la modélisation.

Dans la suite nous allons voir les moyens qui vont nous permettre de réaliser ces mesures.

II.8. LES MOYENS DE MESURE SPECIFIQUES AUX UTILISATEURS

II.8.1. Les mesures de température

Les mesures de température sont réalisées avec des thermocouples Chromel-Alumel, figure 20, qui sont indiqués pour être utilisables sur toute notre gamme d'utilisation.

Les sondes gainées utilisées au début, qui entraînaient des erreurs de plusieurs degrés, ont été remplacées par des thermocouples du commerce que nous avons modifiés et adaptés à nos besoins. Les sondes finalement obtenues comportent un capotage à fonction double : diminuer les échanges thermiques par rayonnement entre la soudure chromel-alumel et les parois de la canalisation et transformer la composante cinétique de l'écoulement en énergie thermique. Ainsi on est raisonnablement à même de supposer que

l'on mesure la température totale des gaz. Autrement dit, le coefficient de recouvrement (33) des sondes utilisées est de faible valeur et reste peu sensible au nombre de Mach.

La première génération de sondes utilisées possédait des soudures à nu pour diminuer leur temps de réponse. En même temps elles présentaient les défauts de posséder une chute de la résistance d'isolation de la sonde (due au caractère hydrophile de la matière isolante) et une altération des propriétés thermoélectriques de la partie sensible de la sonde (due à l'oxydation de la soudure à nu).

Ces inconvénients nous ont amené à utiliser des thermocouples gainés de 0,25 mm de diamètre.

Enfin, toutes ces mesures de température ont été compensées par rapport à la température ambiante d'une manière plus ou moins sophistiquée, suivant l'utilisation de la température mesurée.

II.8.2. Les mesures de pression

Nous avons effectué deux types généraux de mesures de la pression avec des prises à la paroi et avec des prises directement au sein de l'écoulement.

II.8.2.1. Les mesures de pression pariétales

Pour la réalisation de ces mesures nous avons usiné quatre perçages sur la circonférence définissant la section de mesure, figure 21. Ces perçages, espacés de 90°, sont reliés à une capacité tampon qui sert à nous délivrer la pression moyenne. En faisant l'hypothèse que l'écoulement est monodimensionnel et avec peu d'écart entre la réalisation des prises de pression et les normes existantes, la pression ainsi mesurée est la pression statique. La lecture de ces mesures ainsi que de celles évoquées par la suite se fait soit directement sur un manomètre en U, soit par l'intermédiaire d'un capteur-transducteur, sur un appareil de lecture digital.

II.8.2.2. Les sondes de pression

Comme la pression statique seule ne suffit pas toujours à nous donner tous les renseignements nécessaires au motoriste, nous avons dû mettre au point (34) une sonde spéciale qui est conçue pour mesurer directement la pression totale de l'écoulement aux endroits où cela est nécessaire. En fait cette sonde n'est pas autre chose qu'un tube de pitot classique, mais adapté aux différents types de montage du banc d'essai des turbo-compresseurs.

II.8.3. Mesure des débits gazeux

Les débits d'air entrant dans le compresseur et des gaz quittant la turbine sont déterminés à l'aide des diaphragmes construits et installés selon les normes françaises (35). L'erreur relative commise sur le débit masse calculé à la base de ces mesures varie aux alentours de 2 %.

II.8.4. Mesure des débits liquides

La mesure du fuel consommé dans la chambre de combustion est effectuée soit à l'aide d'une capacité calibrée soit à l'aide d'un capteur volumétrique. Ce débit permet de calculer la richesse du mélange dans les gaz d'échappement, nécessaire pour nos calculs thermodynamiques.

Le débit d'huile, lui aussi, est mesuré par un capteur volumétrique, pareil à celui utilisé pour la consommation de fuel. Ce capteur, associé à un système électronique, nous permet l'affichage continu et totalisateur du débit de l'huile circulé. Ce dernier, joint à la connaissance des températures d'entrée et de sortie de l'huile au turbocompresseur, nous permet d'obtenir un ordre de grandeur de la puissance dissipée dans les paliers, donc des pertes de la machine dites mécaniques.

II.8.5. Mesure de la vitesse de rotation

La vitesse de rotation du turbocompresseur est mesurée par un capteur magnétique classique. En aimantant au préalable l'écrou de la roue du compresseur, nous obtenons un champ magnétique tournant. Le signal obtenu, après amplification du courant induit dans une bobine, est lu sur un fréquencemètre.

II.9. LES MOYENS DE MESURE SPECIFIQUES A LA MODELISATION

Lors des mesures spécifiques à la modélisation il faudra :

- multiplier les mesures classiques relevées sur le moteur
- réaliser des mesures complémentaires, telles que les sondages dans des plans caractéristiques à l'entrée et la sortie des machines. Ces mesures nécessitent des moyens appropriés (36) que nous allons présenter ci-dessous.

II.9.1. Les mesures de température

Il s'agit d'obtenir un arrangement spécial des sondes classiques (déjà vues au paragraphe II.8.1) pour arriver à mieux effectuer les mesures nécessaires. Aussi il est parfois obligatoire de concevoir des formes de sondes simples ou multiples pour chaque type d'utilisation. En général, toutes ces applications ont en commun les thermocouples chromel-alumel sous diverses formes.

II.9.2. Les mesures de pression

Nous avons dû fabriquer nos propres sondes directionnelles afin de réaliser les balayages en pression aux différents endroits de l'installation du banc d'essai. Une telle sonde, figure 22, est capable de mesurer

les pressions statique et totale de l'écoulement mais aussi, à l'aide des pressions gauche et droite, nous aider à connaître la direction de l'écoulement en ce même point de mesure. Le principe de la sonde appelée "col de cygne" est tel que sa partie sensible reste toujours sur un même axe de rotation indifféremment de l'angle de l'écoulement, donc son angle de positionnement. Ceci permet alors d'effectuer un balayage sur une même droite, étant, bien sûr, sur l'axe de rotation de la sonde.

Cependant nous continuerons à avoir besoin des mesures de pression à la paroi pour arriver, à l'aide de calculs détaillés, à trouver une corrélation entre celle-ci et la pression moyenne mesurée.

II.10. LA CHAÎNE D'ACQUISITION ET DE TRAITEMENT DES DONNÉES

Pour l'acquisition et le traitement des signaux (pressions, températures, etc...) nous avons opté pour un système précis à 14 bits, qui peut assurer l'acquisition aussi en régime pulsé (ou transitoire) grâce à sa vitesse de 60 kHz. En fait nous disposons d'une centrale ANALOGIC AN 5400, 65 kHz sur 14 bits et 14 voies. Le traitement des données est effectué sur un mini-ordinateur DIGITAL MINC-11, processeur PDP-11, 56 kmots avec deux unités de stockage (2 disques rigides, 5 millions d'octets).

II.11. LES RESULTATS DES SONDAGES

Les sondages qui ont été effectués sont commentés en référence (29). Nous voulons simplement préciser ici que, du point de vue de l'utilisateur des moyens de mesure propre à l'installation du banc turbocompresseur, ces balayages ont caractérisé les zones critiques qui nécessitaient une attention particulière pour obtenir des cartes de fonctionnement de références correctes. Ainsi donc, nous pouvons voir sur la figure 23 les moyens de mesure retenus à la suite de cette caractérisation de l'écoulement pour les entrées et sorties du compresseur et de la turbine.

Ces balayages ont en outre permis de fournir des éléments de critique sur les choix possibles de modélisation de l'écoulement que nous aborderons dans le prochain chapitre.

II.12. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons développé l'intérêt de la conception, en essayant de l'améliorer, d'un banc d'essai de turbocompresseurs, ainsi que les différentes particularités qu'un tel banc d'essai doit présenter afin de mieux satisfaire les études demandées.

Nous avons vu ensuite les mesures que nous nous sommes amené à effectuer à l'aide de ce banc d'essai et qui nous ont servi à donner des réponses à certaines des questions posées sur les turbocompresseurs de suralimentation et à appuyer les calculs que nous avons développés en parallèle.

Enfin, nous avons vu ce que peut représenter la réalisation de telles campagnes d'essai, afin d'obtenir des mesures précises et capables donc de pousser encore plus loin l'approfondissement de la connaissance de ces machines.

Ainsi la conception du banc turbocompresseur répond à trois besoins spécifiques :

- donner au motoriste les moyens d'utiliser ces caractéristiques locales pour définir un champ complet réaliste de la turbine centrifuge
- caractériser par des mesures locales fiables les groupes de turbocompression en vue de la modélisation de l'ensemble du moteur suralimenté
- fournir des indications pour la modélisation que nous allons proposer maintenant.

CHAPITRE III

REMARQUES CONCERNANT LA CONCEPTION D'UNE MODELISATION MONODIMENSIONNELLE DES TURBOCOMPRESSEURS RADIAUX

III.1. INTRODUCTION

Dans ce troisième chapitre nous allons rappeler les besoins qui ont poussé le motoriste à se lancer dans une étude de prédiction des performances.

Par la suite nous ferons un rappel des schémas et des décompositions habituellement utilisés dans une approche monodimensionnelle. Ensuite nous critiquerons certains aspects des modélisations existant dans la littérature. Ceci nous permettra de faire un choix et de proposer des améliorations qui nous ont semblé utiles, dans le but d'obtenir une méthode de prédiction des performances de la turbine centripète, méthode qui peut également être valable pour le compresseur centrifuge.

III.2. INTERET D'UNE METHODE DE PREDICTION MONODIMENSIONNELLE

Cette partie de l'étude portant surtout sur la turbine, nous constatons que les deux types de turbines sont actuellement utilisés pour les diverses applications des turbocompresseurs de suralimentation. Ici est traité le cas des petits turbocompresseurs, où les deux machines sont radiales. Dans ce cas les turbines sont, en général, équipées d'une volute sans distributeur. Ce montage est préféré parce qu'il offre un coût réduit de fabrication, tout en ayant une simplicité de construction. Avec des méthodes de calcul (37), (38), (39), (40), (41) appuyées par des méthodes expérimentales (42), (43) on peut approcher l'écoulement à l'intérieur de cette volute.

Si on veut s'intéresser de très près à la caractérisation de l'écoulement, celui-ci est complexe : il s'agit d'un écoulement visqueux, compressible, tridimensionnel et instationnaire (44). Les éléments évoqués pour la volute ne suffisent pas pour son étude complète. Il faut des méthodes permettant une étude similaire de l'écoulement à l'intérieur de la roue. De telles études n'étant pas accessibles dans la littérature, du moins pour des applications sur les turbocompresseurs, nous allons nous limiter à une approche monodimensionnelle de l'ensemble de la machine. D'autre part, pour ne pas oublier le coût réduit de la machine, on est limité dans le coût global du calcul ce qui explique le choix limité de cette étude.

III.3. BESOINS DU MOTORISTE UTILISATEUR

La réalisation d'une telle étude doit correspondre presque en sa totalité aux besoins exprimés par le motoriste, utilisateur des turbocompresseurs. Ceci entraîne des problèmes de conception de programmes de calcul et de liaison avec les mesures effectuées sur le banc d'essai.

III.3.1. Problème de conception de programmes de calcul

Tout d'abord, il est nécessaire que cette approche puisse servir à analyser tous les composants de la turbine séparément : la volute, le distributeur, la roue et tenir compte de l'entrée et de la sortie de la machine. Un point important à considérer doit être une souplesse permettant d'examiner ou même de négliger chaque composant à chaque instant. Les turbines utilisées en général par le motoriste ont une géométrie radiale ou mixte ; cette particularité va nous amener des paramètres supplémentaires dans la conception du programme de calcul.

Nous allons voir dans la suite, que les pertes de l'écoulement des gaz d'échappement le long de leur passage dans la turbine sont calculées à l'aide de modèles qui sont souvent semi-empiriques. Or il est souhaitable de pouvoir utiliser différents modèles de pertes. A priori une

concordance satisfaisante entre les données expérimentales et les résultats analytiques ne peut être prévue que par une approche paramétrique. Notre étude devrait donc pouvoir tenir compte, si nécessaire, des données semi-empiriques qui pouvaient provenir d'une approche expérimentale. Cela veut dire qu'il faudra bien coupler cette étude à l'expérience acquise sur le banc d'essai.

Ayant vu les obligations essentielles du point de vue du motoriste, reste une remarque à faire. Lors de la mise en oeuvre d'un tel calcul il faudra l'envisager avec un enchaînement de plusieurs sous-routines, donc des calculs complètement indépendants. L'expérience montre qu'un tel calcul permet la souplesse souhaitée par l'utilisateur.

III.3.2. Problèmes de liaison avec les mesures sur le banc d'essai

L'étude envisagée devrait remplacer en partie l'expérimentation, plus longue et plus onéreuse, cela étant possible avec un calcul paramétrique des champs caractéristiques basé sur quelques données expérimentales. On a déjà évoqué en partie ce problème dans le paragraphe III.3.1.

Le but primitif de ce calcul est cependant de contribuer à l'effort expérimental aux endroits où les mesures s'avèrent délicates, complétant ainsi les cartes expérimentales de performances.

III.4. RAPPEL DE LA LITTERATURE

III.4.1. Les hypothèses fondamentales

Afin qu'un plan de calcul puisse être, par la suite, rationnellement utilisé il est nécessaire d'en préciser clairement le domaine de validité. Pour ce faire, nous allons préciser les hypothèses fondamentales sur lesquelles repose cette méthode de prédiction.

Nous allons nous intéresser tout d'abord à un écoulement supposé monodimensionnel et stationnaire, les différents paramètres le décrivant ne vont alors dépendre que d'une variable de position attachée aux gaz. Autrement dit ces paramètres seront constants sur chaque section de passage dans la machine et resteront invariables par rapport au temps. Les inhomogénéités spatiales seront alors prises comme une superposition de phénomènes homogènes. D'autre part l'écoulement est supposé axisymétrique, ce qui consiste à supposer les surfaces de courant axisymétriques ; il en est de même pour tous les paramètres caractéristiques.

La fonction d'état utilisée est celle des gaz parfaits et l'exposant isentropique γ est fixé constant le long du calcul. En réalité nous nous servons de la valeur moyenne de cet exposant lors d'une détente réelle des gaz dans la turbine.

Une autre hypothèse importante reste à faire sur les transformations subies par les gaz qui sont considérées comme adiabatiques (45) et irréversibles : nous supposerons donc que les échanges de chaleur avec l'extérieur sont nuls.

Enfin, les pertes totales seront alors déterminées par superposition des pertes élémentaires situées aux différents niveaux de la turbine.

III.4.2. Les équations utilisées

Les équations que nous allons utiliser sont les équations classiques, à savoir - figure 24 :

- l'équation de conservation de la masse
- l'équation de quantité de mouvement
- l'équation de l'énergie
- les relations de fermeture consistant en des relations qui calculent les différentes pertes dans la turbine que nous détaillerons par la suite.

III.4.3. Division de la turbine

Pour parvenir à une souplesse dans le calcul mais aussi pour donner une aisance au suivi de cette méthode nous avons divisé la turbine en plusieurs stations caractéristiques (cf. chapitre II), entrée de la volute, entrée sortie de la roue, plans de mesure à l'amont et à l'aval de la turbine. Cette division étant donnée sur la figure 5, ces mêmes points caractéristiques serviront pour l'interprétation du diagramme enthalpie-entropie, proposé figure 9.

III.4.4. Classification des pertes

Dans le cadre d'une approche monodimensionnelle, les pertes sont habituellement divisées en deux groupes distincts :

- les pertes internes à l'écoulement du fluide
- les pertes externes à l'écoulement du fluide.

Dans les pertes internes on distingue celles par frottement concernant les parties le long desquelles un contact entre les gaz et les parois a lieu, celles dues à la charge aérodynamique sur les aubages et enfin les pertes particulières, telles que pertes par incidence, pertes par jeu, et pertes dues aux interactions des écoulements visqueux qui se développent sur les enveloppes de la machine.

Dans le bilan énergétique qui va suivre, seront faites les hypothèses suivantes en ce qui concerne les pertes :

- Nous avons déjà supposé que l'écoulement dans la turbine est adiabatique. Une conséquence directe de cette hypothèse est que la chaleur dégagée, relative aux pertes extérieures s'évacue vers l'extérieur du système constitué par les zones en contact avec l'écoulement du fluide.
- Il existe des pertes de "recirculation" dans le cas des roues avec couvercle.

Pour le cas de roues sans couvercle d'autres phénomènes dits de "recirculation" peuvent apparaître côté disque, en tête de roue (problème de

non uniformité de l'écoulement en sortie volute).

Aucun échange n'a lieu entre le débit de recirculation et le débit quittant la turbine, ainsi le travail relatif au débit de recirculation correspond à une perte externe. La seule conséquence du débit de recirculation est donc le surdimensionnement de la turbine pour le débit fourni.

III.4.4.1. Les pertes internes à l'écoulement du fluide : ΔH_{INT}

I) Les pertes par frottement

Ces pertes, figure 24, sont associées à l'écoulement du fluide, lors de son passage dans les différents composants de la turbine, dues au frottement du fluide contre les parois fixes ou mobiles. Des pertes par frottement ont lieu dans la volute, dans le distributeur s'il en existe, lors du passage des gaz dans le canal interaubes et enfin dans le diffuseur en sortie de turbine. Il faut préciser ici que toutes ces composants sont assimilés à des passages caractérisés par un diamètre et une longueur hydrauliques. En fait, ces paramètres sont pris en valeurs moyennes dans chaque passage. Pour le calcul de ces pertes ΔH_{FROT} nous avons encore besoin de la masse volumique des gaz, de la vitesse moyenne de l'écoulement et enfin d'un coefficient de frottement qui lui, est une fonction du nombre de Reynolds moyen de l'écoulement.

II) Les pertes de charge

Les pertes dues à la charge aérodynamique des aubages (fixe ou mobile) ΔH_{CHARGE} sont liées à l'évolution des couches limites qui se développent sur des profils en présence de gradients de vitesses moyennes.

III) Les pertes particulières

Enfin il y a les autres pertes qui ont lieu, que nous appellerons pertes particulières et qui sont les pertes par incidence, par jeu et les pertes secondaires.

Les pertes par incidence apparaissent principalement quand la turbine n'a pas de distributeur qui justement a comme effet de minimiser ces pertes. Dans ce cas alors l'angle d'approche de l'écoulement vers le rotor est en général différent de l'angle de l'aubage β_{2b} , cette différence étant la cause de pertes dans l'écoulement ΔH_{INC} . Nous allons voir plus loin les différentes approches prédictives de ces pertes.

Les pertes par jeu ΔH_{JEU} sont dues au jeu qui existe entre la roue et le carter extérieur.

III.4.4.2. Les pertes externes à l'écoulement du fluide : ΔH_{EXT}

Elles sont divisées en deux groupes :

I) Les pertes dues au frottement du disque : ΔH_{DISQ}

On suppose que l'énergie absorbée par frottement du disque provoque la réduction du couple développé par le rotor et se trouve dissipée en chaleur transférée dans les gaz.

II) Les pertes provoquées par la recirculation : ΔH_{REC}

Elles sont dues à la recirculation du fluide, comme on les a vues plus haut dans le paragraphe III.4.4.

III.4.5. Définitions des rendements

A partir de la figure 10 on peut définir les rendements suivants :

III.4.5.1. Rendement isentropique de la roue

$$\eta_{ROUE} = 1 - \frac{\sum \Delta H_R}{C_p(T_4 - T_{1is})} \quad (3.1)$$

où $\sum \Delta H_R = \Delta H_{FROT} + \Delta H_{CHARGE} + \Delta H_{JEU}$

III.4.5.2. Rendement isentropique de la turbine

Il faut prendre en compte ici toutes les pertes internes à l'écoulement du fluide :

$$\eta_{\text{TURB}} = 1 - \frac{\sum \Delta H_{\text{INT}}}{C_p(T_4 - T_{1\text{is}})} \quad (3.2)$$

où $\sum \Delta H_{\text{INT}} = \sum \Delta H_{\text{R}} + \Delta H_{\text{VOL}} + \Delta H_{\text{DIST}} + \Delta H_{\text{INC}} + \Delta H_{\text{DIFF}}$

III.4.5.3. Rendement de l'étage

$$\eta_{\text{ETAGE}} = 1 - \frac{\sum \Delta H_{\text{INT}} + \sum \Delta H_{\text{EXT}}}{C_p(T_4 - T_{1\text{is}})} \quad (3.3)$$

III.4.6. Relations de calcul des différentes pertes

Les pertes présentées dans le paragraphe III.4.4 seront exprimées, suivant le cas, sous forme d'une chute de pression ou de température ou, ce qui revient au même, une différence d'enthalpie ΔH (cf. paragraphe III.4.5). Les pertes sous forme de chute de température seront déterminées comme le produit d'un coefficient de perte par une dynamique :

$$\Delta T_k = \zeta_k \cdot D_k \quad (3.4)$$

III.4.6.1. Pertes internes

I) Pertes par frottement

Pour le calcul des pertes par frottement dans la volute on utilise la relation suivante qui exprime ces pertes sous la forme d'une chute de

pression (annexe 3)

$$\Delta P_f = C_f \frac{L_H}{D_H} \frac{\bar{C}^2}{2} \quad (3.5)$$

où L_H , D_H sont les longueur et diamètre hydrauliques moyens de la volute, $\bar{\rho}$ la masse volumique moyenne, \bar{C} la vitesse moyenne dans la volute et C_f un coefficient de frottement (46) fonction du nombre de Reynolds moyen de l'écoulement et de la rugosité moyenne des parois internes de la volute. On calculera de la même manière les pertes par frottement dans le distributeur et le diffuseur de la turbine.

Le calcul des pertes par frottement dans la roue va se faire sous forme d'une différence de température. Pour tenir compte des effets de non uniformité de la distribution de vitesse due au développement des couches limites le long de l'aubage (47) *JANSEN* (48) a proposé la relation suivante :

$$\zeta_f = 2 C_f \frac{L_H}{D_H} \left(\frac{\bar{V}}{U_2} \right)^2 \quad (3.6)$$

où \bar{V} est la vitesse moyenne, pondérée comme suit :

$$\bar{V} = \frac{1}{4} (2\bar{V}_2 + V_{1e} + V_{1h}) \quad (3.7)$$

où V_{1e} et V_{1h} sont les vitesses relatives en tête et au pied de sortie du rotor. Jansen a proposé aussi des relations corrigées par *WALLACE* (49) dans le cas d'une turbine mixte pour calculer L_H et D_H (Annexe 4).

II) Pertes de charge aérodynamique

On a observé pour les roues de compresseurs centrifuges fonctionnant à proximité du point d'incidence optimale que ces pertes peuvent être représentées par le biais d'un facteur de diffusion comme celui utilisé dans la terminologie des compresseurs axiaux. Une expression approximative a été donnée

par *LIEBLEIN* (50) étendue aux compresseurs centrifuges par *DALLENBACH* (51). Ces pertes sont exprimées en terme de facteur de diffusion, D , qui prédit quantitativement la diffusion totale dans le passage de la roue :

$$D = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{0,75 (\Delta H_t / U_2^2)}{\left[\frac{Z}{\pi} \left(1 - \frac{d_{e1}}{d_2} \right) + 2 \frac{d_{e1}}{d_2} \right] \frac{V_1}{U_2}} \quad (3.8)$$

où ΔH_t est le travail récupérable sur l'arbre de la machine.

La première partie de cette expression est reliée au rapport de vitesse, vitesse qui en général se trouve augmentée vers la sortie de la roue, et la deuxième partie tient compte de la distribution de la charge sur l'aubage. Le coefficient de pertes est alors exprimé par :

$$\zeta_c = 0,05 D^2 \quad (3.9)$$

III) Pertes particulières

a) Pertes par jeu

Dans le cas général où l'aubage utilisé n'est pas fermé, l'existence d'un jeu entre la roue et le carter pourra être la cause de fuites. La différence de pression entre l'intrados et l'extrados de chaque pale engendrera alors un écoulement à travers ce jeu. Il est clair que cet écoulement de fuite va interférer avec l'écoulement principal et le perturber. A l'issue de son analyse *JANSEN* (48) a proposé la relation suivante pour calculer les pertes par jeu (c'est celle que nous avons adoptée) :

$$\zeta_j = 0,6 \left(\frac{j}{b_2} \right) \left(\frac{C_{w2}}{U_2} \right) \sqrt{\left\{ \frac{2\pi}{b_2 Z} \left[\frac{d_{e1}^2 - d_{n1}^2}{(d_2 - d_{e1})(1 + \rho_2 / \rho_1)} \right] \right\} \left(\frac{C_{w2}}{U_2} \right) \left(\frac{C_{m1}}{U_2} \right)} \quad (3.10)$$

Une relation plus simple, directement issue de l'expérience sur des turbines centripètes a été publiée (52) :

$$\zeta_j = \frac{2j}{b_2} \left(\frac{d_{e1}}{d_2} - 0,275 \right) \quad (3.11)$$

b) Pertes par incidence

i) Généralités

Pour calculer les pertes par incidence de l'écoulement sur la roue *KASTNER* et *BHINDER* (53) utilisent tout simplement une expression graphique donnant la perte de pression totale en fonction de l'angle d'incidence et de la pression totale avant la roue. Cette courbe, d'origine expérimentale, présente un minimum pour un angle d'écoulement bien différent de celui de l'aubage. Ceci peut s'expliquer par le fait que les effets de glissement, qui sont importants pour une roue à écoulement principalement radial, ont déjà été pris en compte.

ii) Le modèle à pression constante

Lors de leurs travaux *WHITFIELD* et *WALLACE* (54) ont proposé un modèle de perte par incidence à pression constante que nous allons présenter ci-dessous.

On suppose que l'écoulement de fluide se fait d'une station 1, figure 25, vers une station 2, en suivant l'angle de la pale β_{2b} , ce processus ayant lieu à pression constante. Le diagramme température - entropie est représenté sur la même figure.

Puisque le rayon reste constant, l'enthalpie totale relative restera constante ; donc on aura :

$$t_2 + \frac{\gamma-1}{2\gamma R} V_2^2 = t_1 + \frac{\gamma-1}{2\gamma R} V_1^2 \quad (3.12)$$

D'où

$$\frac{t_2}{t_1} = 1 + \frac{\gamma-1}{2a_1^2} (V_1^2 - V_2^2) \quad (3.13)$$

Par l'équation de conservation de débit nous avons :

$$V_1 \cos \beta_1 \rho_1 A_1 = V_2 \cos \beta_2 \rho_2 A_2 \quad (3.14)$$

qui s'écrit encore :

$$V_2 = V_1 \frac{\rho_1}{\rho_2} A_R \quad (3.15)$$

avec

$$A_R = \frac{A_1 \cos \beta_1}{A_2 \cos \beta_2} \quad (3.16)$$

Pour une pression statique constante, les masses volumiques vérifieront la relation :

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{t_2}{t_1} \quad (3.17)$$

Avec tous ces éléments on arrive à l'équation suivante :

$$\frac{t_2}{t_1} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{V_1^2}{a_1^2} \left\{ 1 - \left(\frac{t_2}{t_1} \right)^2 A_R^2 \right\} \quad (3.18)$$

qui nous donne comme solution le rapport des températures statiques :

$$T_R = \frac{t_2}{t_1} = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 4A_R^2 M_1^2 \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2 \right)}}{2A_R^2 M_1^2 \left(\frac{\gamma-1}{2} \right)} \quad (3.19)$$

Il est clair que l'augmentation de l'entropie est une fonction de A_R et du nombre de Mach de l'écoulement amont M_1 . Nous pouvons aussi lier A_R directement au paramètre d'incidence, l'angle i , par la relation :

$$A_R = \frac{A_1}{A_2} (\cos i + \sin i \cdot \tan \beta_2) \quad (3.20)$$

A la limite il n'y aurait pas de perte si $t_2 = t_1$ et $V_2 = V_1$ donc $A_R = 1$, et par conséquent l'angle d'attaque β_1 vérifierait :

$$\cos \beta_1 = \frac{A_2}{A_1} \cos \beta_2 \quad (3.21)$$

Pour pouvoir prendre en compte l'analyse des pertes par incidence pour des paramètres A_R plus grands que 1, il a été proposé (55) de remplacer $(A_R - 1)$ par $(1 - A'_R)$, définissant ainsi :

$$A'_R = 2 - A_R \quad (3.22)$$

Ceci oblige à une symétrie de l'augmentation de l'entropie de part et d'autre de $A_R = 1$, qui n'est pas toujours en accord avec les résultats expérimentaux. Dans ces cas alors une élévation à la puissance K est proposée pour le rapport des températures T_R .

iii) Modèle de perte NASA

Cette procédure, propose (56) que les pertes par incidence soient égales à la composante tangentielle de l'énergie cinétique relative ; ceci a d'ailleurs été proposé par d'autres auteurs.

Pour les turbines à entrée radiale (cas le plus fréquent), l'angle de la pale est $\beta_{2b} = 90^\circ$ et les pertes sont données par :

$$L_{in} = \frac{V_1^2 \cos^2 \beta_1}{2} \quad (3.23)$$

Dans l'expression générale nous pouvons retrouver :

$$L_{in} = \frac{|V_1^2 \cos^2 \beta_1 - V_2^2 \cos^2 \beta_2|}{2} \quad (3.24)$$

A l'aide du diagramme température - entropie, figure 25, les pertes s'écrivent :

$$L_{in} = H_{1R} - H_{2S} = C_p (T_{1R} - T_{2S}) \quad (3.25)$$

Alors :

$$\frac{T_{2S}}{T_{1R}} = 1 - \frac{\gamma-1}{2} \frac{L_{in}}{(a_1^2 + \frac{\gamma-1}{2} V_1^2)} \quad (3.26)$$

qui, avec l'équation précédente, donne l'expression du rapport des températures :

$$T_R = \frac{T_{2S}}{T_{1R}} = 1 - \frac{\gamma-1}{2(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2)} |M_1^2 \cos^2 \beta_1 - M_{R2}^2 \cos^2 \beta_2| \quad (3.27)$$

les nombres de Mach étant exprimés par rapport aux conditions à l'entrée.

On peut obtenir, comme plus haut :

$$\frac{t_2}{t_1} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} (M_1^2 - M_{R2}^2) \quad (3.28)$$

et pour les masses volumiques :

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = (T_R)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(\frac{t_2}{t_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (3.29)$$

Un calcul itératif pourra nous donner les paramètres à la sortie (station caractéristique 2).

Pour les deux méthodes générales qu'on vient de voir, il est important de remarquer leur accord satisfaisant dans un domaine assez large d'applications testées indépendamment par les deux équipes. Les deux procédures reviennent d'ailleurs au même si elles sont appliquées pour une turbine à entrée radiale, donc pour $\beta_{2b} = 90^\circ$, ce qui est généralement le cas.

Dans la suite nous allons voir les pertes par incidence qui sont calculées à l'aide du coefficient de glissement de la roue.

iv) Prise en compte du coefficient de glissement

Le coefficient de glissement de la roue μ , suivant son utilisation sur les compresseurs centrifuges, est défini comme le rapport de la composante tangentielle de la vitesse absolue à la composante tangentielle de la vitesse absolue idéale, les deux étant relatives aux gaz en tête de roue.

Le coefficient de glissement du compresseur a fait l'objet des travaux détaillés de plusieurs investigateurs ; citons entre autres *WIESNER* (57), *WHITFIELD* (58) et aussi le travail de base de *STANITZ* (59).

Basée sur des résultats numériques pour un angle de pale $\beta_{2b} = 90^\circ$ l'expression suivante a été établie pour le coefficient de glissement des roues à aubes droites :

$$\mu = 1 - 0,315 \sigma \quad (3.30)$$

où σ est l'espacement angulaire de l'aubage.

L'expression due à *STODOLA* (60) pour le même coefficient et pour des roues toujours à pales droites est la suivante :

$$\mu = 1 - 0,500 \sigma \quad (3.31)$$

Pour utiliser une relation plus générale, *ECK* (61) a proposé ultérieurement l'expression suivante :

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\sigma}{4} \frac{\sin \beta_{2b}}{(1 - 1/\epsilon)}} \quad (3.32)$$

pour exprimer μ en fonction aussi de l'angle de l'aubage, qui ne sera pas forcément radial pour toutes les machines utilisées.

Après avoir évoqué certains travaux qui portent sur le coefficient de glissement et inventorié les relations qui existent pour le calculer, nous allons rapidement expliquer comment ce coefficient intervient dans le calcul des pertes par incidence.

Supposons que la roue possède un nombre infini de pales. Dans ce cas il est facile de comprendre que l'écoulement sera parfaitement guidé par l'aubage, donc son angle relatif sera égal à l'angle de la pale β_{2b} . Sur le triangle de vitesses correspondant (qui est celui incidé ∞), figure 26, il est facile de calculer la composante tangentielle de la vitesse absolue, qui est égale, dans notre cas, à la vitesse périphérique de la roue.

D'autre part il est clair qu'il existe un angle d'approche de l'écoulement pour lequel les pertes par incidence seront minimales (pratiquement nulles). Pour ces conditions d'écoulement, avec un angle d'incidence optimum nul, le triangle de vitesses correspondant sera repéré par une notation étoile. Le calcul de la composante tangentielle de la vitesse absolue optimale est fait justement à l'aide du coefficient de glissement. Enfin, les pertes dues à l'incidence seront exprimées par la différence des composantes tangentielles entre la vitesse absolue optimale et la vitesse absolue actuelle des gaz.

Après avoir passé en revue tous ces modèles, *BENSON* (62) a suggéré le calcul des pertes par incidence suivant le modèle à pression constante.

III.4.6.2. Pertes externes

I) Pertes par frottement du disque

Les seuls à avoir proposé un modèle de prédiction des pertes par frottement du disque sont *DAILY* et *NECE* (63). A la suite des travaux expérimentaux et théoriques sur les effets de rotation d'un disque plan lisse à l'intérieur d'un cylindre rempli par un fluide, ils sont arrivés à donner des informations importantes pour différents écoulements. Ces écoulements sont caractérisés par des nombres de Reynolds variant de 10^3 à 10^7 pour un jeu constant tout le long du disque mais admettant des modifications entre deux expériences. La relation suivante exprime le coefficient de ces pertes :

$$\zeta_{fd} = \frac{C_m \bar{\rho} U_2 d_2^2}{8\dot{m}} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.33)$$

où C_m est une fonction du nombre de Reynolds exprimé avec les paramètres en tête de roue et la valeur du jeu de disque.

II) Pertes par recirculation

Il n'existe pas, étant donné la configuration géométrique de la turbine centripète (sans couvercle), de possibilité de recirculation autre que celle qui peut intervenir par une mauvaise alimentation de la roue en sortie de la volute. Nous avons donc estimé que les pertes par recirculation, si elles existent, sont comptabilisées dans les pertes de la roue que nous avons définies.

III.4.7. Autres méthodes de prédiction utilisées

Nous avons vu jusqu'ici les différents éléments utilisés principalement dans une méthode de prédiction des performances. Il existe encore d'autres méthodes qu'on pourrait caractériser comme utilisant des coefficients semi-empiriques pour calculer les différentes pertes dans l'écoulement.

On peut les diviser en deux catégories :

- celles qui utilisent les résultats expérimentaux pour mettre au point des expressions semi-empiriques paramétriques comme celles de *RODGERS* (64)
- celles qui utilisent des coefficients numériques, provenant d'un ensemble d'expériences, comme *JANSEN* et *QVALE* (65), *HAMAJIMA* (66) ou *FUTRAL* et *WASSERBAUER* (56), ces derniers laissant le souci à l'utilisateur de calculer ces coefficients à l'aide des expériences spécifiques.

III.5. LES RAISONS DU CHOIX D'UNE MODELISATION DE CE TYPE

Les travaux sur la modélisation des turbines centripètes connus dans la littérature existante et en grande partie présentés rapidement ci-dessus, ont tous un point commun : celui d'avoir été appliqués sur des turbines de dimensions relativement grandes. Nous avons donc été obligés de ne pas négliger d'abord le problème lié aux besoins du motoriste utilisateur du turbocompresseur et ensuite le problème lié au type des machines souhaité c'est-à-dire les petites dimensions.

Il est bien clair que l'utilisateur désire avoir une certaine liberté pour choisir la manière de réaliser l'adaptation du turbocompresseur de suralimentation sur le moteur, ce qui signifie que le calcul retenu doit avoir assez de souplesse pour satisfaire aux besoins exprimés. D'autre part, la petite taille des machines utilisées risquait d'être une source d'ennuis pour l'élaboration d'un modèle de prédiction des performances de la turbine radiale.

Nous n'avons donc pas inventé notre modèle de calcul, mais nous nous sommes inspiré de manière physique, réaliste et cohérente des publications dont nous avons pu disposer. Ensuite nous avons essayé d'améliorer les formulations, globalement ou en partie, pour mieux prendre en compte la spécificité des petits turbocompresseurs, par exemple la présence ou non du distributeur, l'influence des jeux relatifs. Ainsi nous sommes arrivé à donner quelques preuves qu'une telle modélisation était réalisable avec une approche expérimentale assez réaliste.

III.6. LES POINTS PRINCIPAUX DE CETTE MODELISATION

Dans la littérature examinée nous avons retenu un certain nombre de points qui nous semblaient intéressants pour contribuer au montage du squelette de la méthode que nous allons proposer. Ces points sont :

- plusieurs hypothèses faites par les différents auteurs
- le schéma de détente des gaz sur le diagramme entropie-enthalpie, combiné aux triangles de vitesses aux différentes stations caractéristiques de l'écoulement le long de la turbine
- certains modèles de pertes utilisés dans la littérature nous ont paru significatifs pour nos applications.

D'autre part il y a eu plusieurs points litigieux que nous avons rencontrés et pour lesquels nous avons jugé important d'essayer une approche plus complète pour l'établissement de notre modèle de calcul.

Au début, nous nous sommes mis à mieux analyser les pertes par frottement qui ont lieu à l'intérieur de la volute, entre les parois et les gaz d'échappement. Nous avons donc repris cette analyse pour tenir compte de la liaison physique entre les pertes par frottement dans la volute et la non conservation du moment angulaire de l'écoulement (cf. paragraphe IV.3).

Par la suite nous avons examiné les pertes dues à l'incidence de l'écoulement dans la roue mobile de la machine. Bien que cette question soit déjà traitée dans les publications évoquées, nous avons préféré tester tous ces modèles de pertes mais aussi compléter davantage cette étude, comme nous allons l'expliquer dans le prochain chapitre, dans le but de mieux prendre en considération ce problème.

III.7. LES POINTS SUPPLEMENTAIRES APPORTES DANS CETTE MODELISATION

Mis à part le travail concernant la volute et l'incidence nous avons fait intervenir quelques points supplémentaires lors de cette étude. Ainsi nous avons pris en compte les pertes dues à la charge aérodynamique de l'aubage, donc principalement distinguées par rapport aux pertes de charge classiques du fait de la rotation de la roue. Pour ce faire, nous avons utilisé une expression empruntée à la modélisation du compresseur centrifuge.

Les pertes dues au jeu du couvercle et à celui du disque (donc plutôt attribuées à la forme spécifique de la machine radiale) ont été étudiées et les résultats que nous allons présenter plus loin vont montrer leur influence relative et donc l'obligation de les intégrer dans un calcul correct de prédiction des performances de la turbine.

Enfin, un effort important a été porté sur l'écoulement à la sortie de la machine, surtout par l'étude des différentes possibilités qu'ont les gaz de quitter la roue, ceci étant clairement compréhensible à l'aide des triangles de vitesses correspondants.

A la suite de cette analyse qui nous a apporté des informations nouvelles mais surtout des questions demandant des réponses, nous avons mis au point le calcul que nous allons présenter au chapitre suivant. Cette méthode, pour le meilleur ou pour le pire, sera soumise à la critique qu'on ne pourra manquer de faire aussi bien au vu des résultats que pour les applications et extensions éventuelles à venir.

CHAPITRE IV

UNE METHODE DE PREDICTION DES PERFORMANCES D'UNE TURBINE A GAZ CENTRIPETE DE PETITES DIMENSIONS

IV.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons détailler la méthode de prédiction que nous proposons. Nous nous intéresserons au déroulement opératoire proprement dit du calcul qui consistera en un enchaînement de relations thermodynamiques et aérodynamiques appliquées en différents endroits caractéristiques de la turbine. Ces calculs nous permettront de connaître les différents paramètres caractéristiques de l'écoulement tels que pressions, températures et vecteurs vitesses. Ces données nous aideront par la suite à décrire le fonctionnement de la turbine étudiée. Nous présenterons les variables d'entrée et de sortie du programme de modélisation. De ces valeurs seront déduits le taux de détente et le rendement isentropique de la turbine ainsi que la puissance et le couple disponibles sur l'arbre de la machine (cf. aussi figure 24).

IV.2. LE DEROULEMENT DU CALCUL

Dans les paragraphes suivants nous allons présenter la mise en forme de la méthode de prédiction proposée. Comme support à cette étude nous avons utilisé une turbine HOLSET H1B, seule machine ayant jusqu'alors fourni les résultats expérimentaux nécessaires à la comparaison avec les calculs.

Afin de décrire cette méthode nous allons utiliser les équations générales, compte tenu des hypothèses précisées dans le chapitre III. Sur les figures 27 et 28 est présenté l'organigramme du calcul et un exemple d'entrées - sorties est donné figure 29.

IV.3. CONDUITE D'ENTREE - VOLUTE

Dans ce tronçon sont connus les paramètres d'entrée P_i et T_i , mesurés en 4, qui identifient les conditions de pression et température totales dans cette section :

$$P_4 = P_i \quad (4.1)$$

$$T_4 = T_i \quad (4.2)$$

Pour la détermination des pertes de charge entre le plan de mesure à l'entrée de la turbine et le plan d'entrée de la volute on utilise l'équation calculant les pertes de charge décrite au paragraphe III.4.6.1. tout à fait similaire aux pertes dans la volute. De cette manière il est aisé de déduire la pression P_3 et, sous l'hypothèse d'adiabaticité, de poser :

$$T_3 = T_4 \quad (4.3)$$

nous pouvons donc fixer le point caractéristique 3 sur le diagramme H - S, figure 9.

En connaissant les pression et température en 3, le débit massique ainsi que la géométrie de la machine nous pouvons, grâce à l'équation de conservation de masse mise sous la forme :

$$\frac{C_3}{\sqrt{C_p T_3}} \left(1 - 0,5 \left(\frac{C_3}{\sqrt{C_p T_3}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = \frac{\dot{m} \sqrt{C_p T_3}}{P_3 A_3} \frac{\gamma}{\gamma-1} \quad (4.4)$$

calculer la vitesse C_3 (cf. Annexe 5).

Lors de la revue de la littérature présentée dans le chapitre III nous avons remarqué que *KASTNER* et *BHINDER* (53) faisaient le calcul des conditions à l'entrée de la roue avec l'hypothèse de conservation du moment angulaire entre l'entrée et la sortie de la volute, ce qui conduit à

l'égalité :

$$\frac{d_2}{2} C_{w2} = r_3 C_3 \quad (4.5)$$

relation qui permet alors de calculer la composante tangentielle C_{w2} de la vitesse à la station 2.

Il est cependant évident que l'action du frottement des gaz contre les parois de la volute altère aussi la quantité de mouvement. Nous allons utiliser ici le théorème de la quantité de mouvement dans l'hypothèse où la volute est une ligne de courant. Afin de prendre en compte cette perte (67) qui se traduit par une diminution de la vitesse tangentielle C_{w2} , il est nécessaire de modifier légèrement l'égalité (4.5). Nous ferons alors intervenir un coefficient de frottement déduit du nombre de Reynolds moyen en volute, qui multiplié par la surface interne moyenne de la volute donnera un terme F , la résultante des forces exercées par la volute sur les gaz sous forme de frottement aux parois. Ainsi la relation (4.5) sera modifiée comme suit :

$$\frac{d_2}{2} C_{w2} = r_3 \left(C_3 - \frac{F}{\dot{m}} \right) \quad (4.6)$$

Cette perte en vitesse tangentielle étant explicitée, il nous faut maintenant exprimer la perte en pression totale qui s'y apporte. Ce calcul se mènera suivant la manière décrite dans le chapitre III pour obtenir ainsi la pression totale à la sortie de la volute P_2 . Avec la même hypothèse d'adiabaticité, la température à la sortie de la volute vaudra :

$$T_2 = T_3 \quad (4.7)$$

Il est donc possible de réécrire l'équation de la conservation de la masse, en sortie de volute, sous la forme suivante :

$$\frac{\dot{m} \sqrt{C_p T_2}}{P_2 \pi b_2 d_2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{C_{w2}}{\sqrt{C_p T_2}} \tan \alpha_2 \left\{ 1 - 0,5(1 + \tan^2 \alpha_2) \left(\frac{C_{w2}}{\sqrt{C_p T_2}} \right)^2 \right\} \frac{1}{\gamma - 1} \quad (4.8)$$

La solution de cette équation nous donnera la valeur de l'angle absolu α_2 de l'écoulement à la sortie de la volute ou, aussi bien, à l'entrée de la roue de la turbine. La connaissance de C_{w2} et de α_2 nous permet, grâce au triangle de vitesses, d'accéder à la vitesse absolue C_2 et, par le biais des relations suivantes :

$$t_2 = T_2 - \frac{C_2^2}{2C_p} \quad (4.9)$$

$$p_2 = P_2 \left(\frac{t_2}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.10)$$

de connaître les température et pression statiques à l'entrée de la roue. De cette manière les valeurs totales et statiques en 2 peuvent être fixées sur le diagramme H-S.

Parmi les données initiales figurait la vitesse de rotation N de la turbine. La relation :

$$U_2 = \pi d_2 N \quad (4.11)$$

donnera la vitesse périphérique en tête de la roue. Ces vitesses ainsi calculées, le triangle complet de vitesses peut être construit et nous permettre d'obtenir la vitesse relative V_2 des gaz par rapport à la roue de la turbine.

Après avoir calculé ces paramètres nous allons par la suite nous intéresser à une étape importante : il s'agit de l'incidence de l'écoulement dans la roue de la machine.

Remarque :

Il existe aussi une forme simplifiée pour calculer les pertes dans la volute, par exemple en écoulement incompressible :

$$\frac{P_3 - P_2}{\frac{1}{2} \rho C_3^2} = K \quad (4.12)$$

D'autre part l'équation de Bernoulli peut s'écrire :

$$P_2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho (C_{m2}^2 + C_{w2}^2) \quad (4.13)$$

A l'aide de l'équation (4.12) nous pouvons connaître la pression P_2 et en utilisant ensuite la relation (4.13), la vitesse C_{m2} étant connue par l'équation de continuité, nous obtenons une relation entre la valeur de la pression statique p_2 et celle de la vitesse C_{w2} .

Une telle relation en liaison avec de simples mesures sur le banc d'essai pourra nous donner une idée de l'estimation de la vitesse C_{w2} faite par ailleurs.

IV.4. INCIDENCE

Avant d'aborder ce paragraphe il nous faut tout d'abord connaître les conditions totales relatives à l'entrée de la roue. Nous obtenons ainsi la température totale relative à l'aide de la relation suivante :

$$T_{2R} = t_2 + \frac{V_2^2}{2C_p} \quad (4.14)$$

La pression totale relative des gaz, avant qu'ils n'attaquent le rotor, est donnée par l'expression :

$$P'_{2R} = p_2 \left(\frac{T_{2R}}{t_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.15)$$

Il nous faut alors effectuer le calcul des pertes par incidence. Après avoir fait des essais préliminaires, nous avons choisi un modèle dérivé de celui proposé par *WHITFIELD* (54) .

En premier lieu nous faisons l'hypothèse que l'écoulement suit l'angle imposé par l'aubage et que la pression statique se conserve. Ceci nous autorise à utiliser le modèle à pression constante et de calculer ainsi la hausse de température due à l'incidence. Ce saut est représenté par le passage du niveau énergétique statique absolu en 2, avant la roue, figure 30, au niveau statique relatif en 2, juste après le bord d'attaque de la pale. Cette perte se traduit d'autre part par la chute de la pression totale de P'_{2R} à P_{2R} , ceci dans l'hypothèse de la conservation de la température totale relative.

C'est maintenant que nous faisons l'extension du modèle utilisé en tenant compte, dans un premier temps, du blocage dû à la présence des aubes à l'entrée de la roue. La section effective ne sera donc plus la section géométrique :

$$A_2 = \pi d_2 b_2 \quad (4.16)$$

mais une section contractée, modifiée par le facteur de blocage B_2 , défini par la relation (cf. figure 30) :

$$B_2 = 1 - \frac{ze_2}{\pi d_2} \quad (4.17)$$

On définit alors une surface bloquée :

$$A_{2b} = B_2 A_2 \quad (4.18)$$

Pour une modélisation plus précise, dans une optique bidimensionnelle, ce coefficient devra effectivement tenir compte en plus de l'aubage, des phénomènes pariétaux dus au développement des couches limites et autre phénomène dépassant le niveau envisagé pour cette approche monodimensionnelle.

Arrivé à ce point il nous faut rappeler la définition de la rothalpie, grandeur utilisée dans les études de turbomachines et représentant l'échange d'énergie au niveau d'une partie tournante. La rothalpie est

donc égale à l'enthalpie totale relative diminuée de la composante périphérique de l'énergie cinétique des gaz. Ainsi on notera :

$$I = H_R - \frac{U^2}{2} \quad (4.19)$$

En faisant l'hypothèse de l'absence de transfert de chaleur entre le rotor et l'extérieur, déjà contenue dans les hypothèses de base, la rothalpie se conservera entre l'entrée et la sortie de la roue, ce qui conduit à la relation :

$$I = H_{2R} - \frac{U_2^2}{2} = H_{1R} - \frac{U_1^2}{2} \quad (4.20)$$

La température totale relative à la sortie de la roue est immédiatement déduite de la relation précédente :

$$T_{1R} = T_{2R} - \frac{1}{C_p} \left(\frac{U_2^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} \right) \quad (4.21)$$

On obtient finalement la pression totale relative à la sortie de la roue, celle qui aurait été obtenue après une détente des gaz sans pertes au niveau de la roue :

$$P'_{1R} = P_{2R} \left(\frac{T_{2R}}{T_{1R}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.22)$$

IV.5. PERTES INTERNES A LA ROUE

Comme nous l'avons déjà évoqué dans le paragraphe III.4.6. chacune de ces pertes est exprimée par une relation de la forme :

$$\Delta T_k = \zeta_k D_k \quad (4.23)$$

Pour calculer les dynamiques nécessaires au calcul de ΔT_k , qui, en général, sont exprimées à l'aide de la vitesse à la sortie de la roue, nous supposerons connue la vitesse relative V_1 . Nous verrons par la suite la constitution du triangle de vitesses.

La température statique des gaz à la sortir du rotor peut être calculée à l'aide de la relation suivante :

$$t_1 = T_{1R} - \frac{V_1^2}{2C_p} \quad (4.24)$$

IV.5.1. Pertes par frottement dans la roue

Les pertes par frottement seront calculées comme le produit du coefficient de pertes par la dynamique considérée sur la vitesse V_1 :

$$\Delta T_f = \zeta_f \frac{V_1^2}{2C_p} \quad (4.25)$$

IV.5.2. Pertes de charge aérodynamique

Elles seront calculées à l'aide de la relation (3.8) comme suit :

$$\Delta T_o = \zeta_o U_2^2 \quad (4.26)$$

IV.5.3. Pertes par jeu

Les pertes dues au jeu seront calculées de même par (3.10) :

$$\Delta T_j = \zeta_j \frac{V_1^2}{2C_p} \quad (4.27)$$

Il faudra tout de même remarquer que dans notre étude les deux relations (3.10) et (3.11) ont conduit à des résultats comparables.

IV.6. CALCUL DES PARAMETRES EN SORTIE ROUE

Après avoir calculé les pertes internes à la roue nous obtenons, sous la forme d'une différence de température ou d'enthalpie, une partie de l'énergie non récupérée par la machine. C'est directement cette différence de température qui va affecter le rendement isentropique de la machine comme il a été précisé antérieurement.

Pour calculer les paramètres en sortie de roue nous avons choisi un diamètre, représentatif en monodimensionnel de cette section caractéristique, d_1 calculé comme suit :

$$d_1 = \sqrt{\left[\frac{d_{e1}^2 + d_{hi}^2}{2} \right]} \quad (4.28)$$

Si l'écoulement à l'intérieur de la roue avait été privé de pertes, la température obtenue serait celle isentropiquement calculée à la suite d'une détente jusqu'à la pression p_1 . Nous la retrouvons à l'aide de la relation suivante :

$$t_{1iS} = t_1 - \Delta t_{INT} \quad (4.29)$$

En utilisant la relation de détente isentropique il est alors aisé de calculer la pression p_1 :

$$p_1 = P'_{1R} \left(\frac{t_{1is}}{T_{1R}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.30)$$

Ceci nous conduit naturellement au calcul de la pression totale relative à la sortie de la roue :

$$P_{1R} = p_1 \left(\frac{T_{1R}}{t_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.31)$$

Une autre hypothèse importante reste à faire : on supposera qu'en sortie de roue les gaz suivent la trajectoire imposée par l'aubage, à ceci près que l'angle imposé n'est pas l'angle géométrique des pales, figure 31, mais celui corrigé par v_{AVRA} (68) et donné ci-dessous :

$$\cos\beta_1 = \frac{a}{s - \frac{e_1}{\cos\beta_{1b}}} \quad (4.32)$$

Cet angle corrigé est censé tenir compte de l'épaisseur de l'aube qui est souvent importante notamment au pied de la pale.

Les pression et température statiques à la sortie de la roue permettent d'accéder à la masse volumique qui, injectée dans l'équation de débit, explicitera la vitesse relative V_1 :

$$V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1 \sin\beta_1} \quad (4.33)$$

A la suite d'un rapide calcul itératif sur V_1 nous sommes en mesure d'obtenir les paramètres caractéristiques en sortie de roue qui nous amèneront au calcul des performances de l'étage.

IV.7. PERTES EXTERNES DE LA ROUE

A la suite du calcul des pertes internes nous enchaînerons par le calcul des pertes externes.

IV.7.1. Pertes par frottement du disque

A l'aide de la relation (3.33) nous pouvons écrire ces pertes comme le produit du coefficient de perte ζ_{fd} par la dynamique prise sur la vitesse V_1 (en aval) :

$$\Delta T_{fd} = \zeta_{fd} \frac{V_1^2}{2C_p} \quad (4.34)$$

Avec les pertes externes ainsi calculées nous sommes en mesure d'évaluer les performances de l'étage de la turbine, à savoir le taux de détente, le rendement isentropique, le couple et la puissance développés par la machine. Par la suite, nous allons étudier les pertes dues au sillage des pales en sortie de roue, ainsi que les pertes dues au sillage du moyeu du rotor lorsque l'écoulement quitte complètement la turbine.

IV.7.2. Pertes par sillage

Lorsque l'écoulement arrive au niveau du bord de fuite des aubes, il trouve disponible une section de passage augmentée par rapport à la section entre les aubes, nouvelle section valant alors :

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (d_{e1}^2 - d_{h1}^2) \quad (4.35)$$

En considérant, dans cette étude monodimensionnelle, que la vitesse entre les pales est constante et que la vitesse dans le sillage de l'aubage

est nulle, l'application du théorème de la quantité de mouvement nous donne le calcul des pertes dues au sillage des pales, en sortie du rotor (46). La relation proposée s'écrit :

$$\Delta P_s = \zeta_s \rho_1 \frac{V_1^2}{2} \quad (4.36)$$

avec comme coefficient de perte :

$$\zeta_s = k \left(1 - \frac{A_1}{A_0} \right)^2 \quad (4.37)$$

où k est un facteur qui tient compte de la forme géométrique de l'élargissement.

La même relation est d'ailleurs utilisée pour calculer les pertes de charge dues au sillage du moyeu, ce dernier induisant une variation importante de section, la nouvelle section valant alors :

$$A_0 = \frac{\pi}{4} d_{e1}^2 \quad (4.38)$$

Dans le calcul des pertes ΔP_s décrit ci-dessus on gardera l'hypothèse d'adiabaticité qui conserve la température totale T_1 calculée en sortie de roue. Ainsi il nous est maintenant facile de calculer tous les paramètres à la station caractéristique 0, qui coïncide avec le plan de prise de pressions et de température en sortie de la turbine lors des expériences sur le banc d'essai. Considérant par la suite ces paramètres comme caractéristiques en sortie nous allons donner ici le calcul des performances globales de la machine (69).

IV.8. PERFORMANCES DE LA TURBINE

Le taux de détente des gaz lors de leur passage dans la turbine est calculé par :

$$\Pi_{TS} = \frac{P_i}{p_i} \quad (4.39)$$

pour la valeur totale -à-statique, ainsi que

$$\Pi_{TT} = \frac{P_i}{P_1} \quad (4.40)$$

pour la valeur totale -à-totale.

Nous avons de même, pour les rendements isentropiques de la machine :

$$\eta_{TS} = \frac{1 - \frac{t_1}{T_i}}{1 - \left(\frac{p_1}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4.41)$$

et

$$\eta_{TT} = \frac{1 - \frac{T_1}{T_i}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4.42)$$

Pour la valeur réduite du couple disponible sur l'arbre de la turbine, nous obtenons :

$$\frac{\tau}{d_2^3 P_i} = \frac{\eta}{2\pi} \frac{C_p}{d_2^2 \sqrt{d_2}} \frac{\dot{m} \sqrt{T_i}}{P_i} \left\{ 1 - \left(\frac{P_1}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\} \left(\frac{N}{\sqrt{T_i}} \right)^{-1} \quad (4.43)$$

et pour le rapport de vitesses :

$$\frac{U_2}{C_s} = \frac{\pi d_2}{\sqrt{2C_p}} \frac{\frac{N}{\sqrt{T_i}}}{\sqrt{\left\{ 1 - \left(\frac{P_1}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}}} \quad (4.44)$$

IV.9. PERTES EXTERNES A LA TURBINE - RENDEMENT CALCULE

Nous avons parlé rapidement dans le deuxième chapitre des deux termes caractérisant le rendement isentropique de la turbine, mesuré ou calculé à partir du compresseur et nous avons évoqué l'existence d'une différence quantitative entre ces deux valeurs. Le transfert de l'énergie des gaz, par l'intermédiaire de la turbine, au compresseur d'alimentation du moteur alternatif ne serait pas avec les seules pertes de la turbine évoquées tout au long de ce chapitre. Il y a en effet des pertes véritablement externes dont la turbine n'est pas responsable. Ces pertes nous devons les rattacher à l'énergie qui est perdue par frottement au niveau des paliers du turbocompresseur, traduites par une hausse de température de l'huile assurant sa lubrification. Dans ces pertes doivent être aussi incluses celles relatives au frottement du disque du compresseur. La valeur nette de l'énergie ou du couple disponible au niveau du compresseur sera par conséquent légèrement altérée par ces pertes supplémentaires.

Ce seront les résultats d'un tel calcul de modélisation, affectés par les pertes dans l'huile et par le frottement du disque du compresseur, qui seront comparables aux résultats des expériences réalisées et capables donc de nous laisser juger des bonnes prédictions de cette méthode de calcul.

IV.10. CONCLUSION

Nous venons d'exposer notre méthode de prédiction des performances d'une turbine à gaz centripète d'un turbocompresseur de petites dimensions. Après avoir posé les hypothèses de base, nous avons exposé le mécanisme de cette méthode de calcul. Mises à part les équations classiques utilisées, nous avons eu besoin de relations de fermeture et comme telles nous avons utilisé des relations décrites dans la littérature soit directement soit après certaines modifications, afin de faciliter leur application dans notre cas de petits turbocompresseurs de suralimentation.

Il est apparu clairement tout au long de ce calcul le besoin de connaître un certain nombre de données géométriques. Ces données, qui jouent un rôle très important, doivent être de ce fait connues avec une assez bonne précision. L'importance de cette précision sera détaillée dans le chapitre suivant. On devra ainsi considérer les sections d'entrée et de sortie des différents composants de la turbine, et aussi les longueurs et diamètres hydrauliques de chacun. De même il est indispensable de connaître les angles d'entrée et de sortie de l'aubage, le nombre et l'épaisseur des pales et les jeux au couvercle et au disque. Deux inconnues d'importance demeurent : la rugosité de la volute et de la roue de la turbine et les coefficients de blocage de l'écoulement à l'entrée et à la sortie de la roue.

Par la suite nous étudierons les résultats obtenus par cette méthode de calcul et nous essaierons de donner une idée claire du rôle joué par chacun des paramètres les plus représentatifs.

CHAPITRE V

ANALYSE DES RESULTATS

V.1. INTRODUCTION

Dans ce cinquième chapitre nous allons essayer de tester la modélisation proposée en la confrontant aux résultats expérimentaux obtenus.

Pour obtenir une comparaison rapide avec les données expérimentales acquises, nous avons opté, côté résultats de calcul, pour l'expression du débit massique et du rendement isentropique de la turbine en fonction de la vitesse de rotation, paramétrés par le taux de détente de la machine, figure 12. Les résultats qui vont suivre seront issus d'une étude à caractère "paramétrique" montrant l'influence relative de certaines caractéristiques physiques de la turbine. Cette étude sera déterminante pour situer les paramètres importants.

Suivra ensuite une présentation comparée des résultats expérimentaux et théoriques justifiant le choix des modèles de pertes choisis. Pour terminer nous présenterons quelques résultats sous d'autres formes afin de compléter les calculs proposés.

V.2. RESULTATS EXPERIMENTAUX DES PERFORMANCES DE TURBINE

Dans le chapitre II nous avons exposé les impératifs que nous nous étions imposés pour mettre au point le banc d'essai de turbocompresseurs ainsi que les différents moyens de mesure. A l'aide de ce banc d'essai nous avons pu obtenir des résultats expérimentaux sur le turbocompresseur HOLSET H1B, résultats qui nous ont permis de vérifier l'exactitude des

données du constructeur lors de la reconstitution de la carte expérimentale présentée sur la figure 32. C'est à ces résultats que nous allons nous référer chaque fois que nous aurons besoin, dans la suite du chapitre, d'effectuer les comparaisons expériences - calculs. De même, les principales caractéristiques géométriques de la turbine étudiée sont reproduites sur la figure 33.

V.3. L'INFLUENCE DES PARAMETRES DE CALCUL

Dans l'intention d'apprécier l'influence de certains paramètres de calcul nous avons procédé par variations successives de ces grandeurs. Il est apparu qu'une mauvaise estimation des données - imprécision ou même impossibilité de mesures - pouvait entraîner une grande dispersion des résultats.

Parmi ces données on retrouve en premier lieu celles relatives à la description géométrique de la machine (à propos desquelles le constructeur reste discret). Une détermination précise de toutes les données nécessaires au calcul n'est envisageable que par le biais d'une métrologie sophistiquée.

V.3.1. L'influence de la vitesse Cw_2

Dans le but d'entreprendre l'étude évoquée ci-dessus nous avons choisi de quantifier l'influence sur les performances globales de la rugosité de la surface intérieure de la volute.

Nous avons vu dans le paragraphe IV.3 que le calcul de la composante tangentielle de la vitesse absolue en sortie de volute est étroitement lié aux pertes par frottement et par conséquent à son état de surface. Nous pourrions alors étudier son influence sur les paramètres caractéristiques en sortie du rotor tels que la composante tangentielle de la vitesse absolue, directement liée à l'échange de travail entre les gaz

d'échappement et la roue de la turbine. L'influence de cette vitesse sur les pression et température en sortie de roue, le taux de détente et le rendement isentropique sera aussi abordée.

Sur la figure 34 les valeurs de Cw_2 correspondant aux deux cas extrêmes : sans pertes et avec des pertes de frottement dans la volute, normalement calculées suivant le modèle choisi, sont représentées respectivement par les lettres β et α . Pour ce faire nous avons choisi un point précis de fonctionnement situé dans la plage de régime optimal, sur la carte expérimentale de la turbine. En faisant l'hypothèse que les pertes dans la volute sont nulles la vitesse Cw_2 correspond à la valeur β de la figure. On constate alors que les pertes par incidence attribuées à ce point sont minimales (70).

Si on suppose que les pertes par frottement dans la volute augmentent, donc que la vitesse Cw_2 diminue, l'écoulement sera mal adapté à l'entrée de la roue et les pertes par incidence en seront augmentées, le fonctionnement n'étant alors plus optimal. A la suite de cette modification les pertes vont, dans leur ensemble, augmenter ce qui va entraîner une baisse du rendement, figure 34, et donc une diminution de l'énergie récupérée par la machine. D'autre part, cette énergie étant représentée par la différence de température entre l'entrée et la sortie de la roue, suivant l'équation :

$$C_p (T_4 - T_1) = C_p (T_2 - T_1) = U_2 Cw_2 - U_1 Cw_1 \quad (5.1)$$

la température en sortie de roue T_1 sera augmentée, celle à l'entrée de la roue T_2 étant maintenue constante le long de ces calculs. Liée à la température en sortie de roue, la vitesse relative V_1 va décroître, une décroissance qui ne se trouve pas contredite par l'expérience. En même temps on peut suivre assez facilement ces variations sur le diagramme enthalpie-entropie, figure 9, et voir qu'une diminution de la vitesse relative entraîne une augmentation de la pression statique en sortie de rotor et par conséquent une diminution du taux de détente de la turbine.

Nous venons donc de voir qu'une variation de la vitesse tangentielle en

sortie de volute peut entraîner un changement radical des performances de la machine. A ce point, nous tenons à faire remarquer que toute modification de la vitesse Cw_2 ne peut être due qu'à une variation des pertes par frottement dans la volute. Nous allons voir plus loin que les variations entre les points α et β , les deux cas extrêmes possibles, sont raisonnables, compte tenu de l'importance relative de la volute sur le calcul des performances de la machine. Etant donné que la volute reçoit des produits de combustion n'assurant pas un bon état de surface et que les pertes dans la volute risquent de jouer un rôle très important (du moins d'après les résultats de la méthode de calcul proposée), une mauvaise estimation de ces conditions affectées à la volute peut nous amener à une prédiction erronée des performances et donc de la connaissance de la turbine.

V.3.2. L'influence de l'angle β_1

Après les pertes par frottement dans la volute nous allons étudier l'influence de l'angle relatif de l'écoulement en sortie de roue sur les paramètres caractéristiques cités ci-dessus. Nous rappelons que l'écoulement est supposé quitter le rotor suivant une direction imposée par l'aubage. Nous allons maintenant nous attacher à quantifier l'influence de l'angle de sortie β_1 sur les p_1 , t_1 , Cw_1 , Π , η .

Si donc l'angle relatif de l'écoulement augmente, figure 35, la composante tangentielle de la vitesse absolue va augmenter tandis que la vitesse relative V_1 va diminuer. Ceci est confirmé en observant le triangle de vitesses, figure 8, tout en tenant compte du fait que le point de fonctionnement choisi peut comporter une vitesse Cw_1 aussi bien positive que négative.

Cette diminution de V_1 est directement liée à l'augmentation de la température en sortie de roue et donc à la différence de température entre l'entrée et la sortie du rotor, suivant l'équation évoquée plus haut. Le travail récupéré étant diminué, il s'ensuit une diminution de la différence $\Delta (UC_w)$ (ce qui est d'ailleurs en accord avec l'augmentation de

Cw_1) . De la même manière, la diminution de la vitesse V_1 sera cause de l'augmentation de la pression statique p_1 et par conséquent de la diminution du taux de détente de la turbine, puisque les données d'entrée de ce point de fonctionnement sont aussi conservées. Enfin, le rendement isentropique de la machine, suivant son évolution en fonction de la chute de température t_1 et du taux de détente, se trouve diminué de plusieurs points.

Toutes ces variations ainsi évoquées nous amènent à remarquer l'importance majeure de la très bonne connaissance de l'angle de l'aubage en sortie de roue. La valeur de cet angle β_{1b} doit donc être relevée avec la plus grande précaution puisqu'à l'aide de la relation adoptée lors de nos calculs (4.32), la valeur de β_1 ne peut être connue que grâce à la valeur de l'angle β_{1b} de l'aubage qui n'est pas toujours aisée à mesurer. Cependant la discussion reste ouverte quant à la possibilité d'application de la correction effectuée sur toutes les machines à étudier, et sur le choix de la ligne de courant moyenne qui sera prise pour le calcul monodimensionnel.

V.3.3. L'influence du blocage B_2

Dans ce paragraphe nous avons choisi un troisième point de fonctionnement, dans le but de compléter notre étude paramétrique sur l'influence du blocage subi par l'écoulement à l'entrée de la roue, sur les performances de la turbine. Lors d'une étude monodimensionnelle, ce blocage est dû uniquement à la présence géométrique de l'aubage mais dans un calcul plus complet on doit tenir compte du développement des couches limites sur les parois.

En rappelant que le coefficient de blocage est donné par la relation, cf. figure 30 :

$$B_2 = 1 - \frac{ze_2}{\pi d_2} \quad (5.2)$$

et si nous faisons l'hypothèse que B_2 diminue (donc que la section de

passage diminue), figure 36, la vitesse débitante C_{m1} va augmenter, puisque le débit massique reste constant. Pour une valeur conservée de l'angle relatif à la sortie, ceci va impliquer une diminution de la composante tangentielle C_{w1} . Ainsi donc la différence $\Delta(U C_w)$ va augmenter et, en terme de travail échangé, la chute de température dans le rotor sera augmentée. La température à l'entrée étant conservée, la température des gaz en sortie de roue va diminuer et par conséquent le rendement isentropique se trouvera amélioré. La diminution de C_{w1} va aussi entraîner l'augmentation de la vitesse relative V_1 donc la diminution de la pression statique p_1 en sortie de roue. Cette variation subie par la pression p_1 suivra une augmentation du taux de détente de la machine. On remarquera l'importance des amplitudes des variations du rendement et du taux de détente, si l'on ne veut pas négliger le phénomène du blocage.

V.4, LE NIVEAU RELATIF DES PERTES

Après avoir étudié l'influence des paramètres énoncés ci-dessus sur les performances de la turbine, nous allons maintenant présenter le niveau relatif des pertes agissant dans la turbine lors de la détente des gaz.

Nous avons choisi deux points de fonctionnement différents afin de mettre clairement en évidence l'influence des pertes sur ceux-ci.

Ces deux points ont les pression et température totales à l'entrée de la machine égales mais des débits massiques et des vitesses de rotation différents. Il est facile de voir où ils sont situés sur la courbe caractéristique de la turbine, figure 32, à un taux de détente constant. Les rendements étant différents pour les deux points, nous avons tenu à présenter le rapport : valeur de rendement sur la valeur optimale, pour cette même courbe isotaux. Ainsi le point 1 est un point de fonctionnement optimum de la machine tandis que le point 2 se situe à environ 70 % des performances optimales, toujours pour la même caractéristique à taux de détente constant, en l'occurrence égal à 1,4.

Le tableau présenté sur la figure 37 montre les différentes valeurs de toutes les pertes évoquées pour ces deux points de fonctionnement. Nous pouvons constater rapidement à la suite de nos résultats, que la plus grande partie des pertes est distribuée entre les pertes dans la volute et celles par incidence. Le point 1 étant un point de fonctionnement optimal, il est normal que les pertes par incidence qui lui sont attribuées soient très faibles. De même les pertes par frottement dans la volute sont aussi importantes puisque le débit traversant la machine est élevé. D'un autre côté le point 2 est éloigné de la plage de fonctionnement optimum, donc les pertes par incidence seront importantes. De même les pertes dans la volute sont plus faibles, ceci étant dû à la diminution du débit massique.

Après les pertes dans la volute et celles par incidence, les pertes d'autre origine se trouvent de bien moindre importance d'un ordre de grandeur relatif de quelques pourcents, ce qui est facile à comprendre au vu des relations utilisées pour calculer ces pertes.

V.5. EVOLUTION DES PERTES EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION

Dans ce paragraphe nous allons nous intéresser à l'évolution relative des différentes pertes dans la turbine en fonction de la vitesse de rotation. Les courbes présentées sur la figure 38 nous donnent une première idée de cette évolution. Pour les tracer nous avons utilisé les données expérimentales telles que débit, vitesse de rotation, pression et température totales à l'entrée de la machine, nécessaires au déroulement de notre programme de calcul.

De ce fait, nous pouvons remarquer que les pertes dans la volute restent élevées pour toutes les vitesses de rotation, atteignant jusqu'à 75 % pour le point de fonctionnement optimal, où les pertes par incidence sont pratiquement nulles. De plus, les pertes par incidence suivent une évolution typique représentées par une courbe ayant un minimum dans la

zone de fonctionnement optimum et jouant un rôle plus important pour les plus grandes vitesses de rotation. La partie de cette courbe appartenant aux basses vitesses de rotation peut être expliquée par le caractère du modèle choisi.

Une moindre importance est attachée aux autres pertes dans la turbine, qui sont représentées par des courbes occupant la partie basse de cette figure. Ces courbes décroissant avec la vitesse de rotation sont de valeurs bien moins élevées que celles des autres pertes. Une dernière remarque concerne les pertes par frottement du disque, qui sont très faibles. Ceci peut être dû au modèle de pertes utilisé (dans la littérature ces mêmes pertes peuvent prendre des valeurs beaucoup plus importantes suivant le type de turbine).

Après avoir étudié cette évolution en valeurs relatives, les courbes de la figure 39 nous montrent la distribution des pertes dans la volute, celles par incidence, les pertes internes et externes de la roue, la courbe α représentant l'évolution du rendement isentropique de la machine en fonction de la vitesse.

V.6. COMPARAISON DU RENDEMENT ISENTROPIQUE

A la suite nous allons tester notre méthode de calcul sur les mesures expérimentales. La figure 40 présente les résultats analytiques sous forme d'une courbe et expérimentaux par des points issus des mesures vérifiées sur le banc d'essai (cf. paragraphe V.2). Les données expérimentales l'imposant, nous faisons figurer le rendement η_{TS} .

Il est intéressant de remarquer une concordance bien satisfaisante entre les deux résultats présentés et ce, pour une grande plage de vitesses de rotation. A ce sujet, on constate que le calcul est entaché d'une légère sous-estimation pour les faibles vitesses de rotation et d'une sur-estimation pour les plus fortes. Nous ne devons cependant pas oublier qu'une relativement grande incertitude $\Delta\eta$ affecte les données expérimentales du rendement de la machine pour ces grandes vitesses de rotation.

Nous avons dit plus haut que pour effectuer ce calcul nous avons choisi des données situées sur une courbe à taux de détente constant de la carte expérimentale de la turbine Holset H1B. Citons cependant que les résultats primitivement obtenus ne donnent pas la même valeur du taux de détente pour tous ces points, les écarts calculés restant dans une marge raisonnable. Il nous a donc fallu procéder à une correction du débit massique à l'entrée du calcul, et ceci pour chaque point calculé, dans le but d'obtenir une valeur constante du taux de détente calculé, en l'occurrence égal à 1,4. Ceci est clairement représenté par l'une des deux courbes supérieures de la figure 41 où en abscisse est portée la correction en débit massique (du débit calculé par rapport au débit correspondant expérimental), pour la même plage de vitesses de rotation que dans les résultats antérieurs. De cette manière nous pouvons constater que, pour la presque totalité des points présentés, une correction de moins de 5 % sur le débit a été nécessaire, ce qui confère à la méthode une certaine fiabilité.

La deuxième courbe présentée nous donne une idée de l'erreur commise sur le taux de détente calculé par rapport au taux de détente mesuré. L'écart absolu entre les débits massiques est représenté sur la figure 32, où nous avons tracé les résultats expérimentaux accompagnés de la courbe des points après correction du taux de détente calculé.

Nous avons jusqu'ici examiné l'évolution des pertes de la turbine ainsi que celle de son rendement isentropique en étudiant les résultats analytiques par rapport aux mesures et ce pour une série de points à un taux de détente égal à 1,4. Ces points forment donc une des courbes caractéristiques de la carte des performances de la turbine étudiée. Cette courbe, située dans une zone de fonctionnement moyen de la turbine, se révèle être très intéressante. Dans les deux figures suivantes nous allons comparer deux autres courbes théoriques aux résultats expérimentaux qui s'y rapportent. La courbe de la figure 42 nous donne une idée pour la courbe isotaux à 1,1. On constate (malgré le faible nombre de points de comparaison existants), une bien satisfaisante prédiction du rendement isentropique de la turbine par notre méthode de calcul.

Ce résultat est particulièrement intéressant, compte tenu de la diffi-

culté éprouvée pour réaliser des mesures expérimentales peu erronées à bas taux de détente. Une telle méthode de prédiction de performances pourra, éventuellement, fournir des réponses satisfaisantes aux besoins du motoriste utilisateur des turbocompresseurs de suralimentation.

Après cette courbe à bas taux de détente, nous allons maintenant présenter des résultats pour des hauts taux de détente, figure 43. Par suite nous avons effectué cette troisième recherche pour une isotaux à 2,0. Ici l'existence de points expérimentaux nous permet encore de vérifier la bonne concordance entre le calcul et l'expérience, avec, pour les grandes vitesses de rotation, une meilleure fidélité que pour les faibles vitesses. Il faudrait cependant tenir compte de l'irrégularité de la courbe de lissage des points expérimentaux, pour ce fort taux de détente, ce qui affecte la rigueur de la comparaison.

Finalement nous pouvons obtenir une vue d'ensemble de la méthode de prédiction, à l'aide de la comparaison entre courbes théoriques et résultats expérimentaux présentée sur la figure 32. Cette dernière nous permet de conclure à une certaine cohérence entre les résultats exposés ci-dessus et ainsi de fiabiliser notre méthode de prédiction, du moins en ce qui concerne son application sur la turbine étudiée.

V.7. L'INFLUENCE DU MODELE DE PERTES PAR INCIDENCE

Dans le chapitre III nous avons donné une description succincte des différents modèles de pertes par incidence pouvant être utilisés. Il a été ensuite montré la participation relativement importante de ces pertes parmi l'ensemble de toutes les pertes de la turbine.

Si, à la place du modèle de pertes choisi, nous avons opté pour le modèle utilisant le coefficient de glissement, les résultats auraient été ceux présentés par les courbes sur la figure 44. Ces résultats traduisent le fait que l'évolution des pertes par incidence conserve globalement la même forme mais à un niveau inférieur. A cela il faut ajouter que, pour

des vitesses de rotation inférieure à celle du point optimum, la forme de la courbe donnée est modifiée, le point optimal étant dans ce cas plus clairement localisable. Cette diminution relative des pertes par incidence entraîne une augmentation relative des autres pertes. Ceci apparaît très nettement pour les pertes par frottement dans la volute, les autres pertes restant toujours assez faibles.

Cette même modification de l'importance des différentes pertes se constate sur la figure 45 dont les résultats sont semblables à ceux donnés par l'autre modèle, si l'on se translate vers des plus basses vitesses. La figure 46, comparant les résultats du calcul aux mesures expérimentales, rend compte de ce décalage. Cette courbe met en évidence la dérive des performances prédites par la "simple" modification du modèle de pertes par incidence, dérive devenant inacceptable vers les hautes vitesses.

Dans l'intention de compléter notre étude comparative des modèles de pertes par incidence, nous allons montrer pour les isotaux de 1,1 et de 2,0 les résultats consignés figures 47 et 48. Enfin, la courbe présentée sur la figure 49 montre que la dérive des performances prédites peut être atténuée par le choix d'une autre expression du coefficient de glissement.

V.8. EVOLUTION DES TRIANGLES DE VITESSES

Dans le premier chapitre nous avons donné la forme des triangles de vitesses de l'écoulement à l'entrée et à la sortie de la roue de la turbine. Au cours de ce paragraphe nous allons préciser la forme que peuvent prendre ces triangles de vitesses pour différents points de fonctionnement. Pour ce faire, nous avons choisi trois points situés sur la même courbe isotaux : le point de fonctionnement optimal ainsi que deux autres points pris de part et d'autre de cet optimum. Le positionnement relatif de ces points a été représenté par le rapport du rendement isentropique correspondant sur le rendement optimal. D'autre part nous avons fait figurer le débit massique allant en diminuant et la vitesse de rotation allant en augmentant.

En se plaçant à l'entrée de la roue il est facile de constater, figure 50, la diminution du débit et de la composante méridienne de la vitesse. Lors du parcours de ces trois points notons que, la vitesse périphérique de la roue augmentant, l'angle relatif de l'écoulement va diminuant sur une plage importante. Cette variation influe directement sur les pertes par incidence vues précédemment. Remarquons aussi la conservation de l'angle absolu de l'écoulement sur une plage très étroite et ce, sans conservation de la vitesse absolue. A la sortie de la roue les mêmes remarques peuvent être faites à l'exception près que l'angle relatif reste par hypothèse constant, l'angle absolu quant à lui diminuant sur une assez large plage.

V.9. LE RENDEMENT ISENTROPIQUE EN FONCTION DU RAPPORT U/C

Nous avons déjà évoqué, figure 11, l'expression du rendement isentropique de la turbine en fonction du rapport de la vitesse périphérique U_2 à la vitesse isentropique C_5 des gaz.

D'après *HIETT* et *JOHNSTON* (71), si l'on exprime le rendement isentropique conditions totales à totales en fonction du U_2/C_5 la courbe en résultant est relativement insensible au taux de détente des gaz, tandis que le rendement conditions totales à statiques, peut en dépendre dans une zone étroite. Pour reproduire les conditions expérimentales, nous avons préféré utiliser l'expression du rendement : totale à statique de la machine. La courbe de la figure 51 nous donne alors une idée de la variation du rendement calculé en fonction du rapport U_2/C_5 , pour différentes valeurs du taux de détente. Précisons qu'à chaque taux de détente considéré une partie seulement de la courbe présentée a pu être explorée. Autrement dit, cette représentation est constituée de morceaux de courbes obtenues pour ces différents taux de détente. Ces limites sont imposées par la machine elle-même.

Si l'on étudie maintenant l'évolution du rendement isentropique en fonction du rapport U_2/C_5 mais cette fois paramétré par la vitesse de rotation de la roue, figure 52, on remarque une certaine diversification des différentes courbes. Il apparaît d'abord que le turbocompresseur ne

peut être décrit sur une isovitesse que de façon parcellaire. D'autre part (ce qui diffère de la figure précédente), les différentes isovitesse présentées sont relativement distinctes entre elles, cela étant d'ailleurs en accord avec l'expression générale proposée figure 11.

Dans les conditions d'un écoulement idéal, selon les équations décrites dans le chapitre I, la valeur optimale du rendement doit correspondre à :

$$\frac{U_2}{C_s} \cong 0,7 \quad (5.3)$$

ce qui est vérifié par nos résultats. D'autre part le rendement tend vers zéro quand le rapport U_2/C_s est situé aux alentours de 1,1 ou 1,2, la turbine fonctionnant alors près de ses limites. Si l'on pouvait accroître la valeur de U_2/C_s la turbine aurait le comportement d'un compresseur. Bien que cela paraisse non réaliste, le phénomène peut avoir lieu dans des conditions particulières de fonctionnement non-stationnaire.

Nous tenons donc ici à souligner l'importance des résultats de modélisation qui peuvent apporter des réponses aux problèmes d'utilisations spécifiques du moteur.

V.10. L'INFLUENCE DU JEU AU COUVERCLE

Au cours des deux paragraphes qui vont suivre nous allons tenter de montrer le rôle que peut jouer une plus ou moins bonne connaissance de certaines données géométriques, en plus de celles déjà évoquées, telles que les jeux au couvercle et au disque. Nous allons d'abord examiner l'influence du jeu au couvercle sur le rendement et le taux de détente de la turbine (28). Antérieurement nous avons exprimé l'importance relative des pertes dues à l'existence du jeu par rapport aux pertes globales de la machine. Dans la suite nous allons tester l'influence du jeu sur les performances.

Les courbes de la figure 53 permettent de visualiser cette influence. Pour obtenir ces résultats nous avons choisi trois points de fonctionnement différents sur la même courbe isotaux. Afin de les distinguer nous avons fait apparaître, comme déjà vu, le rapport du rendement au rendement optimum. Le point de fonctionnement α , situé à gauche du point optimal, est altéré par des pertes par jeu d'une grande importance, augmentant sensiblement avec la valeur du jeu. Pour le point β , correspondant au point optimum pour cette isotaux de détente, l'importance des pertes par jeu est atténuée mais demeure sensible à des jeux importants. Enfin, la valeur des pertes par jeu du point γ , à droite du point optimum, reste négligeable, quel que soit le jeu.

La figure suivante 54 montre l'influence de ce jeu au couvercle sur les valeurs du rendement isentropique et du taux de détente de la turbine. Ainsi, en allant du point α vers le point γ , la variation de ces deux paramètres caractéristiques de la machine en fonction du jeu va en diminuant. Il est à remarquer que cette étude de l'influence du jeu au couvercle sur les pertes de la machine se recoupe bien avec les résultats déjà présentés sur la figure 38.

V.11. L'INFLUENCE DU JEU AU DISQUE

Nous allons maintenant tester l'influence du jeu au disque sur les pertes, le rendement et le taux de détente de la turbine. En utilisant toujours les points α , β et γ nous avons représenté les résultats correspondants sur la figure 55. Nous constatons ici la très faible importance des pertes par jeu au disque de la turbine étudiée, avec le choix du modèle de pertes utilisé, ce qui confirme d'ailleurs les résultats de la figure 38.

V.12. L'INFLUENCE DES VARIABLES THERMODYNAMIQUES

Dans ce qui suit nous avons voulu montrer l'influence éventuelle que peut avoir une variation des variables thermodynamiques de l'écoulement gazeux sur les résultats du calcul. Pour ce faire nous avons fait varier la valeur de l'exposant isentropique γ , fixé au début du calcul. La variation de γ , qui est liée à celles de la constante des gaz R et de la chaleur spécifique C_p , s'est avérée sans grande influence, du moins pour des valeurs comprises entre les valeurs standard 1,3 et 1,4. Ainsi les courbes présentées sur la figure 56 montrent une quasi totale indifférence du rendement et du taux de détente de la machine par rapport à l'exposant isentropique (la petite flèche correspondant à la valeur moyenne utilisée par certains constructeurs de turbocompresseurs, lors de leurs calculs).

V.13. L'INFLUENCE DE LA TEMPERATURE INITIALE

Une hypothèse que nous avons dite de base en début d'analyse, était celle d'un écoulement adiabatique lors de la détente des gaz dans la turbine. Ce problème d'adiabaticité est très étroitement lié à celui de l'existence d'une éventuelle similitude entre un écoulement froid et un écoulement chaud, et donc à celui d'obtenir expérimentalement des cartes de performances de turbines indépendamment de la température de fonctionnement. Nous avons déjà parlé de la forme de la caractéristique $\eta = f(\dot{m})$ de la turbine où n'apparaissent que des grandeurs réduites, il paraît alors permis de penser que l'on peut, à partir d'une seule courbe réduite, déduire tous les points de fonctionnement effectifs à froid comme à chaud.

Nous avons par conséquent cherché à déterminer quelle était l'influence de la température de fonctionnement sur le rendement et le taux de détente de la machine tout en conservant bien sûr les valeurs caractéristiques réduites. Dans ce but nous avons fait varier la température T_i d'entrée de la turbine, ce qui a conduit aux variations exprimées par les courbes de

la figure 57. Les écarts constatés, notamment au niveau du rendement, ouvrent une vaste discussion sur l'influence des différentes conditions aérothermodynamiques. Evidemment ces résultats doivent être quantifiés par une expérimentation poussée en complément des approches moins significatives déjà effectuées.

V.14. CONCLUSION

Nous avons analysé les différents résultats obtenus par cette méthode de prédiction des performances de la turbine. En début ont été présentées les influences que certains paramètres pourraient avoir sur les caractéristiques globales. Ces paramètres sont principalement :

- la rugosité des surfaces intérieures
- les données géométriques de la turbine
- l'incidence
- l'angle de l'écoulement en sortie de roue.

La méthode développée prend en compte les pertes de volute par une altération de la composante tangentielle de la vitesse absolue ; il serait alors intéressant de déceler l'importance réelle des frottements dans la volute, par le biais de moyens de recherche plus appropriés.

Cela nous a conduit à la nécessité de posséder une métrologie fine des composants de la turbine.

De plus on constate que pour obtenir le taux de détente mesuré (c'est-à-dire celui qui est imposé dans le calcul en prenant la pression amont P_4 et la pression aval p_0), le débit calculé par notre modèle est en général plus faible que le débit expérimental mesuré sur le banc d'essai. Ceci implique que le niveau de la pression statique en aval p_0 n'est pas forcément représentatif de la pression statique moyenne dans le plan 0.

Cette dernière indétermination sur le débit calculé sera analysée dans le chapitre suivant.

CHAPITRE VI

QUELQUES CONSIDERATIONS SUR L'EXTENSION POSSIBLE DE LA METHODE DE CALCUL

VI.1. INTRODUCTION

Dans le dernier chapitre nous nous sommes efforcé de montrer l'importance de la bonne connaissance de la composante tangentielle de la vitesse absolue en sortie de volute, de l'angle de l'écoulement en sortie de roue et bien sûr, plus globalement, de la géométrie de la machine entière.

Comme nous allons le voir, la répartition des paramètres thermodynamiques en sortie de la turbine demeure la raison principale des erreurs que l'on risque de commettre lors de cette analyse du turbocompresseur. Le but de l'approche souhaitée dans ce chapitre est de chercher à résoudre le problème d'une mesure simple et rapide du taux de détente et du rendement isentropique de la turbine par des paramètres caractéristiques mesurés dans les plans de mesure 4 et 0 de la machine.

En particulier, si la méthode de calcul monodimensionnelle présentée s'arrête au plan de sortie de la roue, il faudrait pouvoir déduire une technique d'évaluation des quantités moyennes au niveau de la section des mesures effectives. Dans ce but, nous présenterons une analyse expérimentale des caractéristiques de l'écoulement dans le plan 0. Nous rappellerons brièvement les résultats de cette analyse ainsi que leur importance sur la prédiction réelle des performances de la turbine. Enfin, nous tenterons de comparer ces résultats à ceux obtenus par un calcul bidimensionnel.

VI.2. RAPPEL DES EXPERIENCES

VI.2.1. Généralités

A la suite des besoins rencontrés nous avons essayé, par des moyens expérimentaux et numériques, de donner une réponse à la question posée ci-dessus. Nous avons voulu relier les valeurs de pression prise à la paroi et de température prise au sein de l'écoulement à des valeurs moyennes dans la même section qui donneraient une meilleure représentation de l'écoulement pour approcher vraiment le taux de détente et le rendement isentropique, celui-ci étant toujours correctement calculé par des mesures effectuées du côté du compresseur.

Ceci justifie la nécessité des balayages en pression et température à la sortie turbine, dans le plan caractéristique 0 ; ces profils nous permettront d'effectuer l'analyse souhaitée.

VI.2.2. Rappel des résultats expérimentaux

Dans un chapitre antérieur, nous avons présenté la géométrie du turbo-compresseur HOLSET H1B que nous avons relevée, et qui nous a servi pour réaliser les calculs exposés. Les moyens de mesure décrits dans le chapitre II fournissent directement la pression statique, la pression totale, la direction de l'écoulement et la température totale des gaz en plusieurs points de mesure, le long d'un diamètre situé dans le plan 0, où sont prises les mesures moyennes de pression et de température en sortie de turbine. Sur la figure 60 est présentée la géométrie de l'installation à la sortie de la turbine jusqu'au plan 0.

Lors de l'expérimentation, on calcule les caractéristiques thermodynamiques du fluide $\gamma(T, a)$, $C_p(T, a)$ et $R(T, a)$ avec

T : température totale des gaz,

t : température statique des gaz,

a : richesse du mélange.

P : pression totale des gaz

p : pression statique des gaz

En négligeant le faible écart entre les températures statique et totale, la vitesse est obtenue par la relation suivante :

$$C = \sqrt{2 C_p (T_a) (T - t)} \quad (6.1)$$

d'où, pour la vitesse méridienne :

$$C_m = C \sin \alpha \quad (6.2)$$

avec

$$t = T \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (6.3)$$

Une raison complémentaire pour laquelle ces résultats ont attiré notre attention a été notre préoccupation de chercher une meilleure caractérisation de l'écoulement en faisant une analyse de la précision des mesures expérimentales qu'on a pu obtenir. Un écart important avait été remarqué lors des premières expériences entre la valeur mesurée du rendement de la turbine et celle calculée par l'intermédiaire des mesures effectuées du côté compresseur.

Ayant observé les profils de vitesses, de pressions et de températures, et dans le but de chercher une technique de liaison entre ces profils et les différentes valeurs moyennes, nous allons proposer les résultats d'un calcul rapide de l'influence sur le rendement de la turbine des "incertitudes" possibles des mesures en sa sortie.

Ainsi, pour un point expérimental précis, si nous admettons une "erreur" sur la pression statique en sortie de la turbine de 0,03 bar (ce qui est facilement le cas pour les balayages faits en p_0 , si l'on considère la forme du profil de p_0), nous pourrions constater sur la figure 61 une erreur d'environ 3 % sur le taux de détente et surtout une erreur de 6 points sur le rendement mesuré de la turbine. En plus, pour ce même point expérimental, une "erreur" de 5 K sur la température en sortie de turbine (tout à fait plausible avec les expériences), une erreur de 10 points sur le rendement peut en être déduite, cf. figure 62.

En conclusion de cette partie nous voyons qu'il faudra peut-être, à l'aide des quelques sondages effectués en sortie de turbine, chercher une meilleure caractérisation de l'écoulement et par suite des performances de la turbine. Autrement dit, nous devons essayer de mieux caler le calcul monodimensionnel mis au point dans le but de nous offrir une bonne précision de l'évaluation de la pression statique moyenne, de la température et donc du taux de détente et du rendement isentropique de la turbine.

Pour accéder à une distribution des caractéristiques de l'écoulement en sortie de la roue mobile, on peut tenter deux approches :

- distribuer l'écoulement en turbines élémentaires. Nous présenterons cette approche au paragraphe VI.3
- voir ce que l'on peut obtenir en effectuant un calcul bidimensionnel d'équilibre radial, que nous détaillerons au paragraphe VI.4.

Enfin, nous présenterons au paragraphe VI.5 les résultats de ces différentes approches ainsi que les possibilités qu'elles offrent dans l'état actuel de nos travaux pour les besoins futurs.

VI.3. LA MODELISATION DE L'ECOULEMENT PAR DES TURBINES ELEMENTAIRES (M.T.E.)

Nous nous sommes fixé comme but l'utilisation de la même terminologie du calcul monodimensionnel appliqué à un certain nombre de turbines élémentaires pour lequel on pourra arbitrairement distribuer les caractéristiques nécessaires le long de l'arrête de sortie de pale.

Pour ce faire, il faut choisir en particulier une certaine répartition de débit, de pertes, ainsi que de l'angle de sortie β_1 de l'écoulement.

VI.3.1. La répartition du débit

Le choix de la répartition du débit peut provenir par exemple de l'expé-

rience ou des résultats d'un premier calcul bidimensionnel d'équilibre radial, expliqué au paragraphe VI.4.

VI.3.2. La répartition des pertes

Pour la répartition des pertes on peut choisir de localiser les effets du jeu principalement sur la turbine élémentaire en tête et les frottements côté moyeu sur la turbine en pied. Les pertes par frottement et les pertes de charge seront calculées comme pour le cas du calcul monodimensionnel en prenant en compte les surfaces de frottement correspondant à chaque turbine élémentaire.

VI.3.3. La répartition de l'angle β_1

La distribution angulaire en sortie de roue est obtenue à partir de l'angle géométrique mesuré de l'aubage corrigé à l'aide de la relation (4.32). Cette répartition de l'angle de l'écoulement est proposée figure 63.

Une remarque importante est à faire : les résultats de cette analyse ne prennent pas en compte la loi d'équilibre de l'écoulement en sortie de roue mobile, équilibre qui peut mettre en défaut le choix du calcul M.T.E.

VI.4. CALCUL BIDIMENSIONNEL D'EQUILIBRE RADIAL DE L'ECOULEMENT DANS UN PLAN CARACTERISTIQUE. HYPOTHESES DE CALCUL

Dans la suite nous allons rapidement proposer l'établissement de l'équation de l'équilibre radial que nous allons ensuite appliquer en différents plans caractéristiques, essentiellement en sortie de turbine. Dans le but d'une meilleure connaissance et caractérisation de l'écoulement nous allons ainsi donner l'expression de la composante méridienne de la vitesse

en fonction du rayon. De cette manière nous allons relier les différents points situés sur un même diamètre entre eux et surtout avec la valeur correspondante sur la paroi.

Pour ce faire nous tenons à rappeler les hypothèses déjà effectuées auparavant d'un écoulement stationnaire et adiabatique des gaz lors de leur détente le long de la turbine. L'équation recherchée de l'équilibre radial est obtenue en considérant (25) la projection sur la direction radiale de l'équation de la quantité de mouvement de l'écoulement et elle sera utilisée sous la forme suivante :

$$\frac{\partial H}{\partial r} - \frac{t \partial s}{\partial r} = C_m \frac{\partial C_m}{\partial r} + \frac{C_w}{r} \frac{\partial (r C_w)}{\partial r} + k_m C_m^2 \quad (6.4)$$

- où
- | | |
|---|---|
| $\frac{\partial H}{\partial r} = C_p \frac{\partial T}{\partial r}$ | est un terme dû au gradient de l'enthalpie selon le rayon |
| $\frac{t \partial s}{\partial r}$ | représente le gradient de pertes considérées comme un gradient d'entropie, selon r |
| $C_m \frac{\partial C_m}{\partial r}$ | représente l'effet de la variation de l'énergie cinétique, selon r |
| $\frac{C_w}{r} \frac{\partial (r C_w)}{\partial r}$ | représente l'effet de la variation de l'énergie cinétique tangentielle sur la quantité de mouvement |
| $k_m C_m^2$ | est un terme tenant compte de l'existence et de la variation de la courbure des lignes de courant. |

Dans le cas général, suivant les hypothèses faites, on obtient une équation pour la vitesse débitante, ayant la forme suivante :

$$\frac{\partial C_m}{\partial r} = f (C_m^2) \quad (6.5)$$

dont la solution sera la réponse à notre problème.

VI.5. LES RESULTATS DES MODELES M.T.E. ET M. 2D

Dans ce paragraphe nous allons expliquer les calculs effectués pour un point de fonctionnement qui correspond à des explorations faites dans le plan 0.

VI.5.1. Les résultats en sortie roue

Pour tenter de calculer les distributions des caractéristiques de l'écoulement en sortie roue, pour laquelle il n'existe pas de sondage, nous nous sommes inspiré de la répartition du débit obtenue expérimentalement en section 0. Dans le but d'effectuer ce calcul M.T.E. nous avons divisé la machine en cinq turbines élémentaires, en faisant l'hypothèse d'équi-surfaces de passage. De même nous avons eu besoin de la distribution de l'angle relatif de l'écoulement β_1 , obtenu après correction de l'angle de l'aubage, déjà évoquée plus haut. Par ailleurs, un calcul M.2D a été mené sans pertes puis avec introduction locale de pertes issues du calcul M.T.E.

Les résultats ainsi obtenus sont présentés figure 64 pour la température totale et figure 65 pour la pression totale. Sur la même figure est présenté le rendement de la roue, issu du calcul M.T.E. accompagné de celui du calcul M.2D ; on peut constater la concordance de ces deux courbes de rendement, concordance qui était en partie recherchée.

Dans l'état actuel, on peut estimer que la M.T.E. peut donner une première approximation de l'écoulement en sortie roue, bien qu'il n'y existe aucune valeur expérimentale. La démarche de comparaison avec le calcul M.2D montre que l'équilibre radial est grossièrement restitué par les hypothèses M.T.E. pour ce point de fonctionnement optimal.

C'est pour cette raison que nous avons tenté un calcul bidimensionnel dans

le plan des balayages, où il nous sera possible de comparer ces résultats à ceux expérimentaux.

VI.5.2. Comparaison des résultats dans le plan 0

Nous avons réalisé des calculs M.2D dans le plan des balayages, calculs basés sur les deux hypothèses suivantes :

- les lignes de courant étaient celles déduites de la répartition de débit sortie roue en équi-surfaces de passage
- le produit rC_w était conservé le long de ces lignes de courant ainsi déterminées.

Sur les figures 66, 67 et 68 successivement pour la température totale, les pressions statique et totale et la vitesse méridienne, sont proposés les résultats pour le point de fonctionnement choisi, comparés aux mesures expérimentales.

Les pressions totales obtenues dans le plan 0 sont celles obtenues dans le plan 1 diminuées de la perte de charge correspondant au passage entre les sections 1 et 0 ; cette perte de charge peut être attribuée à l'augmentation de section et au sillage des aubes. Les différences constatées sur les températures totales, obtenues par le calcul M.2D, entre les sections 0 et 1 sont relativement faibles et peuvent être dues à une mauvaise appréciation de l'évolution des lignes de courant entre les plans sortie roue et balayage. D'autre part, dans le plan 0, le niveau moyen de la température obtenue par le calcul M.2D est différent de celui des balayages. Ceci peut être expliqué par le fait que le rendement mesuré dans le cas balayé était égal à 0,87 tandis que le rendement calculé à partir du compresseur (cf. Chapitre II) n'est que 0,59. Compte-tenu des résultats numériques, la discussion au sujet de la mesure du rendement de la turbine reste ouverte.

Une autre remarque reste à faire sur la pression statique : le calcul du taux de détente lors de l'expérience est fait en se basant sur la valeur

de la pression statique mesurée sur la paroi. Or, si on considère la valeur minimale du profil de p_0 on se rendra compte que le taux de détente obtenu serait égal à 1,44 et non plus à 1,4. Ainsi en revenant sur les résultats de la figure 41 (courbes d'en bas) nous voyons qu'il est très possible d'avoir un débit en accord avec la valeur du débit expérimental.

CONCLUSION

Nous avons tenté, dans ce travail, d'apporter notre contribution à l'étude des turbocompresseurs de suralimentation de véhicules industriels. C'est dans ce but que nous avons mis en place un banc d'essai pour turbocompresseurs.

Les essais effectués ont permis l'élaboration d'une méthodologie et des moyens de mesure appropriés dans le but de l'obtention des champs expérimentaux de performances des turbocompresseurs.

Il a été parallèlement possible de conduire des essais spécifiques afin d'apporter le soutien expérimental nécessaire à une étude théorique de ces machines. Lors de la modélisation envisagée nous nous sommes plus particulièrement attaché à l'aspect turbine de l'ensemble turbocompresseur. En effet l'étude théorique d'une turbine de suralimentation a été assez peu abordée jusqu'à ce jour, à cause des difficultés spécifiques s'y rattachant.

Pour conduire cette modélisation nous avons dû effectuer une localisation précise des différentes pertes altérant l'écoulement des gaz d'échappement à travers la turbine. La caractérisation détaillée de ces pertes nous a mené à étudier leur importance relative. Ceci nous a montré qu'une très bonne connaissance de la géométrie de la machine est indispensable ce qui exige une métrologie fine.

A la suite de la comparaison entre les résultats issus du calcul et ceux donnés par l'expérience acquise sur le banc d'essai nous pouvons conclure que, relativement au turbocompresseur étudié, la méthode retenue est fiable.

Nous avons ainsi proposé une méthode de calcul pouvant s'intégrer directement dans un système plus global de calculs informatisés ; les résultats

de cette méthode restent étroitement liés aux expérimentations menées sur le banc d'essai.

La méthode proposée offre l'avantage de distinguer les différents éléments constitutifs de la turbine, permettant ainsi d'intervenir à tous les niveaux sur la géométrie de la machine. Cette dernière possibilité facilite l'étude localisée des éléments géométriques influençant directement les performances de la machine.

Un point important est encore à signaler : la structure du plan de calcul propre à cette modélisation est facilement transposable à l'étude théorique d'un compresseur. Cela permet alors d'avoir un modèle complet représentatif du turbocompresseur considéré.

La méthode présentée peut être aussi utilisée lors d'une analyse de résultats globaux concernant différents points de fonctionnement. Elle peut de même être aisément adaptée sur d'autres turbocompresseurs. Elle doit pouvoir servir de base pour l'étude du comportement des turbocompresseurs dans des conditions de fonctionnement instationnaire.

Enfin, les résultats d'un calcul bidimensionnel tenté en sortie de turbine ont été encourageants. S'ouvre ainsi un large domaine d'études qui conduiraient à une meilleure connaissance des turbocompresseurs de suralimentation, trouvant une application intéressante pour des mesures rapides (ou incomplètes) effectuées par l'utilisateur sur le moteur suralimenté.

BIBLIOGRAPHIE

- (1) MEYER A.
"Suralimentation par Comprex"
SIA, N° spécial suralimentation, 1982.
- (2) SCHWARTZBAUER G.E.
"Turbocharging of tractor engines with exhaust gas turbochargers and the BBC-Comprex"
Turbocharging and turbochargers, Headquarters of the Instn of Mech. Engrs, London, April 1978.
- (3) HARDY J.A.
"What determines the output of a turbocharged engine"
Airesearch Worldwide industrial operations, September 1977.
- (4) MUELLER R.
"L'influence du développement des turbocompresseurs de suralimenta-
tion sur la rentabilité d'installations Diesel"
Revue BBC, Baden, Mai 1981.
- (5) MOULIN J. et al.
"Le moteur Diesel turbo-suralimenté"
Revue SIA, Avril-Mai 1979
- (6) EMMENTHAL K.-D., HAGEMANN G. & HUCHO W.-H.
"Turbocharging small displacement spark ignition engines for improved
fuel economy"
SAE SP-442, Turbochargers and Turbocharged Engines, Detroit,
February-March 1979.
- (7) WALLACE F.J. & CAVE P.R.
"A general approach to the computer solution of single -
and two-stage turbocharged diesel engine matching"
Proc. Instn Mech. Engrs, London, October 1973.
- (8) FIEDLER L.J. & PELLOUX R.M.N.
"Evaluation of heat-resistant alloys for marine gas turbine applica-
tions"
ASME Paper N° 66 - GT - 81, october 1965.
- (9) BARRERE M. & BRASSEUR J.M.
"Evolution des recherches dans le domaine des turbo-machines"
Entropie N° 51, Mai-Juin 1973.
- (10) JUDSON C.A. & KELLETT E.
"The design and development of small radial-flow turbochargers"
Instn Mech. Engrs, 1975.

- (11) SPAETI H.
"Mesure, évaluation et interprétation des caractéristiques des turbocompresseurs de suralimentation mus par les gaz d'échappement"
Revue BBC, Baden, Avril 1977.
- (12) WATSON N.
"Modelling of turbocharged engines"
V.K.I., LS-Turbochargers & related problems, Rhode-Saint Genese, Belgium, January 1982.
- (13) EVANS D.G. & MILLER T.J.
"An overview of aerospace gas turbine technology of relevance to the development of the automotive gas turbine engine"
SAE, Technical Paper Series 780075, Detroit, February 1978.
- (14) MEIER E.
"Une méthode simple pour la détermination de la spécification des turbocompresseurs de suralimentation"
Revue BBC, Baden, Mai 1981.
- (15) VON DER NUELL W.T.
"Single-stage radial turbines for gaseous substances with high rotative and low specific speed"
ASME Paper N° 51-F-16, July 1951.
- (16) REICH B.
"Le turbocompresseur dans l'industrie chimique"
Revue BBC, Baden, tome 50, N° 6/7.
- (17) BHINDER F.S.
"A Reappraisal of design methods for inward flow radial gas turbines"
Israel Journal of Technology, Vol. 10, N° 6, June 1972.
- (18) Mc CUTCHEON A.R.S.
"Modern developments in the design and performance of turbocharger compressors"
V.K.I. LS-Turbochargers and related problems, Rhode-Saint-Genese, Belgium, January 1982.
- (19) JAPIKSE D.
"Turbocharger turbine design and development"
Creare, Hanover-Newhampshire, T.N. 265, July 1979.
- (20) HOERLER H. & AMMANN H.
"Paliers dans les turbocompresseurs - Etude comparée de la dynamique du rotor et des paliers"
Revue BBC, Baden, Mai 1981.
- (21) ROHLIK H.E. & KOFESKEY M.G.
"Recent radial turbine research at the NASA Lewis Research Center"
ASME paper N° 72-GT-42, March 1972.
- (22) BOUSSUGES P.
"Cours de machines hydrauliques"
ENSH, Grenoble, 1978.

- (23) WATSON N. & JANOTA M.S.
"Turbocharging the internal combustion engine"
The MacMillan press ltd., London, 1982.
- (24) McINNES H.
"Turbochargers"
Bill Fisher, HP Books, U.S.A., June 1976.
- (25) VAVRA M.H.
"Aero-thermodynamics and flow in turbomachines"
R.E. KRIEGER Publ. Co., Huntington, New York, 1974.
- (26) SEDILLE M.
"Turbo-machines hydrauliques et thermiques"
Masson et Cie, Paris, 1970.
- (27) COMOLET R.
"Mécanique expérimentale des fluides"
Masson et Cie, Paris.
- (28) SCHMIDT-THEUNER P. & MATTERN J.
"Influence du nombre de Reynolds et du jeu sur le rendement des
compresseurs centrifuges de groupe de suralimentation"
Revue BBC, Baden, tome 55/8, Août 1968.
- (29) ELMALEH A.
"Contribution à la caractérisation de l'écoulement des turbocompres-
seurs de suralimentation"
Thèse de Docteur Ingénieur - Paris VI - Février 1982.
- (30) VIVIER L.
"Turbines à vapeur et à gaz"
Editions Albin Michel, Paris, 1965.
- (31) COHEN H., RODGERS G.F.C. & SARAVANAMUTTOO H.I.H.
"Gas turbine theory"
Longman, London, 1972.
- (32) LIESS C.
"Introduction to the analysis of gaz turbine cycles"
V.K.I. - CN 74, Rhode-Saint-Genese, Belgium, November 1969.
- (33) GLAVE G.E., SIMMONS F.S. & STICKNEY T.M.
"Radiation and recovery corrections and time constants of several
chromel-alumel thermocouple probes in high temperature high velocity
gaz steams"
NACA TN 3766, Lewis Flight Propulsion Laboratory, Cleveland.
- (34) BREUGELMANS F.A.E. & JUNKHAN G.
"Probes for pressure measurements"
V.K.I.-CN 82, Rhode-Saint-Genese, Belgium, October 1973.
- (35) Norme Française
"Mesure des débits des fluides"
AFNOR, NF-X 10-102.

- (36) BOYCE M.P.
 "A practical three-dimensional flow visualization approach to the complex flow characteristics in a centrifugal impeller"
 ASME Paper N° 66-GT-83, October 1965.
- (37) HAMED A. & BASKHARON E.
 "Analysis of the three-dimensional flow in a turbine scroll"
 Trans. of the ASME, J. of Fluids Engng, New York, December 1979.
- (38) FAIRBANKS F.
 "The determination of deviation angles at exit from the nozzles of an inward flow radial turbine"
 ASME, Paper N° 80-GT-147, New Orleans, March 1980.
- (39) KOVATS A.
 "Investigation of volute-impeller interaction in pumps"
 ASME Paper N° 66-TE-14, January 1966.
- (40) SHERSTYUK A.N. & KOSMIN V.M.
 "Determining the losses and optimum velocities in centrifugal compressor volutes"
 Teploenergetika, 16 (2), 1969.
- (41) STOLYARSKII M.T.
 "Generalised relationship for determining losses in volutes of centrifugal blowers"
 Teploenergetika, 12 (8), 1965.
- (42) TABAKOFF W., SHEORAN Y. & KROLL K.
 "Flow measurements in a turbine scroll"
 Trans. of the ASME, J. of Fluids Engng, New York, December 1979.
- (43) BOWERMAN R.D. & ACOSTA A.J.
 "Effect of the volute on performance of a centrifugal-pump impeller"
 Trans. of the ASME, Hydraulic and Gas Turbine Power, Cleveland, July 1957.
- (44) BALJE O.E.
 "A contribution to the problem of designing radial turbomachines"
 ASME, Paper N° 51-F-42, Minneapolis, May 1952.
- (45) GEBHART B.
 "Heat transfert"
 Tata McGRAW-HILL Publ. Co. Ltd, India, 1971.
- (46) IDEL'CIK I.E.
 "Memento des pertes de charge"
 Eyrolles, Paris, 1978.
- (47) SCHLICHTING H.
 "Application of boundary-layer theory in turbomachinery"
 Trans. of the ASME, J. of Basic Engng, December 1959.
- (48) JANSEN W.
 "A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradients are present"
 Instn Mech. Engrs, Internal Aerodynamics, Paper 12, London, 1970.

- (49) WALLACE F.J., BAINES N.C. & WHITFIELD A.
"A unified approach to the one-dimensional analysis and design of radial and mixed flow turbines"
ASME Paper N° 76-GT-100, New Orleans, March 1976.
- (50) LIEBLEIN S. et al.
"Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial flow compressor blade elements"
NACA, EM 53 D01, 1953.
- (51) DALLENBACH F. et al.
"Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization on systems"
Airesearch, December 1956.
- (52) KRYLOV P. & SPUNDE A.
"About the influence of the clearance between the working blades and housing of a radial turbine on its exponent"
Energetika, N° 7, 1965.
- (53) KASTNER L.J. & BHINDER F.S.
"A method for predicting the performance of a centripetal gas turbine fitted with a nozzle-less volute casing"
ASME Paper N° 75-GT-65, Houston, March 1975.
- (54) WHITFIELD A. & WALLACE F.J.
"Study of incidence loss models in radial and mixed-flow turbomachinery"
Instn Mech. Engrs, Conference Publication, 1973.
- (55) WALLACE F.J. & WHITFIELD A.
"A new approach to the problem of predicting the performance of centrifugal compressors"
Second Int. J.S.M.E. Symposium, Tokyo, 1972.
- (56) FUTRAL S.M. & WASSERBAUER C.A.
"Off-design performance prediction with experimental verification for a radial-inflow turbine"
NASA TN-D 2621, February 1965.
- (57) WIESNER F.J.
"A review of slip factors for centrifugal impellers"
ASME Paper N° 66-WA/FE-18, August 1966.
- (58) WHITFIELD A.
"Slip-factor of a centrifugal compressor and its variation with flow rate"
Proc. Instn Mech. Engrs, Vol. 188/32, 1974.
- (59) STANITZ J.D.
"Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial - and mixed-flow centrifugal compressors"
Trans. of the ASME, Paper N° 51-F-13, October 1950.
- (60) STODOLA A.
"Steam and Gas Turbines"
McGraw-Hill Book Comp., New York, 1927.

- (61) ECK B.
"Ventilation"
Springer-Verlag, Berlin, 1953.
- (62) BENSON R.S.
"A review of methods for assessing loss coefficients in radial gas turbines"
Int. J. mech. Sci., Vol. 12, 1970.
- (63) DAILY J.W. & NECE R.E.
"Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks"
Trans. of the ASME, J. of Basic Engng, Ann Arbor, March 1960.
- (64) RODGERS C.
"Efficiency and performance characteristics of radial turbines"
SAE Paper N° 660754, 1966.
- (65) JANSEN W. & QVALE E.B.
"A rapid method for predicting the aerodynamic performance of inward flow radial turbines"
ASME Paper N° 67-WA/GT-3, November 1967.
- (66) HAMAJIMA M.
"A one-dimensional analysis and performance prediction of subsonic radial turbines"
Bulletin of the JSME, Paper N° 186-17, Vol. 23, December 1980.
- (67) BIRD R.B., STEWART W.E. & LIGHTFOOT E.N.
"Transport phenomena"
Wiley International Edition, 1960.
- (68) VAVRA M.
"Radial-inflow turbines"
V.K.I. CN 44, Rhode-Saint-Genese, Belgium, April 1964.
- (69) WALLACE F.J.
"Theoretical assesement of the performance characteristics of inward radial flow turbines"
Instn of Mech. Engrs, October 1957.
- (70) VAVRA M.
"Radial turbines"
V.K.I., AGARD-VKI LS on Flow in turbines, Rhode-Saint-Genese, Belgium, March 1968.
- (71) HIETT G.F. & JOHNSTON I.H.
"Experiments concerning the aerodynamic performance of inward flow radial turbines"
Proc. Inst. Mech. Engrs, 178, Pt 31 (II), 1963/4.
- (72) SCHLICHTING H.
"Boundary Layer Theory"
McGRAW-HILL Book Co, 1979.

ANNEXE 1

LA GEOMETRIE DE LA VOLUTE.

Dans le but de mieux connaître la géométrie de la volute, nous allons voir l'évolution de la section de passage des gaz dans la volute en fonction de l'angle ψ , figure 58.

Pour ne pas compliquer cette étude nous avons choisi une volute à simple entrée et nous avons fait les hypothèses d'un écoulement incompressible et de la conservation du moment angulaire dans la volute. De cette manière on a :

$$r C_w = K$$

$$\dot{m}_\psi = \rho A_\psi C_{w_\psi}$$

Pour une distribution uniforme du débit il est :

$$\dot{m}_\psi = \dot{m} \frac{\psi}{2\pi}$$

avec \dot{m} le débit total traversant la turbine. Ainsi on a pour la section A_ψ :

$$A_\psi = \frac{\dot{m}}{\rho C_{w_\psi}} \frac{\psi}{2\pi}$$

En éliminant la vitesse C_w on obtient :

$$A_\psi = \frac{\dot{m}}{\rho} \frac{\psi}{2\pi} \frac{r_\psi}{K}$$

la section donc de la volute doit réduire avec l'augmentation de l'angle azimuthal ψ et le rayon moyen.

De même le rayon moyen va diminuer avec l'augmentation de l'angle ψ , diminution qui rendra la volute plus courbée. Cependant il est à remarquer

que cette diminution n'est pas importante exprimée en pourcentage du rayon.

Par conséquent la section du passage des gaz à l'intérieur de la volute subit, en général, une réduction linéaire avec l'angle ψ .

ANNEXE 2

GRANDEURS D'ARRÊT ET GRANDEURS STATIQUES.

Considérons une masse de gaz qui se déplace à une vitesse C . Seules les valeurs statiques de la pression et de la température ont une signification réelle, correspondant à l'état thermodynamique du gaz. Ces valeurs statiques sont celles que relèverait un observateur se déplaçant avec la même vitesse que le fluide.

Cependant, le théorème de l'énergie appliqué aux écoulements permanents montre que les échanges de travail et de chaleur sont directement liés avec l'enthalpie d'arrêt définie par :

$$H = h + \frac{C^2}{2} \quad (1)$$

où H : enthalpie d'arrêt
 h : enthalpie statique
 C : vitesse de l'écoulement

et H correspond à l'enthalpie que mesurerait un observateur fixe "recevant" l'écoulement de gaz.

En supposant la chaleur spécifique du gaz C_p constante, à partir de la formule (1), on peut déterminer la température d'arrêt par la relation :

$$T = t + \frac{C^2}{2C_p}$$

avec T : température d'arrêt
 t : température statique.

Ainsi, implicitement, nous avons fait l'hypothèse que la transformation du terme $C^2/2$ se faisait sans échange de chaleur ni de travail.

C'est justement pour cette raison que H et T sont appelées enthalpie et température d'arrêt adiabatiques.

Pour définir une pression correspondant à l'état d'arrêt on suppose une transformation isentropique qui définit une pression d'arrêt isentropique par la relation :

$$\frac{P}{p} = \left(\frac{T}{t} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

avec P : pression isentropique d'arrêt

p : pression statique

γ : coefficient isentropique.

Lorsqu'on admet que C_p et γ sont variables avec la température, on calcule la pression et la température d'arrêt par :

$$H(T, a) = h(t, a) + \frac{C^2}{2}$$

avec a : richesse de mélange gazeux.

Avec a , T , C connus, on peut calculer $H(T, a)$ d'où t et ensuite P par la relation :

$$\frac{P}{p} = \left(\frac{T}{t} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

en prenant comme γ la valeur correspondant à la température moyenne $(T + t)/2$ ou à celle moyenne géométrique \sqrt{Tt} , si la différence entre T et t n'est pas forte (écoulement subsonique).

Avant de terminer nous tenons à remarquer que la différence entre l'état total et l'état d'arrêt est due à l'énergie potentielle de la pesanteur, qui dans le cas des gaz est négligeable.

ANNEXE 3

LES PERTES DE CHARGE PAR FROTTEMENT.

Les pertes de charge par frottement, qui sont à distinguer des pertes singulières, prennent naissance lorsqu'il y a un mouvement de fluide réel et résultent d'un échange de quantité de mouvement entre les diverses particules des couches voisines du fluide, du gaz en occurrence, qui se déplacent avec des vitesses différentes.

Pendant le calcul de la perte de charge dans la volute nous pourrions utiliser les relations proposées en référence (46). L'écoulement, supposé monodimensionnel, à l'intérieur de la volute a un nombre de Reynolds de l'ordre de 10^4 . La valeur donc du coefficient λ correspondant sera calculée à l'aide de la relation :

$$\lambda = 1 / (1,8 \log Re - 1,64)^2$$

Les pertes de charge seront alors calculées par :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho \lambda \frac{L_H}{D_H} C^2$$

avec C étant la vitesse moyenne de l'écoulement dans la volute.

On pourrait aussi adopter les résultats des calculs de *TH. VON KARMAN* (72)

$$\lambda = 1 / [2 \log (2/\bar{\Delta}) + 1,68]^2$$

avec $\bar{\Delta}$ la rugosité relative des parois.

J. NIKURADSE (72) a suggéré de remplacer ci-dessus la constante 1,68 par 1,74.

Pour le cas où on allait se situer dans la région de transition entre les régimes laminaire et turbulent, *COLEBROOK* et *WHITE* (72) ont proposé la

relation suivante :

$$1/\sqrt{\lambda} = 1,74 - 2\log(2/\Delta + 18,7/Re\sqrt{\lambda})$$

Pour le calcul des pertes par frottement dans la roue maintenant, étant donné la bonne qualité de surface, il est plutôt indiqué d'utiliser la relation proposée par *BLASIUS* (72) :

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$$

Le calcul du nombre de Reynolds pour toutes ces applications sous-entend une très bonne connaissance (mesure) des données hydrauliques de la volute et de la roue de la turbine.

ANNEXE 4

CALCUL DE LA LONGUEUR ET DU DIAMETRE HYDRAULIQUES DE LA ROUE.

Le long de ce calcul nous allons supposer une linéarité des différentes grandeurs quelques fois entre l'entrée et la sortie et d'autres fois à l'entrée ou à la sortie même de la roue.

Tout d'abord nous allons calculer la projection de la longueur hydraulique de la roue dans le plan (x, r), figure 33. Pour ce faire nous calculons le rayon de courbure moyen R comme suit :

$$R = \frac{R_2 + R_1}{2}$$

avec

$$R_2 = \frac{L}{\sin\phi} - \frac{b_2}{2}$$

et

$$R_1 = \frac{L}{\sin\phi} \cos\phi - \frac{b_2}{2} \cos\phi + r_2 - r_1$$

Ainsi

$$R = \frac{1}{4} \left[\frac{2L}{\sin\phi} (1+\cos\phi) + d_2 - b_2(1+\cos\phi) - \frac{d_{e1} + d_{h1}}{2} \right]$$

La projection de la longueur hydraulique sur l'axe des x est donc :

$$l = R\phi = \frac{\phi}{4} \left[\frac{2L}{\sin\phi} (1+\cos\phi) + d_2 - b_2(1+\cos\phi) - \frac{d_{e1} + d_{h1}}{2} \right]$$

L'angle que fait la ligne méridienne avec le plan (x , r) est :

$$\cos\beta = \frac{1}{2} \left(\cos\beta_{2b} + \frac{\cos\beta_{e1} + \cos\beta_{h1}}{2} \right)$$

D'où la longueur hydraulique L_H est obtenue :

$$L_H = \frac{1}{\cos\beta}$$

et donc

$$L_H = \frac{\phi \left[\frac{2L}{\sin\phi} (1+\cos\phi) + d_2 - b_2(1+\cos\phi) - \frac{d_{e1} + d_{h1}}{2} \right]}{2\cos\beta_{2b} + \cos\beta_{e1} + \cos\beta_{h1}}$$

Le diamètre hydraulique d'une conduite quelconque est donné par la relation :

$$D_H = \frac{4A}{\Sigma}$$

avec A la section et Σ le périmètre mouillé.

Pour rendre le calcul plus rapide nous allons supposer que le diamètre hydraulique de la roue peut être remplacé par la moyenne des diamètres hydrauliques à l'entrée et à la sortie : celui à l'entrée de la roue est :

$$D_{H2} = \frac{4\pi d_2 b_2 \cos\beta_{2b}}{2z b_2 + 2\pi d_2 \cos\beta_{2b}}$$

De même nous avons à la sortie de la roue :

$$D_{H1} = \frac{4\pi d_1 b_1 \cos\beta_1}{2z b_1 + 2\pi d_1 \cos\beta_1}$$

Or

$$d_1 = \frac{d_{e1} + d_{h1}}{2}$$

et

$$\cos\beta_1 = \frac{1}{2} (\cos\beta_{e_1} + \cos\beta_{h_1})$$

d'où nous avons :

$$D_H = \frac{D_{H2} + D_{H1}}{2}$$

et

$$D_H = \frac{\pi d_2 b_2 \cos\beta_{2b}}{z b_2 + \pi d_2 \cos\beta_{2b}} + \frac{\pi (d_{e_1} + d_{h_1}) b_1 (\cos\beta_{e_1} + \cos\beta_{h_1})}{4 z b_1 + \pi (d_{e_1} + d_{h_1}) (\cos\beta_{e_1} + \cos\beta_{h_1})}$$

ANNEXE 5

DEVELOPPEMENT DE L'EQUATION DE DEBIT.

Le nombre de Mach est défini comme :

$$M = C / \sqrt{\gamma R t}$$

avec C : la vitesse du fluide
 t : la température statique.

Si au lieu de la température statique t nous utilisons la température totale T , nous allons obtenir le nombre de Mach total :

$$M^+ = C / \sqrt{\gamma R T} \quad (1)$$

On peut facilement faire le passage entre M et M^+ par la relation :

$$M = M^+ / \left(1 - \frac{\gamma-1}{2} M^{+2} \right) \quad (2)$$

ainsi qu'entre les conditions de pression et température statiques et totales à l'aide de M^+ :

$$t = T \left(1 - \frac{\gamma-1}{2} M^{+2} \right) \quad (3)$$

$$p = P \left(1 - \frac{\gamma-1}{2} M^{+2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (4)$$

D'autre part le débit réduit dans une turbomachine peut être exprimé à l'aide de la relation suivante :

$$\dot{m}^* = \frac{\dot{m} \sqrt{T}}{P A} \quad (5)$$

L'équation de conservation du débit s'écrit, elle :

$$\dot{m} = \rho A C \cos\alpha \quad (6)$$

avec α l'angle entre l'écoulement et l'axe de référence. En remplaçant \dot{m} dans la relation (5) à l'aide de la relation (6) il devient :

$$\dot{m}^* = \frac{\rho A C \sqrt{T} \cos\alpha}{P A} \quad (7)$$

A l'aide des relations (1), (3), (4) et (7) nous obtenons l'expression du débit masse réduit :

$$\dot{m}^* = \sqrt{(\gamma/R)} M^+ \left(1 - \frac{\gamma-1}{2} M^{+2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \cos\alpha \quad (8)$$

Si nous admettons dans la suite comme valeur "réduite" du débit masse, l'expression suivante (pour faciliter l'utilisation) :

$$M = \frac{\dot{m} \sqrt{C_p T}}{P A} \quad (9)$$

et en remarquant que :

$$M^+ = \frac{C}{\sqrt{C_p T}} \quad (10)$$

la relation (8) prendra la forme suivante :

$$\frac{\dot{m} \sqrt{C_p T}}{P A} = \frac{\gamma}{\gamma-1} M_m^+ \left[1 - \frac{1}{2} M_m^{+2} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (11)$$

avec M_m^+ la composante débitante du nombre de Mach total.

L'équation (11) sera utilisée comme base chaque fois que nous aurons besoin de calculer la vitesse de l'écoulement en utilisant les valeurs de pression et de température totales à l'amont, le débit masse du gaz et la section disponible de passage.

LISTE DES FIGURES

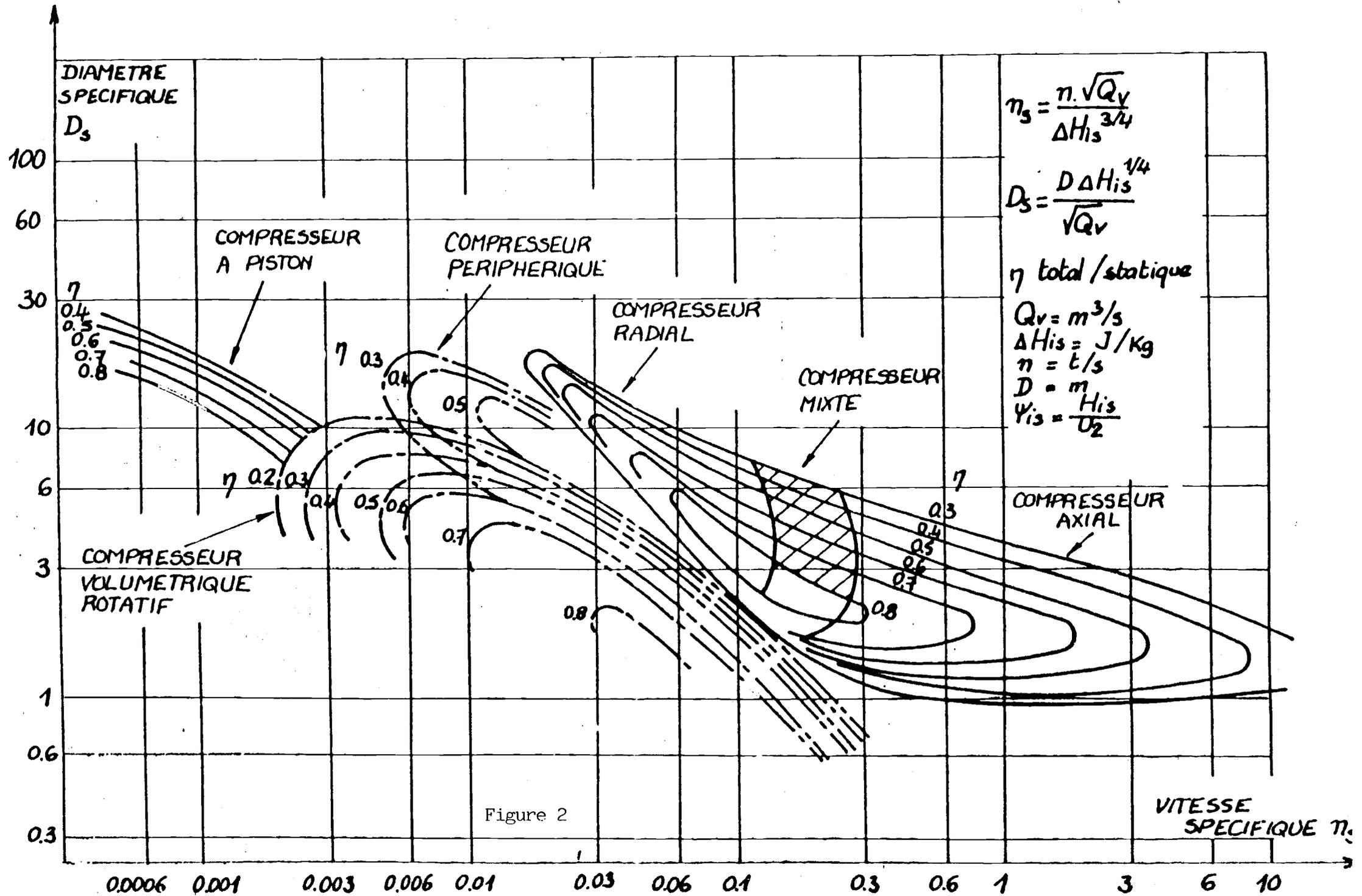
- Figure 1 - Tableau comparatif de puissance de moteur diesel
- 2 - Diamètre et vitesse spécifiques des turbomachines
- 3 - Courbe caractéristique du moteur suralimenté
- 4 - Nomenclature et principales dimensions de la turbine
- 5 - Stations caractéristiques de la turbine
- 6 - Volute à double entrée
- 7 - Diagramme enthalpie - entropie
- 8 - Triangles de vitesses
- 9 - Diagramme thermodynamique de détente
- 10 - Superposition des pertes
- 11 - Evolution du rendement isentropique de la turbine en fonction du rapport U/C pour des différentes vitesses de rotation
- 12 - Débit et rendement isentropique de la turbine en fonction du taux de détente (valeurs corrigées)
- 13 - Débit réduit et rendement isentropique de la turbine en fonction de la vitesse de rotation réduite
- 14 - Evolution du débit de la turbine en fonction de la vitesse de rotation - rendement isentropique et taux de détente reportés
- 15 - Configuration d'un banc d'essai permettant tous les modes de fonctionnement
- 16 - Précision des mesures réalisées
- 17 - Rendement isentropique turbine - compresseur
- 18 - Schéma opérationnel du banc d'essai
- 19 - Banc d'essai de turbocompresseurs
- 20 - Sonde de température
- 21 - Prise de pression statique à la paroi
- 22 - Sonde de pression directionnelle plus statique
- 23 - Moyens de mesure retenus
- 24 - Paramètres de calcul - Equations utilisées
- 25 - Pertes par incidence : modèle à pression constante, modèle N.A.S.A.
- 26 - Coefficient de glissement μ

- Figure 27 - Organigramme général de calcul I
- 28 - Organigramme général de calcul II
 - 29 - Exemple d'entrées - sorties du programme de calcul
 - 30 - Les effets d'incidence i
 - 31 - Les effets de la déviation δ
 - 32 - Turbocompresseur HOLSET H1B - Carte expérimentale turbine
 - 33 - Données géométriques turbine HOLSET H1B - données thermodynamiques du calcul - longueur et diamètre hydrauliques de la roue turbine
 - 34 - Influence vitesse tangentielle d'entrée sur les paramètres caractéristiques en sortie de roue
 - 35 - Influence angle de l'écoulement en sortie roue
 - 36 - Influence du blocage d'entrée
 - 37 - Niveau relatif des pertes
 - 38 - Evolution des pertes de la turbine en fonction de la vitesse de rotation
 - 39 - Distribution des pertes en fonction de la vitesse de rotation
 - 40 - Rendement isentropique turbine : comparaison mesures expérimentales - calcul, taux de détente (1,4)
 - 41 - Correction (relative) du taux de détente par le débit en fonction de la vitesse de rotation
 - 42 - Rendement isentropique turbine : comparaison mesures expérimentales - calcul, taux de détente (1,1)
 - 43 - Rendement isentropique turbine : comparaison mesures expérimentales - calcul, taux de détente (2,0)
 - 44 - Evolution des pertes de la turbine en fonction de la vitesse de rotation (coeff. glissement)
 - 45 - Distribution des pertes en fonction de la vitesse de rotation (coeff. glissement)
 - 46 - Rendement isentropique turbine : comparaison mesures expérimentales - calcul (coeff. glissement - 1,4)
 - 47 - Rendement isentropique turbine : comparaison mesures expérimentales - calcul (coeff. glissement - 1,1)
 - 48 - Rendement isentropique turbine : comparaison mesures expérimentales - calcul (coeff. glissement - 2,0)
 - 49 - Rendement isentropique turbine : comparaison mesures expérimentales - calcul (coeff. glissement modifié - 1,4)
 - 50 - Evolution des triangles de vitesses en fonction du point de fonctionnement
 - 51 - Evolution du rendement isentropique de la turbine en fonction du rapport U/C , pour différents taux de détente

- Figure 52 - Evolution du rendement isentropique de la turbine en fonction du rapport U/C , pour différentes vitesses de rotation
- 53 - Influence du jeu au couvercle sur les pertes par jeu
- 54 - Influence du jeu au couvercle sur le rendement isentropique et le taux de détente
- 55 - Influence du jeu au disque sur les pertes par jeu et sur les rendement isentropique et taux de détente de la turbine
- 56 - Influence du coefficient isentropique γ sur le rendement isentropique et le taux de détente
- 57 - Influence de la température initiale sur le rendement isentropique et le taux de détente de la turbine
- 58 - La géométrie de la volute de la turbine radiale
- 59 - Pales de distributeur droites
- 60 - Disposition des mesures en sortie turbine
- 61 - Influence de l'incertitude sur la valeur de la pression statique sortie turbine sur le calcul du rendement isentropique de la machine.
- 62 - Influence de l'incertitude sur la valeur de la température totale sortie turbine sur le calcul du rendement isentropique de la machine.
- 63 - Répartition de l'angle de l'aubage sortie roue turbine (HOLSET H1B)
- 64 - Plan 1 : température totale comparaison calcul M.T.E. - M.2D
- 65 - Plan 1 : pression totale comparaison calcul M.T.E. - M.2D
- 66 - Plan 0 : température totale comparaison calcul M.2D - expérience
- 67 - Plan 0 : pressions totale - statique comparaison calcul M.2D - expérience
- 68 - Plan 0 : vitesse méridienne comparaison calcul M.2D - expérience.

Configuration moteur	Rapport volumétrique	Puissance développée	Pression fin de combustion (bar)	Température fin de combustion (°C)	Pression sural (bar)	Température admission moteur (°C)
Moteur de base non sural	12	1.00	80	500	1.0	25
Moteur de base suralimenté	12	1.33	100	550	2.3	30
Moteur sural R.V.R.	9	1.65	100	550	4.6	70
Moteur sural hyperbar	7	2.15	100	550	6.6	100

Figure 1 TABLEAU COMPARATIF DE PUISSANCE DE MOTEUR DIESEL



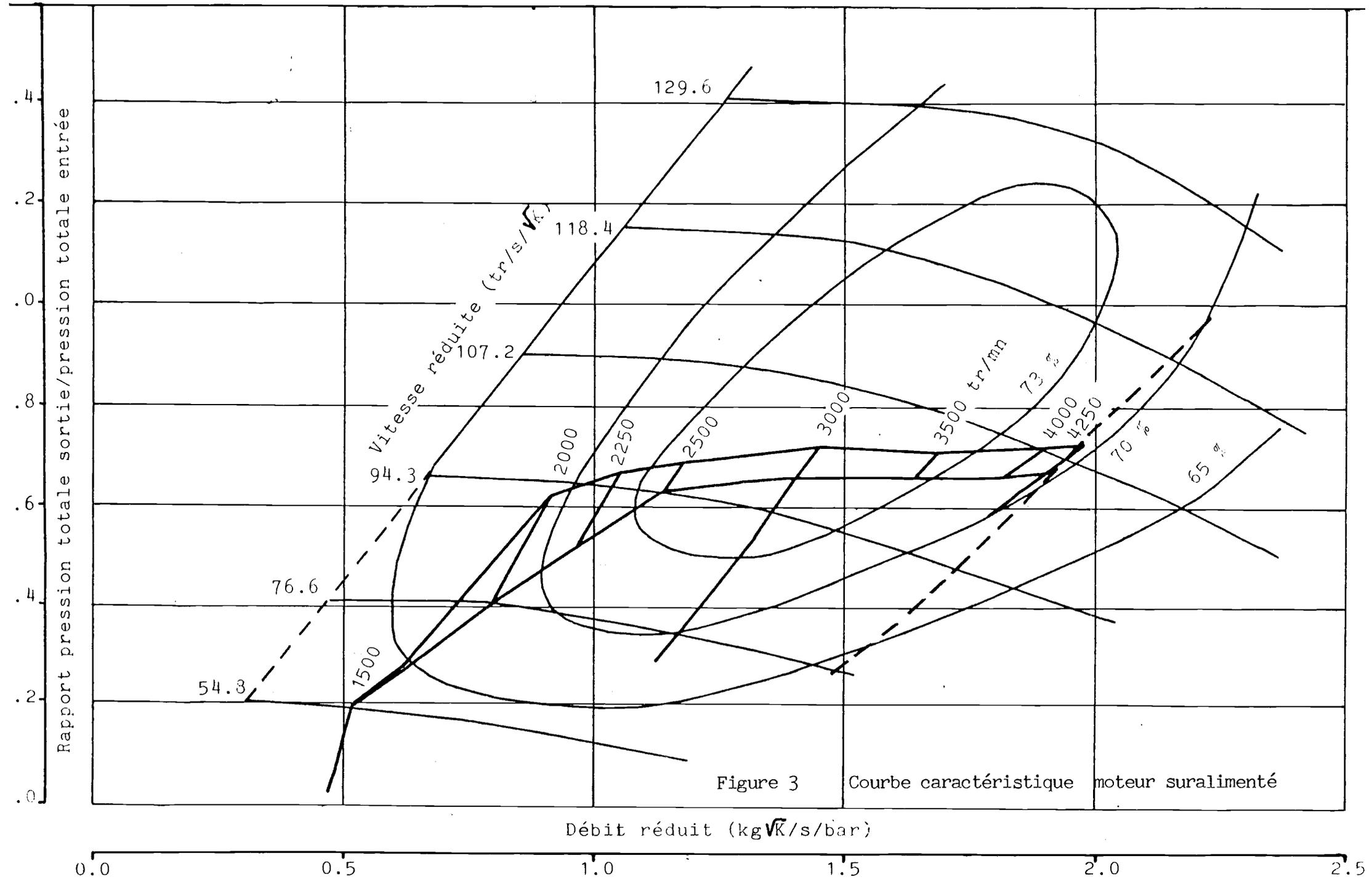
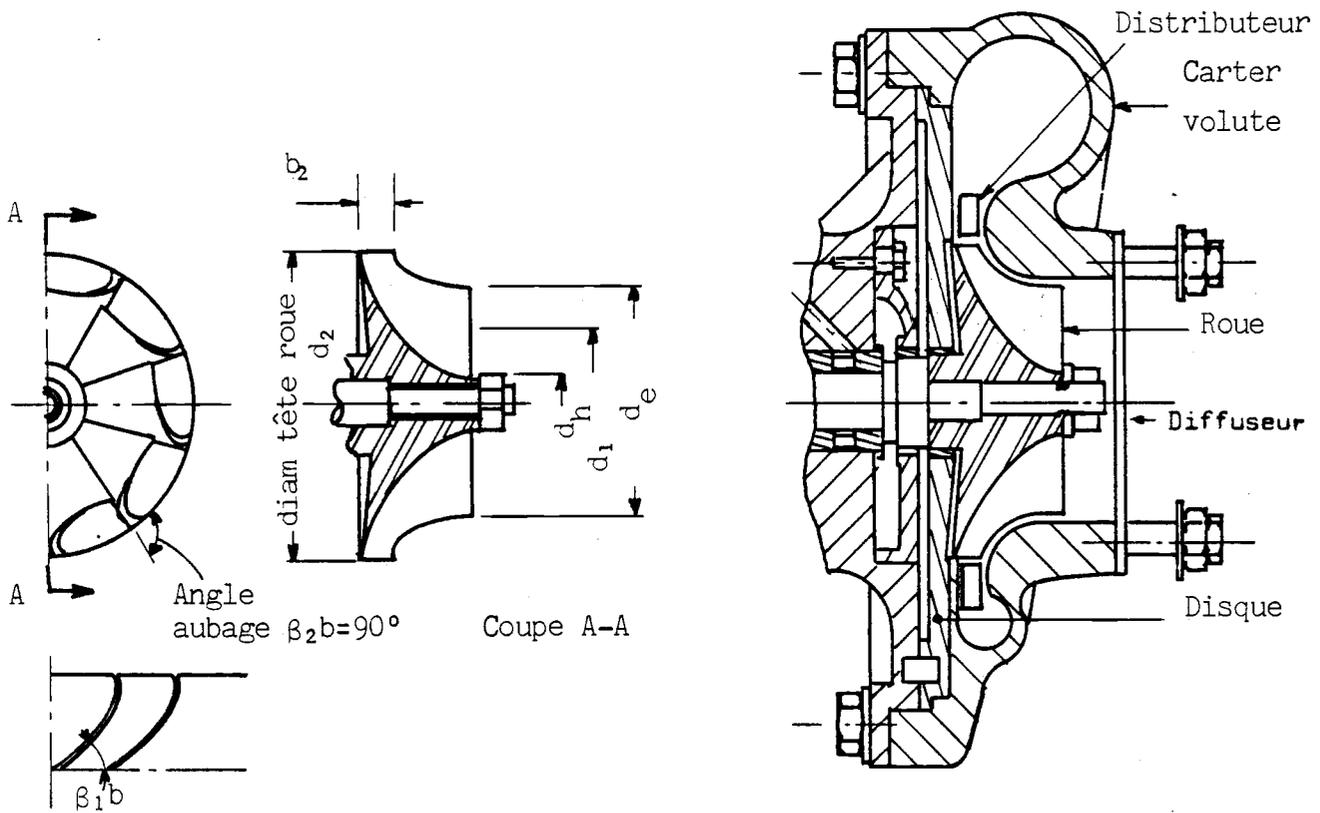


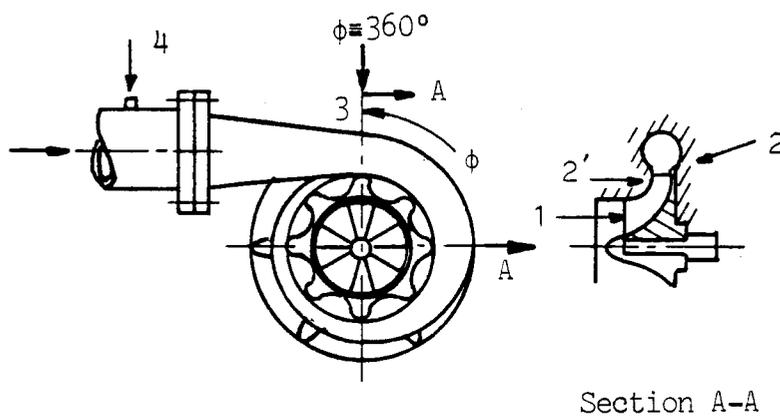
Figure 3 Courbe caractéristique moteur suralimenté

Figure 4 : NOMENCLATURE ET PRINCIPALES DIMENSIONS DE LA TURBINE



Angle aubage développé à d_1

Figure 5 : STATIONS CARACTERISTIQUES DE LA TURBINE



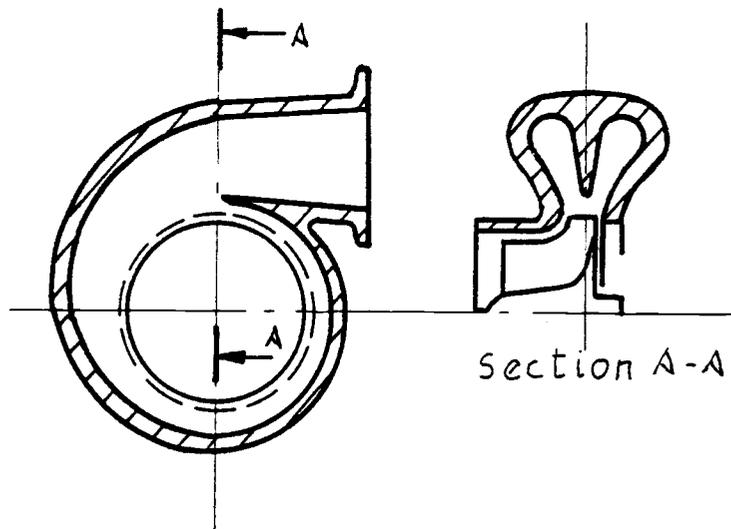


Figure 6 : VOLUTE A DOUBLE ENTREE

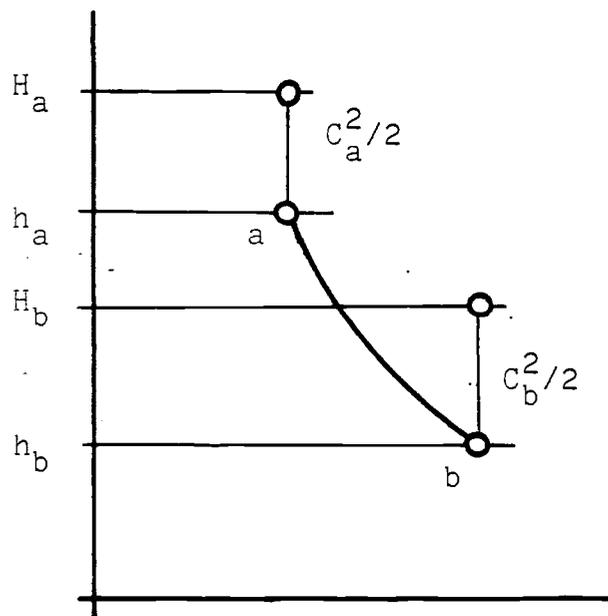
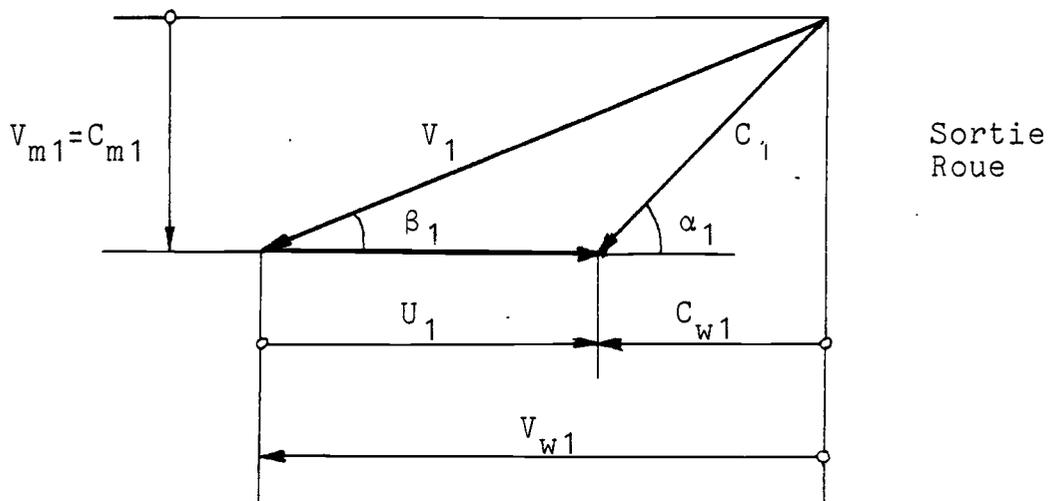
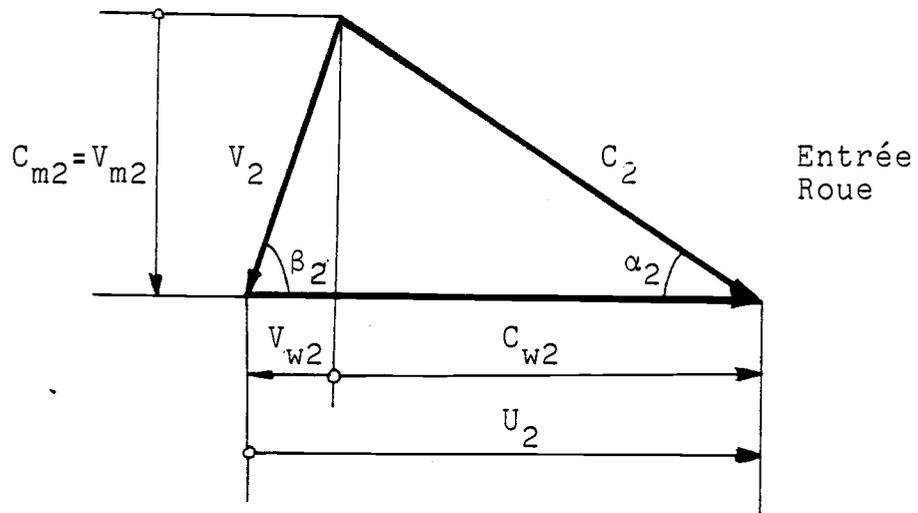


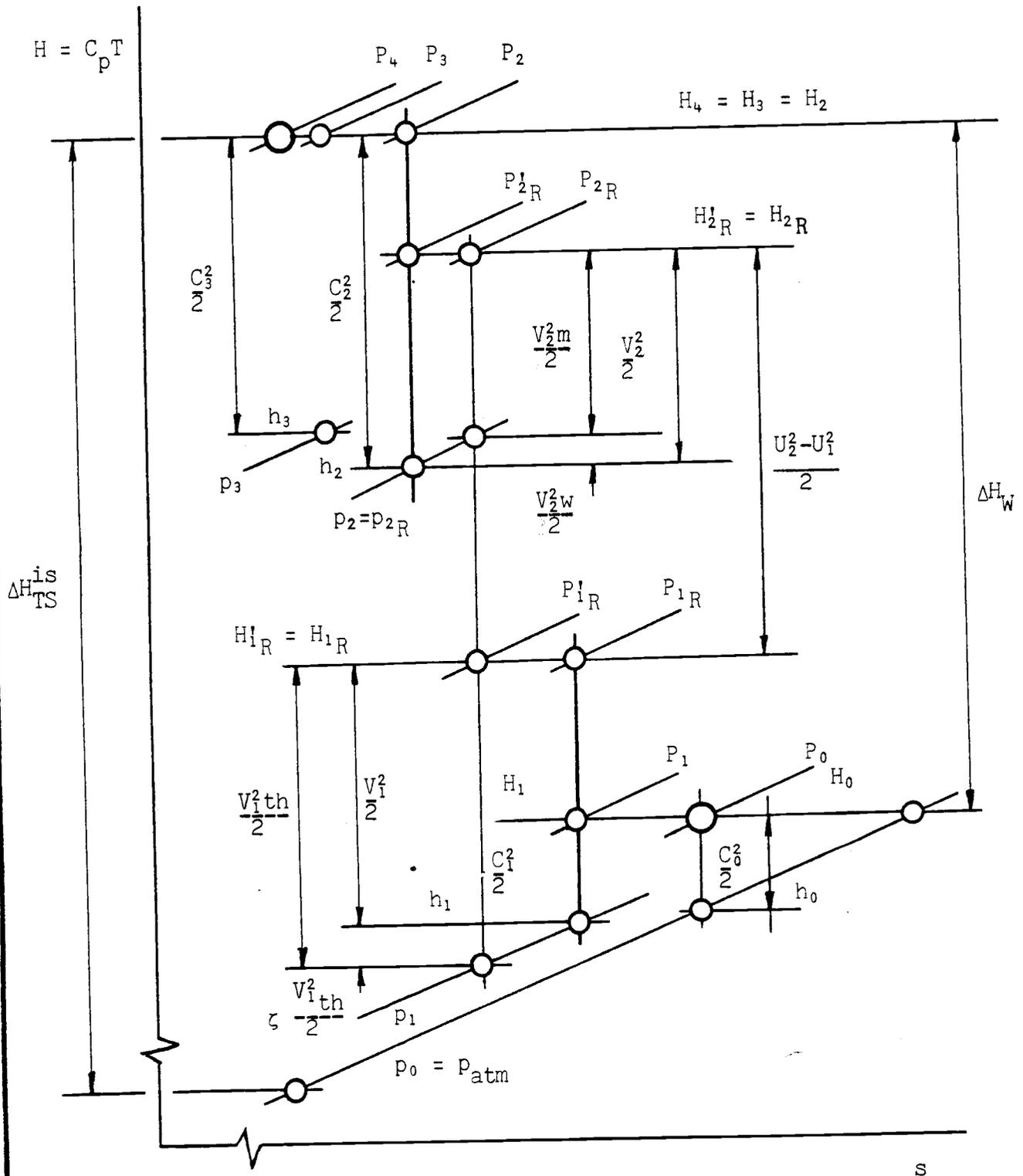
Figure 7 : DIAGRAMME ENTHALPIE - ENTROPIE

Figure 8 : TRIANGLES DE VITESSE



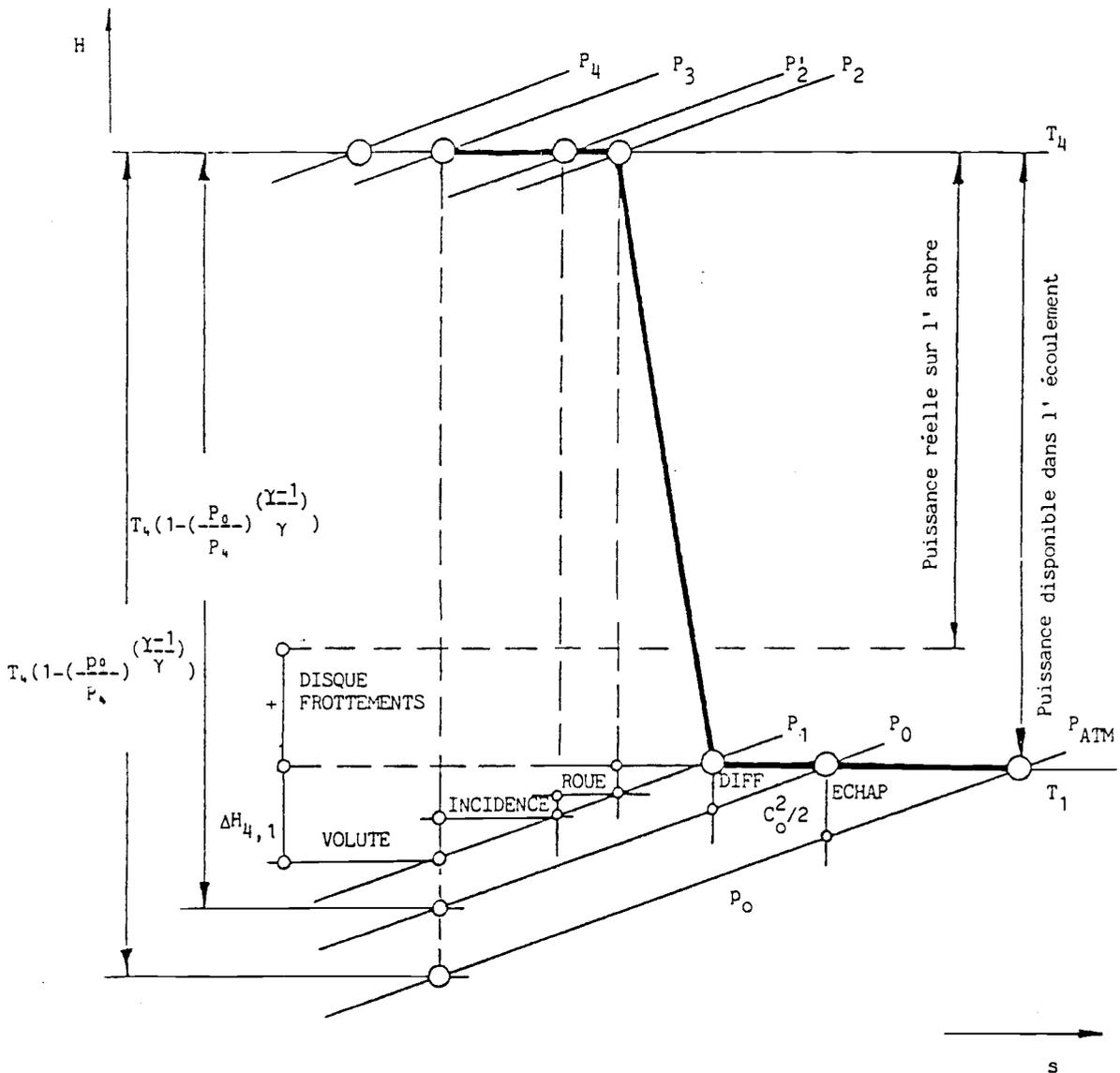
C Vitesse Absolue
 V Relative
 U Périphérique

Figure 9 : DIAGRAMME THERMODYNAMIQUE
DETENTE



p, h : conditions statiques
P, H : totales
R : relatives

Figure 10 : SUPERPOSITION DES PERTES



$$\eta = \frac{\text{Puissance sur l' Arbre}}{\text{Puissance Disponible des Gaz}} = \frac{P. \text{ Gaz} - \text{Pertes}}{P. \text{ Gaz}}$$

- Pertes :
- VOLUTE
 - INCIDENCE
 - FROTTEMENT ROUE
 - CHARGE (PROFIL)
 - JEU COUVERCLE
 - JEU DISQUE (FROT.)
 - RECIRCULATION
 - SORTIE ROUE
 - HUILE
- } INTERNES
 } EXTERNES

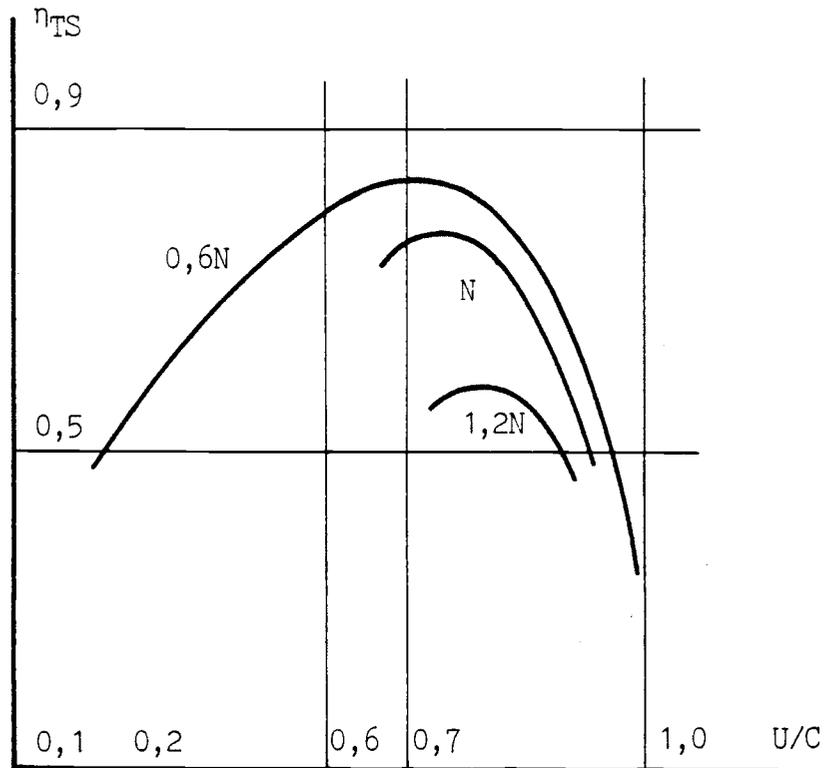


Figure 11 : EVOLUTION DU RENDEMENT ISENTROPIQUE DE LA TURBINE EN FONCTION DU RAPPORT U/C POUR DES DIFFERENTES VITESSES DE ROTATION

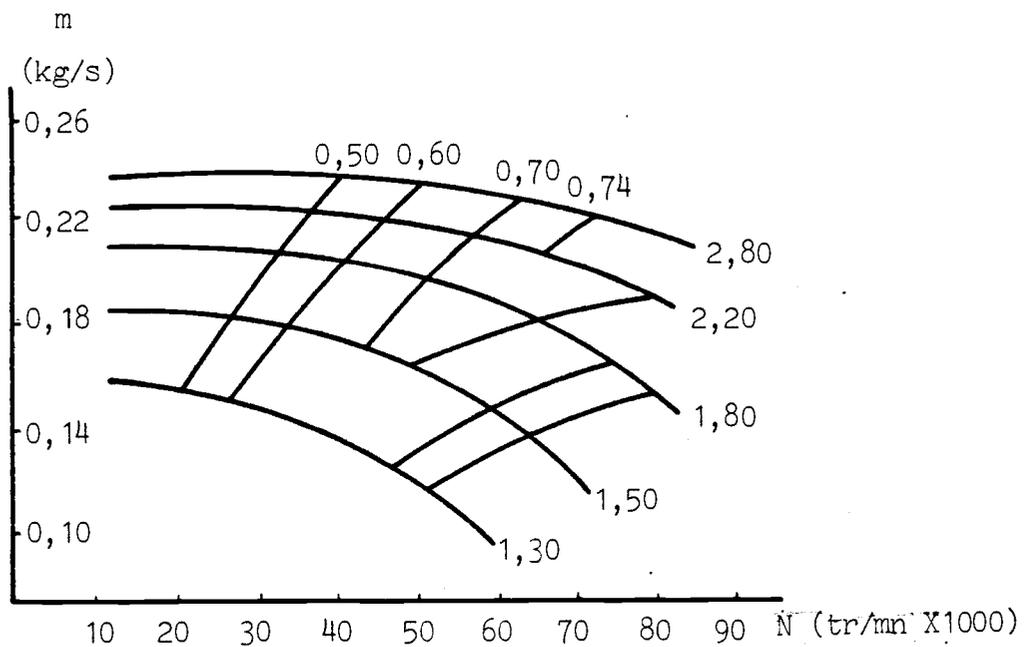


Figure 14 : EVOLUTION DU DEBIT DE LA TURBINE EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION, RENDEMENT ISENTROPIQUE ET TAUX DE DETENTE REPOTES

Figure 12 : DEBIT ET RENDEMENT ISENTROPIQUE DE LA TURBINE
 EN FONCTION DU TAUX DE DETENTE
 (VALEURS CORRIGÉES)

Température de correction	298 K
Pression	" 0,97 bar
α	31000 tr/mn
β	44000
γ	62000
δ	74000
ϵ	85000

m (kg/s)

η

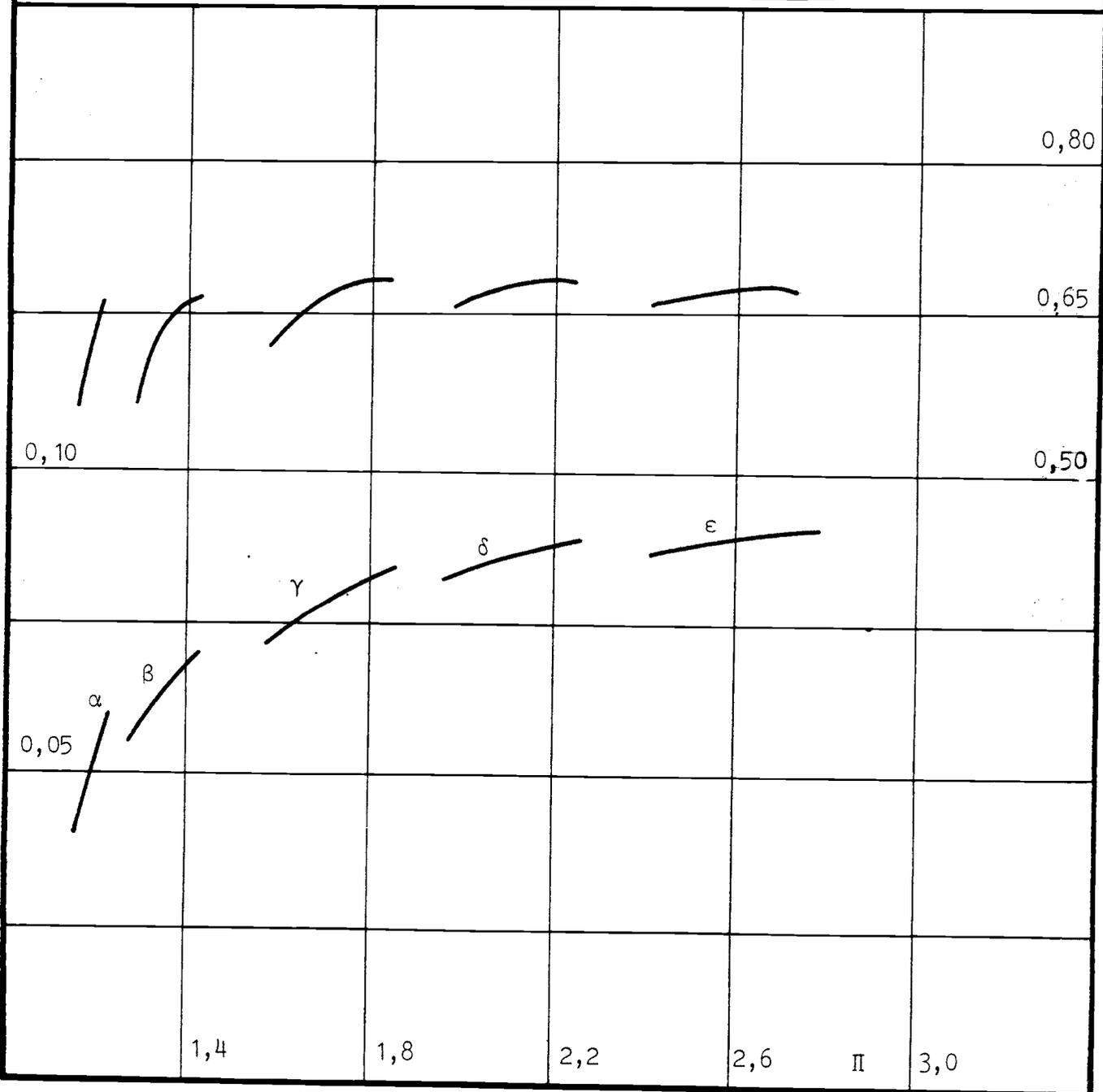


Figure 13 :

DEBIT REDUIT ET RENDEMENT ISENTROPIQUE DE LA TURBINE
EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION REDUITE

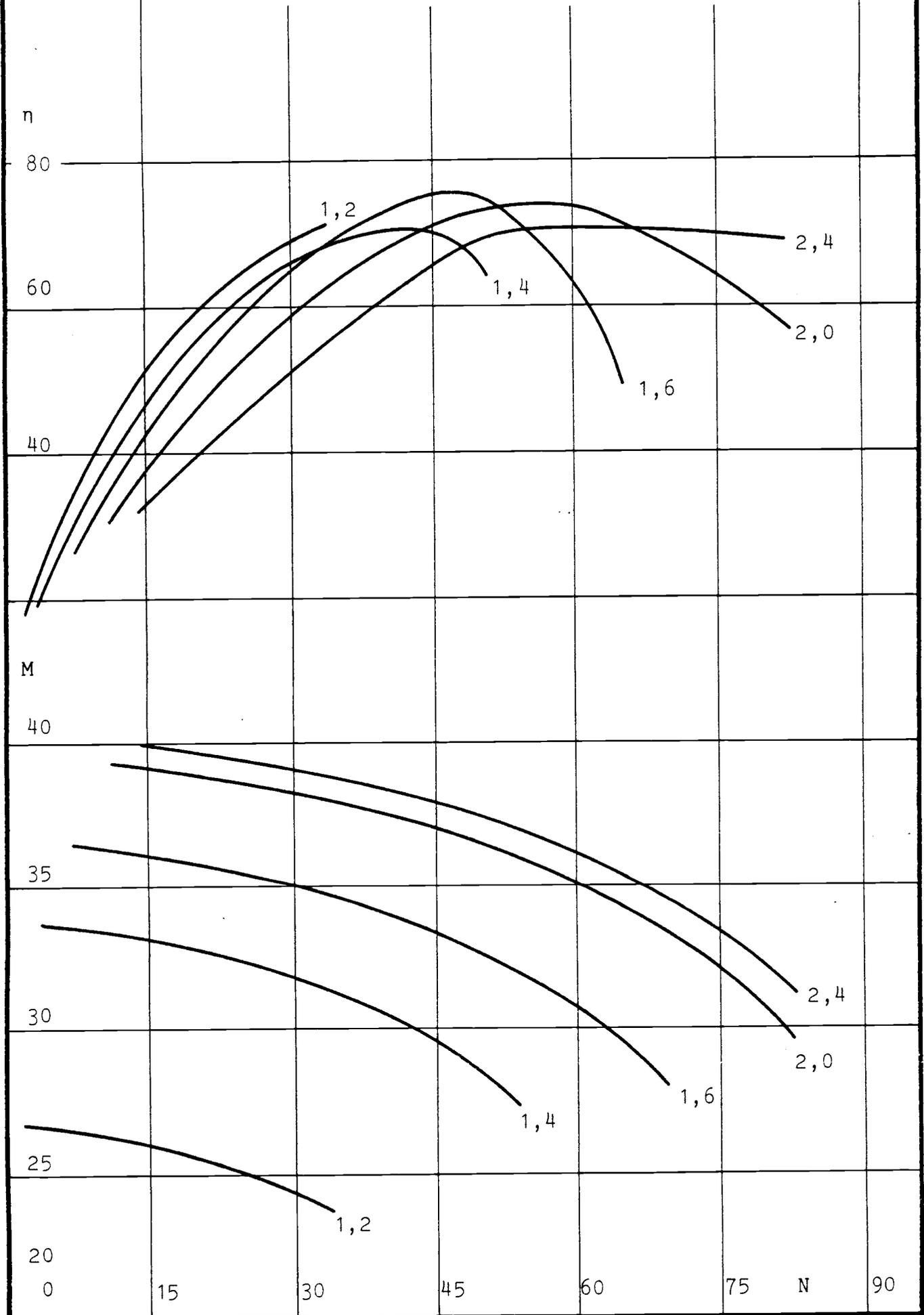
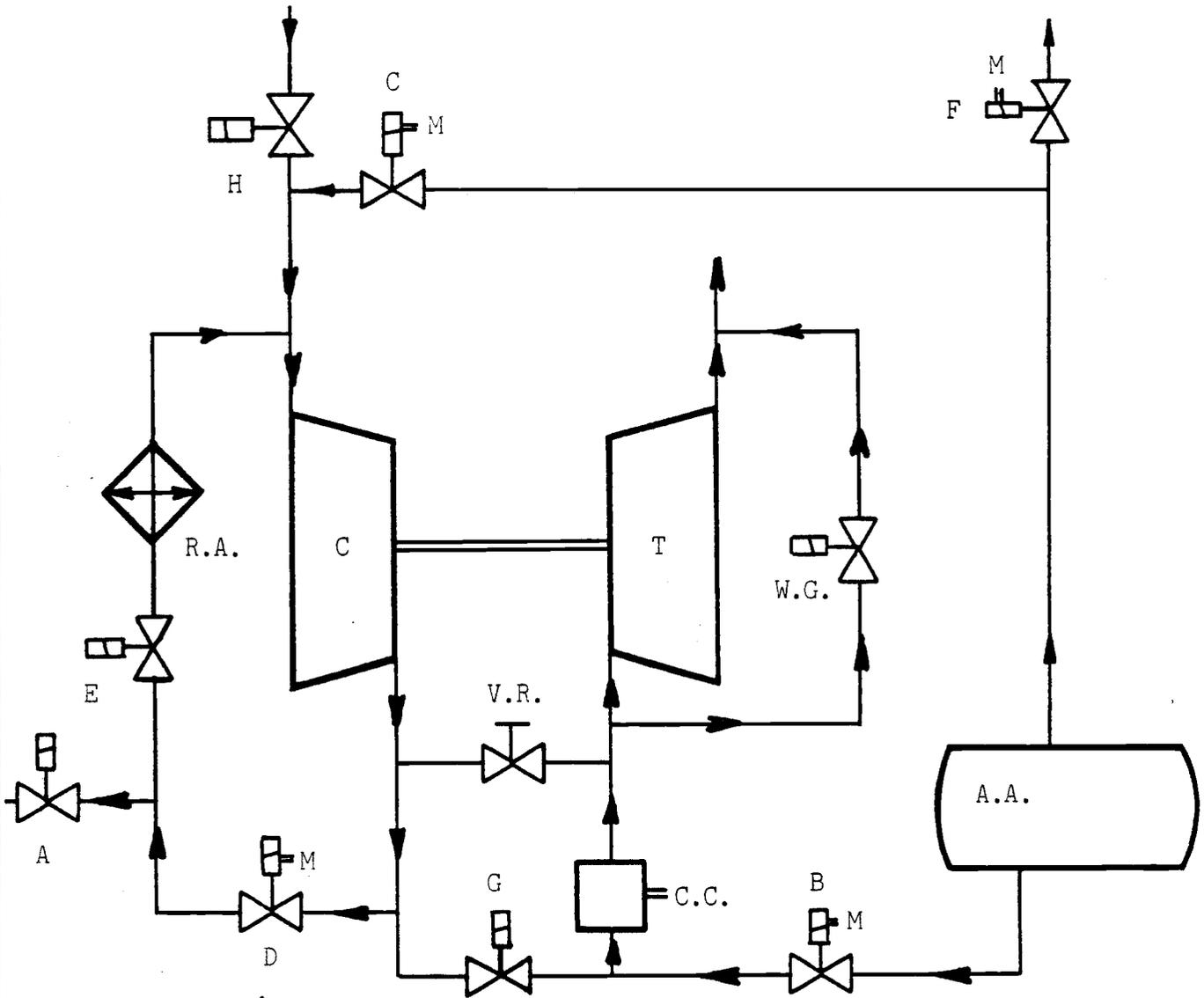


Figure 15 : CONFIGURATION D'UN BANC D'ESSAI
 PERMETTANT TOUS LES MODES DE FONCTIONNEMENT

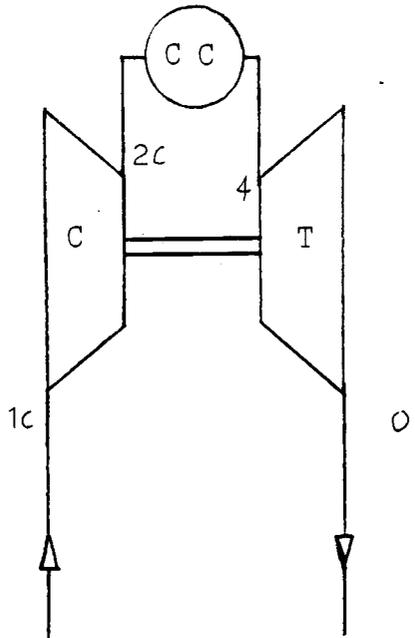


- B,C,D,F : Vannes Motorisées
- A,E,G,H : Vannes tout-ou-rien
- C.C. : Chambre de combustion
- A.A. : Air comprimé
- W.G. : Waste Gate
- R.A. : Echangeur
- V.R. : Vanne de réglage

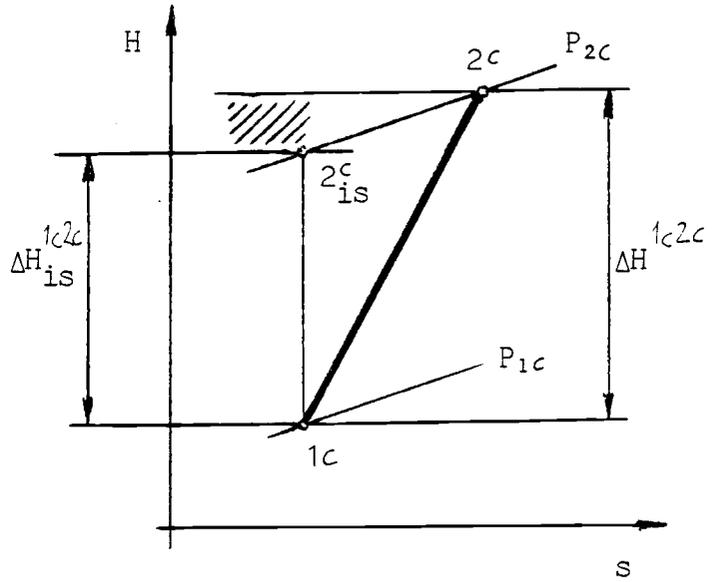
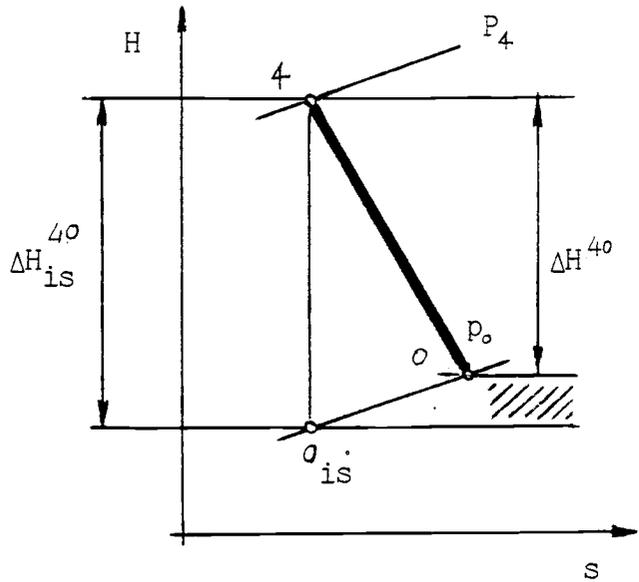
Figure 16 : PRECISION DES MESURES REALISEES

DT1 , DT2	0,4 K
DT3 , DT4	3 K avec combustion 1 K sans "
DP1 , DP4	0,0002 bar
DP2 , DP3	de 0,0002 a 0,0027 bar suivant le manometre utilise
DN	3 tr/s
Dmc/mc , Dmt/mt	de 1,5 a 2,0 %

Figure 17 : RENDEMENT ISENTROPIQUE TURBINE-COMPRESSEUR



- 1c : Entrée Compresseur
- 2c : Sortie "
- 4 : Entrée Turbine
- 0 : Sortie "
- CC : Chamre de Combustion



$$\eta_T^{mes} = \frac{\Delta H^{40}}{\Delta H_{is}^{40}}$$

$$\eta_C^{mes} = \frac{\Delta H_{is}^{1c2c}}{\Delta H^{1c2c}}$$

$$\eta_T^{cal} = \frac{\Delta H^{1c2c}}{\Delta H_{is}^{40}}$$

Figure 18 : BANC D ESSAI : SCHEMA OPERATIONNEL

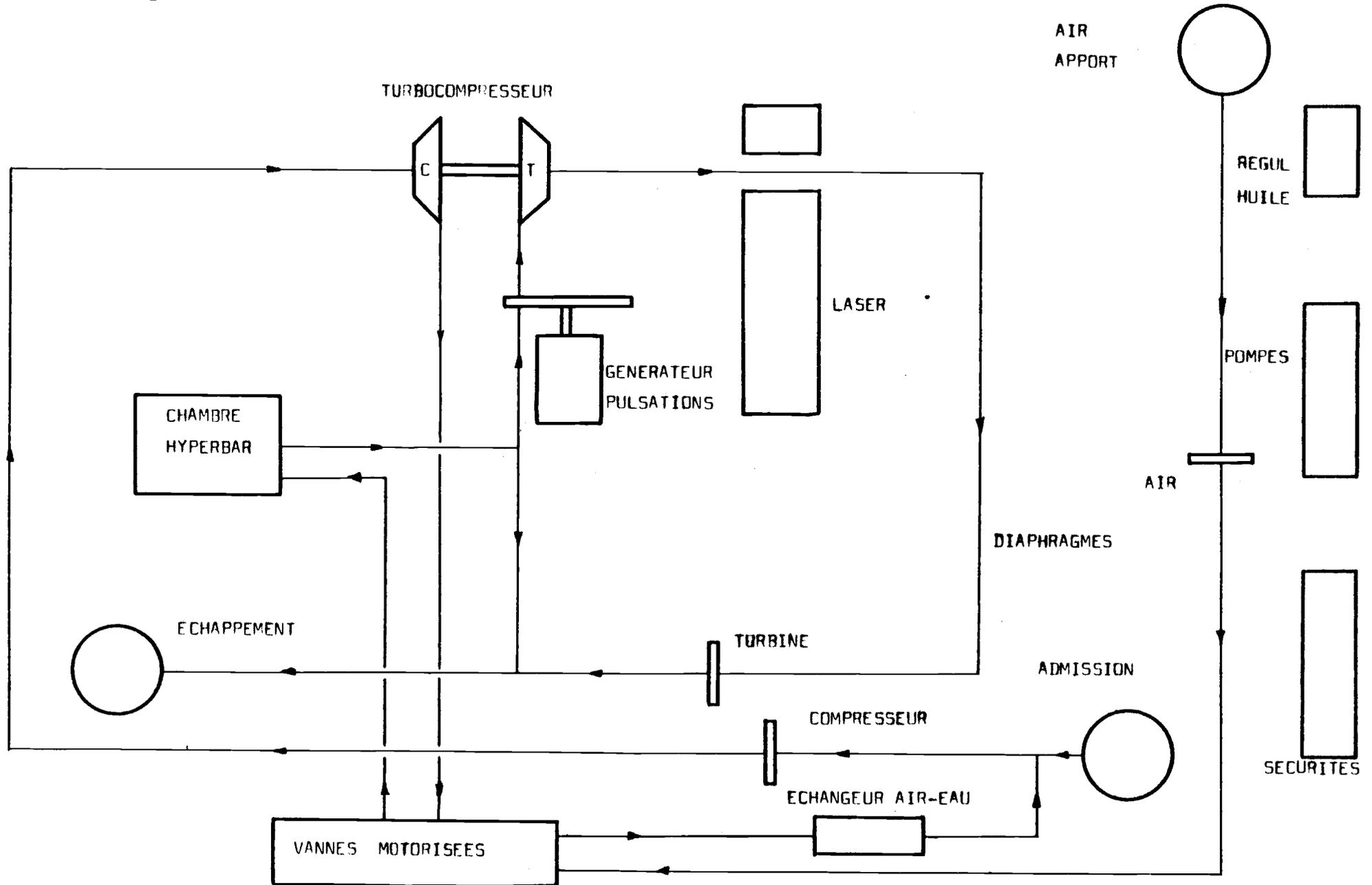
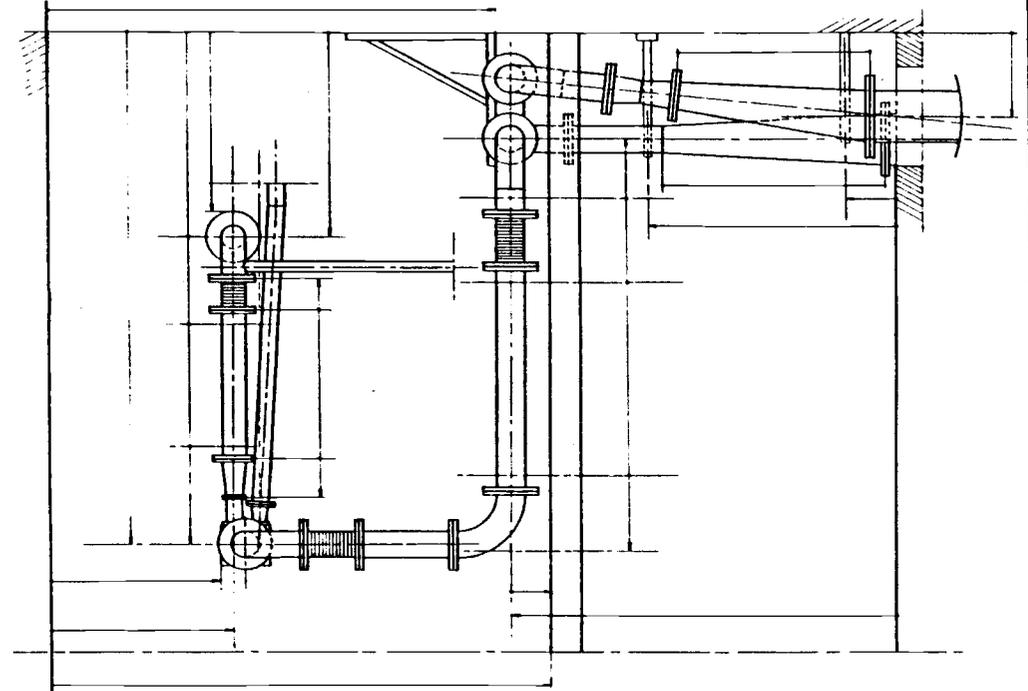
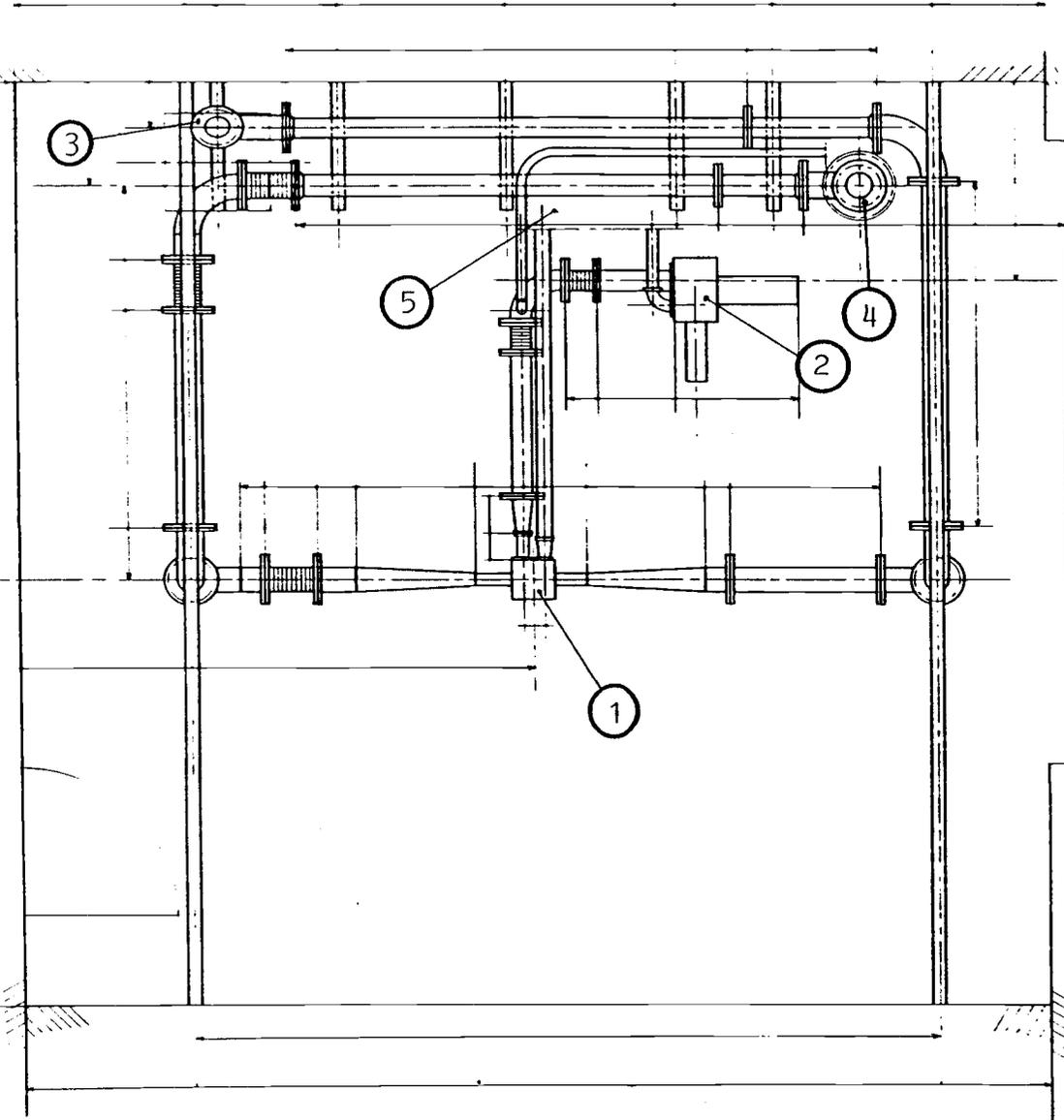


Figure 19 : BANC D' ESSAI DE TURBOCOMPRESSEURS



- 1 : Turbocompresseur
- 2 : Chambre de combustion
- 3 : Admission
- 4 : Echappement
- 5 : Armoire de vanes

REF. INT.	DESIGNATION	N° DESSIN	MATIERE
Echelle	Designé par : CHELOI	LABORATOIRE DE MECANIQUE PHYSIQUE	Modél.
	Vérifié par : PAPACHISTOR	2, place de la Gare de Calcutta	
	Désignation : BANC TURBO	1070 SAINT-CYRIL-SOULE (France)	
		TEL. : 043.95.21 - 043.97.30	
A2		N°	

Figure 20 : SONDE DE TEMPERATURE

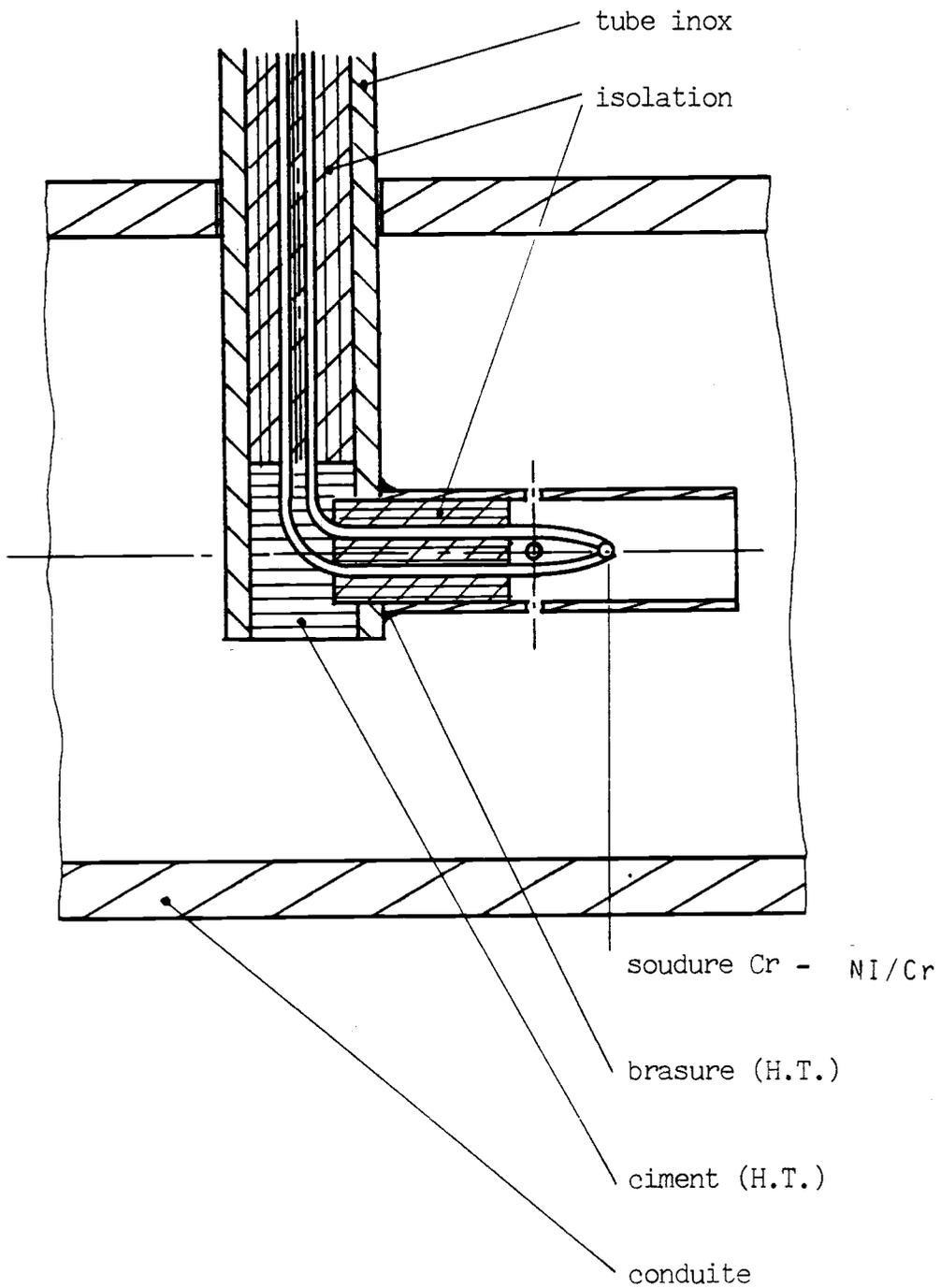


Figure 21 : PRISE DE PRESSION STATIQUE A LA PAROI

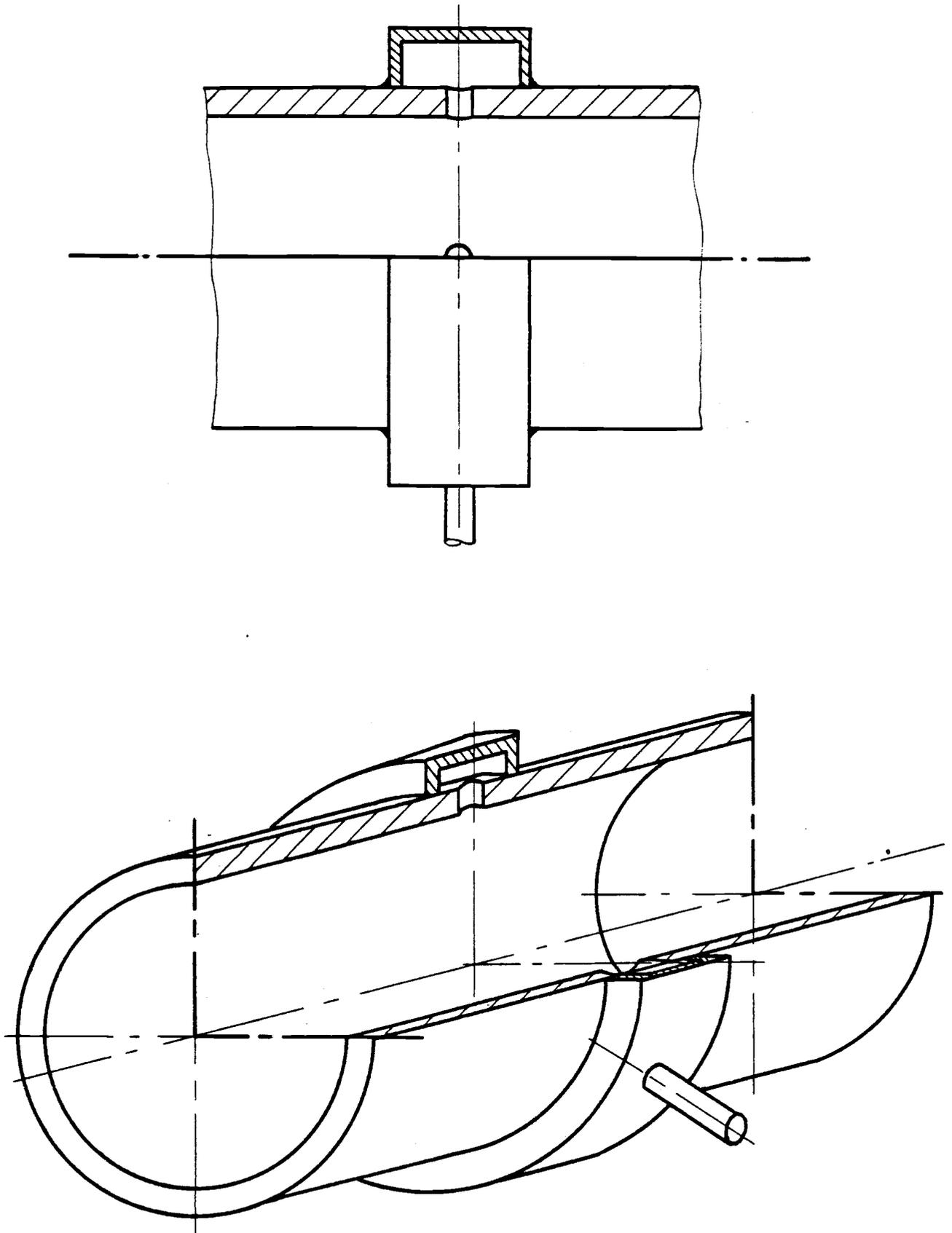
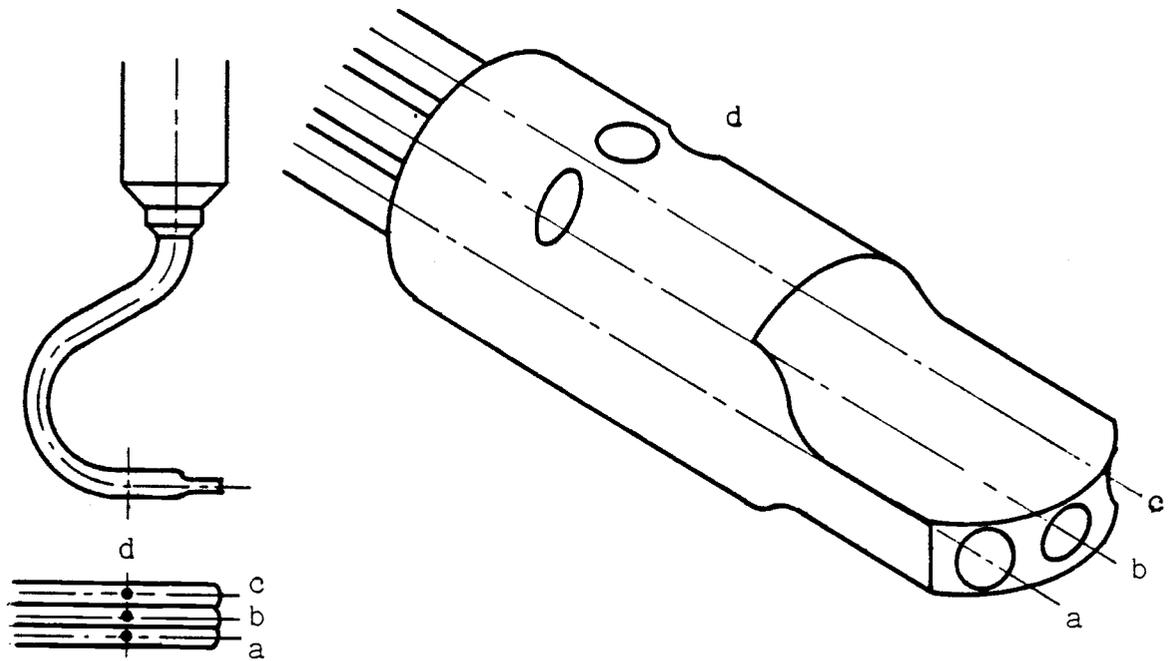


Figure 22 : SONDE DE PRESSION
DIRECTIONNELLE PLUS STATIQUE



- a : prise de pression gauche
- b : totale
- c : droite
- d : statiques



Peigne de.
thermocouple



sonde de pression
permettant le
balayage



sonde de
pression
fixe



prise de
pression
à la paroi

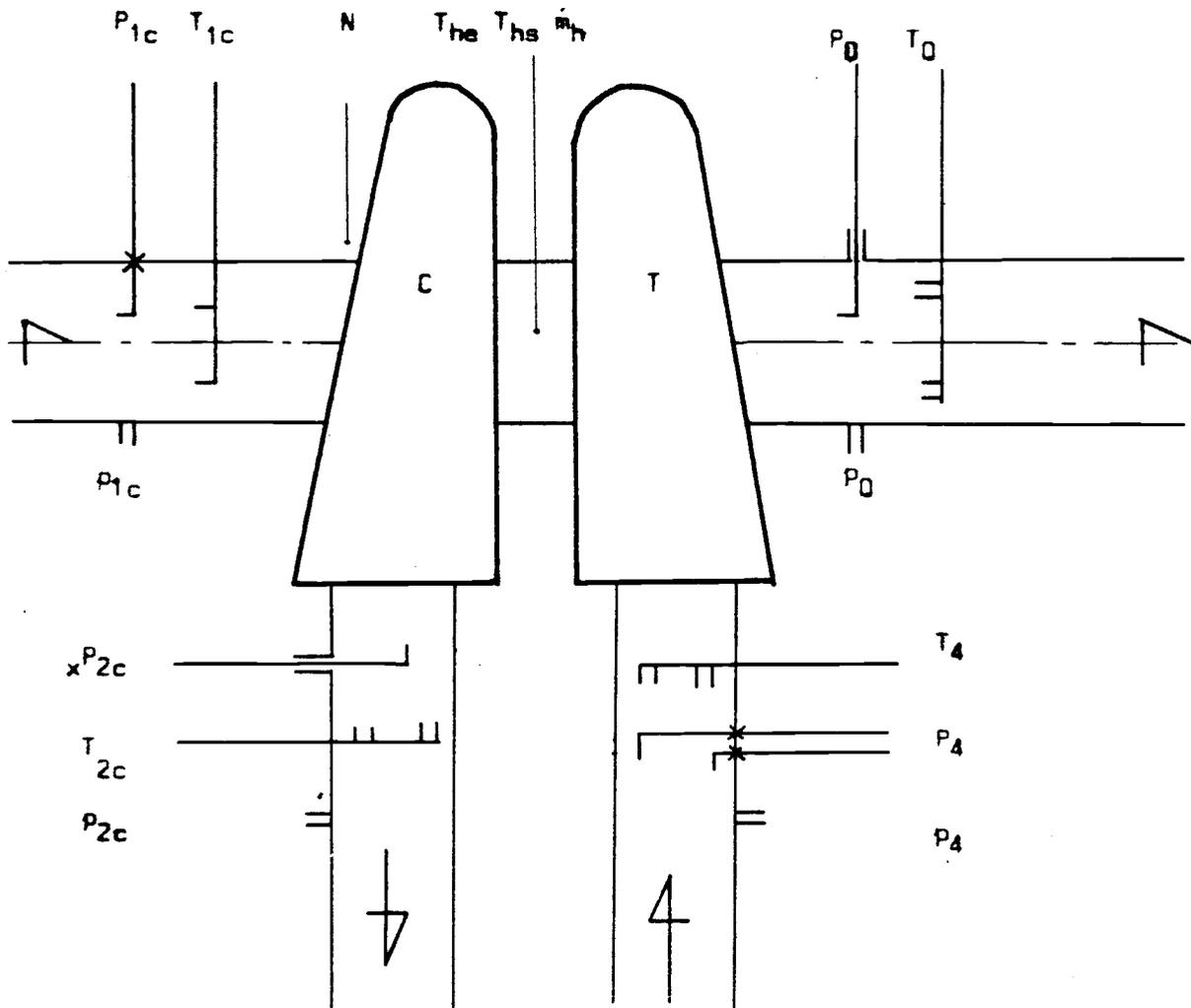


Figure 23 : MOYENS DE MESURE RETENUS

CONDUITE D ENTREE	VOLUTE	ROUE	BRIDE DE SORTIE
----------------------	--------	------	--------------------

Sections d' entrée et de sortie S
 Longueur et Diamètre hydrauliques L_{HYD} , D_{HYD}

Angles des pales	β_2, β_1
Epaisseur des pales	e_2, e_1
Nombre de pales	z
Jeu au couvercle	j
Jeu au disque	δ

INCONNUES

Rugosites	ϵ
Blocages	B_2, B_1

			- Conservation de masse : \dot{m}
			- Equation d' énergie : $\Delta T_{2,1} \approx \Delta (U C_w)_{2,1}$
			- Pertes :
Pression Initiale	P_i		$\Delta P_{FROT} = C_f \frac{L_{HYD}}{D_{HYD}} \frac{\rho \cdot C^2}{2}$, $C_f = C_f(Re, \epsilon)$
Température Initiale	T_i		$\Delta P_{CHARGE} \sim \text{Diffusion}$
Débit Masse	\dot{m}		$\Delta P_{JEU} \sim j$, couple
Vitesse Rotation	N		$\Delta P_{F.DISQ} \sim \delta$, couple
			$\Delta P_{INCID} \sim U, i, \mu$

Figure 24 / Paramètres de calcul - Equations utilisées

Figure 25 : PERTES PAR INCIDENCE

MODELE A PRESSION (STATIQUE) CONSTANTE
 MODELE NASA

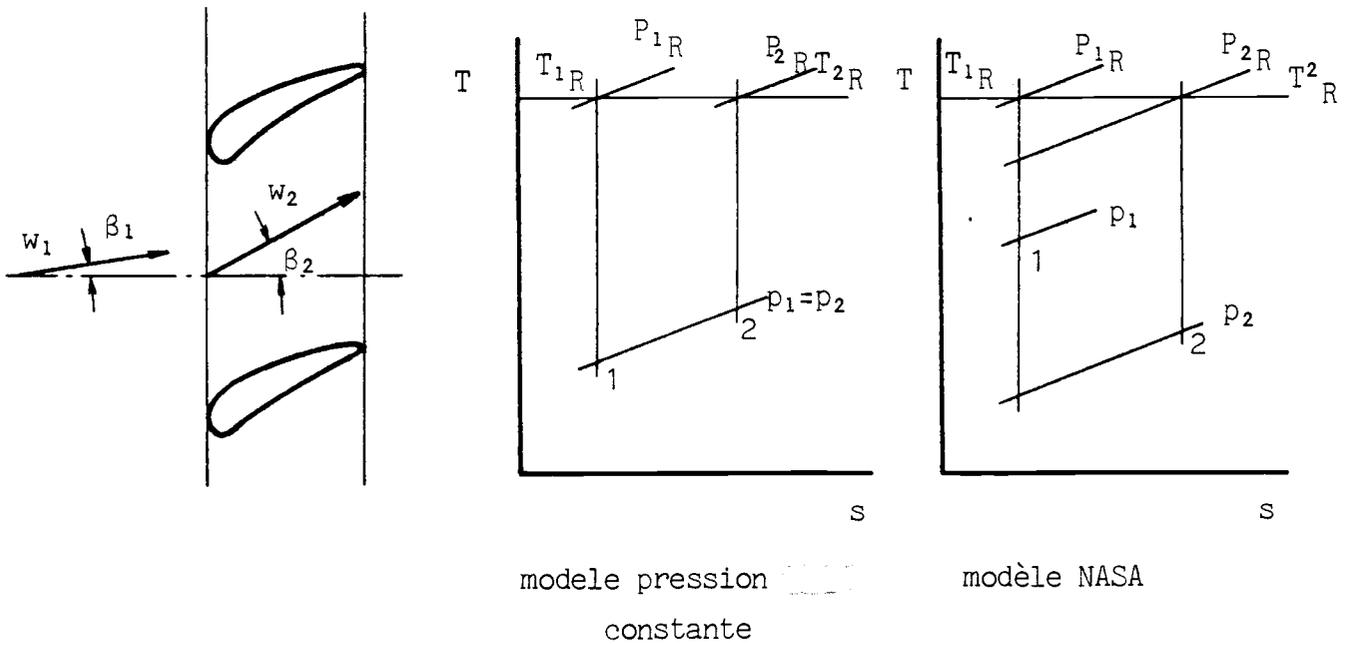
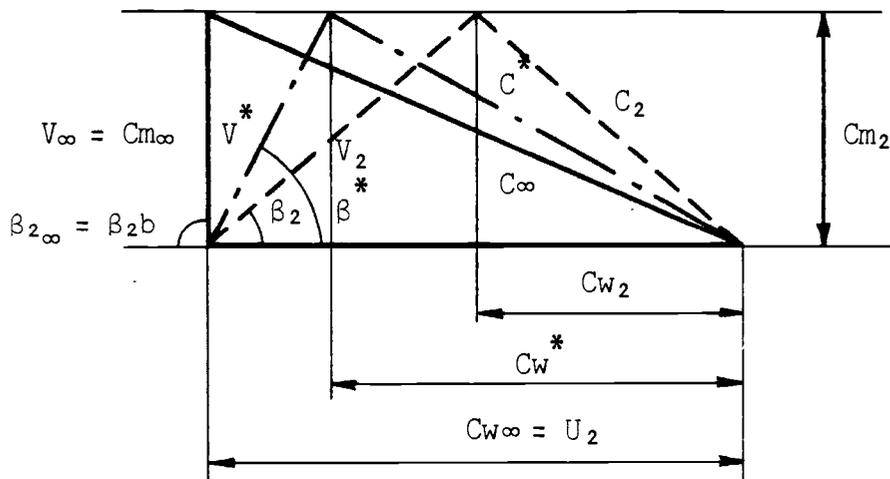


Figure 26 : COEFFICIENT DE GLISSEMENT μ



——— triangle de vitesse ∞ (théorique)
 - - - - - $i = 0$
 - - - - - réel

$$\mu = \frac{C_w^*}{C_{w\infty}^*}$$

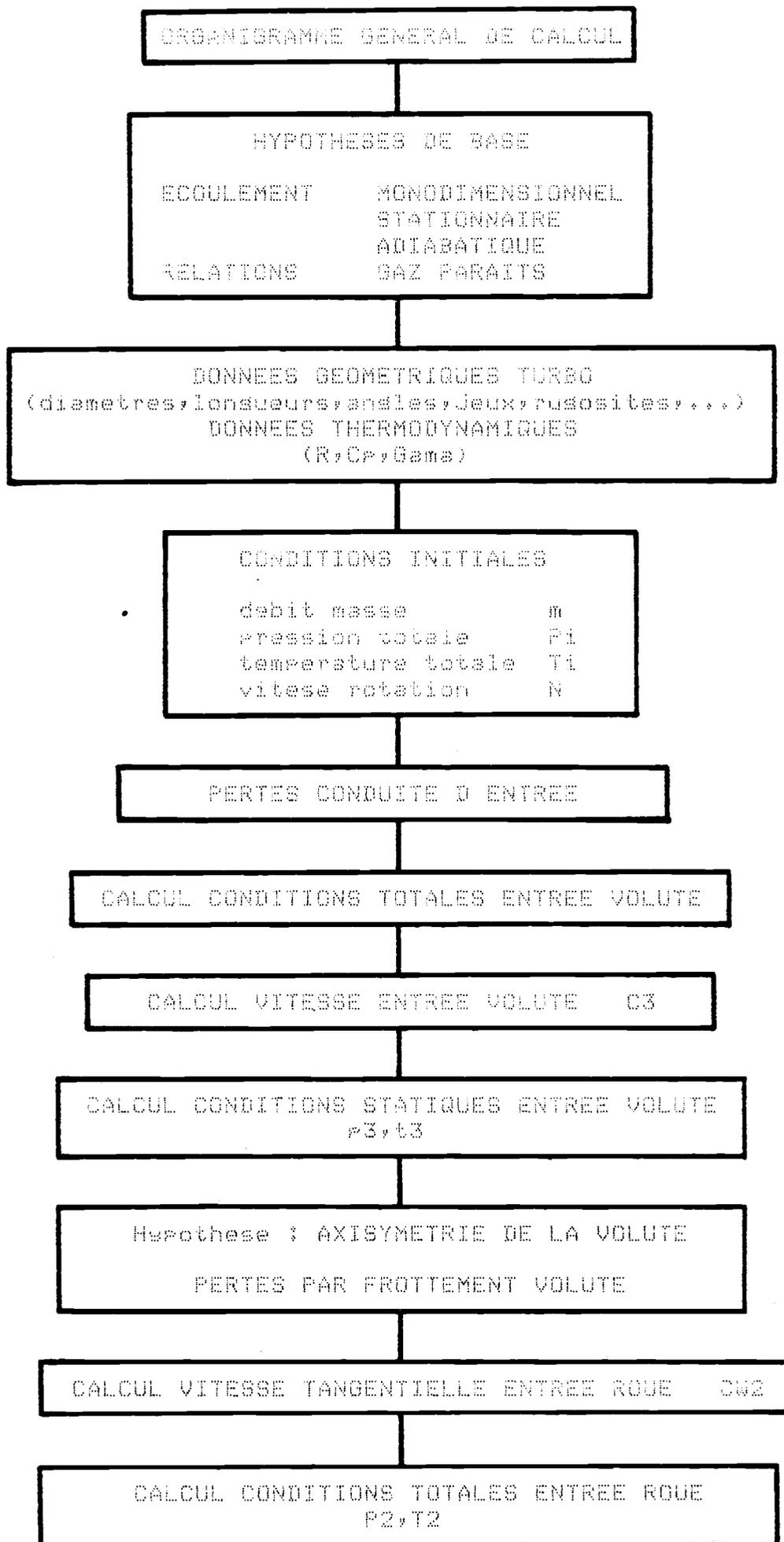


Figure 27

1

CALCUL ANGLE ABSOLU ENTREE ROUE α_2

CALCUL VITESSES ABSOLUE, RELATIVE ENTREE ROUE
 C_2, V_2

CALCUL CONDITIONS STATIQUES ENTREE ROUE
 p_2, t_2

CALCUL CONDITIONS TOTALES RELATIVES ENTREE ROUE
 T_{2R}, P_{2R}

Hypothese : NON ECHANGE DE CHALEUR
LORS DE L INCIDENCE

PERTES PAR INCIDENCE

Hypothese : NON TRANSFERT DE CHALEUR
A L INTERIEUR DE LA ROUE

PERTES DANS LA ROUE

CALCUL CONDITIONS TOTALES RELATIVES SORTIE ROUE
 T_{1R}, P_{1R}

CALCUL CONDITIONS STATIQUES SORTIE ROUE
 t_1, p_1

CALCUL CONDITIONS TOTALES SORTIE ROUE
 T_1, P_1

CALCUL PERFORMANCES TURBINE

taux de detente	Π
rendement isentropique	η
couple	T
puissance	P

Figure 28

DONNEES : m,Pi,Ti,N

POINT NO. **

* TTI=853.00
* PTI=141820.00
* AM1=0.1470
* ANI=1430.0

TT3=853.00 TT2=853.00 ALV= 0.967597
PT3=141820.00 PT2=137224.63 X2= 0.640503
TS3=843.43 TS2=827.80 ALFA2= 32.64
PS3=136328.41 PS2=123553.66 DTS32= 0.00

K= 3

AL2=576.72 U2=314.47 V2=174.19 TT2R=842.88 PS2R=123553.66
AMR2=0.3020 CW2=189.60 VM2R= 0.00 TS2R=834.50 PT2R=127953.57
AR=0.7402 C2=225.16 CWST= 0.00 TT2F=836.12 FT20R=131612.23
DETS= 6.69 CM2=121.44 BT2= 44.20 TS2F= 0.00 MU=0.000000
RO2R0=0.0000 RO2R=0.5159 AI=0.0000 RO2RA=0.0000

RLH= 0.02214 RDH= 0.01179 ZSF= 0.01736
ZCL21= 0.02515
RLH= 0.02214 RDH= 0.01179 ZSF= 0.01769
ZCL21= 0.02398
ZDF21= 0.9399728E-02

ANGLE BT1 : 45.00

U1=203.64 CW1= 71.64 TT2R=842.88 PT2R=127953.57
V1=186.68 ALFA1= 61.51 TT1R=814.34 PT10R=113420.23
VM1=132.00 A1=0.002427 TS1=797.02 PT1R=112908.95
VW1=132.00 TOTLR= 1.50 TOTLM= 16.25 PS1=104724.82

K= 2

VOLUME XXXXXXXX

INCIDENCE WALLACE

ROUE WALLACE

PFLV=0.967597
TFLV= 7.99 K

PLI=0.972201
TLI= 6.76 K

PLINR=0.995492 TSFR= 0.31 K
TLINR= 1.03 K TCGR= 0.31 K
 TCLR= 0.42 K
PLEXR=0.997985 TDFR= 0.16 K
TLEXR= 0.47 K TREC= 0.31 K

TCHGR= 2.04 K

SORTIE ROUE

U1=203.64 TT1SR= 808.23 PT1SR=109971.83 TSRTT=1.2896 RSRTT=0.7488
C1SR=150.19 TS1SR= 797.02 PS1SR=104724.82 TSRTS=1.3542 RSRTS=0.7908
V1SR=186.68 DTTSR= 44.77

SORTIE EXT ROUE

U1=203.64 TT1SCR= 808.70 PT1SCR=109968.71 TSCRTT=1.2896 RSCRTT=0.7409
C1SCR=150.19 TS1SCR= 797.49 PS1SCR=104724.82 TSCRTS=1.3542 RSCRTS=0.7842
V1SCR=186.68 DTTSCR= 44.30

SECT BALAYEE

U1=203.64 TT1ET=808.70 PT1ET=109761.55 RDTTE=1.2921 RETTE=0.7356
C1ET=116.97 TS1ET=801.90 PS1ET=106564.82 RDTSE=1.3308 RETSE=0.7640

Figure 29 : EXEMPLE D'ENTREES - SORTIES DU PROGRAMME DE CALCUL

Figure 30 : LES EFFETS D' INCIDENCE i

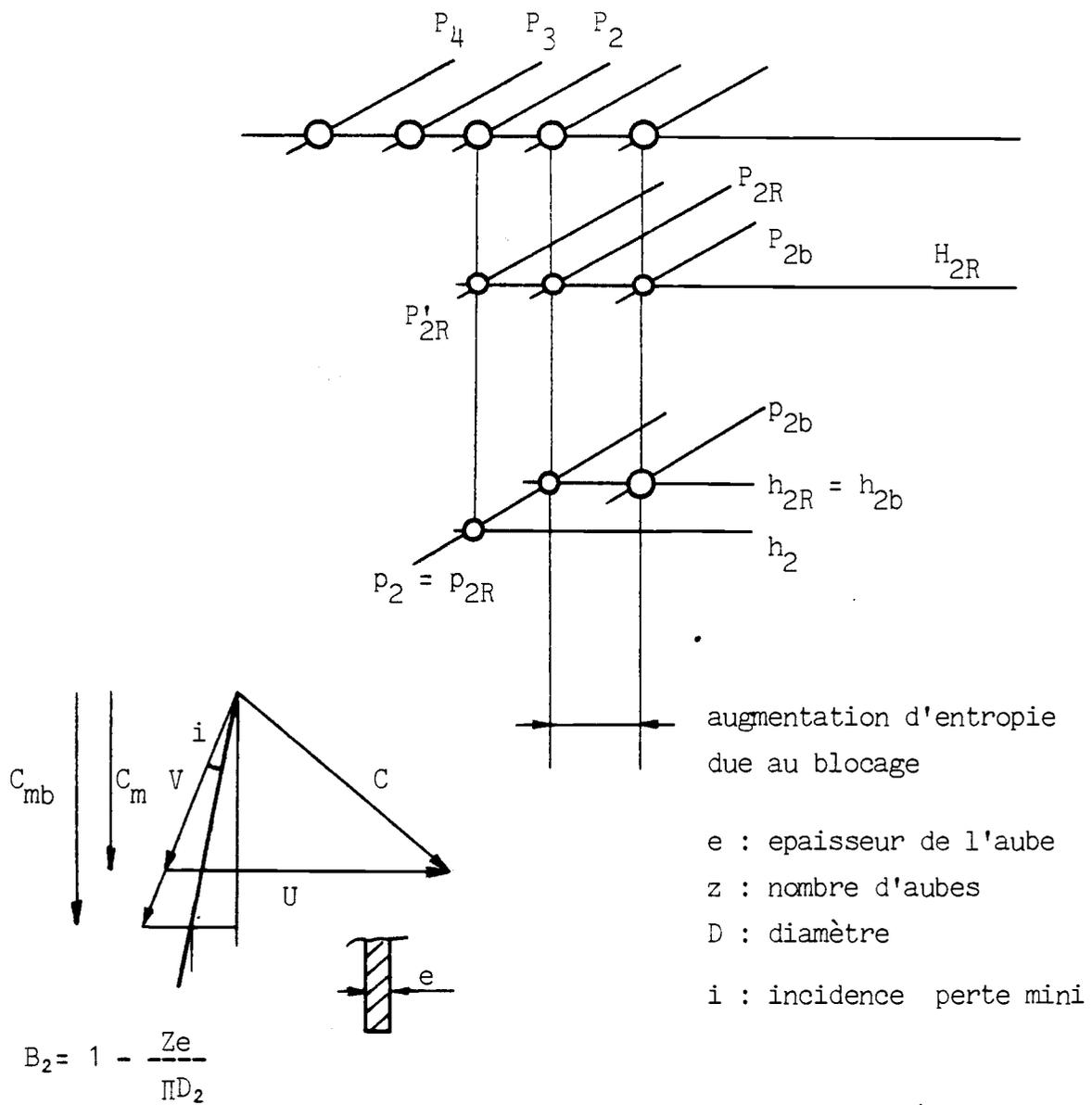


Figure 31 : LES EFFETS DE LA DEVIATION δ

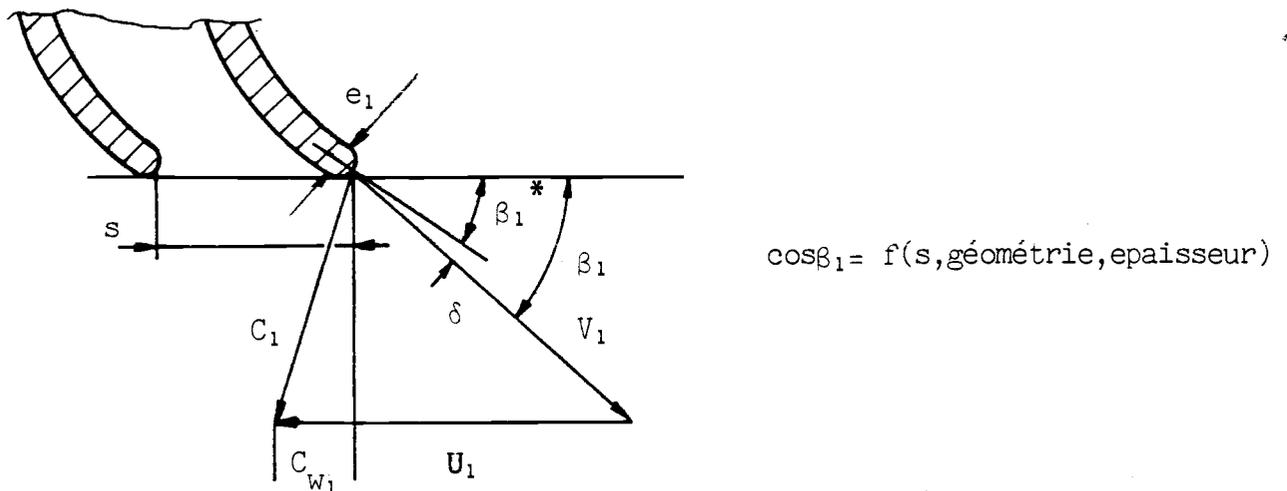
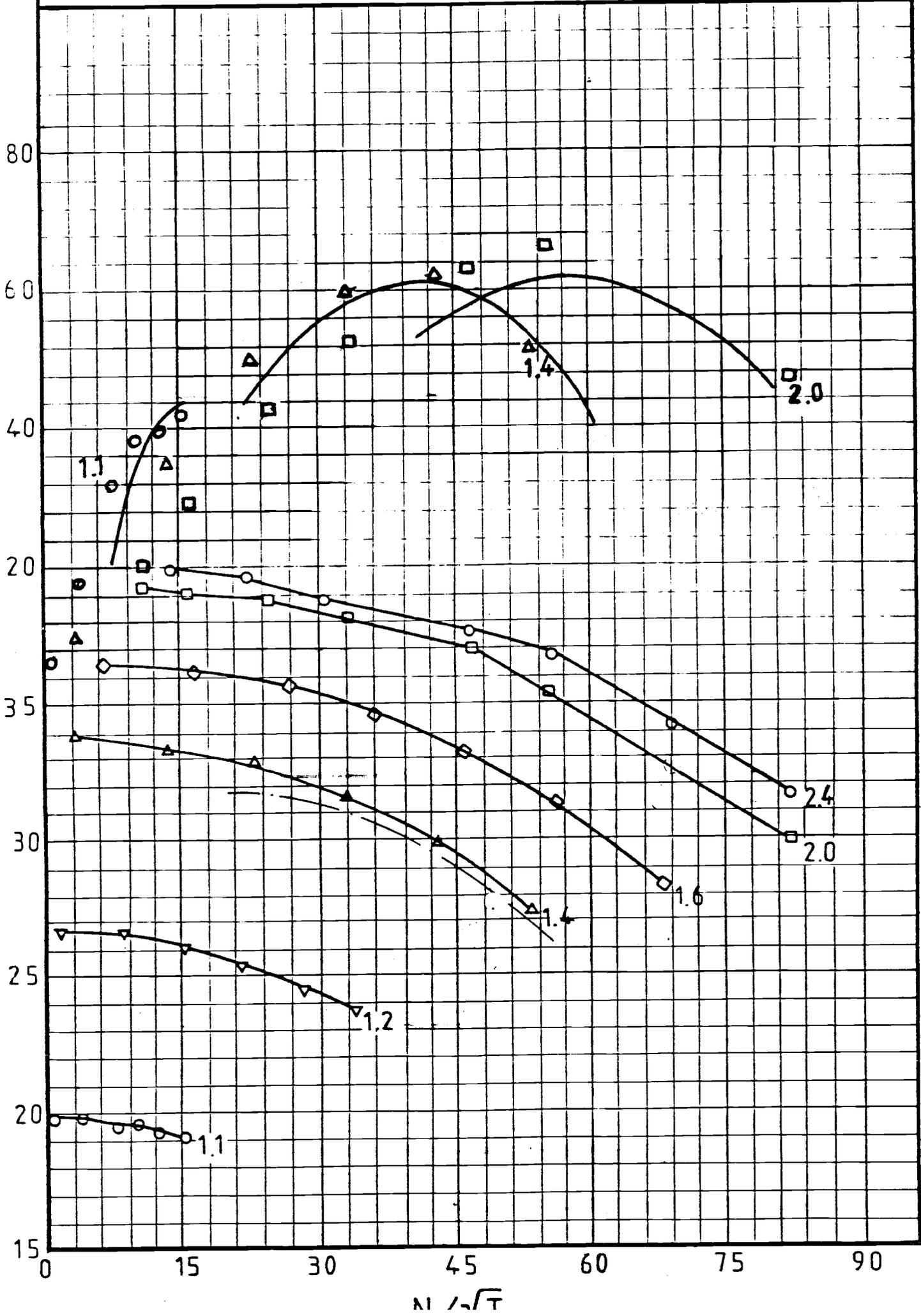
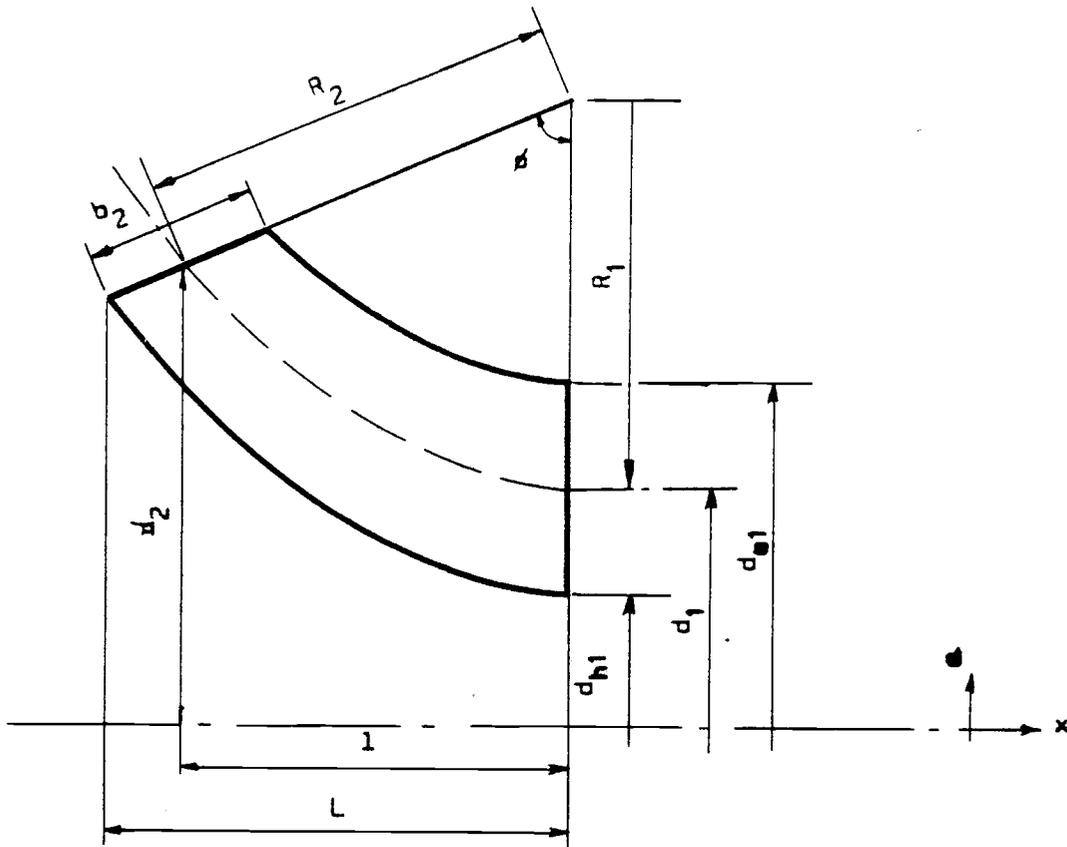


Figure 32 : TURBOCOMPRESSEUR HOLSET H1B CARTE TURBINE (Exp.)



LONGUEUR ET DIAMETRE HYDRAULIQUES DE LA ROUE TURBINE



DONNEES GEOMETRIQUES TURBINE HOLSET H1B (S.I.)

$$d_2 = 0,07$$

$$d_e = 0,06$$

$$d_h = 0,02257$$

$$b_2 = 0,0106$$

$$\lambda_3 = 0,002$$

$$r_3 = 0,068$$

$$\beta_{2b} = 90^\circ$$

$$\beta_{1b} = 52^\circ$$

DONNEES THERMODYNAMIQUES (S.I.)

$$C_p = 1006$$

$$R = 287$$

$$\gamma = 1,4$$

Figure 33

Figure 34 : INFLUENCE VITESSE TANGENTIELLE D' ENTREE (Cw_2)
(PERTE VOLUTE)

$P_i = 141820 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $m = 0,147 \text{ kg/s}$
 $N = 1430 \text{ tr/s}$

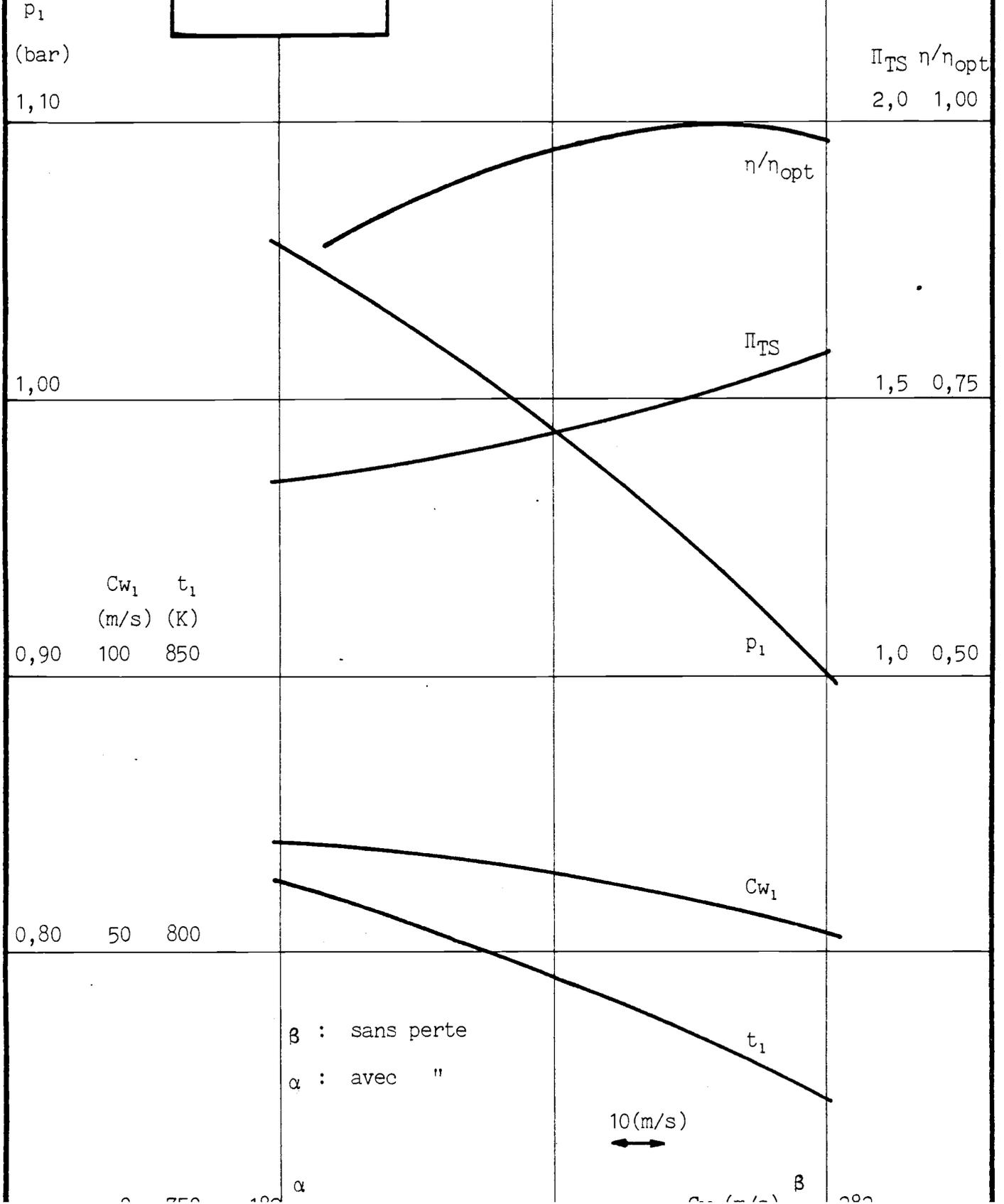


Figure 35 : INFLUENCE ANGLE ECOULEMENT SORTIE ROUE (β_1)

$P_i = 141820 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $m = 0,146 \text{ kg/s}$
 $N = 94620 \text{ tr/mn}$

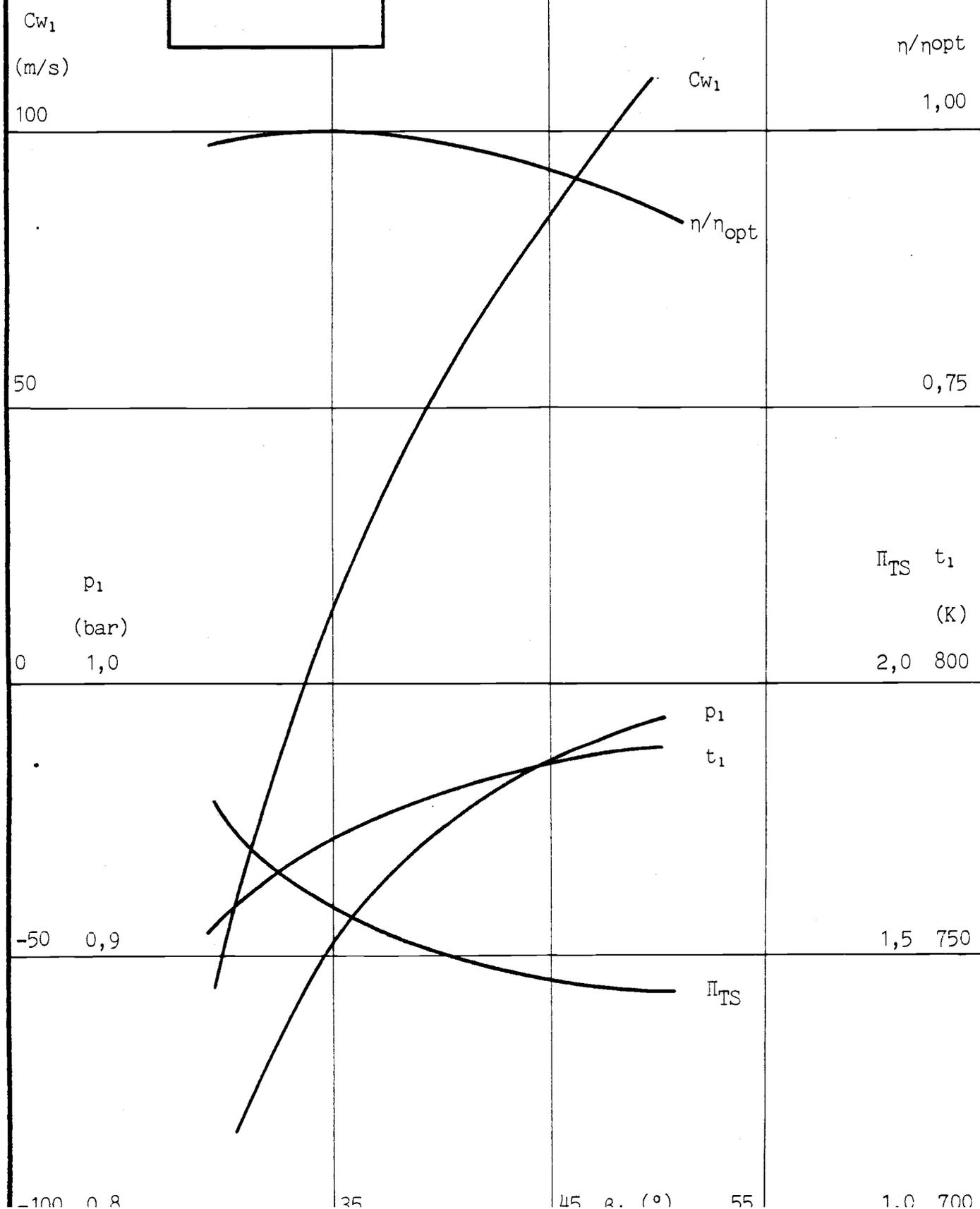


Figure 36 : INFLUENCE BLOCAGE D' ENTREE (B₂)

$P_i = 202600 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $m = 0,228 \text{ kg/s}$
 $N = 144600 \text{ tr/mn}$

C_{w1} P_1 Π_{TS}
 (m/s)(bar)
 150 1,00 3,0

η/η_{opt}
 1,00

100 0,90 2,5

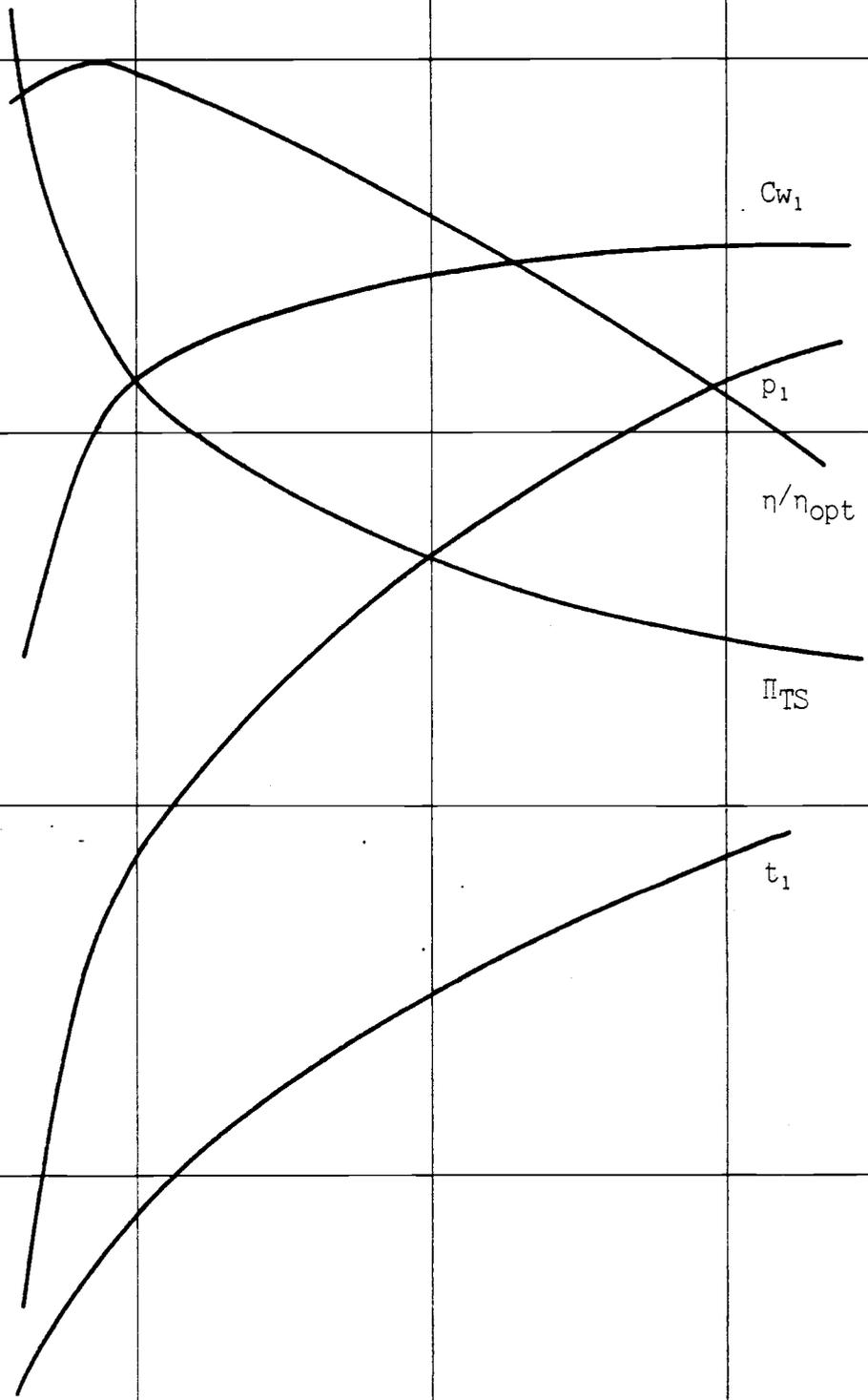
0,75

t_1
 (K)
 50 0,80 2,0 750

0,50

0,70 700

0 50 60 70 80 90 B₂ (%)



NIVEAU RELATIF DES PERTES

	POINT No 1	POINT No 2
Pi (Pa)	141820	141820
Ti (°C)	580	580
m (kg/s)	0.158	0.130
N (tr/s)	1183	1782
n/nopt	1.000	0.689
n	0.618	0.426
pi	1.4	1.4

		VOLUTE	INCIDENCE	FROT. ROUE	CHARGE
NT 1	%	76.0	0.7	4.4	7.9
	K	24.30	0.22	1.41	1.30
NT 2	%	35.6	56.1	1.3	1.3
	K	15.65	24.63	0.58	0.58

		JEU	FROT. DISQ	RECIRCUL	EXTERNES
NT 1	%	2.5	3.0	4.4	1.2
	K	0.82	1.02	1.41	0.38
T 2	%	0.1	1.6	2.5	1.5
	K	0.26	0.50	0.81	0.66

Figure 37

Figure 38 : EVOLUTION DES PERTES DE LA TURBINE EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION

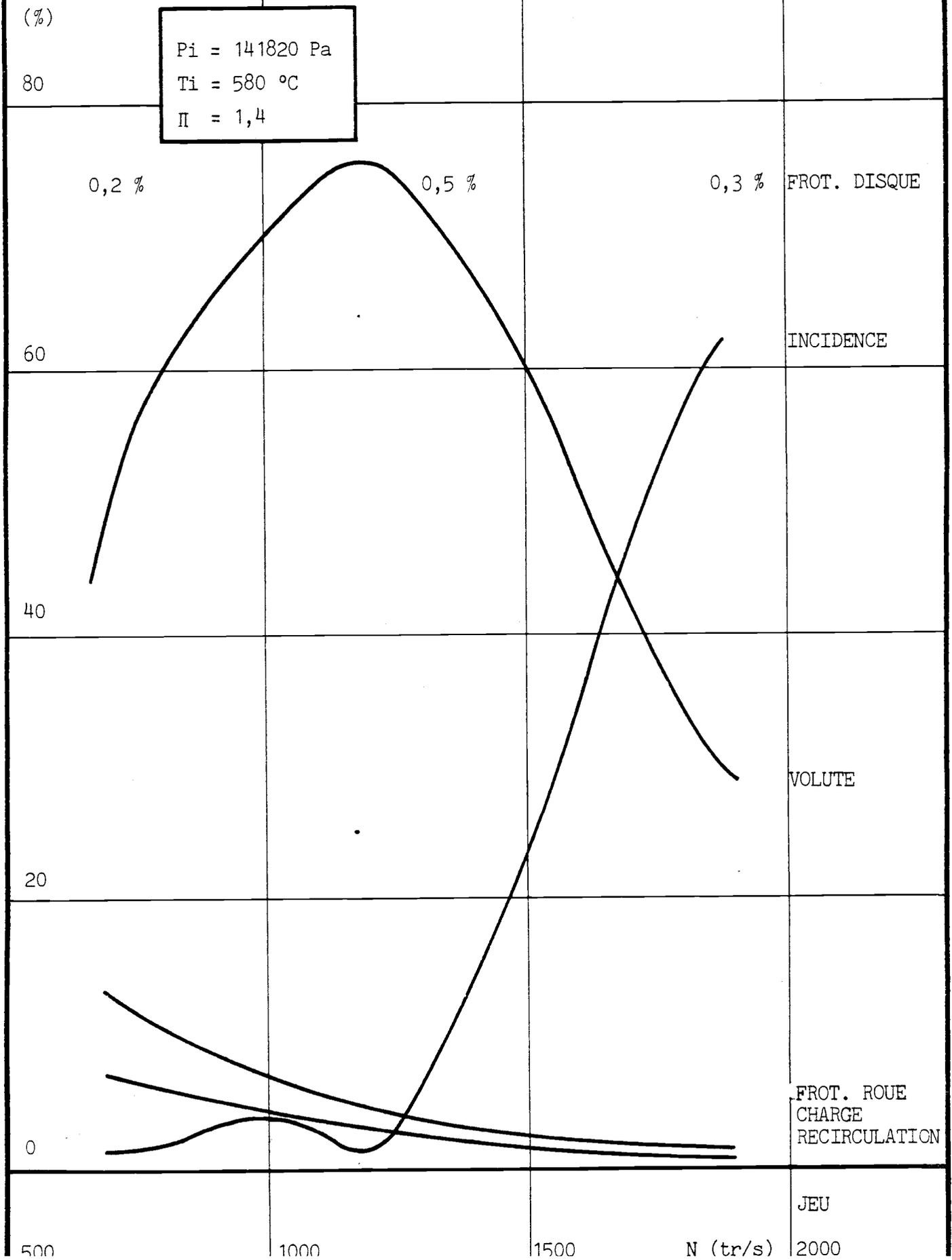
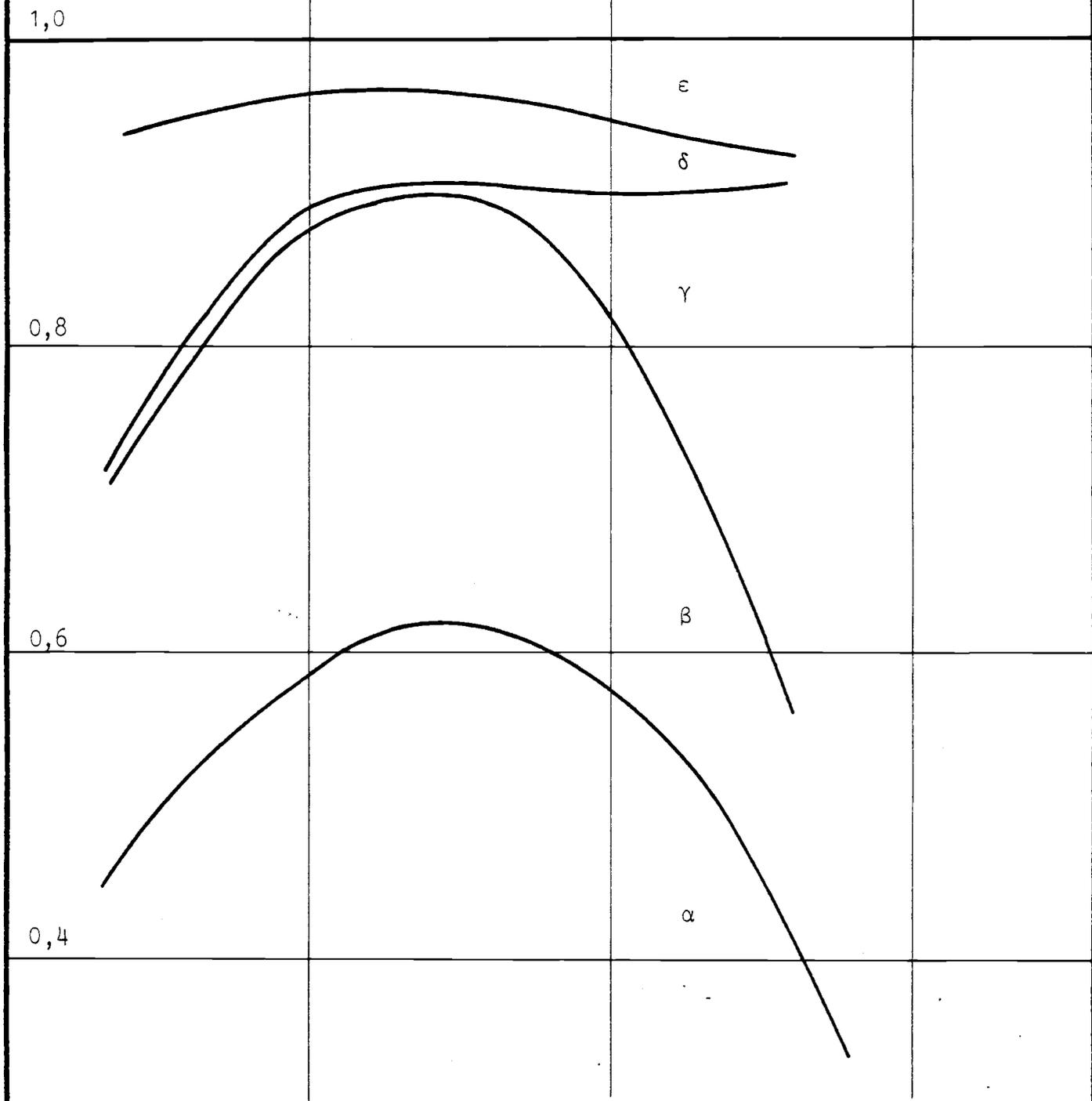


Figure 39 : DISTRIBUTION DES PERTES EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION



$P_i = 141820 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Pi = 1,4$

α : rendement isentropique turbine
 β : pertes volute
 γ : " incidence
 δ : " internes roue
 ϵ : " externes

0,0 500 1000 1500 2000 N (tr/s)

Figure 40 : RENDEMENT ISENTROPIQUE TURBINE
 COMPARAISON MESURES EXP/LES - CALCUL

$P_i = 141820 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Pi = 1,4$

\circ EXPERIENCE
 — CALCUL

η_{TS}

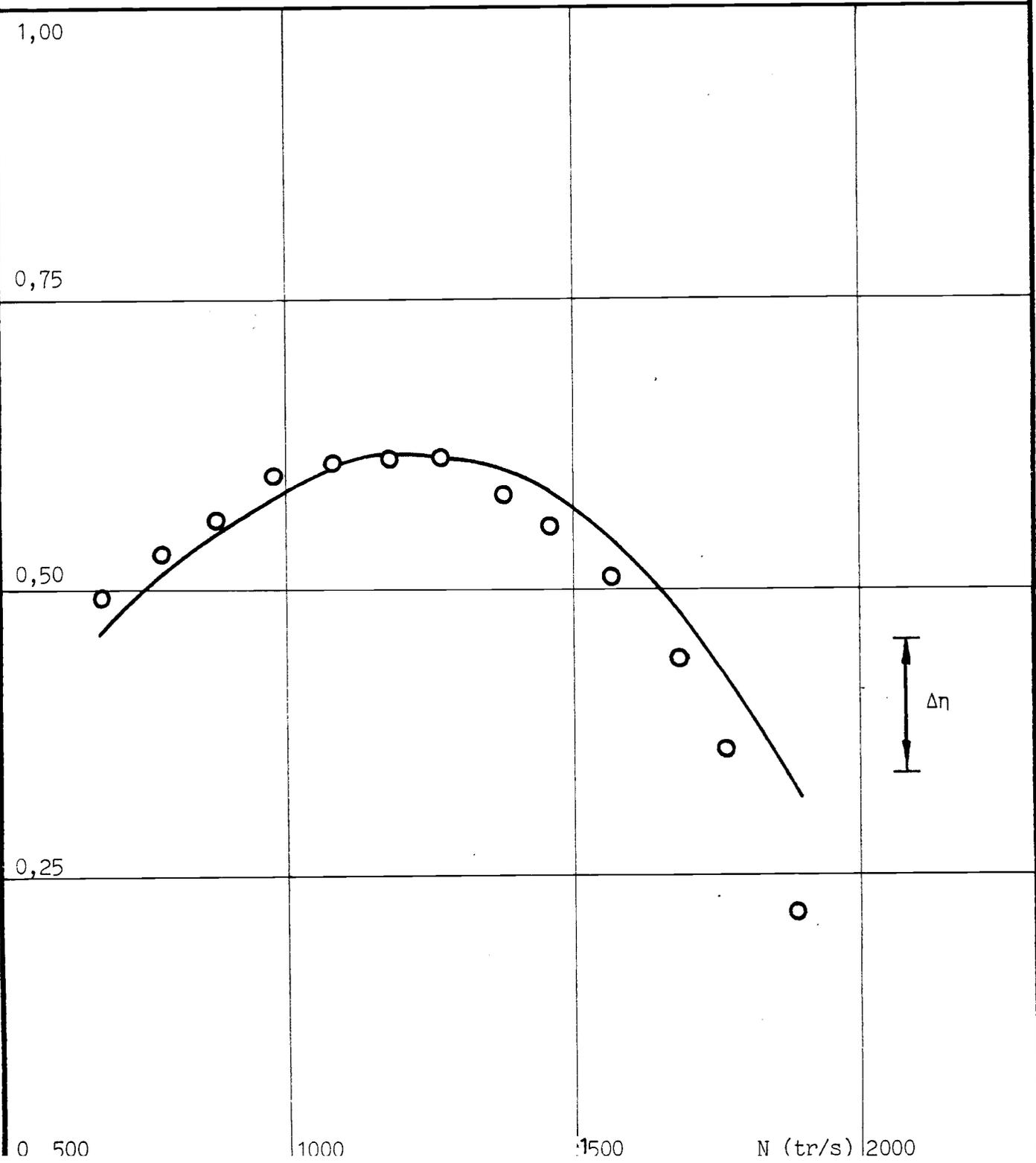


Figure 41 : CORRECTION (RELATIVE) DU TAUX DE DETENTE PAR LE DEBIT
 EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION

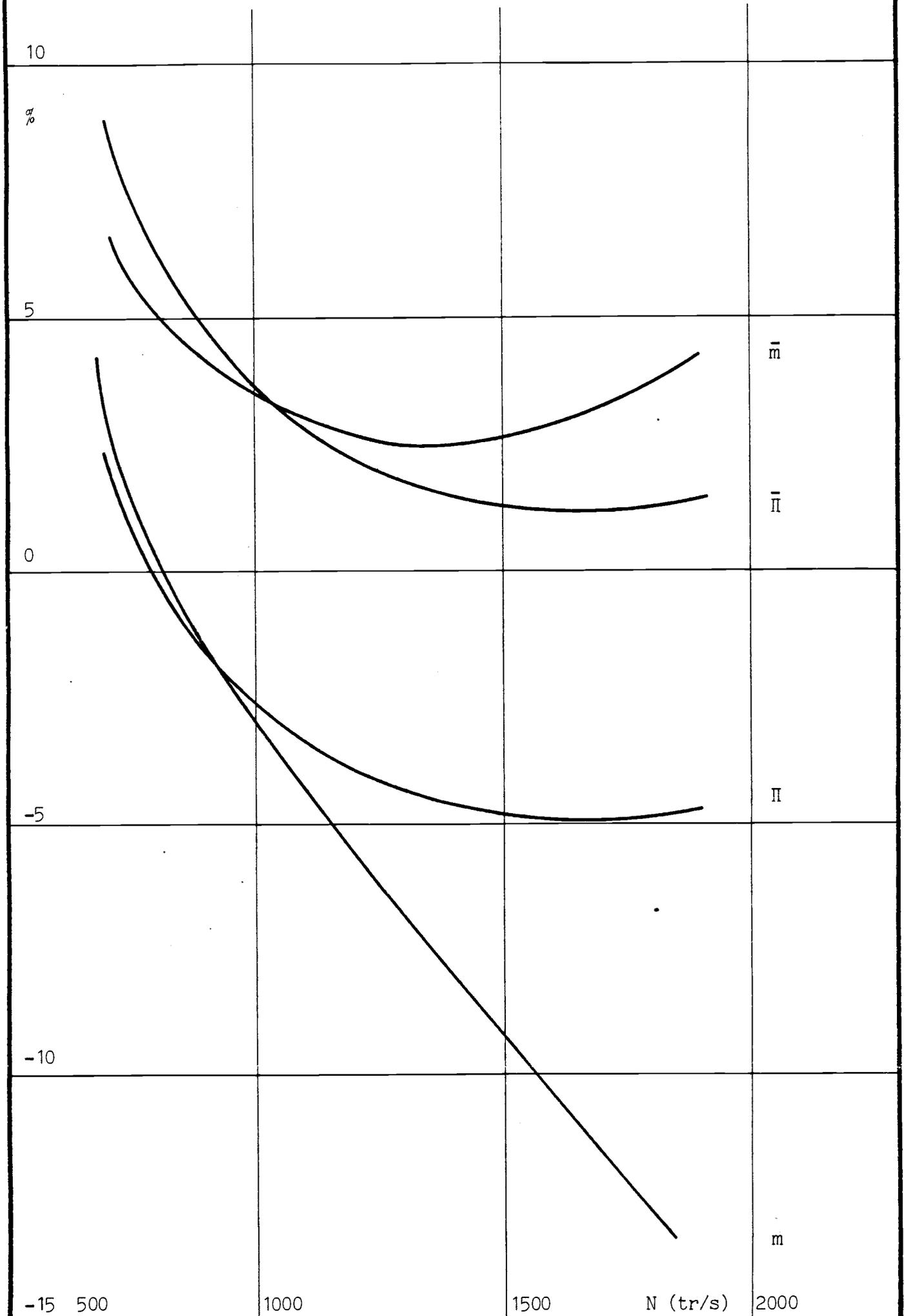


Figure 42 :

RENDEMENT ISENTROPIQUE TURBINE
COMPARAISON MESURES EXPERIMENTALES - CALCUL

$P_i = 111430 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Pi = 1,1$

○ EXPERIENCE
— CALCUL

η_{TS}

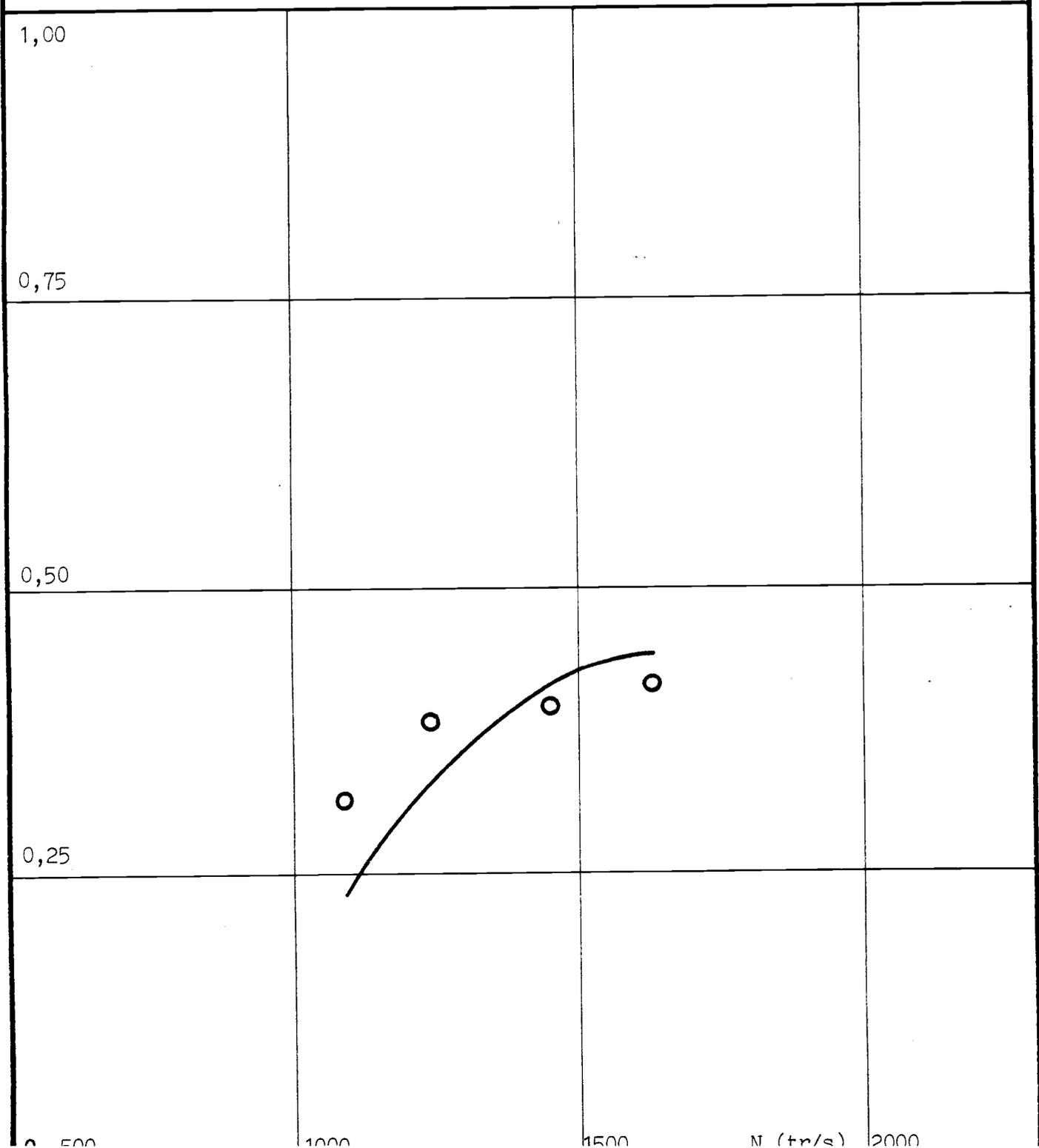


Figure 43 :

RENDEMENT ISENTROPIQUE TURBINE
COMPARAISON MESURES EXPERIMENTALES - CALCUL

Pi = 202600 Pa
Ti = 580 °C
II = 2,0

○ EXPERIENCE
— CALCUL

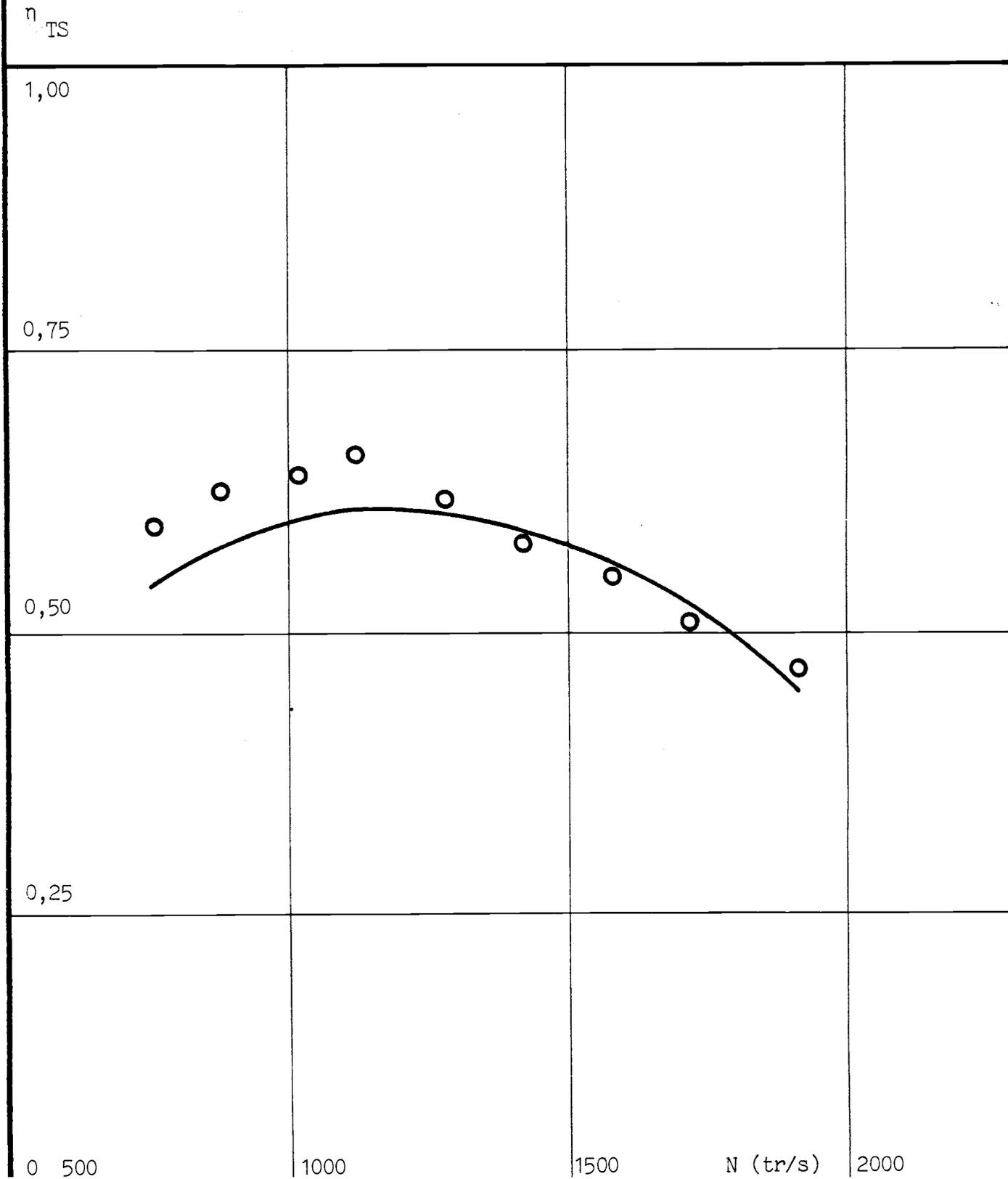


Figure 44 : EVOLUTION DES PERTES DE LA TURBINE EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION

$P_i = 141820 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Pi = 1,4$
 μ_R

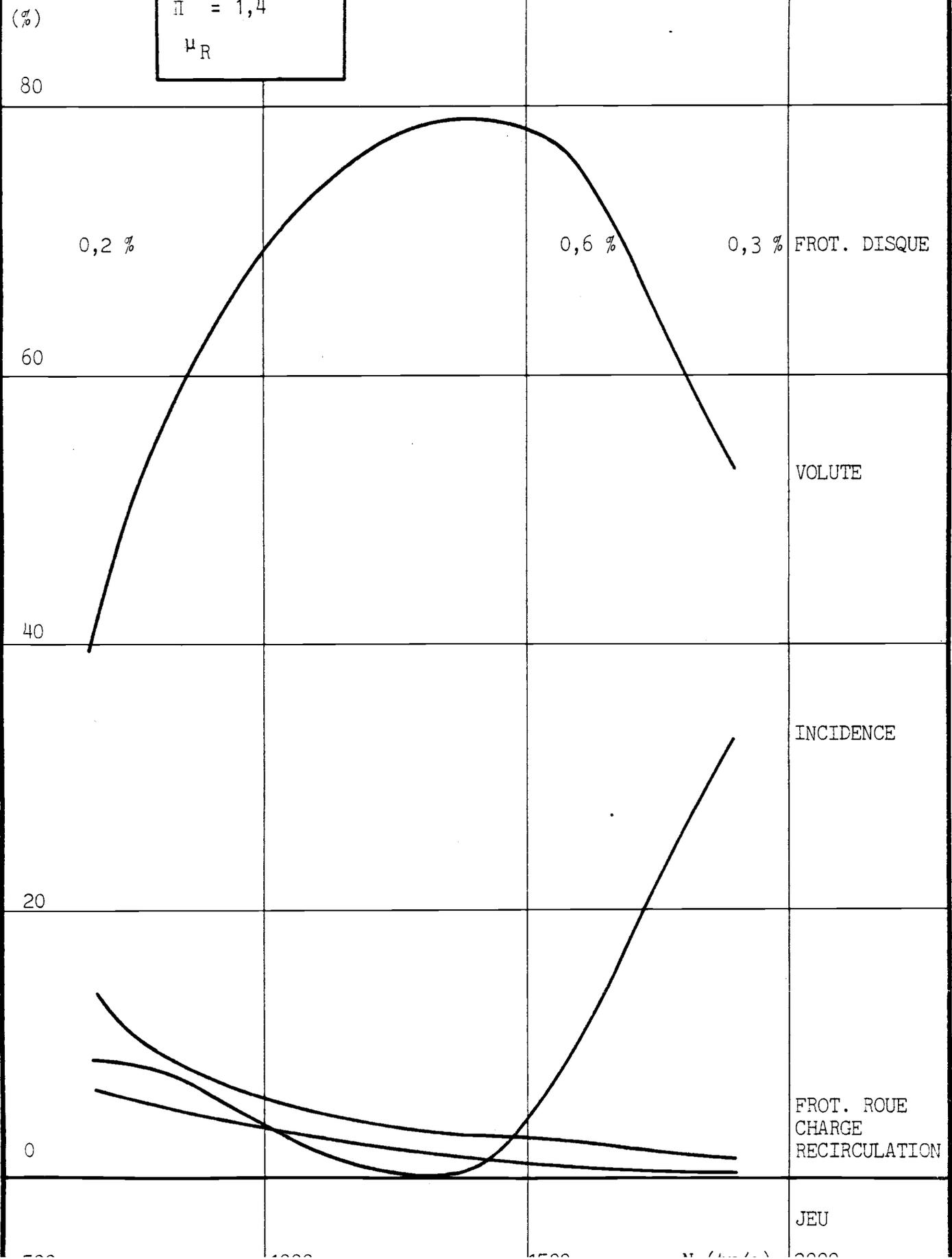
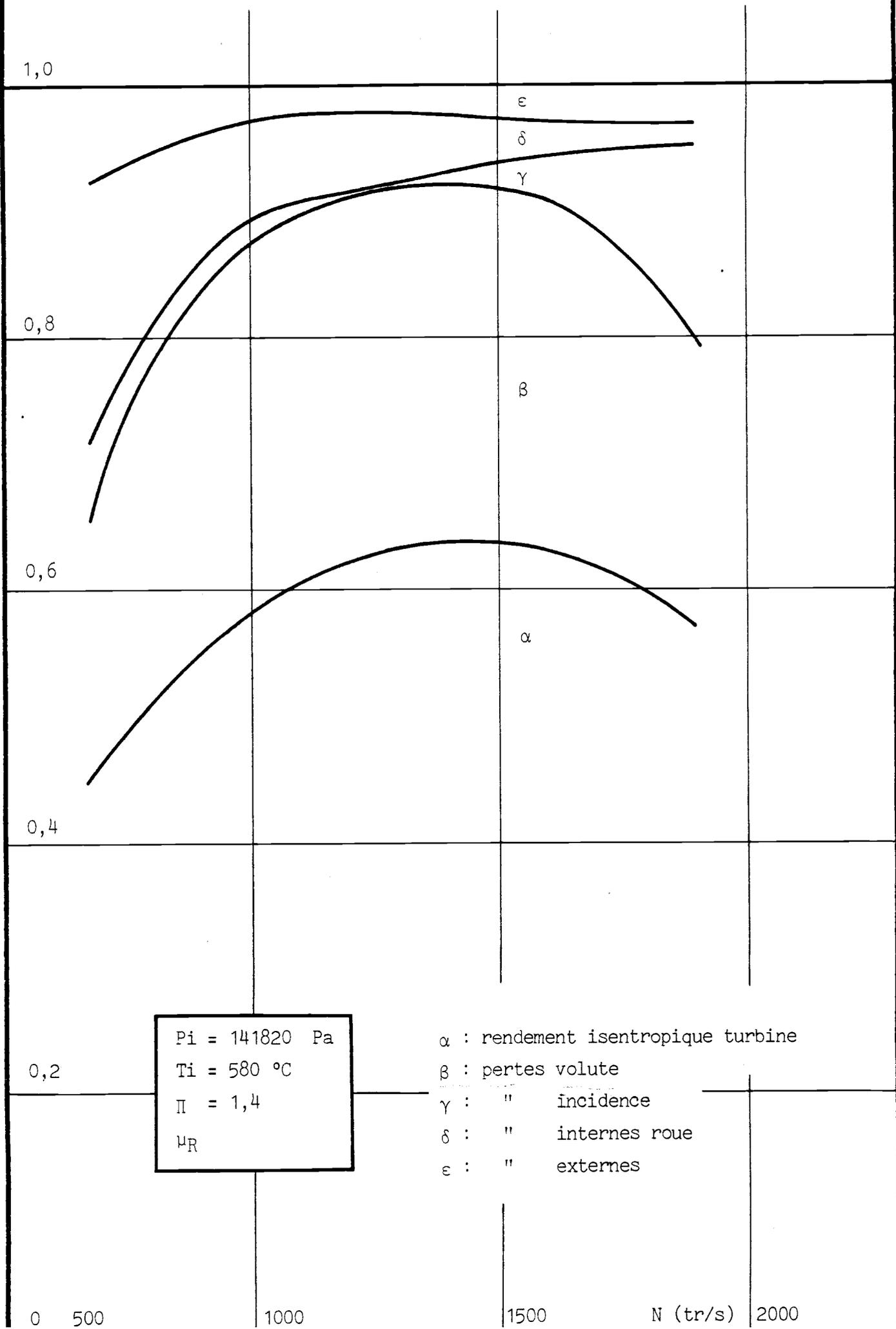


Figure 45 : DISTRIBUTION DES PERTES EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION



$P_i = 141820 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Pi = 1,4$
 μ_R

α : rendement isentropique turbine
 β : pertes volute
 γ : " incidence
 δ : " internes roue
 ϵ : " externes

0 500

1000

1500

N (tr/s) 2000

Figure 46 :

RENDEMENT ISENTROPIQUE TURBINE
COMPARAISON MESURES EXPERIMENTALES - CALCUL

$P_i = 141820 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Pi = 1,4$
 μ_R

○ EXPERIENCE
— CALCUL

η_{TS}

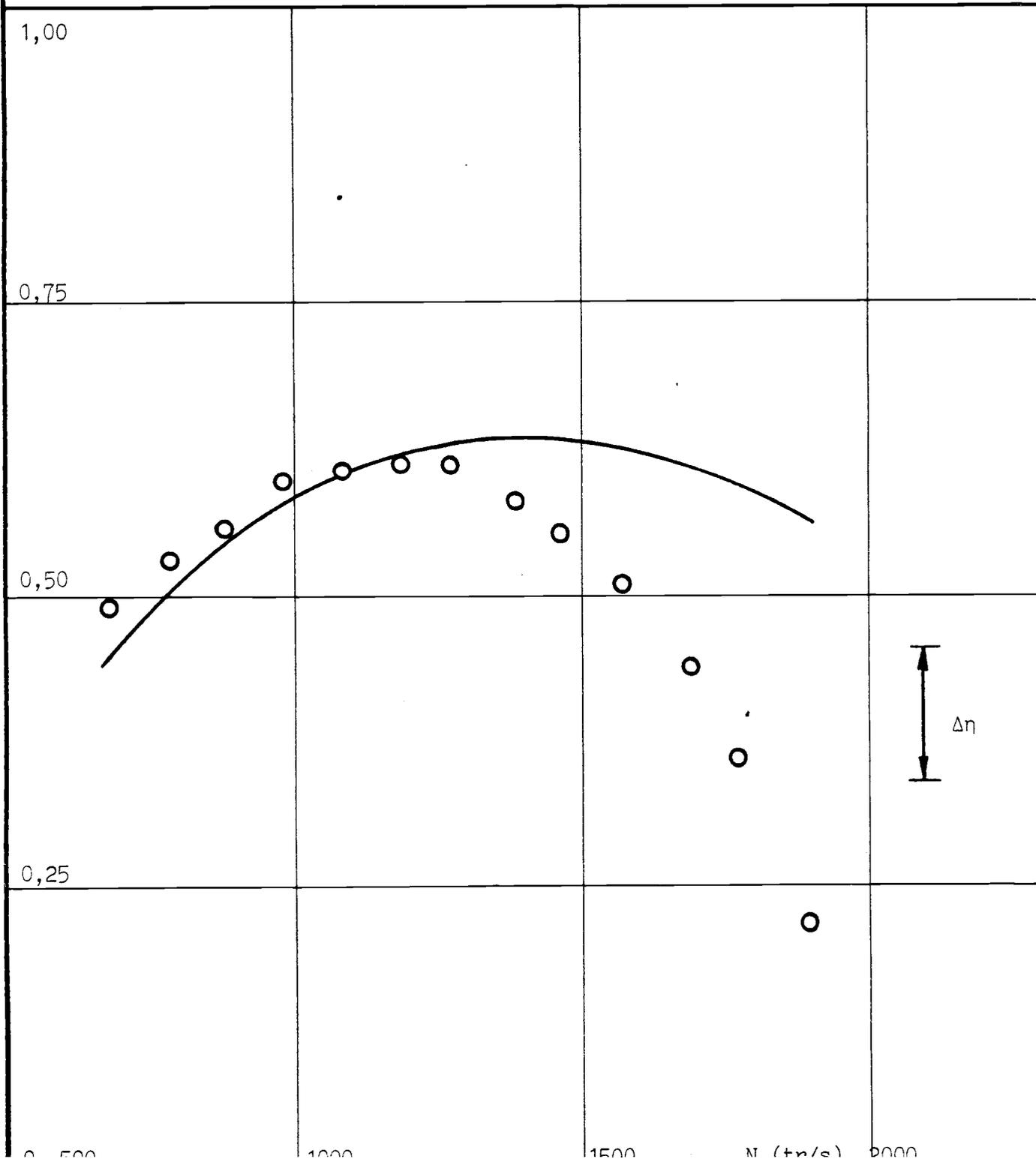


Figure 47 :

RENDEMENT ISENTROPIQUE TURBINE
COMPARAISON MESURES EXPERIMENTALES - CALCUL

$P_i = 111430 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Pi = 1,1$
 μ_R

○ EXPERIENCE
— CALCUL

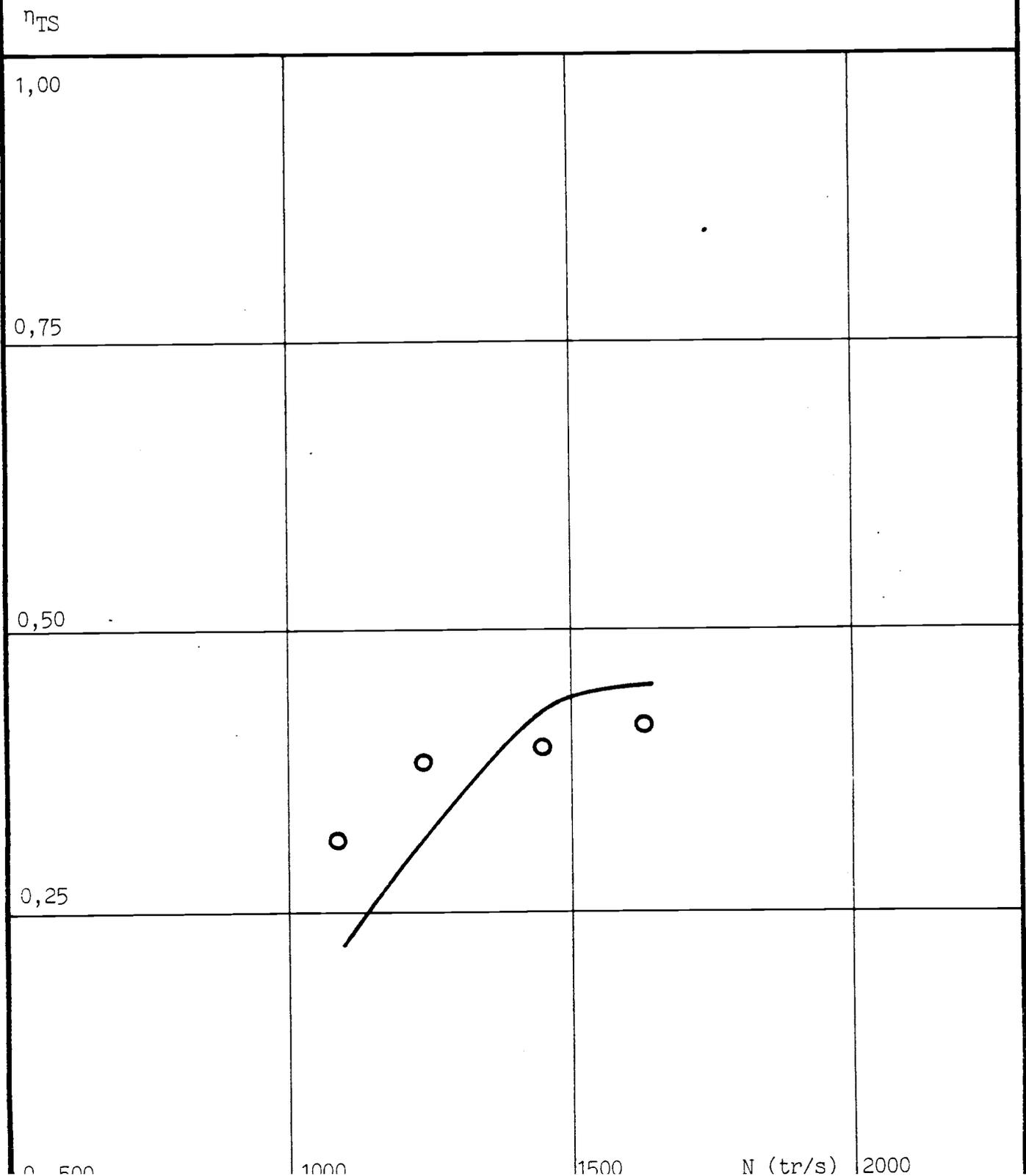


Figure 48 :

RENCLEMENT ISENTROPIQUE TURBINE
COMPARAISON MESURES EXPERIMENTALES - CALCUL

$P_i = 202600 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Pi = 2,0$
 μ_R

○ EXPERIENCE
— CALCUL

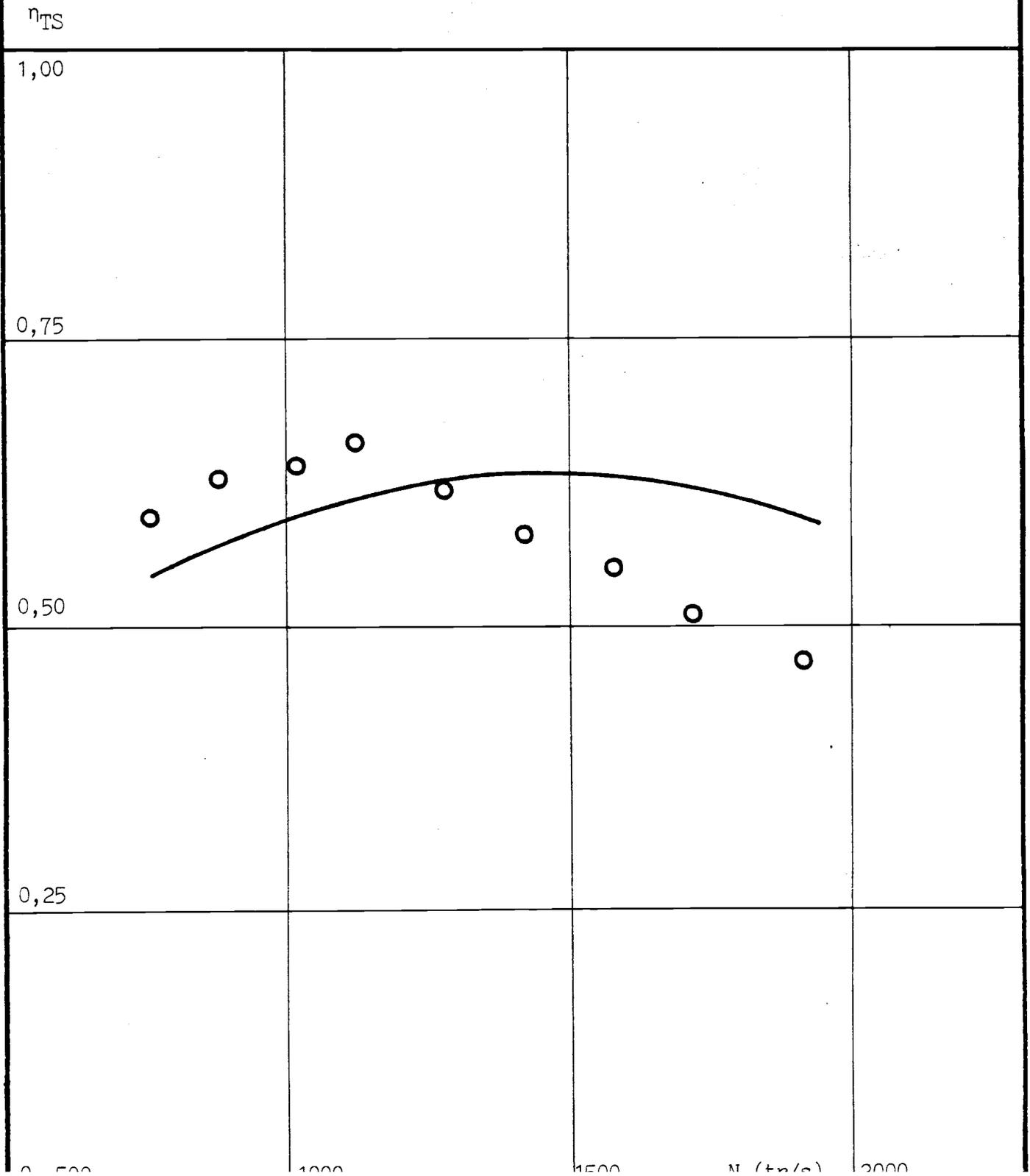


Figure 49 :

RENDEMENT ISENTROPIQUE TURBINE
COMPARAISON MESURES EXPERIMENTALES - CALCUL

$P_i = 141820 \text{ Pa}$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $\Pi = 1,4$
 H_0

○ EXPERIENCE
— CALCUL

η_{TS}

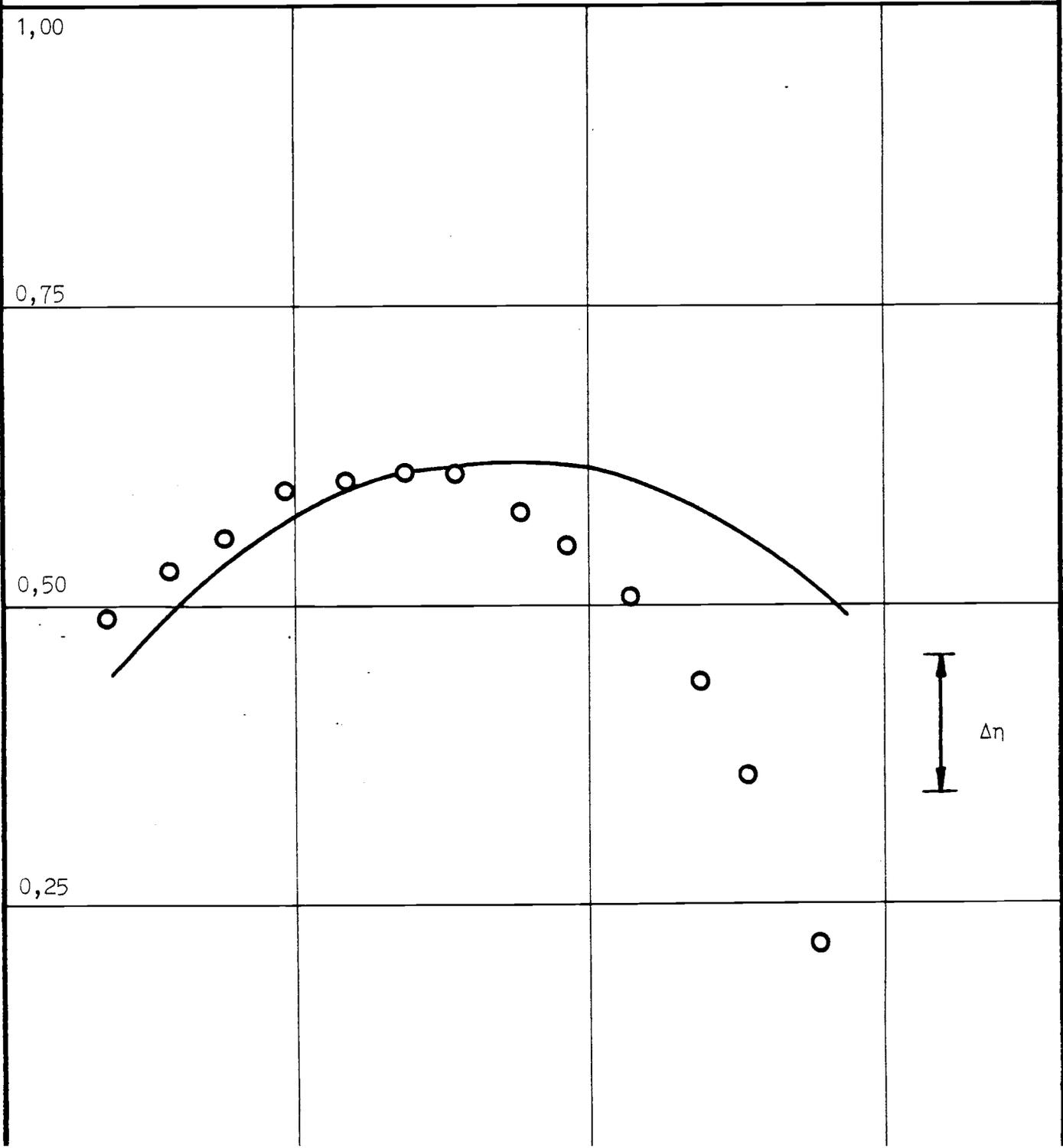
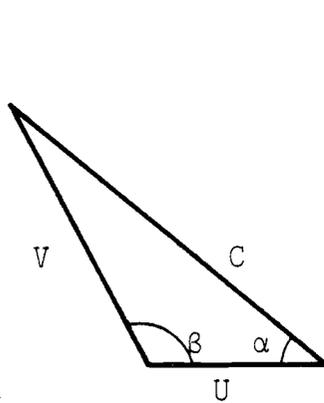
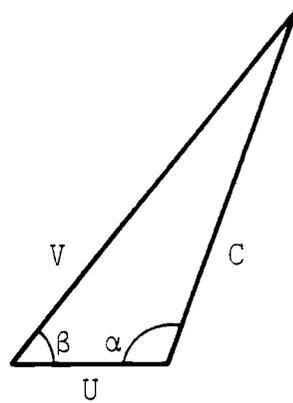


Figure 50 : EVOLUTION DES TRIANGLES DE VITESSES
 EN FONCTION DU POINT DE FONCTIONNEMENT

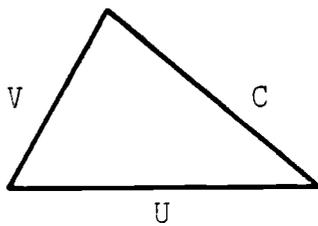


$m=0,175 \text{ kg/s}$

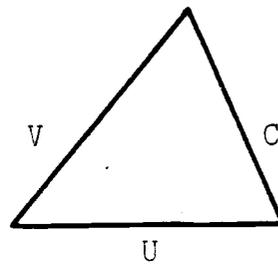


$N=686 \text{ tr/s}$

$\eta/\eta_{\text{opt}}=0,62$

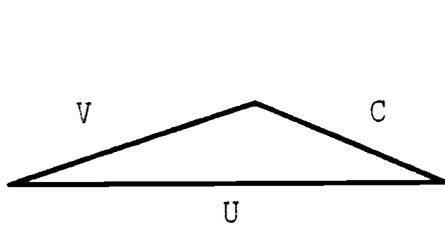


$m=0,159 \text{ kg/s}$

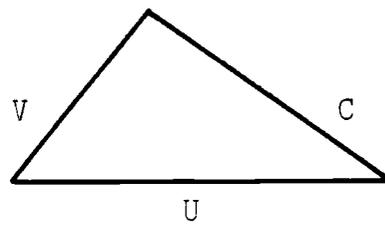


$N=1270 \text{ tr/s}$

$\eta/\eta_{\text{opt}}=1,00$



$m=0,128 \text{ kg/s}$



$N=1884 \text{ tr/s}$

$\eta/\eta_{\text{opt}}=0,60$

ENTREE

SORTIE

Figure 51 : EVOLUTION DU RENDEMENT ISENTROPIQUE DE LA
TURBINE EN FONCTION DU RAPPORT U/C

taux de détente

α 1.1

β 1.4

γ 2.0

η_{TS}

1,00

0,75

0,50

0,25

0

0,2

0,4

0,6

0,8

1,0

1,2

U/C

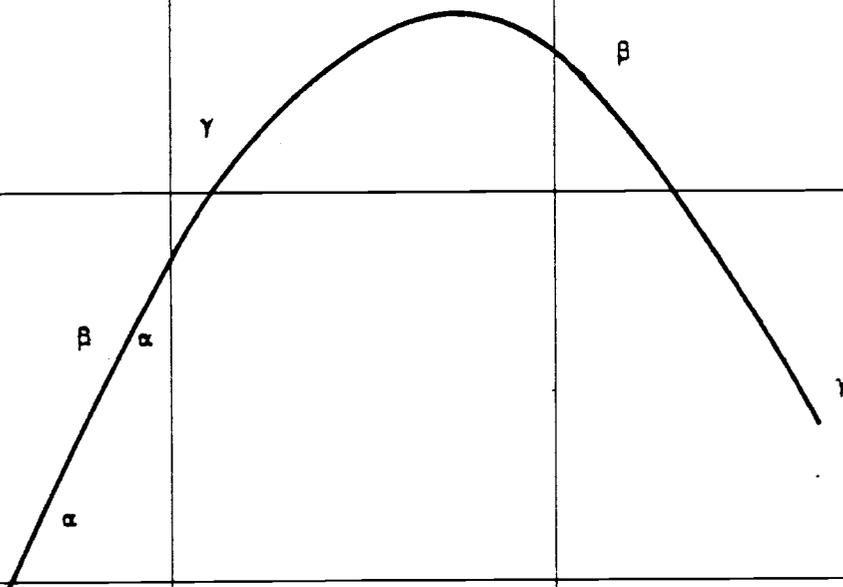


Figure 52 : EVOLUTION DU RENDEMENT ISENTROPIQUE DE LA TURBINE
 EN FONCTION DU RAPPORT U/C POUR DIFFERENTES VITESSES DE ROTATION

α	438	tr/s
β	876	
γ	1314	
δ	1752	
ϵ	2190	

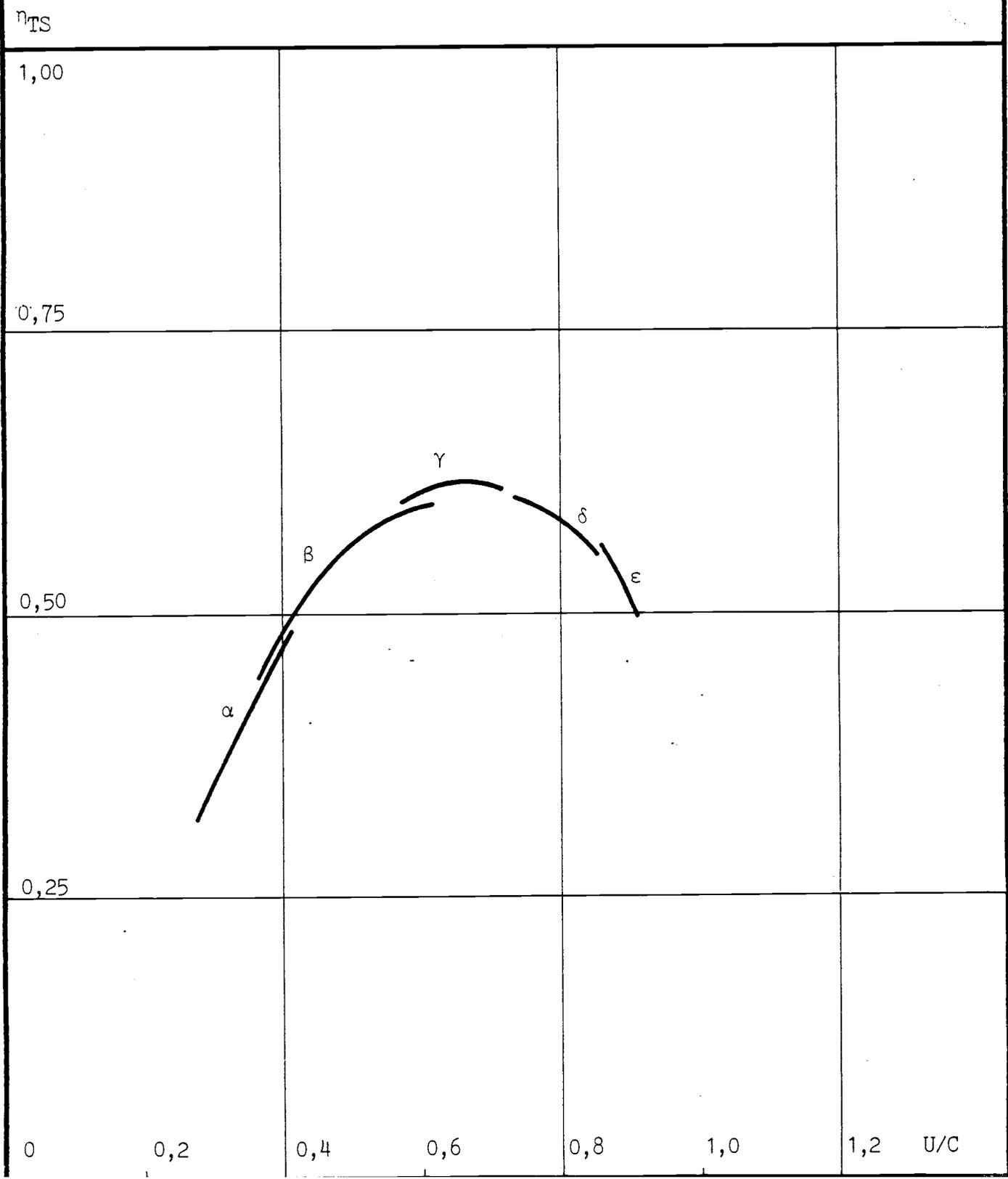


Figure 53 : INFLUENCE DU JEU-COVRCLE SUR LES PERTES PAR JEU

Points	α	β	γ
Pi (Pa)		141820	
Ti (°C)		580	
\dot{m} (kg/s)	0,172	0,159	0,139
N (tr/s)	789	1270	1690
n/n_{opt}	0,80	1,00	0,71

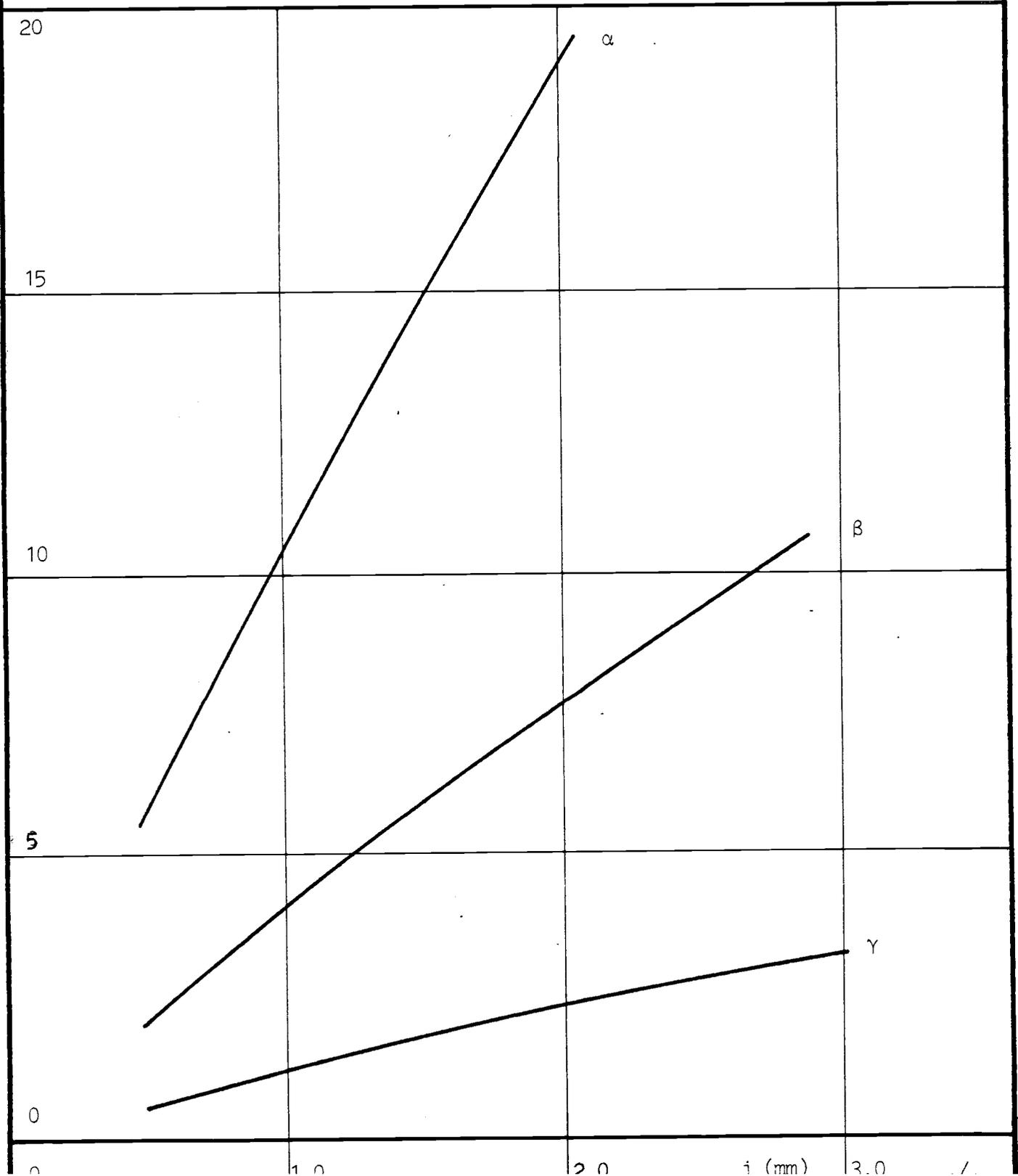


Figure 54 :

INFLUENCE DU JEU-COUVERCLE SUR LE
RENDEMENT ISENTROPIQUE ET LE TAUX DE DETENTE (T-S)

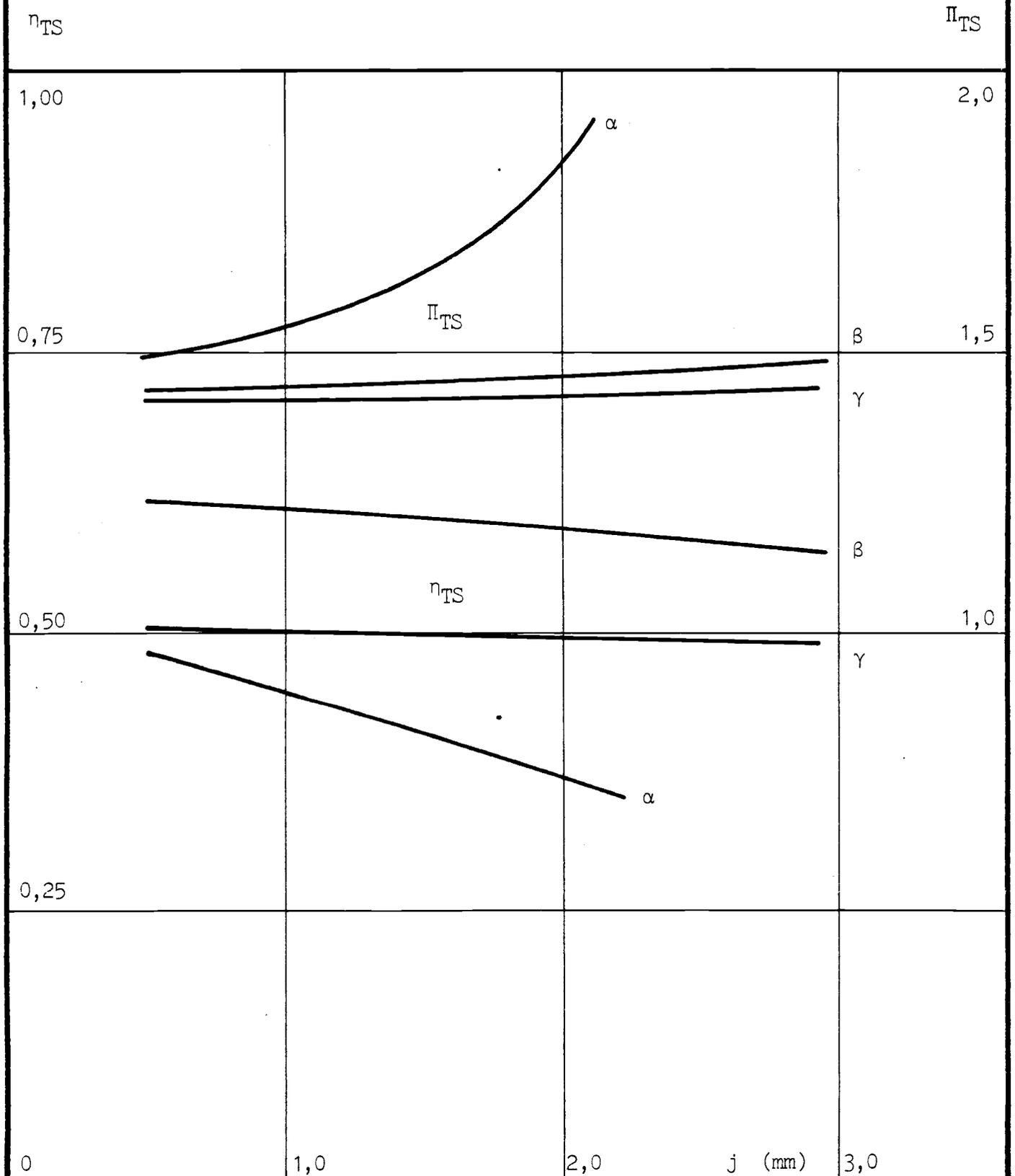


Figure 55 : INFLUENCE DU JEU-DISQUE SUR LES PERTES PAR JEU ET SUR
 LES RENDEMENT ISENTROPIQUE ET TAUX DE DETENTE DE LA TURBINE (T-S)

Points	α	β	γ
Pi (Pa)		141820	
Ti (°C)		580	
m (kg/s)	0,172	0,159	0,139
N (tr/s)	789	1270	1690
η/η_{opt}	0,80	1,00	0,71

η_{TS}				Π_{TS}
1,00				2,0
0,75			Π_{TS}	α 1,5
				β
				γ
				β
0,50			η_{TS}	γ 1,0
				α
0,25				
	0,48 %	β		0,57 %
	0,39 %	γ		0,47 %
	0,27 %	α		0,34 %
0	11,0	12,0	d (mm)	13,0

Figure 56 : INFLUENCE DU COEFFICIENT ISENTROPIQUE γ SUR
LE RENDEMENT ISENTROPIQUE ET LE TAUX DE DETENTE (T-S)

Points	α	β	γ
Pi (Pa)		141820	
Ti (°C)		580	
m (kg/s)	0,172	0,159	0,139
N (tr/s)	789	1270	1690
η/η_{opt}	0,80	1,00	0,71

η_{TS}

Π_{TS}

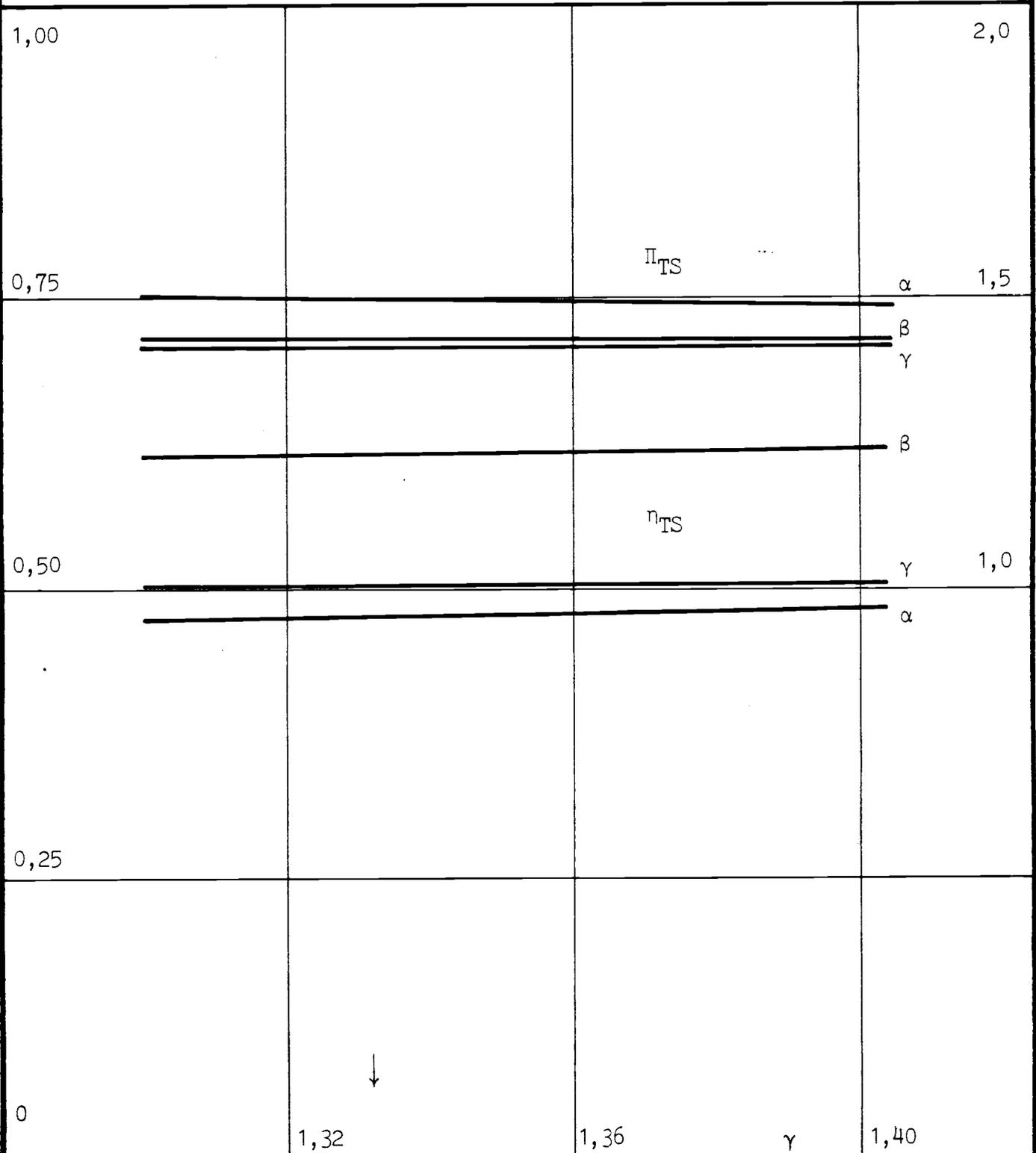


Figure 57 : INFLUENCE DE LA TEMPERATURE INITIALE SUR LE RENDEMENT
 ET LE TAUX DE DETENTE ISENTROPIQUE DE LA TURBINE (TOTAL A STATIQUE)

$P_i = 128650 \text{ Pa}$
 $\text{Débit réduit} = 2,63 \cdot 10^5 \text{ (SI)}$
 $\text{Vitesse réduite} = 45,33$

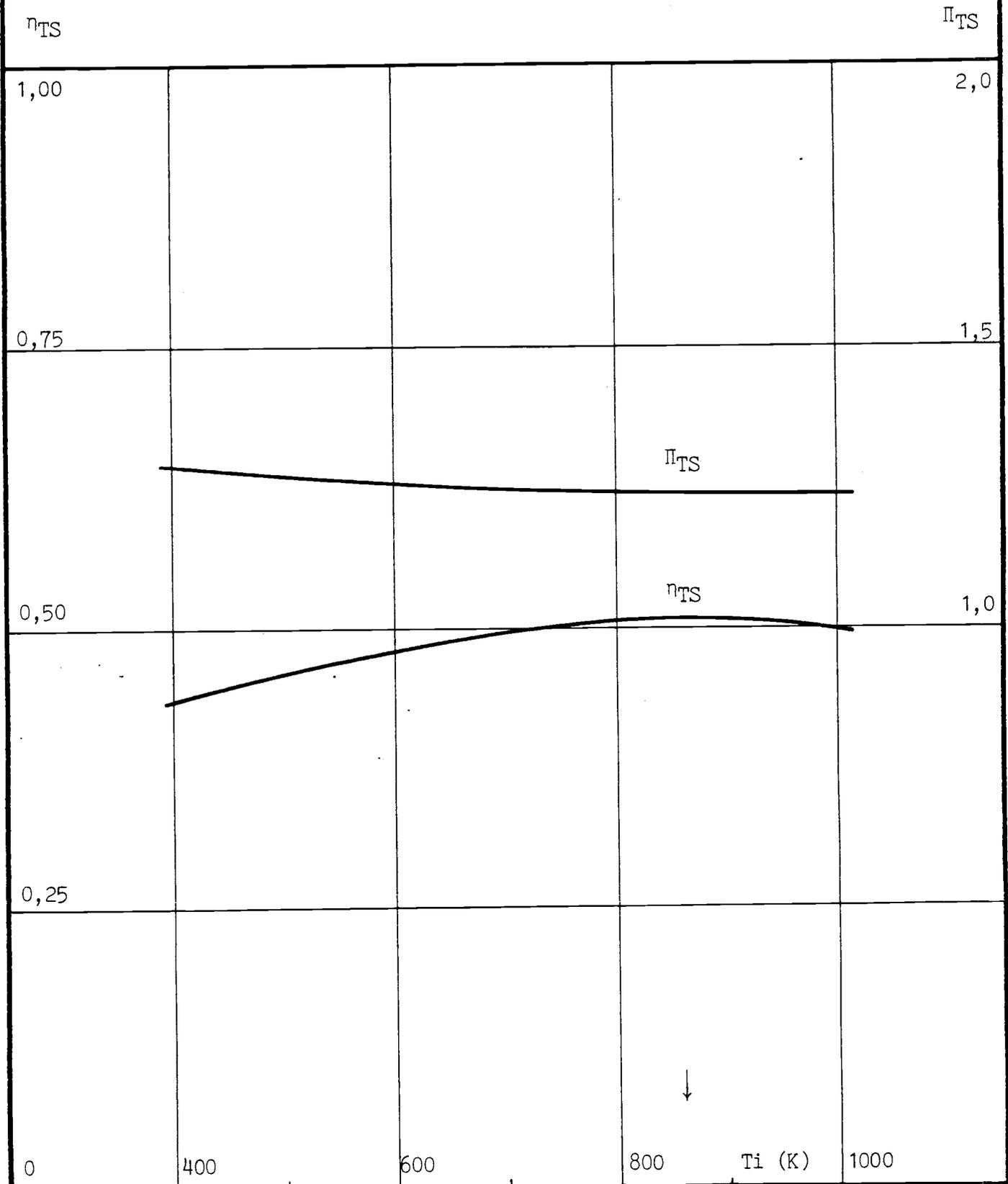


Figure 58 : LA GEOMETRIE DE LA VOLUTE DE LA TURBINE RADIALE

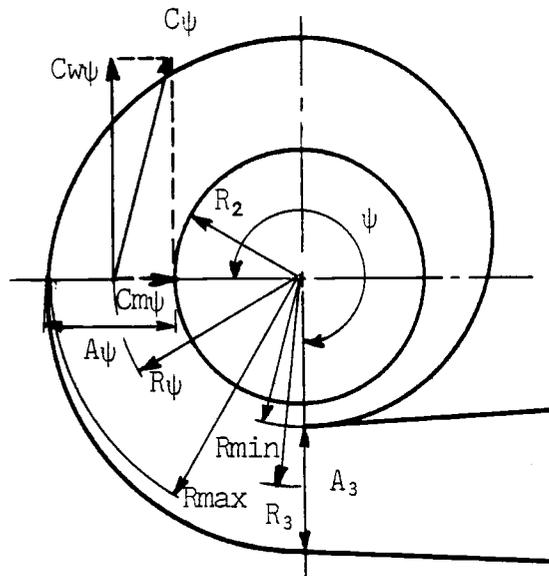
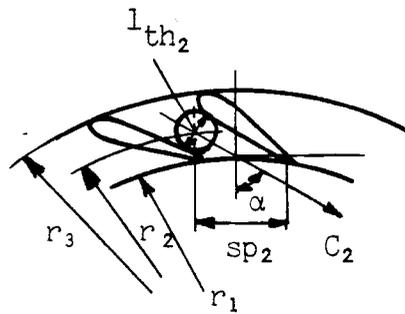


Figure 59 : PALES DE DISTRIBUTEUR DROITES



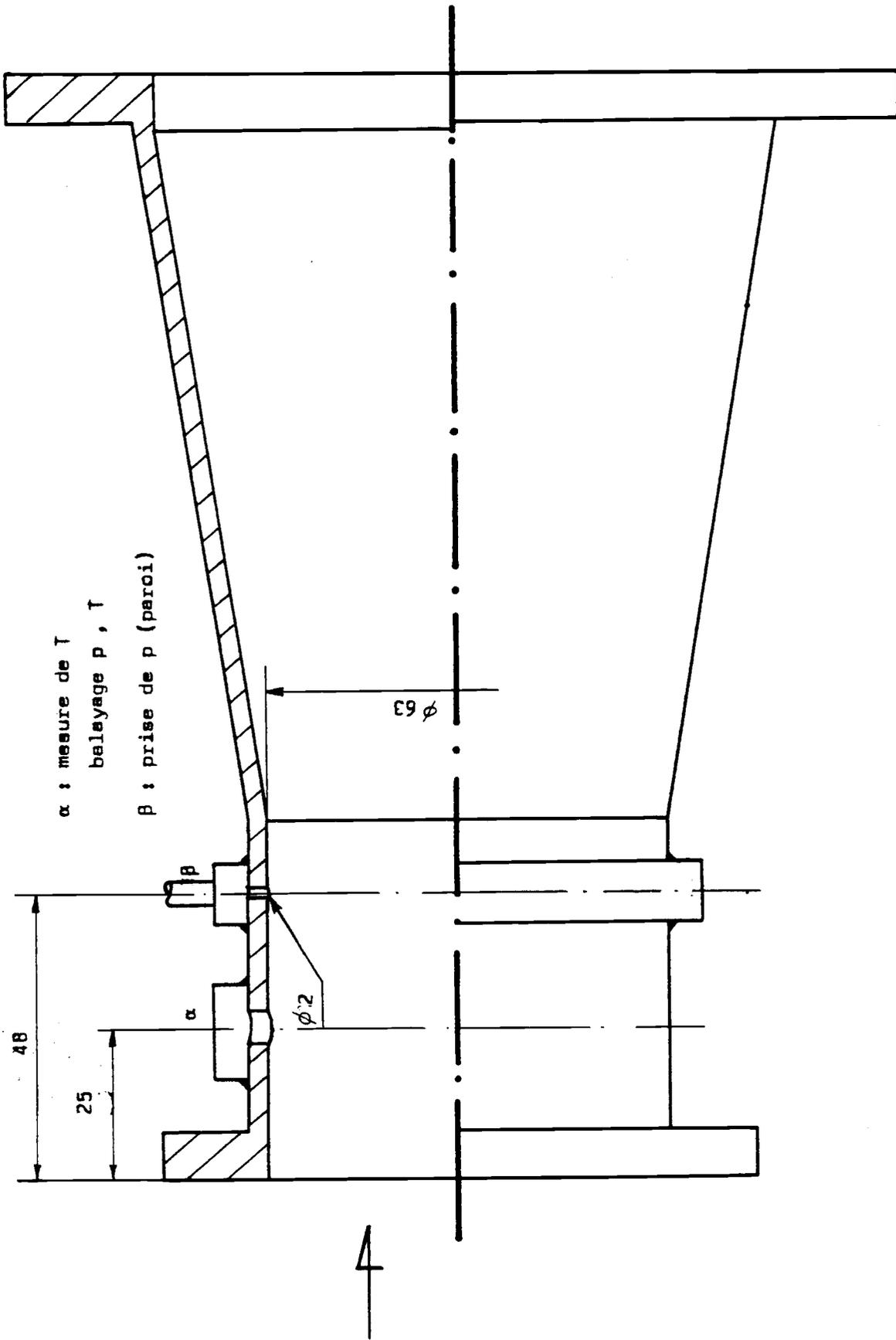


Figure 60 DISPOSITION DE MESURES EN SORTIE TURBINE

Ech. 1 : 1

INFLUENCE DE L'INCERTITUDE SUR LA VALEUR
DE LA PRESSION STATIQUE SORTIE TURBINE (p_0)
SUR LE CALCUL DU RENDEMENT ISENTROPIQUE
DE LA MACHINE (η)

Pression totale initiale	Pi = 1,4 bar
Pression statique sortie turbine prise sur la paroi	$p_0 = 1,0$ bar
Taux de détente	$\Pi = P_i / p_0 = 1,4$
Température totale initiale	Ti = 853 K
Chute de température	$\Delta T = 60$ K
Rendement isentropique	$\eta = \frac{\Delta T}{T_i (1 - (1/\Pi)^g)} = 0,77$
	$g = \gamma / (\gamma - 1)$ <p>avec $\gamma = 1,4$</p>
Pression statique sortie turbine, sur l'axe	$p_0' = 0,97$ bar
Taux de détente	$\Pi' = P_i / p_0' = 1,44$
Rendement isentropique	$\eta' = 0,71$
Erreur sur le rendement de	<u>$\Delta \eta = 6$ points</u>

Figure 61

INFLUENCE DE L'INCERTITUDE SUR LA VALEUR
DE LA TEMPERATURE TOTALE SORTIE TURBINE (T_0)
SUR LE CALCUL DU RENDEMENT ISENTROPIQUE
DE LA MACHINE (η)

Pression totale initiale	$P_i = 1,4 \text{ bar}$
Pression statique sortie turbine prise sur la paroi	$p_0 = 1,0 \text{ bar}$
Taux de détente	$\Pi = P_i / p_0 = 1,4$
Température totale initiale	$T_i = 853 \text{ K}$
Chute de température	$\Delta T = 60 \text{ K}$
Rendement isentropique	$\eta = \frac{\Delta T}{T_i (1 - (1/\Pi)^g)} = 0,77$ $g = \gamma / (\gamma - 1)$ <p>avec $\gamma = 1,4$</p>
Mauvaise interprétation de la température T_0 de	$\Delta T = \pm 10 \text{ K}$
Erreur sur le rendement de	<u>$\Delta \eta = \pm 12 \text{ Points (0,65 ... 0,89)}$</u>

Figure 62

Figure 63 : ANGLE DE L'AUBAGE EN SORTIE ROUE
(ROUE TURBINE HOLSET H1B)

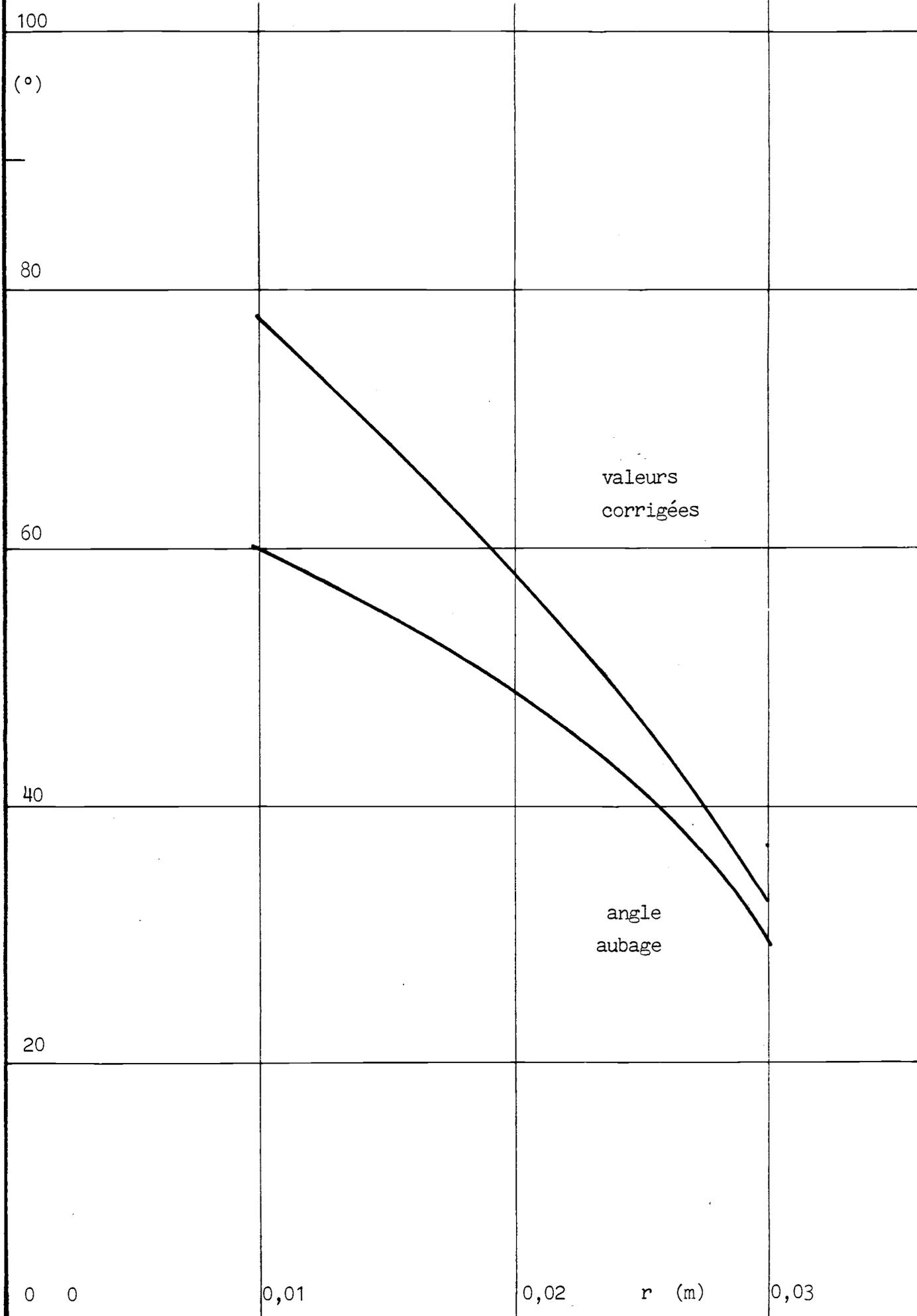


Figure 64 : PLAN 1 : TEMPERATURE TOTALE
COMPARAISON CALCULS TURBINES ELEMENTAIRES - BIDIMENSIONNEL

$\Pi = 1,4$

$T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$

$m = 0,147 \text{ kg/s}$

$N = 1430 \text{ tr/s}$



Calcul MTE



M2D sans pertes



avec

T_1
(K)

820

810

800

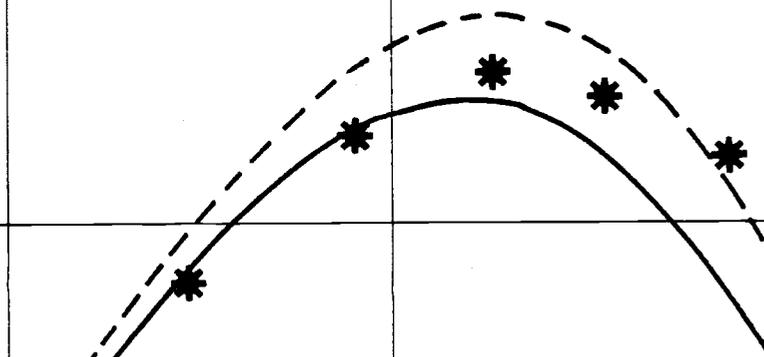


Figure 65 : PLAN 1 : PRESSION TOTALE RENDEMENT ROUE
 COMPARAISON CALCULS TURBINES ELEMENTAIRES - BIDIMENSIONNEL

$\Pi = 1,4$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $m = 0,147 \text{ kg/s}$
 $N = 1430 \text{ tr/s}$

* Calcul MTE
 --- M2D sans pertes
 — M2D avec

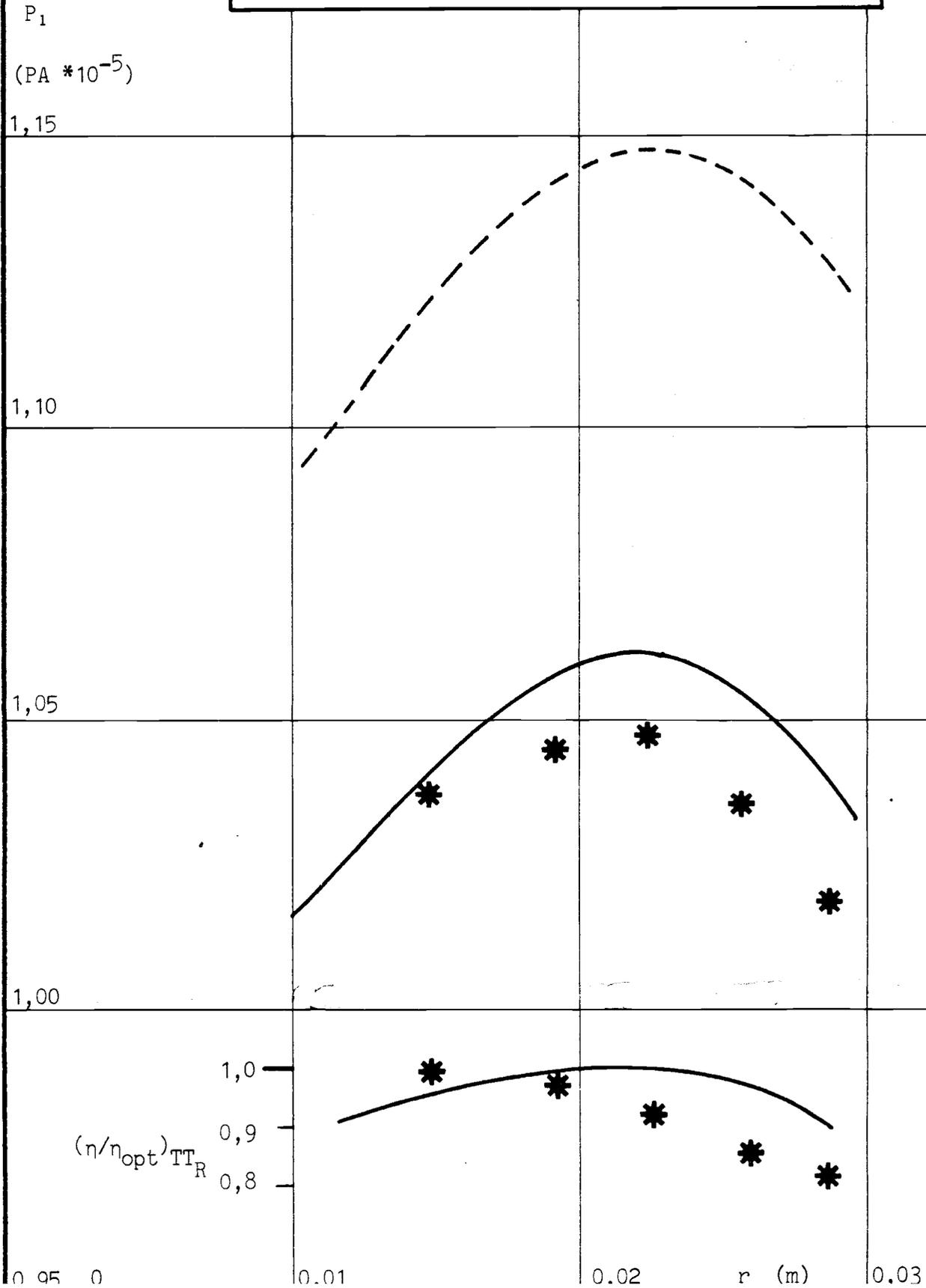


Figure 66 : PLAN 0 : TEMPERATURE TOTALE
 COMPARAISON CALCUL BIDIMENSIONNEL - EXPERIENCES

$\Pi = 1,4$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $m = 0,147 \text{ kg/s}$
 $N = 1430 \text{ tr/s}$

* Expériences
 — Calcul M2D

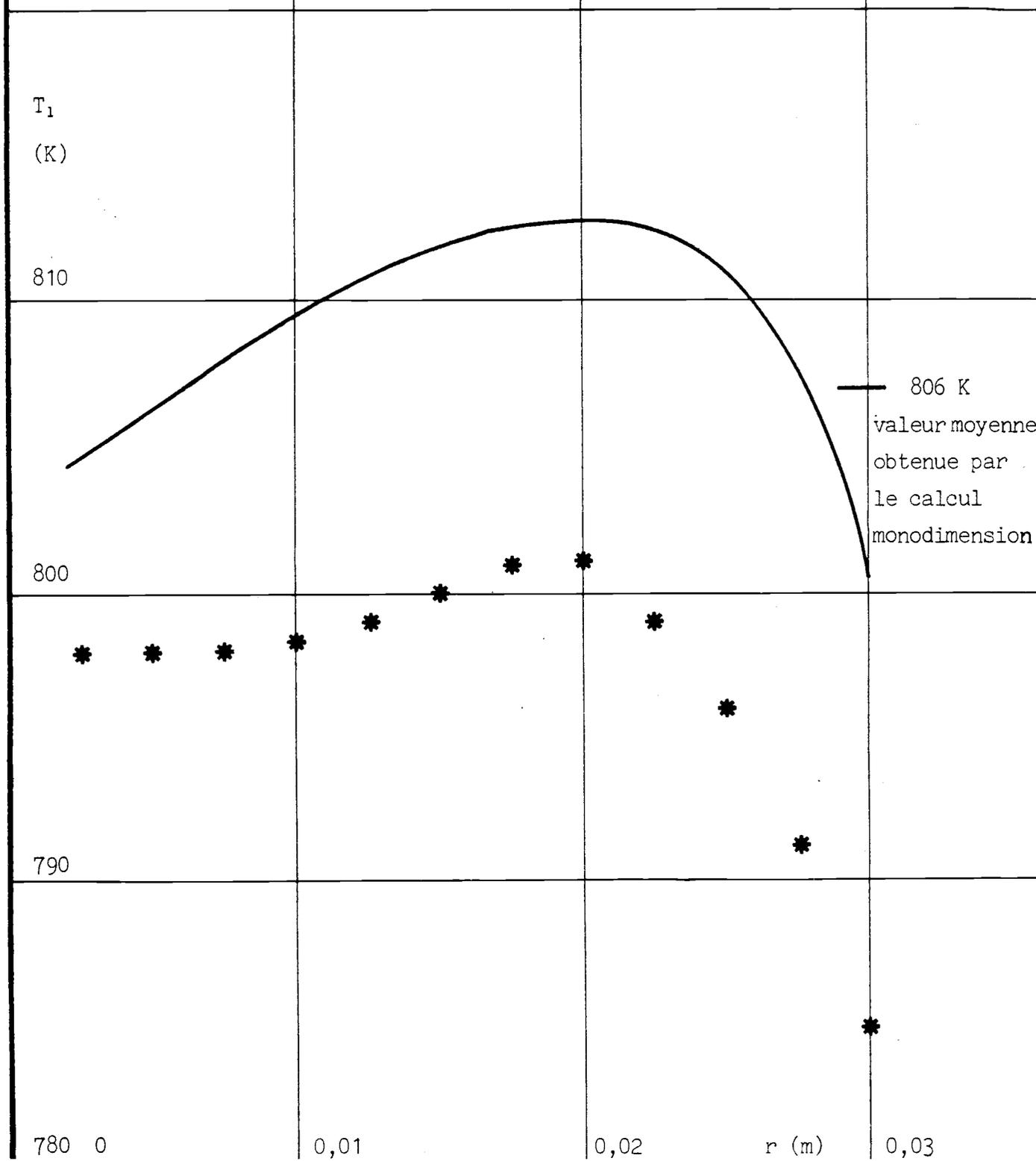


Figure 67 : PLAN 0 : PRESSIONS TOTALE - STATIQUE
COMPARAISON CALCUL BIDIMENSIONNEL - EXPERIENCES

$\Pi = 1,4$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $m = 0,147 \text{ kg/s}$
 $N = 1430 \text{ tr/s}$

\square Expériences Pression totale
 \blacktriangleright Pression statique
— Calcul M2D

P, p
(Pa * 10⁻⁵)

1,05

1,00

0,95

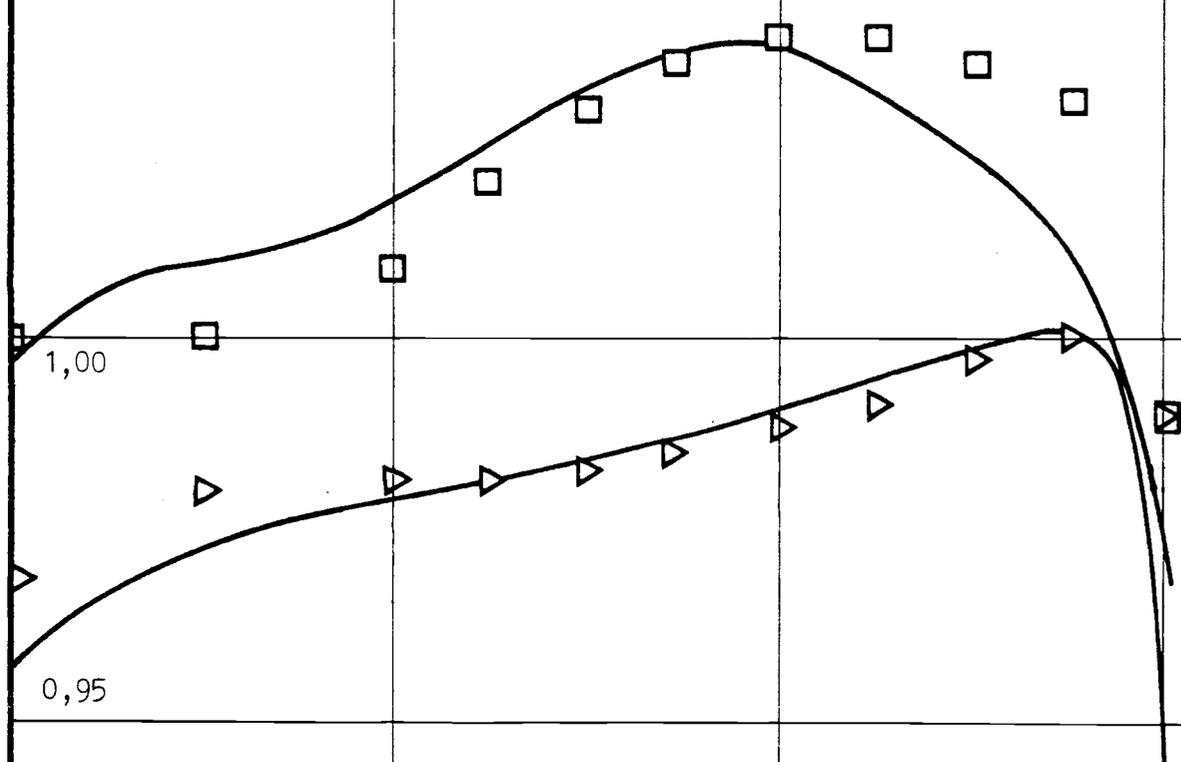
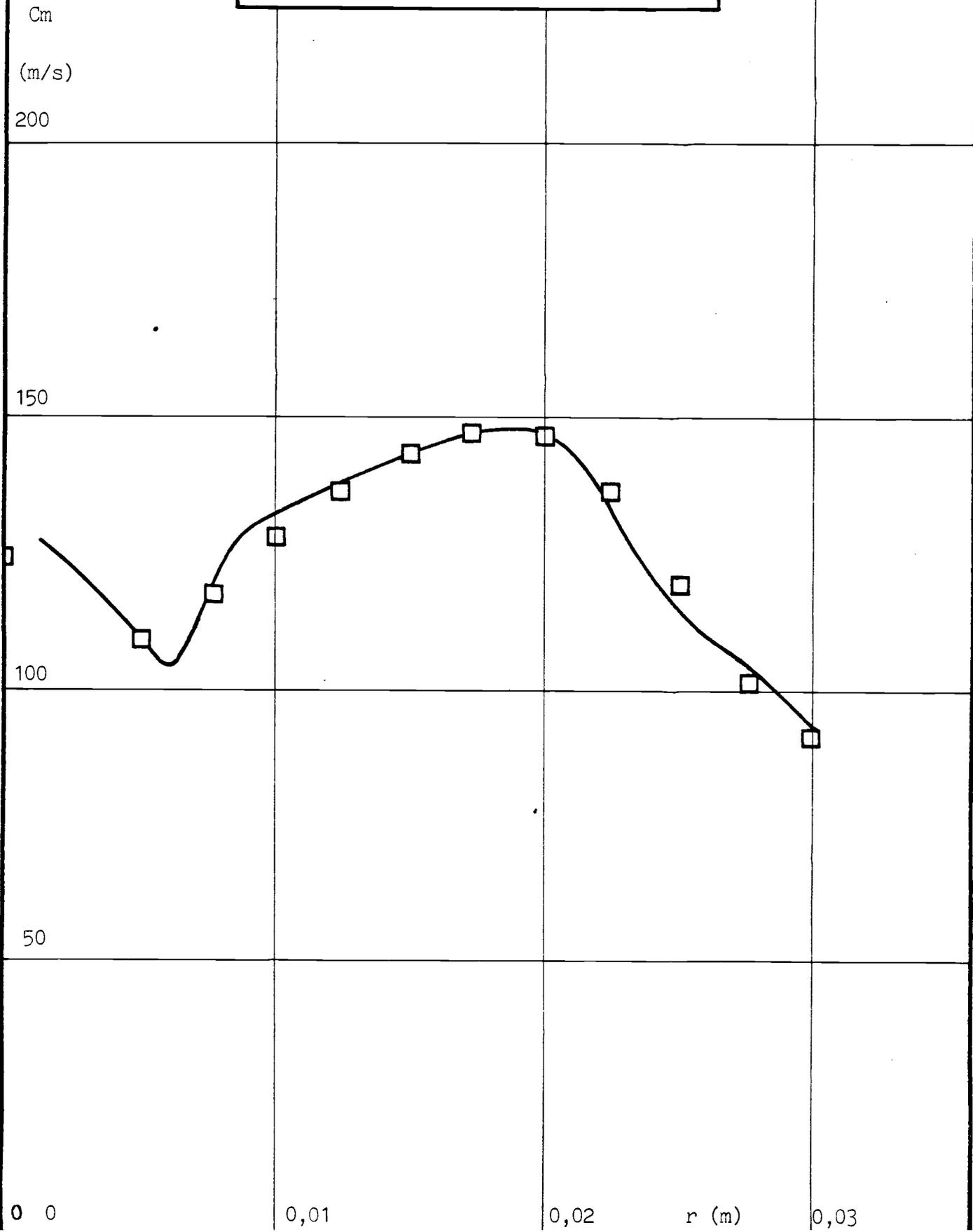


Figure 68 : PLAN 0 : VITESSE MERIDIENNE
COMPARAISON CALCUL BIDIMENSIONNEL -RESULTATS EXPERIMENTAUX

$\Pi = 1,4$
 $T_i = 580 \text{ }^\circ\text{C}$
 $m = 0,147 \text{ kg/s}$
 $N = 1430 \text{ tr/s}$

□ Expérience
— Calcul M2D



NOM : PAPACHRISTOS (avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant) Prénoms : Georges		DATE de SOUTENANCE : 13 octobre 1983
TITRE : CONTRIBUTION A L'ETUDE DES TURBOCOMPRESSEURS DE SURALIMENTATION		
NATURE :		Numéro d'ordre : ECL 83-09
DOCT. d'UNIV. <input type="checkbox"/>	DOCTEUR-INGENIEUR <input checked="" type="checkbox"/>	DOCTORAT D'ETAT <input type="checkbox"/>
DOCTORAT de 3e CYCLE <input type="checkbox"/>		Spécialité : Mécanique
Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis		CLASSE :
<p> RÉSUMÉ : En début est décrit le groupe turbocompresseur de suralimentation du point de vue conception et du point de vue utilisation dans son environnement moteur. Les problèmes liés à son utilisation justifient la mise en place de moyens d'essai spécifiques. Nous avons ainsi été amenés à mettre au point un banc d'essai turbocompresseurs permettant l'établissement des cartes des performances de la machine et l'étude de l'écoulement dans les différentes stations caractéristiques. Ce banc d'essai ainsi que les moyens de mesures (pressions, températures, ...) sont décrits. De plus ce banc permettra de réaliser les expériences spécifiques nécessaires à l'élaboration d'une modélisation des turbocompresseurs. L'intérêt que le motoriste porte à une telle étude ainsi que les schémas habituellement utilisés dans une approche de modélisation monodimensionnelle sont justifiés ensuite. Après avoir présenté l'état actuel de la recherche nous concernant est décrite la méthode de prédiction des performances de la turbine centripète proposée. A la suite de l'application de cette méthode de calcul est présenté le bilan comparatif des résultats numériques à ceux expérimentaux obtenus sur le banc d'essai. Enfin sont présentées quelques considérations sur l'extension possible de la méthode mise au point, et ce dans le but de résoudre le problème d'une mesure simple et rapide du taux de détente et du rendement de la turbine par l'utilisateur. </p>		
MOTS-CLES : groupe turbocompresseur, compresseur-turbine centripète, banc d'essai, prédiction des performances, modélisation monodimensionnelle, suralimentation.		
Laboratoire (s) de recherches : Laboratoire Mécanique Physique - Paris VI, 2, place de la Gare de Ceinture, 78210 ST.CYR L'ECOLE, (3)045 06 81		
Directeur de recherches : J. JULLIEN		
Président de jury : J. MATHIEU		
Composition du jury : G. BOIS, J. JULLIEN, H. KOSLOWSKI, (ordre alphab.) R. SIESERUNCK, M. THELLIEZ		

AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'article 3 de l'arrêté du 16 avril 1974,

Vu le rapport de présentation de Messieurs

J. MATHIEU

G. BOIS

J. JULLIEN

H. KOSLOWSKI

R. SIESTRUNCK

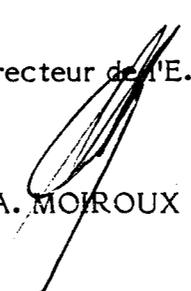
M. THELLIEZ

Monsieur PAPACHRISTOS Georges

est autorisé à présenter une soutenance de thèse pour l'obtention du titre de **DOCTEUR INGENIEUR, Spécialité Mécanique.**

Fait à Ecully, le 20 septembre 1983

Le Directeur de l'E.C.L.


A. MOIROUX

à rendre le

29 OCT. 1984

29 MAI 1987
- 6 MARS 1990

17 NOV. 1992

22 NOV. 1993

17 AVR. 2001



ECL - LYON

