

576  
293  
294  
: 1216

50376  
1993  
294

# THESE

Présentée par

**Philippe MOREL**

563A6

pour obtenir le titre de

**Docteur de l'Université des Sciences et Technologies  
de Lille**

**Spécialité : Mécanique**

## **ECOULEMENTS DECOLLES DANS UNE ROUE DE POMPE CENTRIFUGE.**

**Conception et réalisation d'un banc d'essai.  
Analyse des pressions pariétales.**



Soutenue le 2 Décembre 1993

Membres du jury :

- BARRAND J.P.** - LML-ENSAM Lille
- BUISINE D.** - LML-USTL Lille
- CAIGNAERT G.** - LML-ENSAM Lille
- CHAUVIN J.** - LEMFI Orsay - Rapporteur
- COMBES J.F.** - EDF Chatou
- KUENY J.L.** - CREMHyG Grenoble - Rapporteur
- STOFFEL B.** - TH Darmstadt

Thèse préparée au sein du Laboratoire de Mécanique de Lille (URA CNRS 1441)



50376  
1993  
294

50376  
2 1993  
294

## AVANT-PROPOS

Cette étude s'inscrit dans le cadre d'une action sur les écoulements décollés, action soutenue et cofinancée par le Pôle FIRTECH MEMTA. Le travail a été effectué au sein du Laboratoire de Mécanique du centre de Lille de l'ENSAM, composante du Laboratoire de Mécanique de Lille.

La mise en place et l'exploitation d'un nouveau banc d'essai, dont la plupart des éléments ont été réalisés dans les différents services de l'ENSAM, a nécessité la collaboration de nombreuses personnes à des niveaux très variés. Je tiens à remercier chaleureusement chacune d'entre elles pour l'aide apportée.

Mon étude a été suivie par Guy CAIGNAERT et Jean-Paul BARRAND, Professeurs responsables du Laboratoire, qui m'ont permis de faire de grands progrès dans la compréhension du monde des turbomachines, ce dont je souhaite les remercier. Merci en particulier à Guy CAIGNAERT pour sa grande disponibilité durant la phase de rédaction de ce mémoire.

Je suis très heureux que Messieurs les Professeurs Jacques CHAUVIN et Jean-Louis KUENY aient bien voulu accepter d'être les rapporteurs de ce travail.

Merci également à Daniel BUISINE, Professeur à l'USTL, et à Jean-François COMBES, Ingénieur à la Direction des Etudes et Recherches d'EDF, d'avoir soutenu cette étude, et apporté leurs résultats de calcul pour la comparaison aux mesures.

Je n'oublie pas Monsieur le Professeur Bernd STOFFEL, Professeur à la Technische Hochschule de Darmstadt, qui m'a plusieurs fois accueilli dans son Laboratoire ; c'est un grand plaisir pour moi qu'il ait bien voulu accepter d'être membre du jury de cette thèse.

Pour clore cet avant-propos, il me vient une pensée pour Pierre MICHEAU, Directeur du Laboratoire de Mécanique de Lille, qui déplorait un jour que les journées n'aient que 24 heures : durant la rédaction de ce mémoire, j'ai fini par comprendre...



## SOMMAIRE

<b>NOTATIONS</b>	<b>7</b>
<b>INTRODUCTION</b>	<b>9</b>
<b>CHAPITRE 1 : ECOULEMENTS DECOLLES EN TURBOMACHINES</b>	
<b>ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</b>	<b>13</b>
1.1 - Couche limite et décollement	13
1.1.1 - Notion de couche limite	13
1.1.2 - Influence d'un gradient de pression	17
1.1.3 - Différents cas de décollement	18
1.2 - Cas des turbomachines génératrices	22
1.2.1 - Généralités	22
1.2.2 - Ecoulement dans un canal de roue mobile	23
1.2.3 - Critères d'apparition de décollements	29
1.2.4 - Diverses manifestations du décollement	32
1.3 - Mise en évidence expérimentale de zones décollées	38
1.3.1 - Visualisations	38
1.3.2 - Mesures	42
<b>CHAPITRE 2 : CHOIX DE LA GEOMETRIE D'ESSAI ET SYNTHESE</b>	
<b>DES RESULTATS ASSOCIES</b>	<b>46</b>
2.1 - Choix de la géométrie d'essai	46
2.2 - Synthèse des résultats sur la <i>roue SHF</i>	48



<b>CHAPITRE 3 : CONCEPTION DE L'INSTALLATION D'ESSAI</b>	<b>55</b>
3.1 - Cahier des charges	56
3.2 - Choix constructifs	57
3.2.1 - Choix du fluide	57
3.2.2 - Dimensionnement de la maquette de roue	58
3.2.3 - Conditions d'écoulement à l'aspiration	61
3.2.4 - Conditions d'écoulement au refoulement	61
3.2.5 - Dispositif de réglage et de mesure du débit	62
3.3 - Description de l'architecture du banc d'essai	64
3.3.1 - Bâtis et supports	64
3.3.2 - Palier de roue	66
3.3.3 - Choix du moteur	68
3.3.4 - Circuit d'aspiration	69
3.3.5 - Environnement de la roue	71
3.3.6 - Vue synthétique de l'installation	73
3.4 - Démarche CFAO pour la réalisation de la maquette de roue	74
3.4.1 - Rappel des critères imposés	75
3.4.2 - Choix constructifs	75
3.4.3 - Modèle CAO de la roue	77
3.4.4 - Programmation CFAO des usinages	80
3.4.5 - Usinage de la roue - Chronologie des opérations	81
3.4.5.1 - Usinage des aubages	81
3.4.5.2 - Chronologie des opérations	83
3.4.5.3 - Usinage des flasques	84
3.4.6 - Contrôle	87
3.5 - Instrumentation pour les mesures de pression embarquées	88
3.5.1 - Ligne de mesure	88
3.5.2 - Instrumentation de la maquette en prises de pression	90
3.5.2.1 - Positionnement des points de mesure en CAO	90
3.5.2.2 - Réalisation des prises de pression	93

<b>CHAPITRE 4 : PROCEDURES EXPERIMENTALES</b>	<b>95</b>
4.1 - Contrôle du point de fonctionnement	95
4.1.1 - Calage d'un point de fonctionnement	95
4.1.2 - Evaluation du débit traversant la roue	96
4.1.2.1 - Débit au caisson - Etalonnage des diaphragmes	96
4.1.2.2 - Débit de fuite	103
4.1.3 - Dimensionnement de nouveaux diaphragmes	106
4.2 - Caractérisation de l'installation	107
4.2.1 - Champ de vitesse à l'aspiration	107
4.2.1.1 - Mesures à la sonde à trous	107
4.2.1.2 - Mesures laser	108
4.2.2 - Courbes de fonctionnement de la maquette	112
4.2.3 - Mesures en sortie de roue	114
4.2.4 - Visualisations	115
4.3 - Mesure des pressions dans la roue	115
4.3.1 - Correction de l'effet de rotation de la ligne de mesure	115
4.3.2 - Recalage des séquences de mesure	118
4.3.3 - Cohérence des mesures dans la roue avec les mesures dans le diffuseur	119
4.4 - Modes de présentation des résultats de pression dans la roue	120
4.4.1 - Transfert des résultats sur la <i>roue SHF</i> de référence	120
4.4.2 - Repérage et organisation des prises de pression	121
4.4.3 - Paramètres de la présentation des résultats	124
 <b>CHAPITRE 5 : COMPARAISON CALCULS - MESURES</b>	 <b>125</b>
5.1 - Modèles pour l'analyse d'écoulement en turbomachines	125
5.2 - Confrontation des résultats de calcul disponibles avec les mesures	131
5.2.1 - Réflexion sur la qualité des mesures	132
5.2.2 - Calcul quasi-tridimensionnel - code C3D	133
5.2.3 - Calcul tridimensionnel à potentiel	138
5.2.4 - Calcul EULER tridimensionnel par la méthode $S_1$ - $S_2$	143
5.2.5 - Calcul NAVIER STOKES tridimensionnel - code N3S	147
5.2.6 - Comparatif général	154

<b>CHAPITRE 6 : INTERPRETATION DES MESURES DE PRESSION</b>	<b>157</b>
6.1 - Base de données et de résultats	160
6.2 - Interprétation des évolutions globales entrée-sortie	161
6.2.1 - Analyse des pressions statiques	161
6.2.2 - Estimation du couple associé aux pressions sur aubages	165
6.2.3 - Analyse vis-à-vis du comportement des couches limites	168
6.3 - Analyse détaillée en entrée de roue	176
6.3.1 - Evolution suivant les lignes de prises aux débits partiels	176
6.3.2 - Analyse à proximité du bord d'attaque côté extradoss prise par prise	184
6.3.3 - Résultats au col d'entrée prise par prise	190
<b>CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES</b>	<b>197</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES</b>	<b>201</b>
<b>ADDENDA</b>	<b>209</b>
Résultats récents obtenus avec le code N3S	209

## NOTATIONS

Sauf précision dans le texte, les principales notations utilisées dans ce mémoire sont les suivantes :

- b : largeur du canal
- C : vitesse absolue
- $C_f$  : coefficient de frottement à la paroi
- D : diamètre
- g : accélération de la pesanteur
- H : hauteur totale d'élévation
- $H_{12}$  : facteur de forme de la couche limite
- $H_e$  : hauteur d'EULER
- i : angle d'incidence
- $K_p$  : coefficient de pression
- N : vitesse de rotation en tr/min
  
- $n_s$  : nombre de tours spécifique 
$$n_s = \frac{N (Q_n)^{\frac{1}{2}}}{(H_n)^{\frac{3}{4}}}$$
  
- p : pression statique
- P : puissance
- Q : débit volume
- $Q_n$  : débit volume nominal de la roue
- $Q_r$  : débit volume réduit ( $Q/Q_n$ )
- R, r : rayon
- R : constante massique des gaz parfaits
- Re : nombre de REYNOLDS
- Ri : nombre de RICHARDSON
- Ro : nombre de ROSSBY
- s : abscisse curviligne le long d'une courbe
- S : aire d'une surface
- U : vitesse d'entraînement

$V, v$	: vitesse absolue
$W$	: vitesse relative
$x$	: direction ou coordonnée longitudinale
$y$	: direction ou coordonnée normale à la surface
$\alpha$	: coefficient de débit d'un diaphragme
$\beta$	: angle (par rapport à la direction circonférentielle)
$\delta$	: épaisseur de la couche limite
$\delta_1$	: épaisseur de déplacement
$\delta_2$	: épaisseur de quantité de mouvement
$\nu$	: viscosité cinématique du fluide
$\Omega, \omega$	: vitesse angulaire
$\rho$	: masse volumique du fluide
$\sigma$	: coefficient de réaction

## indices

1	: entrée de roue
2	: sortie de roue
c	: relatif à la courbure
e	: relatif à l'écoulement sain
n	: nominal
r	: composante radiale
u	: composante circonférentielle
$\omega$	: relatif à la rotation



## INTRODUCTION

Les écoulements internes aux turbomachines sont de nature très complexe.

Ils ont fait et font toujours l'objet de nombreuses études, du fait du vaste champ d'application de ces machines : on les retrouve dans des secteurs aussi variés que l'aéronautique et l'industrie spatiale (compresseurs et turbines de turbo-réacteurs, turbopompes d'alimentation des moteurs de fusée,...) ou la production d'énergie (turbines hydrauliques, turbines à vapeur des centrales de production d'électricité,...), ainsi que dans toutes les fonctions de transfert de fluide (stations de pompage, ventilation industrielle,...)

On peut également citer les hélices, aériennes (avion, hélicoptère, éoliennes) ou marines (hélices propulsives de bateaux,...).

A chaque application correspondent des besoins particuliers, qui s'expriment en termes de plage de fonctionnement, de rendement, de fiabilité, de bruit,...

Une meilleure compréhension des mécanismes de l'écoulement dans les turbomachines a ainsi des répercussions économiques importantes, puisqu'elle permet de réduire les marges de sécurité prises pour garantir les matériels, ou d'augmenter les performances à coût égal.

Le Laboratoire de Mécanique de Lille (URA CNRS 1441) a développé depuis plusieurs années un axe de recherche sur les écoulements complexes, au sein duquel on retrouve les composantes complémentaires que sont la modélisation, le calcul numérique et l'approche expérimentale. En particulier, dans le domaine des écoulements internes aux turbomachines, les aspects

calculs numériques et analyses expérimentales sont particulièrement développés, principalement dans le cas des écoulements de fluides incompressibles.

Le Laboratoire de Mécanique de Lille est associé au Pôle FIRTECH MEMTA dans le cadre d'une action concernant les écoulements décollés dans les turbomachines. Une opération à base expérimentale a été définie sur ce sujet, dont le présent travail constitue une première phase.

L'objectif principal est d'aboutir à une meilleure compréhension des mécanismes particuliers qui régissent les conditions d'écoulement aux débits partiels, et en particulier d'analyser l'apparition et le développement de ces phénomènes fondamentaux que sont les décollements.

L'étude qui fait l'objet de ce mémoire concerne ainsi l'analyse expérimentale des écoulements internes à une roue de pompe centrifuge.

Nous avons retenu comme géométrie de travail la géométrie de roue dite "*roue SHF*". De nombreux travaux numériques et expérimentaux se sont appuyés sur cette géométrie, spécialement conçue dans le cadre d'une action de la Société Hydrotechnique de France concernant les fonctionnements des pompes à débits partiels.

La première étape a d'abord consisté en la conception et la réalisation d'un banc d'essai de pompe centrifuge orienté vers la mesure embarquée. Cette réalisation a nécessité la mise en oeuvre de moyens CAO-CFAO pour la fabrication en usinage sur machine-outil à commande numérique d'une maquette de roue de pompe de géométrie parfaitement maîtrisée. En effet, il devient nécessaire de pouvoir proposer des résultats de mesure de grande finesse, du fait en particulier des grands progrès réalisés sur les modèles de calcul numérique, et de la forte progression de la puissance de calcul des ordinateurs.

Cette maquette de roue est conçue pour pouvoir être instrumentée de multiples façons. On a, en particulier, soigné l'accessibilité aux surfaces limitant les écoulements internes.

Pour cette première étape de l'action, nous avons choisi d'instrumenter la roue en prises de pression.

Les raisons de ce choix comme première étape sont multiples :

- tout d'abord, l'évolution de la pression en paroi le long de l'écoulement est un élément fondamental pour la prédiction des décollements.
- ensuite, des données expérimentales de pression dans la roue sont considérées comme manquantes par rapport aux données déjà acquises sur la *roue SHF* ; tout dernièrement en effet, des mesures par vélocimétrie laser ont été réalisées à l'INSA de Lyon dans la roue, en sortie [BOI90].
- enfin, des valeurs expérimentales de pression permettent de compléter la validation des codes d'analyse d'écoulement.

Nous avons ainsi installé dans l'un des canaux de la maquette, 114 prises de pression indépendantes. L'environnement complètement axisymétrique de la roue permet en effet de considérer que l'écoulement est identique d'un canal sur l'autre (au moins en moyenne).

L'organisation du mémoire est la suivante :

Au Chapitre 1, nous présentons les aspects bibliographiques relatifs aux décollements en turbomachines, en nous limitant aux éléments utiles pour notre propos.

Le Chapitre 2 précise les caractéristiques géométriques de la *roue SHF*, retenue pour nos essais, et fait un tour d'horizon des travaux numériques et expérimentaux qui se sont appuyés sur cette géométrie.

Une partie importante du travail a consisté en la conception et la réalisation de l'installation d'essai : elle fait l'objet du Chapitre 3. En particulier, on développe les aspects liés à la réalisation en CFAO de la maquette de roue, que nous avons pris en charge dans le cadre de cette étude.

Les mesures générales pour la qualification du banc d'essai, les techniques de calage du point de fonctionnement, les méthodes de mesure et de traitement des pressions dans l'espace en rotation, sont développées au Chapitre 4. On y trouve également les principes de présentation des résultats de mesure dans la roue, ainsi que les conventions utilisées à cet effet dans la suite.

Le Chapitre 5 est consacré à la présentation de résultats comparatifs entre les évolutions de pression mesurées et celles calculées par divers codes. Nous avons utilisé les résultats de deux codes disponibles à EDF (code N3S, code potentiel 3D), et réalisé des calculs par l'utilisation du code quasi-tridimensionnel C3D et d'un code EULER 3D par méthode  $S_1-S_2$ , tous deux disponibles au Laboratoire de Mécanique de Lille.

Le Chapitre 6 présente finalement les interprétations des mesures de pression réalisées dans la roue à différents débits. Les résultats en entrée de roue pour les débits correspondant au déclenchement de la recirculation sont analysés plus particulièrement.

## **CHAPITRE 1**

### **ÉCOULEMENTS DÉCOLLÉS EN TURBOMACHINES ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE**

Les problèmes liés à l'apparition et au développement de décollements dans les écoulements en turbomachines ont fait l'objet de nombreux travaux numériques et expérimentaux.

L'objet de ce chapitre n'est pas de dresser un inventaire exhaustif de ces études.

Nous rappelons simplement les notions fondamentales intervenant dans les mécanismes du décollement et les aspects particuliers qu'ils revêtent dans les parties mobiles de turbomachines génératrices.

Nous privilégions implicitement les géométries du type de celle sur laquelle nous appuyons notre travail, à savoir les roues centrifuges fermées, mais sans exclure certains développements propres à d'autres géométries.

Un tour d'horizon des méthodes expérimentales utilisables pour la mise en évidence et l'analyse des zones décollées conclut ce chapitre.

#### **1.1 - Couche limite et décollement**

##### **1.1.1 - Notion de couche limite**

Le concept de décollement est intimement lié à celui de couche limite, introduit par PRANDTL dès 1905.

Par cette approche, on distingue dans l'écoulement d'un fluide au voisinage d'une paroi solide, deux zones :

- La première zone, d'épaisseur très faible, se développe à proximité immédiate de la paroi. Les effets de viscosité y jouent un grand rôle, et les

gradients de vitesse dans son épaisseur sont importants. Cette première zone est la couche limite.

- La seconde zone, souvent appelée zone d'écoulement sain, intéresse le reste de l'écoulement. Dans cette zone, les effets de viscosité peuvent en général être négligés.

La figure 1.1 montre le développement de la couche limite dans le cas de l'écoulement le long d'une plaque plane.

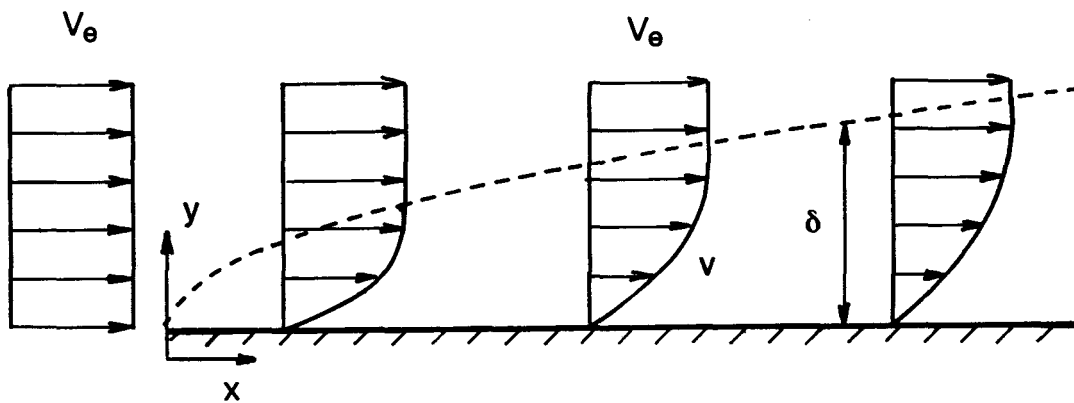


Figure 1.1 : Développement de la couche limite sur une plaque plane (d'après [SCH79]).

Rappelons brièvement les définitions de quelques grandeurs locales caractéristiques de la couche limite :

- l'épaisseur  $\delta$

$\delta$  mesure la distance à la paroi où la vitesse locale  $v$  atteint 99% de la vitesse de l'écoulement sain  $V_e$ .

- l'épaisseur de déplacement  $\delta_1$

$$\delta_1 = \int_0^{\delta} \left( 1 - \frac{\rho v}{\rho_e V_e} \right) dy$$

L'épaisseur de déplacement  $\delta_1$  permet de caractériser le défaut de débit associé à la présence de la couche limite, relativement à un écoulement de fluide parfait. Cette grandeur est utilisée pour prendre en compte l'effet de blocage dû à la couche limite, en particulier pour les calculs couplés fluide parfait - couche limite.

- l'épaisseur de quantité de mouvement  $\delta_2$

$$\delta_2 = \int_0^{\delta} \frac{\rho v}{\rho_e V_e} \left( 1 - \frac{v}{V_e} \right) dy$$

$\delta_2$  permet de caractériser le défaut de quantité de mouvement dû à la couche limite relativement à l'écoulement de fluide parfait de même débit (utilisation pour l'évaluation des pertes).

- Le facteur de forme  $H_{12}$

$$H_{12} = \frac{\delta_1}{\delta_2}$$

Ce facteur caractérise la forme du profil des vitesses dans la couche limite.

On définit d'autres épaisseurs caractéristiques fondées sur l'énergie cinétique et l'enthalpie (utiles par exemple dans l'analyse des échanges de chaleur) que nous ne détaillons pas ici.

Dans son développement le long de la paroi, la couche limite est d'abord laminaire. A partir d'une certaine abscisse, correspondant à la zone de transition, elle devient turbulente. Ses caractéristiques sont alors modifiées : les profils de vitesse présentent des gradients plus importants au voisinage de la paroi et les frottements sont augmentés (figure 1.2).

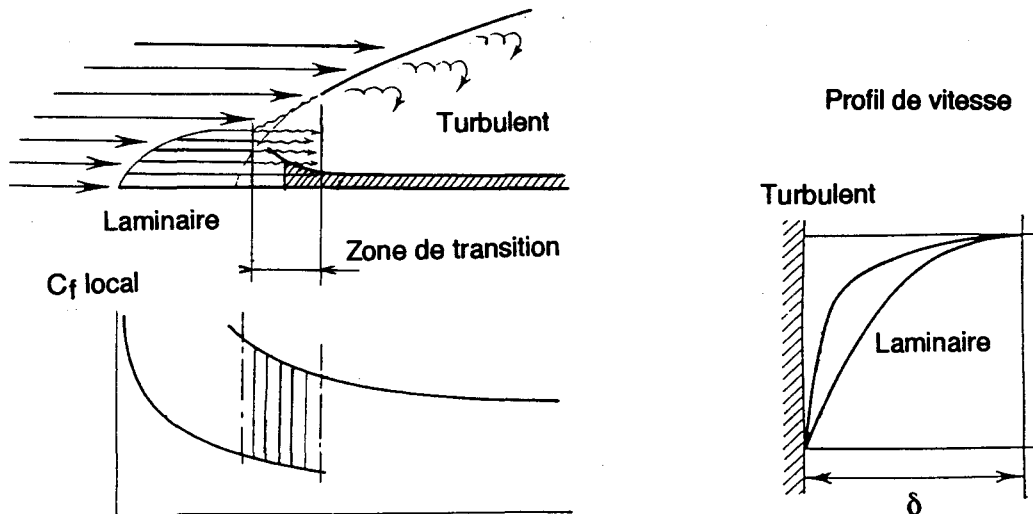


Figure 1.2 : Transition de la couche limite: évolution du coefficient de frottement  $C_f$  et des profils de vitesse (d'après [SED66]).

La position de la zone de transition est souvent caractérisée par un nombre de REYNOLDS local, fondé soit sur la distance  $x$  parcourue depuis le point d'arrêt, soit sur l'épaisseur  $\delta$  de la couche limite :

$$Re_x = \frac{V_e x}{\nu}$$

$$Re_\delta = \frac{V_e \delta}{\nu}$$

où  $\nu$  est la viscosité cinématique du fluide.

Pour une plaque plane, la transition se produit pour un  $Re_x$  critique de l'ordre de  $5 \cdot 10^5$  [COM63].

Quand le nombre de REYNOLDS caractéristique de l'écoulement incident est très grand, la transition se produit très tôt, au voisinage du bord d'attaque, et on peut admettre que la couche limite se développant sur le profil est partout turbulente [COM63].



### 1.1.2 - Influence d'un gradient de pression

Lorsque la pression augmente dans le sens de l'écoulement dans la partie saine, le même gradient de pression s'applique dans la couche limite. La décélération induite provoque une modification du profil des vitesses qui se creuse à la paroi.

Pour un gradient de pression important, il se produit, à partir d'un certain point, un renversement de l'écoulement : il y a décollement (figure 1.3).

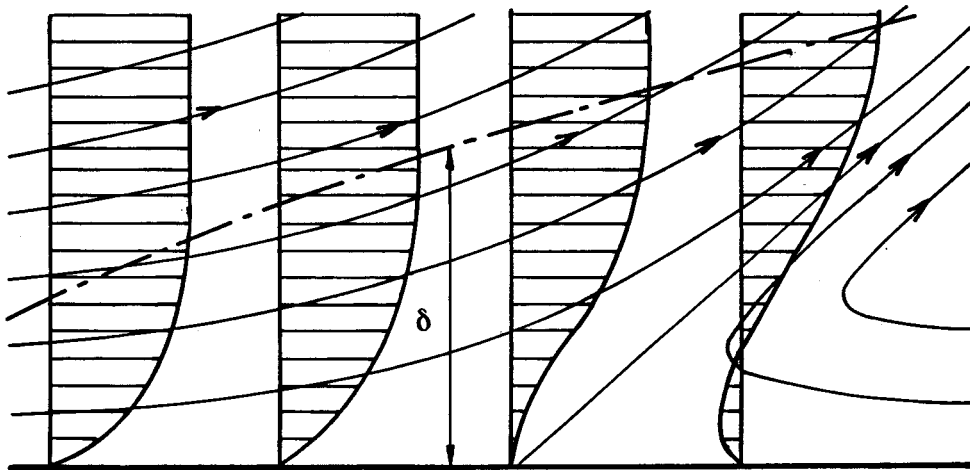


figure 1.3 : Evolution des profils de vitesse au voisinage du décollement (d'après [SCH79]).

Au point de décollement, le profil des vitesses présente un point d'inflexion à la paroi ; on a la relation :

$$\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_{\text{paroi}} = 0$$

Le facteur de forme  $H_{12}$  évolue également du fait de la modification des profils de vitesse, et prend une valeur particulière au point de décollement, suivant l'état de la couche limite : dans le cas d'une couche limite laminaire,  $H_{12}$  vaut environ 4 au décollement.

Dans le cas d'une couche limite turbulente, l'apparition du décollement est retardée du fait des échanges de quantité de mouvement plus importants qu'en laminaire. On considère que la couche limite décolle lorsque son facteur de forme est compris entre 1,8 et 2,6 [COM63].

On dégage ainsi un critère de décollement fondé sur l'évaluation du facteur de forme  $H_{12}$ .

### 1.1.3 - Différents cas de décollement

Parmi les écoulements qui créent des conditions favorables au décollement, on peut distinguer quelques grandes familles.

La première grande famille rassemble principalement les écoulements aérodynamiques externes.

Le cas de l'aile d'avion dans un écoulement infini est particulièrement représentatif. La figure 1.4 montre l'évolution des coefficients de pression  $K_p$  relevés expérimentalement sur un profil en soufflerie. En incidence positive, le gradient de pression est positif sur l'extrados et augmente à mesure que l'incidence du profil croît.

$K_p$  est défini par :

$$K_p = \frac{p - p_e}{\frac{1}{2} \rho_e V_e^2}$$

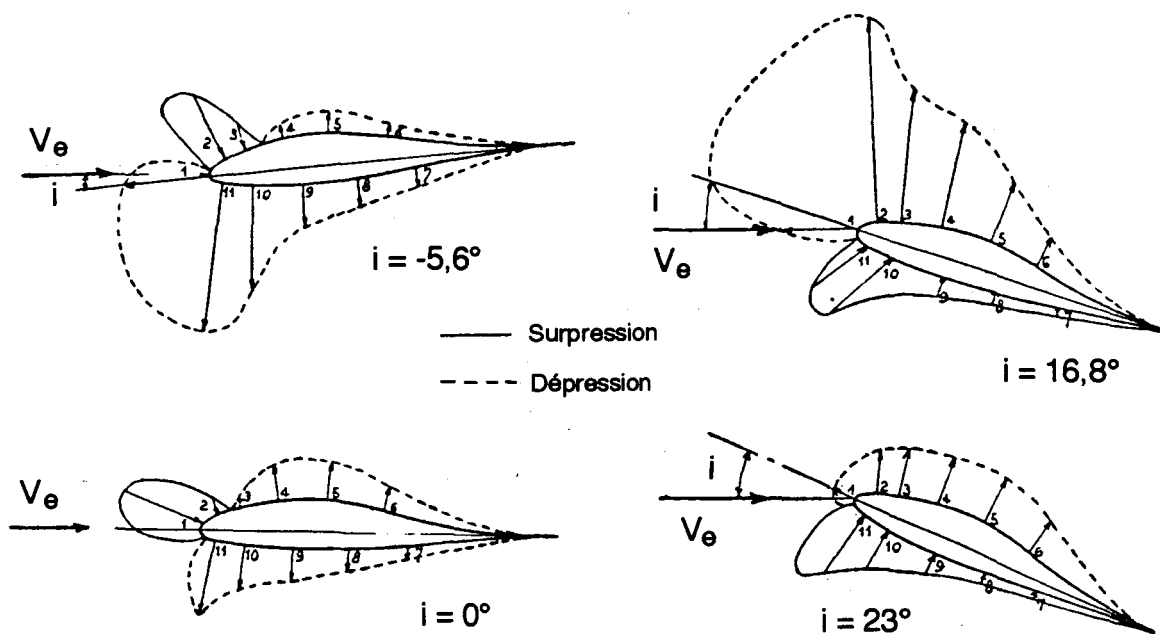
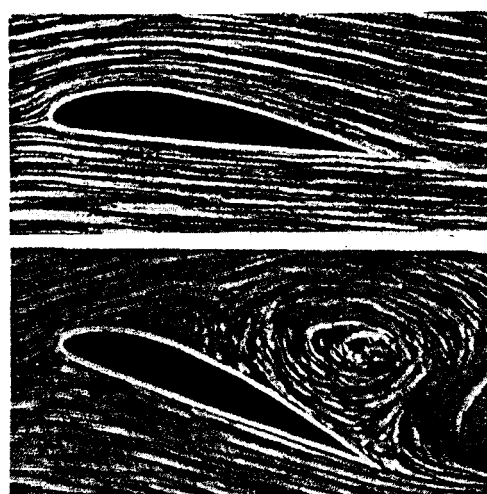


Figure 1.4 : Evolution des coefficients de pression sur un profil d'aile en fonction de l'incidence (d'après [REB50]).

Le décollement intervient côté extrados à partir d'une certaine incidence, et peut être visualisé comme sur la figure 1.5. Il apparaît sur la vue (b) très tôt après le bord d'attaque de l'aile, et il se forme côté extrados une large zone de sillage non débitante, souvent siège de tourbillons.



a - pas de décollement

b - décollement

Figure 1.5 : Visualisation de l'écoulement autour d'un profil d'aile (d'après [SCH79]).

En régime décollé, les performances de l'aile sont considérablement diminuées (la portance chute tandis que la traînée augmente). Ce fait est également mis en évidence sur la figure 1.4 au niveau des répartitions de pression qui sont considérablement modifiées entre le régime non décollé ( $i = 16,8^\circ$ ) et le régime décollé ( $i = 23^\circ$ ), principalement du côté dépression où se produit le décollement.

Il est important de noter que, dans ce cas, l'incidence de début de décollement est également celle où la portance de l'aile est maximale.

Plus localement, au niveau du bord d'attaque, il peut se produire un décollement de la couche limite laminaire dû à un contournement du bord d'attaque du fait de l'incidence ; il n'est pas exclu qu'un réattachement intervienne en aval. Il se forme alors un bulbe de décollement laminaire.

Une seconde grande famille concerne les écoulements internes.

Dans un canal divergent, en écoulement subsonique, le ralentissement crée une augmentation de la pression dans le sens de l'écoulement, condition favorable à l'apparition de décollement. Celui-ci se produit dès que l'angle de divergence du canal devient trop grand (figure 1.6).

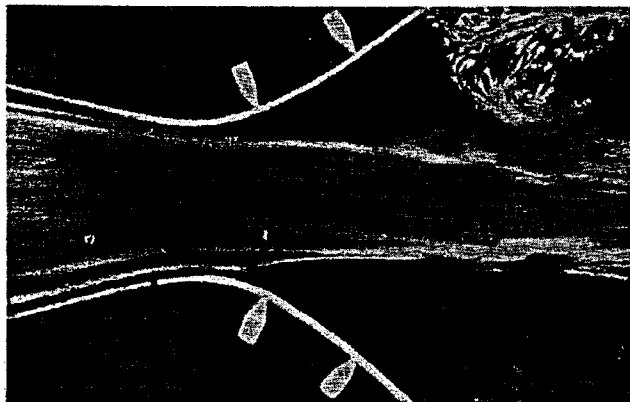


Figure 1.6 : Décollement dans un canal divergent (d'après [SCH79]).

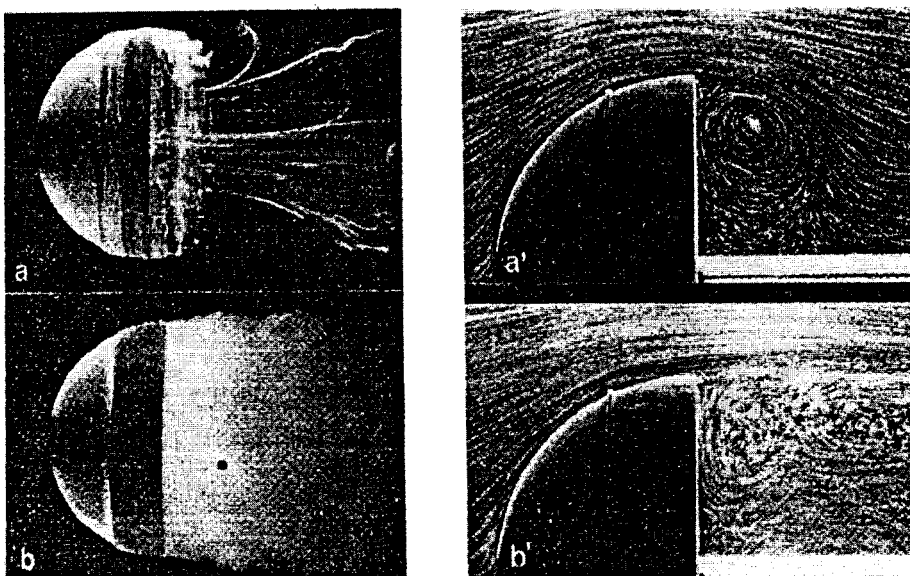
On introduit, pour qualifier l'écoulement, la notion de diffusion, qui mesure le ralentissement que subit le fluide dans le divergent.

Comme dans le cas de l'aile, le décollement se déclenche au point de performance maximale (diffusion maximale). La recherche de la performance maximale s'associe ainsi au risque de décollement.

On peut rassembler dans une troisième famille les situations où le décollement se produit du fait d'une discontinuité géométrique importante.

Le mécanisme du décollement est toujours le même : c'est la réaction de l'écoulement de couche limite à un gradient de pression trop important. Dans le cas d'une discontinuité géométrique, le gradient de pression est tellement important que le décollement est immédiat.

C'est le cas de l'hémisphère (placé à incidence nulle) présenté sur la figure 1.7 (d'après [WER89]) : le décollement se produit sur la ligne de discontinuité géométrique séparant la partie sphérique du culot droit. On visualise d'abord, durant la phase de montée en vitesse (vues a et a'), un tourbillon torique, puis, en régime établi (vues b et b'), une zone de sillage étendue et fluctuante.



*Figure 1.7 : Décollement sur les arêtes vives d'un hémisphère tronqué (d'après [WER89]).*

## 1.2 - Cas des turbomachines génératrices

### 1.2.1 - Généralités

A la traversée d'une turbomachine génératrice (pompe, ventilateur, surpresseur, compresseur), la pression du fluide augmente ; on a ainsi une situation favorable à l'apparition de décollements.

Dans l'espace relatif lié à la roue, l'équation du mouvement permanent d'une particule en projection suivant sa trajectoire s'écrit (en fluide parfait incompressible non pesant) :

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - W \frac{\partial W}{\partial s} + U \frac{\partial U}{\partial s} = 0$$

L'augmentation de pression à la traversée de la roue peut donc résulter de deux effets :

- l'effet de ralentissement : si  $W$  diminue,  $p$  augmente.
- l'effet centrifuge : si  $U$  augmente,  $p$  augmente.

Ces effets apparaissent dans des proportions différentes selon le type de machine.

En machine centrifuge, les deux effets coexistent. L'effet centrifuge permet d'ailleurs d'obtenir une augmentation de pression à la traversée de la machine même si le champ de vitesse relative  $W$  est perturbé, en particulier en présence de zones décollées.

En machine axiale, par contre, l'effet centrifuge est peu important, et l'évolution de pression est très dépendante de l'évolution de vitesse relative. Ce type de machine est ainsi très sensible au décollement.

La roue n'est généralement pas le seul organe de la machine où la pression augmente. C'est également le cas dans le diffuseur ou la volute. On définit le degré de réaction  $\sigma$  d'une roue pour mesurer la part de la hauteur d'élévation totale obtenue sous forme piézométrique [COM63]:

$$\sigma = \frac{p_2 - p_1}{\rho g H_e}$$

Ainsi, un degré de réaction faible nécessite souvent l'emploi d'un diffuseur pour transformer en pression l'énergie cinétique du fluide à la sortie de roue. Dans cet organe, le fluide subit un ralentissement qui peut s'accompagner de décollements.

Une turbomachine génératrice est habituellement conçue pour un point de fonctionnement précis. Cela permet de définir la géométrie pour obtenir les performances souhaitées avec un rendement maximal en ce point.

Or, il est nécessaire en pratique qu'une machine conçue pour un point donné puisse fonctionner de façon satisfaisante sur une plage la plus grande possible autour de ce point.

Il apparaît ainsi au niveau du bord d'attaque des aubages un accroissement d'incidence, dû à la non-adaptation de l'écoulement au profil, qui induit un risque de décollement par effet d'incidence.

De même, dans tout le canal, le champ d'écoulement est modifié. Pour les débits partiels, la tendance au décollement des couches limites est augmentée, du fait de la diminution de la vitesse relative  $W$ .

Ainsi, ce sont les fonctionnements aux débits partiels des turbomachines génératrices qui sont les plus critiques vis à vis de l'apparition de décollements (voir paragraphe 2.2).

### **1.2.2 - Ecoulement dans un canal de roue mobile**

Une roue mobile de turbomachine est constituée d'une grille d'aubes enroulée sur un cylindre en rotation à génératrice éventuellement courbe. A la traversée de la roue, les écoulements sont influencés par la forme et la disposition des aubages et du (des) flasque(s).

La géométrie impose la forme générale des lignes de courant de l'écoulement relatif (par rapport à un repère lié à la roue).

L'application du principe fondamental de la dynamique à un élément de masse unité en un point P de cette trajectoire C s'écrit (voir figure 1.8) :

accélération relative

---


$$W \frac{dW}{ds} \vec{t} + \frac{W^2}{R_c} \vec{n} = \sum \vec{F}_{\text{ext}} + \omega^2 r \vec{x}_r - 2\omega W (\vec{z} \wedge \vec{t}) \quad (1.1)$$

influence de la courbure de la ligne de courant relative

gradient de pression et effets visqueux

accélération d'entraînement

accélération de CORIOLIS

influence de la rotation

avec:

$(\vec{t}, \vec{n}, \vec{b})$  : base de FRENET de C en P

$\vec{x}_r$  : vecteur unitaire dans la direction radiale en P

ds : élément d'abscisse curviligne de C

$R_c$  : rayon de courbure de C en P

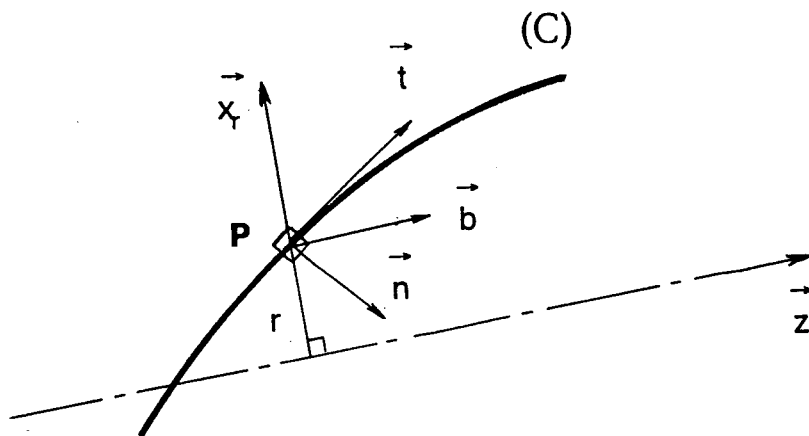


Figure 1.8 : Axes liés à la trajectoire



A proximité des parois, la vitesse  $W$  tend vers zéro, et l'expression (1.1) montre bien que les termes de courbure et de rotation vont venir s'ajouter au terme de pression et modifier le comportement des couches limites.

L'analyse des effets de la rotation et de la courbure sur la couche limite fait l'objet de publications assez nombreuses, tant du point de vue fondamental que pour les applications aux turbomachines. Il faut toutefois noter que les travaux reposent le plus souvent sur l'hypothèse d'écoulement plan. C'est ainsi que JOHNSTON et EIDE [JOH76], à partir de l'écriture des équations des couches limites, montrent que les effets de courbure et de rotation peuvent se révéler "stabilisants" ou "déstabilisants" selon le signe de nombres sans dimension de RICHARDSON de courbure  $Ri_c$  et de rotation  $Ri_\omega$  (figure 1.9).

$Ri_c$  et  $Ri_\omega$  sont définis par :

$$Ri_c = \frac{W}{\frac{\partial W}{\partial y}} \frac{R}{\bar{R}} \quad ; \quad Ri_\omega = \frac{-2\omega}{\frac{\partial W}{\partial y}}$$

Avec des nombres de RICHARDSON positifs, il y a stabilisation de la couche limite, c'est à dire une réduction du niveau de turbulence, et donc une tendance accrue au décollement.

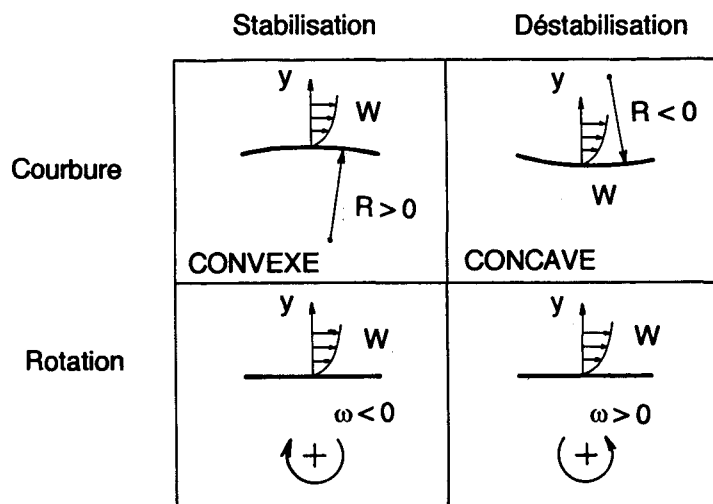


Figure 1.9 : Effets de courbure et de rotation (d'après [JOH76]).

BALJE [BAL78] développe, à partir de ce point de vue local, une approche plus globale adaptée aux turbomachines. Dans le cas d'une roue radiale, il écrit les équations du mouvement projetées respectivement dans un "plan" aube à aube (SP) et dans un "plan" méridien (SH) (figure 1.10), et y fait apparaître deux nombres de RICHARDSON :

$$Ri_{SP} = \frac{2\omega a}{W_m} \sin \delta + \frac{a}{R_o}$$

$$Ri_{SH} = \sin^2 \beta \frac{b}{R_b}$$

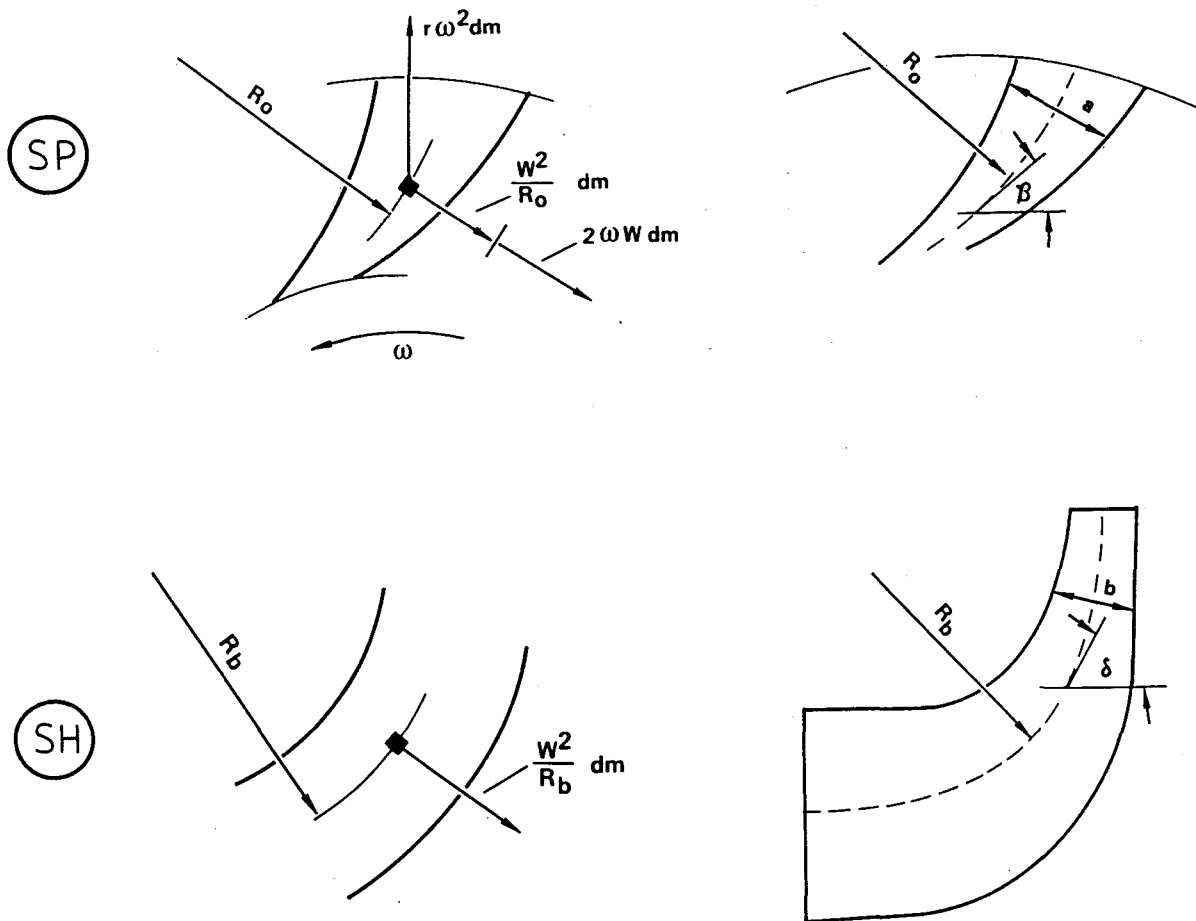


Figure 1.10 : Ecoulement dans la roue (d'après [BAL78]).

Il utilise ces nombres de RICHARDSON pour analyser les effets de "stratification" des écoulements, c'est à dire l'apparition, au sein d'un rotor, de zones dans lesquelles les niveaux de turbulence sont plus ou moins élevés.

L'influence relative des termes de courbure et de rotation est mesurée par l'utilisation du nombre de ROSSBY :

$$Ro = \frac{W}{\frac{R}{2\omega}}$$

Courbure et rotation influencent donc l'état des couches limites, mais y produisent également des écoulements secondaires : la direction de l'écoulement dans la couche limite subit une déviation par rapport à celle de l'écoulement sain (dérapage des couches limites).

L'exemple donné par CSANADY [CSA64] illustre bien cet effet. Ce cas pourrait être celui de l'écoulement le long de la surface moyeu d'un diffuseur de compresseur axial, dans la partie aubée. Le fluide sain subit, du fait de la présence des aubes, une déviation : les lignes de courant sont courbées et l'accélération centripète associée compense le gradient de pression transverse. La couche limite subit le même gradient de pression, et du fait du défaut de vitesse en son sein, la courbure produite est plus grande que celle du fluide sain (figure 1.11).

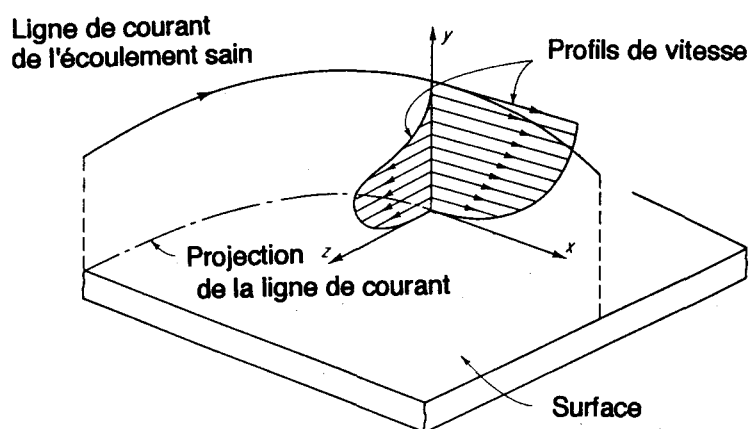
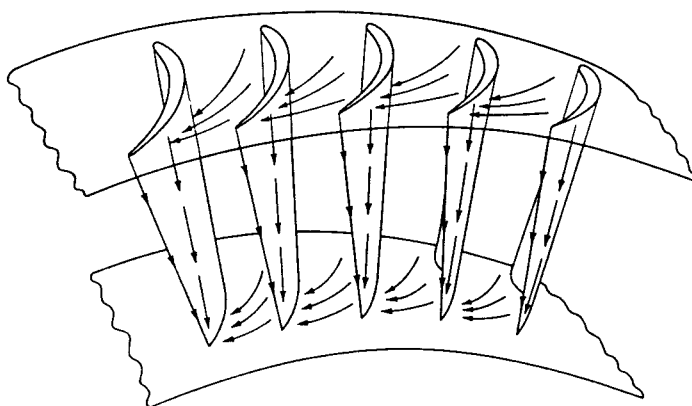


Figure 1.11 : Ecoulement à lignes de courant courbes le long d'une paroi solide fixe (d'après [CSA64]).

La couche limite prend alors un caractère tridimensionnel.

Sur les surfaces aubages de la même grille de compresseur axial, le gradient de pression radial provoque des effets similaires.

Pour une grille fixe, on aboutit ainsi à des écoulements secondaires présentés sur la figure 1.12.



*Figure 1.12 : Écoulements secondaires dans une grille axiale fixe (d'après [CSA64]).*

Dans les géométries plus complexes, ces effets secondaires dus à la courbure et à la rotation sont également présents. Les tendances qu'ils imposent sont alors très dépendantes de la géométrie concernée.

Le cas des machines sans flasque de ceinture, rencontré couramment en pratique, est très particulier. L'effet de raclage par les aubages de la couche limite de carter, l'écoulement de fuite entre le côté haute pression et le côté basse pression de l'aubage, le tout interagissant avec les couches limites d'aubages centrifugées font la spécificité du problème de l'effet de jeu.

Notre étude s'appuyant sur une géométrie fermée, nous laissons de côté le développement de ces aspects, d'ailleurs très bien traités dans la thèse de LE DEVEHAT [LED93].

En tout cas, ces écoulements secondaires, qui concernent le comportement des couches limites, ont sans aucun doute une grande influence sur les mécanismes d'apparition des décollements.

En définitive, à l'aide de tous ces éléments, on est capable pour une machine donnée de prévoir a priori les zones où le risque de décollement est le plus élevé.

### 1.2.3 - Critères d'apparition de décollements

Divers critères sont utilisés pour essayer de prévoir les conditions d'apparition des décollements.

Ainsi, à partir de l'analyse de résultats relatifs aux grilles d'aubes planes, et en particulier d'une estimation du gradient de pression sur l'extrados d'un profil, LIEBLEIN [LIE53] introduit un facteur de diffusion D :

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\Delta W_u}{2W_1} \frac{t}{l}$$

avec:

- W1 : vitesse relative en entrée de grille
- W2 : vitesse relative en sortie de grille
- $\Delta W_u$  : variation de la composante périphérique de la vitesse relative W entre l'entrée et la sortie de grille
- $\frac{t}{l}$  : pas relatif de la grille

Dans cette expression, le premier terme traduit l'influence du ralentissement dans la grille, et le second est directement relié à la portance d'un profil de cette grille.

La limite de fonctionnement sans décollement est donnée par une condition sur D (  $D \leq 0,6$  en ceinture et  $D \leq 0,4$  au moyeu d'une machine axiale).

Ces travaux de LIEBLEIN sont surtout orientés vers le cas des machines axiales, mais de nombreux auteurs ont développé d'autres facteurs de diffusion adaptés à d'autres types de machines.

RODGERS [ROD78] utilise un facteur de diffusion adapté au cas des compresseurs centrifuges à aubes couchées en arrière, qui permet la prise en compte de la courbure méridienne des canaux. Ce facteur s'écrit :

$$DF = 1 - \frac{W_2}{W_{1RMS}} + \frac{\pi D_2 q U_2}{2 Z L W_{1RMS}} + 0,1 \frac{b}{r_s} \left( 1 + \frac{W_2}{W_{1RMS}} \right)$$

avec:

- $W_2$  : vitesse relative en sortie de roue
- $W_{1RMS}$  : vitesse relative en entrée (valeur moyenne RMS)
- $D_2$  : diamètre de sortie
- $q$  : facteur de travail
 
$$q = \frac{g c_p \Delta T}{U_2^2}$$
- $c_p$  : chaleur massique à pression constante
- $\Delta T$  : variation de température
- $Z$  : nombre d'aubages
- $L$  : longueur de l'aubage le long de la ligne de courant moyenne
- $U_2$  : vitesse périphérique de sortie
- $b$  : hauteur moyenne du canal méridien
- $r_s$  : rayon de courbure du canal méridien en ceinture

On retrouve dans les deux premiers termes la prise en compte du ralentissement et de la charge d'aubage, comme dans le facteur de diffusion de LIEBLEIN. Le troisième terme correspond à la prise en compte de la courbure du canal méridien.

Ce terme additif est construit sur un modèle supposant que la courbure accroît la vitesse maximale atteinte sur la face en dépression de l'aube en ceinture.

Selon RODGERS, le décollement se produit quand DF atteint une valeur critique comprise entre 0,7 et 0,8.

Il précise également que le terme de diffusion  $\frac{W_{1RMS}}{W_2}$  peut à lui seul servir de critère de décollement, qui apparaît pour une valeur limite comprise entre 1,4 et 1,7.

SEN développe un autre facteur de diffusion dans le cas des pompes centrifuges [SEN80]. Son expression est la suivante:

$$PDF = f_1 \left( \left( \frac{W_1}{W_2} \right)_T \right) + f_2 \left( \frac{\left( \frac{Cu_2}{2\sigma W_1} \right)_H}{\left( \frac{Cu_2}{2\sigma W_1} \right)_T} - 1 \right) + f_3 \left( \frac{\bar{b}}{\bar{R}_s} \left( 1 + \left( \frac{W_2}{W_1} \right)_T \right) \right) + f_4 \left( \frac{(Cm_2)_M}{Cm_0} \right)$$

avec:

- $W_1$  : vitesse relative en entrée de roue
- $W_2$  : vitesse relative en sortie de roue
- $Cu_2$  : composante périphérique de la vitesse absolue en sortie de roue
- $\sigma$  : serrage (inverse du pas relatif)
- $\bar{b}$  : hauteur moyenne du canal méridien
- $\bar{R}_s$  : rayon de courbure moyen de la ligne méridienne ceinture
- $Cm_2$  : composante méridienne de la vitesse absolue en sortie de roue
- $Cm_0$  : composante méridienne de la vitesse à l'oeillard

- indice T : valeur en ceinture
- indice H : valeur au plafond
- indice M : valeur sur la ligne méridienne moyenne

Les quatre termes qui composent ce facteur prennent en compte la diffusion, la charge des aubages, la courbure méridienne et le rapport des vitesses méridiennes entre l'entrée et la sortie. Les facteurs  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_3$  et  $f_4$  sont des valeurs constantes déterminées d'après les expérimentations effectuées sur une série de pompes industrielles.

Ce facteur permet de prévoir le débit critique de recirculation des pompes testées avec une précision moyenne de 3,8 %.

MITON, SENATORE et CHAUVIN [MIT87] utilisent, sur deux géométries de compresseurs centrifuges avec diffuseurs aubés, un coefficient de charge mesurant l'accroissement de pression statique à la traversée de la région considérée, entrée de roue ou entrée de diffuseur.

Ils déterminent une valeur limite pour ce coefficient soit par une approche empirique, soit par un calcul local suivant une méthode à trois zones (écoulement sain plus couches limites). Ils proposent sur ces bases une prévision des limites de fonctionnement de ce type de machine.

On constate en résumé qu'il existe de nombreuses formules pour la prédiction des limites de fonctionnement des turbomachines, dont la plupart reposent sur des approches globales appuyées sur des résultats expérimentaux.

#### **1.2.4 - Diverses manifestations du décollement**

Si le mécanisme fondamental d'apparition du décollement est sensiblement le même dans tous les cas, les effets induits par les zones décollées apparaissent différents selon le type de machine et la localisation du décollement dans la machine. Nous passons en revue ci-après, en décrivant les caractéristiques associées, quelques-unes des manifestations les plus courantes :



### - Structure jet-sillage

Cette structure d'écoulement mise en évidence par de nombreux travaux dont ceux d'ECKARDT [ECK76], concerne la sortie des roues centrifuges. L'écoulement vu en plan aube à aube se compose de deux zones distinctes : une zone de sillage, correspondant à la présence d'un décollement à l'intérieur de la roue, dans laquelle la vitesse débitante est faible, et une zone d'écoulement sain, dite de jet, de l'autre côté du canal (figure 1.13).

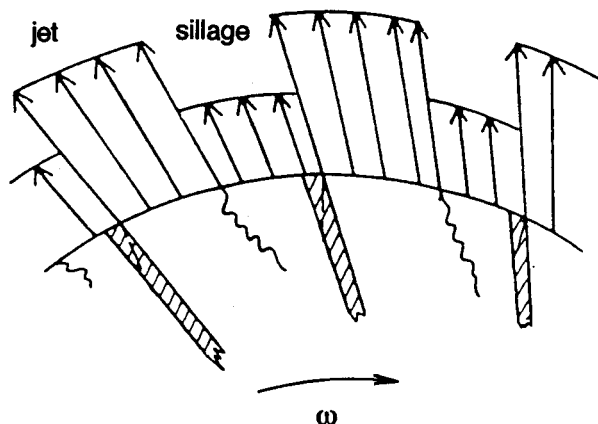


Figure 1.13 : Structure d'écoulement jet-sillage (d'après [JOH66]).

Cette structure d'écoulement est très marquée dans le cas des compresseurs centrifuges purement radiaux (dont l'angle de sortie géométrique  $\beta_{2a}$  vaut  $90^\circ$ ).

Sa présence est beaucoup moins évidente dans le cas des roues à aubages fortement couchés en arrière ; la géométrie des canaux est en particulier très différente sur le plan des courbures et de la divergence.

### - Décollement tournant

Le décollement tournant est une structure d'écoulement instationnaire, mais organisée. GREITZER en rappelle le mécanisme dans sa revue concernant les compresseurs axiaux [GRE80] : une incidence trop forte provoque un décollement sur un aubage ( B sur la figure 1.14). Ce décollement, par effet de blocage, modifie les incidences sur les profils voisins. Cette perturbation peut entraîner à son tour un décollement par accroissement d'incidence sur l'aubage C alors que l'incidence est réduite en A. On voit ainsi le décollement se propager de canal en canal sous la forme d'une zone de débit pratiquement nul qui tourne dans le sens de rotation du rotor mais à une vitesse plus faible.

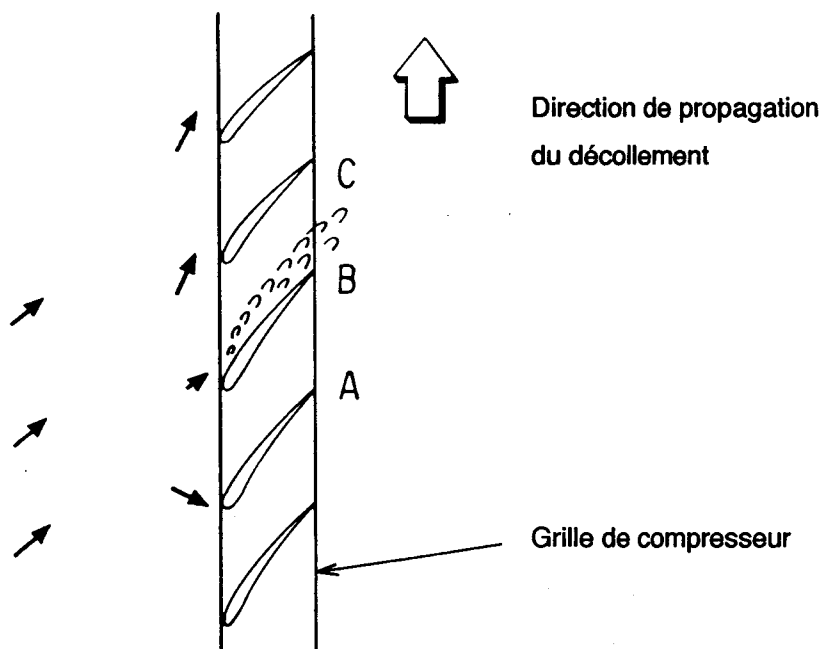


Figure 1.14 : Mécanisme du décollement tournant (d'après [GRE80]).

De nombreux cas de figure sont possibles, suivant l'étendue de la zone perturbée et le nombre de ces zones dans la roue.

En compresseur axial multiétagé, cette instabilité peut gagner toute la machine, et s'étendre même au circuit ; on atteint alors le régime dit de "pompage".

Les décollements tournants apparaissent aussi dans le cas des compresseurs centrifuges où le nombre de canaux est également important.

FRIGNE et VAN DEN BRAEMBUSSCHE [FRI84], à partir de résultats expérimentaux sur différentes configurations roue-diffuseur lisse, ont établi une classification des décollements tournants apparaissant aux débits partiels en trois groupes distincts :

a- un décollement de diffuseur dû à une forte interaction entre l'écoulement visqueux de couche limite et l'écoulement non visqueux de milieu de canal, caractérisé par une vitesse de propagation relative (rapport de la vitesse de rotation des poches décollées sur la vitesse de rotation de la roue) inférieure à 0,2 et une amplitude modérée des fluctuations de vitesse.

b- un violent décollement de roue dû à une déstabilisation abrupte de l'écoulement dans la roue associée aux conditions d'écoulement à l'aval et donc au diffuseur ; cette instabilité est caractérisée par une forte amplitude de fluctuations de vitesse et une vitesse de propagation relative de 0,2 à 0,4.

c- un décollement progressif dû à une séparation d'écoulement dans la roue caractérisée par une amplitude de fluctuations modérée et une vitesse de propagation relative de 0,5 à 0,8.

Ces résultats sont en bon accord avec KÄMMER et RAUTENBERG [KÄM86] qui ont mené une campagne expérimentale sur une machine similaire.

DESMET [DES82] étudie les régimes de décollement tournant dans le cas d'un ventilateur centrifuge. Il utilise le critère de GOTTSCHALK [GOT74], critère géométrique permettant de prévoir l'apparition ou non de décollement tournant aux débits partiels (figure 1.15).

Ce critère utilise un nombre sans dimension construit comme le rapport de la force de CORIOLIS à la force d'inertie du fluide.

Ce nombre  $Ro_t$  est défini par :

$$Ro_t = \frac{\omega t}{W_1}$$

avec:

- $\omega$  : vitesse de rotation
- $t$  : largeur moyenne du canal - voir figure 1.15
- $W_1$  : vitesse relative moyenne en entrée de roue

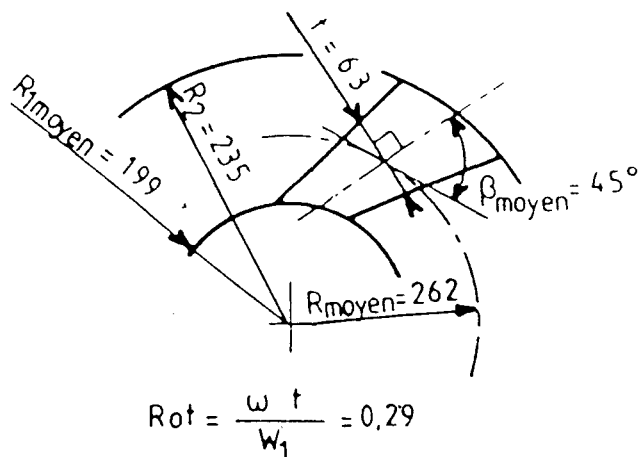


Figure 1.15 : Critère de décollement tournant de GOTTSCHALK (d'après [DES82]).

La valeur critique du nombre  $Ro_t$ , en dessous de laquelle le ventilateur présente un décollement tournant aux faibles débits, est comprise entre 0,31 et 0,37.

Le serrage de la grille d'aube apparaît ainsi comme un paramètre prépondérant vis-à-vis de l'apparition ou non de décollement tournant dans une machine. Cela explique pourquoi ce type de décollement concerne surtout les machines à grand nombre d'aubages (compresseurs axiaux et centrifuges, ventilateurs centrifuges), et peu les pompes.

## - Recirculation

Parmi les instabilités de fonctionnement des pompes centrifuges relevées par ENGEDA et RAUTENBERG [ENG88], dans une revue de littérature, figurent au premier plan les recirculations. Elles sont caractérisées par des zones où la composante débitante de la vitesse est négative.

La recirculation apparaissant aux débits partiels en entrée de roue de pompe centrifuge, côté ceinture, est très marquée et particulièrement stable. Elle s'accompagne d'une prérotation très importante de l'écoulement dans cette zone (figure 1.16).

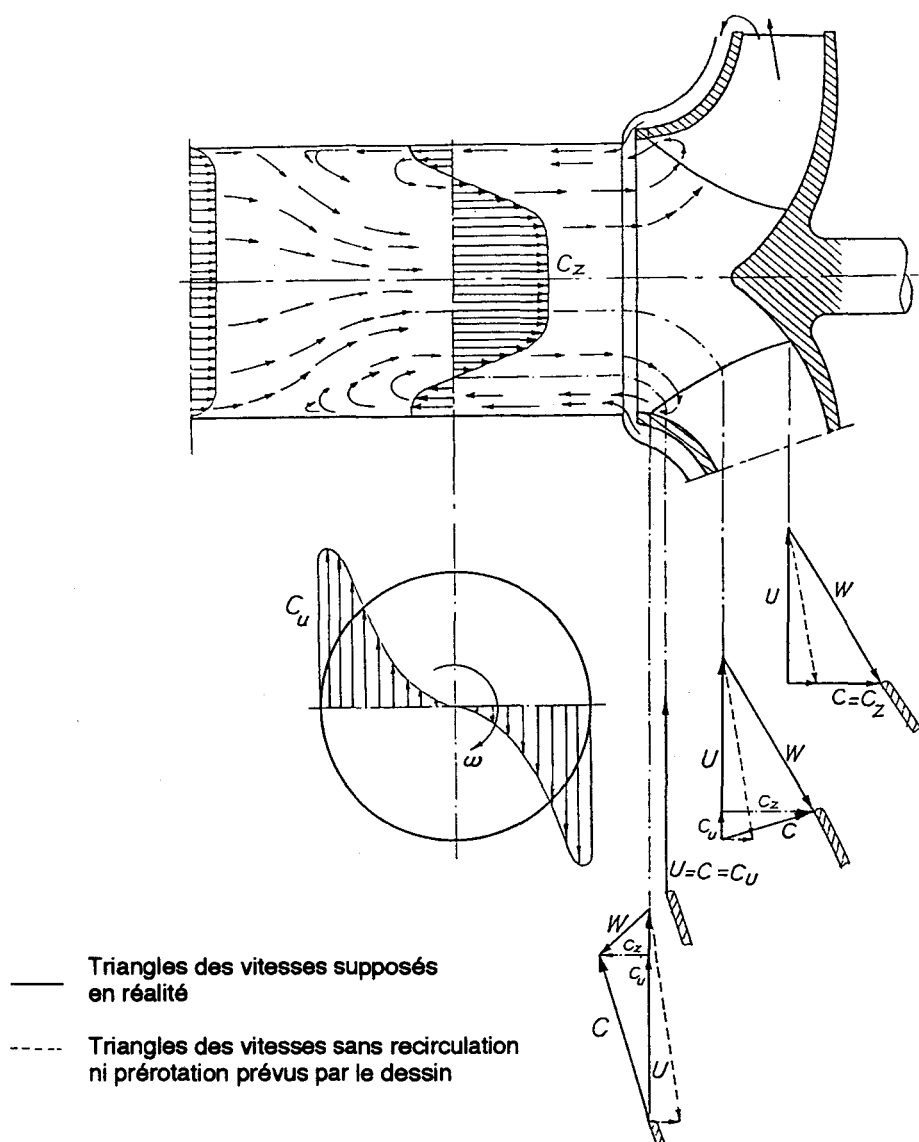


Figure 1.16 : Recirculation et prérotation en entrée de roue de pompe centrifuge (d'après [SEN80]).

D'après SEN [SEN80], cette recirculation d'entrée est l'effet d'un décollement de l'écoulement sur la face en dépression de l'aubage, côté ceinture.

En sortie de roue, on met également en évidence des recirculations, mais d'un caractère beaucoup plus instable. Il semble que, pour la sortie de roue, l'écoulement soit très influencé par la géométrie des organes disposés à l'aval de la roue (diffuseur lisse, diffuseur aubé, bec de volute).

Dans le cadre d'actions de groupes de travail de la Société Hydrotechnique de France, de nombreux travaux expérimentaux sur les recirculations ont été réalisés sur une géométrie particulière de roue de pompe centrifuge, dite "roue SHF".

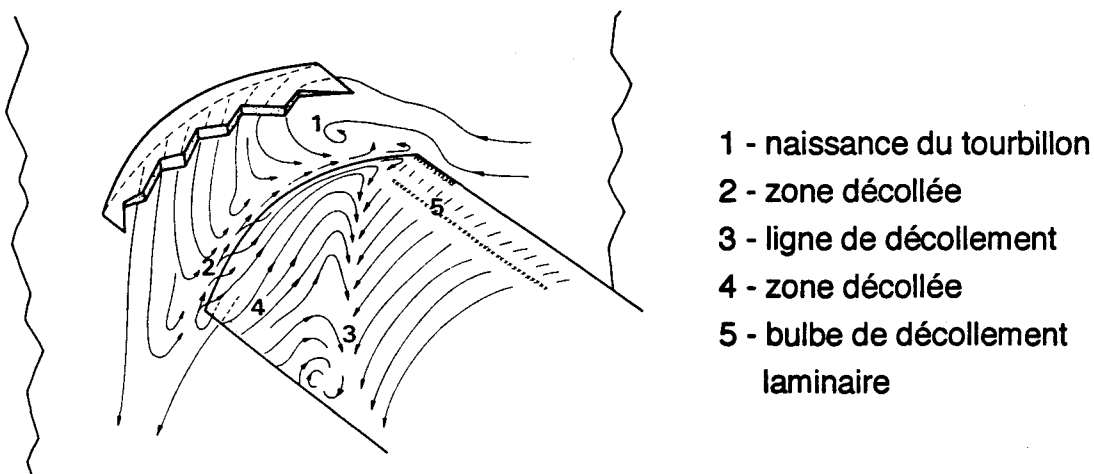
Comme nous reprenons cette géométrie pour notre étude, une synthèse des résultats la concernant est présentée au chapitre 2.

### **1.3 - Mise en évidence expérimentale de zones décollées**

#### **1.3.1 - Visualisations**

La visualisation des écoulements est une approche généralement qualitative qui facilite la compréhension des phénomènes. Les techniques utilisées à cette fin sont nombreuses, mais la plupart ne sont bien adaptées qu'aux écoulements autour d'obstacles fixes tels qu'une maquette en soufflerie.

On utilise par exemple pour analyser les écoulements de paroi des enduits visqueux. MEAUZE [MEA77] met ainsi en évidence dans le cas d'une grille d'aubes plane des lignes de décollement (figure 1.17).



*Figure 1.17 : Visualisation de l'écoulement pariétal en grille d'aubes plane (d'après [MEA77]).*

Il faut également citer les visualisations par fils. Elles permettent, avec une mise en oeuvre très simple, d'avoir une bonne idée générale du comportement des écoulements.

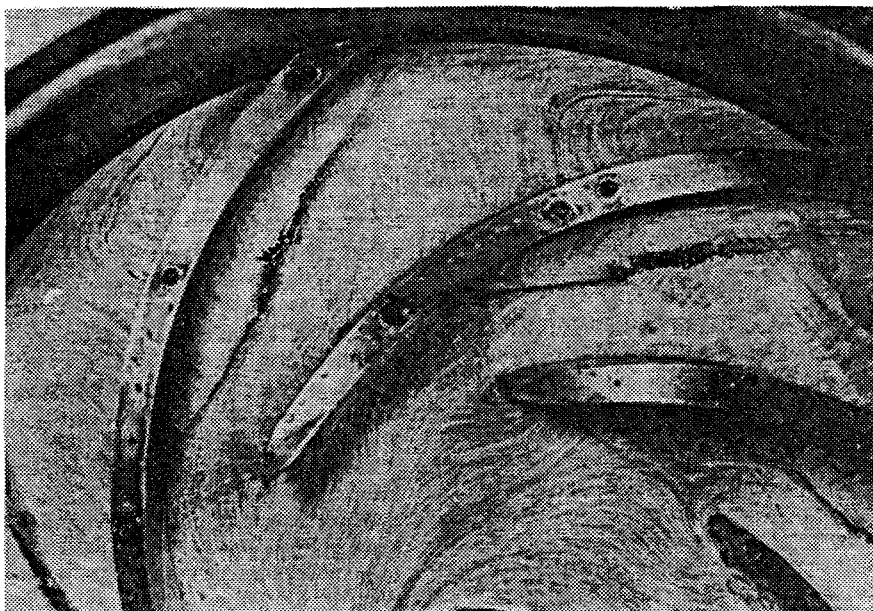
A l'entrée d'une pompe centrifuge en air, on met ainsi en évidence aux débits partiels le développement de la zone de recirculation [MAR86].

Des fils installés directement au bord d'attaque des aubages d'une pompe centrifuge en eau, permettent, par observation stroboscopique, la visualisation de l'orientation moyenne et des fluctuations de la vitesse au voisinage des parois, et ainsi de voir l'évolution de l'écoulement quand le débit varie.

Enfin, des fils installés sur la surface d'une maquette en soufflerie permettent la représentation des directions de l'écoulement en paroi, et ainsi d'observer la localisation des zones décollées.

Ces techniques, enduits et fils, deviennent cependant plus difficilement utilisables en partie mobile, où les effets centrifuges exercés deviennent du même ordre de grandeur que les effets aéro ou hydrodynamiques. Un fil indiquera ainsi une direction intermédiaire entre la direction de l'écoulement à la paroi et la direction radiale.

Cependant, MURUKAMI, KIKUYAMA et ASAKURA [MUR80] obtiennent une visualisation des lignes d'écoulement par enduit visqueux sur le plafond d'une roue de pompe centrifuge (figure 1.18).

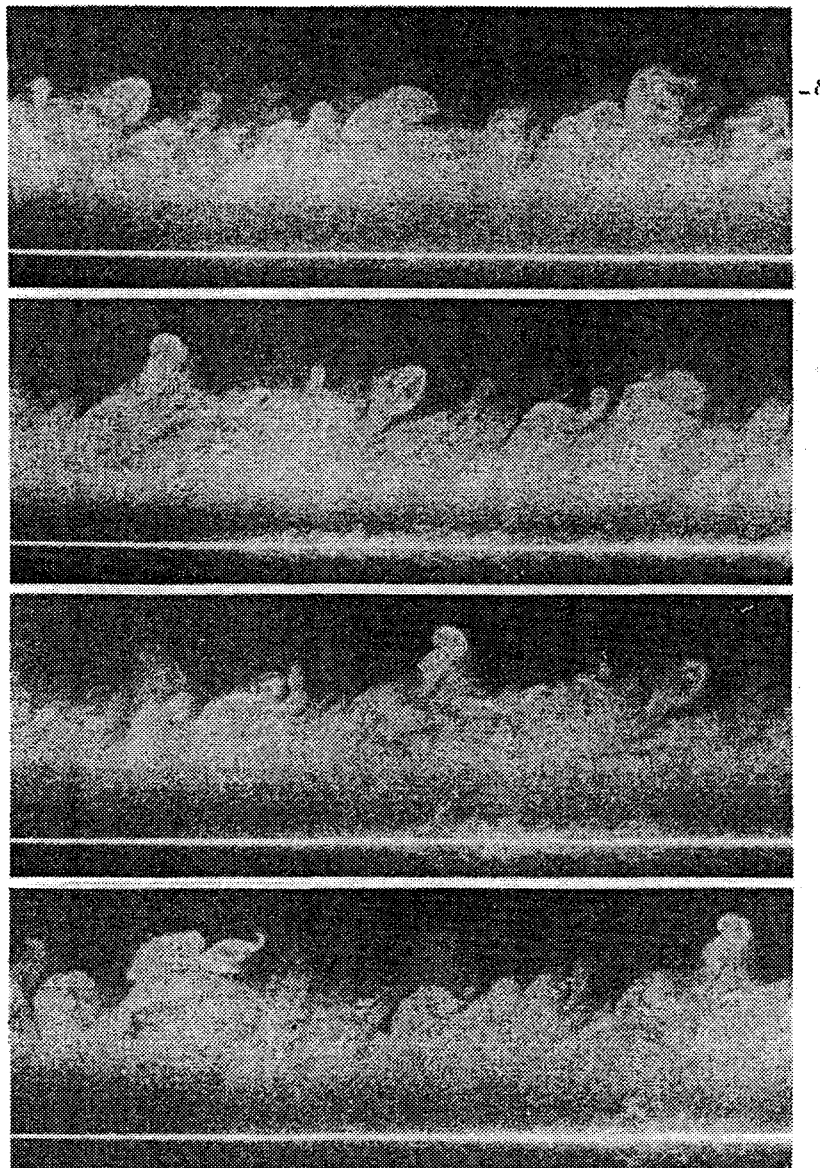


*Figure 1.18 : Visualisation d'écoulement sur la surface plafond d'une roue de pompe centrifuge, à débit partiel ( $0,33 Q_n$ ) (d'après [MUR80]).*

Une autre technique de visualisation s'est développée avec les progrès des lasers : la visualisation par tranches lumineuses.

Cette technique est par exemple utilisée par HOYEZ et STANISLAS [HOY89] pour l'étude d'une couche limite turbulente en soufflerie, mettant en évidence un certain nombre de structures cohérentes et leur évolution (figure 1.19).





*Figure 1.19 : Visualisation longitudinale de la structure d'une couche limite turbulente (d'après [HOY89]).*

GE [GE93] utilise cette technique de plan laser pour appuyer qualitativement son étude de l'apparition du décollement tournant dans un ventilateur axial. Le traceur utilisé est la fumée d'encens. Il reconstitue au moyen des clichés obtenus les étapes de l'apparition de décollement tournant, mais déplore le manque de continuité de l'information.

### 1.3.2 - Mesures

Les décollements apparaissant localement dans une turbomachine ont la plupart du temps des conséquences mesurables globalement : chute de rendement, chute de performances, bruit, vibrations, etc...

Nous laissons de côté cet aspect global pour plutôt nous orienter vers un aspect plus local, plus à même de mettre à jour les zones d'apparition des décollements, et le développement de ces zones lorsque le fonctionnement varie.

Les techniques utilisables pour mesurer les caractéristiques de l'écoulement dans une roue de turbomachine sont multiples : les mesures peuvent être réalisées depuis l'espace fixe avec un degré d'intrusion réduit, ou en utilisant des instrumentations embarquées avec un degré d'intrusion qui peut être plus élevé.

La vélocimétrie laser est la principale technique de mesure peu intrusive. Une récente étude réalisée au CETIM (Nantes) et à la Technische Hochschule de Darmstadt [HUR93] a permis un relevé des champs de vitesse dans quatre roues de pompes centrifuges de  $n_s = 20, 32, 50$  et  $80$ .

Ces mesures par vélocimétrie laser à deux composantes montrent les zones présentant des recirculations, ainsi que l'évolution de ces zones avec le débit.

Ce type de mesure présente le défaut de ne pas suivre l'information de façon continue dans le temps. Un traitement de signal est toujours nécessaire et divers critères d'apparition de décollements peuvent être envisagés selon qu'on analyse le signal instantané ou un signal issu d'une opération de moyenne.

De plus, et surtout pour les mesures en air, un ensemencement de l'écoulement est nécessaire pour augmenter le taux d'acquisition, et les vitesses relevées sont alors celles non pas du fluide, mais des particules d'ensemencement. Le biais ainsi créé est cependant estimé négligeable dans la pratique.

La solution d'embarquer l'instrumentation permet de combler ces lacunes, même si d'autres problèmes importants se posent alors : intrusion de la sonde dans l'écoulement, étalonnage des sondes ou des capteurs vis à vis des effets de rotation, transfert de l'information vers l'espace fixe, etc...

LAKSHMINARAYANA [LAK80] a ainsi mené une campagne expérimentale sur une maquette de machine axiale spécialement conçue pour la mesure en espace relatif.

Deux mécanismes support permettent de positionner des sondes de différents types dans l'espace interaubes et en aval des aubes selon les trois directions axiale, radiale et périphérique. Des prises de pression statique sur les aubages et en paroi viennent compléter les informations recueillies.

La figure 1.20 présente les équipements utilisés.

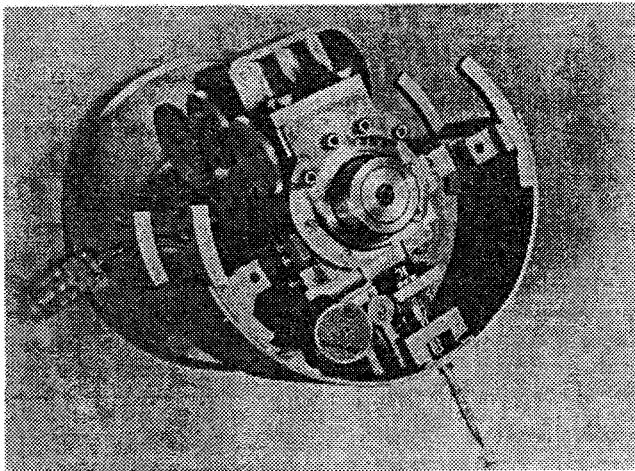
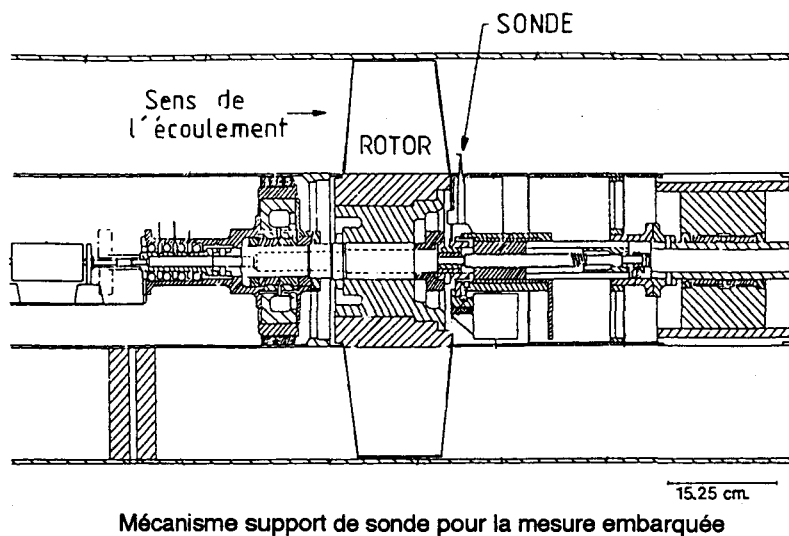
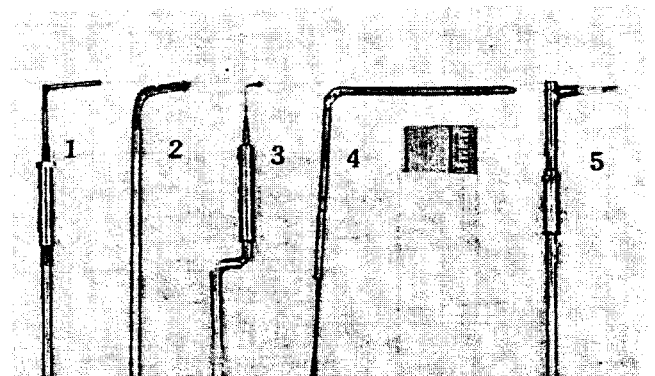


Photo du mécanisme support de sonde



- 1 - sonde à cinq trous
- 2 - sonde disque
- 3 - sonde de pitot insensible à la direction
- 4 - sonde de Prandtl
- 5 - sonde à trois fils chauds

Figure 1.20 : Equipements expérimentaux (d'après [LAK80]).

KJÖRK et LÖFDAHL [KJÖ89] utilisent également l'anémométrie à fil chaud pour des mesures embarquées dans une roue de ventilateur centrifuge. La figure 1.21 montre la géométrie testée et les points de mesure, situés tous à égale distance des deux flasques au sein du canal.

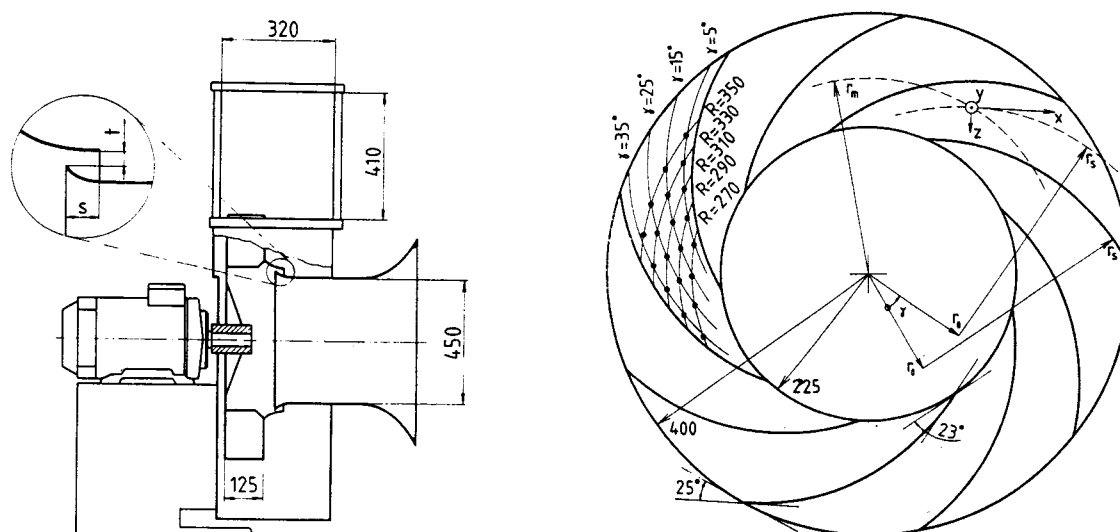


Figure 1.21 : Géométrie du ventilateur et lieu des mesures au fil chaud (d'après [KJÖ89]).

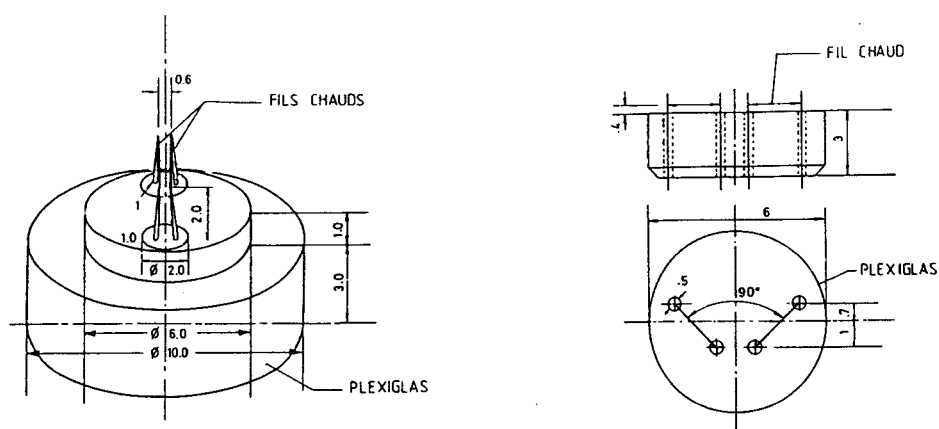
En chaque point, ils ont pris une mesure avec une sonde droite et quatre mesures avec une sonde à  $45^\circ$  avec des orientations angulaires différentes. Cela leur a permis de dresser, pour le débit nominal, une carte des vitesses dans le canal, et de calculer cinq des contraintes de REYNOLDS en espace relatif.

L'utilisation de fils chauds pour la mesure embarquée fait l'objet d'une synthèse présentée par MATHIOUDAKIS et BREUGELMANS [MAT85]. Ils présentent différents types de sondes pour la mesure au sein de l'écoulement moyennant la mise en oeuvre de systèmes de positionnement dans le canal.

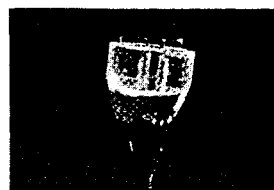
La mesure à proximité des parois est également présentée : divers types de sondes, implantées directement à la paroi, permettent la mesure soit des caractéristiques de l'écoulement en grandeur et en direction dans la couche

limite, soit du frottement pariétal (une sonde de frottement pariétal a été également développée par COUSTEIX et JUILLEN [COU82]).

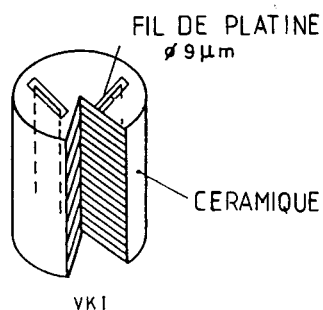
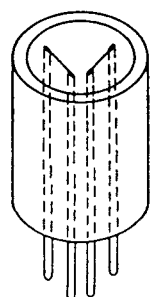
Quelques-unes des sondes présentées sont reproduites sur la figure 1.22.



Sonde à deux fils parallèles



Sonde à deux fils en V



Sonde de frottement pariétal

Figure 1.22 : Sondes à fils chauds pour mesures pariétales embarquées (d'après [MAT85]).

Ce type de mesure à proximité de la paroi ou à la paroi même est très adapté à la détection de zones de décollement.

## CHAPITRE 2

### CHOIX DE LA GEOMETRIE D'ESSAI ET SYNTHESE DES RESULTATS ASSOCIES

#### 2.1 - Choix de la géométrie d'essai

Dans le cadre d'une action de recherche coordonnée par un groupe de travail de la Société Hydrotechnique de France, une géométrie de pompe centrifuge a été dessinée par la société NEYRPIC. Cette géométrie, baptisée "*roue SHF*", était destinée à servir de support d'études dans le domaine des écoulements à débits partiels.

Le choix de la géométrie pour nos essais s'est naturellement porté sur cette roue pour plusieurs raisons :

- tout d'abord, sa définition géométrique est très complète, et inclut notamment les bords d'attaque et de fuite des aubages,
- ensuite, sa conception en fait une machine très représentative des pompes industrielles, avec notamment des aubages gauches en entrée,
- enfin, elle a fait l'objet de nombreuses études tant numériques qu'expérimentales et demeure en particulier un cas test couramment utilisé pour la validation des codes de calcul.

La figure 2.1 présente la définition géométrique de la roue SHF.

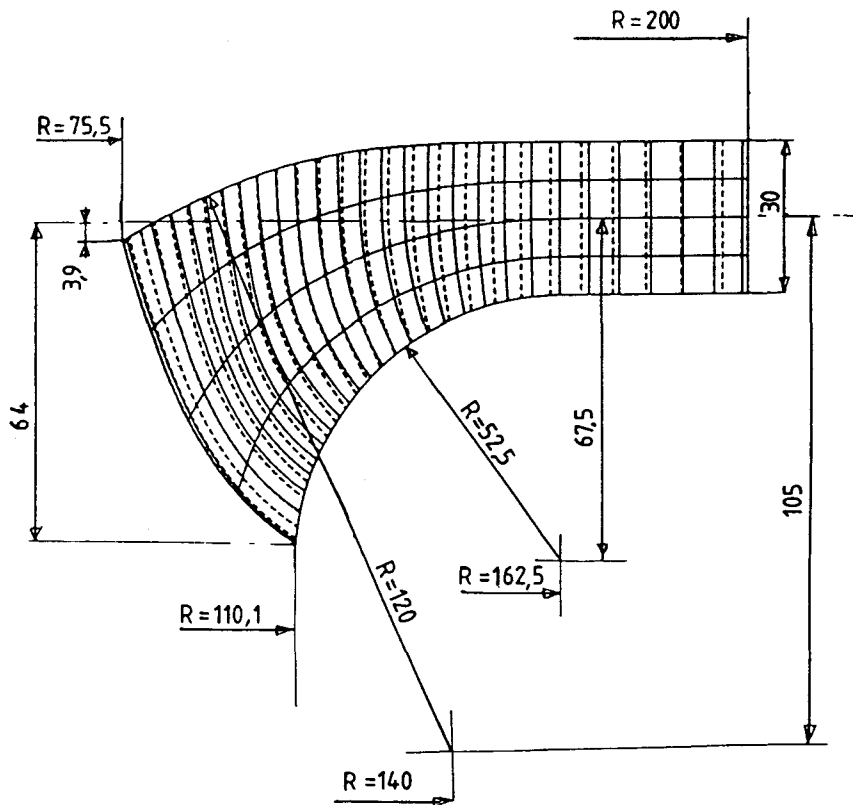


Figure 2.1 : Vue méridienne de la roue SHF de référence.

Ses caractéristiques sont les suivantes :

Diamètre de sortie	$D_2$	= 400 mm
Largeur de sortie	$b_2$	= 30 mm
Diamètre d'entrée	$D_1$	= 220,2 mm
Nombre d'aubages	$Z$	= 7
Angle de sortie aubage	$\beta_{2a}$	= $22^\circ 30'$
Épaisseur moyenne aubage	$e$	= 7 mm
Vitesse de rotation nominale	$N$	= 1200 tr/min
Débit nominal	$Q_n$	= $0,1118 \text{ m}^3/\text{s}$
Hauteur totale	$H_n$	= 31 m

Ces données conduisent aux caractéristiques adimensionnelles suivantes :

Coefficient de débit :

$$\varphi = \frac{Q_n}{2 \pi R_2^2 b_2 \omega} = 0,118$$

Coefficient de hauteur :

$$\psi = \frac{g H_n}{\omega^2 R_2^2} = 0,481$$

Coefficient adimensionnel de vitesse angulaire :

$$\Omega_s = \frac{\omega(Q_n)^{\frac{1}{2}}}{(g H_n)^{\frac{3}{4}}} = 0,577$$

## 2.2 - Synthèse des résultats sur la *roue SHF*

Plusieurs modèles de cette roue ont été étudiés expérimentalement : un modèle en air à l'ENSAM de Lille, un modèle en eau à l'INSA de Lyon, l'EPF de Lausanne et HYDROART à Milan.

BARRAND, CAIGNAERT, GRAESER et RIEUTORD [BAR85] présentent une synthèse des résultats obtenus pour la détermination des débits critiques de recirculation en entrée et en sortie de roue par des techniques très diverses : visualisations, exploitation des caractéristiques hydrauliques de fonctionnement, analyse des pressions moyennes et fluctuantes, mesures de vitesses, méthodes dont CAIGNAERT et CANAVELIS [CAI86] présentent une synthèse pour le cas général des pompes centrifuges en en faisant un examen critique.

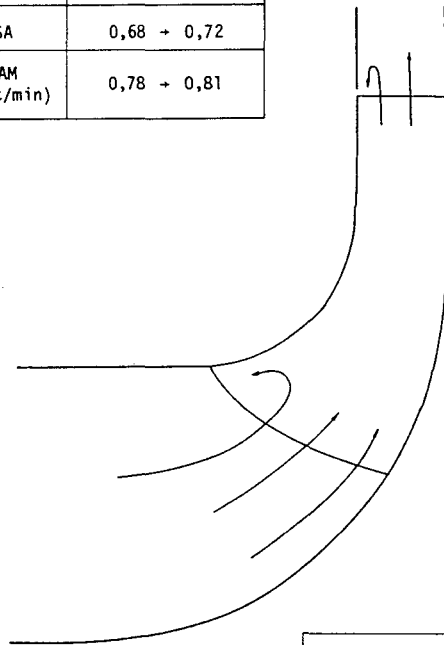
Les résultats issus des différentes méthodes mises en oeuvre sur la *roue SHF* sont en bon accord pour la recirculation d'entrée, qui apparaît de façon bien marquée côté ceinture entre 65% et 67% du débit nominal. La recirculation de sortie a un caractère beaucoup plus instable et dépend fortement de



l'environnement aval de la roue, notamment du diffuseur. Elle est de plus beaucoup plus difficile à mettre en évidence du fait du caractère non permanent de l'écoulement dans l'espace fixe et de la taille réduite de l'environnement de la roue.

La figure 2.2 synthétise les résultats obtenus.

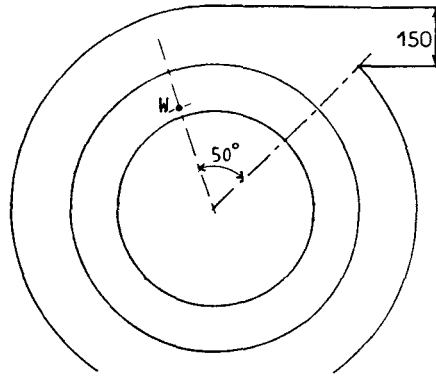
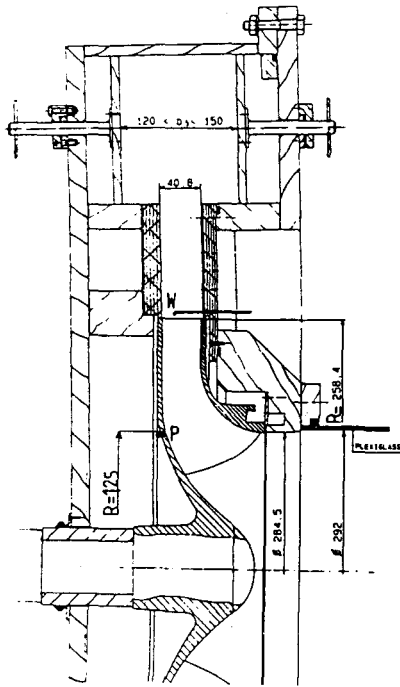
Observations	Banc d'essais	Débit critique de recirculation $Q_k(\text{sortie})/Q_n$
fil	INSA	0,68 + 0,72
fil	ENSAM (2500 t/min)	0,78 + 0,81



Observations	Banc d'essais	Débit critique relatif de recirculation $Q_k(\text{entrée})/Q_n$
figures cavitation	EPFL	0,65 + 0,69
mouvements de fil	EPFL	0,67
bulles d'air	EPFL	0,65 + 0,66
mouvements de fil	INSA	0,66
mouvements de fil fumée	ENSAM (2500 t/min)	0,67

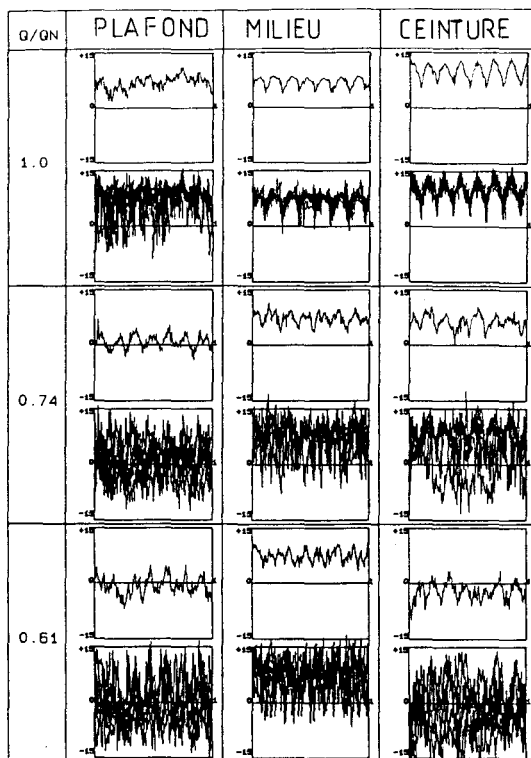
Figure 2.2 : Résultats de détection des recirculations (d'après [BAR85]).

CAIGNAERT, BARRAND et DESMET [CAI88] ont approfondi l'étude en sortie de roue en effectuant des mesures de vitesse instantanée par sonde à fil chaud. Leurs résultats confirment l'aspect fortement instationnaire de la recirculation de sortie de roue (figure 2.3).

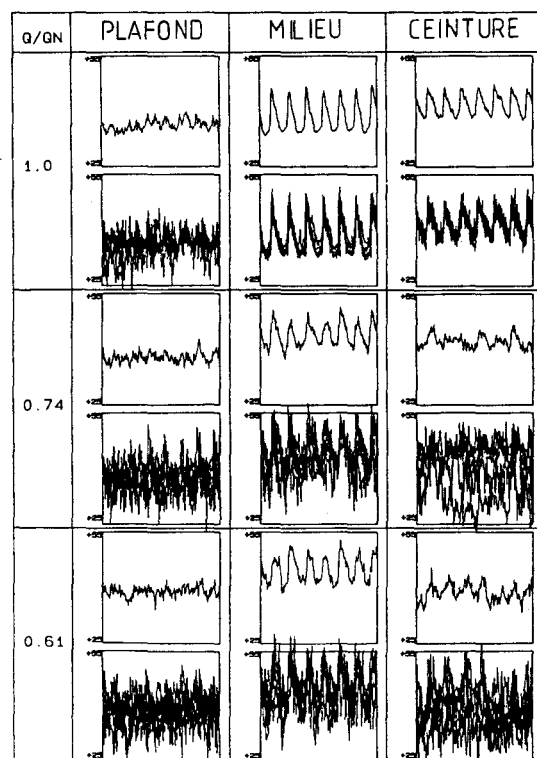


W - Sonde à fils chauds

P - Capteur de pression



Composante radiale de la vitesse  
(mesurée sur 1 tour de roue)



Composante circonférentielle de la vitesse  
(mesurée sur 1 tour de roue)

Figure 2.3 : Installation expérimentale et mesures au fil chaud en sortie de roue (d'après [CA188]).

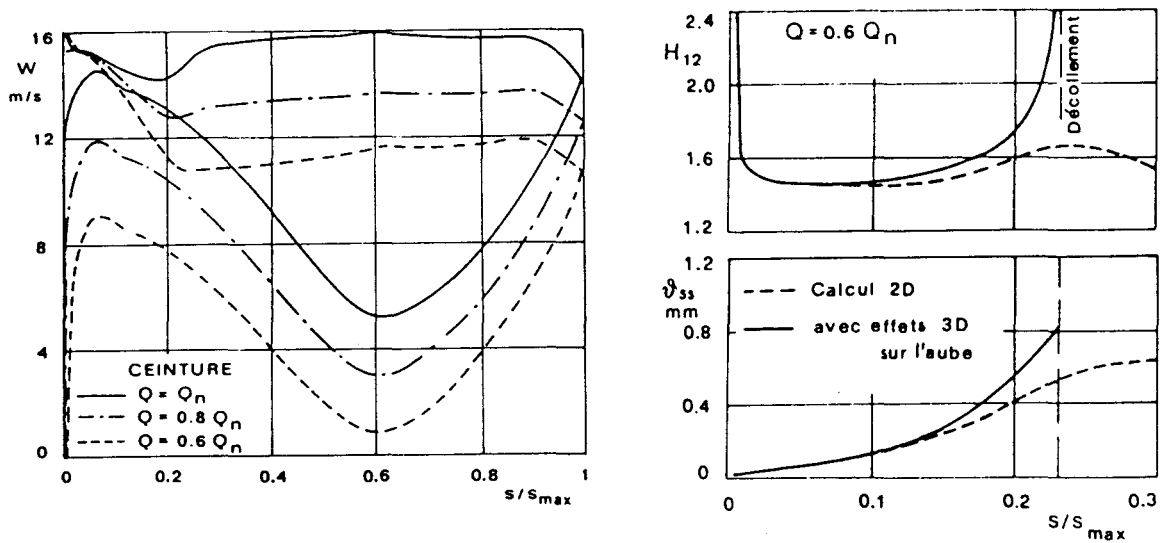
L'étendue de la zone décollée à l'intérieur de la roue n'a été appréhendée que de manière très partielle puisqu'elle a été déduite de mesures de pression moyenne en un point du plafond de la roue ; l'évolution de cette pression à débits partiels est interprétée comme l'effet d'une réduction de la section de passage effective du fluide [CAI88].

Ces différents résultats nous permettent de connaître les débits auxquels apparaissent les phénomènes de décollement ainsi que leur localisation approximative dans la roue.

Une composante de l'action SHF concerne l'approche numérique de l'écoulement dans la roue au débit nominal comme aux débits partiels. Trois grands types de code de calcul en fluide parfait ont été utilisés : bidimensionnel à potentiel, quasitridimensionnel  $S_1$ - $S_2$  et tridimensionnel à potentiel, la majorité étant des codes  $S_1$ - $S_2$  utilisant des méthodes numériques très variées. PHILIBERT et VERRY font une synthèse des résultats obtenus au débit nominal et à 80% du débit nominal [PHI85].

L'étude étendue aux débits critiques montre que les calculs non visqueux ne prévoient pas les recirculations constatées expérimentalement [UBA86].

UBALDI ([UBA85] et [UBA86]) a analysé l'écoulement par un modèle à trois zones, avec des calculs de couches limites sur les aubages et les flasques. A 60% du débit nominal, des calculs par des méthodes intégrales bidimensionnelles ne laissent prévoir en entrée de roue aucun décollement, alors que les essais montrent une recirculation côté ceinture. Une analyse plus fine de cette zone par une modélisation de couche limite tridimensionnelle met en évidence un sensible écoulement transversal qui semble avoir un effet décisif sur le décollement conduisant à l'apparition de la recirculation (figure 2.4).



Evolution de la vitesse relative  
le long du profil de ceinture

Calculs de couche limite sur la face  
en dépression le long de la ceinture

Figure 2.4 : Résultats de calculs de couche limite (d'après [UBA86]).

En ce qui concerne la recirculation de sortie de roue, il semble qu'elle puisse résulter d'un phénomène d'écoulements secondaires au voisinage des flasques. BOIS et DUCHEMIN [BOI84] ont réalisé des calculs d'écoulements secondaires qui ont permis de mettre en évidence une possibilité d'inversion locale de la vitesse méridienne au voisinage de la sortie de roue pour des débits inférieurs à 80% du débit nominal.

La figure 2.5 synthétise leurs résultats sous la forme d'une carte des zones décollées prédites par les différents calculs qu'ils ont mis en oeuvre.

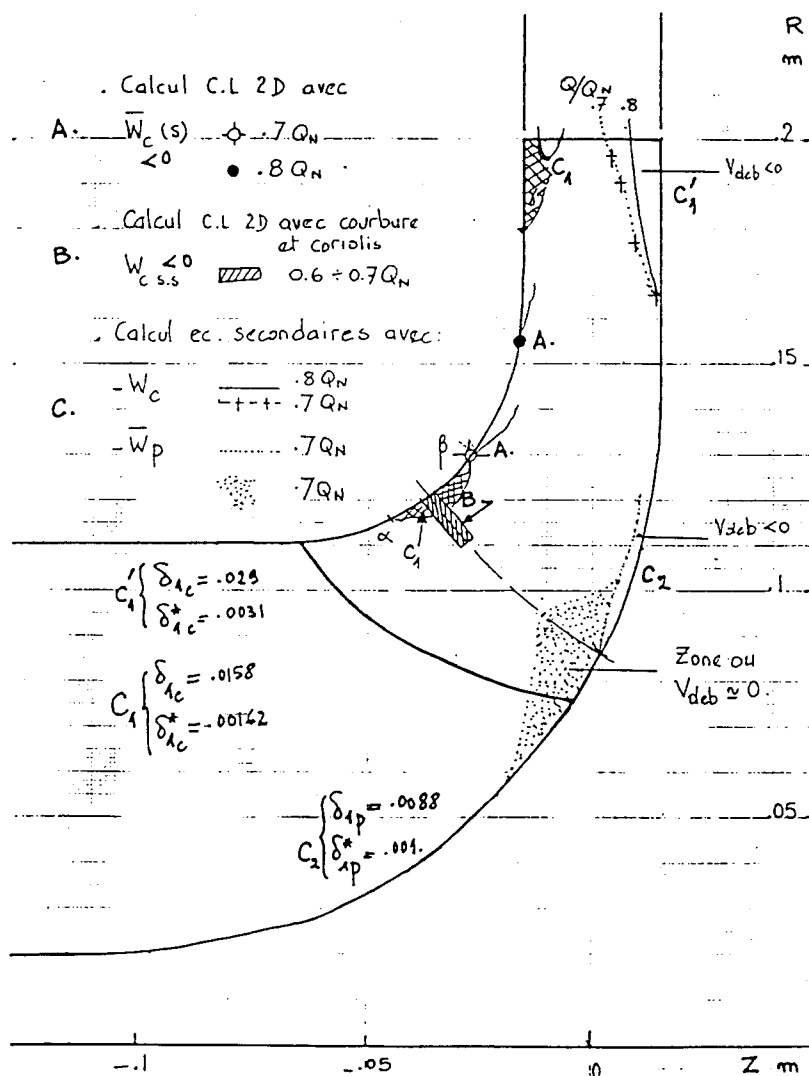


Figure 2.5 : Carte des zones décollées prédites par calculs (d'après [BO184]).

Cependant, ils constatent que leurs résultats de calcul sont fortement dépendants des conditions aux limites utilisées. Ils signalent donc un réel besoin de données expérimentales pour valider leur méthode.

Plus récemment, une campagne de mesures par vélocimétrie laser à deux composantes a été menée à l'INSA de Lyon sur la maquette en eau de la roue SHF [BO190]. Cette étude a permis le relevé des champs de vitesses dans la roue en sortie et dans le diffuseur (figure 2.6).

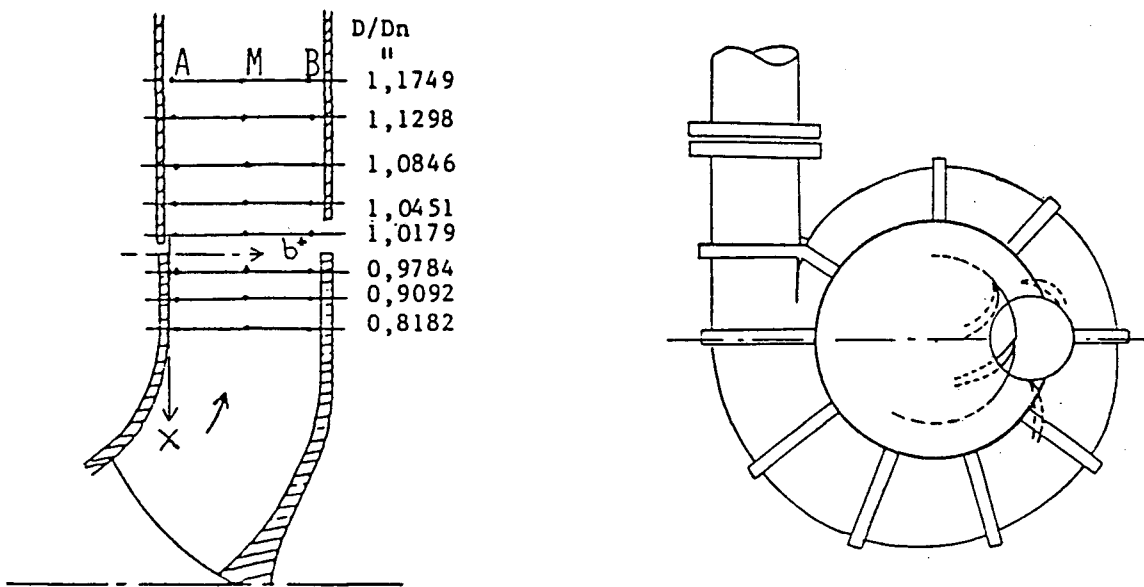


Figure 2.6 : Localisation des mesures laser (d'après [BOI90]).

De nouveaux calculs de couches visqueuses pariétales sont effectués en sortie, mais en utilisant toujours un champ de pression statique évalué par le calcul. La mesure des pressions statiques moyennes permettrait une analyse plus poussée des résultats acquis [BOI90].

Dernièrement, COMBES [COM91] a réalisé des calculs tridimensionnels visqueux avec le code N3S. Il compare les résultats obtenus au débit nominal avec les résultats expérimentaux disponibles dans la roue [BOI90] et dans le diffuseur lisse [CAI85]. Cette comparaison, qui ne concerne que les vitesses, montre un bon accord entre le calcul et l'expérience. Pour ce cas également, des mesures de pression sont nécessaires pour obtenir une validation plus complète des calculs.

Les études sur la roue SHF sont donc déjà fort nombreuses, mais il existe un réel besoin de mesures plus fines concernant le champ d'écoulement dans la roue pour pouvoir pousser plus loin les interprétations, mieux comprendre les phénomènes et valider les approches numériques qui s'affinent de plus en plus.

## CHAPITRE 3

### CONCEPTION DE L'INSTALLATION D'ESSAI

La géométrie retenue pour cette étude est celle de la pompe centrifuge dite "*pompe SHF*". Comme nous l'avons vu au chapitre 2, cette géométrie de roue est très représentative des pompes centrifuges industrielles et a fait l'objet de nombreuses études numériques et expérimentales.

Dans le cadre de notre travail, nous avons conçu et réalisé un banc d'essai, équipé d'une nouvelle maquette de roue, orienté vers la mesure embarquée.

L'objet de ce chapitre est d'abord de présenter les principaux choix constructifs que nous avons faits en fonction des objectifs de l'étude, aboutissant à la définition de l'architecture générale de l'installation d'essai.

La réalisation de la maquette de roue a demandé un travail spécifique important, qui a d'ailleurs fait l'objet d'une publication particulière [MOR93]. Nous reprenons les points originaux de la démarche CFAO utilisée pour sa fabrication, ainsi que pour la définition et la réalisation de son instrumentation en prises de pression.

### 3.1 - Cahier des charges

L'approche expérimentale quantitative des phénomènes de décollement dans une roue de turbomachine nécessite des mesures fines au sein même de la roue mobile. L'idéal serait d'arriver, pour une géométrie parfaitement connue, à la mesure simultanée et instantanée des champs de vitesse et de pression dans la roue, tout en maîtrisant parfaitement les conditions d'écoulement à l'amont et à l'aval.

Cet idéal est encore difficilement accessible, mais cela met bien en évidence les points importants pour la conception du banc d'essai :

- La qualité géométrique du modèle doit être soignée et la localisation des points de mesure connue avec précision. Une des raisons de cette nécessité vient des progrès réalisés dans les codes de calcul, qui s'appuient maintenant sur des modélisations tridimensionnelles et permettent l'obtention de résultats avec une grande résolution spatiale. Cette qualité de description géométrique, alliée à l'accroissement de la finesse des modèles d'analyse d'écoulements, impose à la mesure d'accroître également son niveau de qualité.
- Dans le même ordre d'idée, les conditions aux limites de l'expérience doivent être claires. Dans notre cas, l'étude concerne d'abord la roue elle-même, et on doit s'affranchir, au moins dans un premier temps, des fortes interactions liées à la présence d'un diffuseur aubé ou d'un bec de volute. On cherche à obtenir, dans les environnements amont et aval de la roue, des conditions d'écoulement aussi axisymétriques que possible. De la même façon, la qualité de réalisation de la roue doit assurer une identité géométrique des canaux interaubes.
- Enfin, dans un souci d'installation aisée d'instrumentations variées (capteurs de pression, prises de pression, fils chauds,...), on doit pouvoir accéder facilement aux surfaces internes des canaux de la roue sur toute leur longueur.



## 3.2 - Choix constructifs

### 3.2.1 - Choix du fluide

Le choix de la géométrie d'essai est donc arrêté à la *roue SHF*. L'étape suivante est le choix du fluide pour les essais, air ou eau, sur lequel repose toute la conception de l'installation.

Nous avons choisi l'air pour les raisons suivantes :

La puissance mise en jeu dans une maquette en air est beaucoup plus faible qu'en eau. La puissance du moteur peut ainsi être réduite, et les sollicitations mécaniques sur l'ensemble de la ligne d'arbre sont également fortement diminuées, ce qui allège considérablement la conception de l'ensemble. Il est alors beaucoup plus facile de faire évoluer les paramètres de l'installation, et en particulier de pouvoir installer différents organes de récupération d'énergie cinétique à la sortie de roue.

De plus, les effets de pression sur la maquette de roue sont réduits, ce qui permet un plus grande souplesse dans sa conception en vue de l'instrumentation.

Enfin, le Laboratoire de Mécanique de l'ENSAM de Lille a une grande pratique de la mise en oeuvre de maquettes en air (pompes centrifuges [CAI85], [CAI88], et ventilateurs centrifuges [CAI82], [DES82]). En particulier, l'expérience acquise lors des essais sur le modèle de la *roue SHF* de diamètre extérieur 516,8 mm est directement utilisable [MAR86].

Les mesures sont par contre plus délicates en ce qui concerne les pressions et surtout le couple sur l'arbre, en raison de la relative faiblesse des niveaux.

De plus, les problèmes de fuite à la roue, relativement plus importants en air qu'en eau, sont à traiter avec attention s'ils ne peuvent être évités.

### 3.2.2 - Dimensionnement de la maquette de roue

Le fluide retenu étant l'air, le dimensionnement de la maquette résulte d'un compromis entre nombre de REYNOLDS et nombre de MACH : on doit avoir un nombre de REYNOLDS périphérique  $Re_p$  suffisamment grand pour être en similitude, même restreinte, avec la roue SHF de référence, et un nombre de MACH périphérique  $M_p$  suffisamment faible pour pouvoir négliger, ou pour le moins minimiser, les effets de compressibilité.

Ces nombres sont définis par :

$$Re_p = \frac{U_2 D_2}{2\nu}$$

$$M_p = \frac{U_2}{a}$$

avec:

- $U_2$  : vitesse périphérique en sortie de roue
- $D_2$  : diamètre de sortie
- $\nu$  : viscosité cinématique du fluide
- $a$  : vitesse du son

Les conditions à remplir sont ainsi :

- $Re_p$  au moins égal à  $10^6$
- $M_p$  inférieur à 0,2

Les deux paramètres fondamentaux qui doivent être choisis de façon à remplir ces conditions sont le diamètre  $D_2$  de la maquette et sa vitesse de rotation  $N$ .

Sur un diagramme ( $D_2$ ,  $N$ ), on peut placer les conditions à remplir en traçant les courbes isoMACH et isoREYNOLDS correspondantes. On délimite ainsi un domaine du plan ( $D_2$ ,  $N$ ) où peut s'opérer notre choix (figure 3.1).

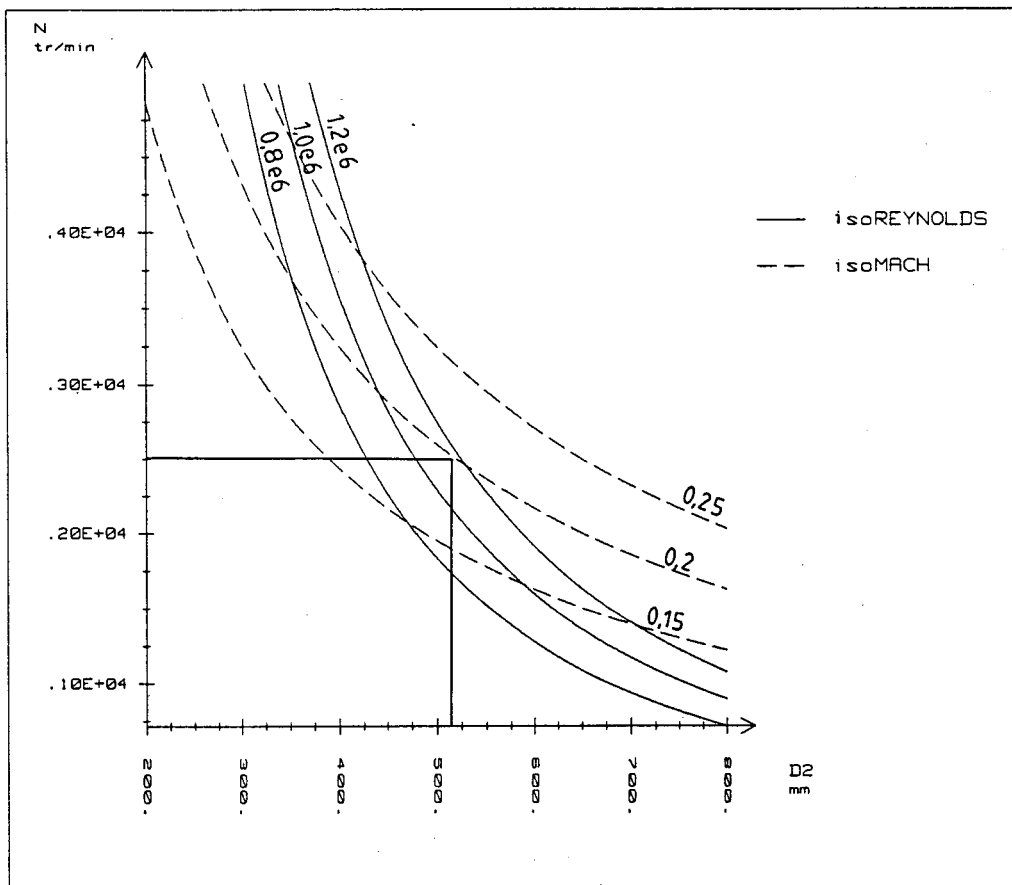


Figure 3.1 : Dimensionnement de la maquette - Zone des choix possibles

Pour préciser notre choix, nous avons pris en compte un critère d'ordre pratique. En effet, le fait de choisir un diamètre  $D_2$  impose le coefficient d'homothétie par rapport à la roue SHF de référence pour la totalité de la maquette, et en particulier fixe le diamètre de la conduite d'aspiration.

Comme pour des raisons de possibilités de visualisation nous avons souhaité installer une conduite d'aspiration entièrement transparente, c'est finalement le catalogue du fournisseur de tuyauteries en altuglas qui nous a donné les choix possibles.

Ainsi, à un diamètre  $D_2$  de 513,2 mm correspond un diamètre intérieur de la conduite d'aspiration de 290 mm. En y associant une vitesse de rotation de 2500 tr/min, on aboutit à un compromis satisfaisant vis-à-vis des conditions imposées.

Le nombre de REYNOLDS périphérique vaut alors  $1,15 \cdot 10^6$  pour un nombre de MACH périphérique de 0,20 (calculé pour une vitesse du son  $a$  de 340 m/s). Le point correspondant est reporté sur la figure 3.1.

Les caractéristiques de définition de notre maquette sont synthétisées ci-après avec, entre parenthèses, les données de la *roue SHF* de référence :

- fluide	air	(eau)
- diamètre de sortie $D_2$	513,2 mm	(400 mm)
- diamètre d'entrée $D_1$	282,2 mm	(220,2 mm)
- largeur du canal en sortie $b_2$	38,5 mm	(30 mm)
- nombre d'aubes $Z$	7	(7)
- angle de sortie aubage $\beta_{2a}$	22°30'	(22°30')
- épaisseur moyenne aubage $e$	9 mm	(7 mm)
- vitesse de rotation nominale $N$	2500 tr/min	(1200 tr/min)
- débit nominal $Q_n$	0,492 m <sup>3</sup> /s	(0,1118 m <sup>3</sup> /s)

On utilise pour l'évaluation du débit nominal de la maquette les règles de similitude en écrivant entre la maquette (indice  $m$ ) et la *roue SHF* de référence (indice  $r$ ) :

$$\frac{Q_{n\ m}}{N_m D_{2m}^3} = \frac{Q_{n\ r}}{N_r D_{2r}^3}$$

Le rapport d'homothétie géométrique exact entre la maquette et la *roue SHF* de référence vaut 1,2828 .

### 3.2.3 - Conditions d'écoulement à l'aspiration

Des conditions d'écoulement axisymétriques doivent être réalisées à l'amont de la roue pour pouvoir analyser les phénomènes propres à la roue.

La conduite d'alimentation de la maquette doit donc être conçue pour que la carte des vitesses à l'entrée de la roue soit la plus uniforme possible. On réalise cette condition par plusieurs choix :

- La conduite d'aspiration est rectiligne et a une longueur suffisante pour que l'écoulement turbulent qui s'y développe soit bien établi. D'après COMOLET [COM63], la longueur d'entrée  $l_e$  d'une conduite de diamètre  $D$  en régime turbulent est une fonction du nombre de REYNOLDS en conduite  $Re$  définie par :

$$l_e = 0,8 D Re^{\frac{1}{4}}$$

Dans notre cas, le nombre de REYNOLDS en conduite valant environ  $1,4 \cdot 10^5$ , la longueur d'entrée vaut, d'après cette loi, environ  $15D$ .

- Pour minimiser cette longueur d'établissement d'écoulement, on alimente la conduite par l'intermédiaire d'un pavillon. Ce pavillon est placé dans un caisson de tranquillisation de dimension suffisante pour que le fluide aspiré puisse être considéré comme initialement au repos.

- On reprend par ailleurs au niveau de la pièce située juste à l'aspiration de la roue la géométrie utilisée pour les autres maquettes de la roue SHF. Cette géométrie comporte un léger convergent destiné à réduire l'épaisseur de la couche limite de paroi qui s'est développée dans la conduite, et ainsi à améliorer l'uniformité des vitesses à l'entrée de roue.

### 3.2.4 - Conditions d'écoulement au refoulement

On ne veut pas, du moins dans un premier temps, que les organes situés au refoulement de la roue puissent imposer de façon trop importante les caractéristiques de l'écoulement dans la roue.

Le choix fondamental que nous avons fait à ce niveau est de ne placer aucun organe de récupération du fluide à la sortie. La roue débite ainsi à l'atmosphère, uniquement par l'intermédiaire d'un diffuseur lisse court aussi "discret" que possible.

De ce fait, l'architecture du banc n'en est que plus ouverte, et il est facile pour de futures études d'installer en sortie d'autres types de diffuseurs (lisse long, aubé).

L'atmosphère joue donc le rôle d'un milieu infini au refoulement. Dans la pratique, le sol joue un rôle important et, s'il est trop proche, rompt la symétrie des conditions d'écoulement. Il nous a semblé préférable sur ce point de placer la maquette sur un axe vertical. Le plan de refoulement est alors horizontal, et en choisissant de ne placer aucun élément de structure important à proximité immédiate (mur y compris), l'axisymétrie des conditions d'écoulement à l'aval est privilégiée.

Cette implantation verticale offre d'autres avantages : la surface au sol est réduite, et la roue placée sur un axe vertical offre des facilités de visualisation plus grandes.

Par contre, un impératif est alors de placer les systèmes de réglage et de mesure de débit à l'aspiration.

### **3.2.5 - Dispositif de réglage et de mesure du débit**

Le réglage du débit se trouve rejeté à l'aspiration de la maquette. Compte tenu des choix faits pour réaliser une bonne alimentation de la roue (paragraphe 3.2.3), le dispositif doit se placer à l'amont du caisson de tranquillisation.

Deux problèmes se posent vis à vis du débit dans l'installation : celui de son réglage et celui de sa mesure.

Dans une installation en air, une technique de mesure de débit consiste en l'utilisation de diaphragmes normalisés en conduite (norme NF X 10-102 [NFX80]). Une mesure de la différence de pression entre l'amont et l'aval permet, en tenant compte des caractéristiques de l'air à l'amont, de calculer le débit s'écoulant dans la conduite.

Cette approche suppose l'existence d'une vanne pour le réglage du débit.

Une autre technique normalisée pour l'essai des ventilateurs à enveloppe (norme NF X 10-200 [NFX71]) est celle dite du *caisson réduit*.

Le débit d'air s'écoulant au travers d'un diaphragme placé sur un caisson situé à l'extrémité du conduit de refoulement d'un ventilateur peut être déduit de la seule mesure de la pression dans le caisson et des conditions ambiantes.

Le diaphragme joue dans cette méthode un double rôle : celui de l'organe de réglage du débit (par le choix de son diamètre) et celui du système déprimogène de mesure du débit.

A défaut de pouvoir appliquer directement cette méthode du *caisson réduit*, puisqu'elle n'est pas adaptée au cas d'un système placé à l'aspiration, nous en retenons toutefois le principe.

Notre système de réglage et mesure de débit à l'aspiration consiste donc en un caisson d'aspiration sur la paroi duquel on place un diaphragme de géométrie normalisée. L'air ambiant est aspiré au travers du diaphragme dans le caisson d'aspiration, puis transféré vers le caisson de tranquillisation situé à l'aspiration de la roue.

Dans la pratique, caisson d'aspiration et caisson de tranquillisation ne forment qu'un seul élément. Celui-ci est simplement séparé en deux chambres, aspiration et tranquillisation, reliées entre elles par un élément filtrant et un nid d'abeille.

Ainsi, la seule mesure de la pression dans la chambre d'aspiration et des conditions ambiantes permet d'évaluer le débit traversant le diaphragme, après détermination de son coefficient de débit par étalonnage. Le réglage du point de fonctionnement de l'installation est réalisé par le choix d'un diaphragme parmi une série de diaphragmes de diamètres différents.

L'inconvénient de cette technique discrète est que nous ne pouvons accéder qu'aux points de fonctionnement correspondants aux diaphragmes disponibles. Le moyen utilisé pour avoir accès à des points de fonctionnement précis est de définir par interpolation sur la série étalonnée les dimensions adéquates.

Un avantage important est de pouvoir caler avec une bonne précision un point de fonctionnement par le choix d'un diaphragme et de la vitesse de rotation du moteur.

Tous les aspects relatifs à l'étalonnage des diaphragmes sont développés au paragraphe 4.1.

### **3.3 - Description de l'architecture du banc d'essai**

A partir des choix constructifs établis au paragraphe 3.2, nous avons réalisé la conception complète du banc d'essai.

Dans cette partie, surtout descriptive, nous détaillons les caractéristiques de toute l'installation. Toutes les pièces de fabrication conventionnelle conçues spécialement pour ce banc d'essai font l'objet de dessins de définition. Ces dessins sont rassemblés en une liasse de plans technologiques référencés BED-PM-001 à BED-PM-045.

La roue mobile a fait l'objet d'une attention particulière : la démarche CFAO développée pour sa réalisation est détaillée au paragraphe 3.4.

#### **3.3.1 - Bâtis et supports**

Du fait de son implantation verticale, le banc d'essai se développe sur une hauteur de 4,60 m pour un encombrement au sol d'environ 3 m sur 2 m.

L'ensemble des structures en mécano-soudé ou profilés repose sur un massif en béton armé. Le montage s'effectue sur des rails affleurants, ce qui permet un réglage de la position relative des structures.

Les principales structures sont les suivantes :

- un bâti moteur, qui accueille le moteur qui permet, par courroie trapézoïdale interposée, l'entraînement de la roue,
- une table, où vient se monter le palier de roue, arbre en position verticale (on précise au paragraphe 3.3.2 les caractéristiques de ce palier),
- un poteau, permettant de supporter les structures en hauteur,



- un support du caisson d'aspiration, fixé par boulonnerie sur le poteau,
- un support de pièce d'aspiration, fixé par boulonnerie sur le poteau, qui supporte la pièce d'aspiration juste à l'amont de la roue.

Toutes ces structures métalliques ont été réalisées par le Service Forge et l'équipe technique du Laboratoire de Mécanique de l'ENSAM.

La figure 3.2 les montre en situation.

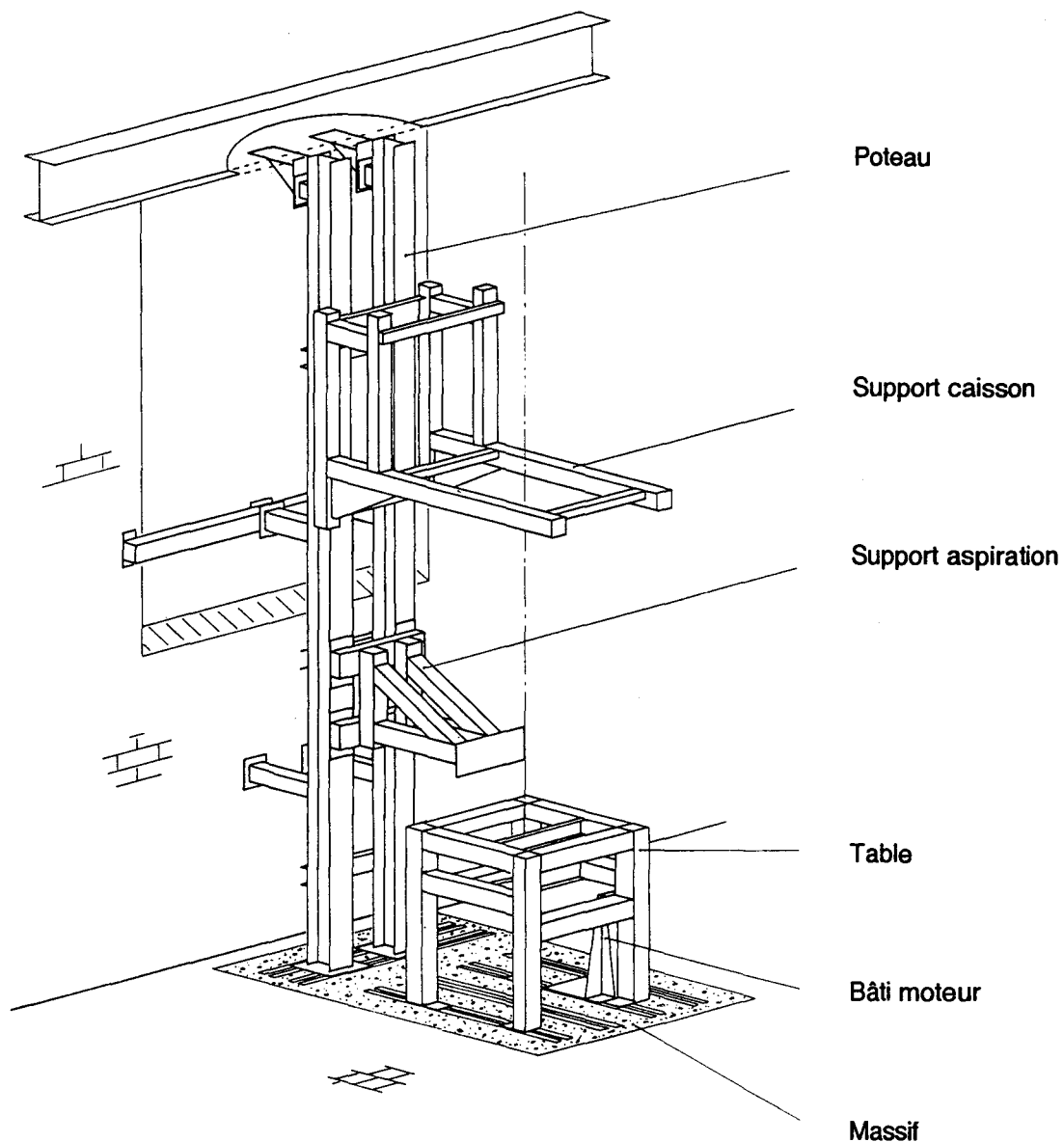


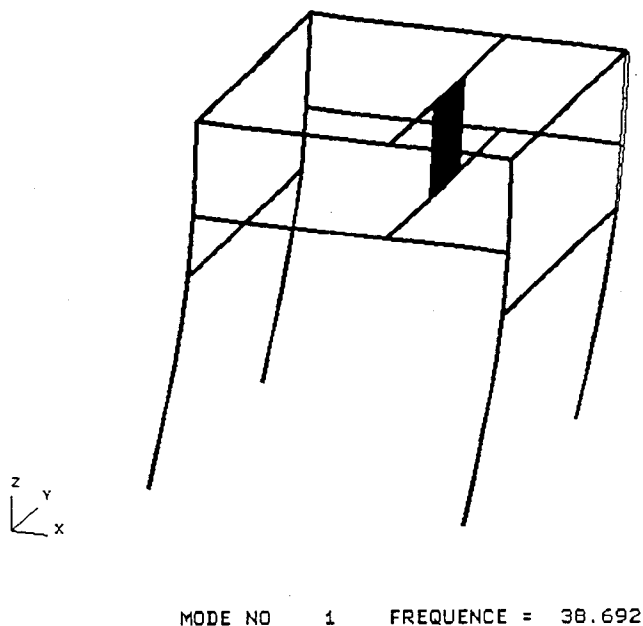
Figure 3.2 : Bâties et supports

Toutes ces structures sont volontairement indépendantes pour miniser les problèmes vibratoires liés au fonctionnement de l'installation.

Nous avons analysé en détail le comportement vibratoire de la table, en particulier vis-à-vis de ses fréquences propres relativement à la fréquence fondamentale d'excitation due à la rotation de la roue (environ 42 Hz pour 2500 tr/min).

Nous avons mené une analyse par éléments finis en utilisant le logiciel SYSTUS. Les résultats obtenus, confirmés par une analyse expérimentale, nous ont conduit à revoir la conception initiale et à augmenter la raideur de la table par adjonction de raidisseurs.

La figure 3.3 présente quelques résultats relatifs à cette démarche.



*Figure 3.3 : Analyse vibratoire de la table: résultats de calcul de modes propres.*

### 3.3.2 - Palier de roue

Le palier sur lequel vient se monter la roue a fait l'objet d'une attention particulière dans sa conception, afin de garantir une excellente rigidité et un guidage en rotation précis ; ce palier est dans son esprit analogue à une broche de machine-outil .

Le guidage est assuré par deux paires de roulements à billes à contact oblique de précision montés en O. Le diamètre d'arbre est de 70 mm en moyenne.

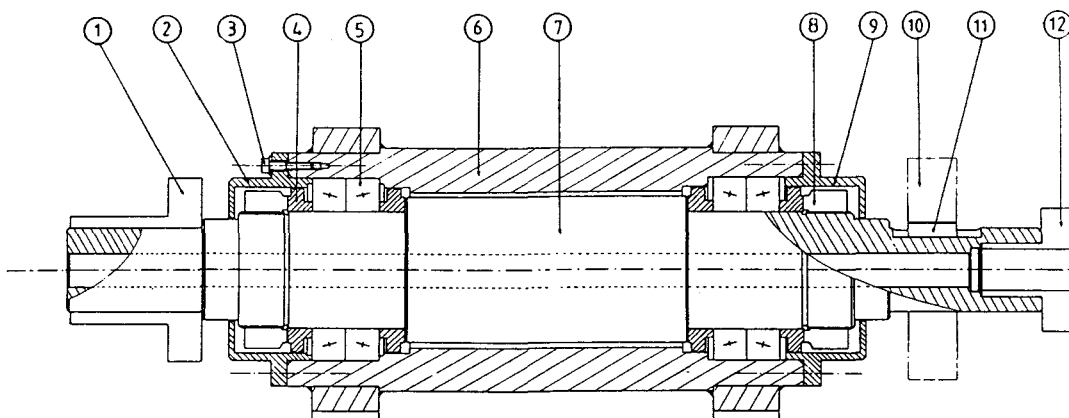
Cet arbre est creux pour permettre le passage de vecteurs d'informations (fils électriques ou lignes de pression) en provenance du côté roue et à destination du côté inférieur où sont montés les collecteurs (électriques ou pneumatiques).

Les adaptations de différents types de collecteurs sont facilitées par l'utilisation d'un manchon expansible.

L'entraînement en rotation est assuré en partie inférieure du palier par un système poulies-courroies.

Toutes les pièces mécaniques ont été réalisées par le Service Usinage Mécanique de l'ENSAM.

La figure 3.4 présente une vue d'ensemble en coupe du palier.



- |                        |                        |                         |
|------------------------|------------------------|-------------------------|
| 1 - Manchon expansible | 5 - Roulement à billes | 9 - Chapeau inférieur   |
| 2 - Chapeau supérieur  | 6 - Corps de palier    | 10 - Poulie             |
| 3 - Vis                | 7 - Arbre              | 11 - Clavette           |
| 4 - Entretoise         | 8 - Ecrou              | 12 - Manchon expansible |

*Figure 3.4 : Vue d'ensemble en coupe du palier de roue  
(d'après le plan BED-PM-008).*

### 3.3.3 - Choix du moteur

Le moteur n'est pas monté en bout d'arbre machine, mais déporté avec une transmission par courroies. Cela permet de monter les collecteurs en bout d'arbre tout en évitant les problèmes d'alignement.

La puissance  $P$  sur l'arbre nécessaire en fonctionnement établi peut être approximativement évaluée en utilisant les résultats des mesures effectuées sur le modèle en eau de la *roue SHF* [BAR85]. On utilise alors la relation suivante issue de règles de similitude (avec l'indice  $m$  pour notre maquette et l'indice  $e$  pour la maquette en eau) :

$$\frac{P_m}{\rho_m N_m^3 D_{2m}^5} = \frac{P_e}{\rho_e N_e^3 D_{2e}^5}$$

En se basant sur une puissance maximale sur l'arbre de 40 kW en eau, on obtient une puissance sur l'arbre d'environ 1,5 kW pour notre maquette en air.

Il faut tenir compte en plus de la transmission par courroies, donc d'une puissance mécanique globale relativement plus importante dans notre cas.

Nous choisissons de toute façon de surdimensionner largement le moteur en adoptant un modèle de 5,5 kW. Cette marge nous permet de garantir une bonne stabilité de la vitesse de rotation. Le choix d'un moteur asynchrone avec variation de fréquence va également dans ce sens ; il permet une résolution de 0,1 Hz avec une stabilité qui s'est avérée à l'usage excellente.

La mise en vitesse de la roue est également facilitée, bien que ce souci ne soit pas fondamental dans notre cas : en effet, le couple d'origine hydraulique et mécanique évolue dans notre cas sur la caractéristique de perte de charge du circuit (approximativement une parabole sauf à l'origine) au fur et à mesure de l'augmentation de la vitesse de rotation, et le couple nécessaire sera toujours inférieur au couple en fonctionnement établi sur la base duquel nous avons effectué notre calcul. De plus, les inerties sont limitées, ce qui ne réclame donc pas beaucoup de puissance supplémentaire, et on a de toute

façon intéressante à une mise en vitesse lente pour un bon établissement de l'écoulement.

Installé sur un bâti spécifique, le moteur fonctionne sur un axe vertical. La transmission est assurée par deux courroies trapézoïdales.

### **3.3.4 - Circuit d'aspiration**

Comme nous l'avons vu précédemment, le circuit d'aspiration est composé de deux éléments principaux : en remontant de l'entrée de roue vers l'amont, ce sont la conduite d'aspiration et le caisson d'aspiration. La conduite d'aspiration, dont le diamètre intérieur est déjà fixé à 290 mm (voir paragraphe 3.2.2), aspire l'air dans la chambre de tranquillisation du caisson d'aspiration. Cet air provient, au travers d'un élément filtrant et d'un nid d'abeille, de la chambre d'aspiration du même caisson, où il est aspiré depuis l'extérieur au travers d'un diaphragme (voir paragraphes 3.2.3 et 3.2.5).

Il reste à préciser sur ces deux éléments quelques points importants de dimensionnement. Du fait de son implantation verticale, la hauteur maximale totale de l'installation est limitée par la hauteur sous plafond du hall d'essai (environ 4,70 m). Les dimensions retenues sont donc les suivantes :

- La longueur de la conduite d'aspiration est fixée à 2 mètres, ce qui correspond à 7 fois son diamètre. Le choix de cette longueur, bien plus faible que les 15 diamètres calculés au paragraphe 3.2.3, tient compte de l'alimentation de la conduite par un pavillon à génératrice elliptique placé dans la chambre de tranquillisation du caisson. Nous vérifions cependant la qualité du champ de vitesse à l'entrée de roue par des mesures (voir paragraphe 4.2).

- Le caisson d'aspiration est choisi parallélépipédique, réalisé en panneaux de contreplaqué "marine" de 19 mm d'épaisseur, avec une base carrée de côté 1,20 m et une hauteur de 1,55 m. Les deux chambres qui le composent sont de même volume et la section de passage au niveau du nid d'abeille vaut environ 20 fois la section de conduite d'aspiration, ce qui permet de considérer que le fluide dans le caisson est au repos.

- Le diaphragme en paroi de chambre d'aspiration est placé en position latérale. Une étude de l'influence de la position du diaphragme au caisson, axiale ou latérale, sur une installation d'essai de principe similaire, a montré que ce choix n'influence pas le profil des vitesses à l'entrée de roue [DES92] ; notre choix est donc principalement fondé sur l'optimisation de l'espace ambiant libre devant le diaphragme.

Un calcul basé sur les courbes expérimentales de hauteur interne relevées lors des essais effectués sur les précédentes maquettes de la roue SHF permet d'évaluer la dépression maximale qui va régner dans le caisson en fonctionnement. Cette évaluation n'a qu'un caractère approximatif du fait des différences d'environnement importantes, mais on obtient un ordre de grandeur de 2500 Pa. Les faces latérales vont donc être soumises à une charge répartie maximale d'environ 4600 N. Cela nous impose d'installer une armature métallique intérieure (figure 3.5).

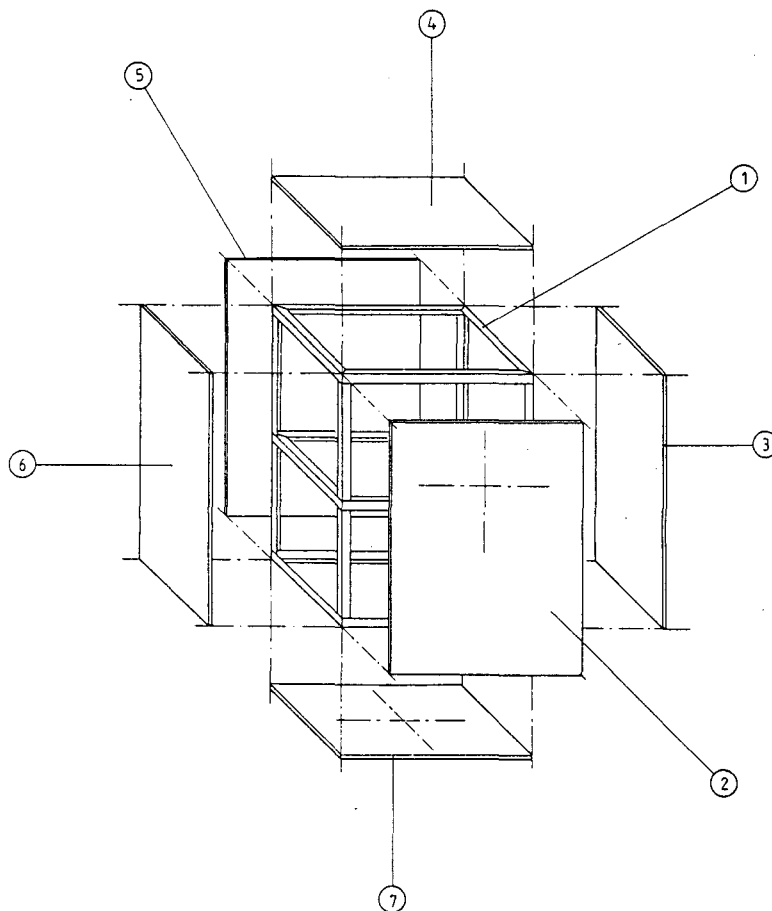


Figure 3.5 : Vue éclatée du caisson d'aspiration.

### 3.3.5 - Environnement de la roue

L'environnement immédiat de la roue est présenté sur la figure 3.6.

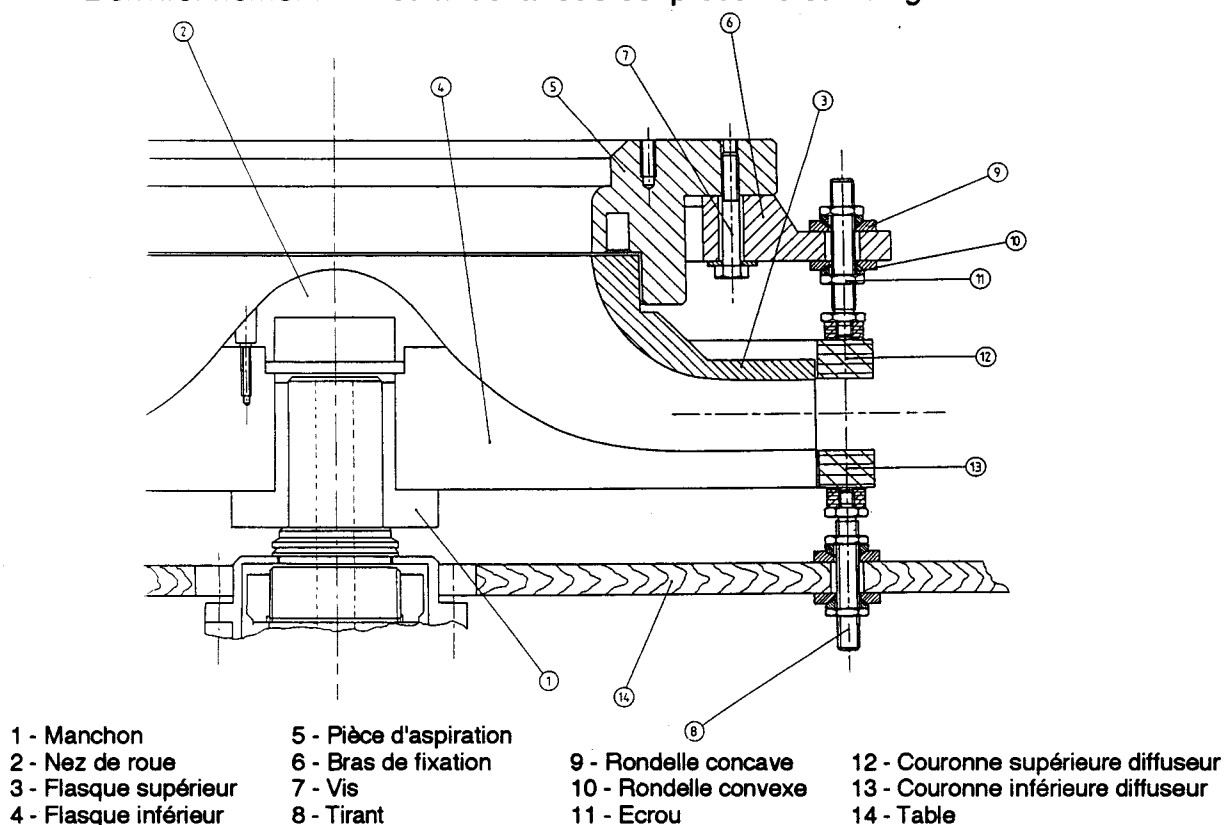


Figure 3.6 : Environnement de la roue.

La pièce d'aspiration placée à l'entrée de roue reçoit la conduite d'aspiration ; sa géométrie comporte le léger convergent destiné à réduire l'épaisseur des couches limites (voir paragraphe 3.2.3), qui fait passer le diamètre d'écoulement de celui de la conduite (290 mm) à celui de l'entrée de roue (282,2 mm). Cette pièce vient se centrer sur la roue, et on peut régler le jeu vertical entre partie fixe et partie mobile.

En sortie de roue nous avons installé un diffuseur lisse court ; en effet, dans une configuration initiale de sortie directe à l'atmosphère, des sondages de vitesse, réalisés avec une sonde cylindrique à quatre trous et au fil chaud, ont montré une forte interaction entre les écoulements de disques et l'écoulement de roue, ce qui confirme la nécessité de l'installation d'un diffuseur.

Nous avons choisi un diffuseur court (diamètre d'entrée de 515 mm pour un diamètre de sortie de 575 mm, soit un rapport de 1,12) pour minimiser son influence sur l'écoulement de sortie de roue. Des mesures de pression réalisées dans le diffuseur pour différents débits montrent bien que l'influence de l'éclatement du jet à l'atmosphère n'apparaît que sur le dernier cinquième du diffuseur, ce qui semble isoler la sortie de roue de cet effet.

Pour ne placer aucun obstacle dans l'écoulement de sortie de roue, les couronnes du diffuseur lisse sont fixées indépendamment l'une de l'autre soit à la pièce d'aspiration pour la couronne supérieure, soit à la table pour la couronne inférieure. Elles sont centrées chacune sur le flasque de roue correspondant.

La largeur du diffuseur et son positionnement axial par rapport à la sortie de roue sont réglables. En nous appuyant sur les travaux de STACHNIK [STA91], qui étudie en particulier l'influence de différentes configurations de diffuseur lisse sur la structure de l'écoulement à la sortie d'une roue de pompe centrifuge (essais en air), au débit nominal comme aux débits partiels, nous avons choisi pour nos essais :

- de centrer le diffuseur sur le canal de roue,
- de caler le rapport de la largeur du diffuseur sur la largeur de sortie de roue à 1,05.

Les fuites au niveau des jeux à l'entrée et à la sortie de la roue n'ont pas pu être supprimées. En effet, l'essai de mise en place d'un joint en téflon pour obturer le jeu d'entrée de roue n'a pas été concluant : la vitesse de glissement (de l'ordre de 40 m/s), ainsi que les réactions particulières du couple téflon-alliage d'aluminium (dont est composé la roue) vis à vis du frottement, ont toujours provoqué un grippage de l'ensemble.

Nous avons donc placé la maquette en situation de pompe industrielle en installant un carter canalisant la fuite côté ceinture entre le jeu roue-diffuseur et le jeu roue-pièce d'aspiration. La prise en compte de cette fuite est développée au paragraphe 4.1.

Pour quantifier l'importance de la fuite existant entre roue et diffuseur côté plafond, nous avons provisoirement installé un carter comme du côté ceinture. La différence de pression mesurée entre le côté écoulement et le côté carter du jeu est suffisamment faible pour qu'on puisse considérer cette fuite comme



négligeable, d'autant qu'elle ne participe pas à l'écoulement de retour vers l'aspiration.

### 3.3.6 - Vue synthétique de l'installation

La figure 3.7 présente schématiquement l'installation. La nomenclature est la suivante:

- |                                       |                                |
|---------------------------------------|--------------------------------|
| 1 - Caisson d'aspiration              | 7 - Roue                       |
| 2 - Diaphragme de réglage du débit    | 8 - Palier de roue             |
| 3 - Filtre et nid d'abeille           | 9 - Collecteur en bout d'arbre |
| 4 - Pavillon                          | 10 - Moteur                    |
| 5 - Conduite d'aspiration en altuglas | 11- Courroies de transmission  |
| 6 - Pièce d'aspiration                |                                |

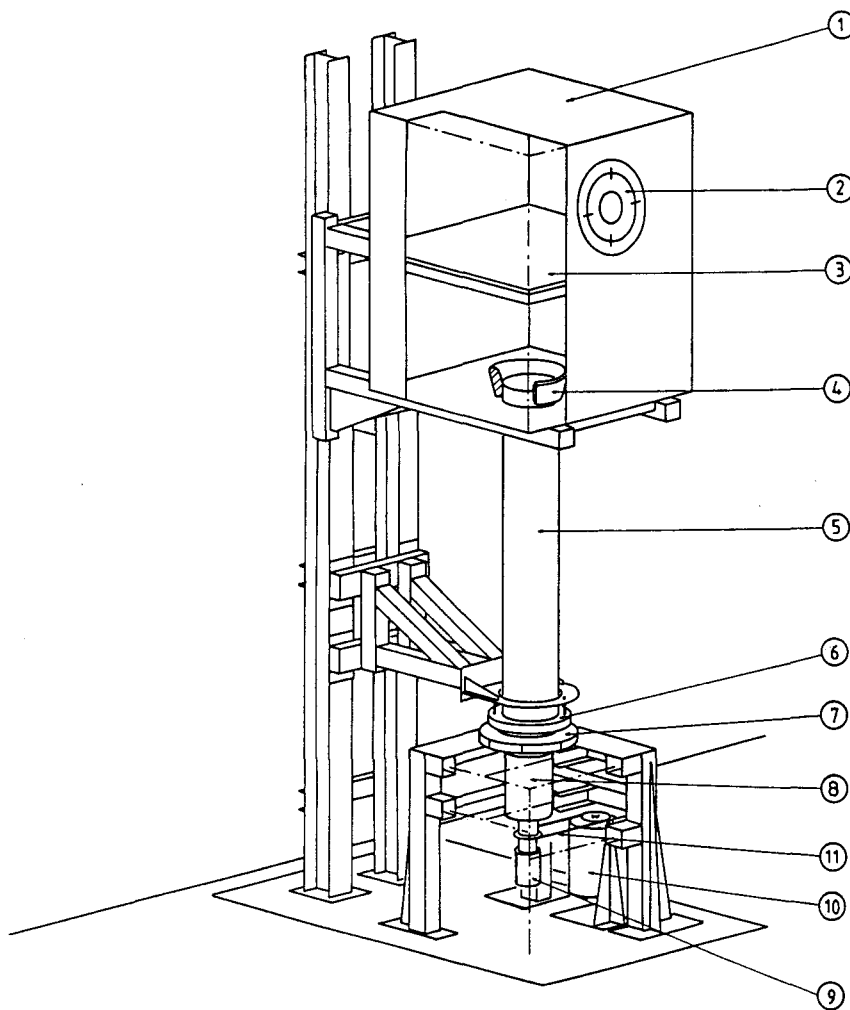


Figure 3.7 : Vue schématique de l'installation d'essai.

### 3.4 - Démarche CFAO pour la réalisation de la maquette de roue

La fabrication en usinage de roues de turbomachines s'est beaucoup développée, d'une part du fait des progrès de la CFAO, et d'autre part à cause de la nécessité croissante de maîtrise de la qualité géométrique des machines.

FACHBACH [FAC75] présente une technique d'usinage pour les roues dont les aubages sont des surfaces réglées. Elle consiste à usiner dans la masse les aubages à partir de la forme tournée constituant le moyeu de la roue. La ceinture de roue est ensuite rapportée sur cet ensemble monobloc.

L'inconvénient de cette technique est de tomber en défaut dès que les aubages sont gauches, et que les canaux présentent de forts recouvrements.

GREIN, SCHNEEBELI et BANTLI [GRE89] ont plus récemment développé une approche industrielle basée sur la modélisation tridimensionnelle des surfaces. Cette modélisation sert de base à la préparation d'usinage en commande numérique de roues modèles (pompe centrifuge, turbine FRANCIS, auget de turbine PELTON...).

Cette technique, permet la réalisation des formes complexes, avec une grande qualité géométrique.

L'ENSAM de Lille a également développé depuis quelques années des techniques de fabrication de roues de pompes utilisant la CFAO.

Une première approche a été de réaliser en usinage à commande numérique un moule destiné à obtenir séparément en fonderie de précision les aubages d'une roue de pompe centrifuge ; un assemblage avec le moyeu et la ceinture permet d'obtenir la roue [DEF89].

Plus récemment, une technique d'usinage 5 axes a été développée pour la fabrication de petites pompes centrifuges [CAI91].

En se basant sur cette expérience, nous avons développé une démarche CFAO originale pour la réalisation en usinage de notre maquette de roue.

Cette démarche a fait l'objet d'une publication au Congrès ASME de juin 1993 à Washington [MOR93].

La réalisation de la maquette de roue en CFAO a été prise en charge complètement par nos soins, depuis la création du modèle CAO jusqu'à la mise en oeuvre des usinages sur machine-outil à commande numérique.

Cette réalisation a également obtenu le prix du Groupe des Utilisateurs d'EUCLID en 1992.

### **3.4.1 - Rappel des critères imposés**

Nous nous sommes imposés deux critères fondamentaux pour la réalisation de la roue : le premier sur le plan qualité géométrique, le second sur le plan accessibilité pour l'instrumentation interne.

En effet, une connaissance trop approximative de la géométrie de la machine sur laquelle on effectue des mesures, même très fines, est un handicap certain pour leur bonne interprétation. De même, les modélisations numériques utilisent des géométries parfaitement définies et leur validation par l'expérience ne peut alors s'appuyer que sur des maquettes d'essai également parfaitement connues.

D'où cet impératif de garder au maximum la maîtrise géométrique de la maquette, tant pour les surfaces des aubages et des flasques que pour les positions de mesure.

Le deuxième impératif, justement en vue de mesures à l'intérieur même de la roue, est de se donner un accès aisé à toutes les surfaces internes, tant aubage que plafond et ceinture. Il existe souvent dans la pratique, dans le cas des roues de pompe centrifuge, des zones totalement inaccessibles à une quelconque instrumentation. La conception de notre maquette devait donc également être orientée dans ce sens.

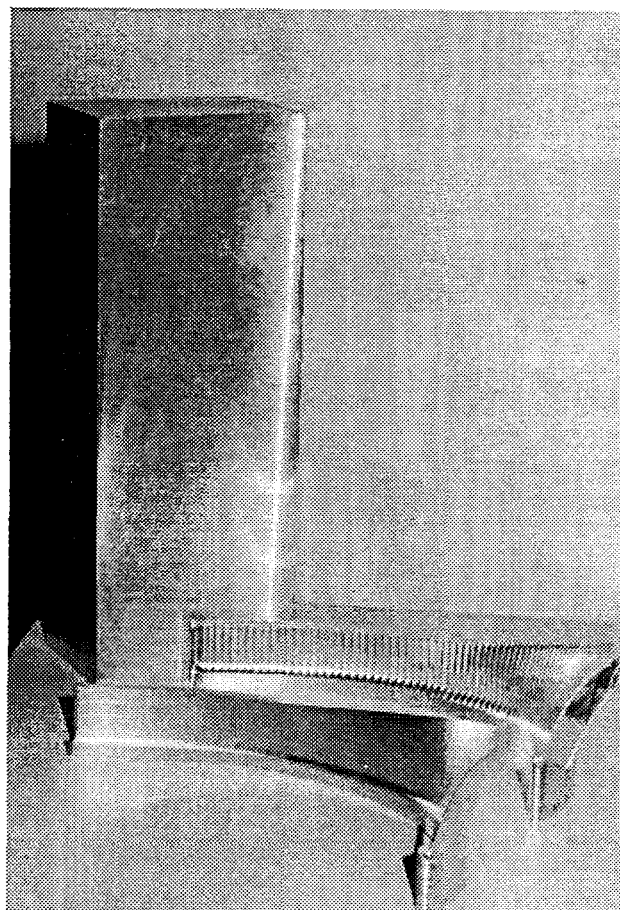
### **3.4.2 - Choix constructifs**

Dans l'optique de respecter les conditions imposées, nous nous sommes orientés, après étude de différentes possibilités, vers la solution suivante : réaliser une roue à aubages rapportés sur le flasque plafond, le flasque ceinture étant quant à lui fixé sur les aubages eux-mêmes. Cet ensemble est

conçu pour être démontable-remontable afin d'accueillir des instrumentations variées.

Les différentes composantes de cet ensemble sont obtenues en usinage, après redéfinition complète des surfaces en CAO. Ce choix du tout usiné a le gros avantage de nous permettre de maîtriser la qualité géométrique des pièces finies et de garantir l'identité géométrique des aubages, même si le coût en temps de mise au point des programmations ainsi qu'en temps d'usinage sur machine à commande numérique, est sans aucun doute très élevé.

Le matériau choisi pour la maquette est un alliage d'aluminium type AU4G. En particulier, chaque aubage est usiné dans la masse à partir d'un bloc parallélépipédique d'alliage d'aluminium tractionné (type aéronautique) pour minimiser les déformations de détensionnement dues à l'enlèvement de matière (figure 3.7).



*Figure 3.7 : Lopin brut, aubages semi-fini et fini.*

### 3.4.3 - Modèle CAO de la roue

Le premier stade consiste en la modélisation de la roue sur un système de CAO. Nous avons en l'occurrence utilisé le logiciel EUCLID-IS disponible sur microVAX et VAXstations à l'ENSAM de Lille.

Les données de base NEYRPIC ont d'abord été transformées à nos dimensions, la roue de base ayant un diamètre extérieur de 400 mm, la nôtre de 513,2 mm.

Ces données consistent en un jeu de cinq coupes de la surface aubage par des surfaces de révolution autour de l'axe de la pompe. La première et la dernière coupe définissent en même temps les lignes génératrices des surfaces plafond et ceinture.

La définition de chaque ligne de coupe est donnée par 62 points d'autant plus rapprochés que la courbure locale de la ligne est plus grande, ce qui permet une excellente définition des surfaces intrados et extrados de l'aubage, ainsi que des zones de bord d'attaque et de bord de fuite.

Ces données ont été introduites en base de donnée EUCLID, pour servir de base à notre modélisation (figure 3.8).

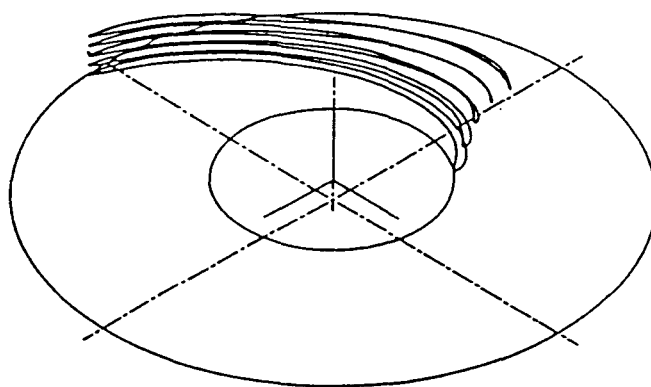


Figure 3.8 : Lignes de données initiales.

Nous avons envisagé deux solutions pour la création du modèle surfacique :

- La première consiste en l'approximation des points de données par un petit nombre de carreaux de BEZIER, de façon à pouvoir manipuler le modèle rapidement et réduire les temps de traitement et d'échanges d'informations. Cependant, les grandes variations de courbures des surfaces ont conduit à l'utilisation de carreaux de degré élevé pour arriver à un niveau d'approximation suffisant, avec un compromis à gérer entre le niveau de précision de l'approximation et la qualité géométrique des carreaux pour la bonne régularité de la surface.

Cette solution a été utilisée pour créer un modèle d'aubage à 6 carreaux de BEZIER approximant les données avec une précision de l'ordre de quelques dixièmes de millimètres pour la préparation des phases d'ébauche et de semi-finition.

- La seconde solution permet d'obtenir une excellente précision vis-à-vis des données. Elle consiste en une interpolation des données par une surface Bspline, transformée ensuite en une surface composite composée de carreaux de BEZIER d'ordre 4, assurant ainsi la régularité de la surface.

Cette surface modélisant l'aubage est alors constituée de 248 carreaux de BEZIER tous parfaitement tangents et reprenant tous les points de données.

Nous utilisons ce modèle, plus lourd mais plus adapté à notre besoin, pour la phase de finition des aubages.

Les surfaces des flasques sont également construites en s'appuyant sur leurs lignes méridiennes, modélisées sur EUCLID par deux lignes de BEZIER. On définit à ce niveau le nez de roue par une ligne à courbure continue.

Pour plus d'information sur la modélisation par carreaux de BEZIER, on peut se reporter à l'ouvrage de LEON [LEO91].

A partir de ces éléments de base, on modélise l'aubage tel que nous souhaitons l'usiner en construisant :

- Dans un premier temps un congé de raccordement entre la surface de définition de l'aubage et la surface plafond. Ce congé est nécessaire pour augmenter la surface d'implantation de l'aubage dans le flasque plafond. Son rayon est de 5 mm.

- Ensuite, s'appuyant sur la ligne de raccord entre le congé et la surface plafond, un pied cylindrique qui sert pour la fixation et le positionnement de l'aubage sur le flasque.

Cette construction est présentée sur la figure 3.9.

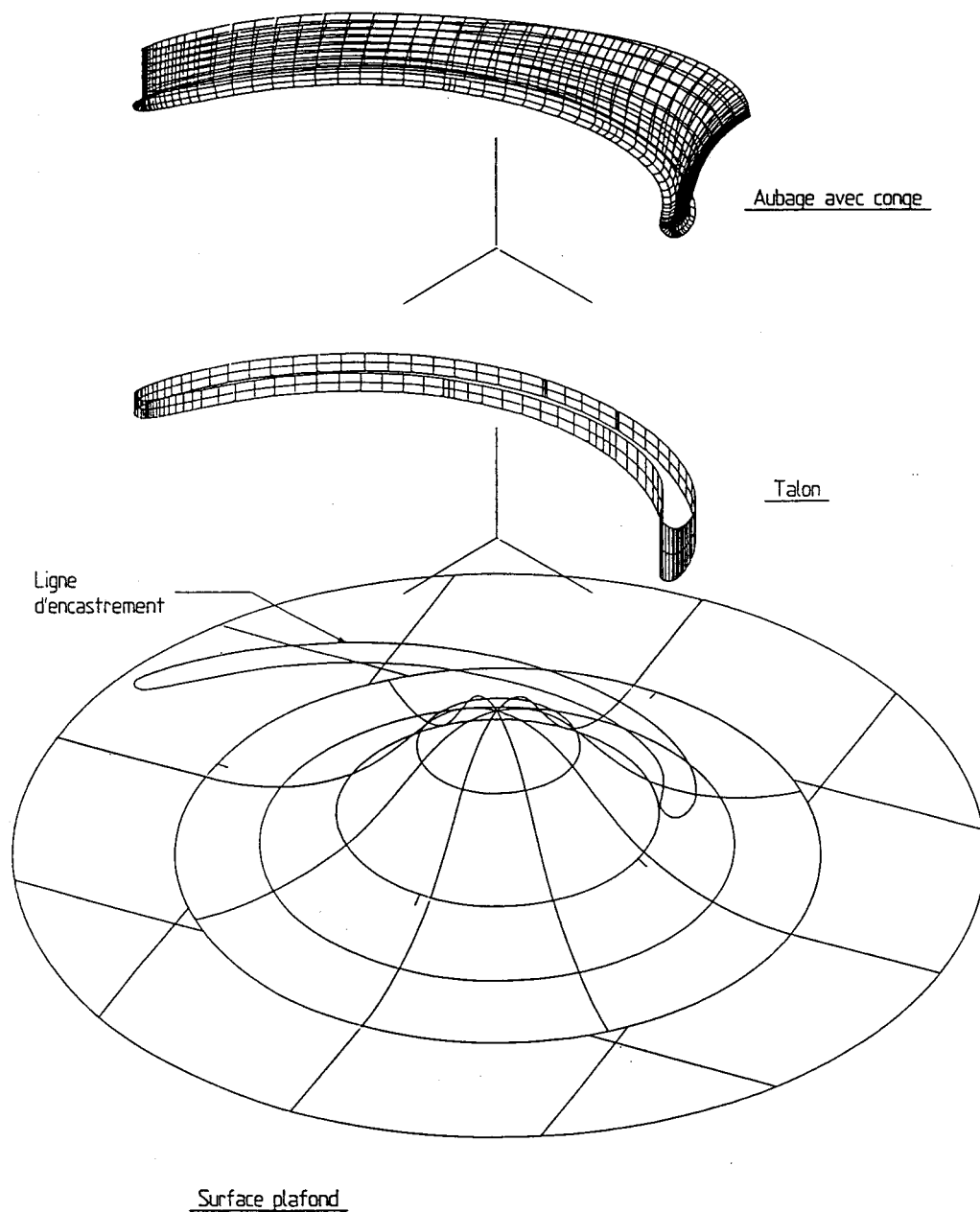
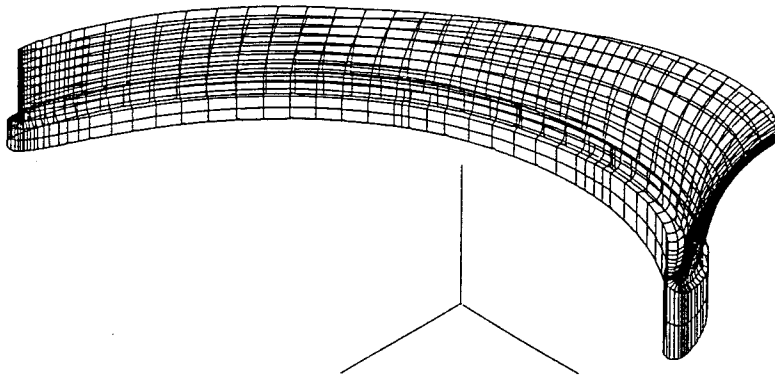


Figure 3.9 : Construction du pied d'aubage.

Le modèle surfacique complet de l'aubage est présenté sur la figure 3.10.



*Figure 3.10 : Modèle surfacique complet de l'aubage.*

#### **3.4.4 - Programmation CFAO des usinages**

On dispose sur EUCLID du module SURFAPT qui permet, à partir d'une surface donnée, de générer la programmation pour son usinage par une machine à commande numérique.

L'utilisation de ce module n'a cependant rien d'automatique, dans la mesure où l'utilisateur doit avoir en tête les caractéristiques de la machine qui sera utilisée (notamment au niveau des courses sur les axes), ainsi que celles des outils prévus (type, diamètres, encombrements...). SURFAPT gère en automatique les paramètres propres à la surface usinée (vibrations, contredépouilles, défaut de connexité...), tient compte éventuellement de la présence d'une surface limite, mais l'expérience a montré qu'on ne peut obtenir de résultat fiable qu'en exerçant une surveillance fine de ces "automatismes".

Au total, 19 programmations distinctes ont été préparées, certaines regroupées par la suite pour minimiser le temps machine.



Pour toutes les étapes d'usinage décrites ci-après, la programmation a été préparée à partir du modèle CAO, même pour les phases que nous avons sous-traitées, et transférée via réseau (ou disquettes pour l'extérieur) aux machines à commande numérique concernées.

### **3.4.5 - Usinage de la roue - Chronologie des opérations**

#### **3.4.5.1 - Usinage des aubages**

Les aubages ont donc été usinés dans la masse sur machine à commande numérique. L'usinage débute pour chaque aubage par le fraisage du pied d'aubage. Ce pied, qui sert de référence pour la prise de pièce pour toutes les opérations ultérieures, vient s'ajuster dans l'empreinte correspondante du montage d'usinage spécialement conçu à cet effet.

Leur usinage a été scindé en trois phases :

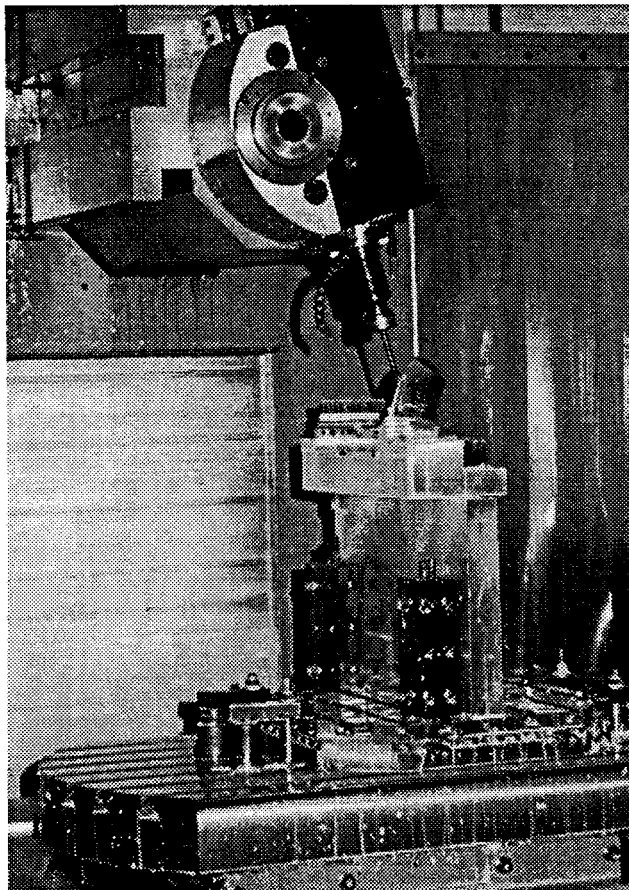
- Une phase d'ébauche en 2,5 axes permet de dégrossir les surfaces, en utilisant un outil cylindrique de diamètre 20 mm.

- Une phase de semi-finition consiste à approcher les surfaces à 1 mm au mieux par balayage 3 axes par plans parallèles avec un outil hémisphérique de diamètre 20 mm, mais sans traiter les zones complexes comme le congé ou les bords d'attaque et de fuite.

Les phases ébauche et semi-finition ont été sous-traitées et prises en charge sur une machine à commande numérique 3 axes.

- La phase de finition a été prise en charge à l'ENSAM Lille par nos soins. Elle consiste en un balayage 3 axes des surfaces par suivi d'isoparamétriques dans les conditions de précision requises ; on s'est imposé une précision de suivi de surface de 0,01 mm, ainsi qu'une hauteur de crête maximale de 0,02 mm. Le choix de ces deux valeurs influe sur la taille du programme (nombre de points pour le suivi du profil), ainsi que sur le nombre de passes (qui conditionne le temps d'usinage).

La machine 5 axes utilisée ainsi que le montage d'usinage sont présentés sur la figure 3.11.



*Figure 3.11 : Vue d'ensemble - Phase de finition de la face intérieure de l'aubage.*

Pour le balayage de surfaces et la réalisation du congé de 5 mm de rayon, il a été décidé d'utiliser le même outil pour éviter les problèmes de raccordement. Cet outil est un outil hémisphérique à plaquette carbure rapportée, de 10 mm de diamètre, spécialement affûtée pour l'usinage de l'aluminium. Il permet un usinage de forme du congé.

La longueur de cet outil est choisie suffisamment courte pour éviter les problèmes de vibrations durant l'usinage. Cela nécessite de prendre en compte les risques de collision entre la tête de la machine et la pièce. De plus, on a intérêt à essayer d'optimiser les conditions de coupe en inclinant l'axe de l'outil sur la normale locale à la surface. Ces considérations nous conduisent à scinder la finition en six opérations distinctes, en utilisant pour chacune les possibilités de la machine 5 axes au niveau des rotations du plateau et de la tête outil pour optimiser l'approche et les conditions de coupe (angles B et C de la figure 3.12).

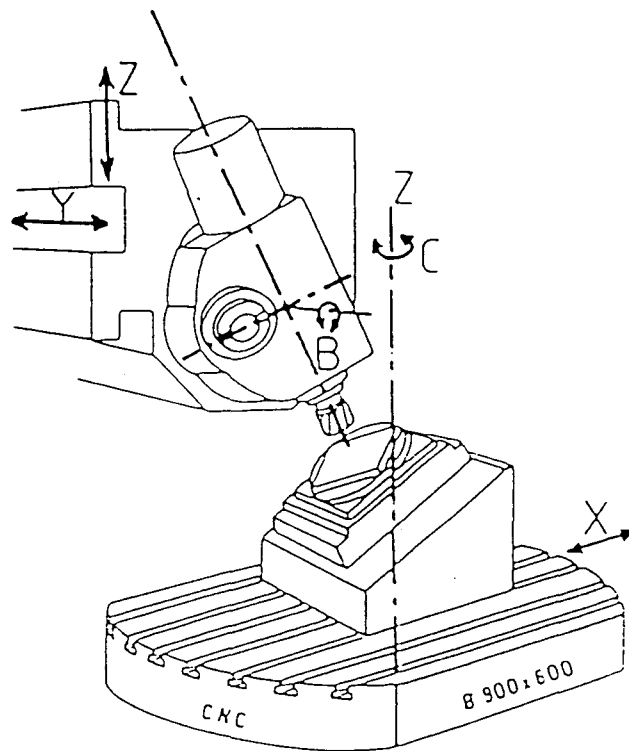


Figure 3.12 : Principe de la machine à commande numérique 5 axes.

Le temps machine nécessaire pour la phase de finition d'un aubage est de 8 heures environ. On estime le temps machine total pour un aubage à 16 heures.

Nous avons ainsi réalisé une série de 10 aubages.

### 3.4.5.2 - Chronologie des opérations

#### Phase initiale - machine 3 axes

- Contournage (ébauche et finition) du pied d'aubage fraises cylindriques

#### Phases d'ébauche et de semi-finition - machine 3 axes

- Ebauche de la surface supérieure aubage fraise cylindrique de diamètre 20 mm

- Semi-finition de la surface supérieure aubage  
fraise hémisphérique de diamètre 20 mm
- Ebauche de la face intérieure aubage  
fraise cylindrique de diamètre 20 mm
- Semi-finition de la face intérieure aubage  
fraise hémisphérique de diamètre 20 mm
- Ebauche de la face extérieure aubage  
fraise cylindrique de diamètre 20 mm
- Semi-finition de la face extérieure aubage  
fraise hémisphérique de diamètre 20 mm

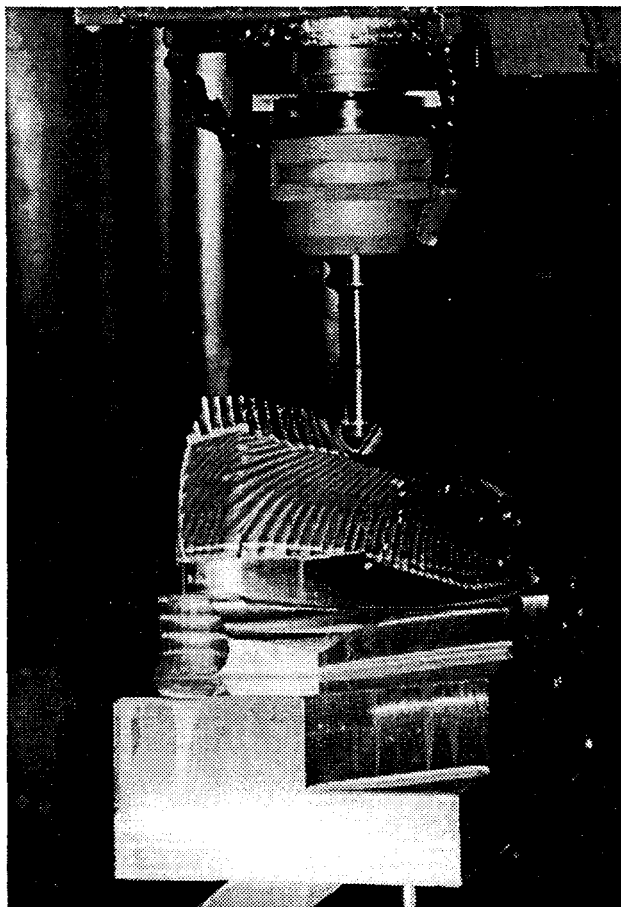
#### *Phase de finition - machine 5 axes*

- Finition de la surface supérieure de l'aubage (figure 3.13)  
fraise hémisphérique de diamètre 20 mm - 1 opération
- Finition de la face intérieure de l'aubage et du congé (figure 3.11)  
fraise hémisphérique de diamètre 10 mm - 1 opération
- Finition de la face extérieure de l'aube et du congé (figures 3.14 et 3.15)  
fraise hémisphérique de diamètre 10 mm - 4 opérations enchaînées

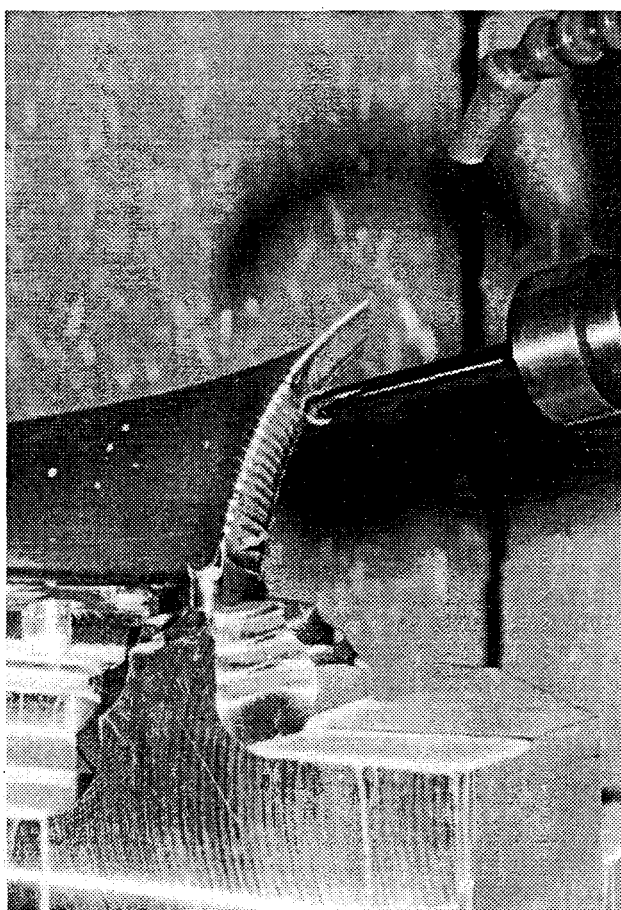
#### **3.4.5.3 - Usinage des flasques**

Le modèle CAO nous a permis de préparer les lignes de définition des surfaces plafond et ceinture en vue de leur usinage sur tour à commande numérique. Pour des raisons de capacité machine (les pièces ont un diamètre extérieur de 514 mm), nous avons sous-traité le tournage des flasques.

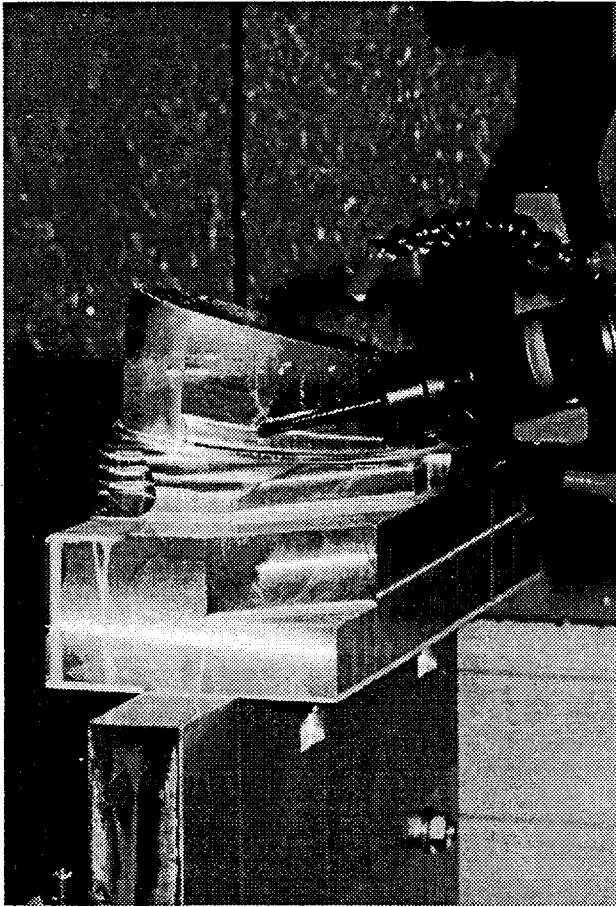
Par contre, les empreintes d'implantation des pieds des aubages ainsi que tous les perçages nécessaires ont été réalisés par nos soins sur la machine 5 axes.



*Figure 3.13 :  
Phase de finition de  
la face supérieure de  
l'aubage*

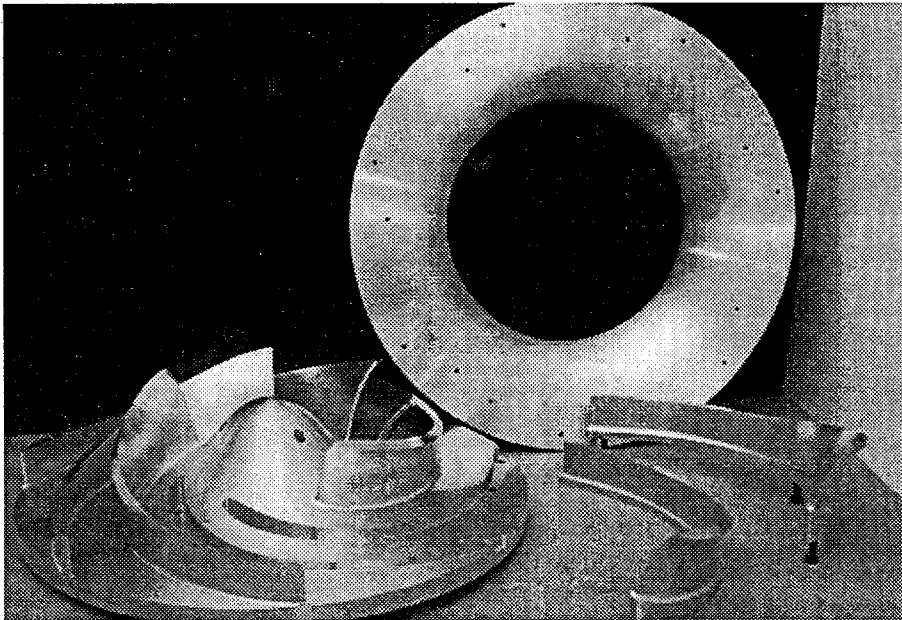


*Figure 3.14 :  
Phase de finition de  
la face extérieure de  
l'aubage*



*Figure 3.15 :  
Phase de finition de  
la face extérieure de  
l'aubage*

La figure 3.16 présente une vue générale de la maquette de roue partiellement assemblée.



*Figure 3.16 : Vue générale de la maquette de roue*

### 3.4.6 - Contrôle

Un moyen de contrôle des qualités dimensionnelles de la maquette consiste en son montage. En effet, les pièces constitutives de la roue ont toutes été réalisées indépendamment, à partir du même modèle CAO mais sur des machines différentes. Le montage d'un aubage dans son empreinte permet d'apprécier la qualité du raccordement entre la surface plafond issue de tournage et le pied d'aubage issu de fraisage. De la même façon, l'ajustement de la ceinture sur les aubages est également un élément de contrôle immédiat.

Ce contrôle qualitatif s'est révélé pleinement satisfaisant.

La figure 3.17 présente cet aspect contrôle qualitatif.



*Figure 3.17 :  
Aubage monté dans  
le flasque plafond.*

### **3.5 - Instrumentation pour les mesures de pression embarquées**

La première étape de l'utilisation de la maquette pour des mesures embarquées consiste en la mesure des pressions moyennes pariétales. La synthèse et l'analyse de ces mesures font l'objet du présent mémoire.

#### **3.5.1 - Ligne de mesure**

Dans notre maquette en air, une technique bien adaptée de réalisation de telles mesures consiste en l'usinage de prises de pression en paroi. Ces prises sont reliées à une ligne de pression qui transmet l'information à l'appareil de mesure, éventuellement commun à plusieurs prises.

Nous avons étudié une solution consistant à embarquer, par exemple au niveau de la face inférieure du flasque plafond, un (voire deux) bloc(s) de mesure d'encombrement réduit. Ce bloc capteur reçoit les lignes de pression en provenance d'un certain nombre de prises (jusqu'à 64 par bloc), et la pression de chaque ligne est mesurée par un élément sensible particulier. Un système électronique gère la scrutation de chaque voie, et transmet l'information par un collecteur électrique à un système d'acquisition. Ce système permet d'avoir accès à tous les points de mesure en fonctionnement.

Pour des questions de budget et de délai d'approvisionnement, nous n'avons pas pu développer plus avant cette technique dans le cadre de cette étude.

Nous nous sommes orientés vers une technique plus classique qui consiste en l'utilisation d'un collecteur pneumatique pour transférer l'information pression vers l'espace fixe. Ce collecteur a déjà été utilisé pour une autre étude au sein du Laboratoire ([STE81], [CAI82]).

Dans notre installation, il vient se monter en bout d'arbre et reçoit par l'arbre creux les lignes de pressions. Le nombre de points de mesure accessibles au cours du même fonctionnement est limité à 11 du fait des 12 entrées possibles. Un système de commutation mécanique permet de sélectionner une des voies d'entrée et de la mettre en communication avec l'unique voie de sortie. Une seule mesure est donc disponible à la fois.



Il faut donc sélectionner à l'arrêt 11 points de mesure, sélection qui s'opère manuellement au niveau de la face inférieure du flasque plafond de la roue.

La figure 3.18 présente la ligne de mesure.

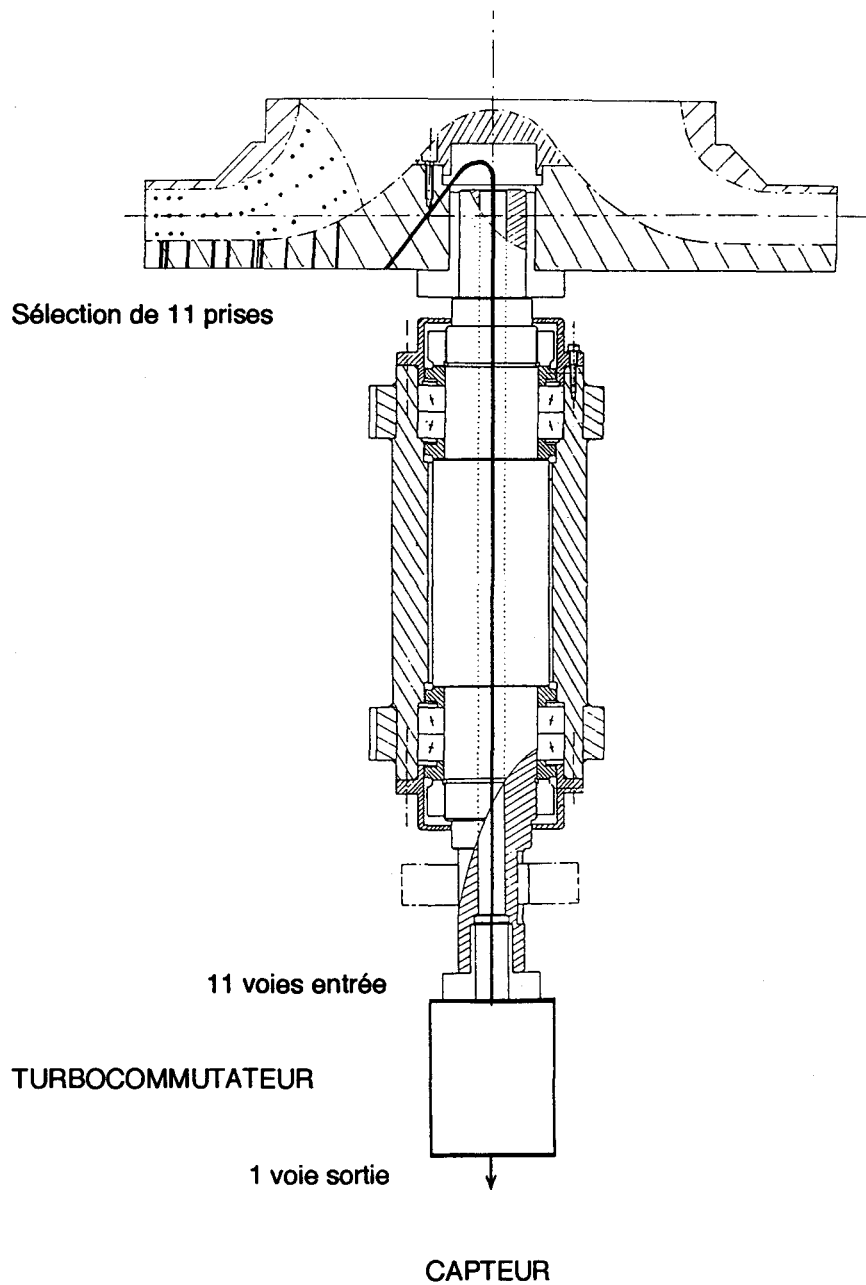


Figure 3.18 : Ligne de mesure de pression.

Il n'est cependant pas pénalisant pour des mesures de pression moyenne de devoir arrêter la machine pour changer de points de mesure. Le système de calage du point de fonctionnement par le choix d'un diaphragme, associé à la grande précision de calage en vitesse du moteur asynchrone, garantit avec une excellente précision de retrouver le même point de fonctionnement au redémarrage. Le problème de recalage les unes avec les autres des différentes séquences de mesure, qui se pose malgré tout à cause d'éventuelles modifications des conditions ambiantes, est développé au paragraphe 4.3.

Il est en principe possible de placer un capteur de pression dans la partie fixe du collecteur, et ainsi d'avoir accès aux fluctuations de pression. Nous avons réalisé quelques essais préliminaires avec un capteur placé un peu en aval. Les résultats montrent que moyennant une étude des fonctions de transfert des lignes de pression, l'information de fluctuation de pression est accessible.

### **3.5.2 - Instrumentation de la maquette en prises de pression**

Les impératifs que nous nous sommes fixés concernant l'identité géométrique des canaux de la roue et l'axisymétrie des conditions d'écoulement nous permettent de choisir de n'instrumenter qu'un seul canal de la roue.

Pour accéder à une description aussi complète que possible de l'écoulement, on prévoit de réaliser des prises de pression sur les quatre faces du canal concerné.

Un impératif de conception de cette instrumentation est bien sûr de ne pas modifier la géométrie des canaux. Toutes les lignes de pression sont donc noyées dans la matière.

#### **3.5.2.1.- Positionnement des points de mesure en CAO**

La définition des points de mesure est réalisée en s'appuyant sur le modèle CAO de la maquette, en vue de l'utilisation d'une procédure CFAO pour leur réalisation.

Nous avons bien entendu à ce niveau l'envie de prévoir beaucoup de points de mesure, afin de pouvoir accéder à une information expérimentale aussi dense que possible.

Deux considérations pratiques vont limiter le nombre de prises:

- Sur un plan technologique, chaque prise est reliée à un conduit noyé dans la matière, aubage ou flasque. L'espace disponible à ce niveau n'est pas illimité.

- Sur un plan budget, le coût de la réalisation d'une prise de pression et du cablage du conduit associé est important.

Nous avons donc choisi de positionner les prises de pression selon certains critères.

Tout d'abord, dans l'optique d'avoir une information continue de l'entrée à la sortie sur chacune des faces du canal, on place une ligne continue de prises sur chaque face.

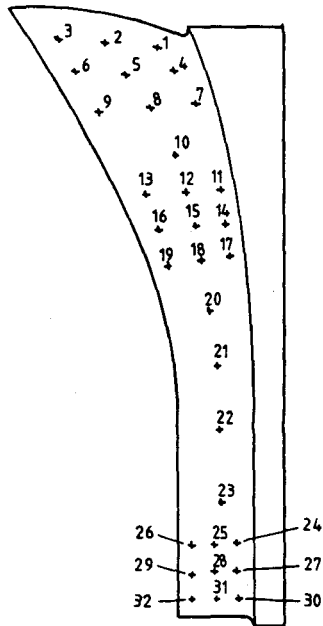
Ensuite, nous avons privilégié les zones d'entrée, du col d'entrée, du col de sortie, et de sortie. Dans ces zones, les prises sont organisées en groupes de neuf sur chaque face.

Au total, on définit 114 points de mesure dans le canal instrumenté. Chaque aubage se voit affecter 32 prises, et chaque flasque 25.

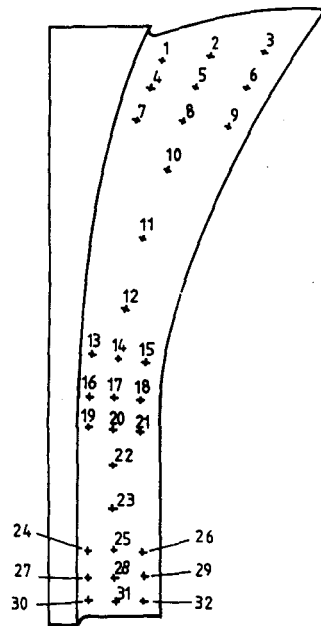
Cette définition est réalisée sur le modèle CAO de la maquette. Les prises de pression sur les aubages sont volontairement placées sur les lignes de données.

La figure 3.19 montre la localisation des prises sur chaque face du canal.

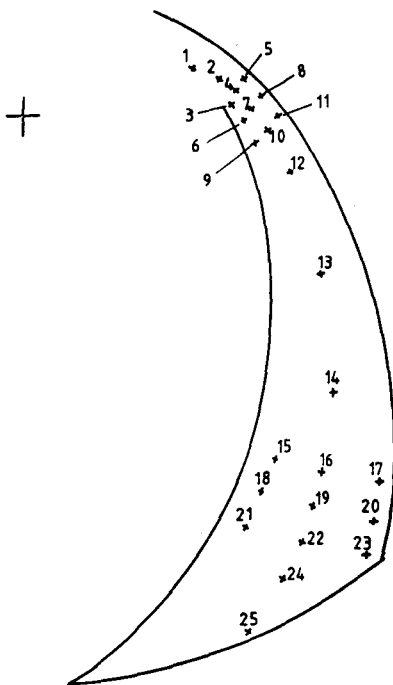
EXTRADOS : 32 prises



INTRADOS : 32 prises



CEINTURE : 25 prises



PLAFOND : 25 prises

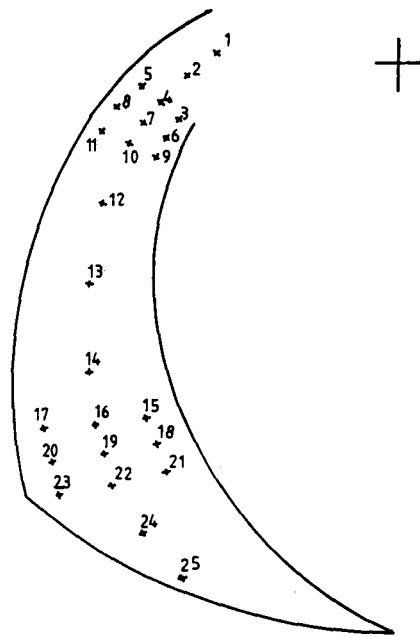


Figure 3.19 : Emplacement des prises de pression.

### 3.5.2.2 - Réalisation des prises de pression

La réalisation de l'instrumentation de la maquette de roue a été soustraite au service maquettes de l'Institut de Mécanique des Fluides de Lille.

Nous avons transféré le modèle CAO sur EUCLID ainsi que l'emplacement des prises de pression vers leur système de CAO, CATIA, via un fichier au format IGES.

Ils ont ainsi réalisé les prises de pression de diamètre 0,5 mm par perçage suivant la normale locale à la surface. Chaque prise a été reliée à un tuyau en inox recuit de 0,6 mm de diamètre intérieur pour 1 mm de diamètre extérieur jusqu'à la partie inférieure du flasque plafond de la roue. Les rainures de passage de tubes, nécessaires pour les parties gauches des aubes où on ne peut pas percer par au-dessus, comme dans la partie radiale, ont été réalisées sur les faces opposées des aubages concernés (figure 3.20), et rebouchées avec une colle à deux composants.

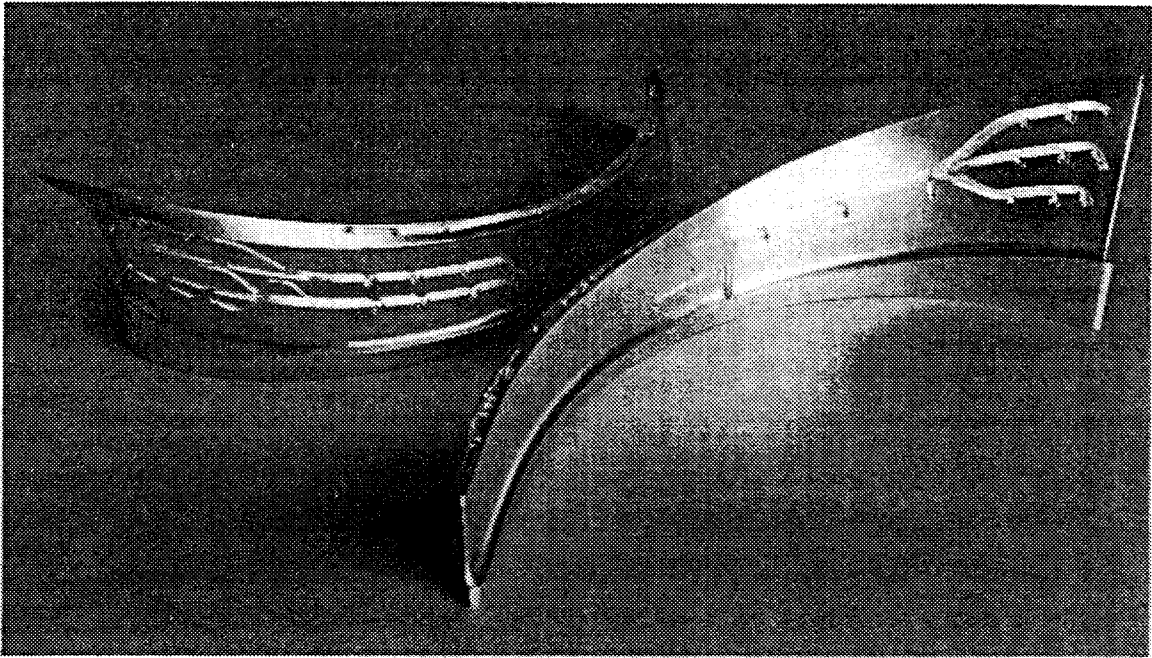
Nous avons complété l'équipement en face inférieure de roue par un cablage de chaque ligne par tuyau vinyle vers la région de l'axe de roue où toutes les lignes sont ramenées sur quatre connecteurs (un pour chaque face du canal, à 25 ou 32 voies). La sélection des 11 voies de mesure s'opère ainsi manuellement à ce niveau.

Pour éviter tout effet aérodynamique sur ces cablages apparents, nous avons conçu et réalisé en usinage sur machine à commande numérique, un capot de protection en alliage d'aluminium.

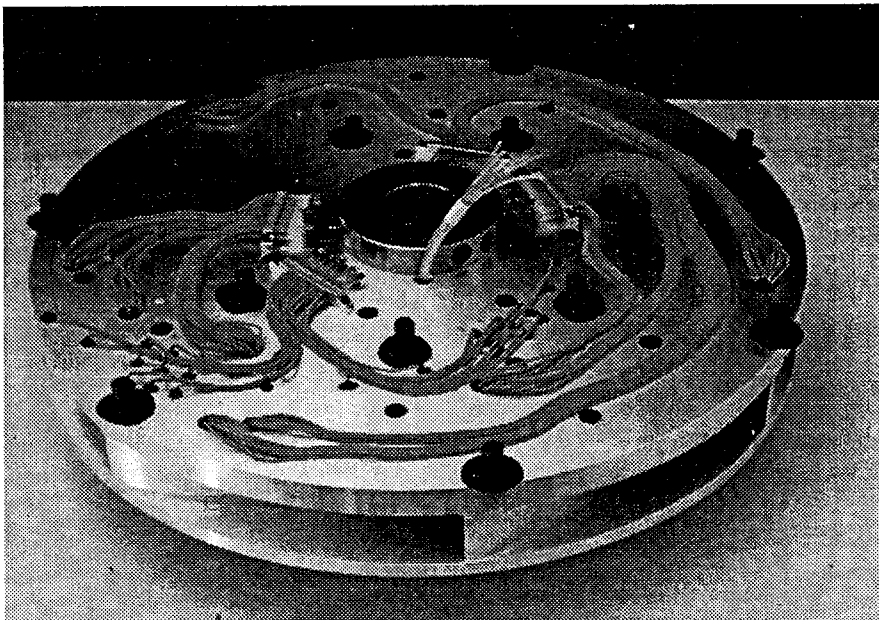
La figure 3.21 présente une vue de l'équipement de la face inférieure de roue.

Tout l'ensemble en rotation est équilibré sur site par addition d'une masselotte en utilisant une technique d'équilibrage en un plan.

Pour résumer, tous les choix de conception pour le banc d'essai et la maquette de roue ont été faits dans une optique de maîtrise de la connaissance géométrique de la maquette et des emplacements de mesure, ainsi que des conditions aux limites des expérimentations.



*Figure 3.20 : Rainures pour l'installation des lignes de pression.*



*Figure 3.21 : Face inférieure de la roue.*

## **CHAPITRE 4**

### **PROCEDURES EXPERIMENTALES**

Nous abordons dans ce chapitre les aspects liés à la mise en oeuvre du banc d'essai.

Tout d'abord, nous détaillons la démarche utilisée pour le calage et le contrôle des points de fonctionnement.

Ensuite nous présentons des résultats d'essais préliminaires pour la qualification de l'installation, concernant en particulier la qualité des conditions d'écoulement à l'entrée et à la sortie de roue.

La fin de ce chapitre est consacrée aux techniques expérimentales que nous utilisons pour la mesure des pressions pariétales dans la roue.

#### **4.1 - Contrôle du point de fonctionnement**

##### **4.1.1 - Calage d'un point de fonctionnement**

Le calage du point de fonctionnement de notre installation est réalisé en imposant la vitesse de rotation de la roue et en installant un diaphragme de diamètre donné au caisson d'aspiration.

La vitesse de rotation est imposée en donnant une fréquence de consigne à l'électronique du moteur asynchrone avec une résolution de 0,1Hz. Du fait de la transmission par courroie et du glissement qui en résulte, nous mesurons la vitesse de rotation effective de la roue.

Cette mesure est réalisée par une cellule photoélectrique qui détecte le passage d'une pastille réfléchissante collée sur l'arbre de roue. L'électronique associée permet l'affichage de la mesure avec une précision de 1 tr/min.

La stabilité en vitesse du moteur asynchrone pendant une séquence de mesure est du même ordre de précision.

#### 4.1.2 - Evaluation du débit traversant la roue

Le débit qui traverse la roue est la somme du débit qui arrive par la conduite d'aspiration en provenance du caisson et du débit de fuite dû au jeu existant entre partie mobile et partie fixe.

La partie principale du débit roue est celle en provenance du caisson, mais la partie fuite, bien que minime, n'est pas négligeable.

##### 4.1.2.1 - Débit au caisson - Etalonnage des diaphragmes

La méthode utilisée pour calculer le débit qui traverse le caisson s'inspire de la méthode normalisée dite du *caisson réduit* [NFX71]. On relie le débit aux mesures de la pression dans le caisson d'aspiration et des conditions ambiantes par la relation :

$$q_v = \alpha S \sqrt{\frac{2 \Delta p_c}{\rho_c}}$$

avec:

- $q_v$  : Débit volume au caisson (m<sup>3</sup>/s)
- $\alpha$  : Coefficient de débit du diaphragme
- $S$  : Section du diaphragme (m<sup>2</sup>)
- $\Delta p_c$  : Différence de pression statique entre l'amont et l'aval du diaphragme (Pa)
- $\rho_c$  : Masse volumique de l'air dans le caisson (kg/m<sup>3</sup>)

#### Mesure de $\Delta p_c$

Pour la mesure de  $\Delta p_c$ , nous avons fait une étude préliminaire du comportement de prises de pression placées sur les cinq faces solides de la chambre d'aspiration du caisson, la sixième face étant la section de passage du fluide vers la chambre de tranquillisation.



Cette étude a utilisé la même configuration que celle utilisée pour l'étalonnage des diaphragmes (voir ci-après et figure 4.2), et les mesures ont été prises pour quatre diamètres de diaphragme (58 mm, 90 mm, 135 mm et 195 mm) et trois vitesses de rotation du ventilateur annexe.

Cette étude a montré l'influence du jet créé par l'aspiration au travers du diaphragme sur les mesures de pression sur la face opposée au diaphragme, perpendiculaire à l'axe du jet. Cette influence est sensible à tous les débits, et est d'autant plus marquée que le débit est important.

Cet effet perturbe également la mesure sur la face où est installé le diaphragme, mais seulement pour le plus grand diaphragme et dans une moindre mesure.

En calculant une moyenne sur les trois prises situées sur les trois faces latérales par rapport à l'axe du diaphragme, on obtient un écart maximal des mesures par rapport à la moyenne de 0,5%.

Nous avons donc choisi de réaliser la mesure de pression statique dans la chambre d'aspiration en se basant sur un pontage de ces trois prises.

### **Chaîne de mesure de pression**

La chaîne de mesure de pression comporte:

- Un commutateur pneumatique 20 voies permettant de sélectionner une voie de mesure parmi les lignes de pression en provenance des différents points de mesure de l'installation; une des voies est occupée par une ligne reliée à un caisson de référence ouvert à l'atmosphère.

- Un manomètre numérique YEW 2654 qui réalise la mesure de pression relativement à la pression atmosphérique sur une gamme de  $\pm 1000$  mmCE et affiche la pression à 0,1 mmCE près. Ce manomètre est périodiquement étalonné en comparaison avec une colonne d'eau. Il dispose d'une sortie analogique à laquelle on vient relier un multimètre HP 3478A. En phase de mesure, on recale périodiquement le zéro du manomètre sur la ligne de référence.

- Un calculateur HP 86B permet alors de gérer par programme l'acquisition de la pression ainsi que de réaliser des opérations de moyennes.

On relève par ailleurs la pression atmosphérique dans le hall d'essai par l'intermédiaire d'un baromètre à colonne de mercure.

### Calcul de $\rho_c$

Le calcul de la masse volumique dans le caisson est effectué en utilisant la relation suivante:

$$\rho = \left( p - \frac{3}{8} p_v \right) \frac{0,003485}{T}$$

avec:

- $\rho$  : Masse volumique de l'air ( $\text{kg/m}^3$ )
- $p$  : Pression absolue à l'endroit considéré (Pa)
- $p_v$  : Pression de vapeur saturante (Pa)
- $T$  : Température (K)

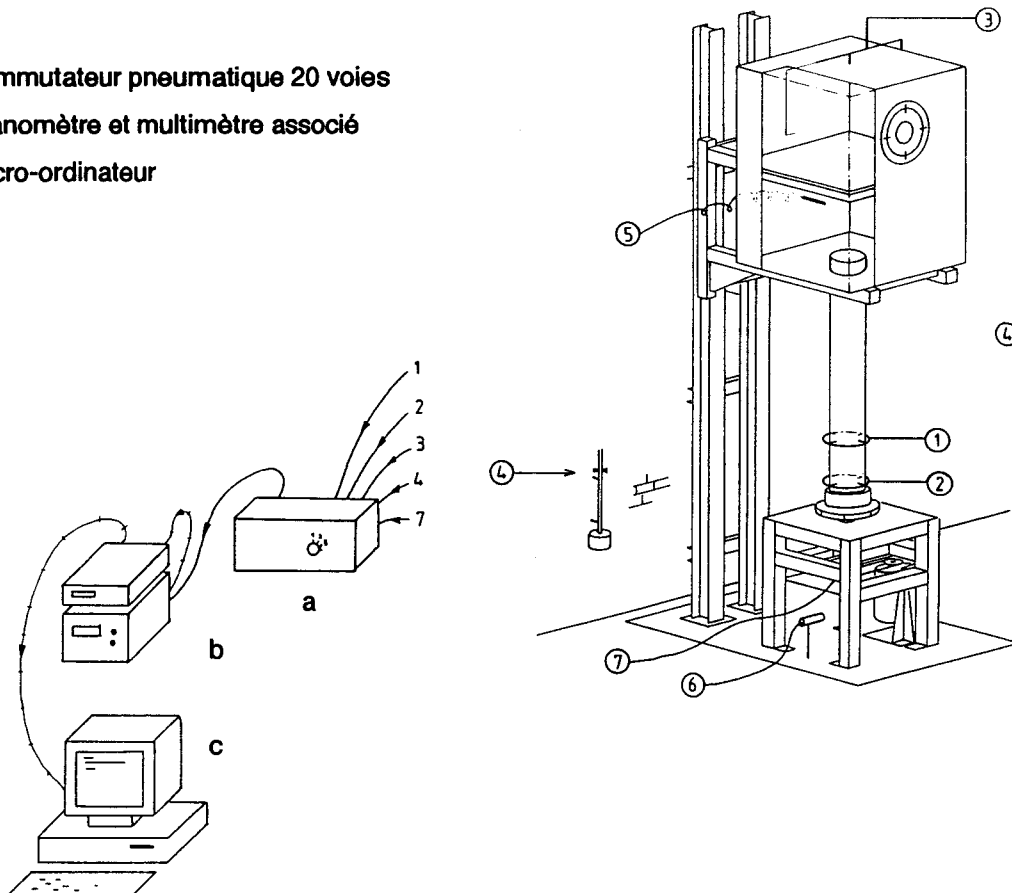
Les mesures de température et d'humidité relative (nécessaires pour le calcul de  $p_v$ ) sont effectuées dans la chambre de tranquillisation du caisson d'aspiration (thermomètre-hygromètre ROTRONIC).

On fait l'hypothèse que la température n'évolue pas entre ce point de mesure et les autres points de mesure de pression dans l'installation.

## Schéma synthétique des mesures dans l'installation

La figure 4.1 présente schématiquement une vue synthétique des différents lieux des mesures dans l'installation.

- a - commutateur pneumatique 20 voies
- b - manomètre et multimètre associé
- c - micro-ordinateur



- 1 - pression relative à l'aspiration (590 mm de l'entrée de roue)
- 2 - pression relative à l'aspiration (90 mm de l'entrée de roue)
- 3 - pression relative au caisson d'aspiration
- 4 - pression atmosphérique (zéro du manomètre)
- 5 - température et humidité relative dans le caisson d'aspiration
- 6 - vitesse de rotation
- 7 - pression relative pour une prise de la roue

Figure 4.1 : Schéma synthétique des emplacements de mesure dans l'installation.

## Détermination des coefficients de débit

Du fait que la méthode du caisson réduit n'est pas normalisée à l'aspiration, il nous faut déterminer les coefficients de débit  $\alpha$  propres à chaque diaphragme par une procédure d'étalonnage.

Les valeurs de la norme ont malgré tout été utilisées pour définir, par un calcul approximatif, une série de 15 diaphragmes (de 58 mm à 195 mm de diamètre).

Pour réaliser cet étalonnage, nous avons installé dans le prolongement de la conduite d'aspiration et à la place de la roue de notre installation un circuit annexe. Ce circuit comporte un élément de conduite rectiligne munie d'un diaphragme normalisé, destiné à mesurer le débit d'après la norme NF X10-102 [NFX80], et un ventilateur centrifuge à vitesse variable ( figure 4.2).

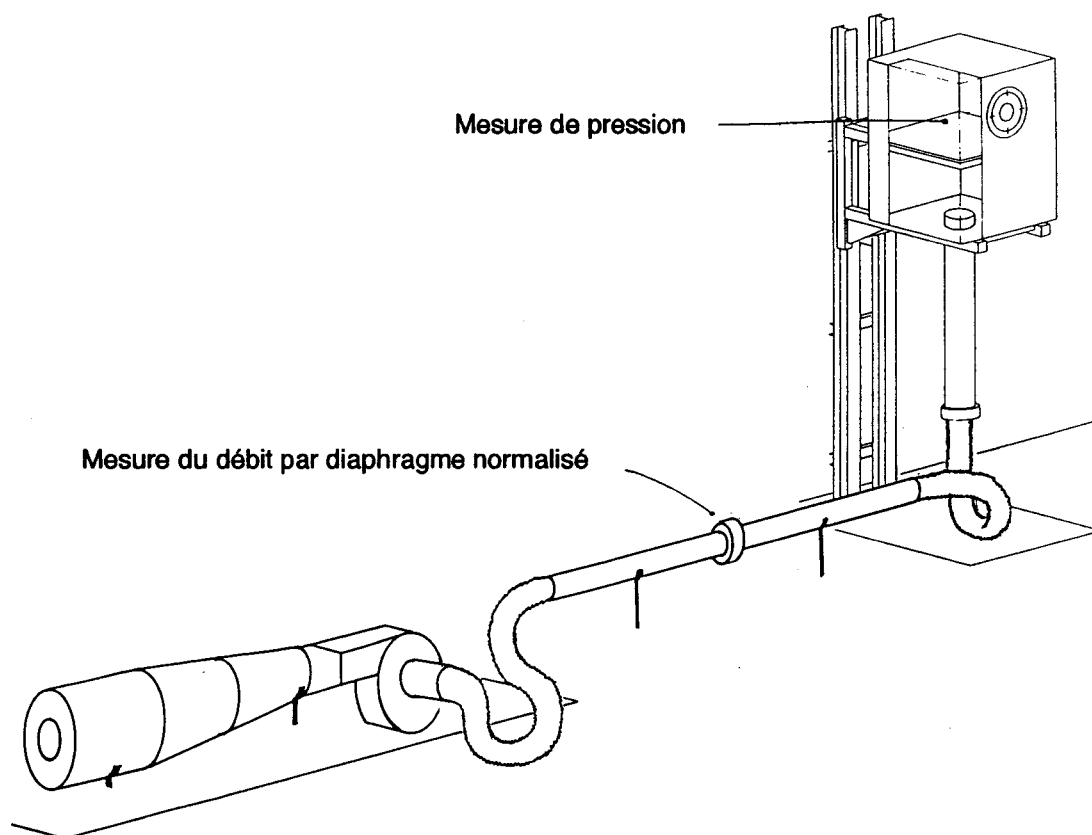


Figure 4.2 : Circuit d'étalonnage.

Pour chaque diaphragme au caisson, nous avons relevé, en faisant varier la vitesse de rotation du ventilateur annexe, des points expérimentaux reliant le débit mesuré au diaphragme en conduite aux conditions régnant dans le caisson.

Nous avons alors pu évaluer le coefficient de débit  $\alpha$  de chaque diaphragme par une méthode de moindres carrés.

La figure 4.3 présente les courbes d'étalonnage ainsi obtenues.

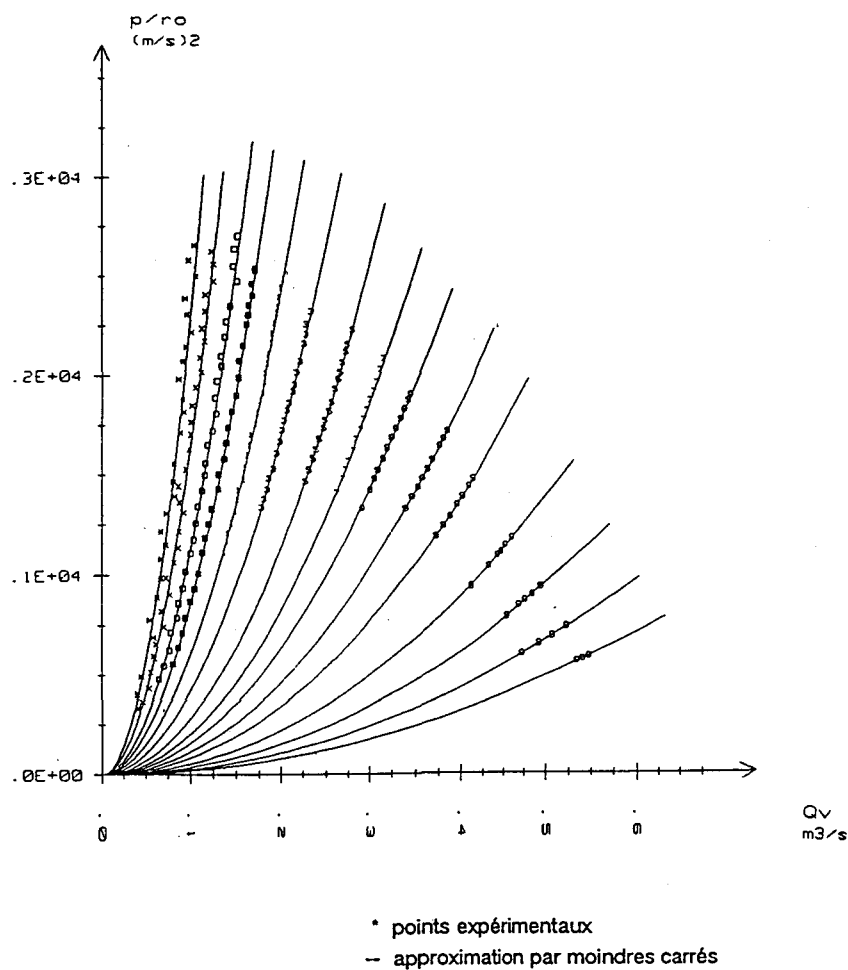


Figure 4.3 : Courbes d'étalonnage des diaphragmes

La plage d'obtention des points expérimentaux a été fixée d'une part d'après une estimation des caractéristiques de notre maquette, et d'autre part par les limites de fonctionnement du ventilateur annexe.

Dans les faibles débits, les instabilités engendrées par le ventilateur se propagent même dans tout le circuit, et les mesures sont beaucoup plus dispersées. La figure 4.4 présente la courbe d'étalonnage du diaphragme de diamètre 63 mm.

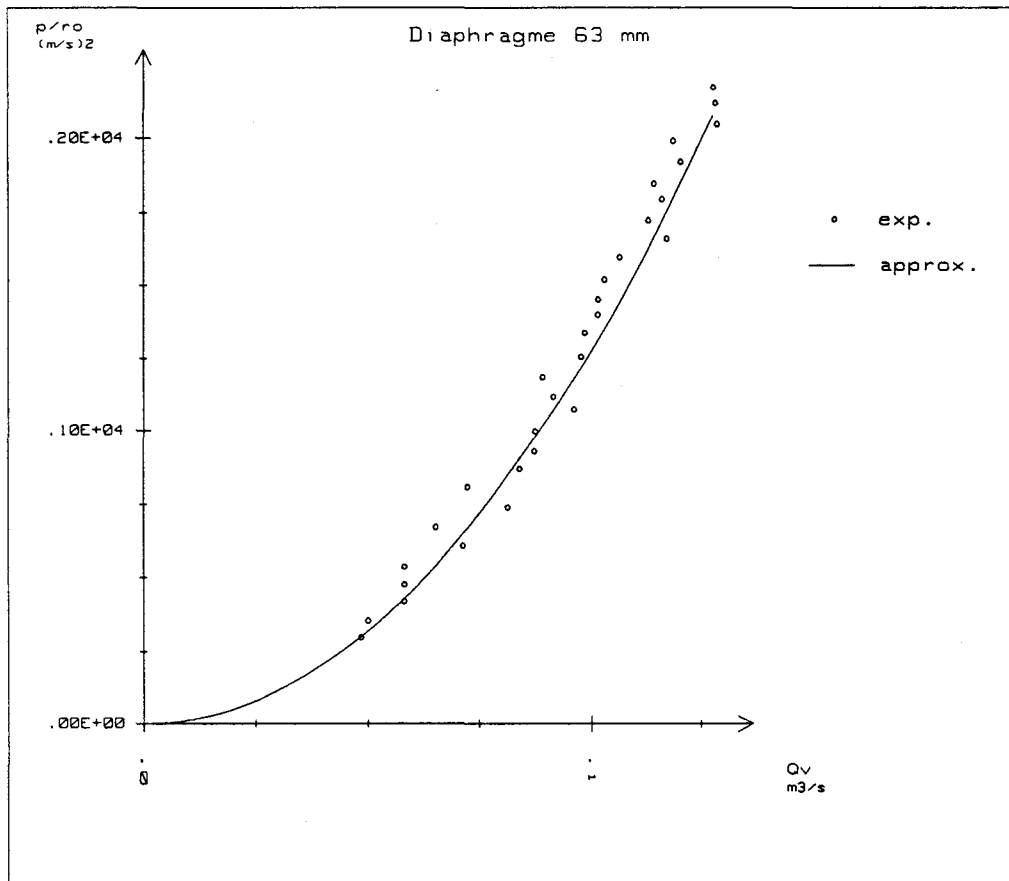
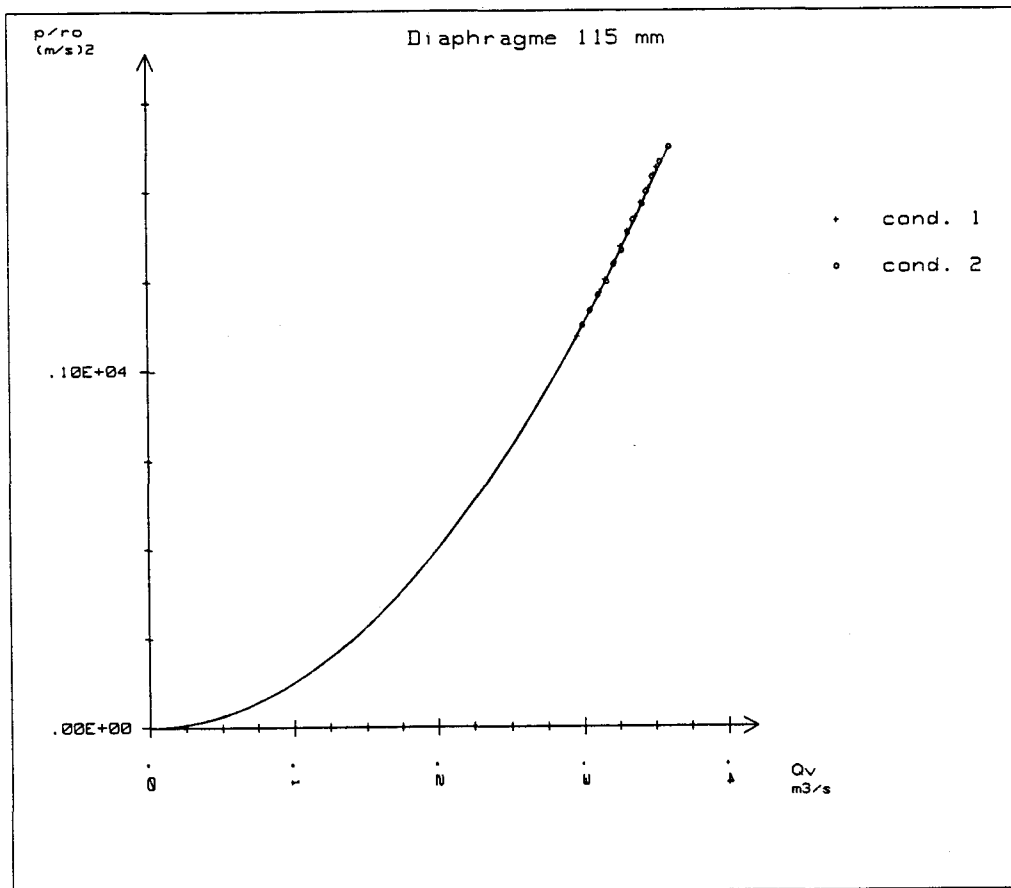


Figure 4.4 : Courbe d'étalonnage du diaphragme de diamètre 63 mm.

Pour le diaphragme de diamètre 115 mm, nous avons réalisé deux étalonnages dans des conditions ambiantes très différentes d'une fois à l'autre. Les résultats montrent que ces conditions atmosphériques influent très peu sur la courbe d'étalonnage ; on constate en effet un écart de l'ordre de 0,15 % sur la valeur du coefficient de débit calculé (figure 4.5).



	Conditions 1	Conditions 2
Pression atmosphérique (mmHg)	: 767,5	770,3
Température au caisson (°C)	: 16,1	16,0
Humidité relative au caisson (%)	: 55,0	56,7
Coefficient de débit calculé	: 0,608	0,609

*Figure 4.5 : Etalonnages sous différentes conditions atmosphériques du diaphragme de diamètre 115 mm.*

#### 4.1.2.2 - Débit de fuite

La figure 4.6 rappelle l'environnement géométrique qui régit cette fuite.

Nous avons utilisé un modèle de calcul du débit de fuite fondé sur des mesures de pression statique en trois lieux :

1 - dans le diffuseur, des mesures en cinq rayons permettent de remonter à la valeur de la pression statique au niveau du jeu entre la ceinture de roue et le diffuseur.

2 - dans le capot, trois mesures permettent d'obtenir une valeur moyenne de la pression statique,

3 - dans la conduite d'aspiration, un cercle de pression permet d'accéder à la valeur de la pression statique au niveau du jeu entre la roue et la pièce d'aspiration.

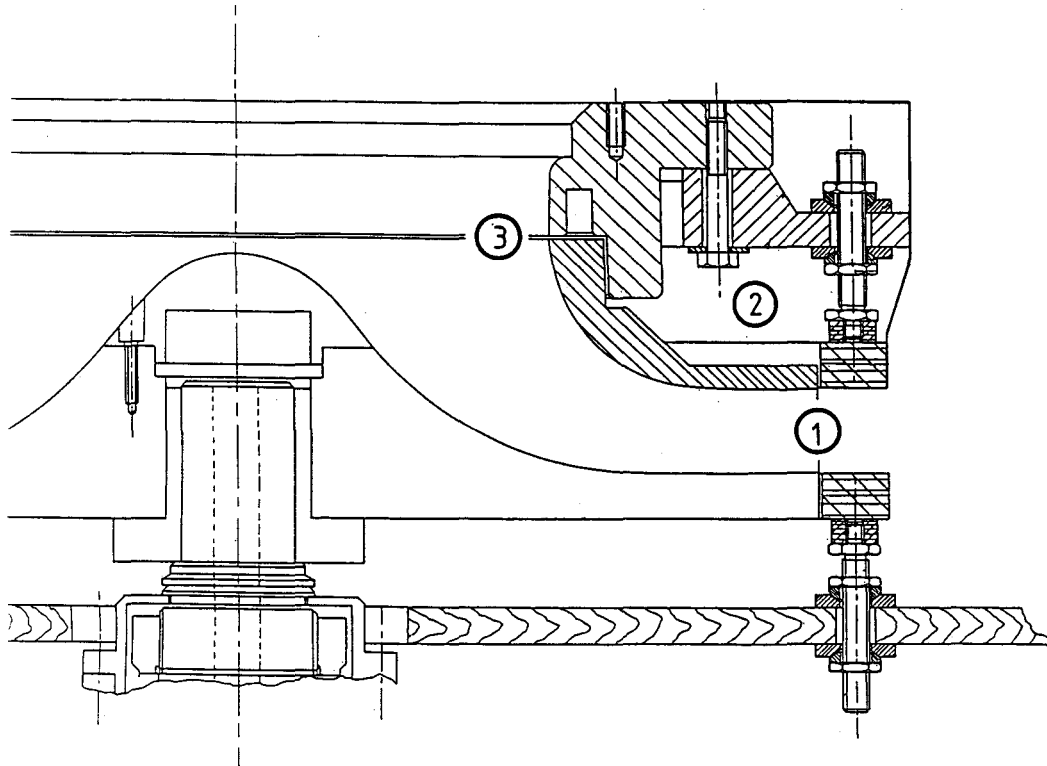


Figure 4.6 : Ecoulement de fuite à la roue.

Nous avons utilisé pour le calcul un modèle composé de trois chambres de volume important séparées par deux étranglements (figure 4.7).

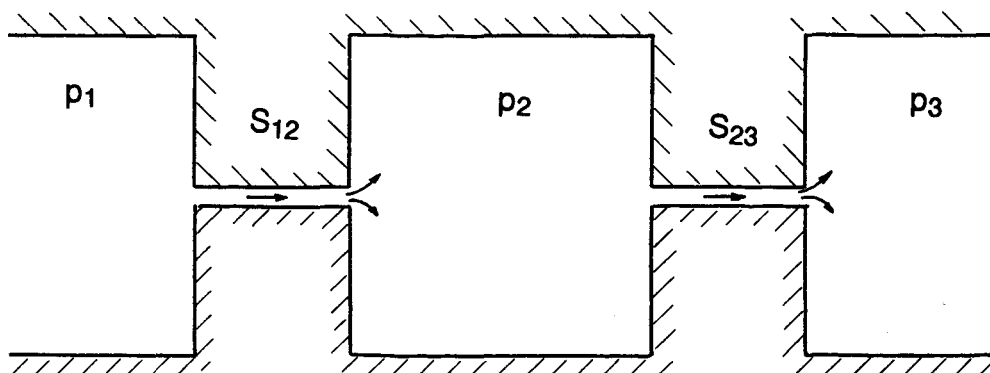


Figure 4.7 : Modèle pour l'évaluation du débit de fuite.



En faisant l'hypothèse que l'énergie cinétique du jet débouchant dans une chambre importante est perdue, et que la masse volumique de l'air est constante le long de l'écoulement, nous pouvons calculer la valeur du débit de fuite en appliquant le théorème de BERNOULLI entre le point 1 et le point 3.

Le débit de fuite vaut en définitive :

$$q_v = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_3)}{\rho} \left( \frac{1}{\frac{1}{S_{12}^2} + \frac{1}{S_{23}^2}} \right)}$$

avec:

- $q_v$  : débit de fuite ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $p_1$  : pression dans la chambre 1 (Pa)
- $p_3$  : pression dans la chambre 3 (Pa)
- $\rho$  : masse volumique du fluide ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
- $S_{12}$  : section de passage du fluide entre les chambres 1 et 2 ( $\text{m}^2$ )
- $S_{23}$  : section de passage du fluide entre les chambres 2 et 3 ( $\text{m}^2$ )

On peut alors calculer la pression  $p_2$  dans le capot par application de la même méthode entre les points 1 et 2, ou 2 et 3.

La mesure de la valeur de la pression  $p_2$  dans le capot permet une vérification du modèle complet. Cette validation est correcte pour le modèle à deux étranglements.

Nous avons également testé un modèle à trois étranglements pour prendre en compte la petite chambre située à l'aspiration, mais ce modèle a donné des résultats que les mesures de la pression dans le capot n'ont pas confirmés. Nous avons donc conservé le modèle à deux étranglements précédemment décrit.

Nous avons évalué le débit de fuite pour 9 diaphragmes (de 82 à 150 mm de diamètre). Sa valeur exprimée en pourcentage du débit au caisson varie entre 4,4 % pour le diaphragme de 150 mm (soit  $1,26 Q_n$ ) à 13,2 % pour le diaphragme de 82 mm (soit  $0,49 Q_n$ ).

#### 4.1.3 - Dimensionnement de nouveaux diaphragmes

Pour obtenir un nouveau point de fonctionnement par rapport à la série de diaphragmes existants, il faut définir un nouveau diamètre de diaphragme.

On peut placer la série existante sur un diagramme présentant le diamètre du diaphragme en fonction du débit réduit  $Q_r$  (rapport du débit au débit nominal de tracé  $Q_n$ ) obtenu. Ce diagramme reste valable tant qu'on ne change aucune des caractéristiques du circuit.

Nous avons utilisé ce diagramme comme base pour des interpolations par une méthode de splines cubiques nous permettant d'obtenir les diamètres des diaphragmes correspondant à  $Q_n$ ,  $0,8 Q_n$ ,  $0,7 Q_n$  et  $0,6 Q_n$ .

La figure 4.8 présente ce diagramme.

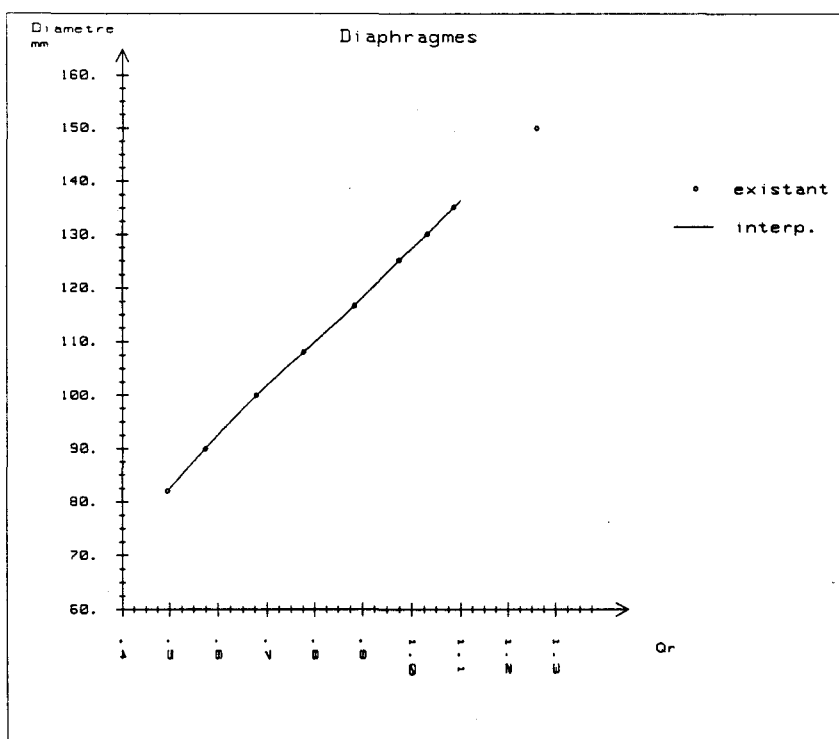


Figure 4.8 : Diagramme d'interpolation de nouveaux diaphragmes.

## 4.2 - Caractérisation de l'installation

### 4.2.1 - Champ de vitesse à l'aspiration

La bonne qualité du champ de vitesse à l'entrée de roue est un point important pour la maîtrise des interprétations de mesures.

Nous avons mis en oeuvre des mesures destinées à qualifier ce champ de vitesse par deux techniques : mesure par sonde directionnelle à quatre trous et mesure par anémométrie laser.

#### 4.2.1.1 - Mesures à la sonde à trous

Nous avons effectué des mesures de vitesse de l'écoulement au moyen d'une sonde cylindrique à quatre trous sur une traversée complète de la conduite d'aspiration à 250 mm de l'entrée de roue.

Du fait des faibles niveaux, la précision des mesures est faible et la sensibilité directionnelle de la mesure très mauvaise. On présente le champ de vitesse déduit des mesures effectuées avec le diaphragme 135 mm, à 2500 tr/min.

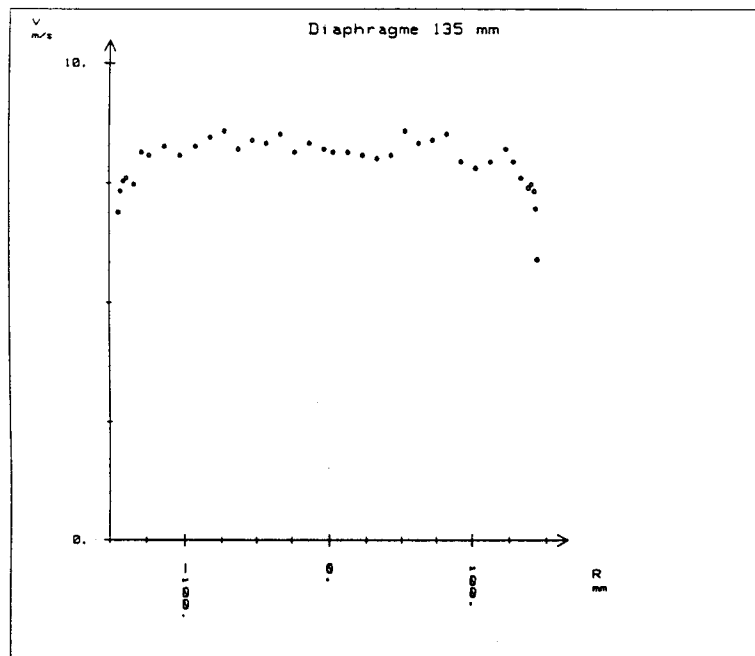


Figure 4.9 : Profil des vitesses mesuré par la sonde à quatre trous.

#### 4.2.1.2 - Mesures laser

Nous avons réalisé des mesures par anémométrie laser à effet DOPPLER à deux composantes sur les deux tiers d'une traversée de la conduite d'aspiration (la distance focale de l'optique utilisée est de 200 mm), à 300 mm de l'entrée de roue. Ces mesures ont été réalisées à 2500 tr/min pour quatre diaphragmes (diamètres 135 mm, 116,7 mm, 108 mm et 100 mm).

L'ensemencement de l'écoulement a été réalisé par de la fumée d'encens.

Les mesures confirment l'absence de prérotation de l'écoulement en conduite pour les débits étudiés. Seule la composante axiale de la vitesse n'est pas nulle.

Les cartes de vitesses axiales moyennes obtenues pour chaque débit sont présentées sur la figure 4.10. Elles confirment les bonnes qualités de l'alimentation de la roue du point de vue de l'axisymétrie de l'écoulement, ainsi que du caractère assez uniforme du profil des vitesses.

Nous avons réalisé deux mesures espacées dans le temps avec le diaphragme de diamètre 116,7 mm. Les profils relevés sont en bonne concordance (débit 3 et débit 5).

Nous avons travaillé avec un temps d'acquisition pour chaque point fixé à 20 secondes. Du fait de la technique d'ensemencement utilisée (on a procédé par bouffées), le nombre de particules validées varie d'un point à l'autre, en particulier au voisinage de la paroi. Les points d'acquisition comportent ainsi entre 500 valeurs au minimum et 10000 valeurs au maximum.

Les débits notés sur la figure 4.10 correspondent aux diaphragmes suivants :

débit 1 : diaphragme 135 mm	débit 4 : diaphragme 100 mm
débit 2 : diaphragme 116,7 mm	débit 5 : diaphragme 116,7 mm
débit 3 : diaphragme 108 mm	

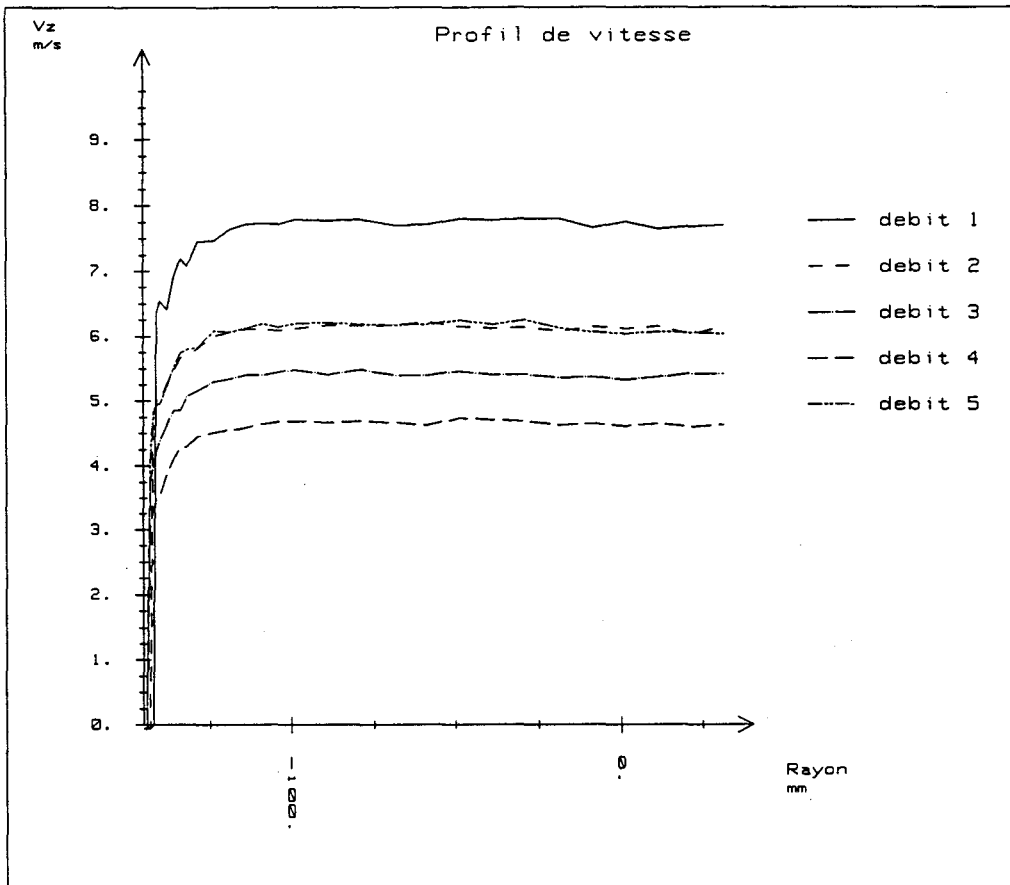


Figure 4.10 : profils de vitesse pour les quatre débits.

D'autre part, nous avons intégré ces champs de vitesses pour calculer le débit caisson. En comparant les valeurs obtenues avec celles calculées en utilisant l'étalonnage des diaphragmes, on constate un bon accord global bien que l'étalonnage semble légèrement sous-évaluer le débit par rapport à la mesure laser.

Cette remarque va dans le même sens que des observations au fil de laine visant à repérer le débit d'apparition de la recirculation d'entrée (débit connu expérimentalement avec une bonne précision pour la roue SHF [BAR85]).

De plus, une intégration similaire du profil de vitesse obtenu avec la sonde à quatre trous, bien qu'à prendre avec précautions, confirme cependant cette sous-évaluation.

On tient donc compte dans l'évaluation du débit d'un coefficient correctif de 1,036, obtenu par une approximation linéaire par moindres carrés des points liant le débit calculé d'après les mesures laser au débit calculé d'après l'étalonnage du caisson (figure 4.11). La figure 4.8 d'interpolation des diaphragmes tient compte de cette correction.

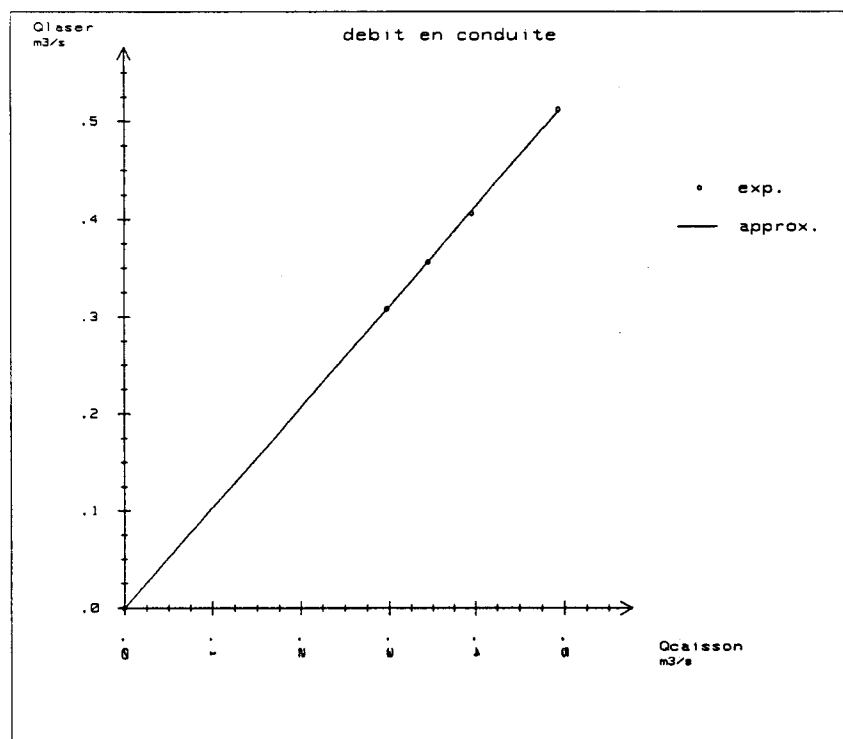


Figure 4.11 : Comparaison entre le débit évalué d'après l'étalonnage et le débit calculé d'après les mesures laser.

Ce défaut dans l'étalonnage des diaphragmes peut s'expliquer : les caractéristiques du ventilateur annexe utilisé n'ont pas permis d'obtenir des points d'étalonnage jusqu'à la zone d'utilisation du diaphragme sur notre installation. La valeur du débit est donc obtenue comme une extrapolation, et non une interpolation des données expérimentales.

On peut de plus tirer de ces mesures au laser des informations concernant les fluctuations de la vitesse dans la conduite.

La figure 4.12 présente un histogramme des vitesses en un point représentatif du milieu de canal.

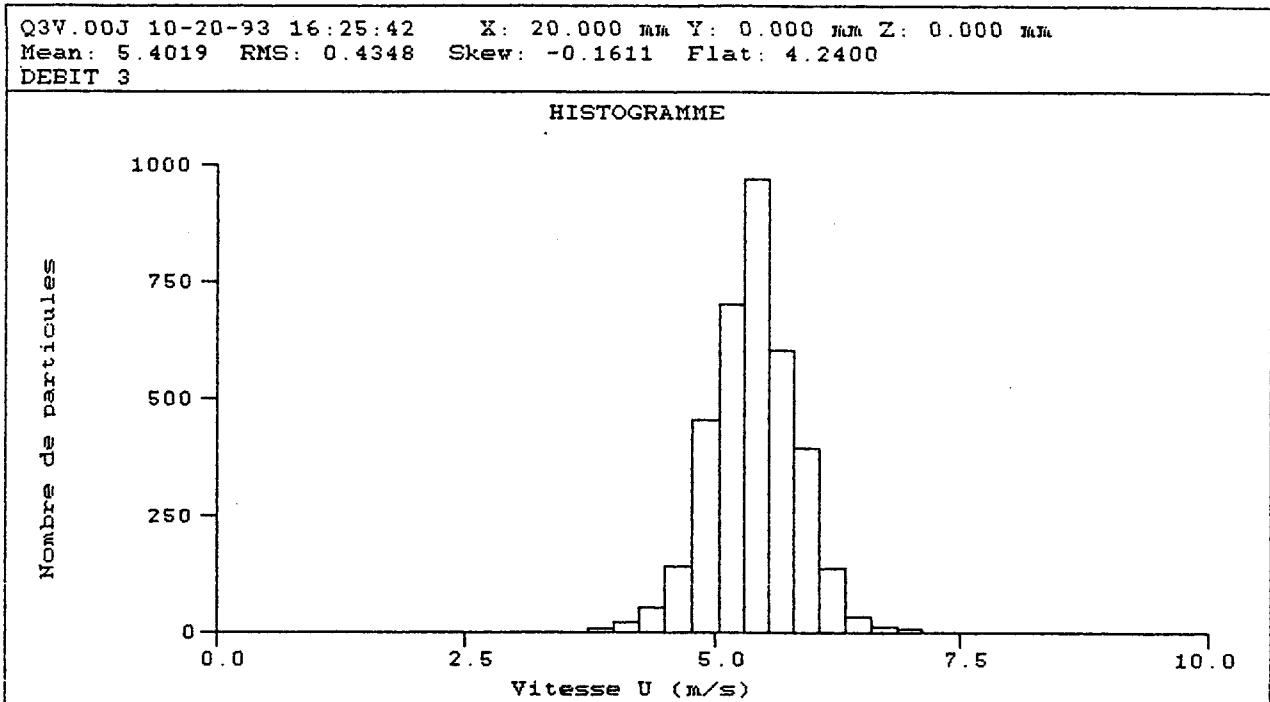


Figure 4.12 : Histogramme des vitesses -  
 rayon 70 mm - diaphragme 108 mm.

La figure 4.13 présente pour les débits étudiés le profil des valeurs RMS de vitesse, permettant de juger du niveau de fluctuation de vitesse suivant le rayon et le débit.

On constate que ce niveau de fluctuation est plus élevé au voisinage des parois. Trois explications peuvent être avancées :

- Les mesures sont plus délicates à proximité de la paroi : elles sont perturbées par les réflexions parasites, et du fait de la longueur du volume de mesure (2 mm avec l'optique utilisée), on doit éliminer les valeurs nulles (histogramme à double bosse),
- l'ensemencement est moins dense à la paroi,
- on effectue les mesures dans la couche limite, dont les caractéristiques ne sont pas nécessairement les mêmes que celles de l'écoulement sain

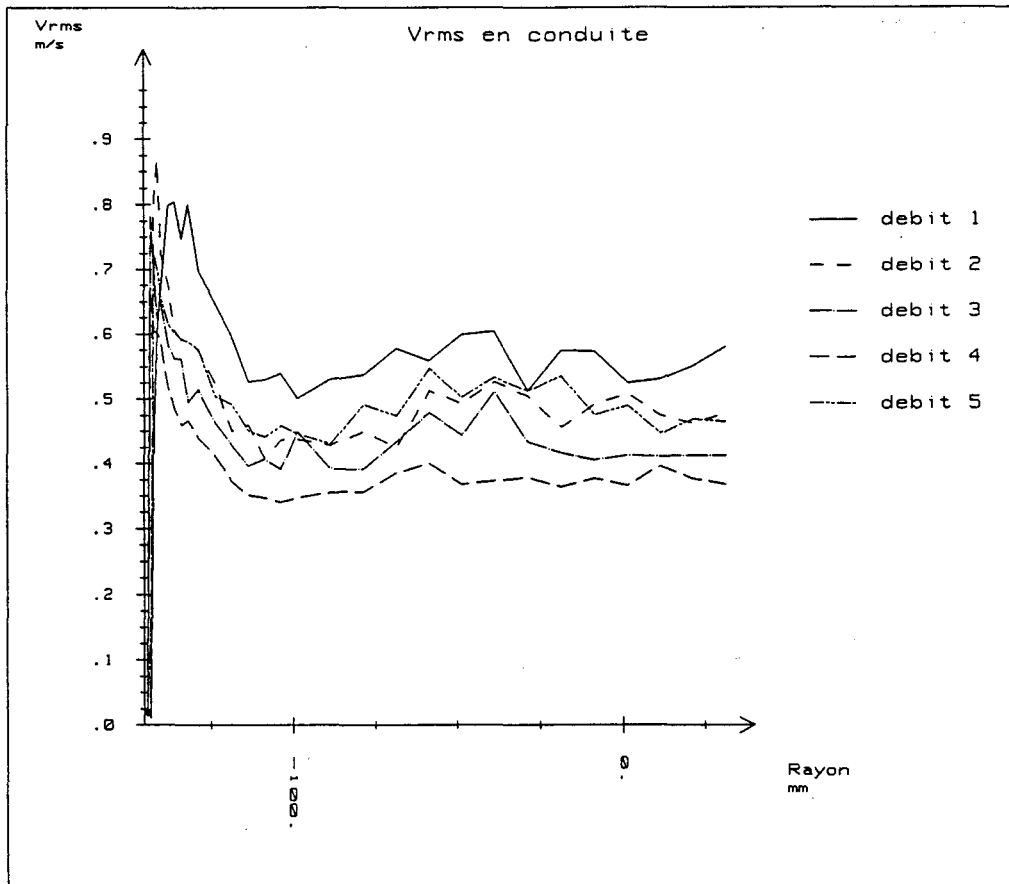


Figure 4.13 : Répartition des valeurs RMS de vitesse

#### 4.2.2 - Courbes de fonctionnement de la maquette

Nous avons mesuré, pour la série des diaphragmes étalonnés et plusieurs vitesses de rotation de la roue, la pression statique au cercle situé à l'aspiration de la roue à 590 mm de l'entrée (point 1 de la figure 4.1).

Cette mesure nous permet de tracer une courbe caractéristique de la pompe qui suppose perdue l'énergie cinétique de sortie de roue. La valeur portée en ordonnée est la hauteur nette dans cette hypothèse.

La mesure étant prise suffisamment à l'amont de la roue, nous n'avons pas eu à corriger les valeurs obtenues des effets de la prérotation de l'écoulement à l'entrée de roue aux débits partiels.

La figure 4.14 présente les courbes obtenues pour 2000 tr/min, 2300 tr/min et 2500 tr/min.



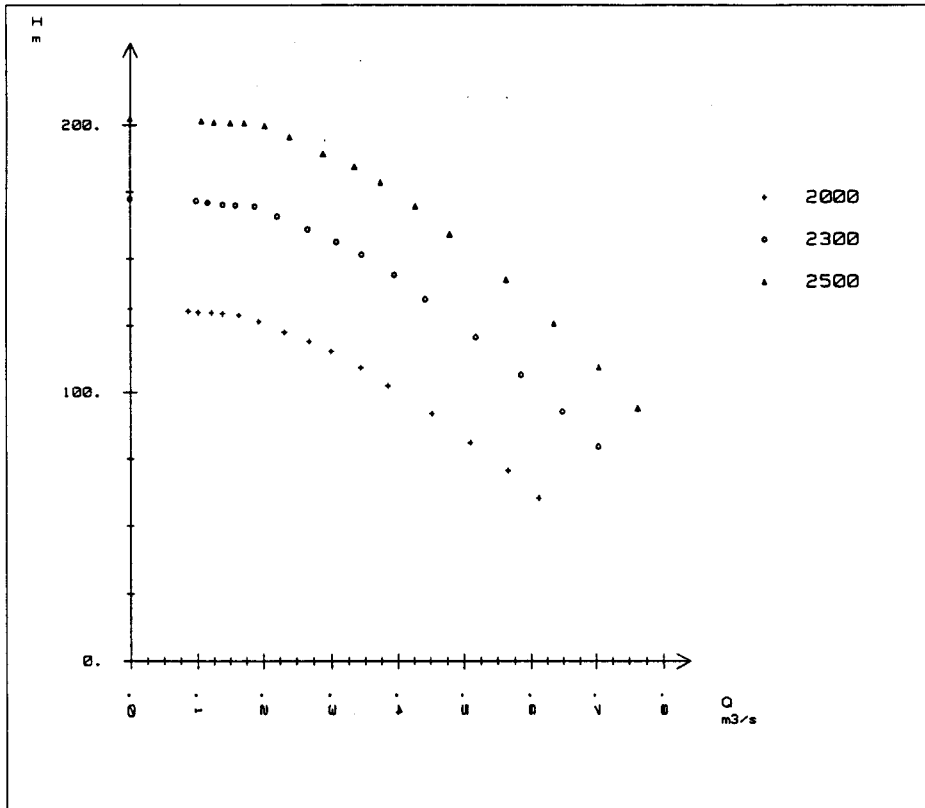


Figure 4.14 : Courbes de fonctionnement de la maquette.

La figure 4.15 présente les mêmes résultats adimensionnés. On vérifie ainsi la bonne qualité de la similitude des écoulements dans la maquette.

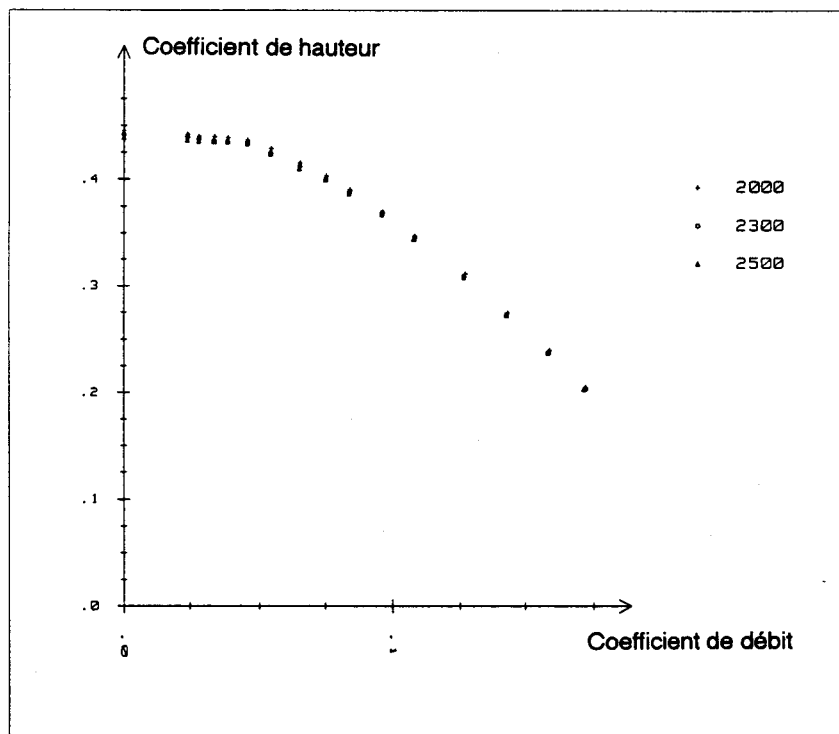


Figure 4.15 : Courbes de fonctionnement adimensionnées.

### 4.2.3 - Mesures en sortie de roue

Nous avons effectué en sortie de roue des mesures sur la traversée du canal de roue, avant l'installation du diffuseur, avec une sonde directionnelle à quatre trous et un fil chaud. D'autres mesures à la sonde à quatre trous ont été prises au même emplacement après installation du diffuseur.

Les mesures sans diffuseur appellent quelques commentaires:

- on met en évidence une zone de mélange très développée sur les côtés du canal entre l'écoulement de roue et les écoulements de disques en provenance des flasques. Cette constatation confirme la nécessité de l'installation d'un diffuseur en sortie de roue.

- les mesures au fil chaud réalisées en dehors de cette zone de mélange au centre du canal confirment la bonne qualité "géométrique" de l'écoulement. En effet, un procédé de moyenne synchrone du signal (partie fluctuation de vitesse) permet d'obtenir un signal où les passages d'aubages apparaissent clairement, mais où les niveaux propres à chacun ne laissent apparaître aucune particularité (figure 4.16).

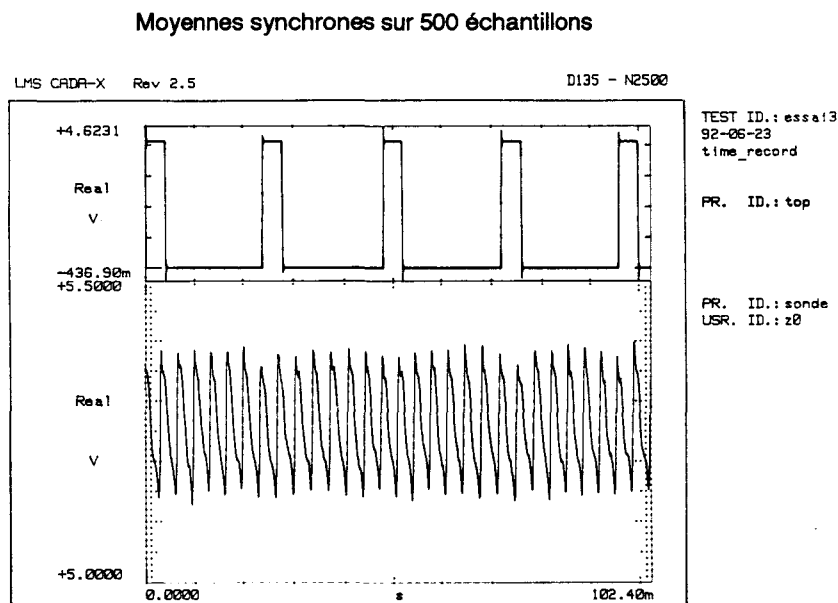


Figure 4.16 : Mesures des fluctuations de vitesse en sortie.

Diaphragme 135mm - 2500 tr/min.

Les mesures à la sonde à quatre trous effectuées dans le diffuseur permettent en théorie d'accéder au champ des vitesses moyennes radiales et circonférentielles, ce qui permet par intégration de calculer le débit ainsi que la hauteur interne de la pompe.

Nous nous sommes heurtés à ce niveau à des difficultés ne nous permettant pas d'aboutir à des résultats fiables. Tout d'abord, la référence de position angulaire de la sonde manquait de précision, ce qui induit une grande incertitude sur les calculs du débit et de la hauteur interne. De plus, les conditions d'étalonnage de ce type de sonde dans un écoulement uniforme stationnaire sont très éloignées des conditions réelles d'utilisation dans un diffuseur où l'écoulement présente une non uniformité et une instationnarité importante.

Cet aspect n'a pas fait l'objet d'approfondissement dans le cadre du présent travail.

#### **4.2.4 - Visualisations**

Les principales visualisations effectuées l'ont été en entrée de roue.

Un simple fil de laine nous a permis de visualiser, au travers de la conduite d'aspiration transparente en altuglas, la présence ou l'absence de recirculation en entrée de roue suivant le point de fonctionnement.

On a ainsi accès à un repère très simple, mais très fiable, et utile pour les interprétations de mesures dans la roue.

### **4.3 - Mesure des pressions dans la roue**

#### **4.3.1 - Correction de l'effet de rotation de la ligne de mesure**

Les lignes de mesure de pression dans la roue sont entraînées en rotation. La pression sur l'axe de rotation est donc due à deux effets: l'effet de la pression statique en bout de ligne, qui est la grandeur que l'on veut mesurer, et l'effet des forces centrifuges qui créent un gradient de pression le long de la ligne.

Pour l'évaluation des effets centrifuges, nous étudions un petit élément de fluide placé entre les rayons  $r$  et  $r+dr$  d'un ligne ouverte au rayon  $R$  (figure 4.17).

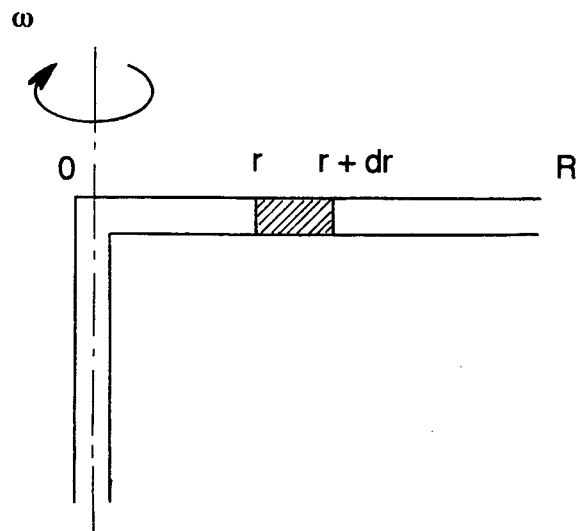


Figure 4.17 : Modèle de ligne de mesure

En écrivant l'équilibre de ce petit élément sous l'effet des forces de pression et de l'accélération centrifuge, on obtient :

$$dp = \rho r \omega^2 dr$$

Nous faisons alors les hypothèses suivantes :

- le fluide est un gaz parfait
- l'évolution dans la ligne est isotherme.

On a donc :

$$\frac{p}{\rho} = RT$$

D'où :

$$\frac{dp}{p} = \frac{\omega^2}{RT} r dr$$

On peut intégrer cette expression entre l'axe et le rayon R de la prise.

$$\int_0^R \frac{dp}{p} = \frac{\omega^2}{RT} \int_0^R r dr$$

Dans ces conditions, la pression statique corrigée des effets centrifuges s'écrit :

$$p_R = p_0 e^{\frac{\omega^2 R^2}{2RT}}$$

La figure 4.18 présente, pour un point de fonctionnement et toutes les prises de pression, les valeurs brutes de mesure, le terme de correction calculé pour chaque point, et les valeurs de pression obtenues après correction.

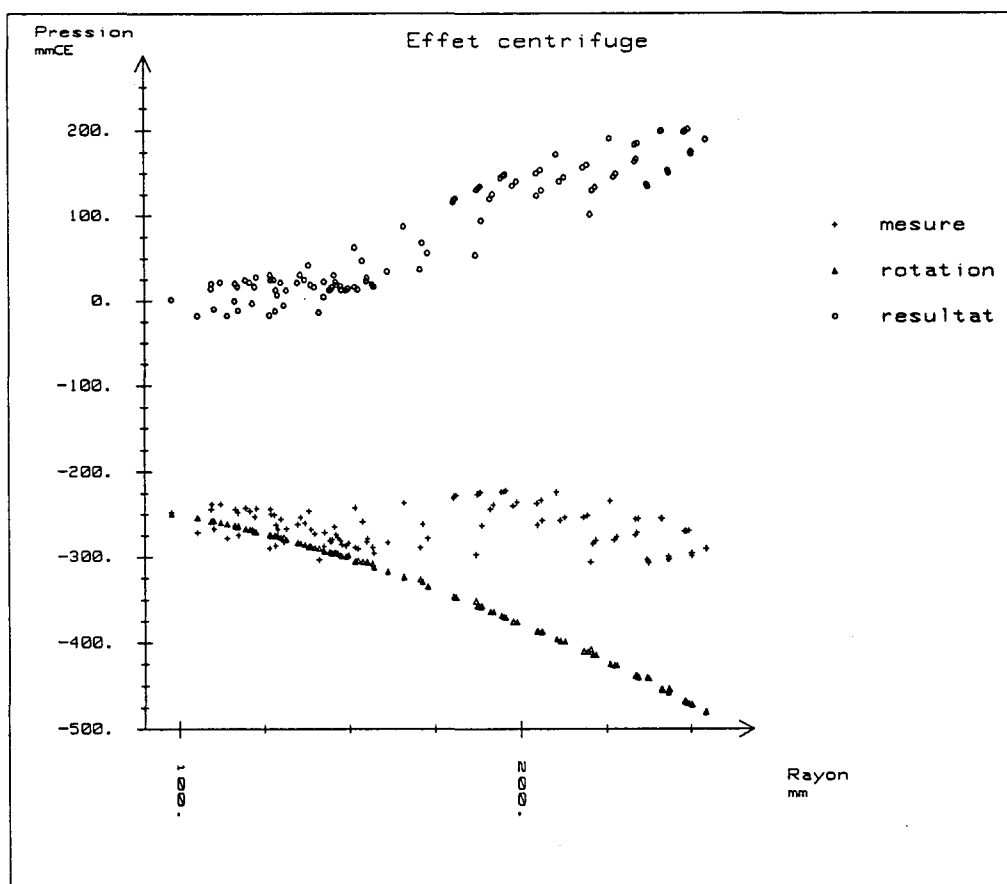


Figure 4.18 : Correction des effets centrifuges.

Diaphragme 135 mm - 2500 tr/min.

### 4.3.2 - Recalage des séquences de mesure

Les mesures de pression dans la roue ne peuvent pas être toutes réalisées au cours d'un même fonctionnement. Il se pose alors le problème du recalage des différentes séquences de mesures entre elles.

En effet, si des variations de conditions ambiantes ne perturbent que très peu le débit (voir paragraphe 4.1.2.1), elles ont plus d'incidence sur les niveaux de pression du fait de la variation de masse volumique qu'elles induisent.

C'est donc en utilisant la masse volumique que nous recalons les séquences de mesure entre-elles. Nous choisissons comme point de référence le cercle de pression situé sur la conduite d'aspiration à 590 mm de l'entrée de roue (point 1 de la figure 4.1), pour que les mesures ne soient pas perturbées par le développement des recirculations qui n'atteignent pas cette cote pour les débits qui nous intéressent.

Pour une prise de pression dans la roue et un point de fonctionnement donné, on mesure :

- la pression vue par le manomètre pour la prise (Pa)
- la pression statique au point de référence dans la conduite (Pa)
- la vitesse de rotation (tr/min)
- la température dans le caisson d'aspiration (°C)
- l'humidité relative dans le caisson d'aspiration (%)

Ces mesures sont réalisées dans les conditions décrites précédemment (paragraphe 4.1.2.1).

On effectue en premier lieu la correction des effets de rotation de la ligne de mesure pour aboutir à la valeur de pression statique au point de mesure.

La mesure est ramenée à un écoulement de référence où la masse volumique de l'air au point de référence en conduite vaut  $1,20 \text{ kg/m}^3$  et la vitesse de rotation vaut 2500 tr/min.

Cette opération s'effectue par l'application de la relation suivante:

$$p = p_m \frac{\rho_{ref} N_{ref}^2}{\rho_m N_m^2}$$

avec:

$\rho_m$  : Masse volumique de l'air au point de référence dans les conditions de mesure (calcul au paragraphe 4.1.2.1) (kg/m<sup>3</sup>)

$p_m$  : Pression corrigée des effets de la rotation de la ligne (Pa)

$N_m$  : Vitesse de rotation de l'essai (tr/min)

$\rho_{ref}$  : Masse volumique de référence (1,20 kg/m<sup>3</sup>)

$N_{ref}$  : Vitesse de rotation de référence (2500 tr/min)

Nous avons testé la répétitivité des résultats obtenus pour des conditions ambiantes différentes. Les valeurs obtenues se recoupent avec une précision très satisfaisante. Les écarts relevés pour 7 points de mesure situés en différents endroits du canal ne dépassent pas 0,5 % de la variation de pression statique globale entre l'entrée et la sortie de roue.

#### 4.3.3 - Cohérence des mesures dans la roue avec les mesures dans le diffuseur

Les mesures de pression statique en paroi de diffuseur permettent de vérifier la technique de correction des mesures brutes.

La figure 4.19 présente, en fonction du rayon, les pressions mesurées dans la roue issues du traitement décrit précédemment. On place sur la même figure les valeurs de pression mesurées en paroi de diffuseur, côté plafond et côté ceinture.

Les valeurs de pression sont ramenées à la *roue SHF* de référence par l'application des règles de similitude (voir paragraphe 4.4.1)

Le raccordement au niveau du bord de fuite de la roue est très correct.

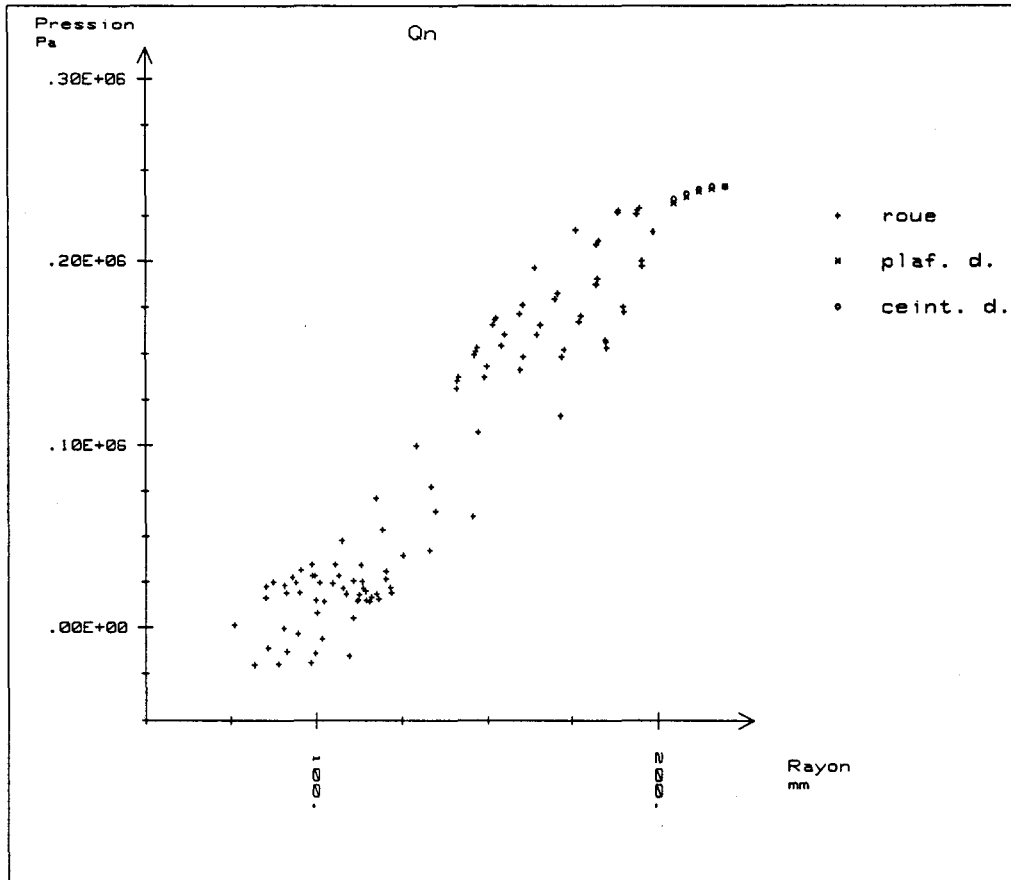


Figure 4.19 : Superposition des mesures roue et des mesures diffuseur au débit nominal.

#### 4.4 - Modes de présentation des résultats de pression dans la roue

##### 4.4.1 - Transfert des résultats sur la roue SHF de référence

Tous les résultats de mesure de pression dans la roue sont présentés sur la roue SHF de référence, dont les caractéristiques sont rappelées au paragraphe 2.2.

On utilise pour le transfert les règles de similitude.



Le calcul s'écrit :

$$P_{\text{eau}} = P_{\text{air}} \frac{\rho_{\text{eau}} N_{\text{eau}}^2 D_{\text{eau}}^2}{\rho_{\text{air}} N_{\text{air}}^2 D_{\text{air}}^2}$$

On prend comme valeurs caractéristiques de l'essai en air celles de l'écoulement de référence auquel toutes les mesures de pression sont ramenées. On a donc:

$\rho_{\text{eau}}$	=	1000 kg/m <sup>3</sup>	$\rho_{\text{air}}$	=	1,20 kg/m <sup>3</sup>
$N_{\text{eau}}$	=	1200 tr/min	$N_{\text{air}}$	=	2500 tr/min
$D_{\text{eau}}$	=	400 mm	$D_{\text{air}}$	=	513,2 mm

#### 4.4.2 - Repérage et organisation des prises de pression

Nous avons associé à chaque face du canal une lettre conventionnelle utilisée pour le repérage des prises de pression ainsi que des lignes de prises:

- I - Intrados
- E - Extrados
- P - Plafond
- C - Ceinture

Pour attribuer le nom Intrados et Extrados à l'une ou l'autre des faces de l'aubage, nous avons choisi de nous baser sur une approche aérodynamique et non géométrique.

Ainsi, le terme Intrados désigne pour nous la face de l'aubage en surpression (pour le fonctionnement nominal de la machine), tandis que le terme Extrados est affecté à la face en dépression.

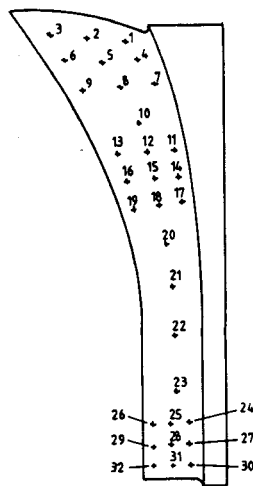
Chaque prise a un nom qui reprend cette lettre conventionnelle, suivie du numéro de la prise.

On a ainsi les prises:

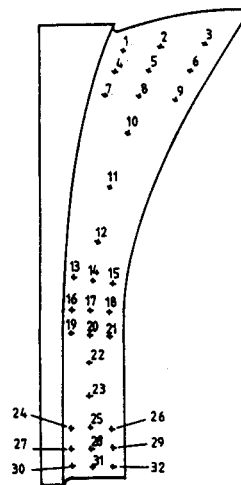
- I-01 à I-32 sur l'intrados,
- E-01 à E-32 sur l'extrados,
- P-01 à P-25 sur le plafond,
- C-01 à C-25 sur la ceinture.

La figure 4.20 précise l'organisation des prises sur les surfaces du canal.

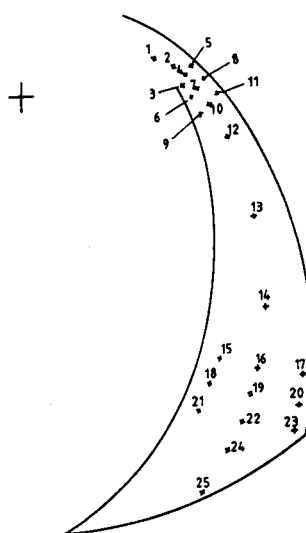
Extrados : 32 prises



Intrados : 32 prises



Ceinture : 25 prises



Plafond : 25 prises

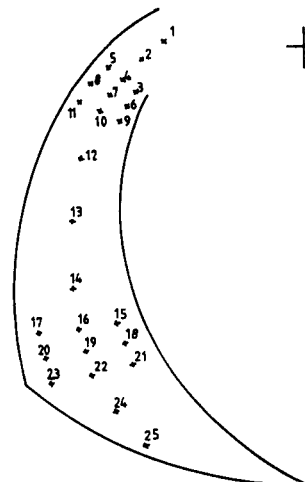


Figure 4.20 : Organisation des prises de pression

Pour tracer les évolutions de pression entre l'entrée et la sortie de la machine, on est amené à se placer sur une ligne de prises de pression.

Rappelons que les prises sont placées sur les lignes de données géométriques de la surface aubage pour les prises intrados-extrados, et sur des lignes issues de rotation de la ligne squelette aubage pour les prises des flasques.

Ces lignes sont représentatives des lignes d'écoulement dans la roue dans des hypothèses de fluide parfait. L'évolution de la pression le long de ces lignes est donc, du moins au voisinage du débit nominal, équivalente à l'évolution le long de lignes de courant.

Les noms associés à ces lignes sont fondés sur deux lettres dont la première est la lettre qui correspond à la surface sur laquelle se trouve la ligne. La seconde lettre distingue les trois lignes encore possibles: pour la ligne centrale, c'est encore la lettre de la surface sur laquelle on se trouve, pour les lignes latérales, c'est la lettre qui correspond à la surface adjacente la plus proche.

Par exemple, pour les lignes de prises sur l'extrados, la ligne centrale est EE, et les lignes latérales EP et EC.

La figure 4.21 présente schématiquement les lignes de prises.

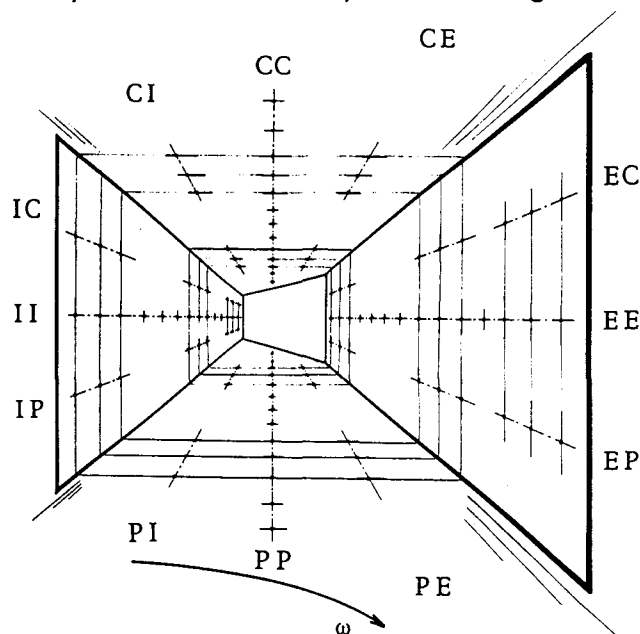


Figure 4.21 : Nomenclature des lignes de prises de pression

Chaque prise de pression est bien sûr connue par ses coordonnées propres dans un repère lié à la roue.

En faisant intervenir les lignes de prises, on introduit l'abscisse curviligne associée. Chaque ligne a ainsi son origine placée au niveau du bord d'attaque des aubages, y compris les lignes plafond et ceinture.

On utilise alors le modèle CAO de la roue pour calculer, pour chaque prise, son abscisse curviligne le long de la courbe de BEZIER qui définit la ligne de prises.

C'est là un intérêt supplémentaire de l'utilisation d'un modèle CAO central pour toutes les opérations géométriques sur la maquette de roue.

Ainsi, la présentation de l'évolution de la pression le long des lignes de prises est le plus souvent effectuée en référence à l'abscisse curviligne de la ligne considérée. On normalise également pour chaque ligne les abscisses curvilignes en les divisant par la longueur totale de la ligne considérée. Cela permet de superposer avec une échelle de 0 à 1, les résultats selon différentes lignes.

#### 4.4.3 - Paramètres de la présentation des résultats

Les différents paramètres que l'on peut utiliser dans la présentation des résultats de pression sont:

- le lieu où on se place (prise particulière, ligne de prises), paramètre détaillé au paragraphe 4.4.1,
- le débit de la mesure,
- le terme de pression présenté. En effet, il est intéressant, pour analyser le comportement des couches limites, d'utiliser le terme  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$ .

Les possibilités de présentation sont ainsi les possibilités de combinaison de ces trois paramètres.

## CHAPITRE 5

### COMPARAISON CALCULS - MESURES

L'objet de ce chapitre est de confronter nos résultats de mesures de pression moyenne sur les aubages et flasques de la *roue SHF* avec des résultats d'analyse d'écoulement obtenus par différentes techniques de calcul.

Nous présentons dans un premier temps un tour d'horizon général des modèles utilisés pour l'analyse des écoulements permanents et incompressibles dans les turbomachines.

La suite du chapitre est consacrée aux confrontations entre nos mesures et les résultats d'analyse disponibles, qui sont fondés sur les modèles suivants:

- quasi-tridimensionnel en fluide parfait : code C3D
- tridimensionnel potentiel
- tridimensionnel EULER par méthode  $S_1$ - $S_2$
- tridimensionnel NAVIER-STOKES : code N3S

On effectue ces comparaisons, selon la disponibilité des résultats et le domaine de validité des différents calculs, à  $Q_n$ ,  $0,8 Q_n$ ,  $0,7 Q_n$  et  $0,6 Q_n$ .

Toutes les comparaisons s'effectuent sur la *roue SHF* de référence.

#### 5.1 - Modèles pour l'analyse d'écoulement en turbomachines

La modélisation numérique des écoulements dans les turbomachines s'est énormément développée ces dernières années, du fait des grands progrès accomplis au niveau des méthodes numériques et de la puissance des calculateurs. Elle s'impose de nos jours comme un outil performant pour la conception et l'analyse des machines, et permet de minimiser le recours aux

essais sur modèles, malgré tout toujours nécessaires pour les nouvelles applications.

Du fait de la complexité des écoulements en turbomachines, on est encore incapable de prendre en compte au niveau d'un seul calcul tous les aspects physiques qui régissent l'écoulement. Ainsi, on est amené à faire un certain nombre d'hypothèses sur la nature de l'écoulement. On retrouve fréquemment les hypothèses suivantes :

- l'écoulement relatif dans la roue est permanent: on ne tient pas compte des effets instationnaires engendrés par les interactions entre parties fixes et parties mobiles et on étudie la roue seule,

- le fluide est incompressible, ce qui est le cas pour les études des pompes et turbines hydrauliques, ainsi que des ventilateurs à faible nombre de MACH,

- l'écoulement dans la roue est périodique, c'est-à-dire le même d'un canal inter-aubes sur l'autre, et on néglige les effets sur la roue d'une dissymétrie d'écoulement due par exemple à une volute à l'aval,

- les effets visqueux sont limités aux zones à proximité immédiate des parois solides, et la majeure partie de l'écoulement peut être considérée comme un écoulement de fluide non visqueux,

- l'écoulement dans la roue est axisymétrique, et le champ d'écoulement ne dépend plus que des deux coordonnées axiale et radiale,

- etc....

Le choix d'hypothèses fixe ainsi un niveau de complexité pour la modélisation de l'écoulement, par les simplifications qu'elles entraînent dans les équations à résoudre. Le domaine de validité des résultats obtenus est aussi conditionné par ce choix.

## Equations

Les équations les plus générales qui décrivent l'écoulement dans une turbomachine sont les équations de NAVIER-STOKES. Ces équations sont issues des lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie.

Pour analyser les écoulements internes à des organes en rotation, on les exprime généralement en repère relatif.

Dans le cas de l'étude des écoulements turbulents, on utilise une formulation moyennée associée à un modèle de turbulence (longueur de mélange,  $k-\varepsilon$ , ...).

Pour un fluide incompressible, et dans l'hypothèse de BOUSSINESQ, ces équations s'écrivent alors :

*Continuité :*

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{W} = 0$$

*Conservation de la quantité de mouvement :*

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + \vec{W} \cdot \vec{\nabla} \vec{W} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \left( (\nu + \nu_{\tau}) \vec{\nabla} \vec{W} \right) - 2\vec{\omega} \wedge \vec{W} + \omega^2 \vec{r}$$

Dans l'hypothèse d'écoulement de fluide parfait, ces équations se ramènent aux équations d'EULER qui s'écrivent alors :

*Continuité :*

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{W} = 0$$

*Conservation de la quantité de mouvement :*

$$\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + \vec{W} \cdot \vec{\nabla} \vec{W} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p - 2\vec{\omega} \wedge \vec{W} + \omega^2 \vec{r} + \vec{F}_e$$

Le terme de force  $\vec{F}_e$  permet la prise en compte de pertes dans le modèle non visqueux sous la forme d'une force dissipative. Ce terme est souvent issu de corrélations.

Si de plus on fait l'hypothèse d'écoulement irrotationnel, à savoir :

$$\vec{\nabla} \wedge \vec{V} = \vec{\nabla} \wedge \vec{W} + 2 \vec{\omega} = \vec{0}$$

on obtient la formulation d'un écoulement à potentiel des vitesses, et les équations se ramènent à la seule équation de LAPLACE :

$$\Delta \phi = 0$$

avec  $\vec{V} = \vec{\nabla} \phi$

Le choix du modèle physique concerne également les conditions aux limites du calcul, qui sont choisies de façon cohérente avec les hypothèses retenues. Ce choix a en pratique une importance considérable sur les résultats obtenus.

### Traitement numérique des équations

La résolution des équations retenues ne peut être réalisée de façon analytique que dans des cas bien plus simples que les écoulements en turbomachines. On a donc recours à des résolutions numériques, qui sont fondées sur la discrétisation des équations sur un maillage.

Les principales techniques numériques utilisées sont :

- les différences finies, qui consistent à remplacer en chaque noeud du maillage les termes différentiels des équations par des relations linéaires faisant intervenir les valeurs des inconnues aux noeuds voisins,

- les éléments finis, qui consistent en la décomposition du domaine d'écoulement en petits éléments de diverses formes, où le champ des variables



du problème est approximé par des combinaisons linéaires des fonctions de forme de l'élément,

- les volumes finis, souvent utilisés pour les écoulements de fluide compressible, mais également incompressible en introduisant une compressibilité artificielle pour profiter des avantages de la méthode.

- les méthodes de singularités, souvent utilisées en écoulement de fluide parfait incompressible, qui consistent à remplacer l'aubage par une distribution de sources et de tourbillons.

Le choix d'une technique permet ainsi d'obtenir à partir des équations et des conditions aux limites associées, un système algébrique, éventuellement non linéaire, que l'on résout au moyen d'algorithmes adaptés.

### **Modélisation S1-S2**

Le modèle S<sub>1</sub>-S<sub>2</sub> a été introduit par WU en 1950 [WU52].

Cette approche consiste, pour un écoulement permanent de fluide parfait, à décomposer le problème tridimensionnel en deux problèmes bidimensionnels couplés sur deux familles de surfaces sécantes S<sub>1</sub> et S<sub>2</sub> (figure 5.1).

On introduit sur les surfaces S<sub>1</sub> une fonction de courant  $\psi_1$ . On élimine z ou r (suivant le type de machine) des équations d'EULER en utilisant l'équation géométrique de la surface, et on obtient une seule équation différentielle en  $\psi_1$  dont les coefficients tiennent compte de la géométrie de la surface. Cette géométrie peut être obtenue par la connaissance des lignes de courant de l'écoulement le long des surfaces S<sub>2</sub>.

On utilise une démarche similaire sur les surfaces S<sub>2</sub> par l'introduction d'une fonction de courant  $\psi_2$  et l'élimination de  $\theta$  des équations, soit par le choix d'une loi de circulation, soit par le choix de la forme de la surface d'écoulement.

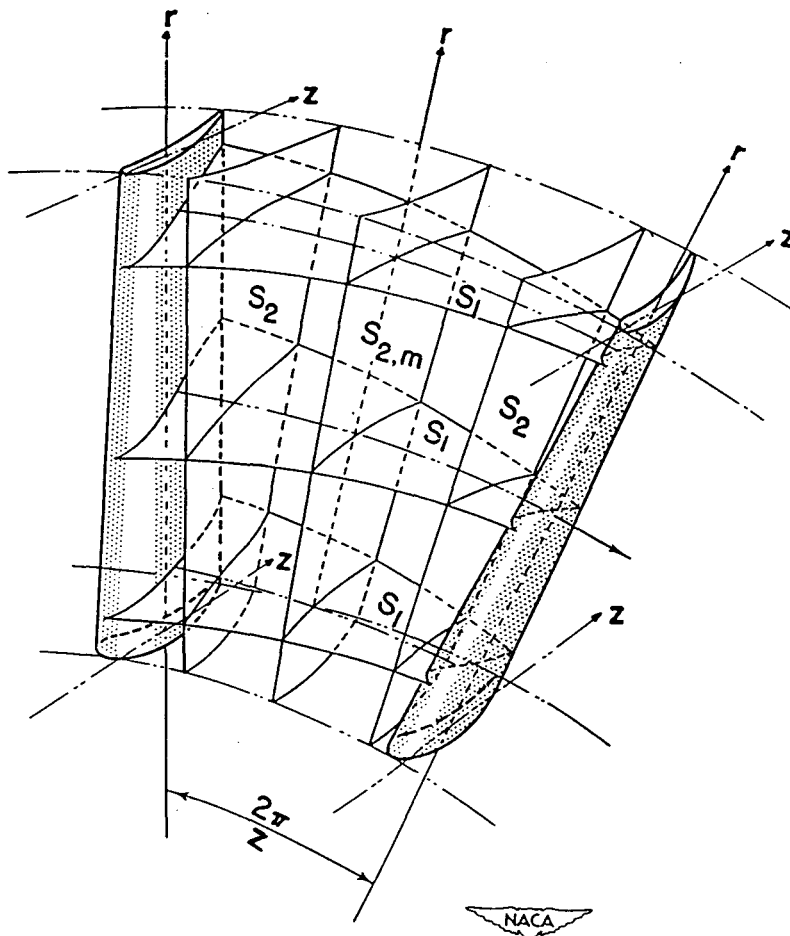


Figure 5.1 : Surfaces  $S_1$  et  $S_2$  (d'après [WU52]).

Une solution tridimensionnelle peut être obtenue par résolutions successives des équations en  $\psi_1$  et  $\psi_2$ , mais les problèmes liés aux transferts géométriques entre les surfaces  $S_1$  et  $S_2$  deviennent très complexes dès que les surfaces sont vrillées, comme c'est particulièrement le cas pour les calculs aux débits partiels.

L'approche quasi-tridimensionnelle consiste à faire l'hypothèse supplémentaire que les surfaces  $S_1$  sont axisymétriques. Il suffit alors d'une seule surface  $S_2$  pour fixer la géométrie des nappes  $S_1$  et le couplage des deux calculs bidimensionnels est facilité.

Cette approche quasi-tridimensionnelle est très répandue, car elle permet, quelle que soit la technique de résolution utilisée, d'effectuer des calculs rapidement sans utiliser de moyens informatiques trop importants (stations de travail).

Des calculs complémentaires de couches limites peuvent être effectués. On peut également implanter dans le calcul une prise en compte des effets visqueux sous la forme d'une force dissipative, souvent évaluée d'après des données expérimentales.

## **5.2 - Confrontation des résultats de calcul disponibles avec les mesures**

Nous avons rassemblé des résultats, sur la *roue SHF*, obtenus par des codes de calcul construits suivant différents modèles.

Nous présentons pour chacun les hypothèses du calcul, la méthode utilisée, et les conditions du calcul, et comparons les résultats de pression moyenne en paroi avec nos mesures. Une réflexion sur la qualité des mesures est effectuée préalablement aux confrontations.

Les comparaisons sont effectuées en fonction des résultats de calcul disponibles. En particulier pour les débits, chaque calcul a des limites fixées par les hypothèses retenues.

Les résultats de calcul sont ramenés aux emplacements des prises de pression. Les figures présentent ainsi les évolutions comparées des pressions calculées et mesurées le long des lignes de prises de pression définies au paragraphe 4.4.2 : pour chaque ligne, on place sur les graphiques les valeurs de pression mesurée et calculée en chaque prise en fonction de l'abscisse curviligne réduite de la prise.

On choisit pour privilégier la lisibilité des figures de présenter les valeurs issues des mesures sous forme de points, et celles issues des calculs par des lignes brisées.

On se limite volontairement pour ce comparatif, aux lignes de prises du milieu de chaque face du canal (lignes II, EE, CC et PP), où le nombre de prises est le plus grand et leur répartition la plus homogène entre l'entrée et la sortie de roue.

Une synthèse générale, permettant l'analyse comparative des différents calculs, clôture cette partie.

### 5.2.1 - Réflexion sur la qualité des mesures

La confrontation de résultats expérimentaux à des résultats issus de codes de calcul nécessite de connaître les diverses imprécisions des mesures, et de qualifier au mieux les conditions aux limites de l'expérience.

Les résultats expérimentaux sont obtenus pour différents points de fonctionnement. La vitesse de rotation de la roue est mesurée avec une excellente précision (de l'ordre de 0,1%). Le débit traversant la roue est entaché d'incertitudes provenant d'une part de la mesure au diaphragme (voir paragraphes 4.1.2.1 et 4.2.1.2), et d'autre part de l'estimation du débit de fuite (voir paragraphe 4.1.2.2) ; il est difficile de faire une estimation globale de l'imprécision sur ce débit dans la roue, mais le repérage par visualisation du débit critique d'apparition de la recirculation en entrée nous permet d'estimer, par comparaison aux résultats publiés sur la *roue SHF*, que sa valeur est connue à 1% près. Il faut par contre rappeler ici que l'utilisation de diaphragmes nous permet d'obtenir une parfaite répétabilité du calage de chaque point de fonctionnement.

En ce qui concerne la mesure de pression en un point de la roue, quatre éléments sont à prendre en compte :

- la position du point de mesure, parfaitement connue du fait du mode de réalisation de l'instrumentation de la maquette (voir paragraphe 3.5.2),
- le manomètre utilisé (voir paragraphe 4.1.2.1), dont la précision de mesure est de l'ordre de 0,5% de l'étendue de mesure (300 mmCE),
- le modèle de correction de l'effet de rotation (voir paragraphe 4.3.1), dans lequel interviennent le rayon de la prise et la vitesse de rotation (voir commentaires ci-dessus), ainsi que la température absolue, supposée constante dans la ligne,
- la prise en compte de l'évolution des conditions ambiantes pour le recalage des résultats (voir paragraphe 4.3.2).

Il est certain qu'on peut difficilement estimer la précision de cette mesure. On peut toutefois noter d'une part la bonne cohérence des mesures embarquées avec les mesures à l'amont et à l'aval de la roue (voir paragraphe 4.3.3), et d'autre part l'excellente reproductibilité des résultats (voir figure 6.21 au paragraphe 6.3.2 à titre d'exemple).

Par ailleurs, les conditions aux limites de l'expérience peuvent être considérées comme très proches de celles utilisées pour les divers calculs, mis à part la zone d'entrée de roue côté ceinture, du fait de la fuite entre partie fixe et mobile, et de son interaction avec la couche limite de conduite.

### **5.2.2 - Calcul quasi-tridimensionnel - code C3D**

Le code C3D est un code de calcul quasi-tridimensionnel des écoulements en turbomachine distribué par l'Association Française des Constructeurs de Pompes (AFCP-PRODOC). Il est utilisé industriellement par plusieurs constructeurs français, et fait toujours l'objet de développements par divers organismes de recherche. Il est utilisable pour tous les types de machines, axiales, radiales ou mixtes, avec ou sans diffuseur ou distributeur.

C3D est généralement utilisé sur des stations de travail, avec des temps de calcul de l'ordre d'une minute pour chaque phase du calcul, ce qui rend son utilisation très interactive.

Ce code est construit sur la base de deux modules de calculs bidimensionnels, méridien moyen (surface  $S_2$  moyenne) et aube à aube (surfaces  $S_1$ ).

Le couplage du calcul méridien moyen avec les calculs aube à aube est effectué de façon interne au logiciel. Les lignes de courant du calcul méridien sont les génératrices des calculs aube à aube, et les lignes de courant moyennes de chaque calcul aube à aube servent de support à la définition d'une nouvelle surface d'écoulement pour le calcul méridien moyen.

Le calcul itératif est initialisé par un premier calcul méridien moyen s'appuyant sur la surface squelette des aubages. Deux à trois itérations sont généralement nécessaires pour obtenir la convergence du calcul quasi-tridimensionnel, ce nombre pouvant varier suivant la géométrie de la machine et les conditions d'écoulement.

Le calcul quasi-tridimensionnel est réalisé dans les hypothèses d'écoulement permanent (en espace fixe et en espace mobile) d'un fluide parfait incompressible.

Chacun des deux modules (méridien moyen et aube à aube) utilise une technique de différences finies.

Il est possible d'effectuer des calculs complémentaires de couche limite sur les aubages en utilisant le module spécifique intégré à C3D. La méthode utilisée ici est une méthode intégrale bidimensionnelle. Les calculs effectués par BOIS [BOI84] utilisent ce même type de calcul.

Des développements du logiciel sont actuellement en cours. Ils visent en particulier à introduire une prise en compte des pertes dans la roue dans le calcul méridien, en en proposant une évaluation pour tous les types de machines (en particulier pour les machines centrifuges).

### **Maillages et conditions aux limites**

Nous avons utilisé C3D pour le calcul de l'écoulement dans la *roue SHF*. La figure 5.2 présente les maillages méridien et aube à aube utilisés.

Le maillage méridien, à lignes génératrices curvilignes, comporte 11 lignes et 50 colonnes

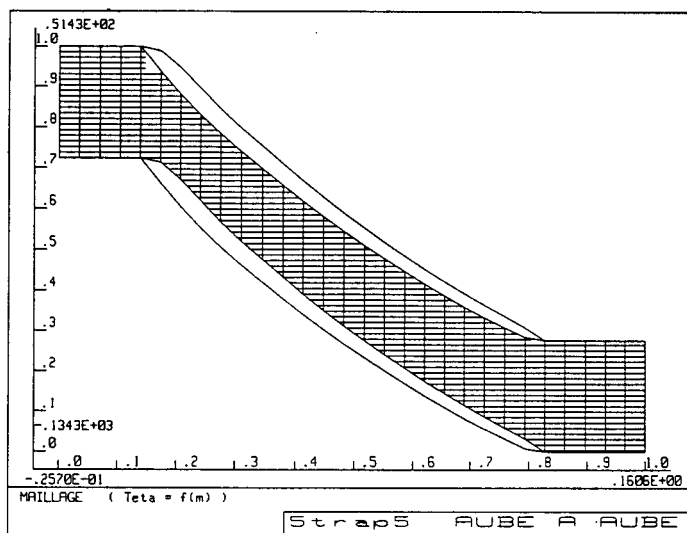
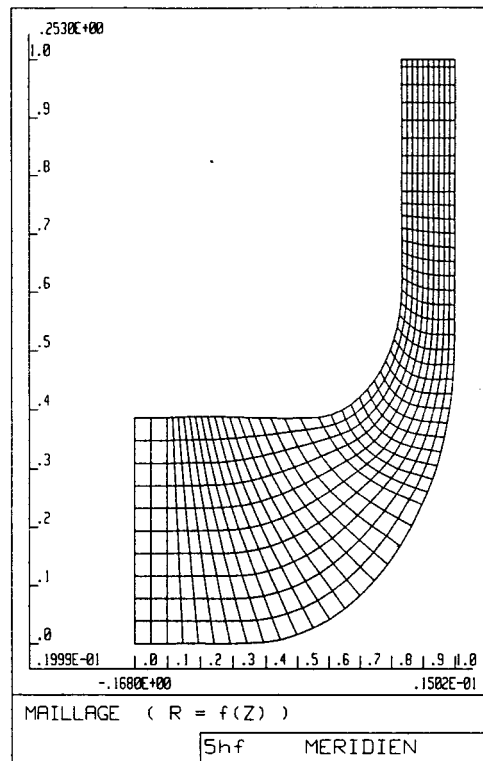
Le maillage d'un calcul aube à aube, orthogonal à pas constant, comporte 20 lignes et 30 colonnes.

Les conditions aux limites du calcul méridien sont:

- conditions de glissement sur les parois moyeu et carter,
- en entrée du domaine, on impose des conditions d'écoulement uniforme, la vitesse axiale étant calculée à partir de la donnée du débit,
- en sortie, on impose une condition d'uniformité de la direction de l'écoulement.

Les conditions aux limites du calcul aube à aube sont:

- condition de glissement sur les faces de l'aubage,
- conditions de périodicité sur les limites latérales du domaine à l'amont et à l'aval des aubages,
- condition d'écoulement uniforme à l'entrée et à la sortie du domaine; on impose le débit et les angles  $\beta$  de l'écoulement. Le calcul nécessite plusieurs itérations sur  $\beta_2$  jusqu'à vérifier une condition de KUTTA-JOUKOWSKI.



*Figure 5.2 : Maillages utilisés pour les calculs méridien et aube à aube (C3D).*

Le domaine de validité de ce type de calcul est limité à la proximité du débit nominal, bien que dans une zone assez large pour les machines de faible vitesse spécifique [UBA86].

Nous effectuons donc des comparaisons avec nos mesures au débit nominal  $Q_n$  et à  $0,8Q_n$ .

## Commentaire des résultats

Les figures 5.3a (débit nominal  $Q_n$ ) et 5.3b ( $0,8Q_n$ ) présentent les résultats sur les lignes milieux des aubages (II et EE).

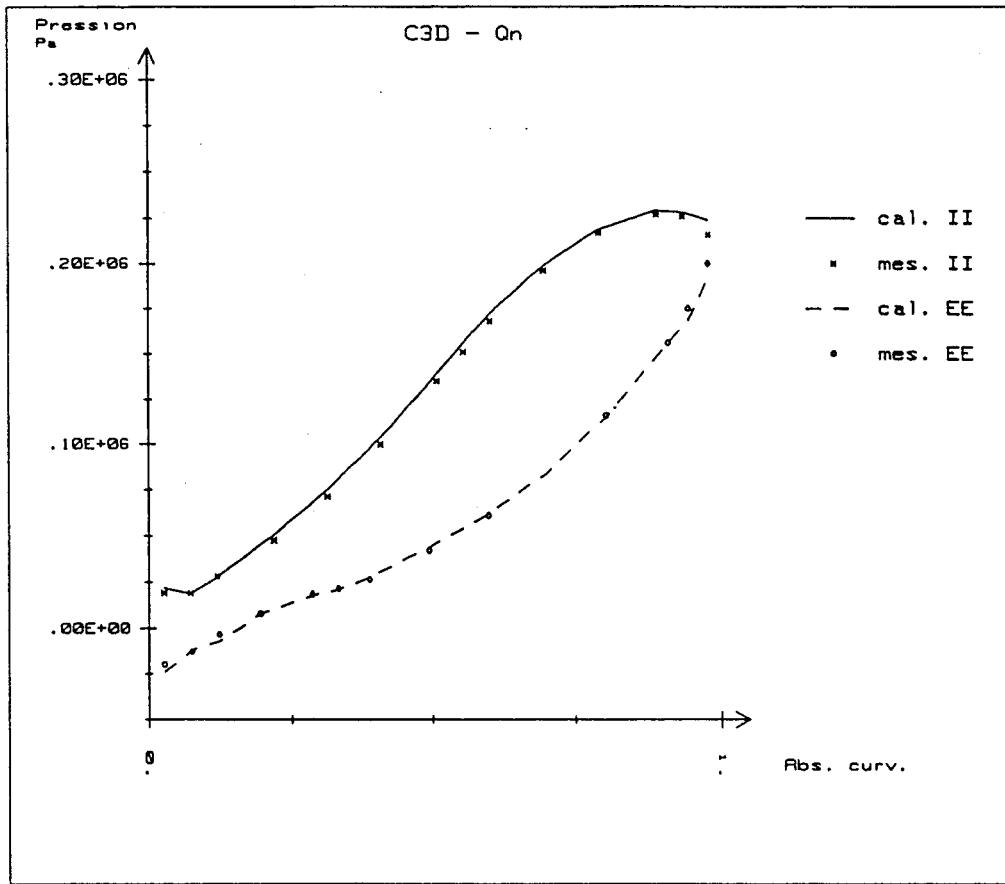
La concordance des calculs avec les mesures est globalement bonne, aussi bien à  $Q_n$  qu'à  $0,8Q_n$ . Le calcul prévoit des niveaux de pression légèrement plus élevés, l'écart s'accroissant quand le débit diminue, ce qui traduit les limites de validité de l'hypothèse de fluide parfait.

Le niveau global d'accroissement de pression statique est évalué correctement, ainsi que les gradients de son évolution.

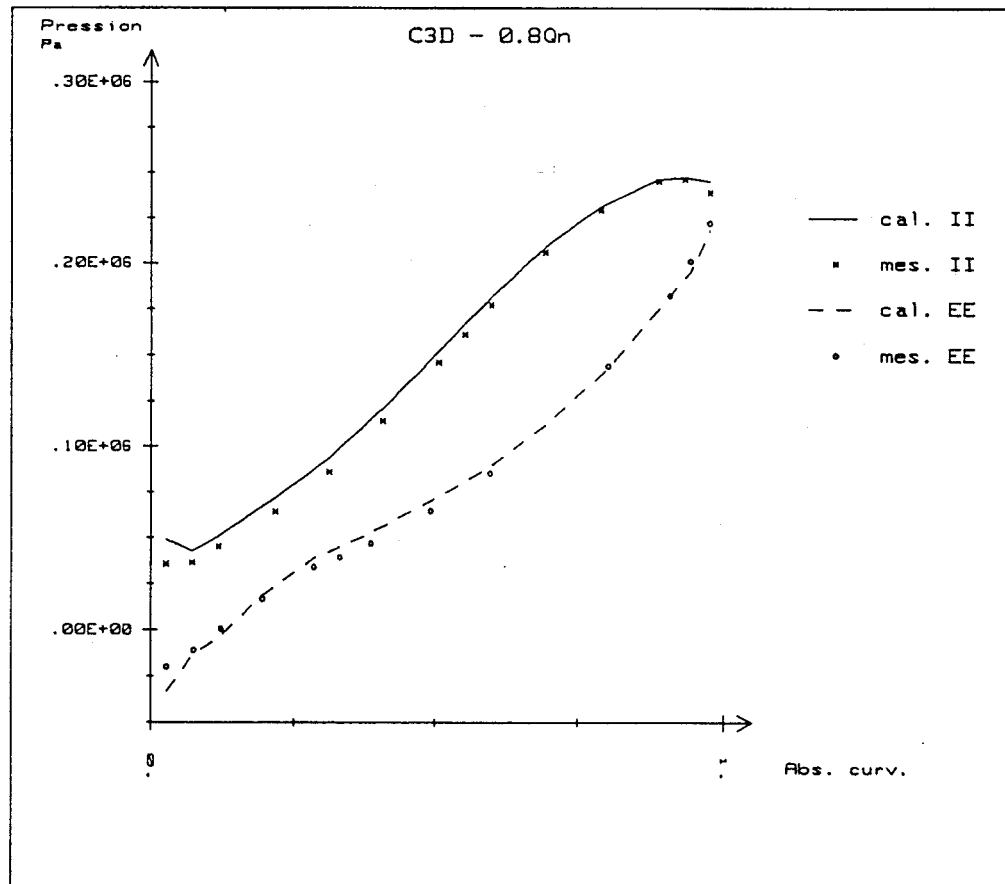
On peut toutefois noter en entrée une mauvaise prédiction du calcul à  $0,8Q_n$ . C'est là sans doute un effet du manque de finesse du maillage au bord d'attaque, qui ne permet pas une bonne prise en compte de l'accroissement d'incidence de l'écoulement sur le profil.

Ces constatations confirment, pour le cas de notre géométrie de roue, qu'un code de calcul quasi-tridimensionnel constitue un outil de prédiction fiable pour les débits proches du débit nominal. Toutefois, en raison du manque de finesse du maillage au bord d'attaque, il faut rester prudent quant à l'exploitation des résultats dans cette zone (prédiction de cavitation par exemple).





a



b

Figure 5.3 - Comparaison calcul-mesures - code C3D

### 5.2.3 - Calcul tridimensionnel à potentiel

Ce calcul tridimensionnel à potentiel a été développé par J.F. COMBES à la Direction des Etudes et Recherches d'EDF [COM85]. Les pré et post processeurs sont implantés sur IBM3081; le calcul lui même est réalisé sur CRAY 1 (données au moment des calculs, soit en 1985).

Ce calcul est fondé sur le modèle d'écoulement à potentiel. Il utilise les hypothèses d'écoulement permanent et irrotationnel de fluide parfait.

On tire parti dans ce calcul du caractère linéaire de l'équation du potentiel en cherchant quatre solutions indépendantes correspondant respectivement à la prise en compte du débit, de la vitesse de rotation de la machine, de la circulation à l'amont et de la circulation à l'aval.

Tous les cas de fonctionnement sont obtenus par combinaison linéaire de ces solutions de base.

La résolution du problème met en oeuvre une méthode d'éléments finis.

#### Maillage et conditions aux limites

La figure 5.4 présente le maillage utilisé pour le calcul de l'écoulement dans la roue SHF.

Ce maillage tridimensionnel est composé de 675 éléments isoparamétriques à 20 noeuds, soit 3660 noeuds.

Les conditions aux limites retenues sont les suivantes :

- vitesse axiale constante à l'entrée du domaine, imposée par la donnée du débit,
- composante radiale de la vitesse constante à la sortie du domaine, imposée par la nécessité de conservation du débit,
- condition de glissement sur les aubes, le plafond et la ceinture,
- condition de périodicité sur les faces latérales du domaine à l'amont et à l'aval des aubes ; cette condition correspond à un saut de potentiel entre deux espaces inter-aubes consécutifs, proportionnel à la circulation ; on impose ce saut de potentiel (par l'intermédiaire du choix des

circulations à l'amont et à l'aval) de façon à réaliser la condition de KUTTA-JOUKOWSKI.

La condition de KUTTA-JOUKOWSKI ne peut ainsi être vérifiée qu'en moyenne, ou en un seul point du bord de fuite, ce qui est une limitation importante de la méthode. Cette limitation est toutefois moins importante dans le cas des machines centrifuges, et en particulier dans le cas de la *roue SHF*, où la géométrie de sortie est unidimensionnelle (l'arête de sortie est droite et orientée dans la direction axiale, et l'angle géométrique des aubes en sortie est constant).

Par utilisation du principe de superposition, la solution est obtenue pour les conditions de fonctionnement souhaitées en imposant les coefficients de la combinaison linéaire des quatre solutions élémentaires.

Ces coefficients sont :

- le débit,
- la vitesse de rotation,
- la circulation amont,
- la circulation aval.

Par rapport au calcul quasi-tridimensionnel, on s'affranchit de l'hypothèse d'axisymétrie de l'écoulement, et on peut mettre en évidence des effets tridimensionnels.

Ces calculs ont été réalisés par J.F. COMBES à la Direction des Etudes et Recherches d'EDF.

Nous présentons les résultats de calculs obtenus à  $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$  sur les faces des aubages.

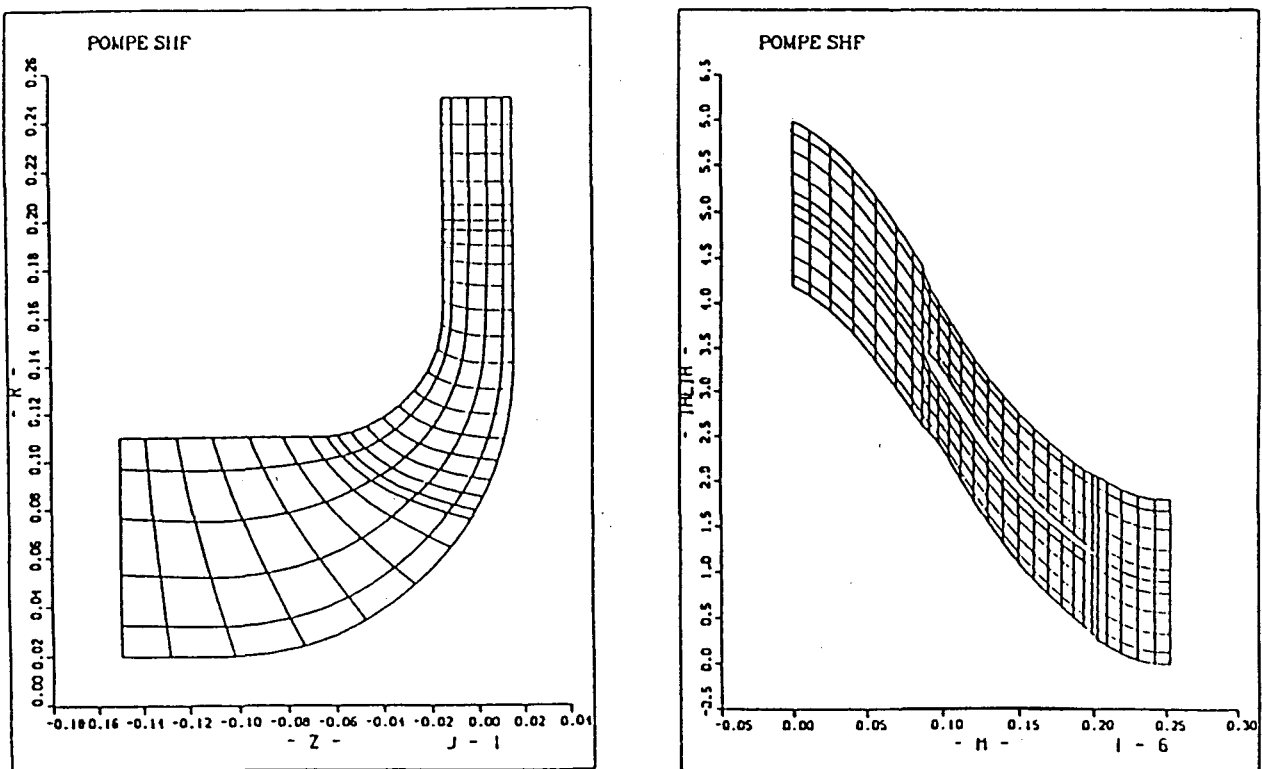


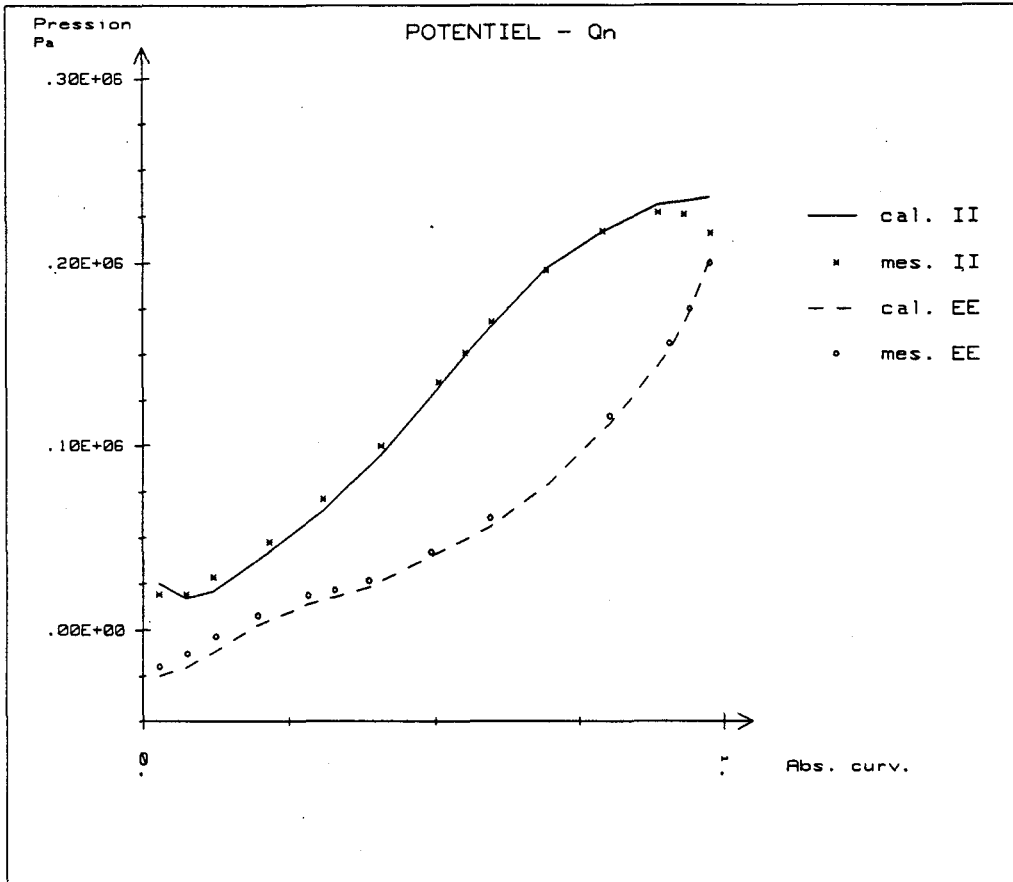
Figure 5.4 : Maillage utilisé pour le calcul potentiel 3D (d'après [COM85]).

### Commentaire des résultats

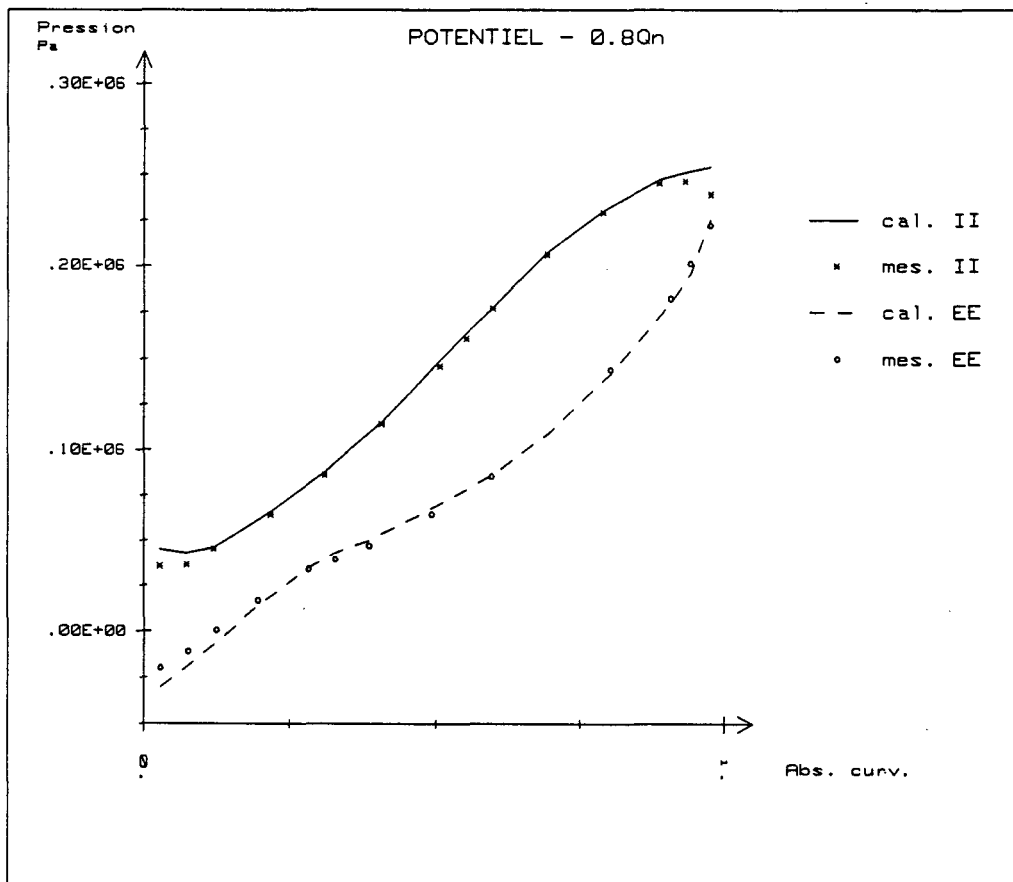
Les figures 5.5a, 5.5b, 5.6a et 5.6b présentent les évolutions de pression sur les lignes II et EE pour  $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ .

On peut tout de suite analyser les limites en débit de validité du calcul. Les résultats du calcul s'écartent en effet de plus en plus des mesures à mesure que le débit diminue, et ce particulièrement à l'entrée de la roue, où les effets d'incidence sont importants aux faibles débits. En effet, l'écart entre le calcul et les mesures pour la zone d'entrée de roue s'accroît et s'étend dans le canal à mesure que le débit diminue : en abscisse curviligne réduite, l'étendue de la zone de désaccord passe de 0,1 à  $0,8Q_n$ , à 0,2 à  $0,7Q_n$ , puis 0,5 à  $0,6Q_n$ . On peut noter que la recirculation en entrée de roue apparaît entre  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ . Pour le débit nominal cependant, l'accord est très bon.

Les niveaux entre l'entrée et la sortie sont bien évalués, mais ils sont fortement conditionnés par les données du calcul (donnée des circulations à l'amont et à l'aval). On remarque cependant un écart général en sortie, où le calcul reste sur un niveau plus élevé.

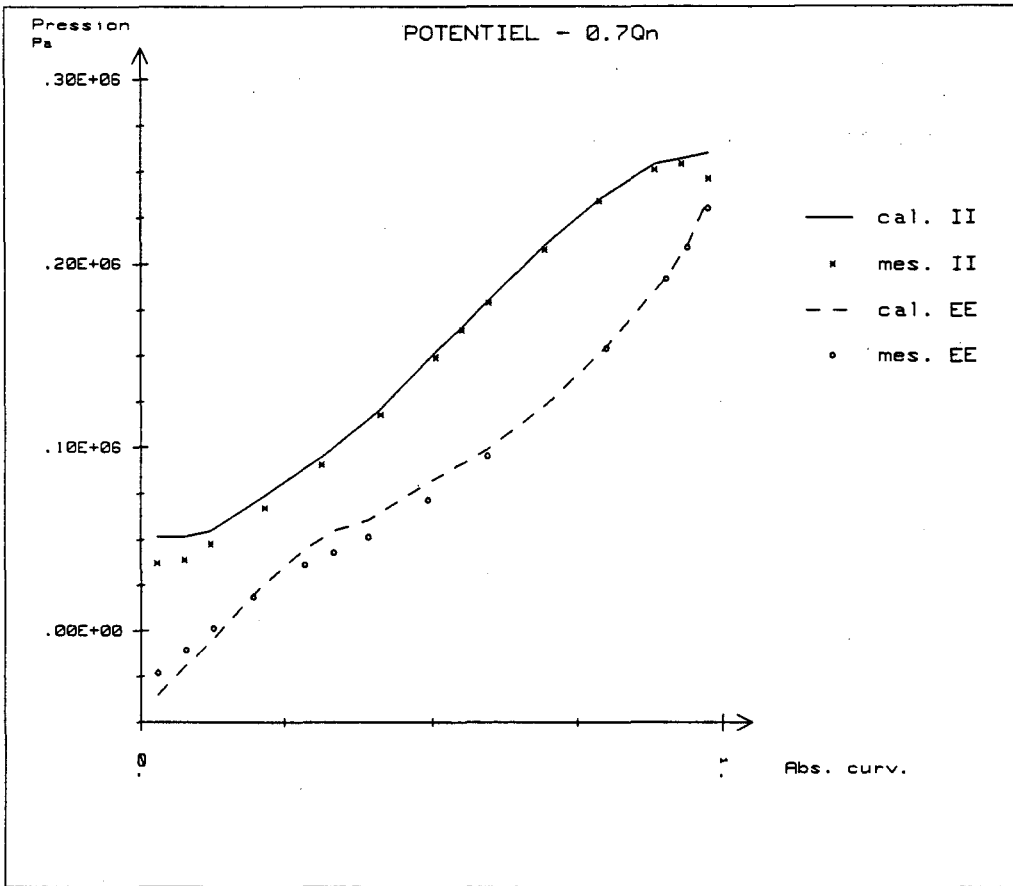


a

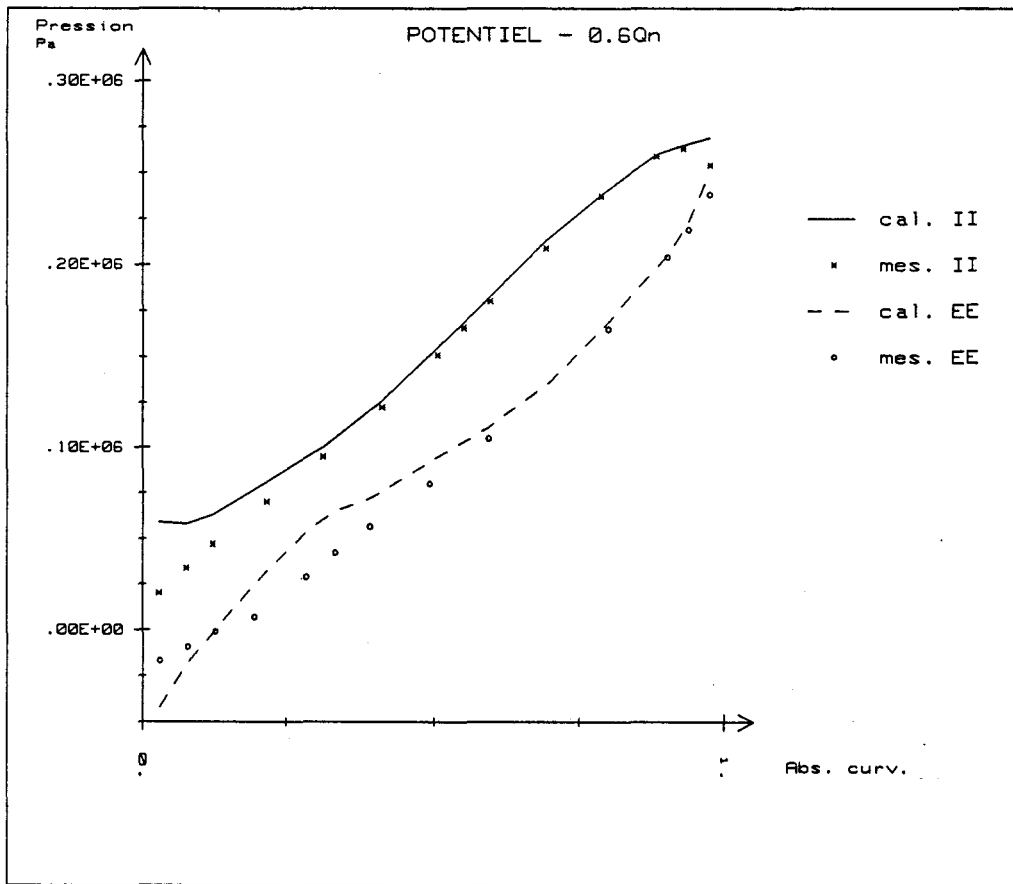


b

Figure 5.5 - Comparaison calcul-mesures - Calcul potentiel 3D



a



b

Figure 5.6 - Comparaison calcul-mesures - Calcul potentiel 3D

### 5.2.4 - Calcul EULER tridimensionnel par la méthode $S_1$ - $S_2$

Ce code de calcul  $S_1$ - $S_2$  tridimensionnel a été développé au sein du Laboratoire de Mécanique de Lille [BUI89]. Ce calcul est fondé sur une formulation en  $\psi_1$  et  $\psi_2$  des équations d'EULER. Les idées directrices sont de rester fidèle aux équations en contraignant le moins possible l'écoulement.

Le calcul est itératif à partir d'une solution initiale quasi-tridimensionnelle, ou simplement issue d'un calcul méridien moyen.

La technique de discrétisation des équations est une technique de volumes finis.

#### Maillage et conditions aux limites

Le maillage s'appuie sur les lignes de courant et évolue donc au cours du calcul. Des calculs réalisés sur une géométrie axiale ont montré qu'à partir d'une certaine valeur de débit, le système d'équations n'admet plus de solution stationnaire, et le calcul diverge brusquement [BUI87]. Les valeurs limites ainsi mises en évidence correspondent sensiblement aux constatations expérimentales d'apparition de décollements.

Le maillage tridimensionnel utilisé pour la *roue SHF* comporte 11271 points (39 x 17 x 17).

Les calculs pour différents débits sont réalisés en faisant varier la vitesse de rotation de la roue, toutes choses égales par ailleurs.

Les conditions aux limites du calcul sont :

- condition de périodicité à l'amont pour les vitesses et la pression,
- condition de périodicité à l'aval pour les pressions uniquement,
- condition de glissement sur les parois solides,
- on impose les conditions d'écoulement à l'amont par la donnée de la rothalpie et de la circulation; cela correspond dans notre cas à un écoulement axial uniforme à l'amont,
- condition de KUTTA-JOUKOWSKI au bord de fuite des aubages,

- les conditions aux limites à l'aval sont calculées en supposant uniforme le gradient de pression dans le sens de l'écoulement et en utilisant la vorticité calculée par transport depuis l'amont; ces conditions sont assemblées avec le reste du calcul.

Ce calcul permet de mettre en évidence les écoulements secondaires et autorise les surdéviations.

Les calculs (résultats non publiés) ont été réalisés par D. BUISINE, au Laboratoire de Mécanique de Lille, à  $Q_n$  et  $0,8Q_n$ .

### **Commentaire des résultats**

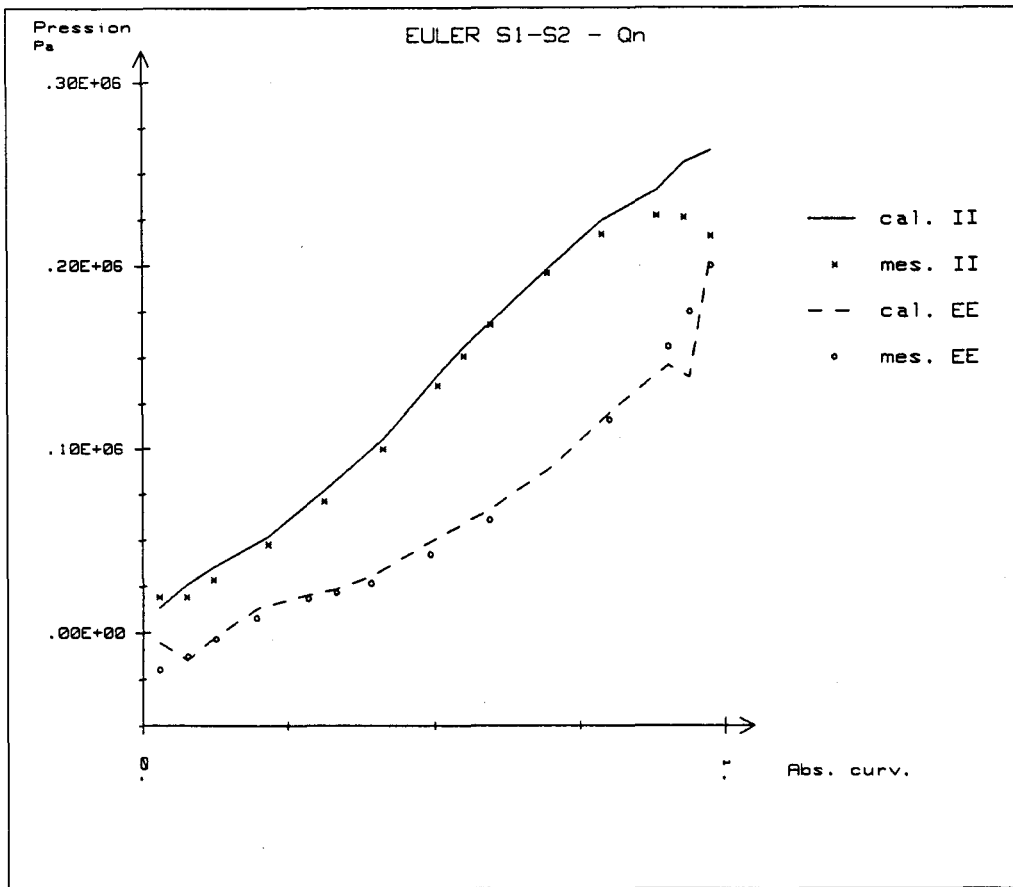
Les figures 5.7a et 5.7b présentent les évolutions de pression sur les lignes II et EE pour  $Q_n$  et  $0,8Q_n$ .

Les figures 5.8a et 5.8b présentent les évolutions de pression sur les lignes CC et PP pour  $Q_n$  et  $0,8Q_n$ .

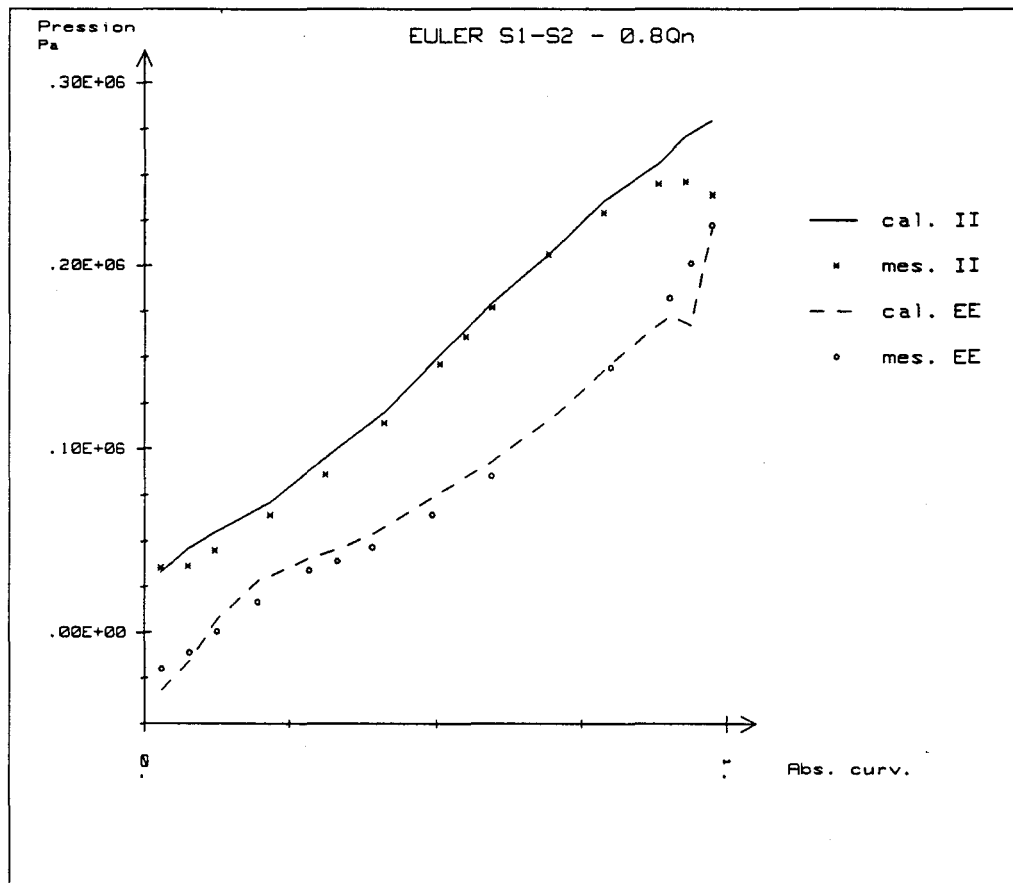
Pour les deux débits étudiés, le calcul indique des tendances générales voisines des résultats expérimentaux, avec pratiquement toujours un niveau calculé très légèrement plus important que le niveau mesuré, tant sur les lignes aubages II et EE (figure 5.7) que sur les lignes plafond et ceinture PP et CC (figure 5.8). Ceci n'est pas trop surprenant compte tenu de l'hypothèse de fluide parfait.

Il faut toutefois remarquer des écarts importants en sortie de roue sur les faces aubages II et EE. Ce défaut est dû à un manque de finesse du maillage dans cette zone, comme l'ont montré des calculs complémentaires (non repris ici) avec un maillage plus raffiné, permettant notamment une meilleure prise en compte de la condition de KUTTA-JOUKOWSKI.



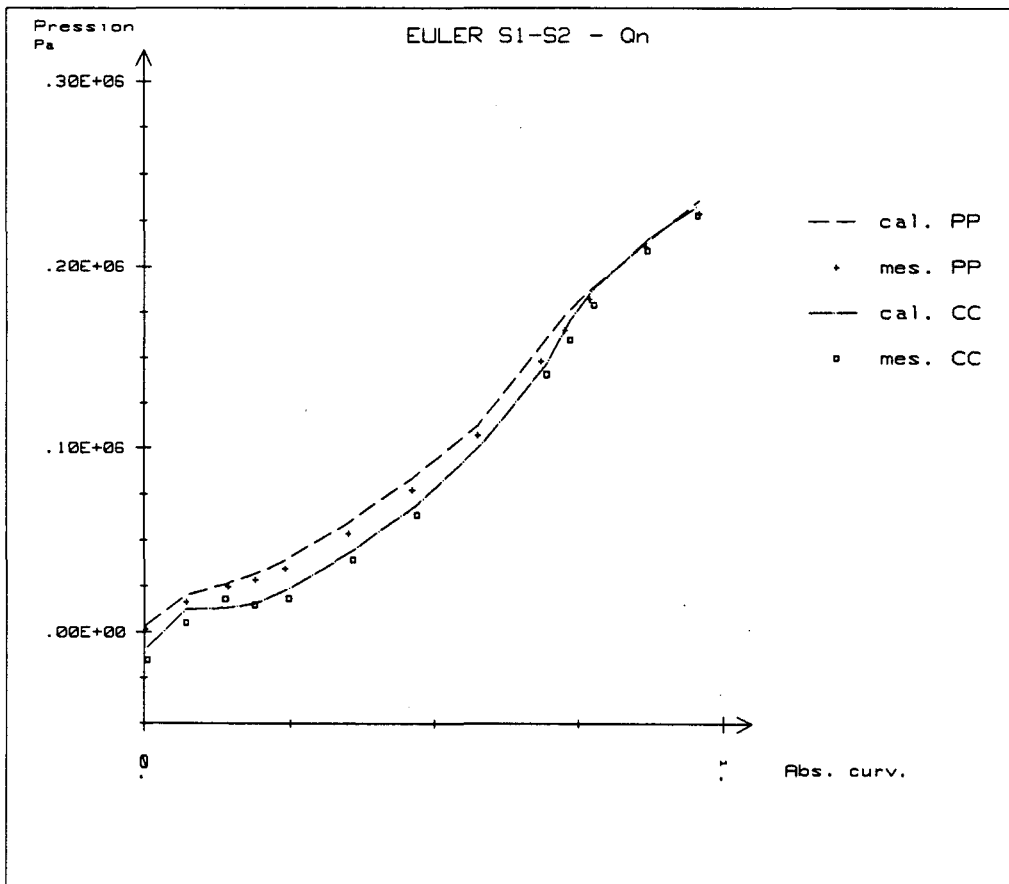


a

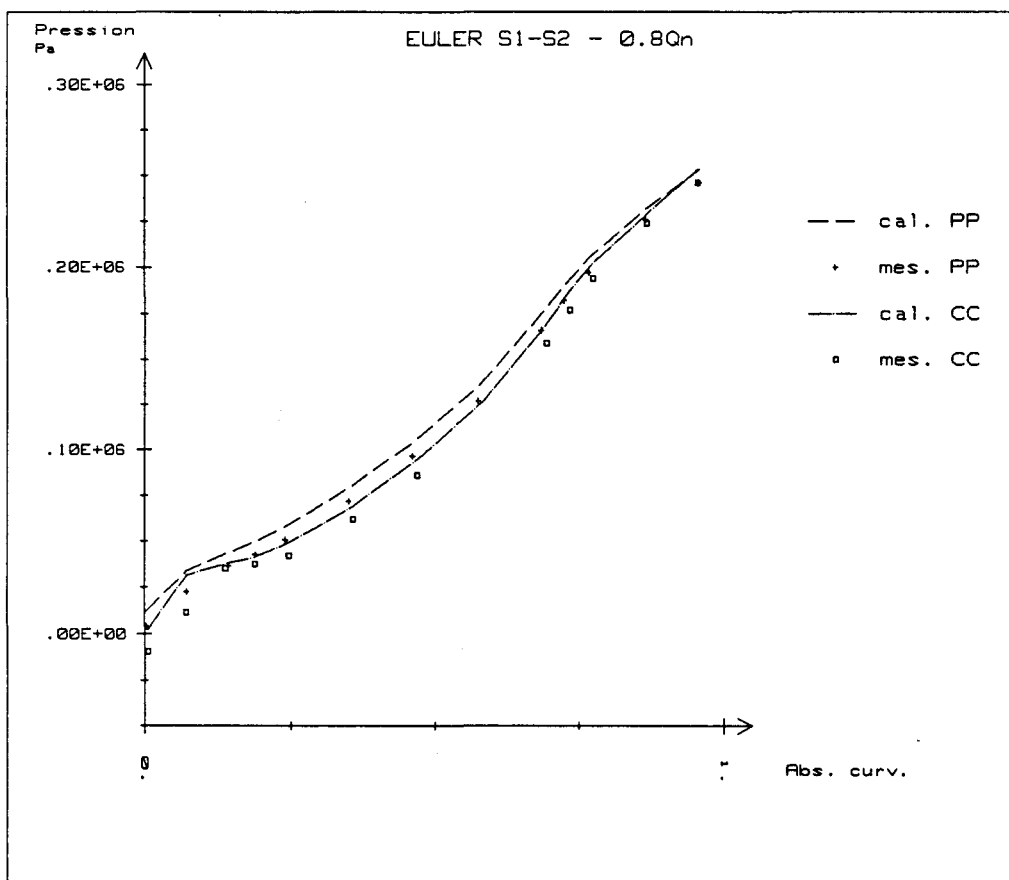


b

Figure 5.7 - Comparaison calcul-mesures - Calcul EULER S<sub>1</sub>-S<sub>2</sub> 3D



a



b

Figure 5.8 - Comparaison calcul-mesures - Calcul EULER  $S_1-S_2$  3D

### 5.2.5 - Calcul NAVIER STOKES tridimensionnel - code N3S

N3S est un code industriel de mécanique des fluides développé à la Direction des Etudes et Recherches d'EDF [COM91].

Il met en oeuvre le niveau de modélisation le plus avancé à l'heure actuelle pour la calcul des écoulements incompressibles.

Pour le cas des turbomachines, le modèle est celui d'un écoulement turbulent de fluide incompressible dans un repère animé d'un mouvement de rotation uniforme. Il résoud les équations de NAVIER-STOKES moyennées (utilisant l'hypothèse de BOUSSINESQ), associées à un modèle de turbulence de type k- $\epsilon$ , par une formulation en éléments finis.

#### Maillage et conditions aux limites

Le maillage éléments finis du domaine de calcul est constitué de 28080 éléments tétraédriques, soit en tout 43206 noeuds (figure 5.9).

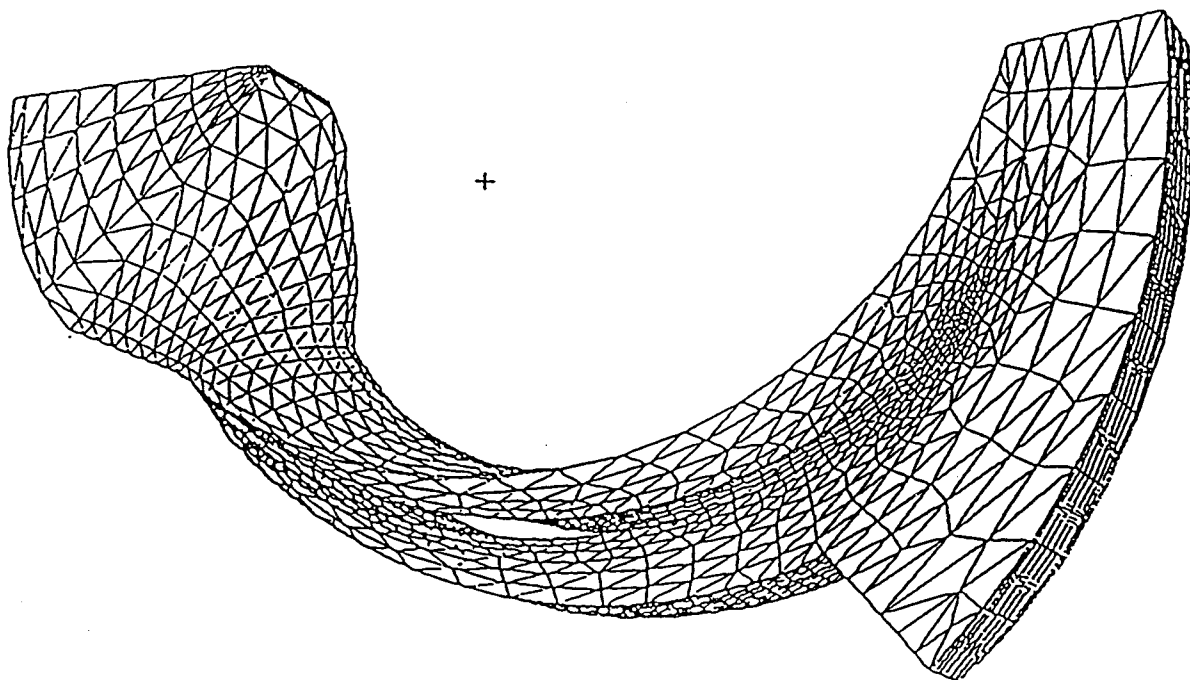


Figure 5.9 : Maillage éléments finis pour le calcul N3S (d'après [COM91]).

Les conditions aux limites du calcul sont les suivantes :

- en entrée du domaine, on impose les trois composantes de la vitesse relative, ainsi que l'énergie cinétique de turbulence  $k$  et le taux de dissipation  $\varepsilon$ , correspondant à un profil d'écoulement turbulent établi dans la conduite d'aspiration.
- en sortie, une condition de contrainte, qui équivaut pratiquement à une condition de pression statique constante sur la frontière aval, a été choisie.
- au niveau des parois, pour éviter de trop raffiner le maillage et d'avoir à utiliser un modèle de turbulence à bas REYNOLDS, on utilise des lois de parois. Ces lois traduisent une condition de frottement sur les parois fixes du domaine (conduite d'entrée et parois de diffuseur), et une condition d'entraînement sur les parois mobiles (faces aubage, plafond et ceinture).
- en chaque point des parois latérales du domaine, on impose des conditions de périodicité sur toutes les variables.

Ce code a été utilisé par J.F. COMBES pour calculer l'écoulement dans la roue SHF à différents débits ( $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ ). Les calculs ont été effectués sur CRAY-YMP.

Des comparaisons ont été effectuées avec les mesures laser réalisées à l'INSA de Lyon sur un modèle en eau de la roue SHF [COM92]. Les champs de vitesses obtenus par le calcul et par la mesure sont en bon accord, même au niveau des zones où les calculs non visqueux sont en défaut.

A l'entrée de roue, le calcul à  $0,6 Q_n$  laisse d'ailleurs apparaître une poche de recirculation côté ceinture, dont la présence est confirmée par l'expérience. Un tel comportement de l'écoulement ne peut pas être prévu par un calcul non visqueux

### **Commentaire des résultats**

Nous disposons des résultats du calcul pour les emplacements de toutes les prises de pression, et pour quatre débits ( $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ ).

Nous limitons notre comparaison aux quatre lignes de prises II, EE, PP et CC.

Les figures 5.10a, 5.10b, 5.11a et 5.11b présentent l'évolution de la pression statique pour les lignes II et EE, respectivement à  $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ ; les figures 5.12a, 5.12b, 5.13a et 5.13b font de même pour les lignes PP et CC, respectivement à  $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ .

Le commentaire commun à tous les résultats est que les niveaux de pression calculés par N3S dans la roue montrent des écarts importants avec les mesures, aussi bien sur les aubages que sur le plafond et la ceinture.

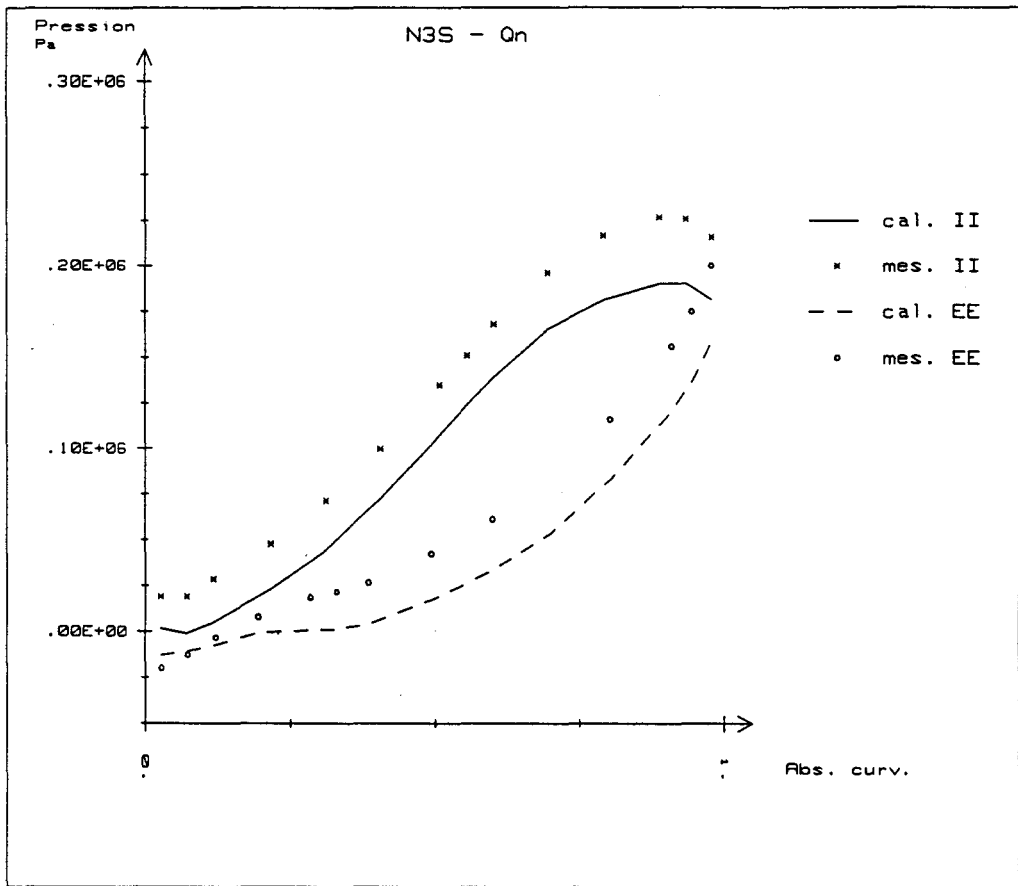
Cet écart ne peut être interprété comme un décalage global, produit par exemple par une mauvaise référence de pression, puisque la variation de pression globale entre l'entrée et la sortie est toujours inférieure pour le calcul par rapport aux mesures. De plus, cet écart s'accroît à la traversée de la roue, et d'autant plus que le débit est réduit.

Alors que des comparaisons sur les vitesses sont satisfaisantes [COM92], il semble qu'il existe un réel problème dans le calcul des pressions.

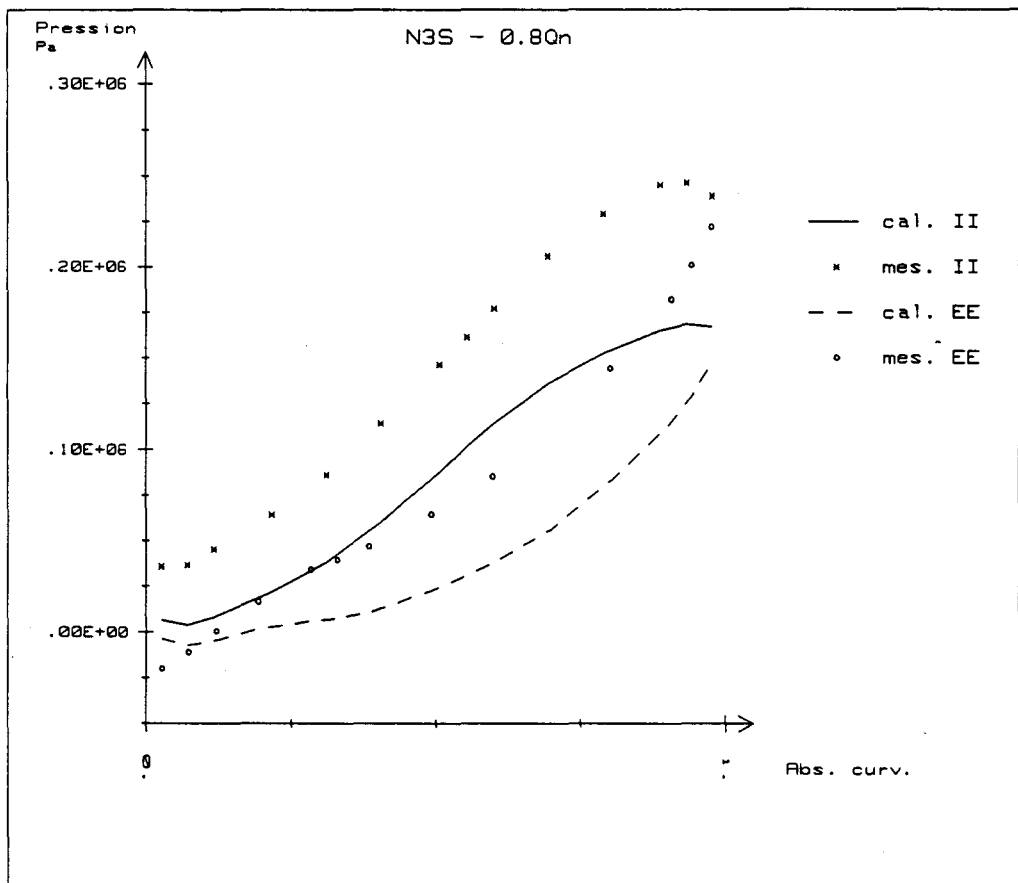
Le diagnostic de ce défaut est difficile. Les fondements du calcul (lois de parois, modèle de turbulence,...) doivent probablement jouer un grand rôle, mais également les effets de couplage de la roue et de son environnement amont et aval: effet de prérotation induite par viscosité à l'amont, influence du comportement du diffuseur à l'aval.

Le diffuseur du calcul a un rapport de rayon de 1,25 pour un rapport de largeur de 1,0 (relativement à la sortie de roue), celui des mesures respectivement de 1,12 pour 1,05. Cette différence est importante pour les débits réduits, où la longueur du diffuseur favorise le développement de zones décollées, mais ne doit pas jouer un rôle important pour les débits proches du débit nominal.

Cela étant, si on essaye de s'affranchir de ce problème de niveau, on constate que N3S prévoit bien la forme des évolutions de pression; en particulier, en entrée et en sortie de roue, où les autres codes sont en défaut dès qu'on se place à débit réduit, N3S propose des évolutions de pression très conformes aux mesures, plus particulièrement côté intrados.

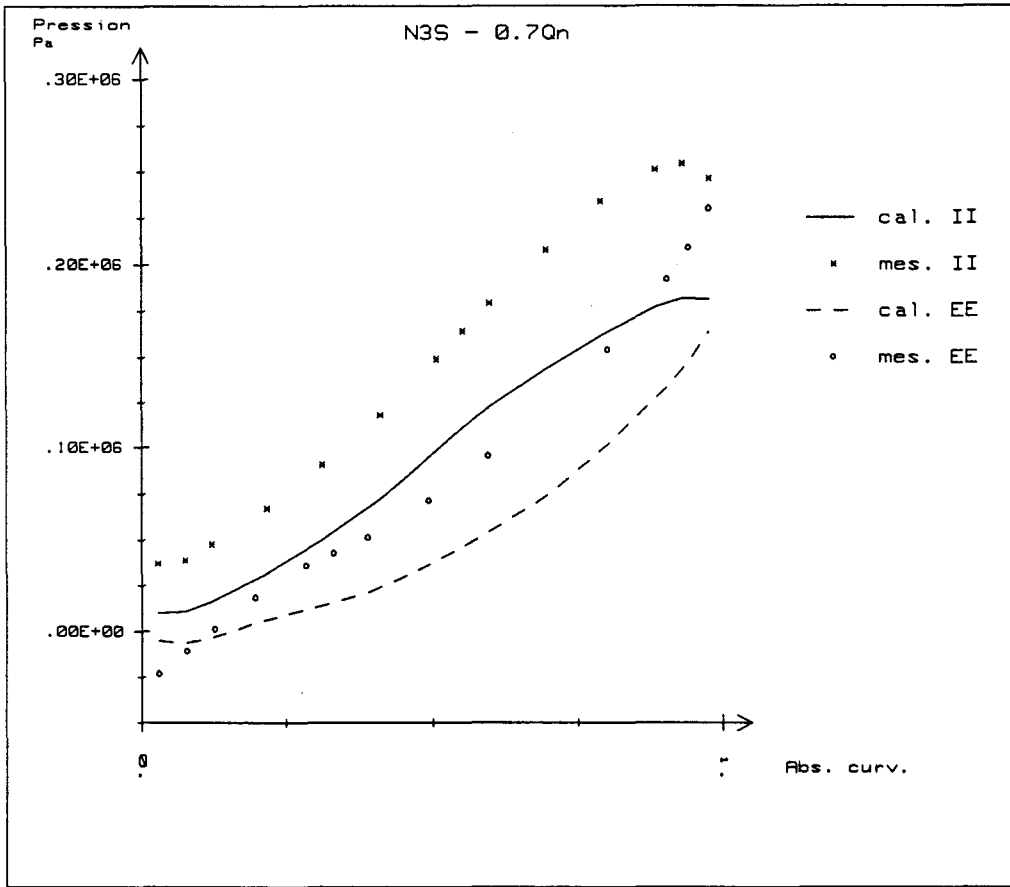


a

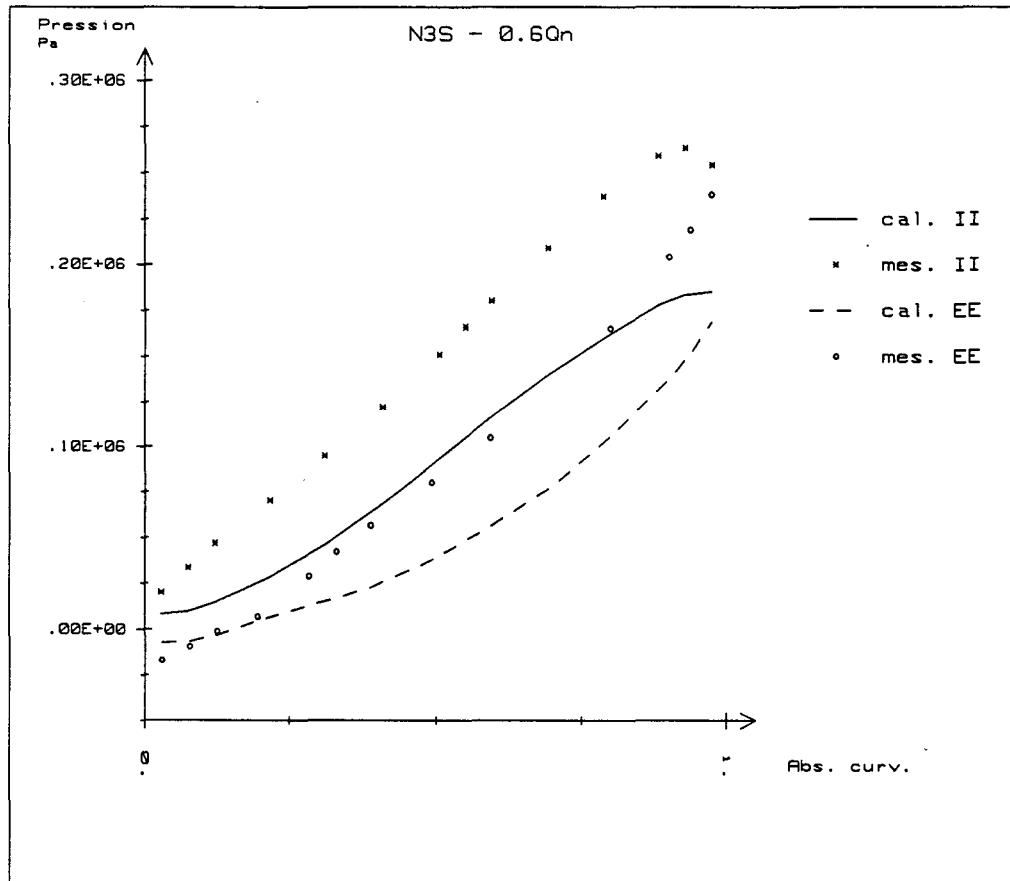


b

Figure 5.10 - Comparaison calcul-mesures - Code N3S

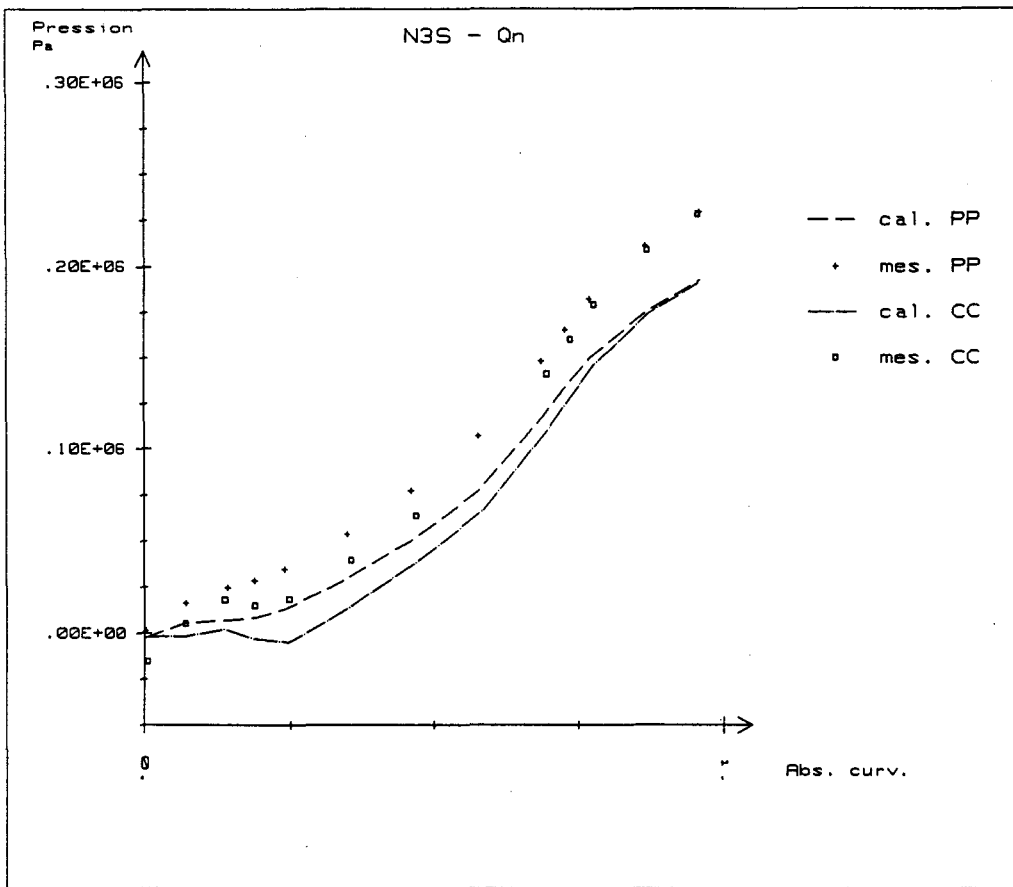


a

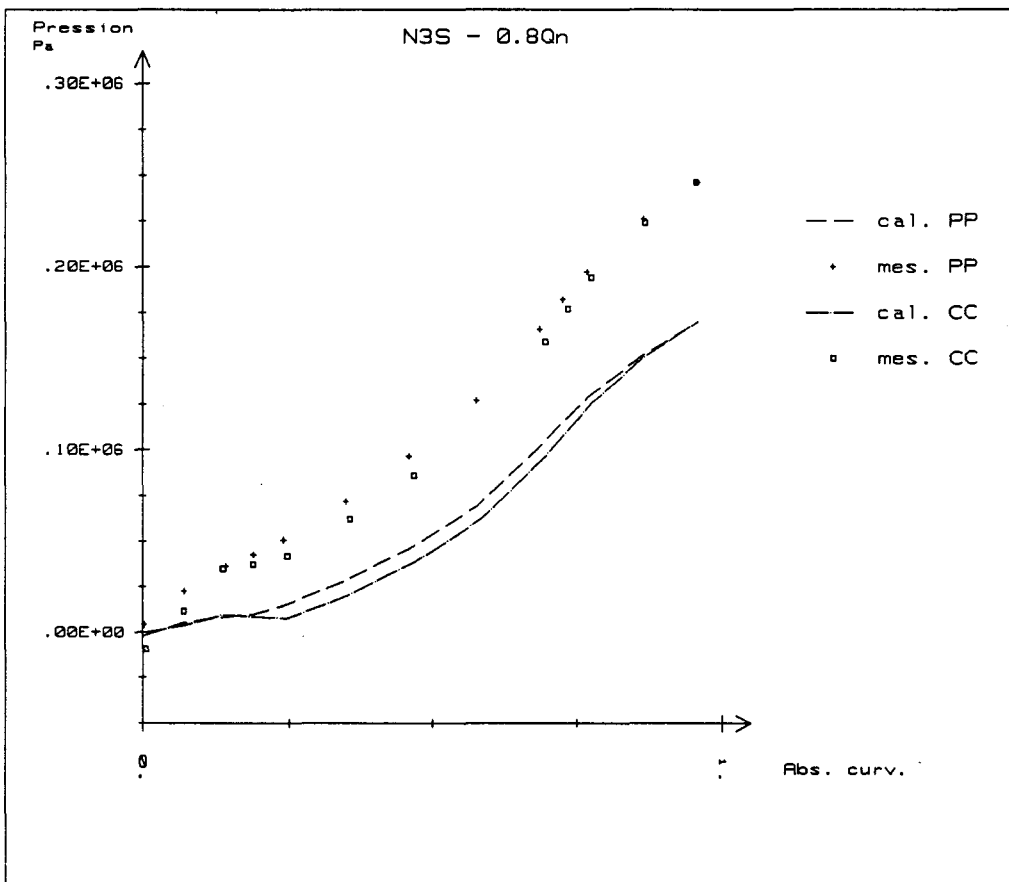


b

Figure 5.11 - Comparaison calcul-mesures - Code N3S



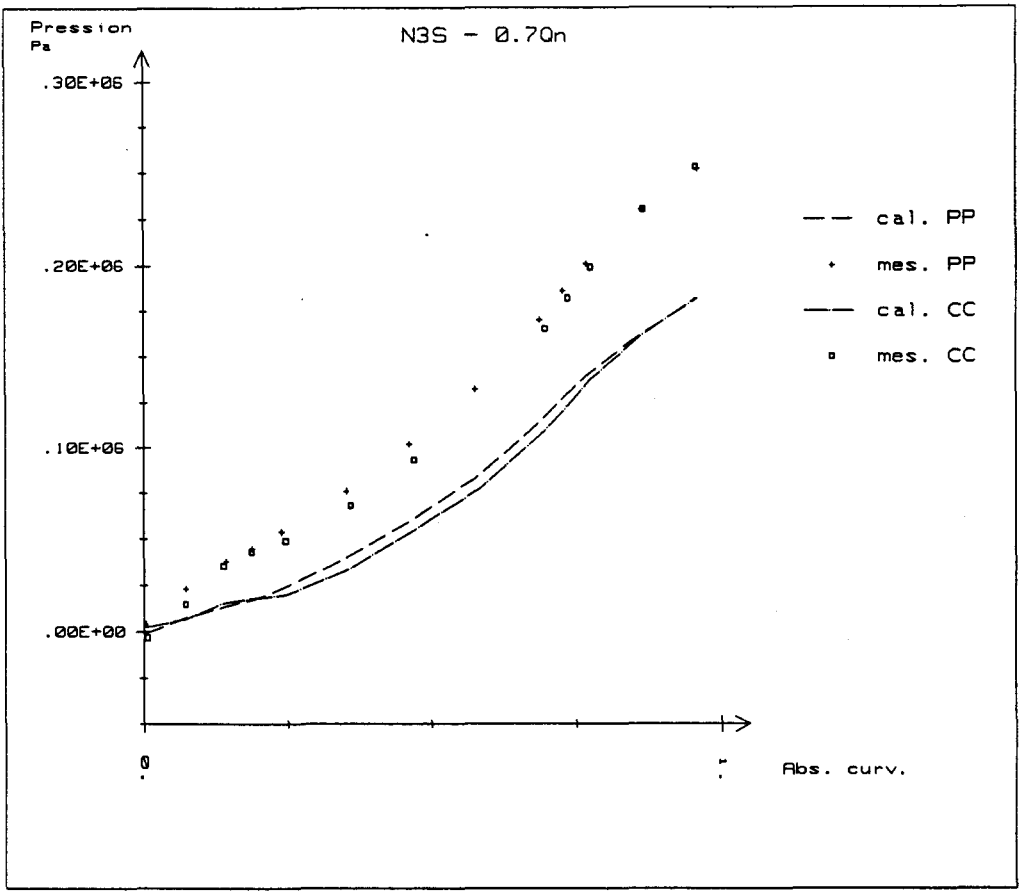
a



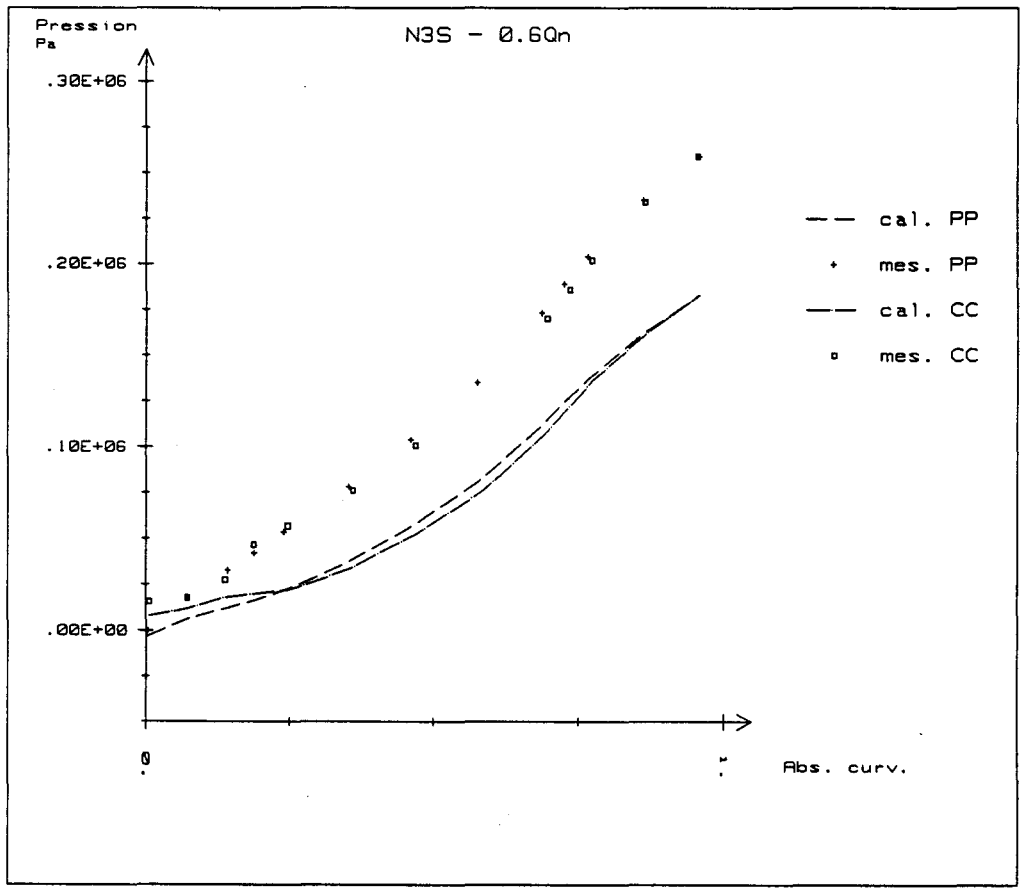
b

Figure 5.12 - Comparaison calcul-mesures - Code N3S





a



b

Figure 5.13 - Comparaison calcul-mesures - Code N3S

### 5.2.6 - Comparatif général

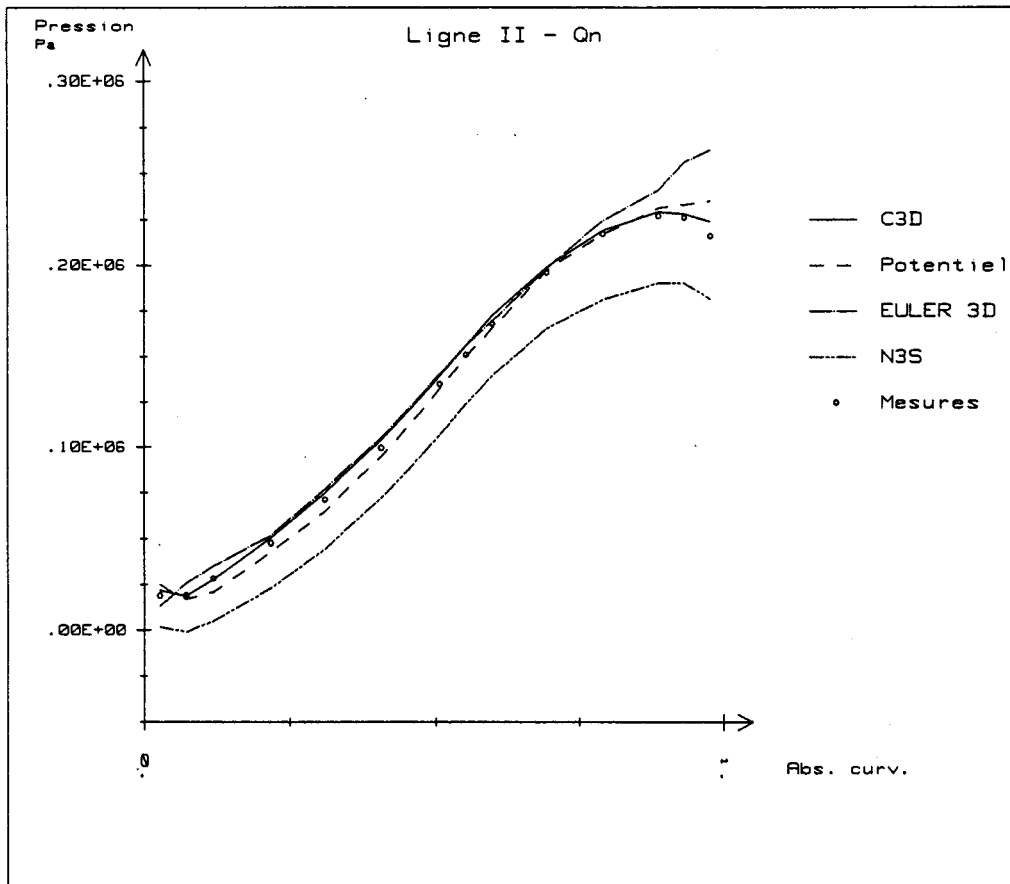
Nous rassemblons ici les résultats obtenus par les différents codes de calcul sur des graphiques comparatifs, afin d'évaluer les qualités respectives de chacun par rapport aux autres.

Les seules lignes de prises où nous possédons des résultats pour tous les codes présentés précédemment sont II et EE, pour  $Q_n$  et  $0,8Q_n$ .

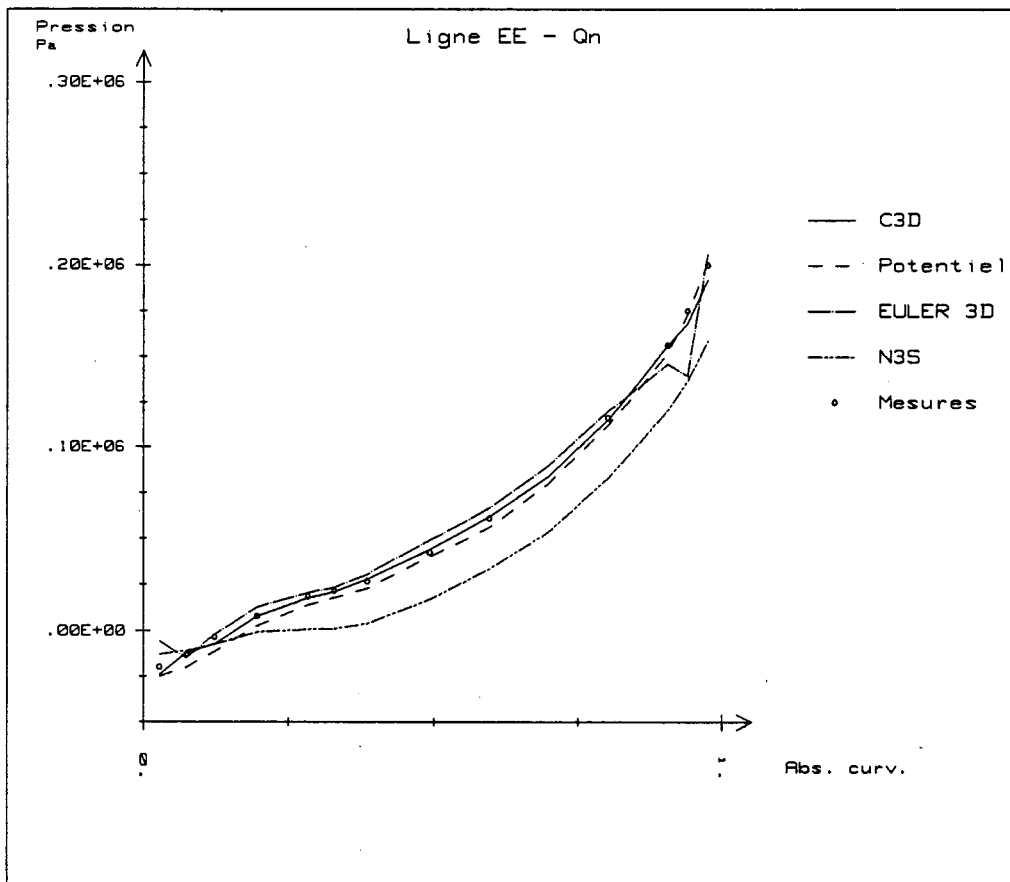
Les figures 5.14a et 5.14b présentent les résultats à  $Q_n$  sur les lignes II et EE, et les figures 5.15a et 5.15b à  $0,8Q_n$  sur les mêmes lignes.

On constate que les 3 codes en fluide parfait donnent des résultats très voisins des mesures (et entre eux) pour les deux régimes de fonctionnement, avec toutefois des écarts (entre eux et par rapport aux mesures) en sortie de roue (côté intrados) et en entrée de roue (côté extradados).

Le code N3S s'écarte notablement des résultats expérimentaux et des résultats des autres codes, cet écart s'accroissant à débit partiel. Il peut s'agir là, soit d'un problème au niveau du calcul des pressions dans ce code, soit d'un effet des lois de parois utilisées, ou bien encore d'un effet de couplage avec l'environnement de la roue (probablement peu important pour le diffuseur aux débits proches du nominal).

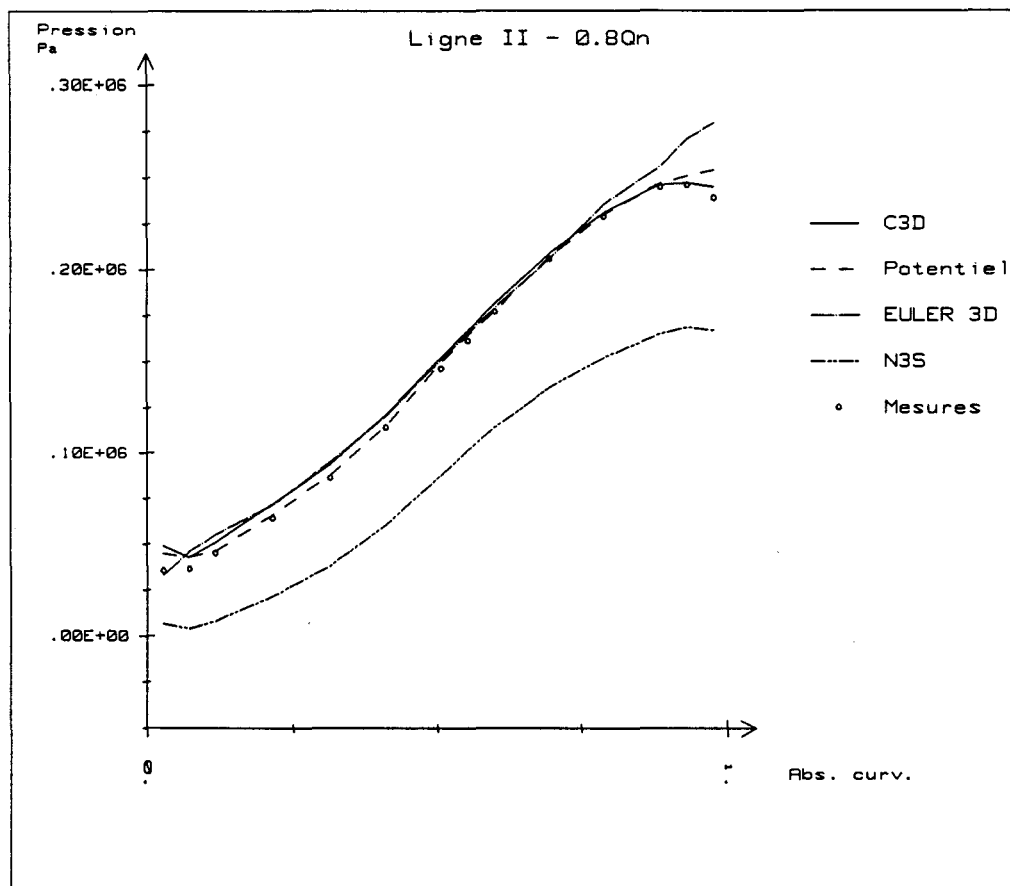


a

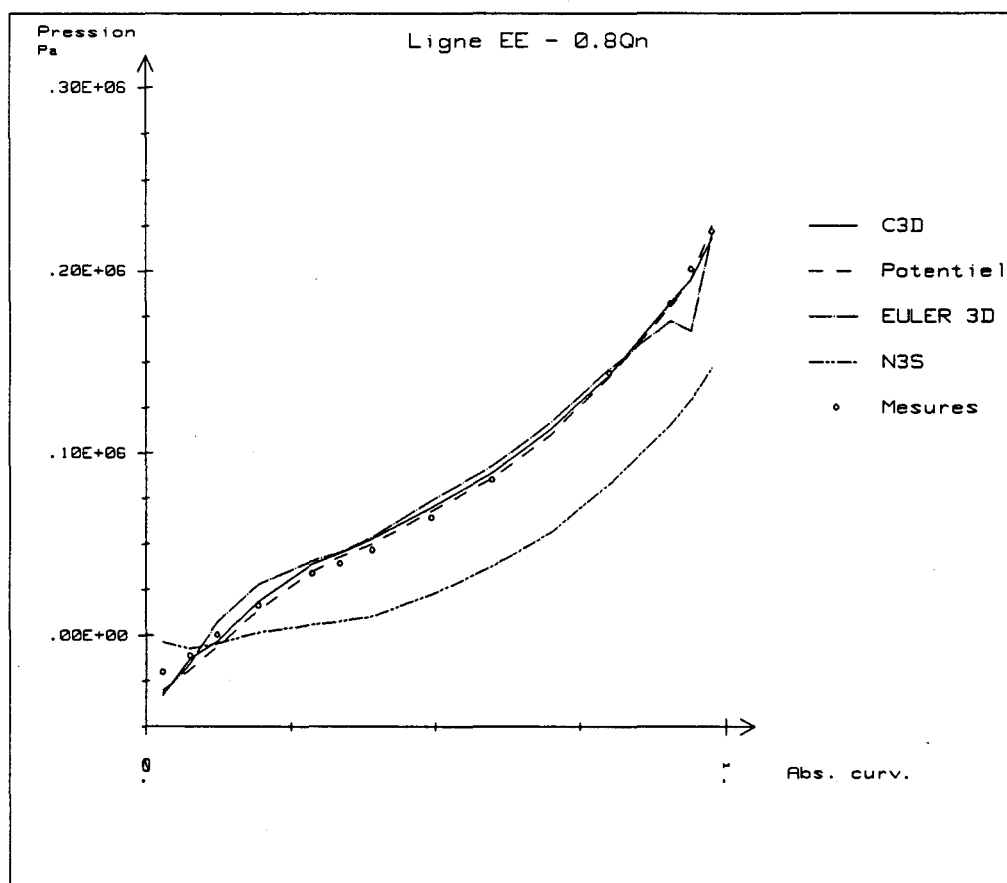


b

Figure 5.14 - Comparaison générale calcul-mesures



a



b

Figure 5.15 - Comparaison générale calcul-mesures

## CHAPITRE 6

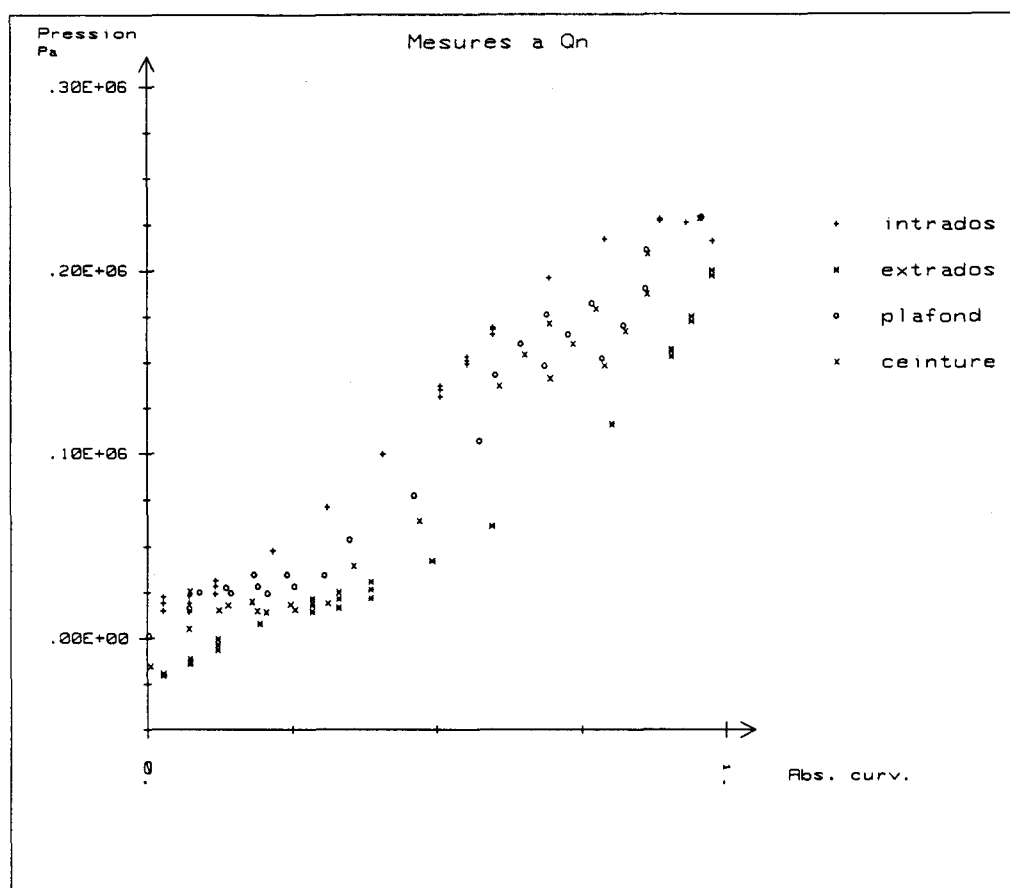
### INTERPRETATION DES MESURES DE PRESSION

Nous abordons dans cette partie l'interprétation des mesures réalisées dans la roue pour différents débits.

Nous avons mis en oeuvre deux séquences principales de mesures : la première à  $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ , sur la totalité des prises de pression, avec comme objectifs une première analyse des champs de pression, ainsi que l'acquisition de données pour les comparaisons avec les résultats de calcul disponibles (voir chapitre 5). L'analyse de ces mesures, qui fait l'objet du paragraphe 6.2 de ce chapitre, a permis de mettre en évidence une nette évolution du champ de pression à l'entrée de roue entre  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ , ce qui correspond à l'intervalle de débit où se déclenche la recirculation d'entrée. Nous avons donc décidé d'étudier plus finement cet intervalle, et nous avons complété nos résultats par des mesures pour les quatre débits  $0,67Q_n$ ,  $0,66Q_n$ ,  $0,65Q_n$  et  $0,64Q_n$ , uniquement pour 50 prises de pression à l'entrée de roue (zone d'entrée de roue jusqu'au col d'entrée, col compris). Les résultats issus de cette analyse plus fine sont présentés et commentés au paragraphe 6.3.

La figure 6.1 présente les pressions mesurées dans la roue pour le débit nominal, en valeurs ramenées à la *roue SHF* de référence, comme c'est le cas pour tous les résultats présentés.

Toutes les techniques et calculs utilisés pour ce transfert des résultats vers la géométrie et les conditions de fonctionnement de la *roue SHF* de référence sont détaillés au chapitre 4. Rappelons cependant que la référence de pression est à l'amont de la roue (pression nulle dans le canal d'aspiration).



*Figure 6.1 : Ensemble des résultats de mesure de pression dans la roue à Qn*

Diverses formes de présentation des mêmes résultats sont proposées (évolutions spatiales à débit donné, évolutions en fonction du débit réduit  $Q_T$ ) selon l'optique du commentaire (cavitation, décollements, recirculation d'entrée de roue).

Le commentaire est basé la plupart du temps sur des figures placées en fin de chaque paragraphe. Les résultats sont toujours présentés sous forme de brisés joignant les points de l'évolution étudiée. Cette méthode de présentation n'a pas d'autre prétention que d'assurer une plus grande lisibilité.

Il est recommandé, pour une lecture plus facile des figures, de se reporter à la figure 6.2 ci-après, pour garder à l'esprit l'organisation des prises de pression dans le canal de roue. Cette figure est volontairement schématique pour montrer simultanément les quatre faces d'un canal inter-aubes.

### Organisation des prises de pression

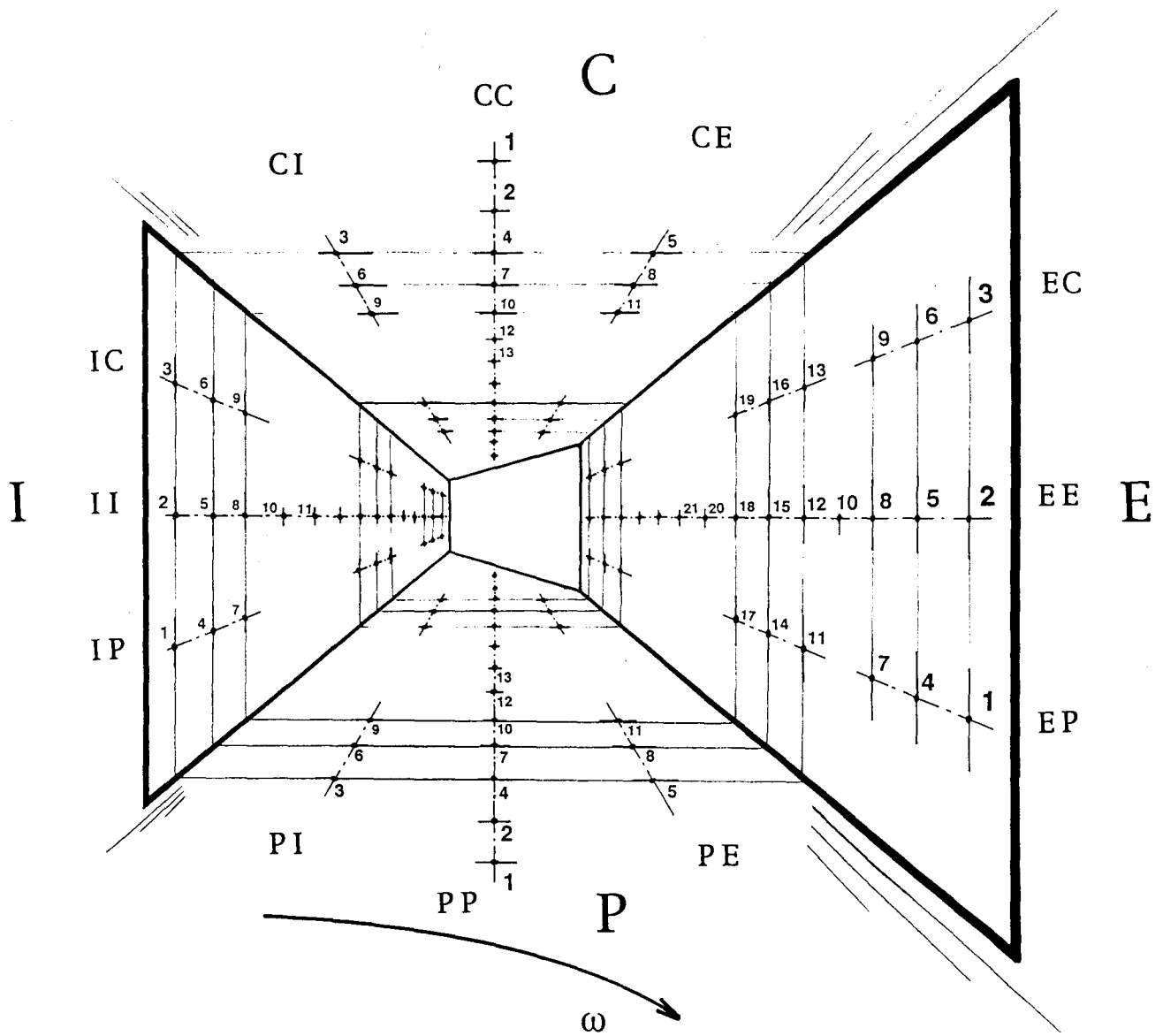


Figure 6.2 : Organisation schématique des prises de pression.

## 6.1 - Base de données et de résultats

Il est bon de rappeler ici que toutes les mesures ont été effectuées à 2500 tr/min sur une maquette en air, et que les résultats bruts subissent un traitement, d'une part pour éliminer les effets de la rotation sur la mesure de pression, et d'autre part pour recalibrer les valeurs sur les conditions de fonctionnement et les dimensions de la *roue SHF* de référence (voir paragraphes 4.3 et 4.4)

Les résultats de mesure de pression disponibles actuellement, et sur lesquels nous appuyons nos commentaires, sont les suivants :

- à  $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ , les valeurs de pression ont été relevées pour toutes les prises du canal (soit en 114 points).
- les mesures ont été complétées à  $0,67Q_n$ ,  $0,66Q_n$ ,  $0,65Q_n$  et  $0,64Q_n$  dans la zone d'entrée de roue s'étendant jusqu'au col d'entrée, col compris (soit en 50 points).

La liste des résultats n'est pas reproduite dans ce document.

Nous avons préféré rassembler un ensemble de données sur un support informatique, qui comporte :

- les données géométriques issues de CAO qui contiennent :
  - les lignes de définition de la *roue SHF* de référence,
  - la nomenclature et les coordonnées de toutes les prises de pression, y compris les prises en diffuseur.
- les valeurs des pressions mesurées en chaque prise pour les débits étudiés; ces valeurs sont complétées des mesures en paroi de diffuseur.

Ces données peuvent être obtenues, sur demande au laboratoire, sous la forme d'un jeu de fichiers ASCII commentés.



## 6.2 - Interprétation des évolutions globales entrée-sortie

### 6.2.1 - Analyse des pressions statiques

Des évolutions de la pression statique à la traversée de la roue ont déjà été présentées au chapitre 5, dans le cadre des comparaisons entre calculs et mesures. Cette présentation a été faite débit par débit, pour les quatre lignes de prises II, EE, PP, et CC.

Nous proposons ici une autre présentation consistant à superposer les évolutions pour les quatre débits ligne par ligne.

Les figures 6.3a, 6.3b, 6.4a et 6.4b présentent les évolutions de la pression pour les quatre débits  $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ , respectivement pour les lignes II, EE, PP, et CC.

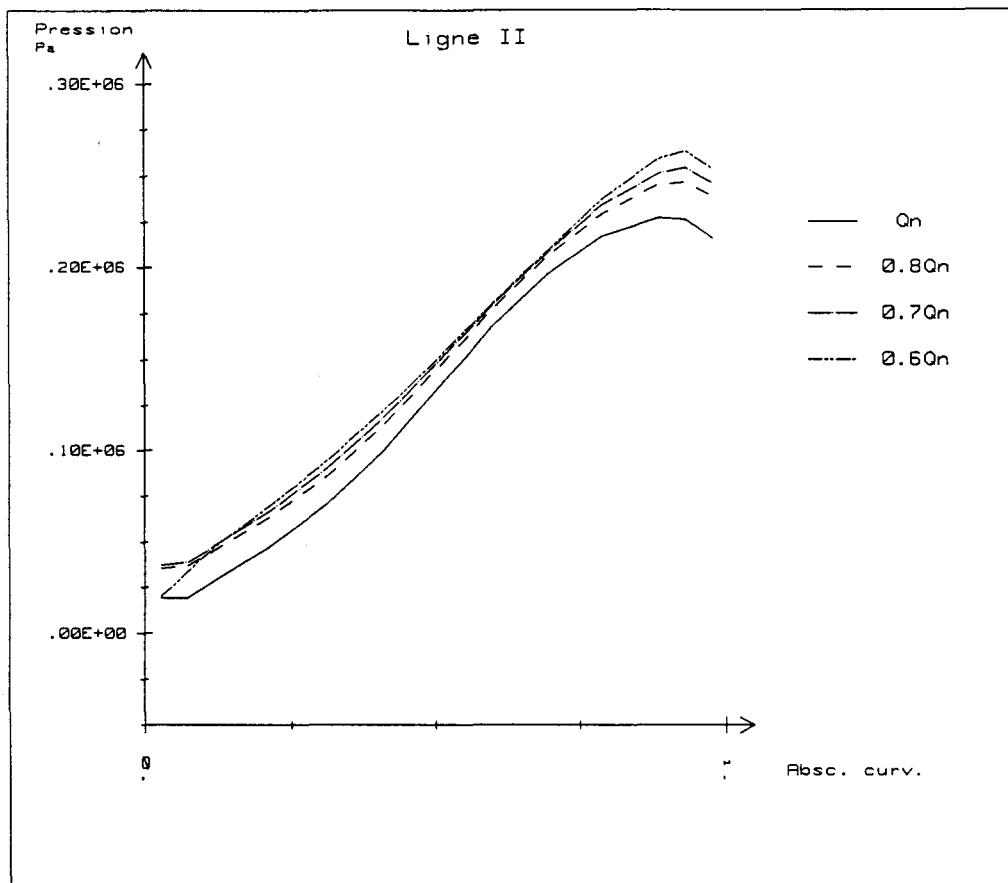
On remarque en comparant les évolutions sur II et EE, qu'à partir de  $0,8Q_n$ , la répartition des pressions sur le profil n'évolue pratiquement plus côté intrados (en particulier dans la zone en recouvrement des aubages), contrairement au côté extrados où l'évolution est continue. C'est ainsi plutôt l'évolution de l'écoulement côté extrados qui semble gérer l'évolution du couple des forces de pression en fonction du débit.

Sur la ligne II, face haute pression de l'aubage, on constate très nettement le changement de signe du gradient de pression dans le sens de l'écoulement en sortie de la roue et pour tous les débits. Il se produit dès que le col de sortie de la roue est franchi.

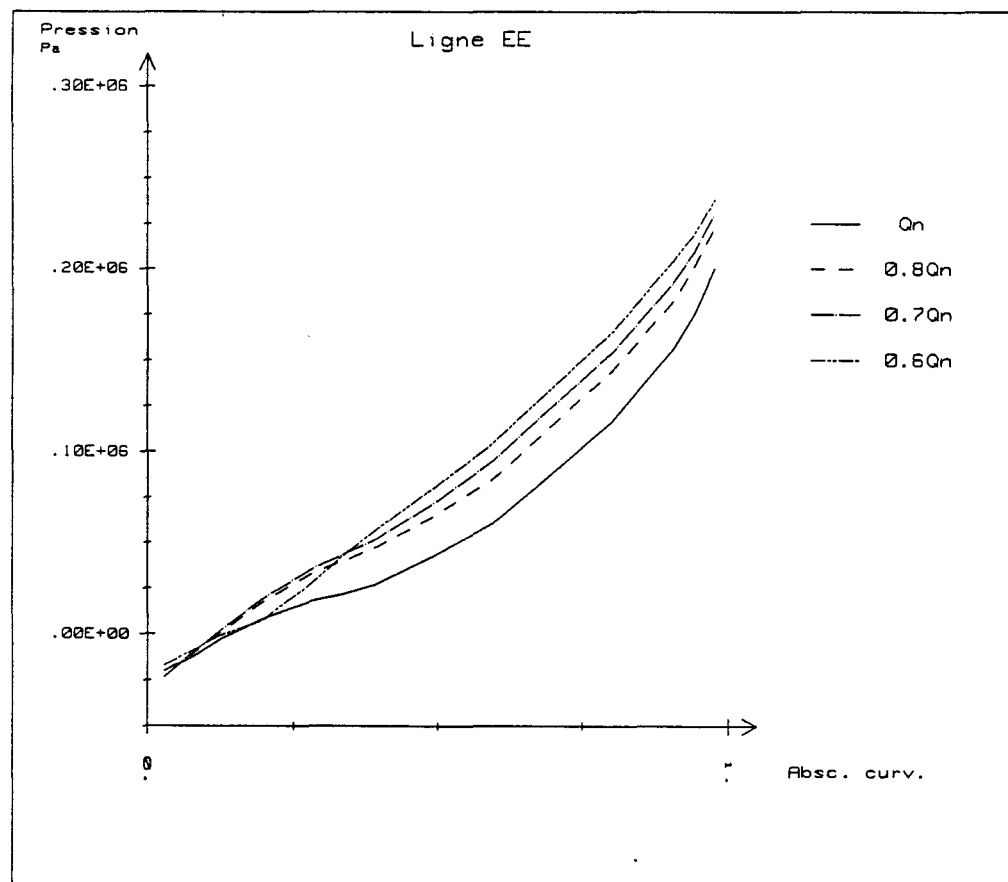
En sortie de roue, les évolutions sont régulières sur toutes les faces du canal. Cela confirme que, pour la sortie de roue et pour les débits étudiés, les recirculations de sortie ont probablement un caractère très instationnaire, et ne semblent pas pouvoir être mises en évidence par une mesure de pression moyenne. De plus, l'environnement aval de la roue joue un grand rôle sur le déclenchement et l'intensité des phénomènes à cet endroit, puisque nos mesures dans un environnement non contraignant pour la sortie de roue ne montrent pas de perturbation de l'écoulement moyen en sortie à mesure que le débit est réduit.

Par contre, les évolutions de la pression à l'entrée de roue, progressives jusqu'à  $0,7Q_n$ , changent notablement d'allure à  $0,6Q_n$ . On constate cette rupture sur toutes les lignes présentées, plus particulièrement sur les lignes ceinture et extradados.

Cette constatation nous a conduit à étudier plus finement cette zone, en entrée de roue, dans l'intervalle de fonctionnement entre  $0,6Q_n$  et  $0,7Q_n$ .

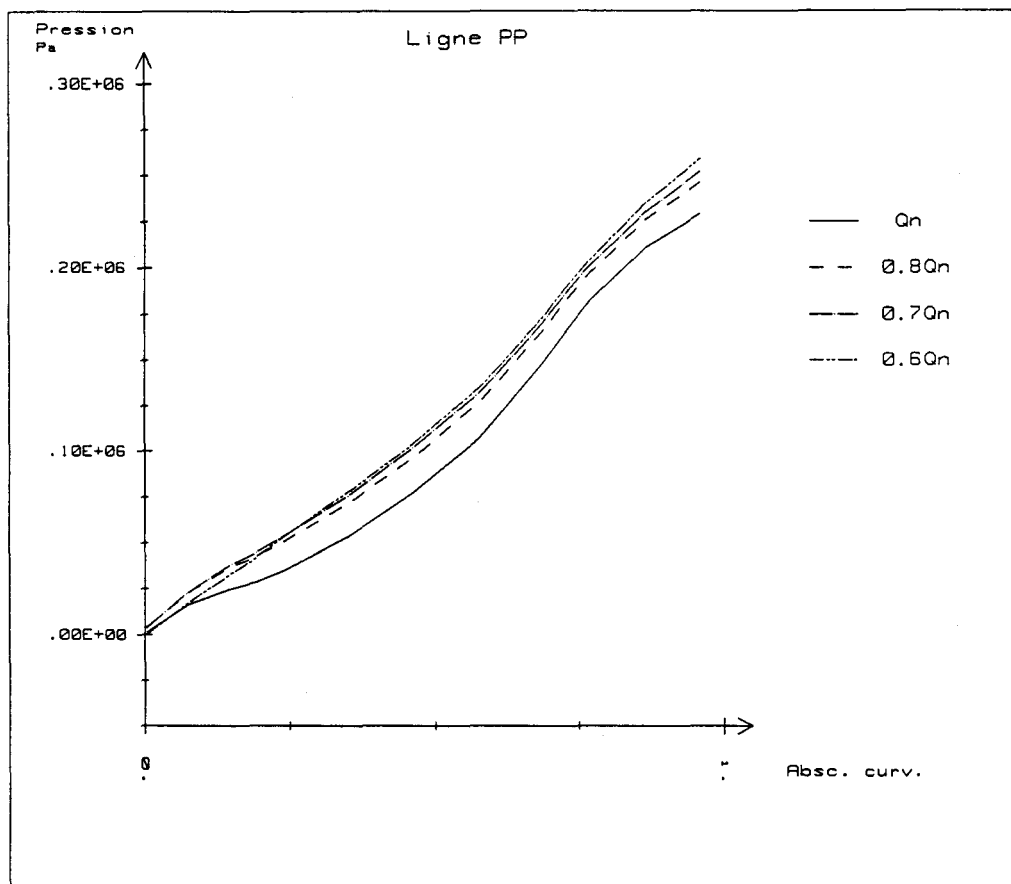


a

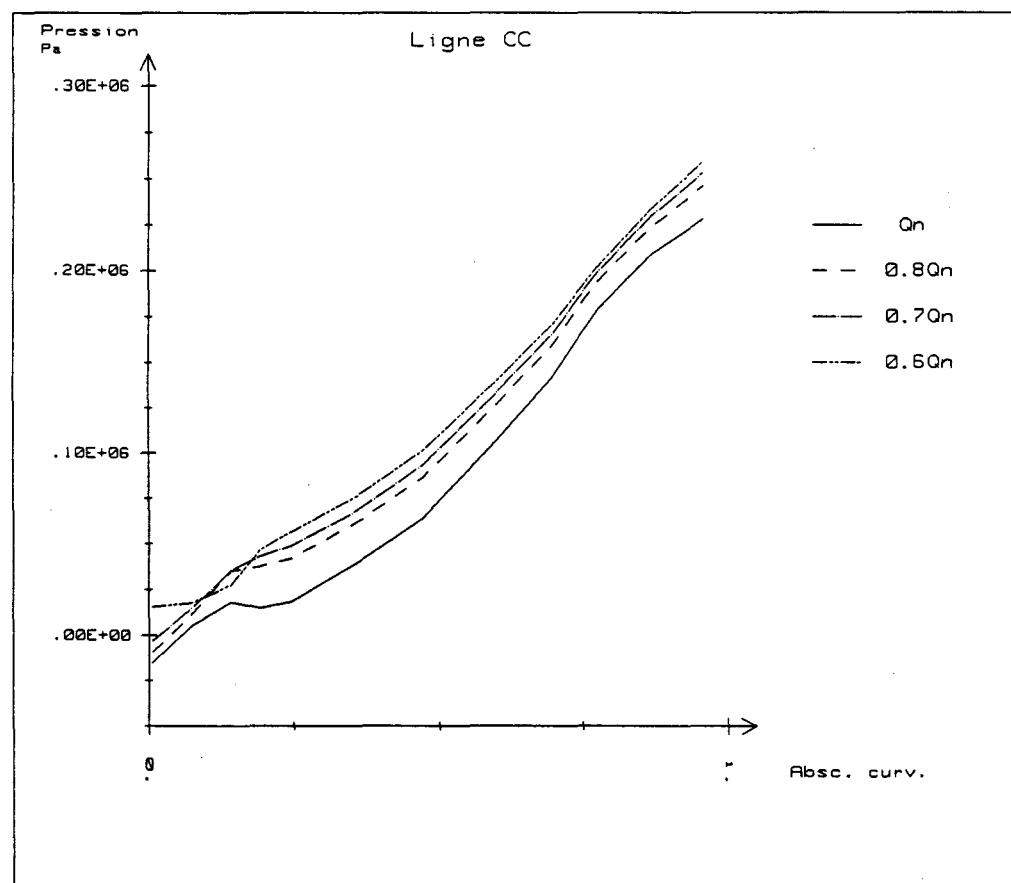


b

Figure 6.3 : Evolution de la pression le long des lignes de prises



a



b

Figure 6.4: Evolution de la pression le long des lignes de prises

### 6.2.2 - Estimation du couple associé aux pressions sur aubages

Les pressions exercées par le fluide sur les parois de la roue contribuent au couple sur l'arbre. Seules les faces extrados et intrados des aubages interviennent dans ce calcul qui peut permettre de séparer les effets de pression des effets visqueux, par comparaison des valeurs obtenues aux valeurs connues du couple indiqué (ou interne) pour la roue SHF.

Nous calculons ce couple en utilisant nos résultats de mesure de pression. La démarche du calcul est la suivante : on associe à chaque prise de pression une zone géométrique d'influence; chacune des faces de l'aubage est ainsi décomposée en 32 éléments de surface correspondants aux 32 prises de pression (figure 6.5). On applique l'effort résultant de la pression, supposée uniforme sur l'élément de surface, à l'emplacement de la prise, et on calcule la composante associée du couple sur l'axe de rotation.

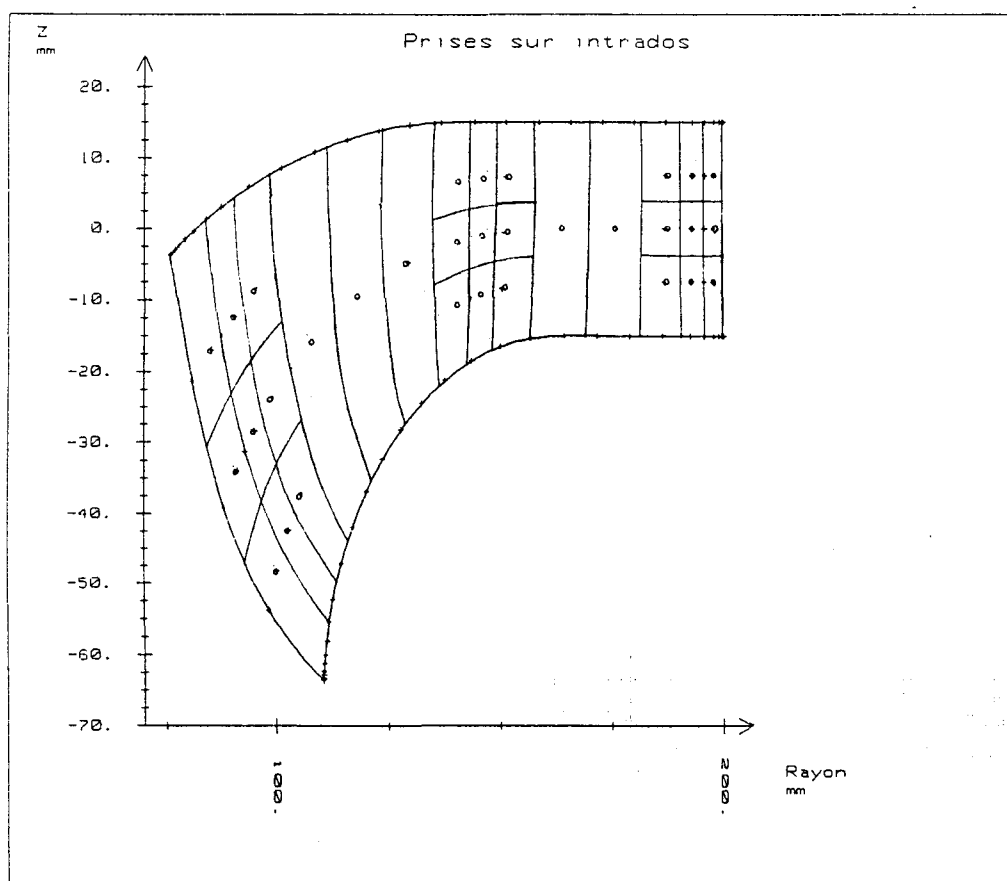


Figure 6.5 : Décomposition de la surface intrados pour le calcul du couple

La formulation est ainsi la suivante :

$$C = \sum_{i=1}^{32} R_i p_i dS_{\theta i}$$

avec:

- C : Couple calculé pour une face d'un aubage
- $dS_{\theta i}$  : Aire de la projection de l'élément de surface dans le plan (r,z),
- $R_i$  : Rayon de la prise,
- $P_i$  : Pression mesurée sur la prise i.

On retranche ensuite la valeur obtenue côté basse pression à la valeur obtenue côté haute pression. Il faut noter au passage que, dans cette opération, les opérandes ont des valeurs 2 à 3 fois plus élevées que le résultat obtenu, ce qui limite la précision du résultat. Enfin, on prend en compte le nombre d'aubages en multipliant par 7 la valeur obtenue.

Nous réalisons ce calcul pour les quatre débits sur lesquels nous avons des résultats complets.

La figure 6.6 présente les résultats obtenus.

La courbe indiquée comme référence provient de mesures réalisées sur une autre maquette de la *roue SHF* [MAR86] : la courbe de couple est déduite de la courbe de puissance sur l'arbre corrigée de la perte par frottements de disques. Par contre, la fuite due au jeu n'est pas prise en compte dans la référence utilisée [MAR86], et il existe donc une sous-estimation de la valeur du débit traversant la roue.

Une autre technique possible consisterait à utiliser les courbes expérimentales de hauteur interne, obtenues par intégration des mesures de vitesses d'écoulement en sortie de roue, mais nous n'avons pas poussé plus loin cette analyse en raison du peu de fiabilité de notre calcul.

On constate sur la figure 6.6 que les valeurs de couple dû aux pressions sont inférieures au couple global, ce qui montre que les effets visqueux contribuent au couple global dans le même sens que les pressions.

La part du couple global attribuée aux effets visqueux reste sensiblement constante pour tous les débits (de 12 à 13 %).

On ne poussera pas plus loin l'analyse du fait de la grande incertitude aussi bien au niveau du calcul que de la référence utilisée.

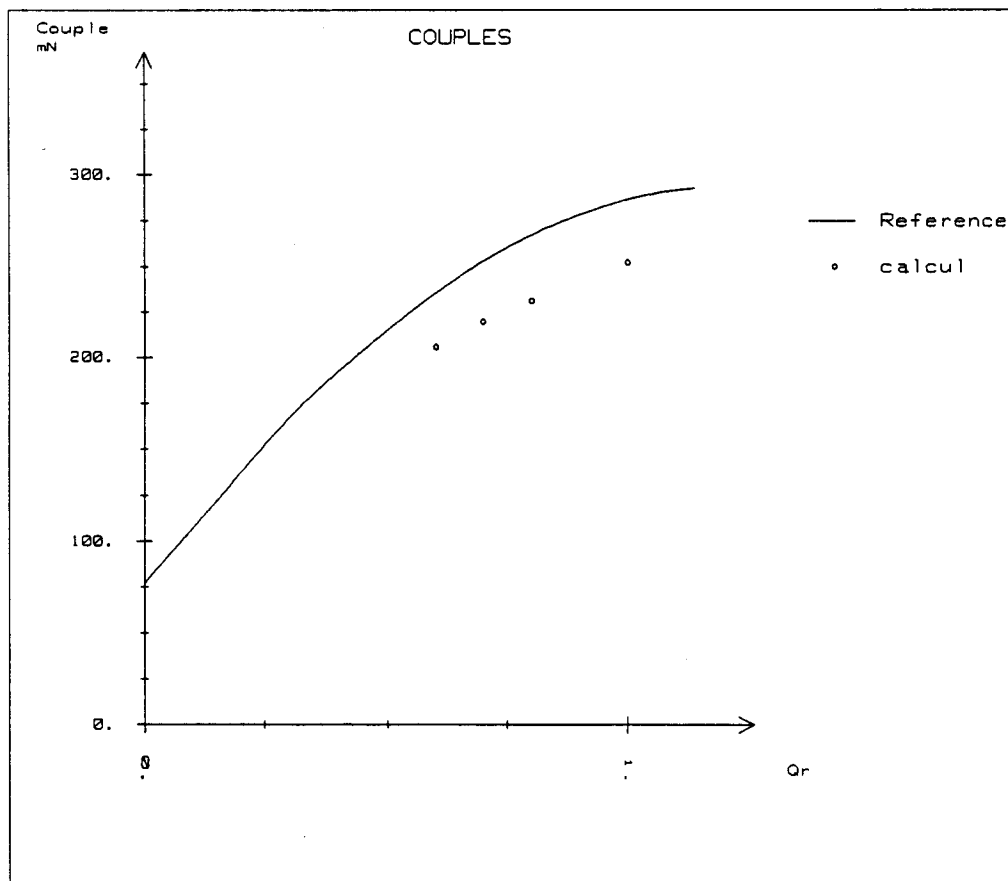


Figure 6.6 : Comparaison du couple dû aux pressions avec le couple global interne à la roue.

### 6.2.3 - Analyse vis-à-vis du comportement des couches limites

Dans un espace en rotation uniforme, les couches limites sont influencées, non seulement par le gradient de pression statique, mais également par l'accélération d'entraînement, la courbure des canaux et l'accélération de CORIOLIS.

Les effets de pression et d'entraînement peuvent se regrouper dans le terme  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$ . On présente ainsi, dans ce paragraphe, l'évolution de ce terme à la traversée de la machine. Si son gradient est fortement positif, la couche limite a tendance à décoller.

Pour tenir compte des effets induits par la courbure du canal et par la rotation, nous avons vu au paragraphe 1.2.2 qu'on utilise les nombres de RICHARDSON et de ROSSBY. Le signe des nombres de RICHARDSON de courbure et de rotation indique la tendance au décollement des couches limites.

D'un point de vue pratique, l'écoulement a une tendance au décollement plus grande sur les faces convexes que sur les faces concaves. Les surfaces ceinture et intrados (face haute pression) sont donc plus critiques vis-à-vis des effets de courbure que les surfaces plafond et extrados (face basse pression).

La rotation quant à elle favorise, dans notre machine, le décollement sur l'extrados, et le retarde sur l'intrados, ce qui contrebalance l'effet de courbure.

Le nombre de ROSSBY permet alors de juger de l'importance relative des termes de courbure et de rotation. Il s'écrit :

$$Ro = \frac{W}{\overline{R_c}} = \frac{W}{\overline{R_c}} \frac{2U}{2U} = \frac{2UW}{\overline{R_c}} \frac{1}{2U}$$

avec:            W        : Vitesse relative  
                   U        : Vitesse d'entraînement  
                    $\overline{R_c}$     : Rayon de courbure de la trajectoire  
                   R        : Rayon



Dans notre cas, à la sortie de roue,  $U$  est plus grand que  $W$  alors que  $R$  et  $R_c$  sont sensiblement équivalents : la rotation l'emporte et la région critique est alors le côté extradós. A l'entrée, les deux effets sont plus équilibrés, et s'annulent l'un l'autre sur les faces aubages. La région critique en entrée est plutôt la ceinture.

Ajoutons à cette analyse qu'au bord d'attaque, le décollement est favorisé côté extradós aux débits réduits par effet d'accroissement de l'incidence sur les aubages.

Compte-tenu de tous ces éléments, nous nous proposons d'étudier l'évolution le long des lignes II, EE, PP et CC du terme  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$ .

Les figures 6.7a, 6.7b, 6.8a et 6.8b présentent son évolution le long de chacune des lignes II, EE, PP et CC, respectivement pour les débits  $Q_n$ ,  $0,8Q_n$ ,  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ .

Les figures 6.9a, 6.9b, 6.10a et 6.10b présentent pour chacune des lignes les évolutions en fonction du débit.

Toutes ces figures sont réalisées avec les mêmes échelles, afin de pouvoir comparer l'importance relative des gradients.

Les informations issues des lignes de prises complémentaires (IC, IP, EC, EP, CI, CE, PI et PE) ne sont pas reprises ici, en raison du manque de continuité des emplacements des prises, plutôt prévues pour des analyses plus locales.

Les figures confirment l'importante variation de l'évolution de la pression à l'entrée de roue entre  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ . Cette modification correspond à l'apparition de la recirculation d'entrée, constatée également par visualisation au fil de laine. Les mesures ont été complétées dans cette plage de débit en entrée de roue (pour  $0,67Q_n$ ,  $0,66Q_n$ ,  $0,65Q_n$  et  $0,64Q_n$ ), et nous commentons plus finement ces aspects au paragraphe 6.3.1 :

D'un point de vue plus général, on peut repérer les zones à risque de décollement. Ce sont celles où le gradient du terme  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  est positif.

Au débit nominal (figure 6.7a), l'analyse est la suivante :

- sur l'intrados, le gradient est positif et croît jusqu' avant le col de sortie, où l'effet de la rotation a un effet retardant sur le décollement,

- sur l'extrados, deux zones à gradient positif apparaissent, juste à l'entrée et juste à la sortie. La zone d'entrée correspond à l'effet de l'incidence sur le profil, et la rotation et la courbure ont peu d'influence. La zone de sortie correspond au col de sortie, et à cet endroit, le décollement est favorisé par l'effet prépondérant de la rotation.

- sur le plafond, les variations du terme  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  sont limitées, et la zone où le gradient est le plus fort est le col de sortie, mais sur une longueur limitée. Les effets de courbure du canal retardent le décollement, et ainsi le plafond n'apparaît pas comme la zone la plus critique sur le plan décollement.

- en ceinture, une zone à gradient très fortement positif apparaît en entrée, avant le col d'entrée. En ce lieu, l'effet de courbure favorise le décollement: cette zone semble la plus critique vis-à-vis des décollements.

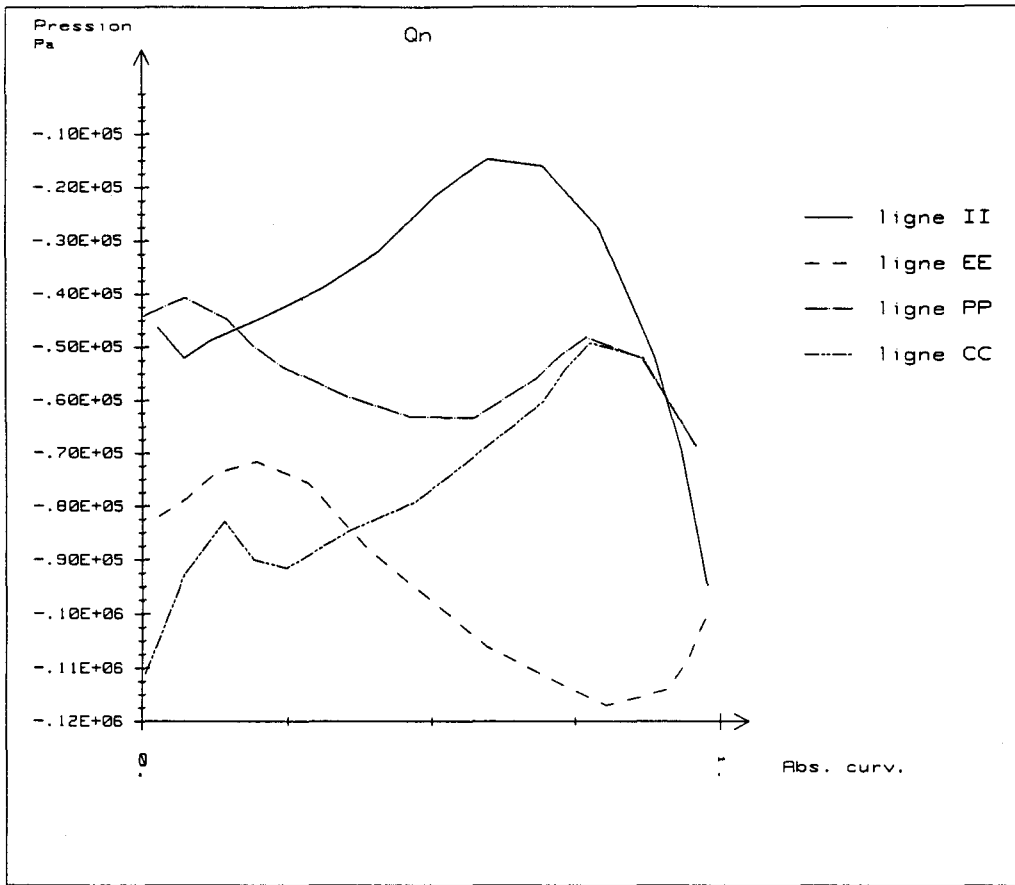
Analysons maintenant les évolutions de ces tendances quand on réduit le débit, en s'appuyant sur les figures 6.9a, 6.9b, 6.10a et 6.10b.

- Sur l'intrados, le gradient diminue légèrement à mesure que le débit diminue, mais s'applique toujours sur une grande longueur de la ligne, ce qui confirme, pour tout les débits, que cette zone est critique malgré les effets de la rotation, qui a tendance à empêcher le décollement. Cette longueur correspond à 60% de la longueur totale jusqu'à  $0,7 Q_n$ , puis passe à 70 % à  $0,6Q_n$ . Cette évolution correspond à un changement de concavité de la courbe, ainsi qu'à une extension de la zone à gradient positif jusqu'à l'entrée de roue. Le niveau de pression en entrée à  $0,6Q_n$  retombe au niveau existant à  $Q_n$ . Il semble s'être produit un réarrangement de l'écoulement à l'entrée qui tend à un rétablissement des conditions nominales côté intrados.

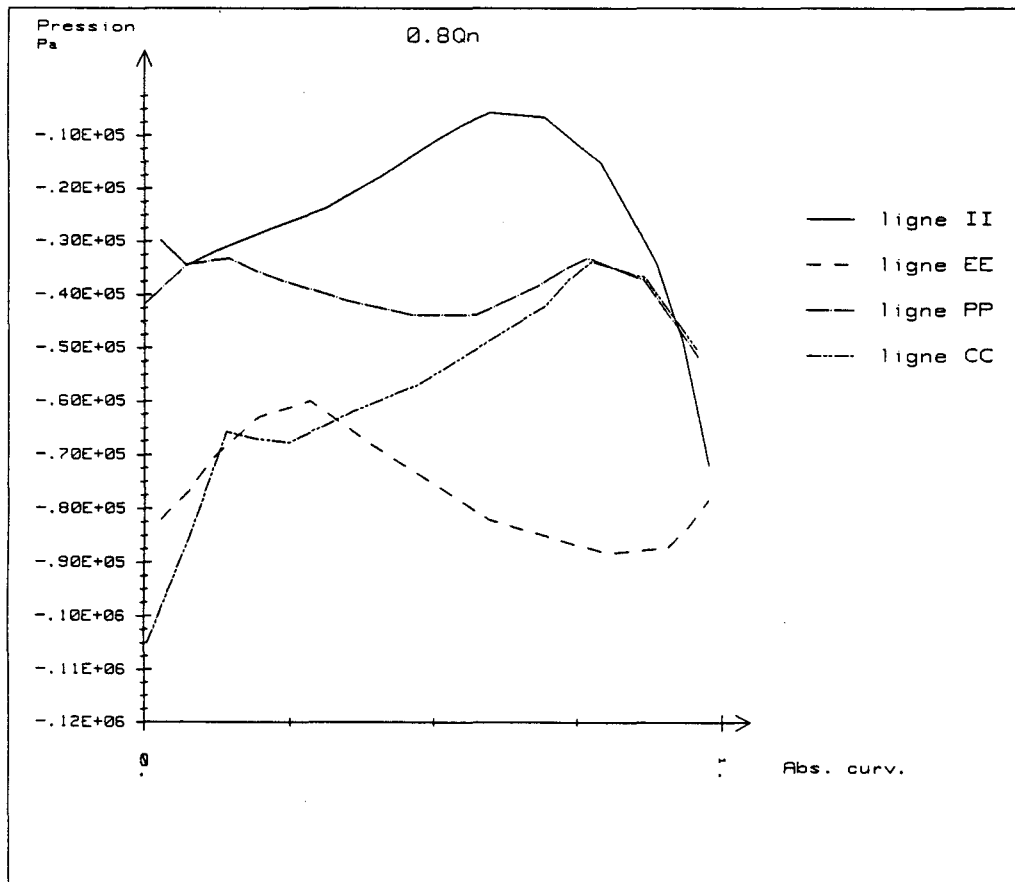
- Sur l'extrados, cette rupture à l'entrée est très marquée, et apparaît depuis le bord d'attaque jusqu'après le col d'entrée. L'évolution redevient homogène aux autres débits dès que l'écoulement est pris en charge par le canal. Par contre, contrairement à l'intrados, le gradient depuis le milieu de la ligne évolue beaucoup avec le débit. La partie sortie montre un fort gradient positif à  $Q_n$ , gradient qui diminue à mesure que le débit décroît. Dans cette zone, l'influence de la rotation favorise le décollement. On a peut-être là la mise en évidence d'une structure d'écoulement de type jet-sillage, si on considère que l'évolution du gradient vers une valeur nulle est le signe d'une zone décollée.

- L'évolution sur le plafond est très régulière avec la diminution du débit dans une zone s'étendant à partir de 30% de la longueur totale jusqu'à la sortie. En entrée de roue, l'évolution est également régulière jusqu'à  $0,7Q_n$ , puis on note également une évolution marquée, dans le sens d'un retour aux conditions nominales à l'entrée. Sur le plan décollement, il n'y a rien de critique à signaler.

- En ceinture, les évolutions sont, comme au plafond, régulières à partir de 30% de la longueur totale. On peut noter pour tous les régimes l'effet du col d'entrée par une rupture de pente des courbes d'évolutions. L'écoulement pris en charge par le canal a ensuite une évolution plus régulière quel que soit le débit. Par contre, à l'amont, le gradient reste très important quand le débit diminue. Cette zone est d'autant plus critique que l'effet de courbure du canal méridien, favorisant le décollement, est maximal. On peut ainsi interpréter la forte évolution entre  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$  comme l'effet d'un décollement de la couche limite, qui crée une zone morte à l'entrée côté ceinture. Ce fluide sans énergie ne peut surmonter le très fort gradient existant le long de la paroi à l'entrée au col, et est entraîné en rotation avec la roue. Ce changement de structure de l'écoulement se traduit par l'apparition de la recirculation d'entrée.

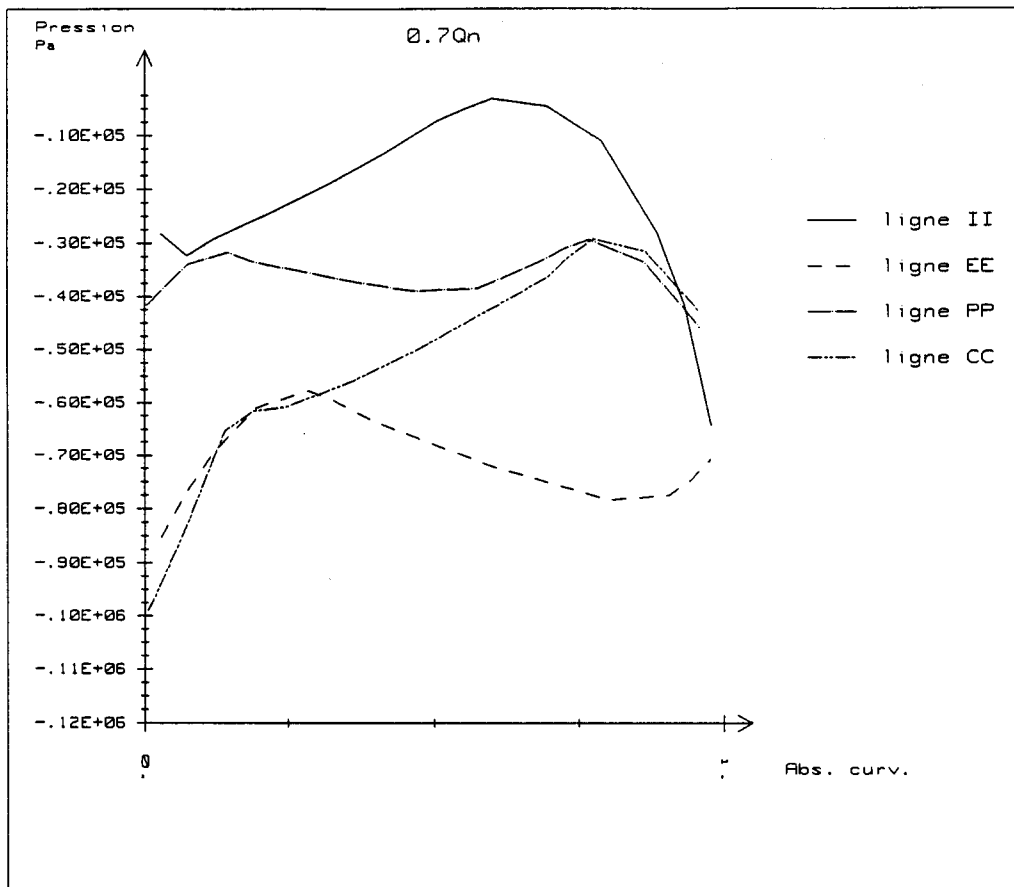


a

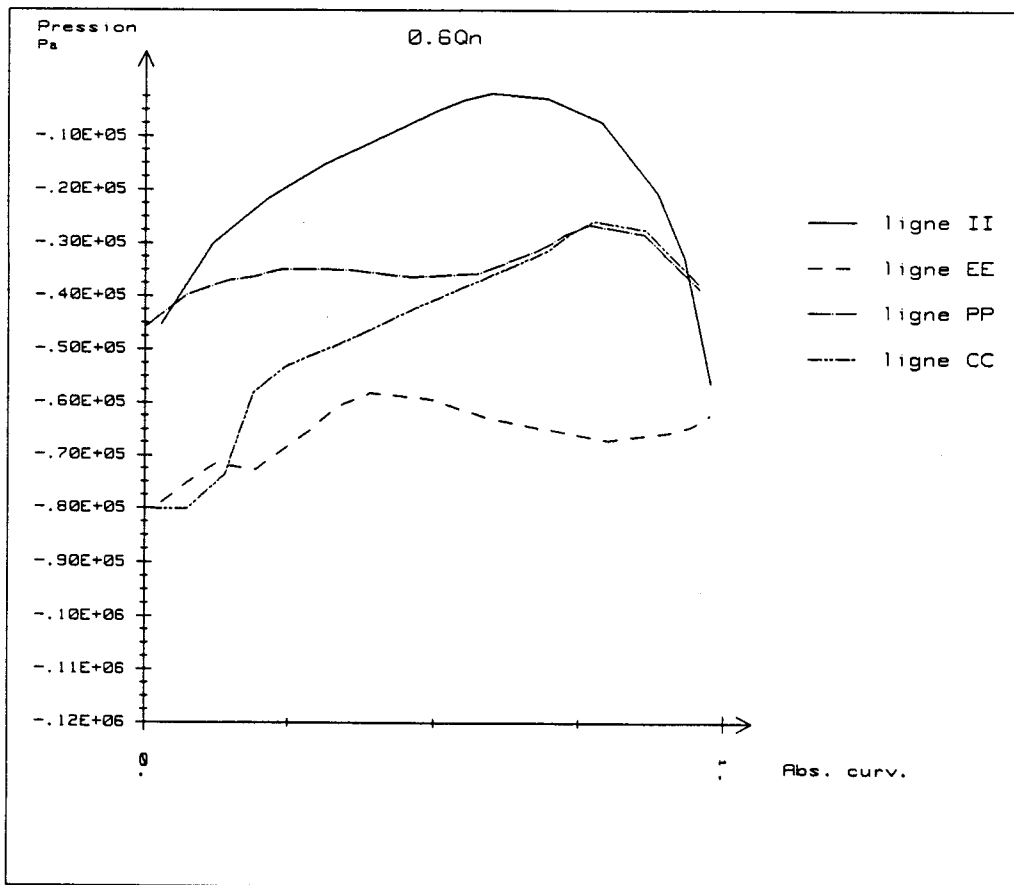


b

Figure 6.7 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  le long des lignes de prises.

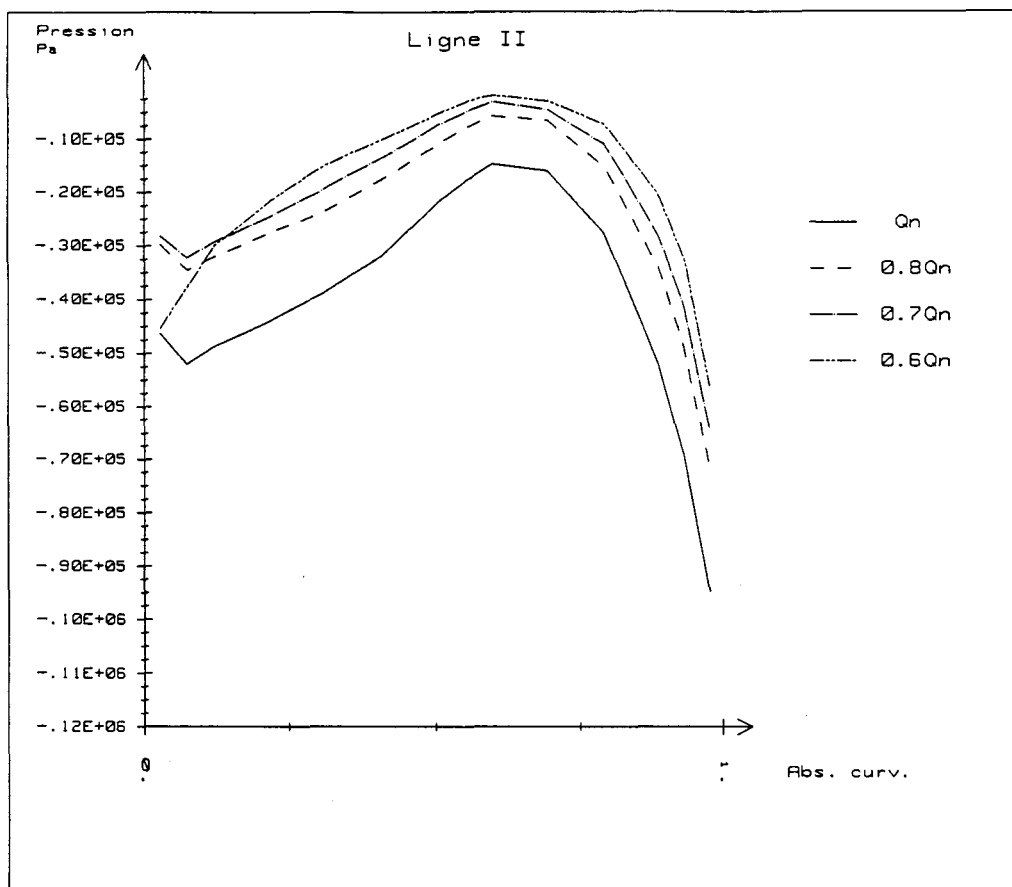


a

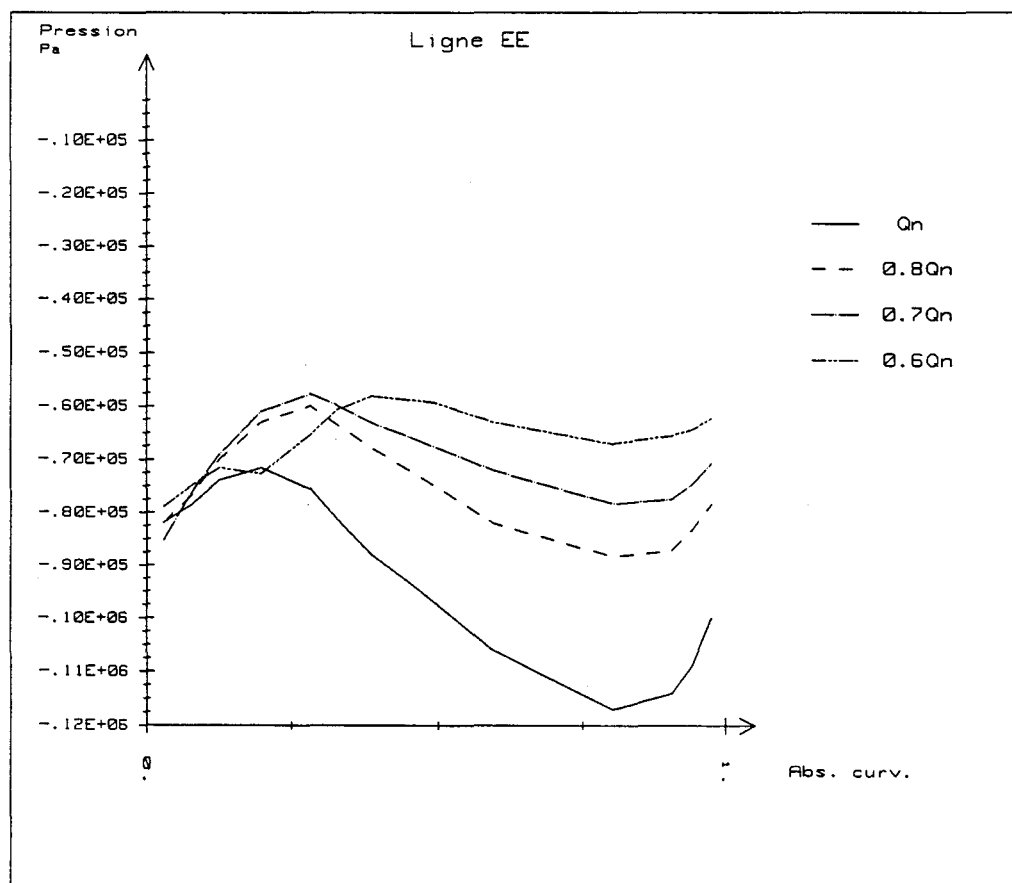


b

Figure 6.8 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  le long des lignes de prises.

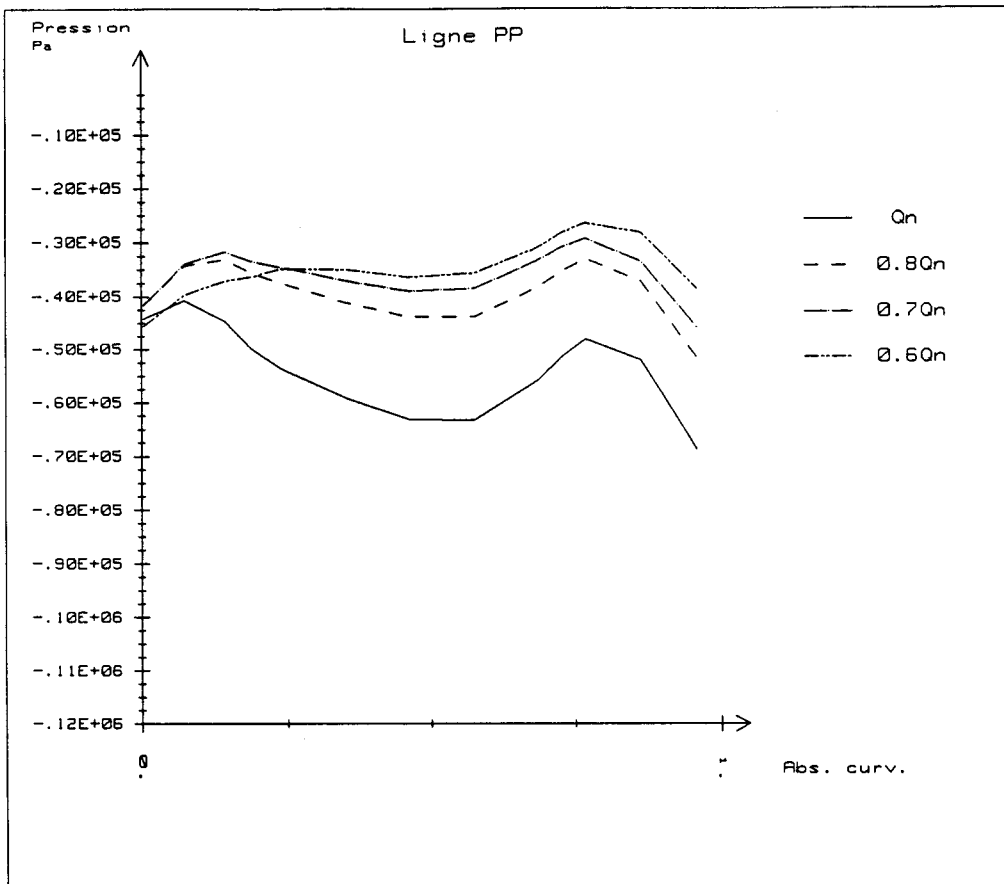


a

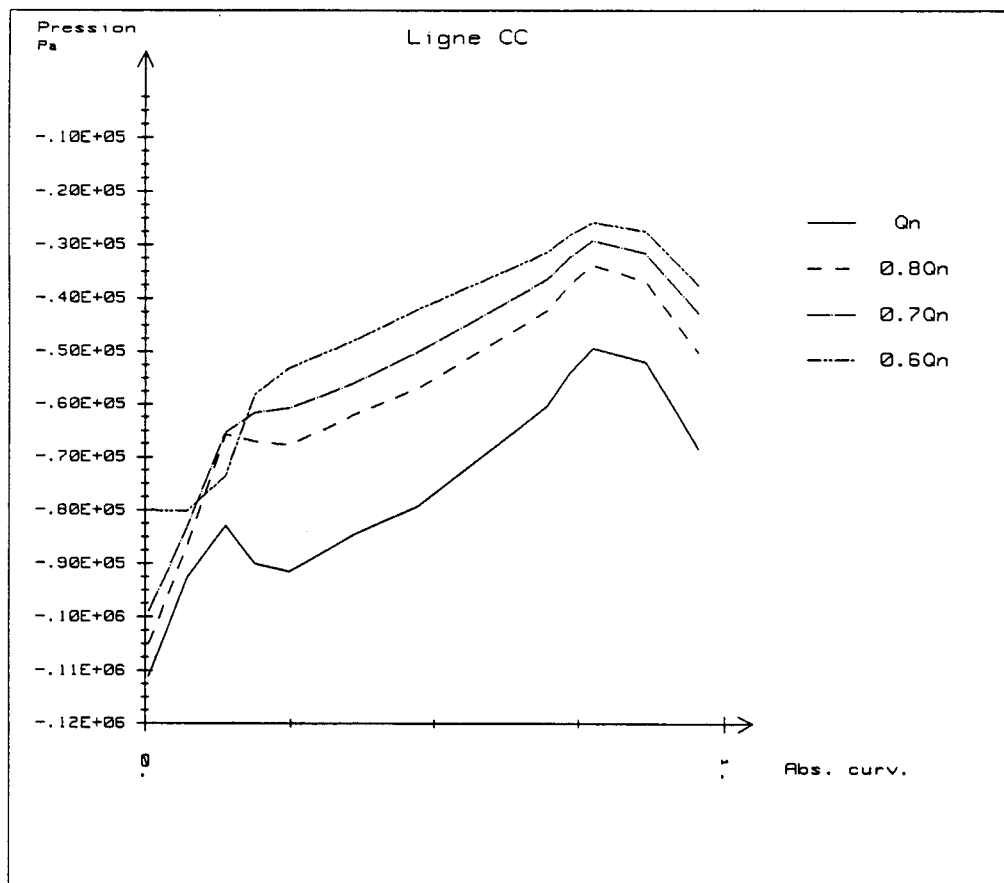


b

Figure 6.9 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  en fonction du débit.



a



b

Figure 6.10 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  en fonction du débit.

### 6.3- Analyse détaillée en entrée de roue

#### 6.3.1 - Evolution suivant les lignes de prises aux débits partiels

Les figures 6.11a jusqu'à 6.16b (12 diagrammes) présentent les évolutions du terme  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  pour la région d'entrée de roue.

Chaque figure présente cette évolution pour une ligne de prises en fonction de l'abscisse curviligne réduite associée, et pour les débits  $0,7Q_n$ ,  $0,67Q_n$ ,  $0,66Q_n$ ,  $0,65Q_n$ ,  $0,64Q_n$  et  $0,6Q_n$ . Les observations au fil de laine juste devant la roue montrent que le démarrage de la recirculation d'entrée se situe à  $0,66Q_n$ , avec toutefois une incertitude liée au critère visuel retenu par l'observateur.

Les figures sont organisées suivant une séquence qui permet de faire le tour du canal (se référer à la figure 6.2 pour une bonne compréhension).

Sur la ceinture (lignes CE, CC et CI - figures 6.16 et 6.15b), on observe que les gradients du terme  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$ , dans la direction principale de l'écoulement, sont importants dans la zone d'entrée de roue. Les évolutions changent très fortement lorsqu'on passe du débit  $0,7Q_n$  (sans recirculation d'entrée) au débit  $0,6Q_n$  (recirculation d'entrée bien établie). L'effet de la recirculation d'entrée est d'ailleurs surtout sensible sur les courbes CC et CE.

Sur le plafond (lignes PE, PP, et PI - figures 6.12b et 6.13), on observe des gradients beaucoup plus faibles, voire pratiquement nuls ou négatifs, dès que l'on est à plus de 10 % de l'entrée effective de la roue. Des évolutions en fonction du débit sont également observées, mais beaucoup plus limitées que du côté ceinture.

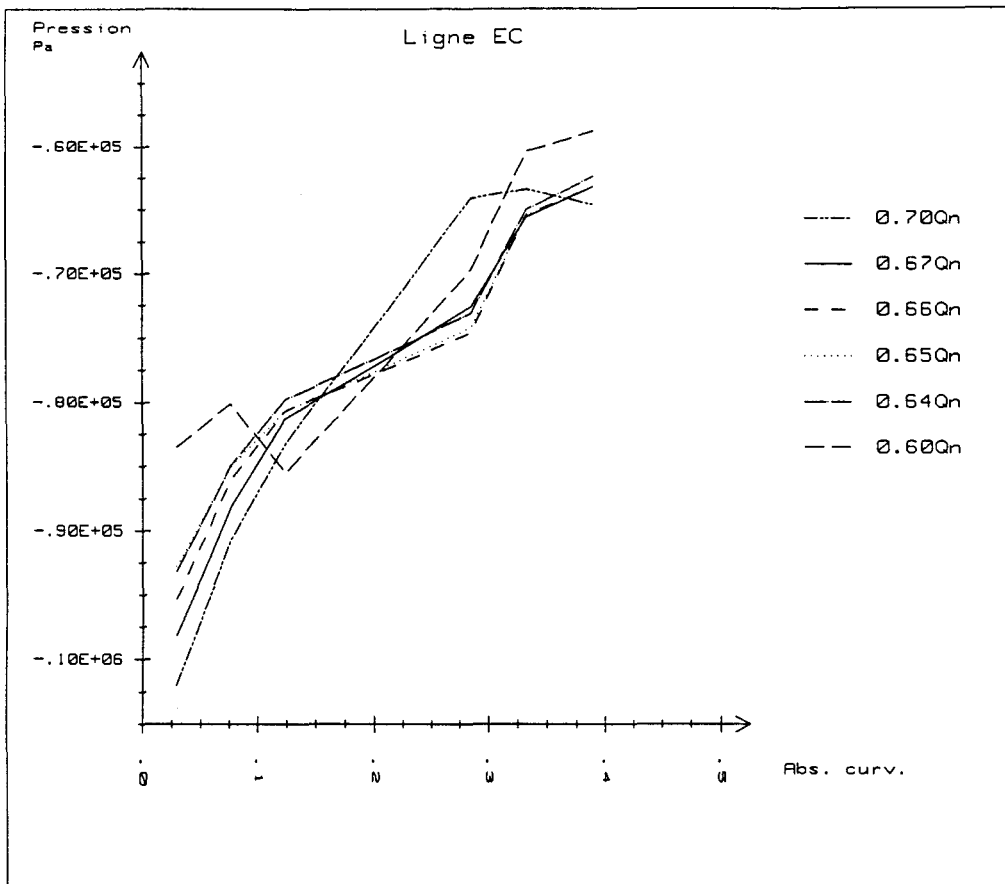
Sur l'extrados (lignes EC, EE et EP - figures 6.11 et 6.12a), il existe un gradient également très important dès l'entrée de roue pour toutes les lignes (ce qui traduit probablement un effet d'incidence) ; ce gradient élevé subsiste jusqu'à 40 % de l'abscisse curviligne réduite du côté ceinture. C'est de ce côté ceinture que l'évolution la plus importante en fonction du débit est observée.

Sur l'intrados (lignes IP, II et IC - figures 6.14 et 6.15a), le gradient est d'abord négatif (zone du bord d'attaque), puis positif à  $0,7Q_n$  sur les 3 lignes.

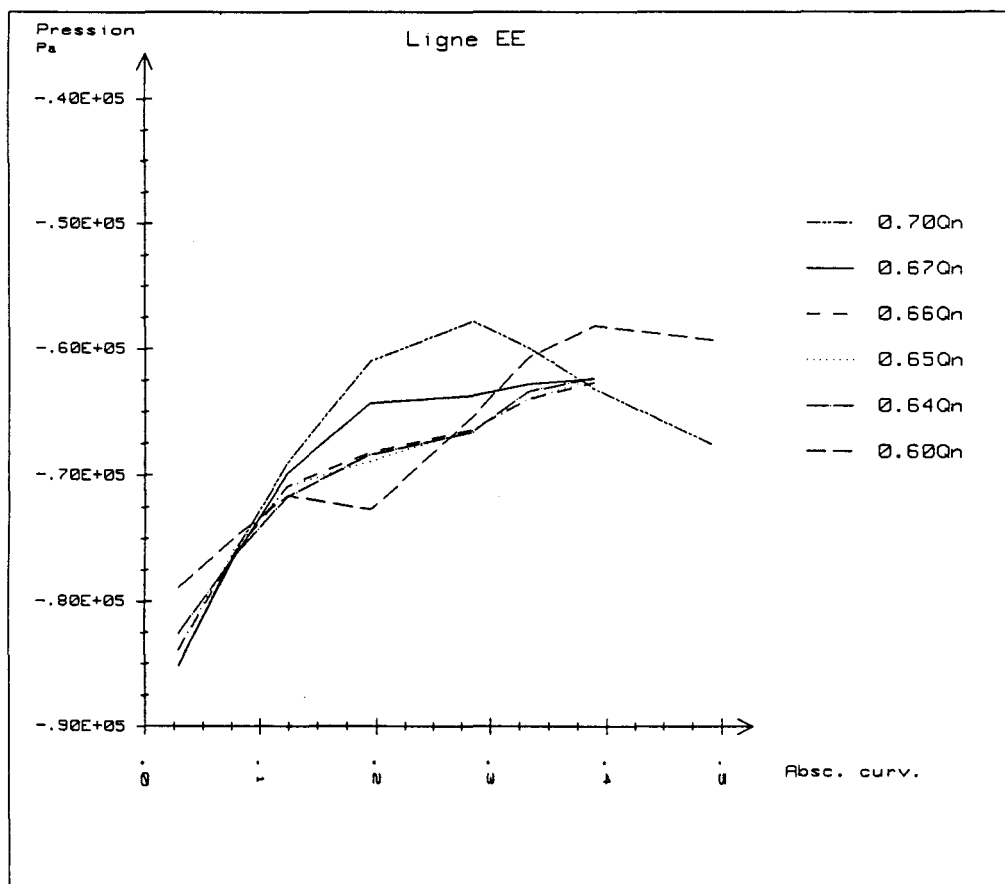


Une évolution apparaît dès  $0,7Q_n$  du côté ceinture (gradient toujours positif), qui se propage au milieu dès  $0,66Q_n$ , et n'atteint le plafond qu'à  $0,60Q_n$ .

L'ensemble des résultats montre bien la complexité des phénomènes qui apparaissent en entrée de roue entre  $0,7Q_n$  et  $0,6Q_n$ . Il semble bien que les réorganisations sont dues à des décollements dans la zone d'entrée côté ceinture, compte tenu des gradients importants de  $\left(p - \rho \frac{U^2}{2}\right)$  relevés, et cela induit des modifications importantes sur les pressions, non seulement dans cette partie de la roue (lignes CE, CC et EC), mais également dans tout le domaine.

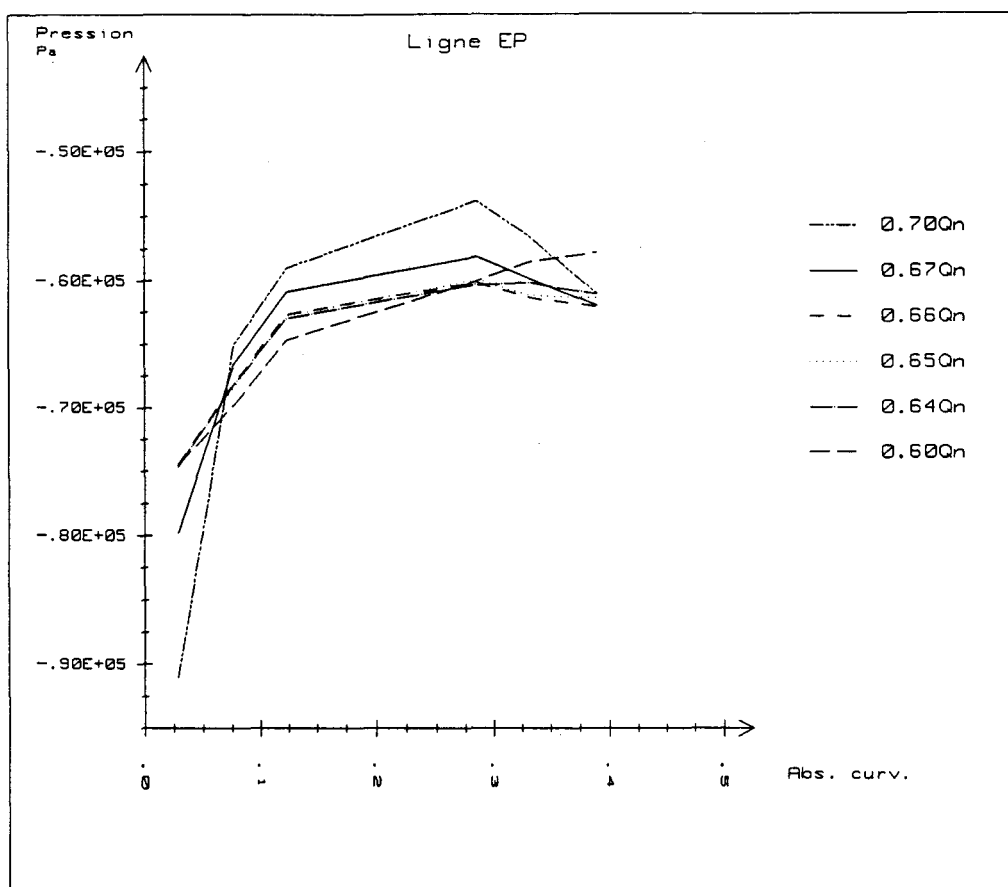


a

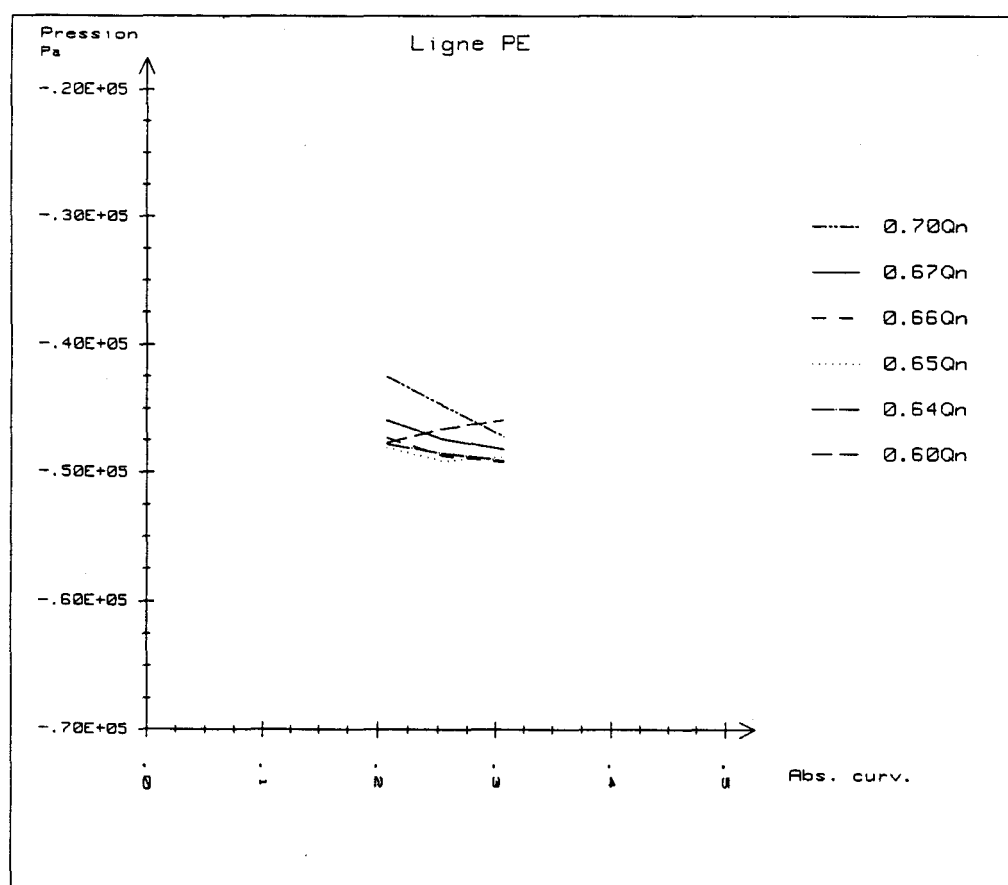


b

Figure 6.11 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  le long les lignes de prises (entrée de roue).

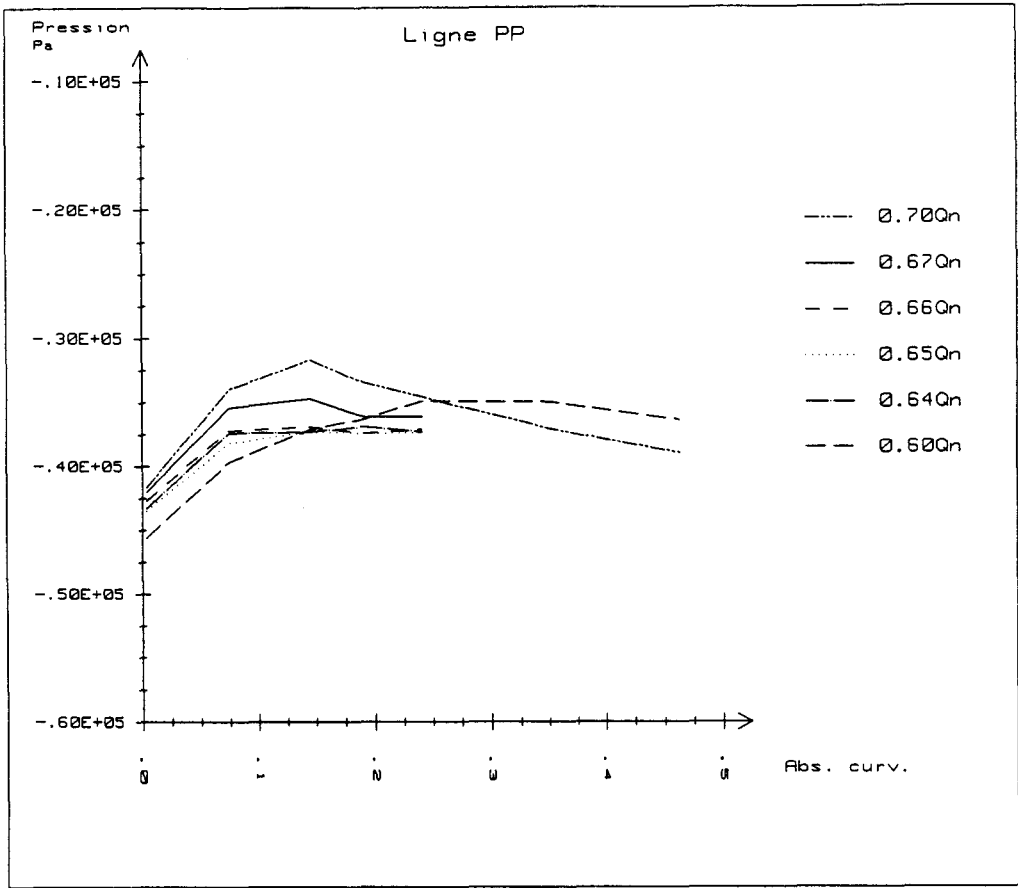


a

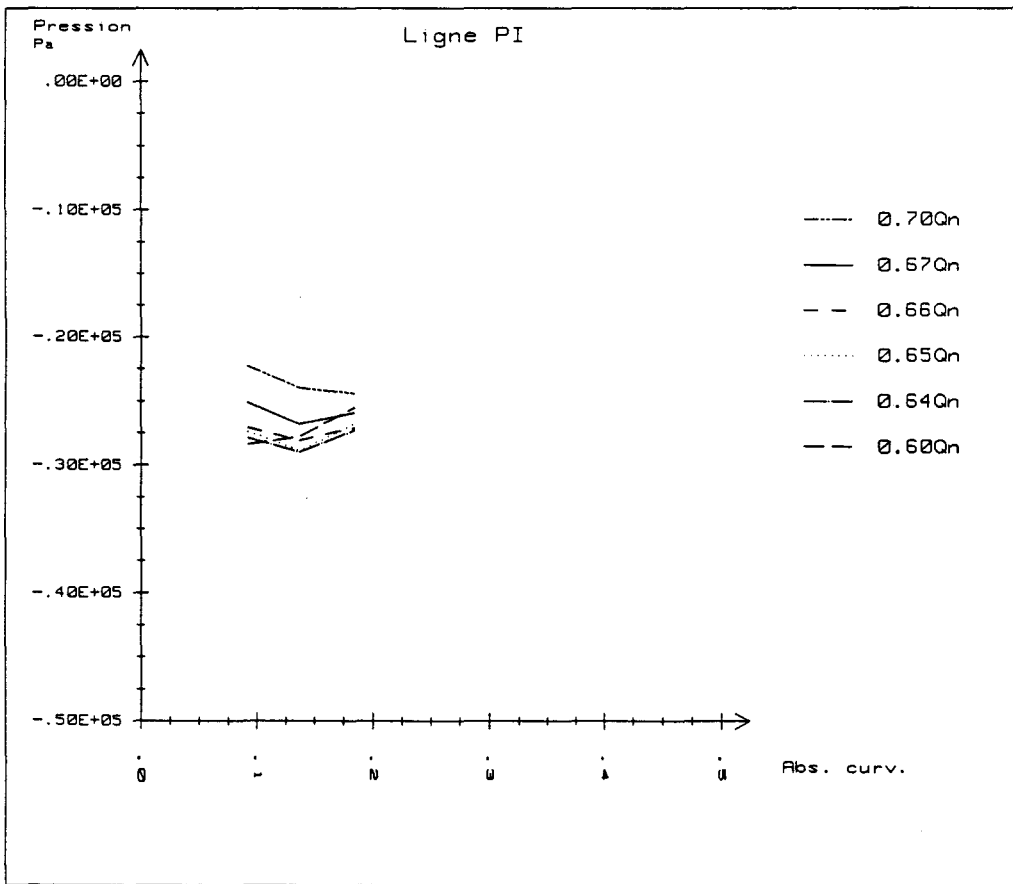


b

Figure 6.12 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  le long les lignes de prises (entrée de roue).

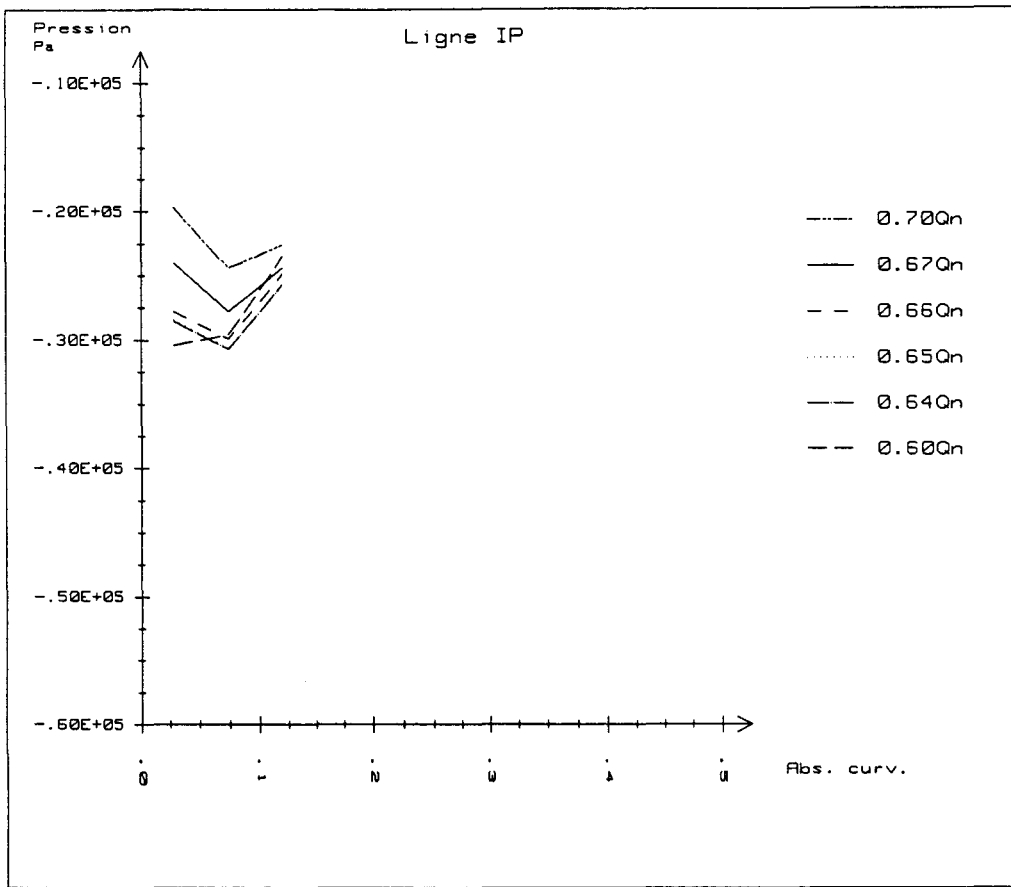


a

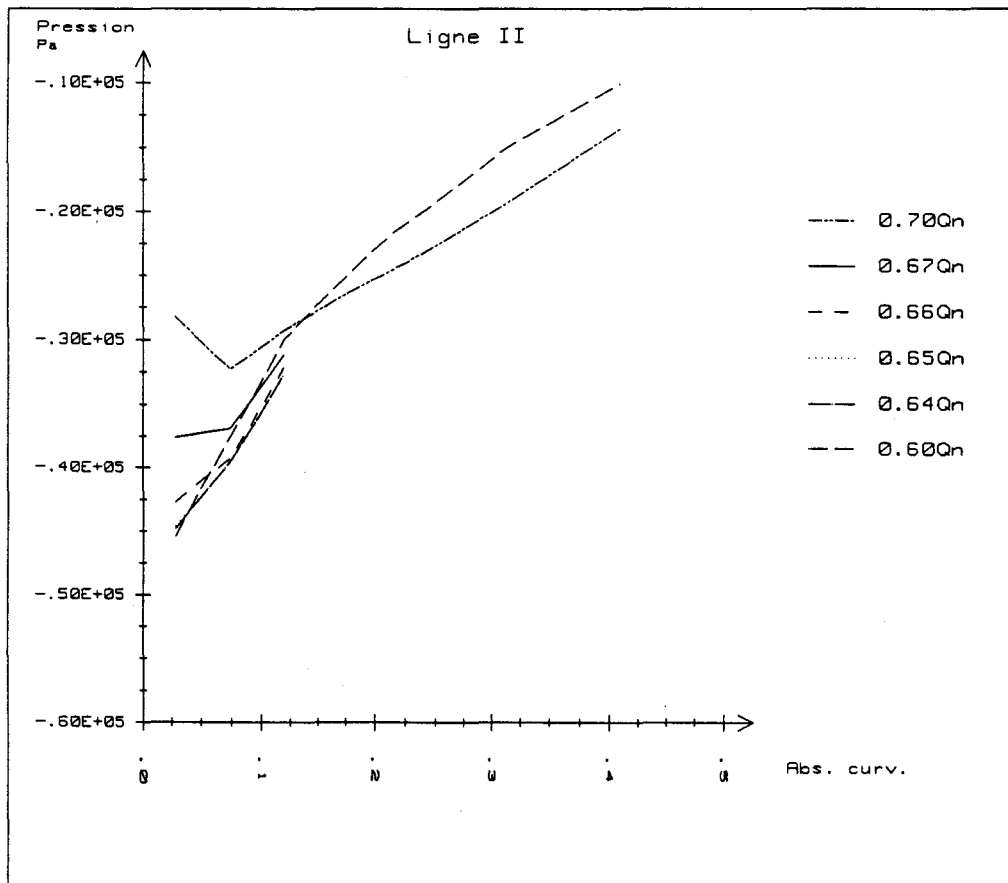


b

Figure 6.13 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  le long les lignes de prises (entrée de roue).

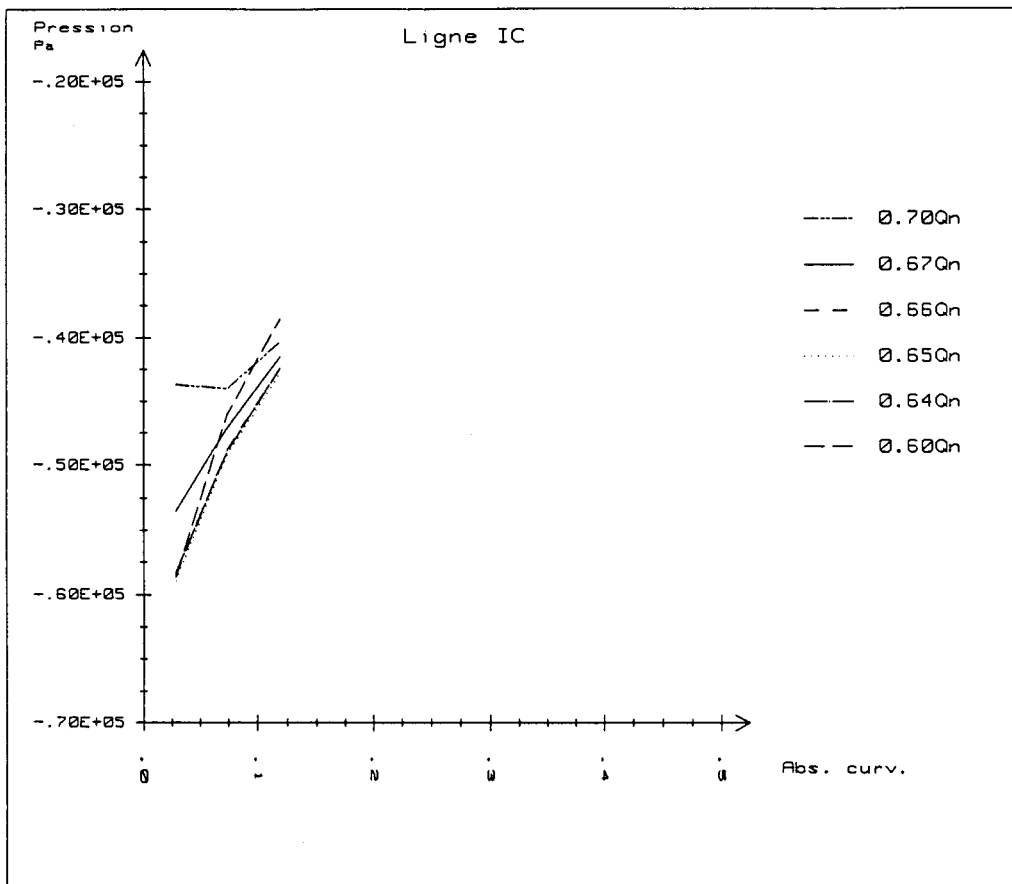


a

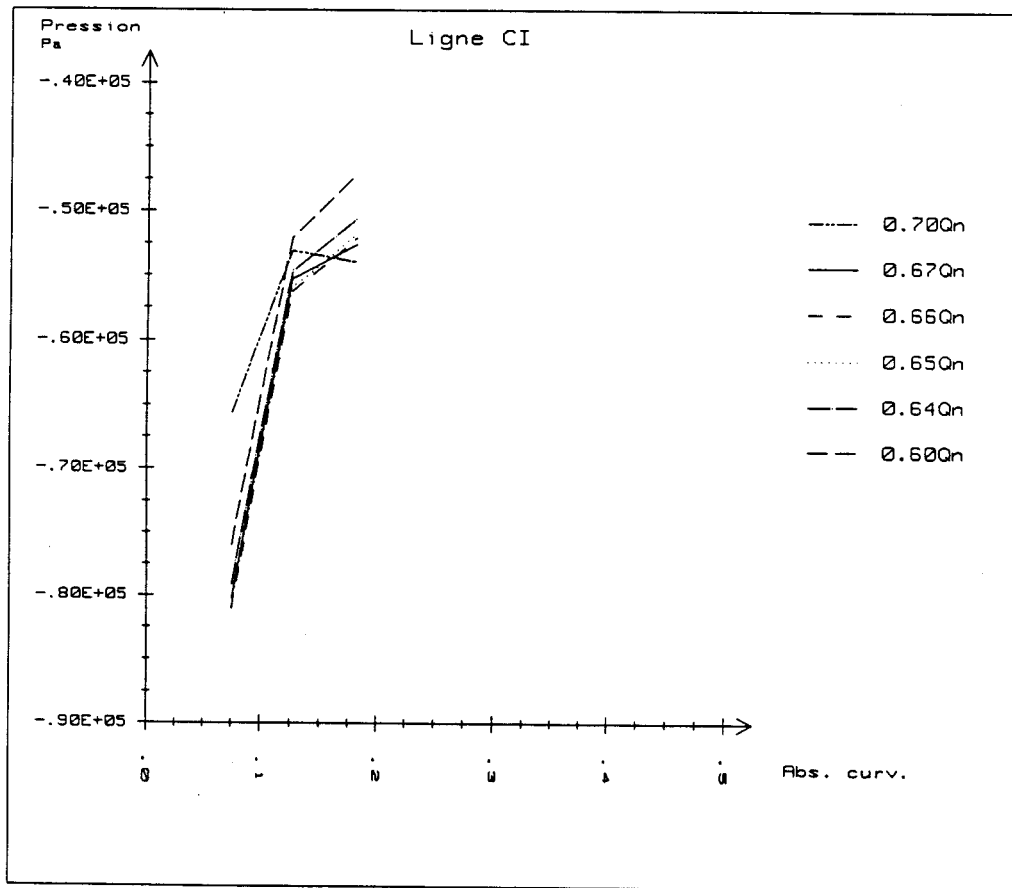


b

Figure 6.14 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  le long les lignes de prises (entrée de roue).

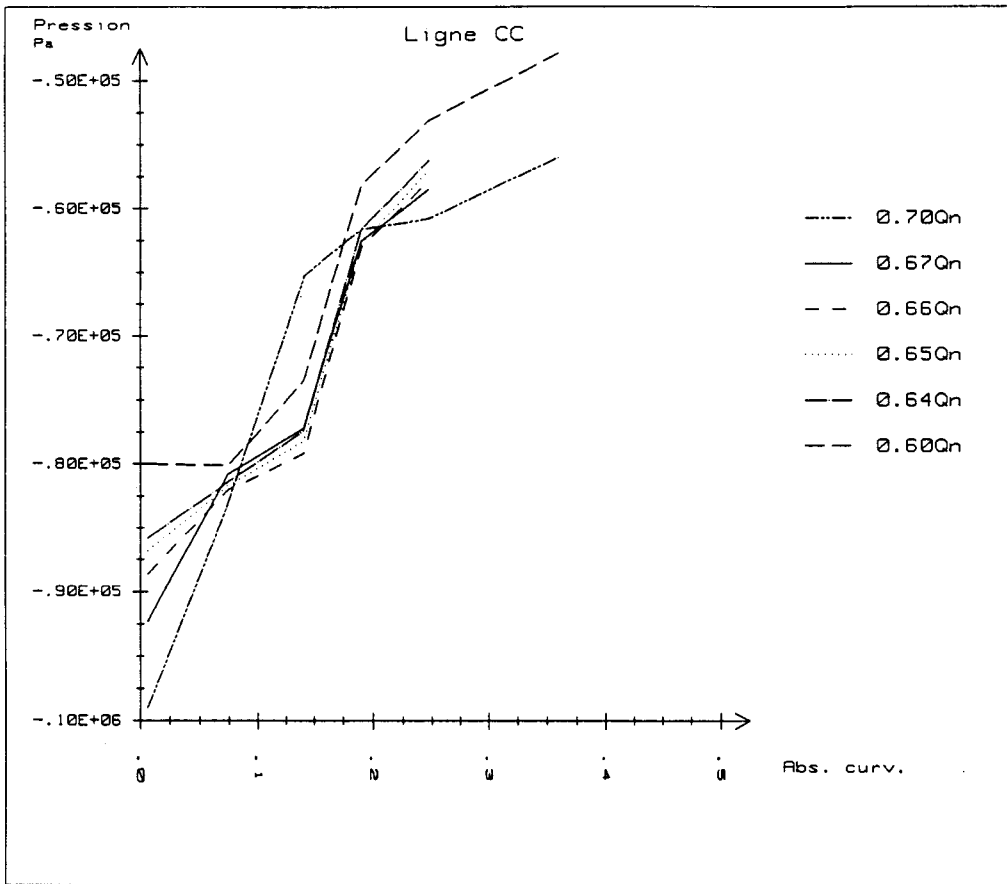


a

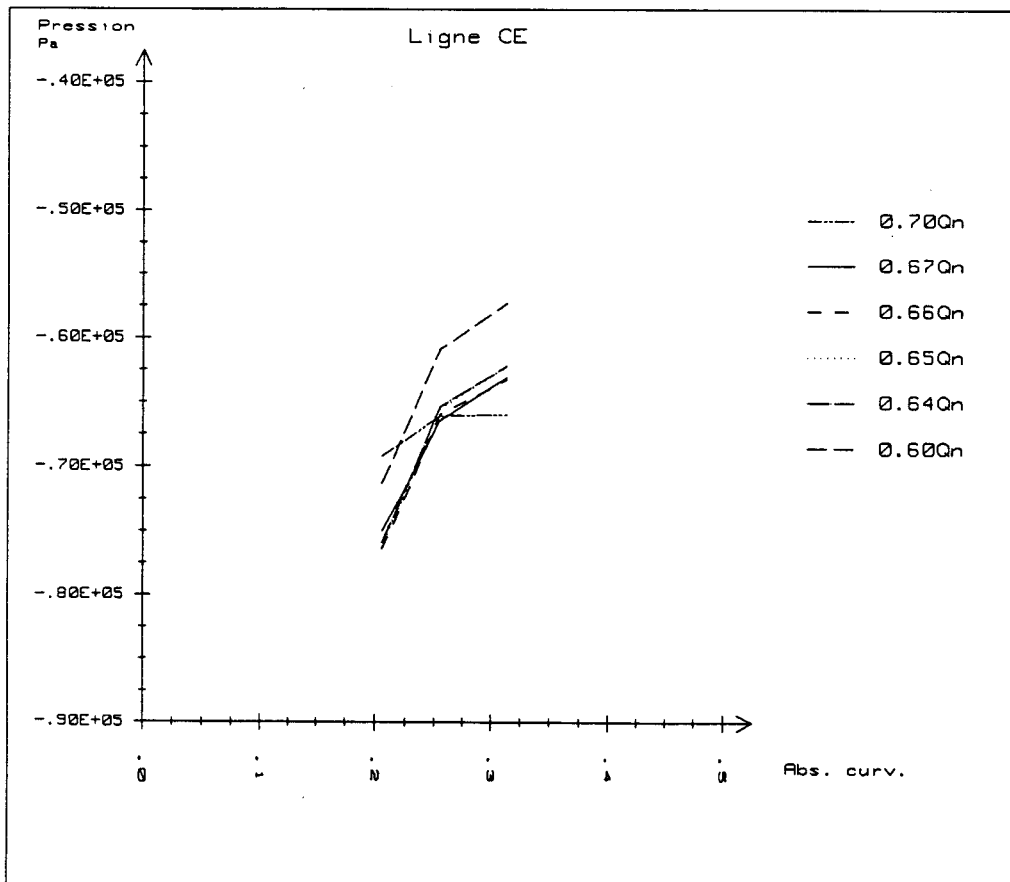


b

Figure 6.15 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  le long les lignes de prises (entrée de roue).



a



b

Figure 6.16 : Evolution de  $\left( p - \rho \frac{U^2}{2} \right)$  le long les lignes de prises (entrée de roue).

### **6.3.2 - Analyse à proximité du bord d'attaque côté extradados prise par prise**

Nous analysons plus particulièrement dans ce paragraphe les évolutions, en fonction du débit roue relatif  $Q_r$ , des pressions mesurées aux 9 prises situées à l'entrée de roue, côté extradados.

La présentation des résultats est organisée d'une part par lignes de prises (sens prépondérant de l'écoulement) sur les figures 6.17a, 6.17b, 6.18, et d'autre part par colonnes de prises (sens transversal à l'écoulement) sur les figures 6.19a, 6.19b et 6.20.

Les emplacements des prises de mesures sont schématisés sur la figure 6.2.

C'est dans cette zone de la machine que les pressions sont les plus basses, relativement à la pression à l'aspiration de la roue. Ces résultats en pression sont donc particulièrement intéressants pour analyser les zones d'apparition et le développement de la cavitation dans cette roue.

La figure 6.19a montre l'évolution de la pression sur les trois prises situées au plus près du bord d'attaque du profil. On peut y observer un très bon "équilibre" de ce bord d'attaque au débit nominal, ce qui doit être évidemment attribué au dessin de cette zone d'entrée de l'aubage. Un essai de cavitation au débit nominal doit donc révéler une apparition des premières figures de cavitation assez uniforme sur l'arête d'entrée, côté extradados, et un développement de ces figures plus rapide du côté de la ceinture que du côté du plafond (figures 6.19b et 6.20).

Aux débits partiels par contre, la figure 6.19a montre que les pressions n'évoluent plus de façon uniforme le long de l'arête d'entrée. Ces résultats montrent une sensibilité à la cavitation accrue du côté plafond (prise E-01), avec en particulier un minimum de pression sur cette prise juste avant ( $Q_r = 0,7$ ) l'apparition de la recirculation d'entrée. Cette évolution particulière sur cette prise a été confirmée, comme le montre la figure 6.21, par plusieurs séries de mesures destinées à en vérifier la bonne reproductibilité. Cette évolution particulière peut d'ailleurs être reliée à la pointe observée sur les



courbes de  $NPSH_{requis}$  lors d'essais de cavitation à débits partiels ([CAI86], [SEN80]).

Le phénomène observé est d'ailleurs très localisé au voisinage immédiat du bord d'attaque côté plafond, puisque l'observation des figures 6.19b et 6.20 montre bien que le développement de la cavitation à débit partiel s'effectue ensuite le long de l'arête d'entrée, d'abord côté ceinture puis vers le milieu (figure 6.19a), puis de façon prépondérante côté ceinture (figures 6.19b et 6.20).

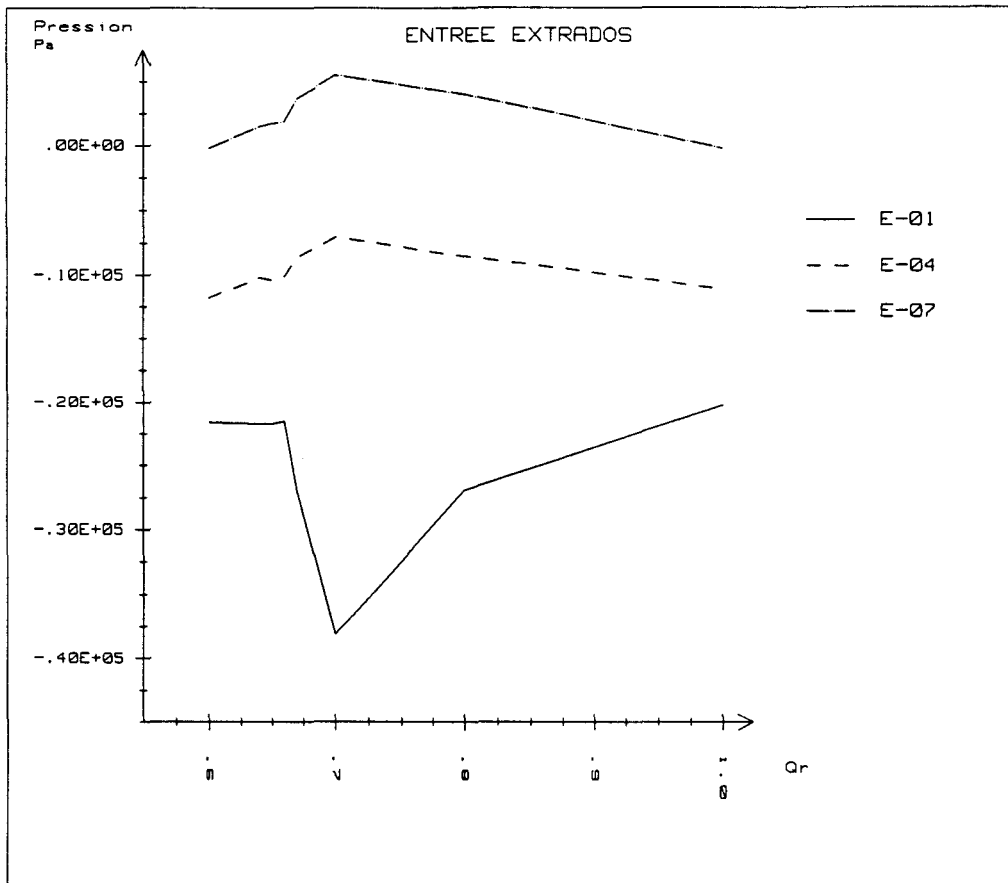
En dessous de  $0,7Q_n$ , la pression sur cette prise E-01 remonte brusquement (cela correspond à une diminution du  $NPSH_{requis}$ ), ce qui traduit un réarrangement de l'écoulement associé à l'effet de blocage induit par la recirculation d'entrée côté ceinture.

Sur les figures 6.17a, 6.17b et 6.18, on remarque que la pression augmente toujours dans le sens de l'écoulement quel que soit le débit, sauf au point E-09 (figure 6.18). L'évolution des courbes pour les débits inférieurs à  $0,7Q_n$  montre que le champ de pression évolue plus côté ceinture que côtés plafond ou milieu, aboutissant à un changement de signe du gradient de pression entre E-06 et E-09.

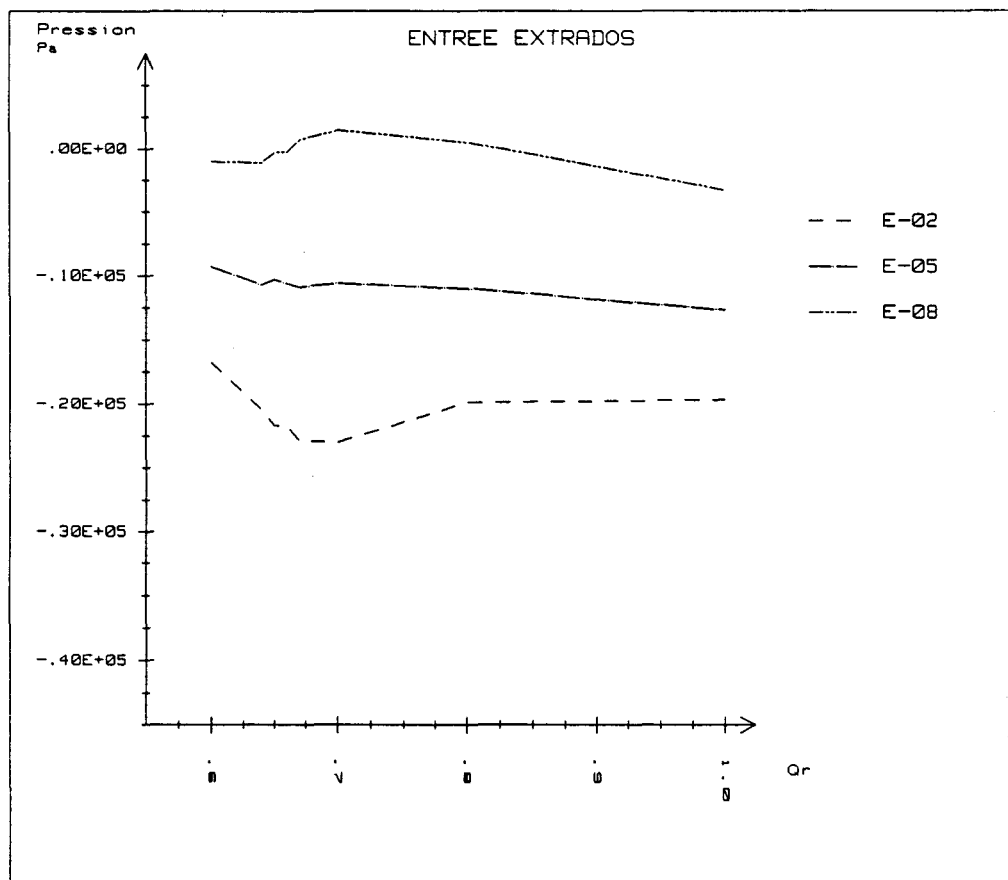
Les figures 6.19a, 6.19b et 6.20 permettent une interprétation dans le sens transverse à la direction principale de l'écoulement.

Pour les débits supérieurs à  $0,7Q_n$ , la pression est décroissante du plafond à la ceinture dès qu'on s'éloigne du voisinage immédiat du bord d'attaque, où la pression croît, puis décroît du plafond à la ceinture.

En dessous de  $0,7Q_n$ , les évolutions sont moins régulières, mais il se dégage une tendance inverse, à savoir que la pression augmente du plafond vers la ceinture (figure 6.19a et 6.19b) à l'entrée, puis semble se rétablir comme aux débits supérieurs un peu plus loin (figure 6.20).



a



b

Figure 6.17 : Evolution de pression en fonction du débit (entrée extrados)

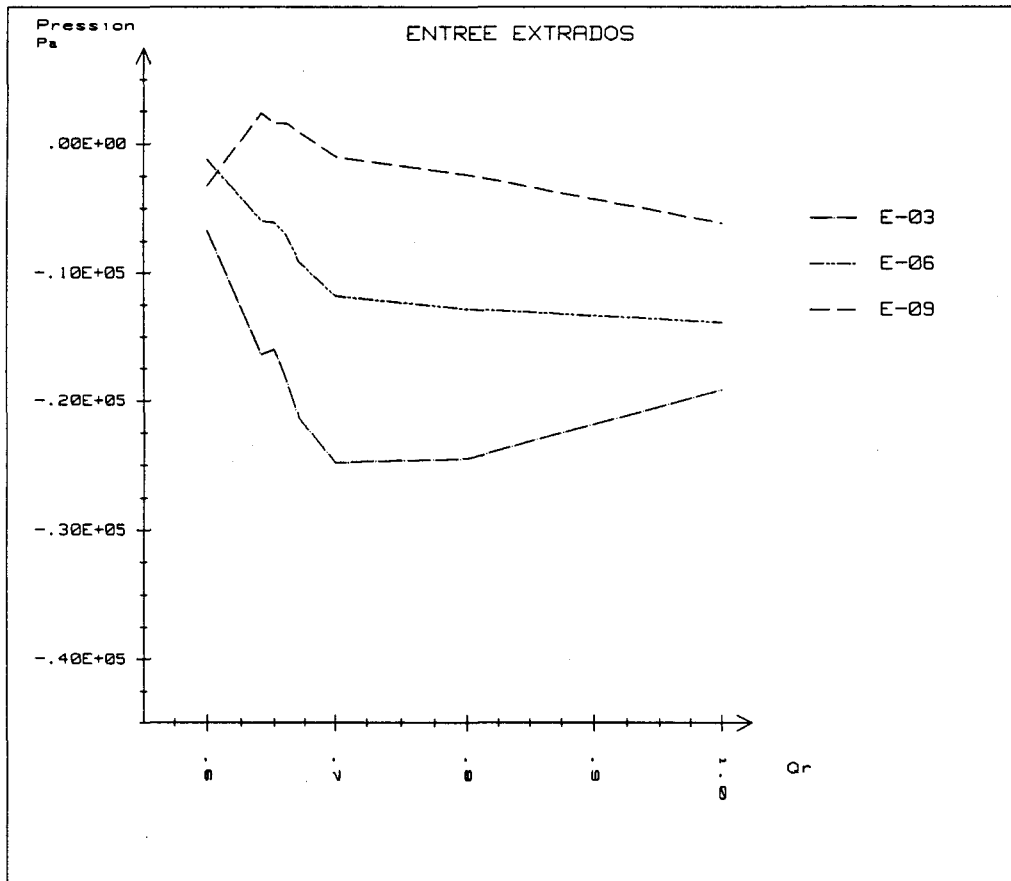
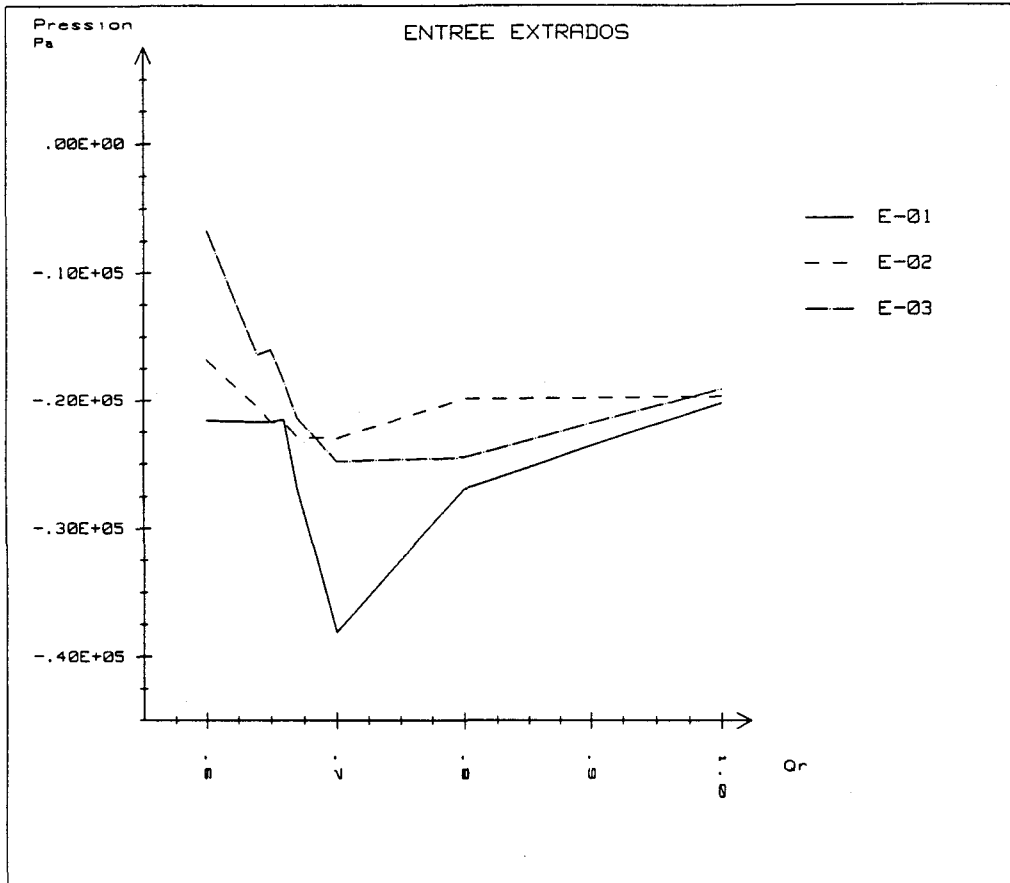
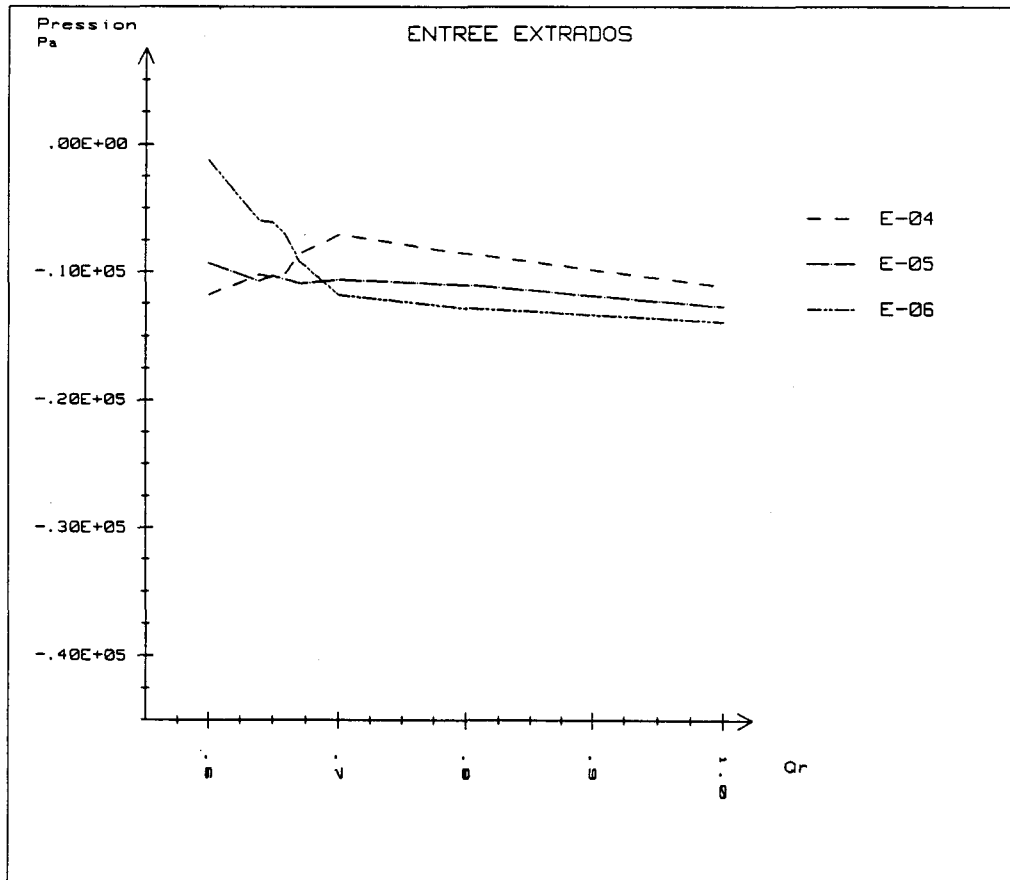


Figure 6.18 : Evolution de pression en fonction du débit (entrée extrados)



a



b

Figure 6.19 : Evolution de pression en fonction du débit (entrée extrados)

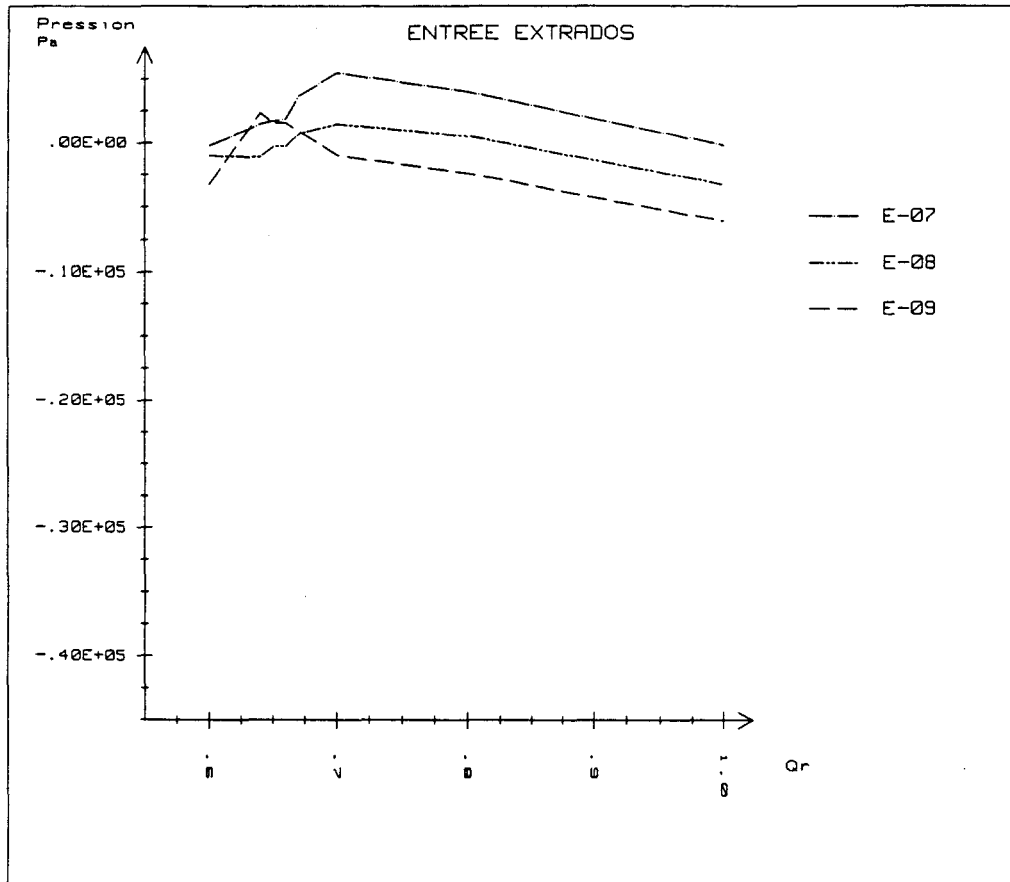


Figure 6.20 : Evolution de pression en fonction du débit (entrée extrados)

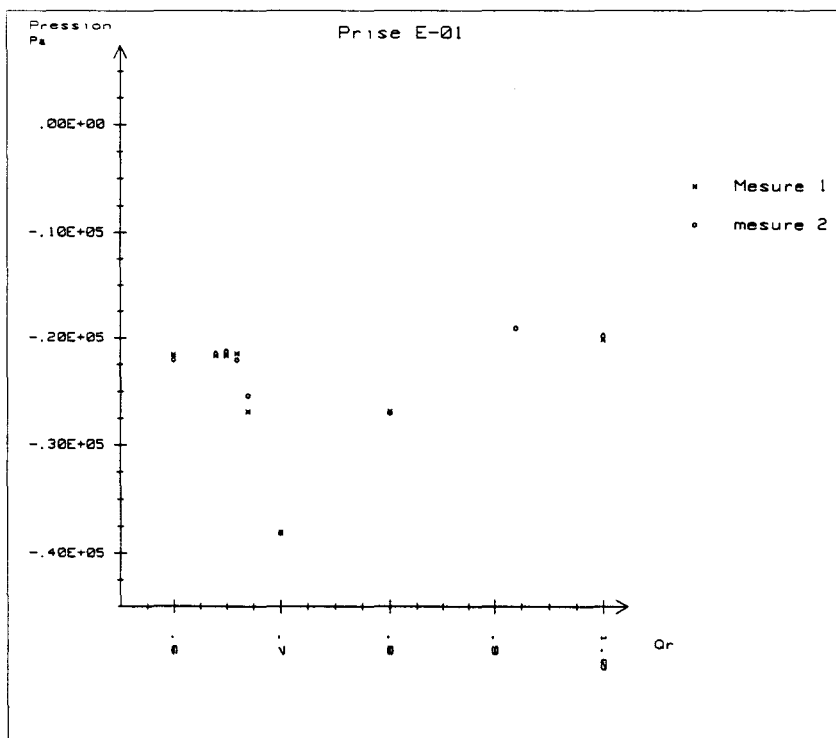


Figure 6.21 : Pression sur la prise E-01 (deux séries de mesures).

### 6.3.3 - Résultats au col d'entrée prise par prise

Les figures 6.22a, 6.22b, 6.23a et 6.23b concernent les prises de la première section du col, les figures 6.24a, 6.24b, 6.25a et 6.25b celles de la seconde et les figures 6.26a, 6.26b, 6.27a et 6.27b celles de la troisième.

A chaque fois les figures se chevauchent au niveau des prises présentées pour pouvoir suivre au mieux l'évolution de la pression sur le périmètre des trois sections du col instrumentées, et notamment en passant d'une face du canal à la suivante.

Il convient d'utiliser la figure 6.2 pour repérer plus facilement l'emplacement des prises analysées.

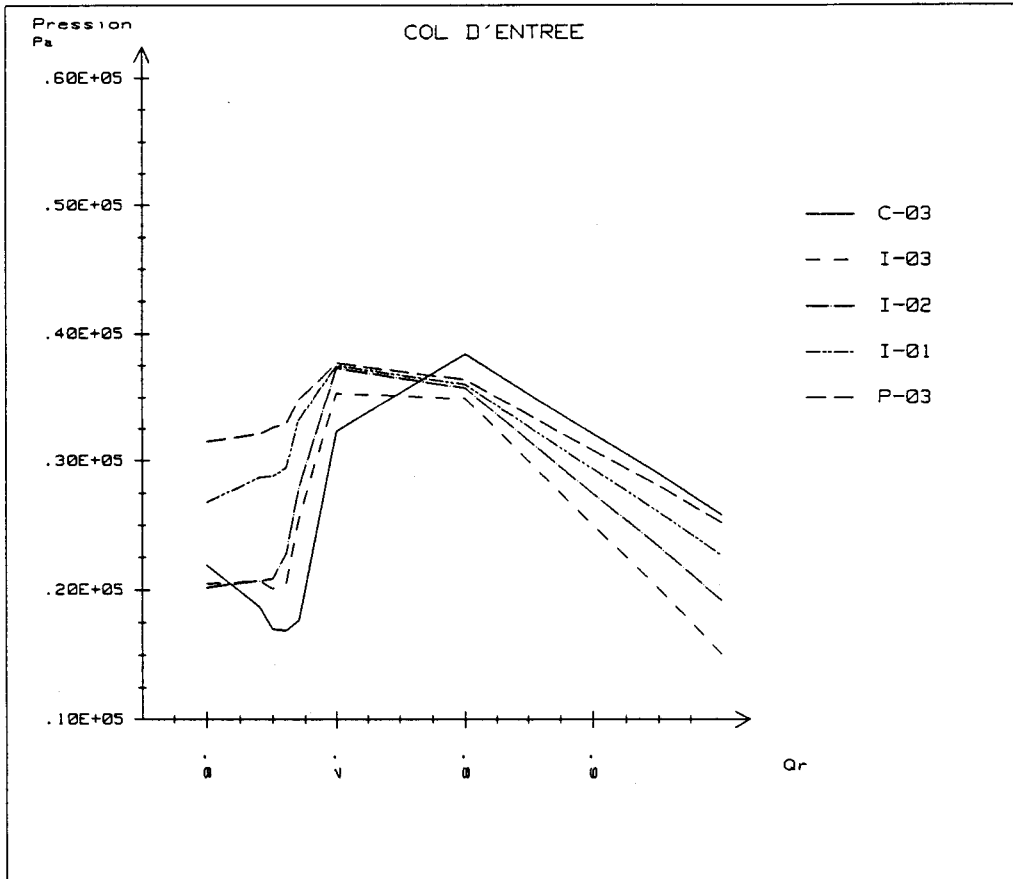
Toutes les évolutions tracées présentent la même allure générale, contrairement aux évolutions précédemment montrées pour l'extrados à proximité du bord d'attaque. Le col d'entrée semble donc avoir un effet organisateur sur le champ de pression de l'écoulement.

Si on regarde les figures par groupes de quatre, en correspondance avec les trois différentes sections du col où nous avons des mesures, on constate que la rupture marquée des courbes au voisinage de  $0.7Q_n$  s'adoucit au fur et à mesure que l'on avance dans le canal.

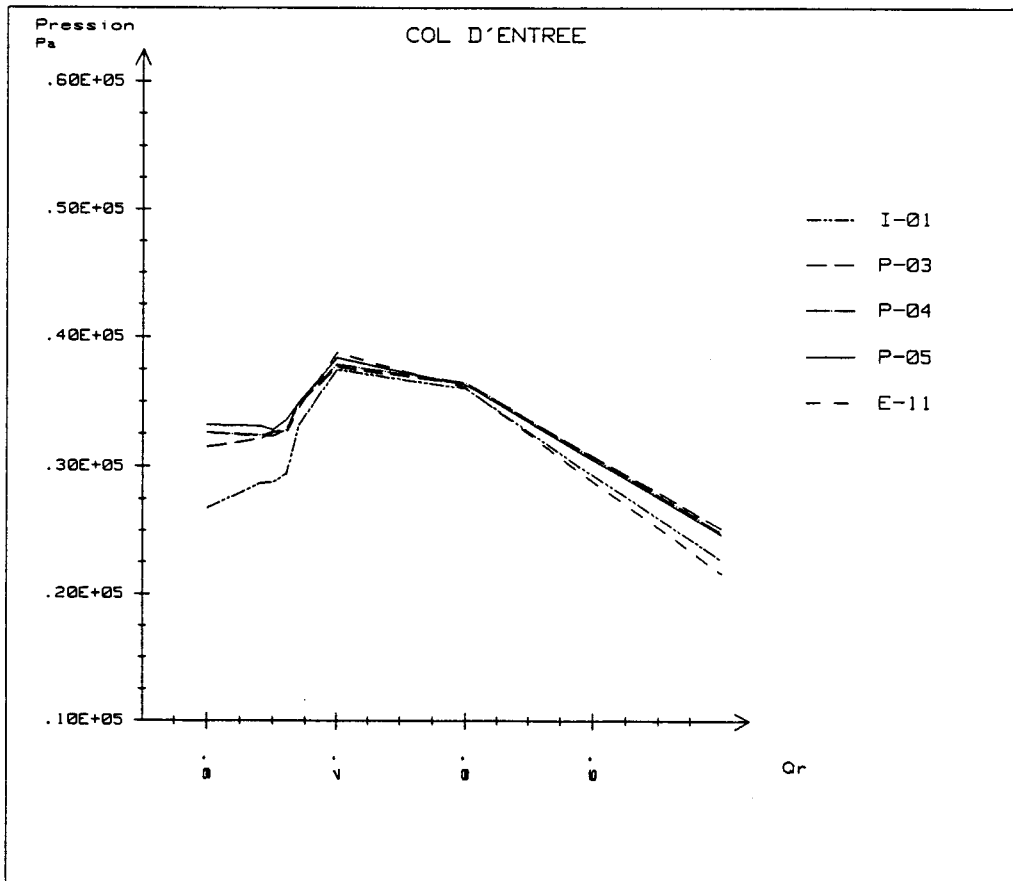
En décrivant chacun des trois périmètres amont, milieu et aval du col, on constate une nette rupture de tendance entre les évolutions sur l'intrados et en ceinture pour les périmètres milieu et aval.

On peut analyser l'évolution des gradients transverses sur chaque périmètre.

De manière générale, ils sont les plus faibles au plafond (figure 6.22b, 6.24b et 6.26b) et à la ceinture (figures 6.23b, 6.25b et 6.27b), sauf en ceinture sur le premier périmètre où la pression décroît plus fortement de l'extrados à l'intrados.

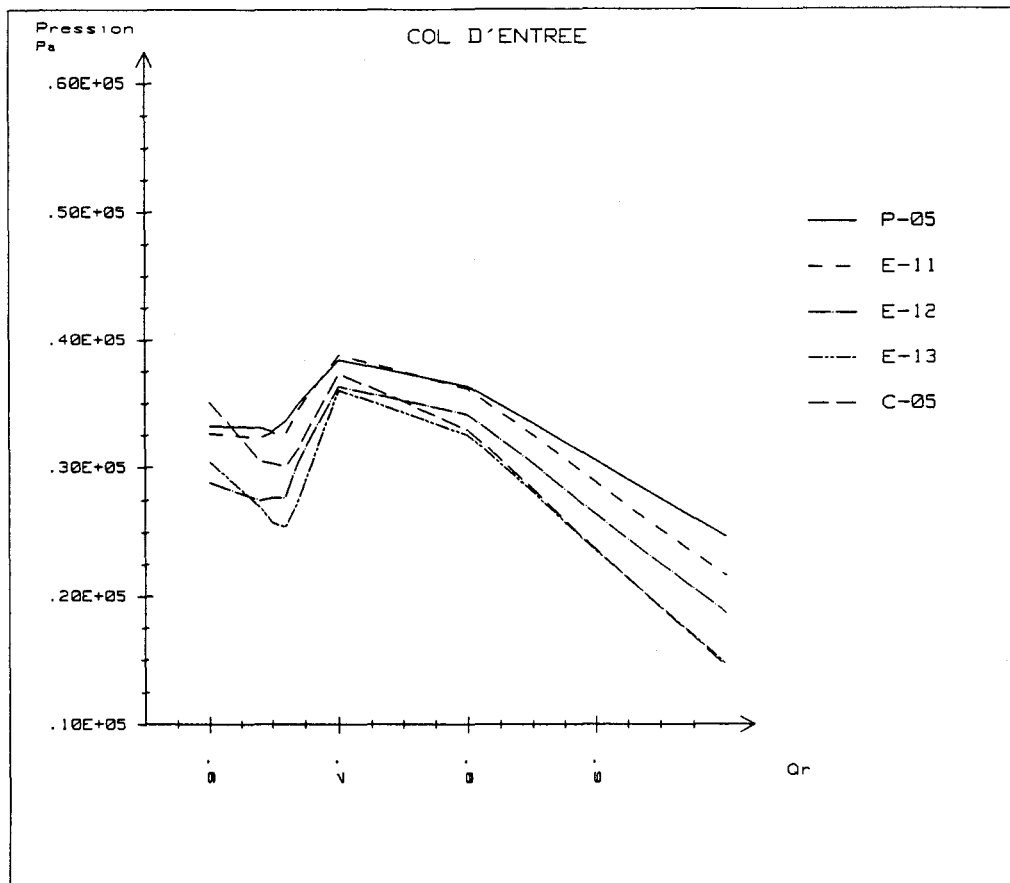


a

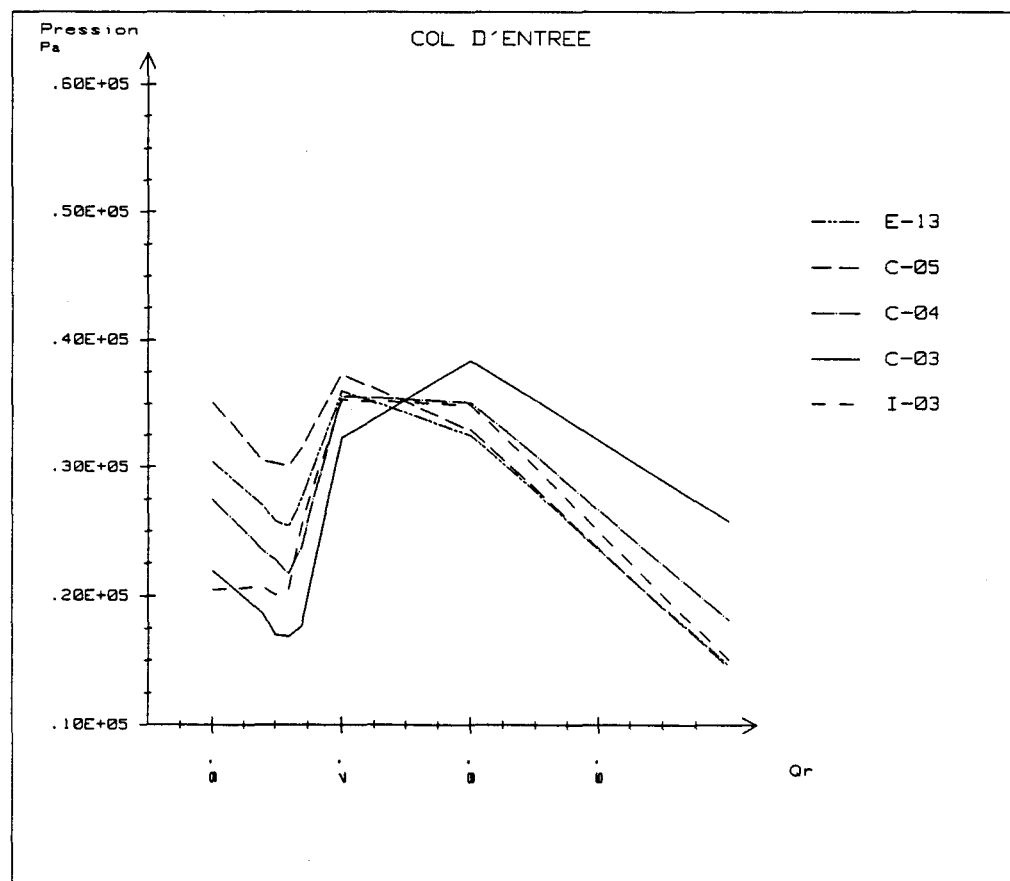


b

Figure 6.22 : Evolution de pression en fonction du débit (col d'entrée).



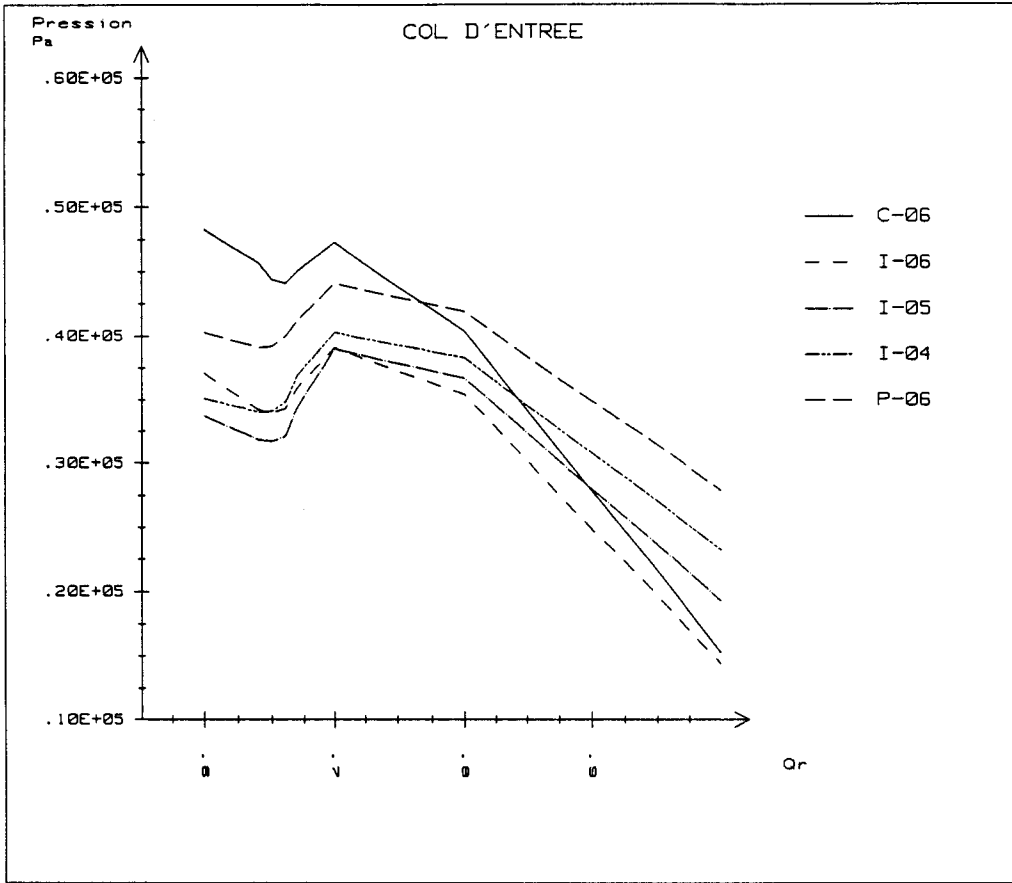
a



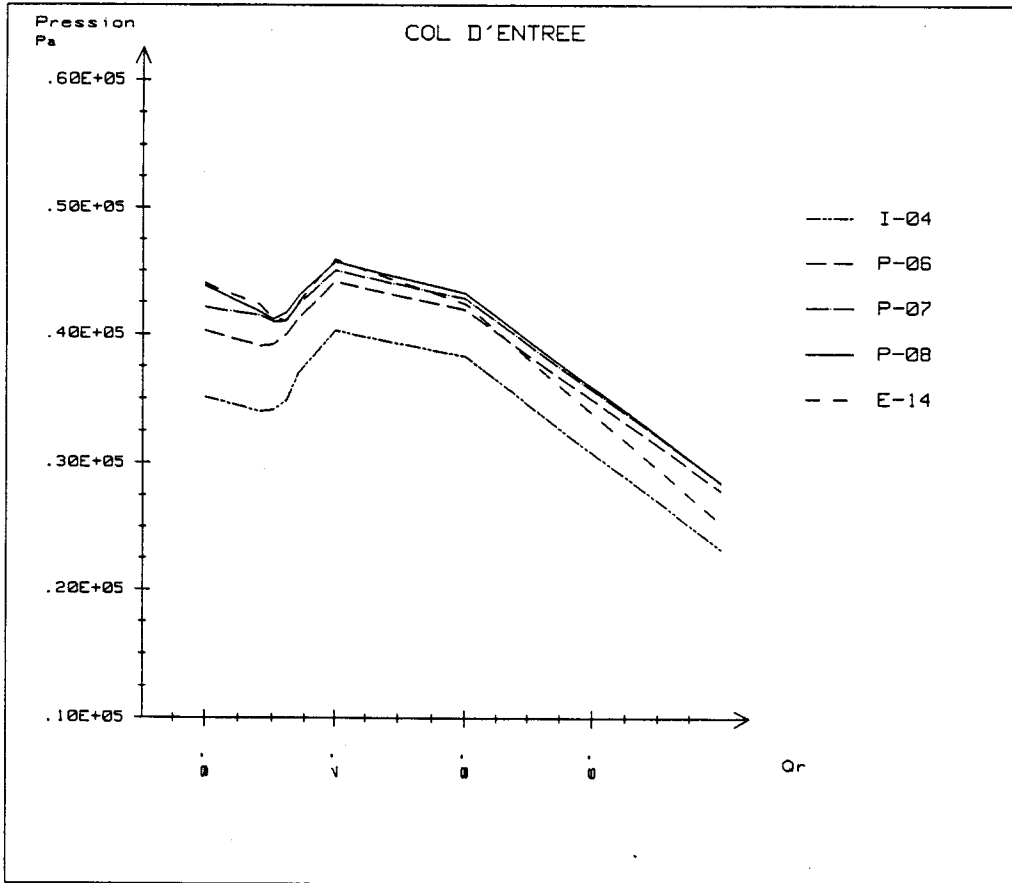
b

Figure 6.23 : Evolution de pression en fonction du débit (col d'entrée).



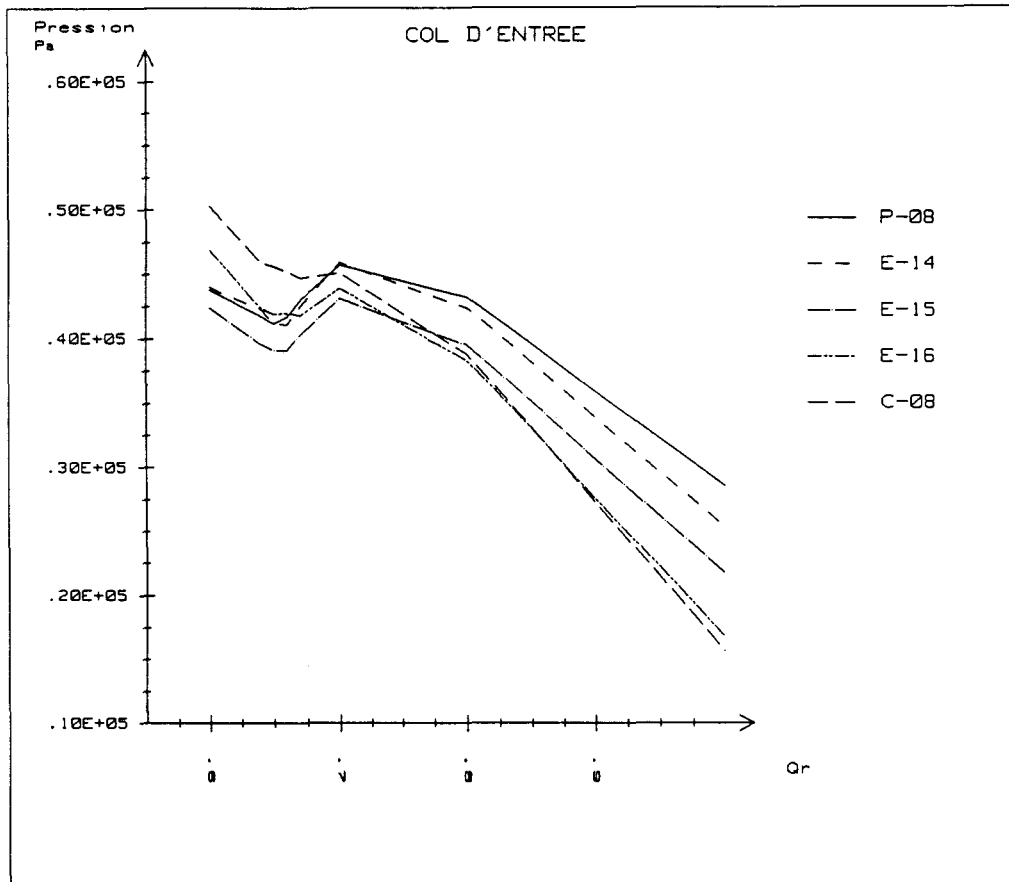


a

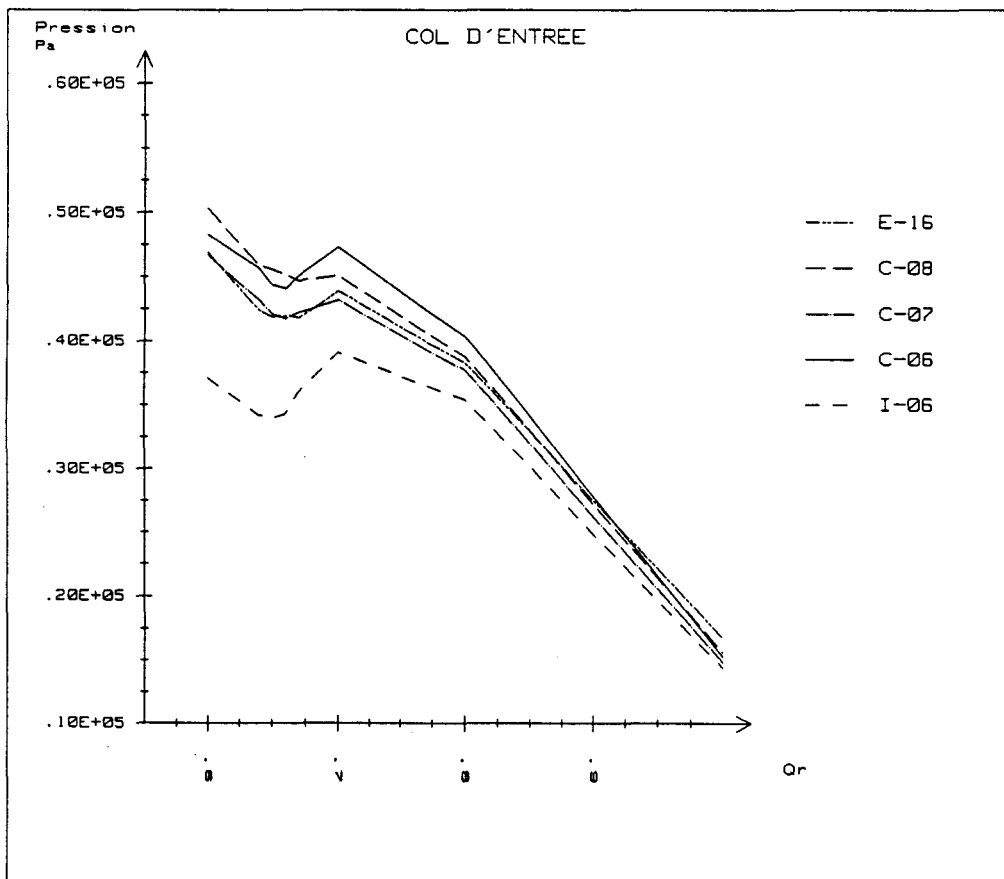


b

Figure 6.24: Evolution de pression en fonction du débit (col d'entrée ).

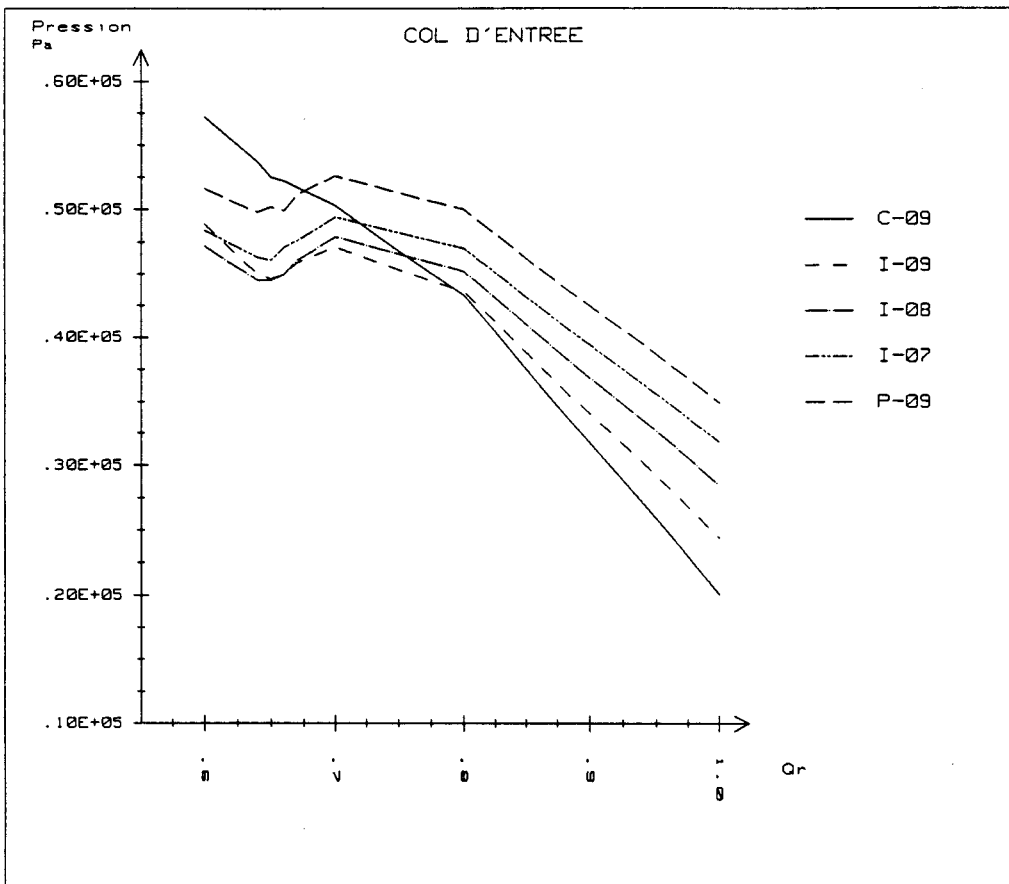


a

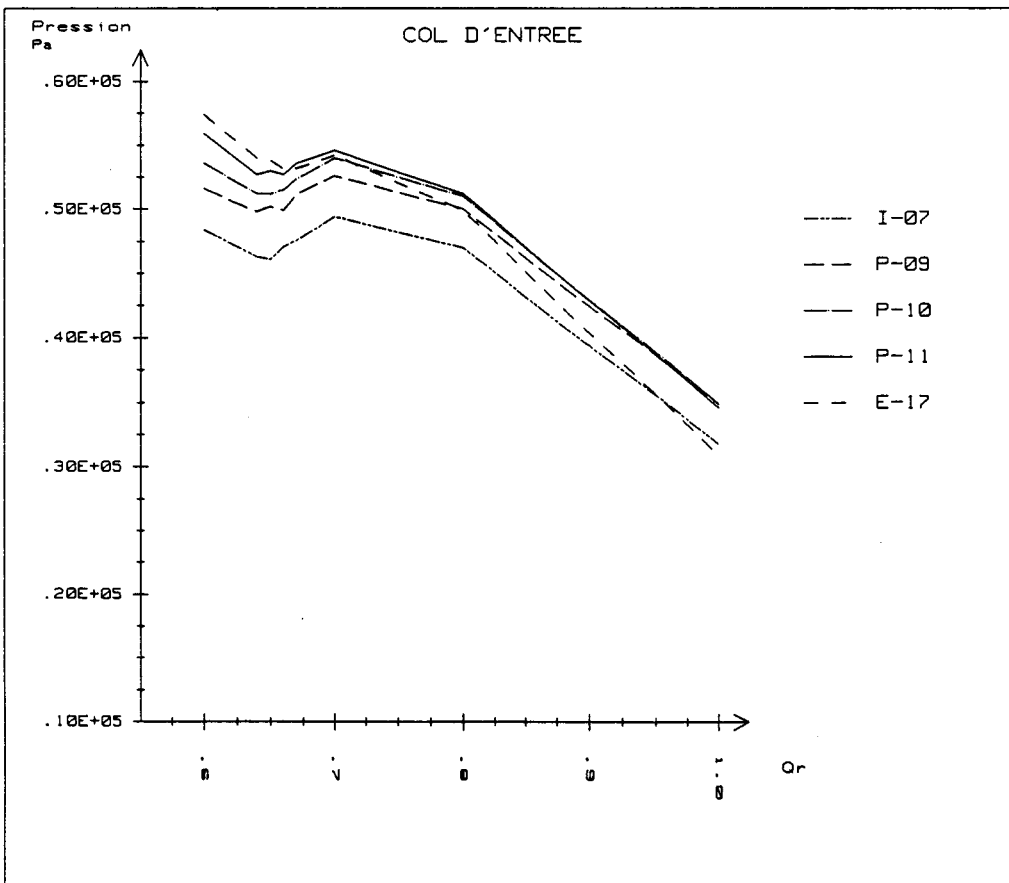


b

Figure 6.25 : Evolution de pression en fonction du débit (col d'entrée).

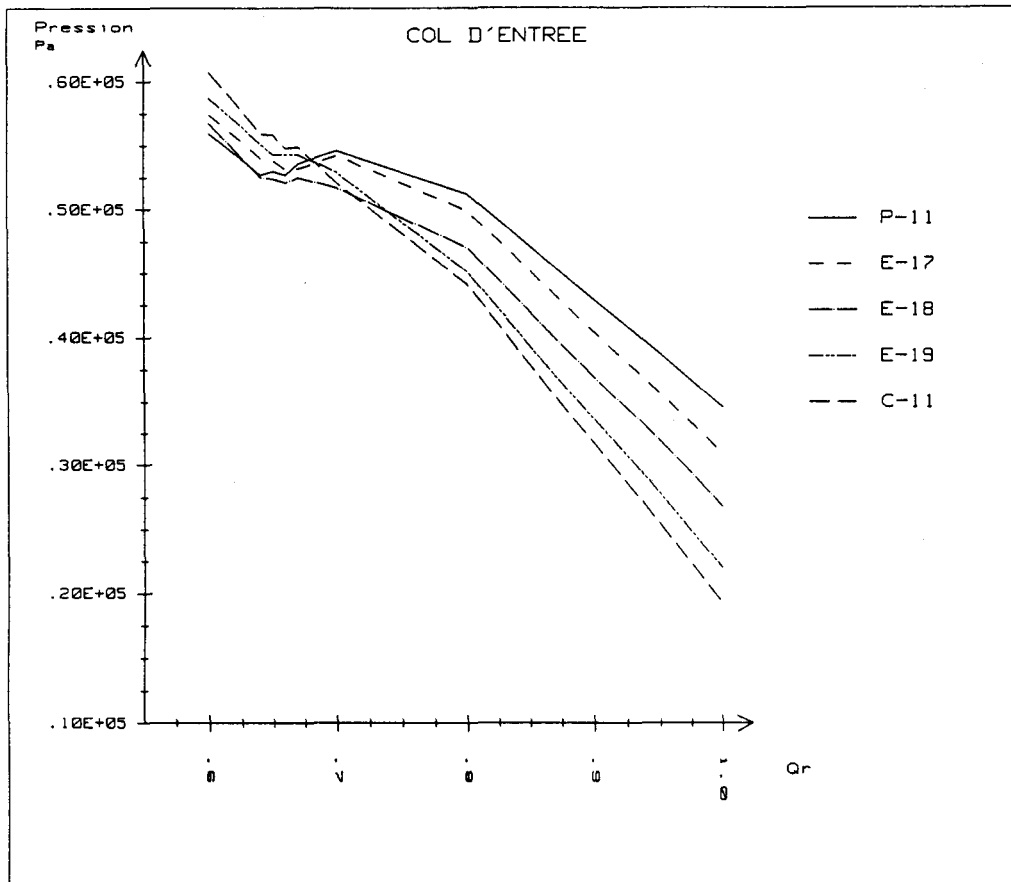


a

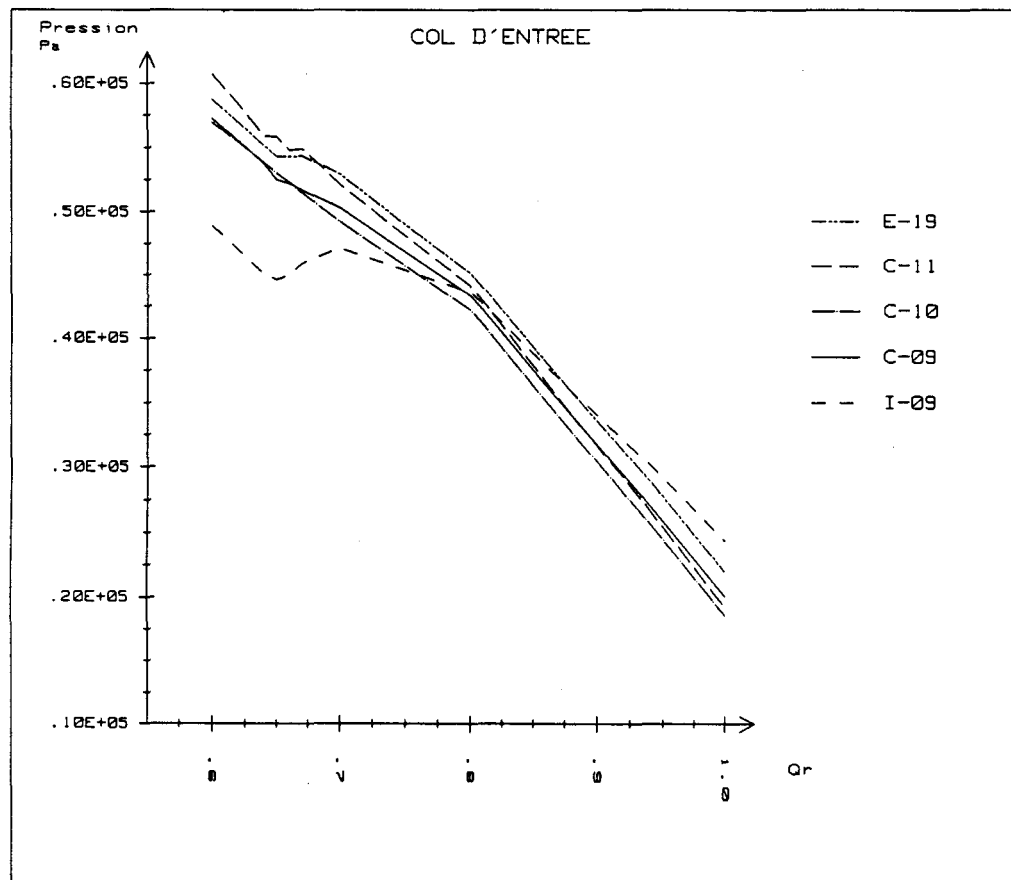


b

Figure 6.26 : Evolution de pression en fonction du débit (col d'entrée).



a



b

Figure 6.27 : Evolution de pression en fonction du débit (col d'entrée).

## CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Les apports de cette étude pour une meilleure compréhension de la structure des écoulements internes dans une roue de pompe centrifuge se placent sur plusieurs niveaux.

Les mesures des pressions moyennes pariétales dans la roue permettent de compléter les données disponibles sur la *roue SHF*. Ce complément est d'un grand intérêt puisque la *roue SHF* fait partie des cas tests habituels pour les codes d'analyse des écoulements internes. L'architecture choisie pour l'installation (environnement axisymétrique) permet de concentrer la mesure sur un seul canal, et ainsi d'aboutir à une finesse des mesures importante (114 points de mesure).

Nous avons conçu et réalisé à cette occasion un banc d'essai très ouvert, dont le potentiel en matière de mesures embarquées est très grand.

Nous avons pu mettre en évidence le très grand intérêt d'une démarche de type conception intégrée pour notre installation expérimentale. Cette démarche peut finalement se généraliser à toutes les installations de recherche, puisque qu'elle permet aussi bien de garantir de grandes qualités géométriques à l'installation (applications CFAO), que de centraliser les résultats obtenus autour d'un modèle unique (base de données). Nous avons testé en particulier une technique d'exploitation des résultats de pression en CAO, en vue du tracé d'isovaleurs de pression sur le modèle CAO ayant servi à l'usinage de la maquette. Les résultats préliminaires, non présentés ici, montrent que la méthode est intéressante, bien que certains points restent à développer.

Les mesures de pression moyenne, en des emplacements parfaitement connus du fait de la démarche de conception, sont comparées avec les résultats de divers codes d'analyse d'écoulements internes : quasi-tridimensionnel (code C3D), tridimensionnel à potentiel, tridimensionnel  $S_1$ - $S_2$ , et tridimensionnel NAVIER STOKES (code N3S).

Ces comparaisons montrent qu'à proximité du débit nominal, les codes non-visqueux prévoient assez correctement les évolutions de pression. Ils tombent en défaut aux débits inférieurs à 80% du débit nominal.

De plus, il apparaît bien que les zones d'évolution brusque que sont le bord d'attaque et le bord de fuite ne sont correctement représentées qu'au prix d'un raffinement du maillage de calcul. Il devient très difficile d'obtenir de bons résultats en entrée de roue dès que l'incidence devient trop importante. De même, en sortie de roue, la qualité des résultats dépend beaucoup de la façon dont on vérifie la condition de KUTTA-JOUKOWSKI.

Le calcul N3S, malgré un problème évident dans l'estimation du niveau global de pression, ne pose pas ces problèmes d'adaptation à l'entrée et de condition de KUTTA-JOUKOWSKI à la sortie. L'allure des évolutions de pression en entrée et en sortie représente assez bien celle indiquée par nos mesures, même aux débits réduits. Il semble bien toutefois que l'écart constaté entre calculs et mesures ne soit pas simplement lié à un problème de référence de pression, puisqu'aux débits partiels, cet écart s'accroît à la traversée de la roue. Il subsiste probablement un problème lié à la méthode utilisée pour calculer la pression dans ce code.

Diverses exploitations des mesures de pression moyenne dans la roue sont proposées.

Nous montrons comment ces mesures de pression peuvent être utilisées globalement pour accéder à un calcul de couple sur l'axe de rotation de la pompe et pour mettre en évidence, couplées avec des mesures globales de couple indiqué, l'importance relative plus ou moins grande des effets visqueux dans le transfert d'énergie entre roue et fluide.

Une analyse des gradients de pression (corrigée du terme  $\rho \frac{U^2}{2}$  associé à l'énergie cinétique d'entraînement) dans la direction principale de l'écoulement relatif inter-aubes, permet d'obtenir des informations sur le comportement des couches limites, et en particulier leurs tendances au décollement, en liaison avec les effets de courbure et d'accélération de CORIOLIS.

Les zones les plus sensibles au décollement se révèlent bien être:

- sur l'intrados (face haute pression), le milieu de canal ,
- sur l'extrados, la zone de sortie de roue au débit nominal, ainsi que la zone du bord d'attaque pour les débits réduits,
- en ceinture, la zone d'entrée de roue.

L'observation des évolutions de pression aux débits partiels permet de mettre en évidence des modifications importantes de la structure des écoulements internes, liées à l'apparition de la recirculation en entrée de roue, côté ceinture. Une analyse fine en entrée de roue aux débits partiels est ainsi proposée en fonction de l'existence ou non de cette recirculation.

Enfin, l'exploitation des résultats de ces mesures de pression est effectuée en vue de montrer quelles sont, aux différents débits étudiés, les zones d'apparition et de développement de la cavitation dans cette roue.

De nombreuses perspectives de poursuite de travaux, utilisant les résultats obtenus ou complétant les mesures effectuées, peuvent être envisagées sur notre installation d'essais.

Ainsi, nos mesures de pression peuvent servir de base de données expérimentales pour le développement et la validation de codes de calcul en mode inverse, permettant par exemple de proposer un nouveau tracé de l'entrée de roue pour modifier les performances en cavitation de la machine étudiée. Ce type de calcul est actuellement en cours de développement au sein du Laboratoire de Mécanique de Lille [BUI93].

La chaîne de mesure des pressions peut assez rapidement être améliorée pour augmenter sa souplesse d'utilisation, sans remettre en cause la qualité des résultats obtenus. Simplement, dans une optique de l'exploitation de l'information de fluctuations de pression, il est souhaitable de réaliser la mesure avec une ligne la plus courte possible pour augmenter la bande passante. La solution, que nous avons étudiée, mais à laquelle nous avons renoncé faute de budget et à cause des délais, consiste à embarquer des blocs capteurs multivoies (32 ou 64 par bloc), permettant ainsi l'accès sans manipulation de connexion, et donc sans arrêt de la machine, à la totalité des prises de pression.



La mesure de pression est un point important dans la connaissance des conditions d'écoulement, mais la mesure de vitesse aussi. La vélocimétrie laser, déjà mise en oeuvre sur des machines de ce type [HUR93], et disponible au Laboratoire, permet d'accéder au champ des vitesses au sein du canal, sans pouvoir approcher trop des parois et accéder aisément à l'ensemble du canal inter-aubes. Il sera très intéressant de compléter cette connaissance par des mesures à proximité de la paroi, au moyen de fils chauds embarqués par exemple. Dans une optique d'étude des décollements, on peut mettre en oeuvre des mesures par sondes de frottement en paroi.

Enfin la conception très modulaire de notre banc d'essais permet d'envisager son utilisation pour compléter des études engagées sur d'autres installations du Laboratoire : interactions roue-diffuseur ou roue-bec de volute, propagations de perturbations à travers la roue et transitoires de fonctionnement.



## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [BAL78] - **O.E. BALJE**, "*A Flow Model for Centrifugal Compressor Rotors*", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, volume 100, janvier 1978, pp. 148-158.
- [BAR85] - **J.P. BARRAND, G. CAIGNAERT, J.E. GRAESER et E. RIEUTORD**, "*Synthèse de résultats d'essais en air et en eau en vue de la détection des débits critiques de recirculation à l'entrée et à la sortie de la roue d'une pompe centrifuge*", La Houille Blanche, N° 5, 1985, pp. 405-420.
- [BOI84] - **G. BOIS et J.M. DUCHEMIN**, "*Etude concertée de l'apparition des recirculations à débit partiel dans une roue centrifuge*", Action Mécanique M.I.R., Compte-rendu de fin d'étude 81-S-0884, février 1984.
- [BOI90] - **G. BOIS et E. RIEUTORD**, "*Etude de l'écoulement en sortie de roue de pompe centrifuge depuis le débit nominal jusqu'au débit critique de recirculation*", Action Mécanique M.R.T., Compte-rendu de fin d'étude 88-H-0636, octobre 1990.
- [BUI87] - **D. BUISINE et P. MICHEAU**, "*Écoulement tridimensionnel dans une roue. Calcul effectivement tridimensionnel des écoulements dans les turbomachines par la méthode S1-S2*", Journal de Mécanique Théorique et Appliquée, Volume 6, N° 4, 1987, pp. 525-546.
- [BUI89] - **D. BUISINE**, "*Écoulement tridimensionnel dans les roues. Un nouveau modèle basé sur la méthode S1-S2 utilisable pour l'amélioration des roues*", Actes des Vingtièmes Journées de l'Hydraulique, Lyon, 4-6 avril 1989, rapport I-4, 6 pages.

- [BUI93] - **D. BUISINE et J.P. DEPRIESTER**, "*Méthode directe et inverse pour la résolution des équations d'EULER: application aux turbomachines*", Actes du 11ème Congrès Français de mécanique, Lille - Villeneuve d'Ascq, 6-10 septembre 1993, Volume 2, pp. 61-64.
- [CAI82] - **G. CAIGNAERT, B. DESMET et D. STEVENAERT**, "*Experimental Investigations on the Flow in the Impeller of a Centrifugal Fan*", ASME paper 82-GT-37, 1982, 6 pages.
- [CAI85] - **G. CAIGNAERT, B. DESMET, S. MAROUFI et J.P. BARRAND**, "*Velocities and Pressures Measurements and Analysis at the Outlet of a Centrifugal Pump Impeller*", ASME paper 85-WA/FE-6, 1985, 7 pages.
- [CAI86] - **G. CAIGNAERT et R. CANAVELIS**, "*Recensement et examen critique des méthodes expérimentales de détection des recirculations dans une roue de pompe centrifuge*", Symposium AIRH 1986, Montréal, réf.45, 15 pages.
- [CAI88] - **G. CAIGNAERT, J.P. BARRAND et B. DESMET**, "*Recirculation at impeller inlet and outlet of a centrifugal pump*", Proceedings of the IMechE, septembre 1988, Edinburgh, réf. C337/88, pp. 61-68.
- [CAI91] - **G. CAIGNAERT, A.L. DEFRETIN, A. WATTELLIER et C. BAUDEMONT**, "*Geometric modelling and manufacturing of centrifugal pumps blade surfaces*", Proceedings of the IMechE, 1991, réf. C415/012, pp. 75-79.
- [COM63] - **R. COMOLET**, "*Mécanique Expérimentale des Fluides*", Tome II, MASSON & CIE, 1963.
- [COM85] - **J.F. COMBES**, "*Calcul de l'écoulement tridimensionnel potentiel dans une roue de pompe centrifuge à débit partiel*", La Houille Blanche, N° 5, 1985, pp. 429-434.

- [COM91] - **J.F. COMBES**, "*Calcul par éléments finis de l'écoulement 3D turbulent dans une pompe centrifuge*", 77th AGARD PEP Symposium, San Antonio, mai 1991, 9 pages.
- [COM92] - **J.F. COMBES et E. RIEUTORD**, "*Numerical and experimental analysis of the flow in a centrifugal pump at nominal and partial flow rate*", ASME Paper 92-GT-284, 1992.
- [COU82] - **J. COUSTEIX et J.C. JUILLEN**, "*Jauges à fil chaud pour la mesure du frottement pariétal (réalisation, étalonnage, applications)*", La Recherche Aérospatiale, Année 1982, n° 3 (mai-juin), pp. 207-218.
- [CSA64] - **G. T. CSANADY**, "*Theory of turbomachines*", McGRAW-HILL, 1964
- [DEF89] - **A. DEFRETIN, A. WATTELLIER et C. BAUDEMONT**, "*Procédure C.F.A.O. pour impulseur de pompes hydrauliques*", Actes des Vingtièmes Journées de l'Hydraulique, Lyon, 4-6 avril 1989, rapport IV-11, 7 pages.
- [DES92] - **D. DESCAMPS**, "*Contribution à l'étude des vitesses de sortie et des performances d'une roue de pompe à disque*", Mémoire CNAM, Lille, 1992.
- [DES82] - **B. DESMET**, "*Mesures de pressions et de vitesses dans un ventilateur centrifuge (rotor et stator) avant et après l'apparition et la disparition des décollements tournants*", La Houille Blanche, N° 2/3, 1982, pp.167-174.
- [ECK76] - **D. ECKARDT**, "*Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller*", Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, septembre 1976, pp. 390-402.
- [ENG88] - **A. ENGEDA et M. RAUTENBERG**, "*Pump instabilities at partial flow - a review*", Proceedings of the IMechE, septembre 1988, Edinburgh, réf. C330/88, pp. 1-6.

- [FAC75] - **H. FACHBACH**, "*Impeller manufacture by means of numerical-control milling machines*", Proceedings of the 5th conference on fluid machinery, 1975, Budapest, pp. 251-260.
- [FRI84] - **P. FRIGNE et R. VAN DEN BRAEMBUSSCHE**, "*Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vaneless Diffuser*", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, volume 106, avril 1984, pp. 468-474.
- [GE93] - **N. GE**, "*Contribution à l'étude du décollement tournant dans les ventilateurs axiaux par vélocimétrie doppler à laser et visualisation*", Thèse de l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, mai 1993.
- [GOT74] - **M. GOTTSCHALK**, "*Untersuchung der Kennlinienstetigkeit von Radialventilatoren*", Mitteilungen des Instituts für Strömungslehre und Strömungsmaschinen, Universität (TH) Karlsruhe, Heft 17, September 1974.
- [GRE80] - **E.M. GREITZER**, "*REVIEW - Axial Compressor Stall Phenomena*", Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, volume 102, juin 1980, pp. 134-151.
- [GRE89] - **H. GREIN, F. SCHNEEBELI et H. BANTLI**, "*La modélisation des surfaces tridimensionnelles, un outil pour le développement et la fabrication des machines hydrauliques*", Revue Technique SULZER, N° 2, 1989, pp. 27-34.
- [HOY89] - **M.C. HOYEZ et M. STANISLAS**, "*Etude de la structure d'une couche limite turbulente avec et sans manipulateur par visualisation ultra-rapide par plan laser et mesures simultanées au fil chaud*", Actes du Colloque National Visualisation et Traitement d'Images, Belfort, 18-20 mai 1988, pp. 92-100.

- [HUR93] - **F. HUREAU, J. KERMAREC, B. STOFFEL et K. WEISS**, "*Study of internal recirculation in centrifugal impellers*", ASME, The Fluids Engineering Conference, Washington, 20-24 juin 1993, FED-Vol. 154, Pumping Machinery 1993, pp. 151-157.
- [JOH66] - **J.P. JOHNSTON et R.C. DEAN**, "*Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps- Analysis, Experiment, and Design*", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, janvier 1966, pp. 49-62.
- [JOH76] - **J.P. JOHNSTON et S.A. EIDE**, "*Turbulent Boundary Layers on Centrifugal Compressor Blades : Prediction of the Effects of Surface Curvature and Rotation*", Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, septembre 1976, pp. 374-381.
- [KÄM86] - **N. KÄMMER et M. RAUTENBERG**, "*A Distinction Between Different Types of Stall in a Centrifugal Compressor Stage*", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, volume 108, Janvier 1986, pp. 83-92.
- [KJÖ89] - **A. KJÖRK et L. LÖFDAHL**, "*Hot-Wire Measurements Inside a Centrifugal Fan Impeller*", Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, volume 111, décembre 1989, pp. 363-368.
- [LAK80] - **B. LAKSHMINARAYANA**, "*An Axial Flow Research Compressor Facility Designed for Flow Measurement in Rotor Passages*", Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, volume 102, décembre 1980, pp. 402-411.
- [LED93] - **E. LE DEVEHAT**, "*Ecoulement de fuite dans l'entrefer d'une turbomachine - Analyse expérimentale et numérique*", Thèse de l'Institut National Polytechnique de Grenoble, mars 1993.
- [LEO91] - **J.C. LEON**, "*Modélisation et construction de surfaces pour la CFAO*", Editions Hermès, 1991.

- [LIE53] - **LIEBLEIN, SCHWENK et BRODERIK**, "*Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loading in axial flow compressor blade element*", NACA RM E53 D01, 1953.
- [MAR86] - **S. MAROUFI**, "*Contribution à l'étude de l'apparition des recirculations en sortie de roue dans une pompe centrifuge fonctionnant à débits partiels*", Thèse de l'Université des Sciences et Techniques de Lille, mai 1986.
- [MAT85] - **K. MATHIOUDAKIS et F.A.E. BREUGELMANS**, "*Hot Wire Anemometry in turbomachinery components*", Von Karman Institute, Lecture series 1985-03, Measurements techniques in turbomachines, février 1985.
- [MEA77] - **G. MEAUZE**, "*Effets des écoulements secondaires dans les grilles d'aubes rectilignes*", AGARD-CP-214, 1977, réf. 10, 6 pages.
- [MIT87] - **H. MITON, C. SENATORE et J. CHAUVIN**, "*Méthode de prévision des limites de fonctionnement en débit des compresseurs centrifuges*", 69th AGARD PEP Symposium, Paris, 4-7 Mai 1987, 21 pages.
- [MOR93] - **P. MOREL, A.L. DEFRETIN, A. WATTELLIER et C. BAUDEMONT**, "*Computer-aided modelling and manufacturing of a centrifugal pump impeller*", ASME, The Fluids Engineering Conference, Washington, 20-24 juin 1993, FED-Vol. 154, Pumping Machinery 1993, pp. 41-46.
- [MUR80] - **M. MURAKAMI, K. KIKUYAMA et E. ASAKURA**, "*Velocity and Pressure Distributions in the Impeller Passages of Centrifugal Pumps*", Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, volume 102, décembre 1980, pp. 420-426.
- [NFX71] - **NORME FRANCAISE NF X 10-200**, "*Règles d'Essais Aérauliques en Plate-forme des Ventilateurs à Enveloppe*", juin 1971.

- [NFX80] - **NORME FRANCAISE NF X 10-102**, "*Mesure de Débit des Fluides au moyen de Diaphragmes, Tuyères et Tubes de Venturi Insérés dans des Conduites en Charge de Section Circulaire*", juin 1980.
- [PHI85] - **R. PHILIBERT et A. VERRY**, "*Synthèse des calculs d'écoulement effectués sur la pompe SHF au débit nominal et à 80% du débit nominal*", La Houille Blanche, N° 5, 1985, pp. 421-428.
- [REB50] - **P. REBUFFET**, "*Aérodynamique expérimentale*", Deuxième Edition, LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE CH. BERANGER, 1950.
- [ROD78] - **C. RODGERS**, "*A Diffusion Factor Correlation For Centrifugal Impeller Stalling*", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, volume 100, octobre 1978, pp. 592-603.
- [SED66] - **M. SEDILLE**, "*Turbo-machines hydrauliques et thermiques*", Tome I, MASSON & CIE, 1966.
- [SEN80] - **H. M. SEN**, "*Study of inlet flow of centrifugal pumps at partial flow rates*", Thèse de l'Université Libre de Bruxelles, juin 1980.
- [SCH79] - **H. SCHLICHTING**, "*Boundary Layer Theory*", Seventh Edition, McGRAW-HILL, 1979.
- [STA91] - **P. STACHNIK**, "*Experimentelle Untersuchungen zur Rezirkulation am Ein- und Austritt eines radialen Kreiselpumpenlaufrades im Teillastbetrieb*", Thèse de la Technische Hochschule de Darmstadt, 1991.
- [STE81] - **D. STEVENAERT**, "*Etude expérimentale de l'écoulement dans un ventilateur centrifuge*", Mémoire CNAM, Lille, 1981.
- [UBA85] - **M. UBALDI**, "*Calcul de l'écoulement visqueux dans un canal de roue centrifuge*", La Houille Blanche, N° 5, 1985, pp.455-472.

- [UBA86] - **M. UBALDI, R. PHILIBERT et A. VERRY**, "*Examen des possibilités et limites d'utilisation des calculs d'écoulement pour la prévision des débits de recirculation d'une pompe centrifuge*", Symposium AIRH 1986, Montréal, réf. 53, 14 pages.
- [VAN81] - **R.A. VAN DEN BRAEMBUSSCHE et P. ZUNINO**, "*Correction for Streamline Curvature and Coriolis Force in a Boundary Layer Integral Method*", ASME Paper 81-GT-97, 1981, 6 pages.
- [WER89] - **H. WERLE**, "*Visualisation d'écoulements instationnaires dans les tunnels hydrodynamiques de l'ONERA à l'aide de procédés facilitant leur exploitation quantitative*", Actes du Colloque National Visualisation et Traitement d'Images, Belfort, 18-20 mai 1988, pp. 26-32.
- [WU52] - **C.H. WU**, "*A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial, and Mixed-Flow Types*", Transactions of the ASME, novembre 1952, pp. 1363-1380.



## ADDENDA

### Résultats récents obtenus avec le code N3S

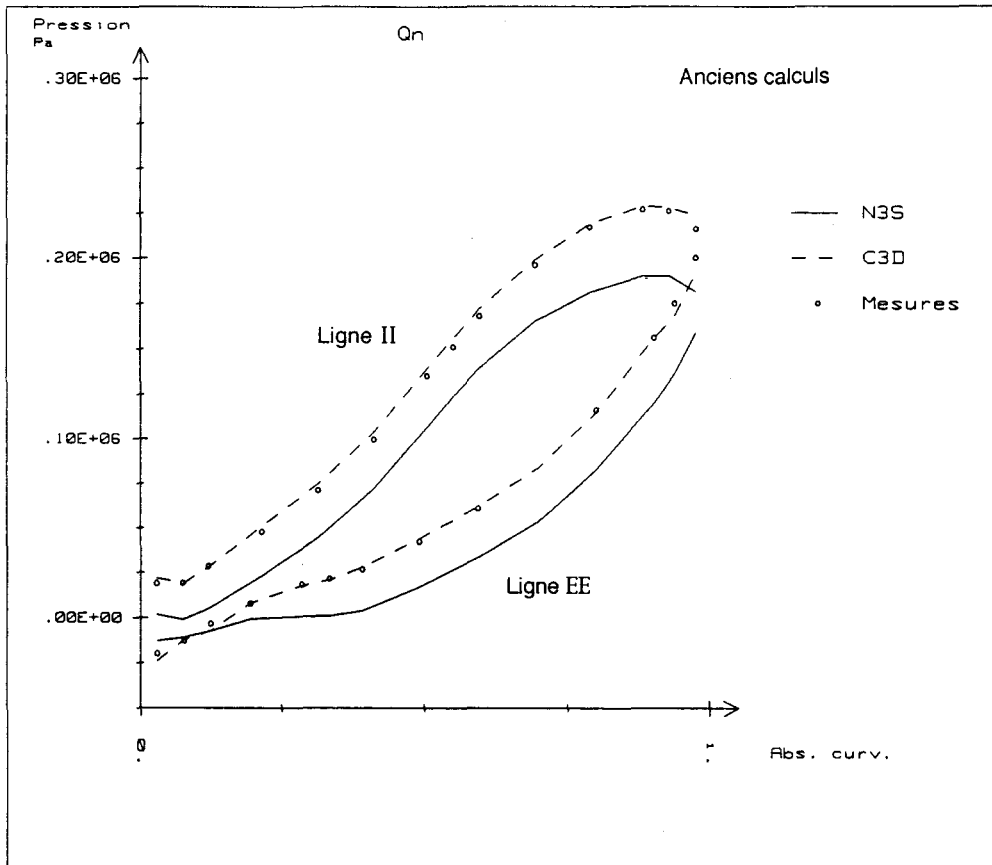
Les résultats issus du code N3S, présentés dans le corps de ce mémoire, ont été obtenus avec la première adaptation du logiciel aux calculs en turbomachines, et datent d'environ trois ans [COM91]. Depuis, le logiciel a fait l'objet de développements, et J.F. COMBES nous a tout récemment communiqué de nouveaux résultats pour la *roue SHF* au débit nominal.

Ces résultats sont présentés sur la figure A.1b, qui montre l'évolution de la pression en fonction de l'abscisse curviligne réduite le long des lignes II et EE. Les résultats N3S y sont associés avec les valeurs expérimentales, ainsi qu'avec les résultats issus du code C3D.

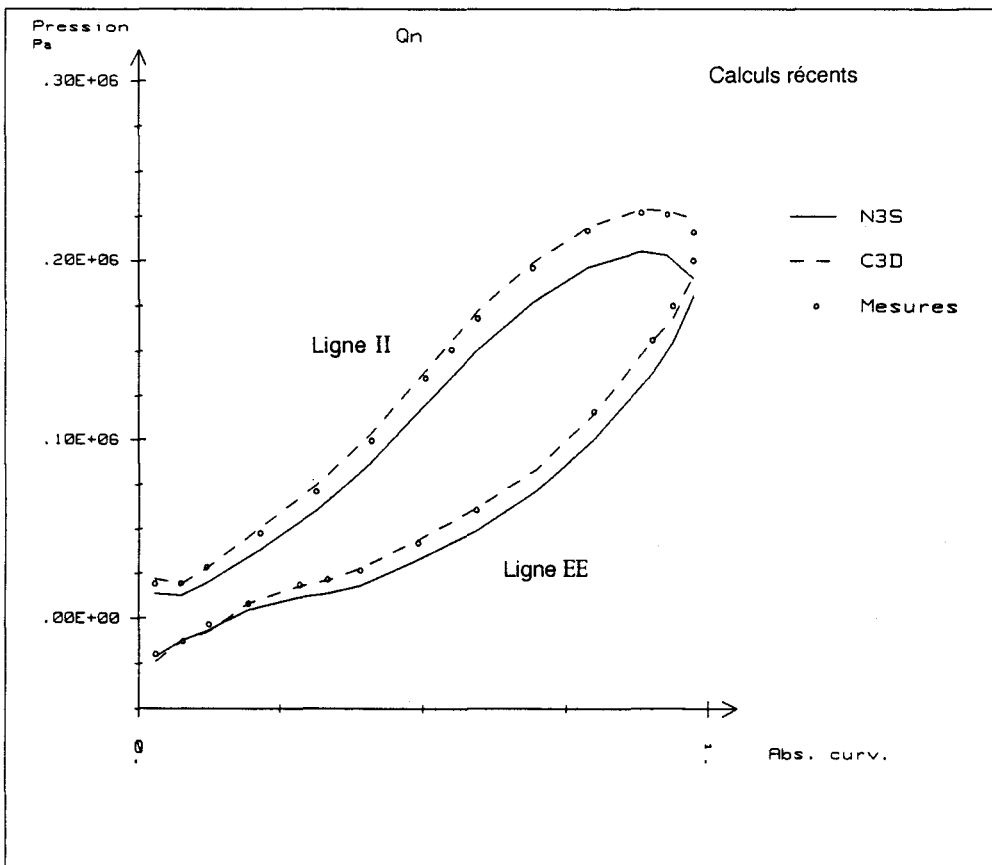
La figure A.1a reprend, quant à elle, les résultats N3S plus anciens, utilisés par ailleurs pour les présentations du Chapitre 5.

On constate une nette amélioration des résultats N3S, en particulier en entrée de roue, où la charge de l'aubage apparaît plus conforme tant aux résultats expérimentaux qu'aux résultats des calculs en fluide parfait.

Il subsiste néanmoins, sur la variation de pression entre l'entrée et la sortie de la roue, un écart de niveau encore assez important entre les résultats N3S et le groupe mesures - calculs non visqueux.



a



b

Figure A.1 : Résultats obtenus avec le code N3S à  $Q_n$   
( a - anciens résultats ; b - résultats récents )

