

50376  
1992  
172

50376  
1992  
172

N° d'ordre : 955

# THESE

Présentée à l'Université des Sciences et Technique de Lille Flandres Artois  
pour obtenir le titre de

**DOCTEUR DE L'UNIVERSITE**  
**Spécialité : Mécanique**

Par

**Michel JAREMCZAK**

**ANALYSE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE DU BRUIT  
HYDRAULIQUE DE POMPES CENTRIFUGES**



Soutenu le 15 Juillet 1992 devant la commission d'examen

Membres du jury : J.P. BARRAND  
D. BUISINE  
G. CAIGNAERT  
B. DESMET  
J.L. KUENY  
C. TROLLAT

SCD LILLE 1



D 030 291627 9

50376  
1992  
172

61027

50376  
1992  
172

## TABLE DES MATIERES

<b>Introduction</b>	1
<b>Chapitre 1 : Bruits de pompes centrifuges</b>	4
1. Diverses formes de bruits	4
1.1 Bruits d'origine mécanique	6
1.2. Bruits d'origine hydraulique	6
1.2.1. Mécanismes de génération à caractère aléatoire	7
1.2.2. Mécanismes de génération à caractère périodique	7
1.2.3. Mécanismes de renforcement	9
2. Formulation globale du bruit généré par une pompe centrifuge	10
3. Analyses des écoulements internes	17
<b>Chapitre 2 : Utilisation d'une formule globale de prédiction du bruit hydraulique par le concepteur</b>	19
1. Influence de la vitesse de rotation	21
2. Bruit hydraulique de pompes de conception classique	21



3. Recherche d'une pompe "silencieuse" pour des conditions de fonctionnement données	24
4. Application à la définition d'un programme expérimental d'analyse du bruit hydraulique de pompes centrifuges	26
<b>Chapitre 3 : Bruit hydraulique des pompes A0, A2 et C0 : résultats expérimentaux</b>	29
1. Description de la boucle d'essais SESAME	30
2. Caractéristiques moyennes des pompes A0, A2 et C0	32
3. Analyse des fluctuations de pression	35
3.1. Comparaisons des niveaux RMS des fluctuations mesurées sur un capteur de la conduite d'aspiration (K7) et sur un capteur de la conduite de refoulement (PCB3)	38
3.2. Mesures sur le corps de pompe	46
4. Conclusion	51

<b>Chapitre 4 : Fluctuations de pression dans une pompe centrifuge :</b>	
<b>Approche théorique bidimensionnelle</b>	<b>53</b>
1. Fluctuations de pression associées aux circulations instationnaires	54
1.1. Hypothèses et équations de bases	54
1.2. Champ de vitesse associé à une aube de la roue dans le plan complexe	58
1.3. Expression de la distribution de vitesse due à la roue seule dans le plan $(r,\theta)$	62
1.4. Expression de la distribution de vitesse due au diffuseur seul	63
1.5. Expression de la distribution de vitesse générée par la volute seule	64
1.6. Interactions entre la roue, le diffuseur aubé et la volute	65
1.7. Fluctuations de pression en un point à l'aval de la roue	71
2. Prise en compte des effets visqueux	72
<b>Chapitre 5 : Application du modèle de SIMPSON, CLARK et WEIR à des pompes industrielles et confrontation aux résultats expérimentaux</b>	<b>76</b>
1. Machine bidimensionnelle équivalente à une pompe donnée	77
2. Calcul du niveau global des fluctuations de pression en sortie de volute	79
3. Comparaison des trois pompes A0, A2 et C0	82
3.1. Résultats à la fréquence de passage des aubes	83
3.2. Résultats à $2 F_{pa}$	88

4. Influence de divers paramètres	91
4.1. Influence de l'entrefer entre roue et bec de volute	91
4.2. Influence de la vitesse de rotation	92
4.3. Influence du nombre d'aubes	94
4.4. Influence de l'angle d'entrée $\beta_1$	95
<b>Conclusion</b>	98
<b>Bibliographie</b>	102
Annexe 1	112
Annexe 2	127
Annexe 3	134
Annexe 4	142

## AVANT - PROPOS

Cette étude a été réalisée au Laboratoire de Mécanique de l'ENSAM de Lille, dirigé par Monsieur le professeur BARRAND que je remercie de m'avoir accueilli, encouragé et de s'être impliqué dynamiquement dans cette recherche.

J'exprime ma profonde reconnaissance à Monsieur le Professeur CAIGNAERT, Directeur de thèse, pour ses encouragements qui m'ont permis de persévérer. Je lui témoigne toute ma gratitude pour les précieux conseils donnés tout au long de cette étude et son aide dans la rédaction de cette thèse.

Je remercie vivement Monsieur le professeur DESMET (ENSIMEV de Valenciennes) et Monsieur le Professeur KUENY (CREMHYG de Grenoble) d'avoir bien voulu accepter de rapporter sur ce travail.

Je suis extrêmement sensible à l'honneur que me font Messieurs BUISINE (professeur à l'USTL), et TROLLAT (ingénieur à l'EDF) de bien vouloir être membres de jury. Je remercie très vivement tous les participants au groupe de travail n°5 de la SHF pour leur collaboration et la qualité des débats menés au long des réunions de travail.

Je tiens à remercier Monsieur AVOT (directeur général des établissements FAPMO) et Monsieur CARDON (directeur technique des établissement FAPMO), dont les préoccupations de développement sont à l'origine de mon sujet et qui ont permis de mener à bien cette recherche effectuée dans le cadre d'une convention CIFRE.

J'adresse enfin mes plus sincères remerciements à Madame ROBBE qui a effectué la mise en forme de ce document et à Messieurs CHOQUET et OLIVIER qui ont assuré le soutien technique des essais.

# INTRODUCTION

La présente étude s'est déroulée dans le cadre d'une convention CIFRE entre un constructeur de pompes, la société FAPMO, et le Laboratoire de Mécanique de Lille.

Cette collaboration a eu comme cadre général la discrétion acoustique des pompes centrifuges, et a bénéficié d'une part du développement des techniques de mesures et d'analyses des fluctuations de pressions associées aux fonctionnements de ces machines avec l'implantation au laboratoire de la boucle d'essais SESAME ([15]) et d'autre part de la définition d'un programme expérimental mis en place par un groupe de travail de la SOCIETE HYDROTECHNIQUE DE FRANCE (S.H.F.) en vue d'accéder à une meilleure connaissance de l'influence de certains paramètres de tracés hydrauliques sur le comportement hydroacoustique des pompes centrifuges.

L'ensemble du travail a pris comme bases les résultats d'une modélisation proposée et développée il y a plus de vingt ans par SIMPSON, CLARK et WEIR ([22]), en vue de montrer les possibilités d'intégration de tels résultats dans la conception de pompes centrifuges pour lesquelles des objectifs de limitation du bruit hydraulique sont imposés par un cahier des charges.

Nous présentons en premier lieu (chapitre 1), une analyse aussi exhaustive que possible de l'abondante littérature relative aux bruits des pompes centrifuges, en insistant plus particulièrement sur les diverses corrélations globales permettant de "prédire" le bruit d'une machine donnée dans certaines conditions de fonctionnement et en montrant les diverses voies offertes par les moyens d'analyses numériques des écoulements internes à ces machines.

Nous montrons ensuite (chapitre 2) l'usage qui peut être fait en bureau d'études d'une formule globale de "prédiction" du bruit hydraulique au refoulement d'une pompe centrifuge. La formule retenue est celle par laquelle on réduit souvent ([17]) l'important travail de SIMPSON, CLARK et WEIR ([22]). L'introduction de diverses grandeurs adimensionnelles est effectuée dans cette formule globale, et une analyse de sensibilité de ces divers paramètres est proposée puis illustrée par les choix retenus pour le dimensionnement des trois machines du programme expérimental de la S.H.F.

Le chapitre 3 présente les moyens expérimentaux utilisés sur la boucle d'essais hydroacoustiques de pompes "SESAME" du Laboratoire de Mécanique de Lille, et les résultats de mesures des fluctuations de pressions à l'aspiration et au refoulement des trois machines du programme expérimental S.H.F. La confrontation des résultats des mesures au refoulement avec les prédictions de la formule globale de SIMPSON, CLARK et WEIR montre bien les limites d'utilisation de telles corrélations globales et justifie la nécessité de recourir à des analyses internes plus fines.

Le chapitre 4 est consacré à une présentation détaillée de l'approche proposée par SIMPSON, CLARK et WEIR pour accéder au calcul du niveau de fluctuations de pression en sortie de volute d'une pompe centrifuge. Ce modèle théorique développé est limité à une géométrie très simplifiée : écoulement bidimensionnel (machines de largeur constante), aubages (de roue, de diffuseur ou de volute) d'épaisseurs nulles et ayant la forme de spirales logarithmiques. Le calcul est décomposé en deux parties, d'une part un modèle sans prise en compte d'effets visqueux (instationnarité de circulations autour des profils) et d'autre part une prise en compte des sillages des aubages de roue.

Le chapitre 5, enfin, montre comment le modèle bidimensionnel décrit précédemment peut être utilisé pour une machine réelle : d'une part, une géométrie bidimensionnelle "équivalente" est définie, et d'autre part les résultats disponibles (issus de corrélations ou de mesures) relatifs à la hauteur interne et aux pertes dans la roue de la machine étudiée sont exploités pour définir des performances hydrauliques "moyennes" aussi satisfaisantes que possible. Cette procédure est utilisée pour les 3 machines du programme SHF. La comparaison des résultats fournis par le modèle avec les mesures de fluctuations de pression en sortie de volute s'avère assez satisfaisante, tant à la fréquence de passage des aubages qu'au double de cette fréquence, sur toute la plage de fonctionnement étudiée.

# Chapitre 1

## Bruits de pompes centrifuges

### 1. DIVERSES FORMES DE BRUITS

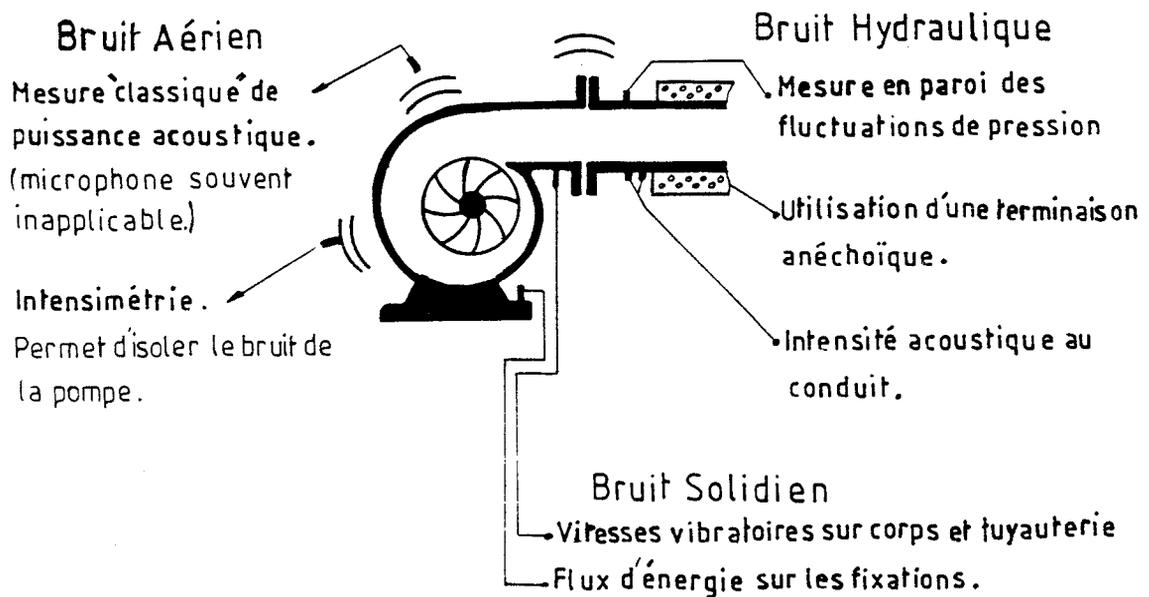


Figure 1 : Les différentes composantes de l'énergie acoustique produite par une pompe centrifuge [1]

Le bruit généré au voisinage d'une pompe centrifuge (pression acoustique) représente la superposition du bruit produit par son système d'entraînement mécanique, par le corps de pompe lui-même, par une partie des tuyauteries d'aspiration et de refoulement. La figure 1 extraite de la référence [1] illustre les différentes composantes de l'énergie acoustique produite par une pompe centrifuge. Les phénomènes vibratoires ont pour origine les mouvements relatifs des structures mécaniques et du fluide ainsi que ceux des structures mécaniques entre elles. L'énergie émise en un point se propage sous diverses formes d'ondes à travers les différents milieux et avec des efficacités très variables dues en particulier aux phénomènes d'atténuation et de réflexion [2] jusqu'à la surface externe (carters, volute, canalisations, fondations,...) en contact avec l'air d'où elle est finalement rayonnée en onde sonore.

L'étude du rayonnement acoustique d'un élément de structure mécanique demande la connaissance des trois informations suivantes :

- Distribution temporelle des forces excitatrices en tout point de la structure.
- Réponse de la structure aux excitations.
- Degré de rayonnement des surfaces en contact avec l'air.

Toute action de réduction du bruit tend à la fois à réduire les excitations et leurs transmissions. On peut distinguer dans les bruits émis par une pompe, les bruits d'origine mécanique et ceux d'origine hydraulique.

### 1.1 Bruits d'origine mécanique.

Les bruits d'origine mécanique sont essentiellement des sous-produits des vibrations basses fréquences des lignes d'arbres [3]. Les vibrations apparaissent à tous les régimes de fonctionnement, mais atteignent un maximum lorsqu'une fréquence excitatrice coïncide avec une fréquence propre du système tournant.

La cause la plus fréquente de ces vibrations est l'existence de balourds, mais des effets mécaniques associés à l'hydraulique interne de la pompe apparaissent également en particulier dans des régimes de fonctionnement éloignés des conditions nominales (fluctuations de poussées axiale et radiale et fluctuations de couple indiqué [4], [5]).

### 1.2. Bruits d'origine hydraulique.

Dans toutes les sections d'écoulement des machines hydrauliques et pour tous leurs points de fonctionnement, on relève des hétérogénéités [6] qui se manifestent par des oscillations de pression et de vitesse d'écoulement modifiant les efforts sur la machine. Ces hétérogénéités peuvent avoir les origines suivantes [7] :

- Dissymétries dans les écoulements à l'entrée et à la sortie de la pompe.
- Incidences de l'écoulement relatif au bord d'attaque des aubages de la roue, du diffuseur, du bec de volute...
- Nombres d'aubages des éléments fixes et tournants.
- Décollements des écoulements.
- Cavitation.
- Formation périodique de tourbillons associés à un cisaillement entre deux veines fluides.
- Uniformité de l'écoulement en sortie de roue (tourbillon potentiel).
- Ecoulements secondaires dans les canaux interaubes.
- Défauts de coaxialité entre parties fixes et parties mobiles.

Indépendamment de leur nature, les bruits hydrauliques peuvent être classés en fonction du processus qui leur donne naissance [8]. On distingue :

- Les mécanismes de génération à caractère plutôt aléatoire (turbulence, cavitation).
- Les mécanismes de génération à caractère plutôt périodique (vortex, pulsations de pression dues aux interactions entre parties mobiles et parties fixes de la machine).
- Les mécanismes d'amplification (résonance des volumes et des colonnes liquides excités par les mécanismes précédents, interactions avec les circuits d'aspiration et de refoulement).

### 1.2.1. Mécanismes de génération à caractère aléatoire.

- Le bruit de turbulence est un bruit large bande associé aux efforts au contact des parois dans les couches limites.
- Le bruit de cavitation est associé à la formation dans le liquide de cavités de vapeur lorsque la pression absolue en un point devient inférieure à la pression de vapeur saturante; ces bulles, entraînées vers les régions de plus haute pression, implosent avec émission d'énergie vibratoire ([9], [10]).

### 1.2.2. Mécanismes de génération à caractère périodique.

#### *a) Bruits associés aux décollements tourbillonnaires périodiques:*

Dans un liquide en mouvement relatif par rapport à un obstacle, des décollements alternés peuvent se produire et donner naissance à des tourbillons de KARMAN [11]. La fréquence d'émission de ces tourbillons est liée à la vitesse relative du fluide,  $V$ , par rapport à l'obstacle et à la dimension transversale de celui-ci,  $d$ , par la relation :

$$f_k = \frac{St V}{d} \quad (1)$$

avec St : nombre de STROUHAL de valeur de l'ordre de 0,2 dans la plupart des conditions expérimentales.

*b) Bruits associés au mouvement des organes mobiles.*

Les principales composantes périodiques associées à la rotation du rotor que l'on peut déceler dans le bruit aérien ou hydraulique sont les suivantes :

- La fréquence de rotation de l'arbre  $f_r$
- La fréquence double de rotation de l'arbre souvent associée à un défaut d'alignement [12].
- La fréquence de passage des aubes.
- La fréquence de coïncidence des aubes du rotor et du diffuseur, produit de la fréquence de rotation par les nombres d'aubes du diffuseur et de la roue divisé par le plus grand commun diviseur du nombre d'aubes de la roue et du nombre d'aubes du diffuseur [8].
- Les harmoniques des précédentes.

Ces mécanismes de génération de bruits sont liés à la transformation d'énergie mécanique en énergie hydraulique et sont dépendants d'une part des paramètres géométriques de la machine (tracé du rotor, de la volute, du diffuseur, nombres d'aubes, profils des aubes, nombres d'étages,...) et d'autre part des conditions de fonctionnement (vitesse de rotation, débit, NPSH, qualité de montage).

### 1.2.3. Mécanismes de renforcement.

Les fluctuations de pression se propagent dans le réseau de tuyauteries essentiellement sous forme d'ondes planes. Si le réseau contient des discontinuités, les ondes émises par les sources localisées subissent des réflexions qui se traduisent par des régimes stationnaires et peuvent donner lieu à des phénomènes de résonance importants. Ces mécanismes d'interactions entre la pompe étudiée et son circuit font l'objet de nombreux travaux ([13], [14]). L'approche par utilisation de matrices de transfert fait encore l'objet de développements en particulier pour la définition des matrices de certains éléments des circuits (pompes, singularités) qui présentent à la fois un caractère passif et actif (sources de bruit). Ces interactions doivent absolument être prises en compte lors des essais de caractérisation hydroacoustique des machines étudiées ([15], [16]) au même titre qu'un contrôle aussi précis que possible de leurs conditions de fonctionnement (températures, pressions, qualité d'eau...). Le constructeur de pompes centrifuges est de plus en plus confronté à la nécessité de fournir des machines aussi silencieuses que possible, et il doit donc disposer d'éléments d'aide à la conception lui permettant d'atteindre les objectifs demandés.

Deux méthodes d'approche sont envisageables :

- La première, développée au chapitre 3, consiste à utiliser un maximum de données expérimentales accessibles au bureau d'études (essais internes à l'entreprise ou résultats d'études statistiques publiés). On dispose alors de formules de prédiction globales pouvant être intégrées assez aisément dans une procédure d'avant-projet mais nécessitant une validation expérimentale.

- La seconde, développée au chapitre 4, consiste à modéliser beaucoup plus finement les écoulements internes à l'ensemble d'une machine, de façon à analyser avec plus de précision les mécanismes de génération de bruit et permettre de proposer des modifications éventuelles de la conception. De tels outils demandent des moyens de calculs beaucoup plus lourds compte tenu de la prise en compte des instationnarités d'écoulement, et leur validation fait encore l'objet de nombreux travaux de recherche.

## **2. FORMULATION GLOBALE DU BRUIT GENERE PAR UNE POMPE CENTRIFUGE**

De nombreux travaux, le plus souvent à caractère expérimental, ont abouti à l'établissement de relations simplifiées semi-empiriques permettant de déterminer les niveaux de bruits (hydraulique ou aérien) en fonction de divers paramètres géométriques, dans des conditions de fonctionnement le plus souvent associées au meilleur rendement. En ce qui concerne le bruit aérien, des statistiques sur de nombreux types de pompes conduisent à des relations pouvant se mettre sous l'une des deux formes générales suivantes :

*a) Niveau de bruit aérien ,  $L_{pa}$ , en pression acoustique mesurée à 1 mètre :*

$$L_{pa} = A + B \log ( N \cdot P/n_r ) \quad (2)$$

$L_{pa}$  : en dB (référence  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa)

$N$  : vitesse de rotation de la pompe (tr/min)

$P$  : puissance utile (en kW) de la pompe

$n_r$  : nombre d'étages de la machine

La figure 2, extraite de la référence [17], montre qu'une telle relation (avec  $A=37$  et  $B=10$ ) permet de représenter le niveau de bruit aérien de diverses pompes avec une bande de dispersion de l'ordre de  $\pm 6$  dB.

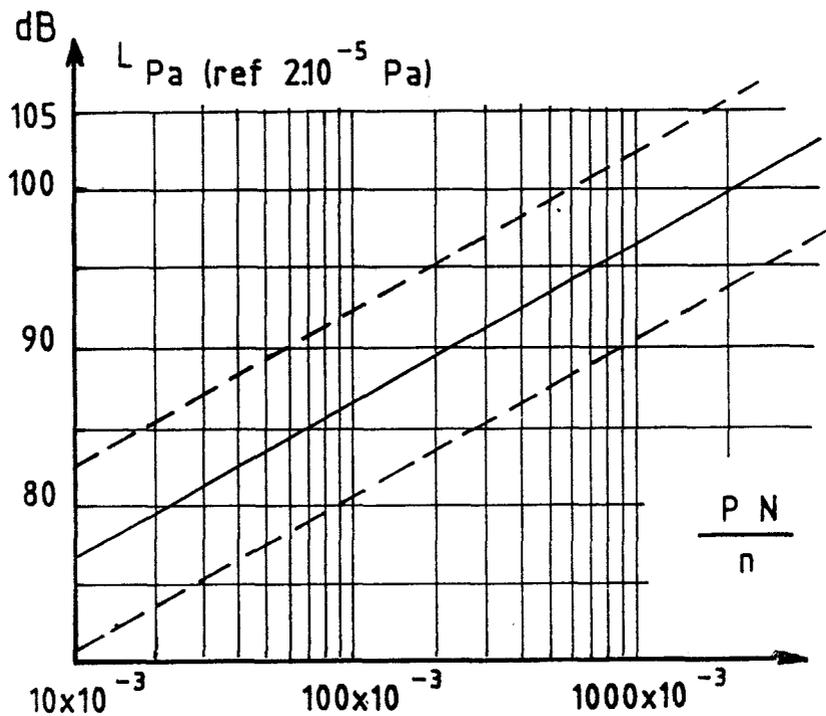


Figure 2 : Niveau de pression acoustique de pompes centrifuges [17]

Les travaux statistiques de SAXENA [18] sont utilisés par le VDI [19] et débouchent sur la formule globale suivante :

$$L_{pa} = 48 + 12,5 \log(P) + 3 \log(N) \quad (3)$$

b) Niveau de bruit aérien,  $L_{wa}$ , en puissance acoustique par bande d'octave [20] :

$$L_{wa} = C + D \log(P) \quad (4)$$

$L_{wa}$  en dB (référence  $10^{-12}$  W)

avec des constantes C et D qui varient selon les références :

$$C = 71 \text{ (référence [19]); } 75,7 \text{ (référence [21])}$$

$$C = K1 + 70 \text{ (référence [20]) avec } K1 \text{ constante dépendant de la bande d'octave}$$

$$D = 13,5 \text{ (référence [19]); } 10 \text{ (références [20] et [21])}$$

Les travaux de SAXENA [18], exploités par le VDI [19], sont utilisés de façon un peu différente :

$$Lwa = 77 + 44 \log(P) - 2 \log(N) \quad (5)$$

La figure 3, extraite de la référence [17], illustre les diverses expressions.

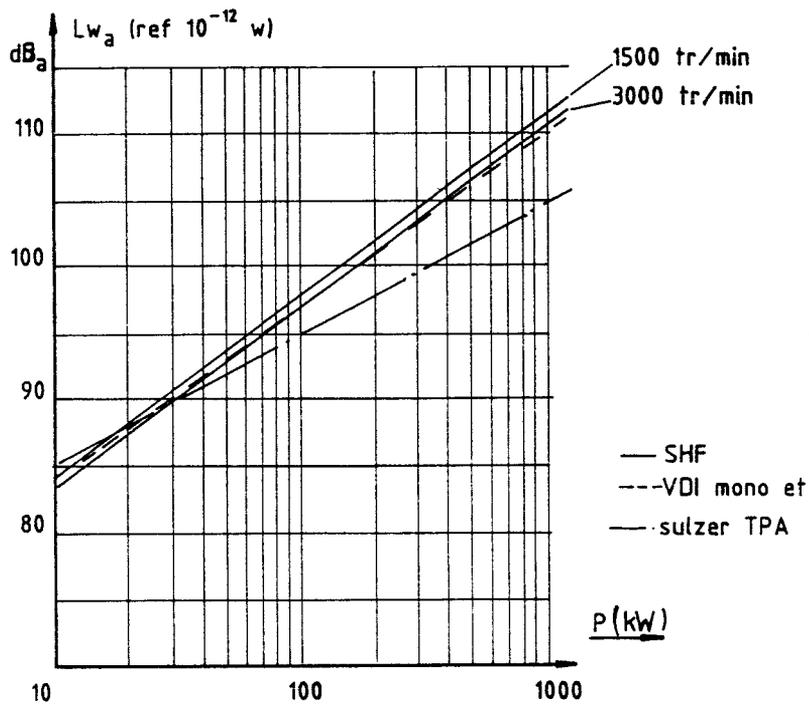


Figure 3 : Niveau de puissance acoustique de pompes centrifuges [3]

avec des constantes C et D qui varient selon les références :

$$C = 71 \text{ (référence [19]); } 75,7 \text{ (référence [21])}$$

$$C = K1 + 70 \text{ (référence [20]) avec } K1 \text{ constante dépendant de la bande d'octave}$$

$$D = 13,5 \text{ (référence [19]); } 10 \text{ (références [20] et [21])}$$

Les travaux de SAXENA [18], exploités par le VDI [19], sont utilisés de façon un peu différente :

$$Lwa = 77 + 44 \log(P) - 2 \log(N) \quad (5)$$

La figure 3, extraite de la référence [17], illustre les diverses expressions.

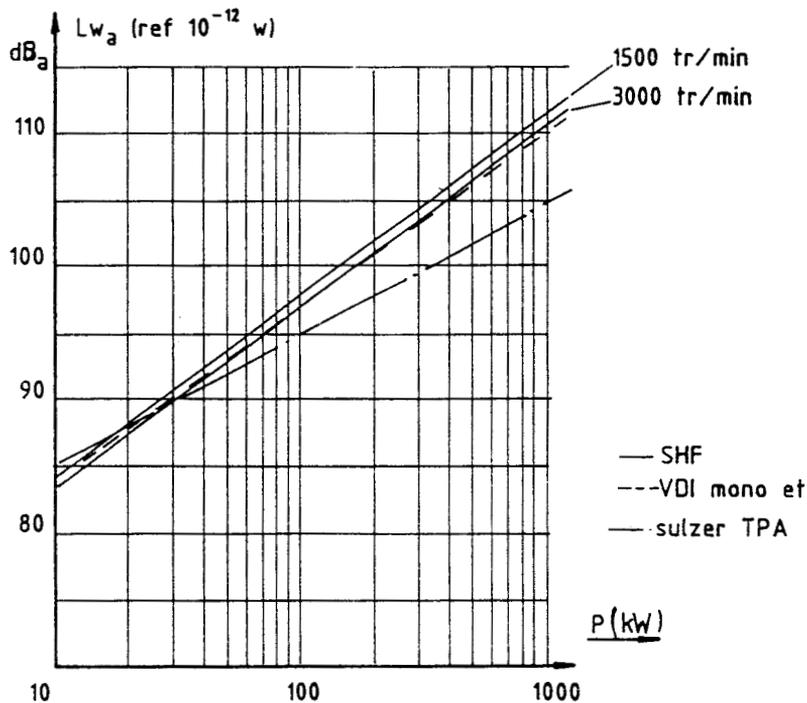


Figure 3 : Niveau de puissance acoustique de pompes centrifuges [3]

En ce qui concerne le niveau du bruit hydraulique,  $L_{ph}$ , il existe également diverses corrélations faisant apparaître diverses caractéristiques de fonctionnement des pompes ainsi que certaines données géométriques. On peut ainsi citer :

a) L'expression issue des travaux théoriques et expérimentaux de SIMPSON, CLARK et WEIR [22] que l'on peut écrire sous la forme suivante :

$$L_{ph} = - 26,96 + 20 \log \left( \frac{P}{\omega_s \cdot \omega \cdot D_2^2 \cdot b_2} \right) \quad (6)$$

$L_{ph}$  en dB (référence 1 Pa)

- $P$  : puissance hydraulique de la pompe (W)
- $\omega_s$  : coefficient adimensionnel de vitesse angulaire
- $\omega$  : vitesse angulaire de la pompe (rad/s)
- $D_2$  : diamètre extérieur de la roue (m)
- $b_2$  : largeur de la roue en sortie (m)

b) Les travaux de DEEPROSE et BOLTON [23] présentent un certain nombre de résultats statistiques relatifs au bruit hydraulique de pompes. La figure 4 montre la relation entre le niveau de bruit hydraulique global et la vitesse périphérique de la machine, dans les conditions optimales de fonctionnement. La figure 5 montre la grande dispersion qui apparaît en dehors du régime nominal. Enfin, la figure 6 propose une approche permettant d'estimer la répartition spectrale du bruit hydraulique.

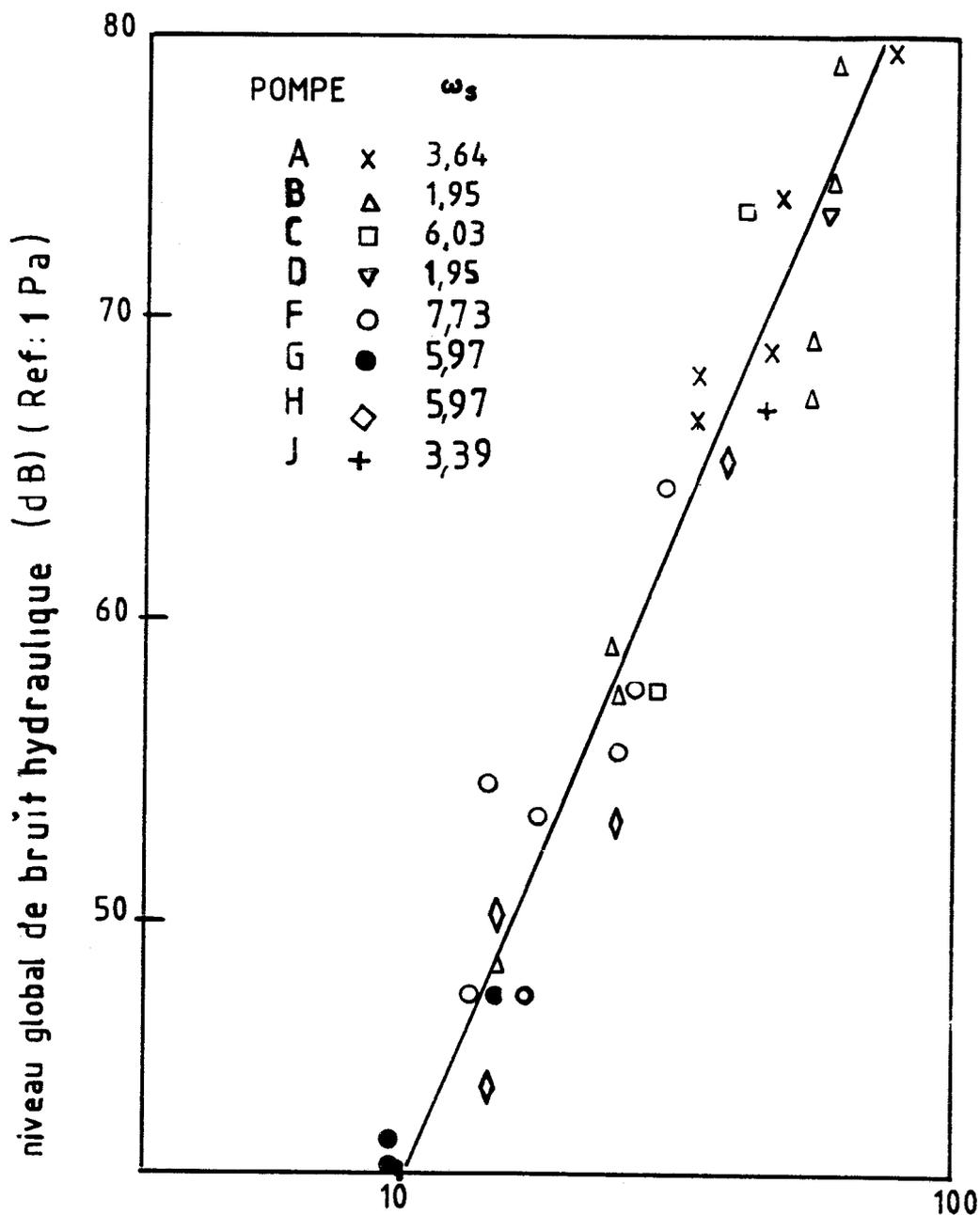


Figure 4 : Niveau global de bruit hydraulique en fonction de la vitesse périphérique du rotor [23]

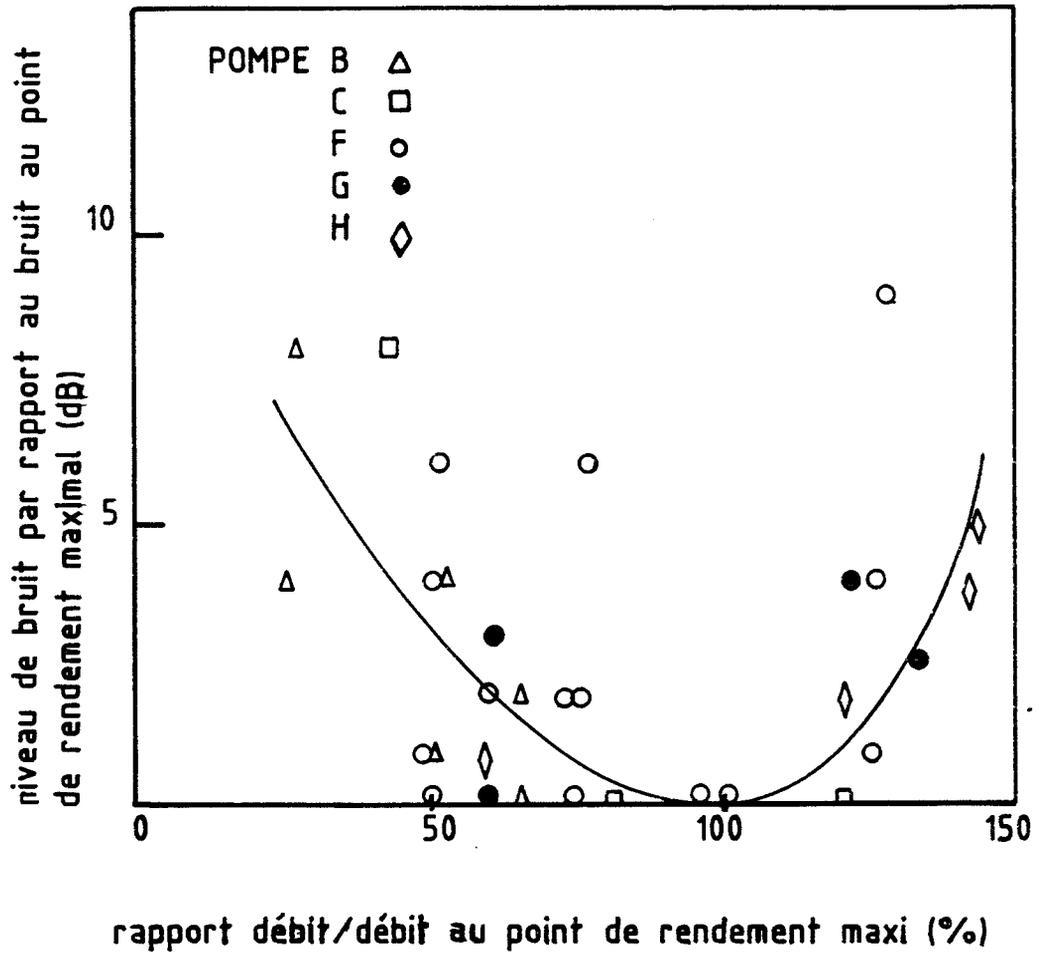


Figure 5 : Effet du débit sur le niveau de bruit global [23]

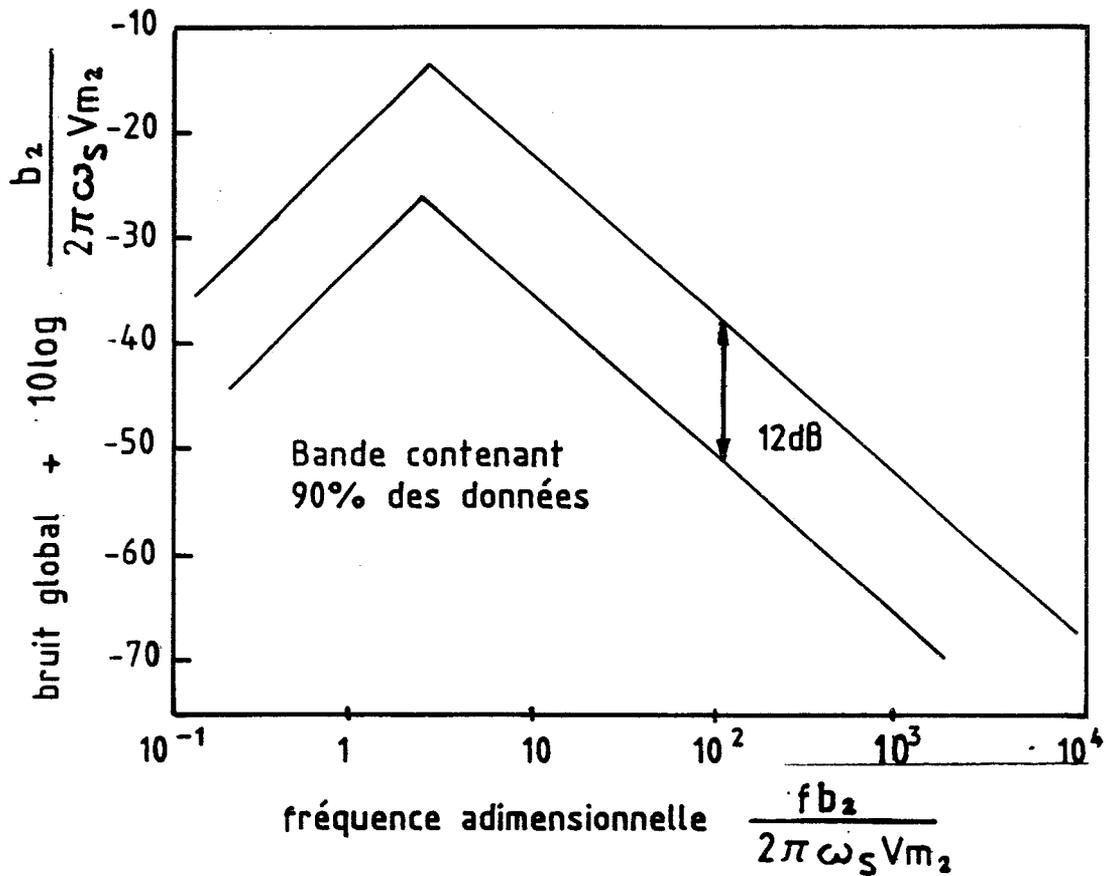


Figure 6 : Spectre de fréquence adimensionnelle pour les pompes centrifuges [23]

- f : fréquence
- $b_2$  : largeur en sortie de roue
- $V_{m_2}$  : vitesse méridienne en sortie
- $\omega_s$  : coefficient adimensionnel de vitesse angulaire

Ces diverses approches semi-empiriques montrent en général une dispersion importante qui peut être associée soit aux conditions de mesures (plus ou moins grande réverbération des circuits dans le cas de mesures de bruit hydraulique par exemple), soit à l'influence des paramètres de fonctionnement ou géométriques non pris en compte dans les corrélations. De tels résultats doivent être utilisés avec précautions et des études internes plus approfondies demeurent nécessaires.

### **3. ANALYSES DES ECOULEMENTS INTERNES.**

Les mécanismes de génération du bruit dans une pompe centrifuge sont actuellement assez bien connus mais leur modélisation demeure incomplète [24]. Les travaux de LIGHTILL ([25], [26]), CURLE [27] ont depuis longtemps permis de décrire les mécanismes de bruit associés à la turbulence en aérodynamique. Ces travaux ont pu être prolongés avec succès pour l'étude du bruit de machines axiales [28], mais leur utilisation aux pompes centrifuges semble limitée.

Le bruit hydraulique d'une pompe centrifuge est directement lié à la distribution des champs de pressions instationnaires dans la machine associée aux interactions entre la roue et les divers organes fixes (diffuseurs, volute,...). La modélisation complète de ces phénomènes tridimensionnels et instationnaires fait encore l'objet de nombreux développements.

Les premières tentatives d'approche de ces phénomènes instationnaires ont été effectuées sur des modèles bidimensionnels en fluide non visqueux, par utilisation des techniques de singularités (travaux de PRESTON [29] et COPLEY [30]). SIMPSON, CLARK et WEIR [22] ont ensuite prolongé cette approche bidimensionnelle par une prise en compte de l'effet des sillages visqueux des aubages de la roue; leurs travaux, détaillés et prolongés au chapitre 4, permettent de séparer la contribution, sur le bruit hydraulique au refoulement, des fluctuations de circulation (fluide non visqueux) et des sillages visqueux.

Dans les années 70, des travaux menés en collaboration par le CETIM et le LIMSI ont permis le développement de la méthode dite des "aubes passantes" [31], appliquée en 1975 à une modélisation bidimensionnelle d'un ensemble roue - volute de pompe centrifuge par une méthode de singularités [32]. Cette approche a également été utilisée par IMAICHI [33] et plus récemment par HUREAU [34], et par BOUET ([35],[36]). Ce dernier propose un couplage d'une méthode de singularités avec un calcul de couches limites. Des travaux visant à résoudre numériquement les équations d'EULER instationnaires en fluide incompressible dans un ensemble roue - volute sont également en cours de développement au CREMHYG [37].

Cette modélisation des écoulements instationnaires dans les pompes centrifuges et la relation avec la génération de bruit hydraulique fait par ailleurs l'objet de nombreux travaux expérimentaux utilisant des mesures de pressions instationnaires dans la roue et les parties fixes ([6], [38]) et des mesures de fluctuations de vitesses d'écoulement par vélocimétrie laser ou anémométrie à fils chauds.

## Chapitre 2

### Utilisation d'une formule globale de prédiction du bruit hydraulique par le concepteur

En avant-projet, le concepteur d'une pompe centrifuge dispose d'un certain nombre de corrélations globales issues soit de la littérature technique soit de sa propre documentation, qui lui permettent de choisir les dimensions principales des organes de la pompe en vue de l'adapter aux conditions requises par le cahier des charges.

Lorsque les conditions relatives au bruit hydraulique sont imposées, il est certain qu'il existe encore peu de corrélations globales bien étalonnées, en particulier pour tenir compte de phénomènes tels que les recirculations à débits partiels ou la cavitation.

Bon nombre de corrélations sont limitées aux régimes de fonctionnement proches de l'adaptation, et nous allons montrer l'utilisation qui peut être faite en bureau d'études d'une telle formule de corrélation.

Nous détaillons ici l'utilisation de la formule globale proposée par SIMPSON, CLARK & WEIR [22] dans la mesure où nous détaillerons également aux chapitres 4 et 5 une analyse plus fine des phénomènes proposée par ces mêmes auteurs.

D'autre part, cette formule globale est celle qui a été utilisée au sein du groupe de travail n° 5 de la S.H.F. pour définir les trois géométries utilisées dans le programme expérimental dont les résultats sont utilisés dans notre travail.

## Chapitre 2

Cette formule de SIMPSON & CLARK peut s'écrire sous la forme suivante :

$$L_{ph} = K_2 + 20 \log \left( \frac{\rho \cdot Q \cdot H_T}{\omega \omega_s D_2^2 b_2} \right) \quad (7)$$

- avec :
- $L_{ph}$  : niveau global de fluctuation de pression (en dB; référence 1 Pa)
  - $\rho$  : masse volumique du fluide ( $\text{kg/m}^3$ )
  - $Q$  : débit de la pompe ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
  - $H_T$  : Hauteur totale d'élévation (m)
  - $\omega$  : vitesse angulaire de rotation (rad/s)
  - $D_2$  : diamètre extérieur de la roue (m)
  - $b_2$  : largeur de sortie de roue (m)
  - $\omega_s$  : coefficient adimensionnel de vitesse angulaire
  - $\omega_s = \omega \sqrt{Q} / (g H_T)^{3/4}$
  - $K_2 = -7,12$

Pour une utilisation en avant projet, cette formule peut être transformée en tenant compte des relations suivantes :

$$g H_T = \eta_h g HI = \eta_h \frac{\omega D_2}{2} C_{u2}$$

$$Q = \eta_v QR = \eta_v \pi D_2 b_2 C_{m2}$$

- avec :
- $HI$  : hauteur interne (m)
  - $QR$  : débit traversant la roue ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
  - $C_{u2}$  : composante circonférentielle moyenne de la vitesse d'écoulement en sortie de roue (m/s)
  - $C_{m2}$  : composante méridienne moyenne de la vitesse d'écoulement en sortie de roue (m/s)
  - $\eta_h$  : rendement hydraulique ou manométrique
  - $\eta_v$  : rendement volumétrique
  - $g$  : accélération de la pesanteur ( $\text{m/s}^2$ )

## Chapitre 2

La formule (7) devient alors:

$$L_{ph} = K_3 + 20 \log \rho + 20 \log \left( \frac{\eta_h \eta_v}{\omega_s} \right) + 20 \log \left( \frac{C_{m2}}{u_2} \frac{C_{u2}}{u_2} \right) + 40 \log (\Lambda \omega_s) \quad (8)$$

$$+ 20 \log (g H_T)$$

avec  $\Lambda$  : coefficient adimensionnel de rayon

$$\Lambda = \frac{D_2}{2} \frac{(g H_T)^{1/4}}{(Q)^{1/2}}$$

$$K_3 = -23,03$$

Les paragraphes qui suivent proposent quelques commentaires liés à l'utilisation de cette expression (formule (8)) dans diverses situations de l'avant-projet.

### 1. INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION

Pour une pompe donnée, dans des conditions de fonctionnement en similitude, en admettant négligeables les effets liés à l'évolution du nombre de REYNOLDS, et en se plaçant hors cavitation, la formule précédente (formule 8) montre que le niveau de bruit hydraulique évolue alors en même temps que le terme  $20 \log (g H_T)$  ; le terme  $g H_T$  évolue proportionnellement au carré de la vitesse de rotation, ce qui signifie qu'un doublement de la vitesse de rotation doit se traduire par une augmentation du niveau de bruit hydraulique égale à 12 dB.

### 2. BRUIT HYDRAULIQUE DE POMPES DE CONCEPTION

#### CLASSIQUE

La définition des paramètres géométriques des pompes de "conception classique" est le plus souvent effectuée de façon à obtenir un rendement aussi élevé que possible dans les conditions nominales de fonctionnement .

## Chapitre 2

Bon nombre de corrélations permettent d'obtenir les évolutions des principaux paramètres de dimensionnement, en fonction du coefficient de vitesse angulaire  $\omega_s$ .

La figure 7 extraite de la référence [39], dont on peut également rapprocher le diagramme de CORDIER [40], ou d'autres corrélations telles que celle décrite dans l'ouvrage de STEPANOFF [4], est un exemple d'outil disponible en bureau d'études.

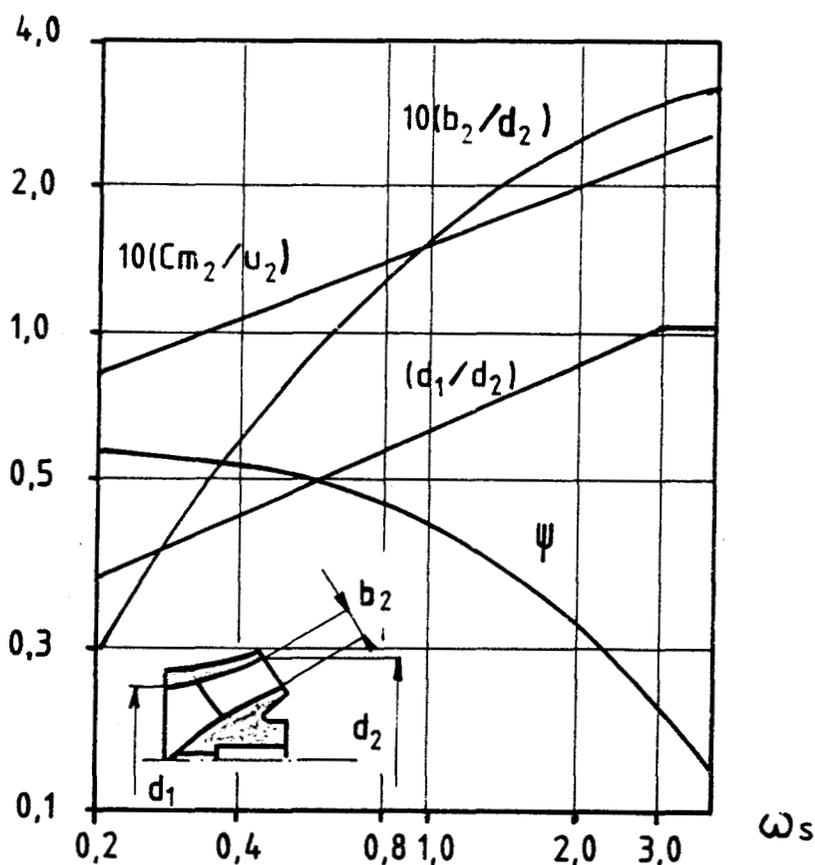


Figure 7 : Caractéristiques dimensionnelles des pompes en vue d'un bon rendement [39]

De même, il existe des courbes de prédiction des divers rendements en fonction de  $\omega_s$ , comme on peut par exemple le voir sur la figure 8 issue d'un travail effectué dans le cadre de la S.H.F [41], qui, utilisées conjointement à une formule de prédiction du rendement global en fonction de  $\omega_s$  (avec prise en compte des effets d'échelle), permettent d'accéder à de bonnes estimations des rendements  $\eta_v$  et  $\eta_h$ .

## Chapitre 2

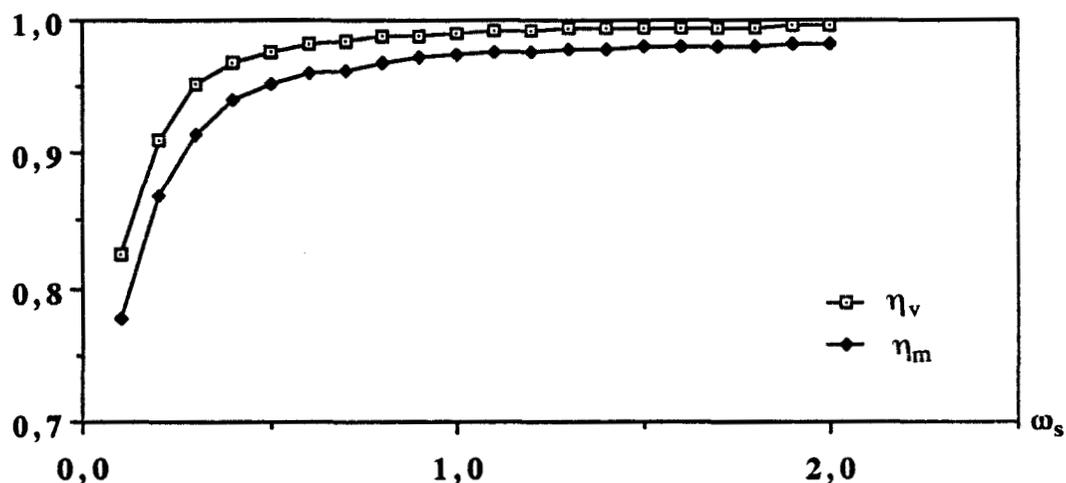


Figure 8 : Prédiction des rendements volumétriques  $\eta_v$  et mécanique  $\eta_m$  en fonction de  $\omega_s$

On peut ainsi calculer une évolution du niveau de bruit hydraulique en fonction de  $\omega_s$ , au terme  $20 \log (g H_T)$  près, comme le montre la figure 9.

On constate que le niveau de bruit hydraulique décroît lorsque  $\omega_s$  croît, jusqu'à atteindre un minimum pour une valeur de  $\omega_s$  voisine de 1,2.

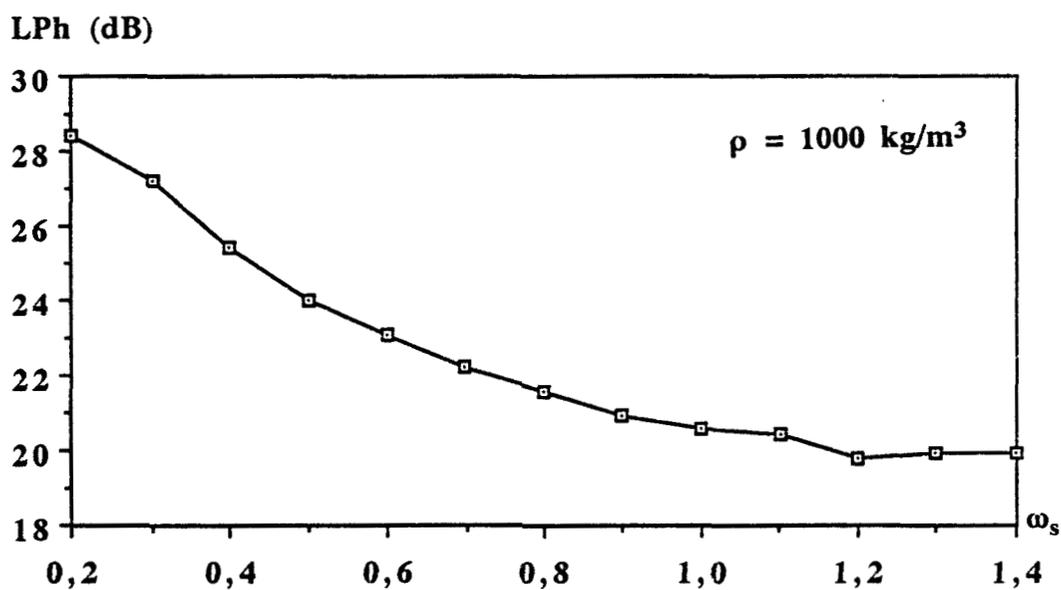


Figure 9 : Niveau RMS de fluctuations de pression au refoulement à la fréquence de passage des aubages (d'après l'expression (8)), en fonction de  $\omega_s$

## Chapitre 2

Il est clair que ce type d'analyse doit être manipulé avec précautions car les nombreux paramètres d'interactions entre parties fixes et parties mobiles de la pompe ne sont pas pris en compte.

### 3. RECHERCHE D'UNE POMPE "SILENCIEUSE" POUR DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DONNEES.

Le concepteur de pompe se trouve souvent confronté au problème de la définition d'une machine de coefficient de vitesse angulaire  $\omega_s$  imposé (  $Q$ ,  $H_T$  et  $\omega$  fixés ).

Si le critère de réduction du bruit hydraulique constitue un objectif contractuel important, il devient alors nécessaire, avant de chercher des artifices en jouant sur les paramètres géométriques d'interactions, de rechercher un compromis avec le critère de rendement.

La formule (7) peut alors être réécrite sous la forme suivante :

$$L_{ph} = 20 \log (\rho) + 20 \log \frac{\eta_h \eta_v}{\omega_s} + 20 \log (C_{m2} C_{u2}) - 23,03 \quad (9)$$

qui montre qu'il paraît possible de réduire le niveau de bruit hydraulique en s'efforçant à minimiser le produit  $C_{m2} C_{u2}$ , à condition toutefois de ne pas se pénaliser par des rendements  $\eta_v$  et  $\eta_h$  trop faibles.

Le produit  $C_{m2} C_{u2}$  peut s'écrire :

$$C_{m2} C_{u2} = \frac{K_4}{\eta_h \eta_v R_2^2 b_2} \quad \text{avec } K_4 = \frac{Q g H_T}{2 \pi \omega} \quad (10)$$

## Chapitre 2

On voit donc que la recherche d'un minimum de ce produit passe par des augmentations du rayon extérieur  $R_2$  et de la largeur en sortie  $b_2$  de la roue : une division par 2 du produit  $C_{m2} C_{u2}$  se traduit, d'après l'expression (9), par une diminution de 6 dB du niveau du bruit hydraulique.

Cette diminution s'accompagne de modifications du triangle des vitesses en sortie de roue comme l'illustre la figure 10. Les augmentations de  $R_2$  et  $b_2$  s'accompagnent d'une diminution de l'angle  $\beta_r$ , d'une augmentation de la longueur du canal inter-aubes et des pertes tant dans la roue que par frottements de disques. Un compromis entre le niveau de bruit hydraulique et le rendement énergétique doit donc être recherché.

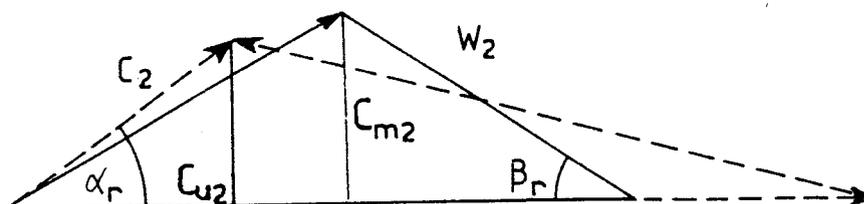


Figure 10 : triangle des vitesses d'une pompe standard (—) et d'une pompe silencieuse (-----)

D'autre part, les diminutions de  $\beta_r$  influent sur la forme de la courbe caractéristique (hauteur totale d'élévation-débit), conduisent à des difficultés plus importantes de réalisation de la roue, et à un poids et un prix de machine plus élevés (comme le montre la figure 11 extraite de la référence [17]).

## Chapitre 2

Enfin, l'augmentation des dimensions de la roue n'est pas sans incidence sur la conception de l'arbre de pompe et de la pivoterie associée.

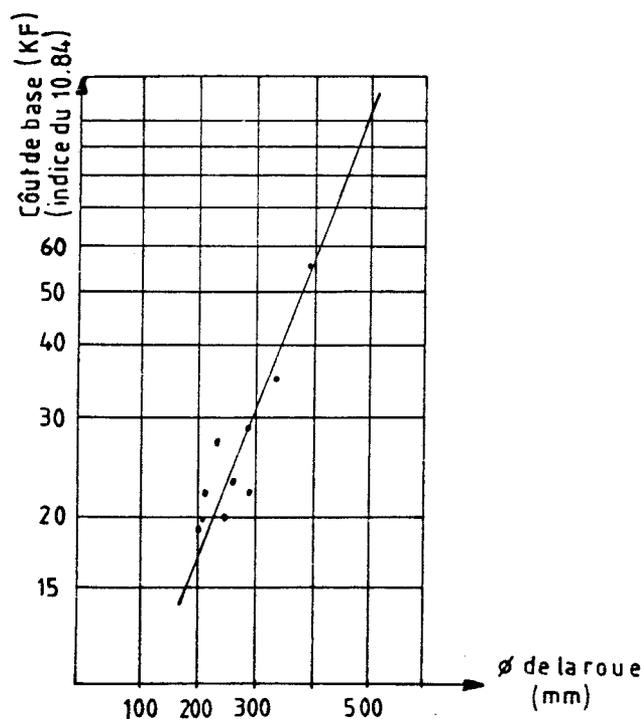


Figure 11 : Coût des pompes centrifuges [17]

#### 4. APPLICATION A LA DEFINITION D'UN PROGRAMME

##### EXPERIMENTAL D'ANALYSE DU BRUIT HYDRAULIQUE DE POMPES CENTRIFUGES.

En vue de valider l'approche globale décrite précédemment, issue des travaux de SIMPSON, CLARK et WEIR [22], un programme expérimental a été mis en place au sein du groupe de travail " HYDRAULIQUE ET BRUIT " de la Société Hydrotechnique de France.

Ce groupe de travail, réunissant des constructeurs ou utilisateurs de pompes, et des laboratoires (Laboratoire de Mécanique de Lille et CETIM), a défini trois pompes centrifuges ayant :

## Chapitre 2

- a) des caractéristiques de fonctionnement nominales identiques pour le tracé de la roue :  $Q_N = 495 \text{ m}^3/\text{h}$  ;  $H_{IN} = 32,8 \text{ m}$  ;  $N = 1330 \text{ tr/min}$
- b) une entrée de roue identique
- c) des caractéristiques de tracé différentes en sortie de roue
- d) des volutes définies selon la même méthode de tracé et pour le même point nominal de fonctionnement
- e) un raccordement à une même tuyauterie de sortie.

L'une des machines ( dite A0) correspond à des caractéristiques de tracé conventionnelles ; les deux autres machines (dites A2 et C0) sont caractérisées par un diamètre de sortie de roue identique, plus grand que celui de la roue A0, et par des largeurs de sortie plus ou moins importantes.

Le tableau 1 résume les principales constantes de tracé, ainsi que les niveaux de bruit hydraulique prévus par utilisation de l'expression (7).

On peut noter que les triangles de vitesses théoriques en sortie de roue présentent les caractéristiques suivantes :

- \* même vitesse absolue pour les roues A0 et C0
- \* même composante circonférentielle pour les roues A2 et C0
- \* même composante radiale pour les roues A0 et A2.

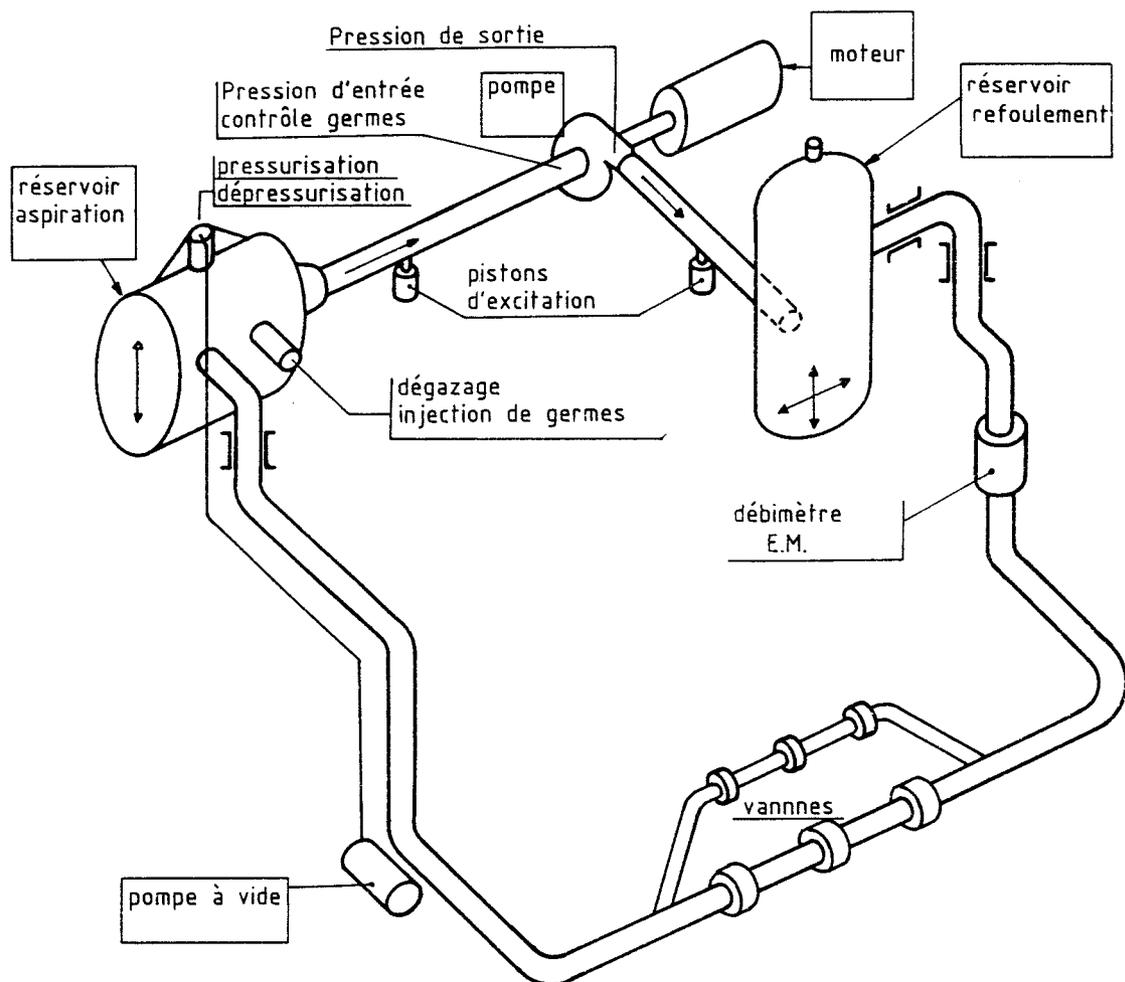
La roue A2 est donc la roue la plus silencieuse si on fait référence à la formule (7), en ne tenant pas compte des variations prévisibles des rendements : on peut en effet constater sur le diagramme de CORDIER (référence [40]) que la roue A0 correspond bien à un tracé conventionnel, avec un critère de rendement optimal, alors que les roues A2 et C0 sont sensiblement éloignées de la courbe de CORDIER et des rendements plus faibles sont prévisibles.

TABLEAU 1

Référence de la pompe	AO	A2	CO
Vitesse	1330	1330	1330
Débit nominal de tracé (m <sup>3</sup> /h)	495	495	495
Hauteur interne nominale HIN (m)	32.8	32.8	32.8
Diamètre d'entrée de roue (mm)	200	200	200
Diamètre en sortie de roue (mm)	352	445	445
Largeur en sortie de roue (mm)	43.6	33.8	11.6
Angle de l'aubage en sortie (°)	22.5	11.5	28.5
Nombre d'aubes	7	7	7
Vitesse absolue de l'écoulement en sortie de roue (m/s)	12.5	9.7	12.5
Composante tangentielle de la vitesse absolue de l'écoulement en sortie de roue (m/s)	12.15	9.3	9.3
Composante radiale de la vitesse de l'écoulement en sortie de roue (m/s)	2.9	2.9	8.4
$C_{m2}$ $C_{u2}$ (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	35.23	26.97	78,12
Niveau RMS des fluctuations de pression à la fréquence de passage des aubes, en sortie de roue, d'après la formule de SIMPSON et CLARK (dB ; référence = 1 Pa)	71,8	69,9	79,2

## Chapitre 3

### Bruit hydraulique des pompes A0, A2 et C0 : résultats expérimentaux.



**Figure 12 : Boucle " SESAME "**

Les trois machines définies précédemment dans le cadre d'un groupe de travail de la Société Hydrotechnique de France, ont été essayées sur la boucle d'essais SESAME du Laboratoire de Mécanique de Lille. Le tableau 1 du chapitre 2 précise les principales caractéristiques géométriques des trois roues A0, A2 et C0. Chacune de ces roues présente le même oeuillard, et débite dans une volute adaptée à sa géométrie ; ces trois volutes ont été définies avec une même philosophie de tracé. Les résultats d'essais présentés ici ont été obtenus avec des machines pour lesquelles le jeu relatif entre la sortie de roue et le bec de volute a une même valeur égale à 3 %.

### **1. DESCRIPTION DE LA BOUCLE D'ESSAIS SESAME.**

Cette boucle d'essais schématisée sur la figure 12 a été conçue plus particulièrement en vue d'étudier le comportement hydroacoustique et vibratoire de pompes.

Outre les mesures classiques des performances hydrauliques moyennes, l'installation est bien adaptée à la mesure et à l'analyse des fluctuations de pression (en particulier dans les conduites rectilignes d'aspiration et de refoulement) en vue d'accéder à une caractérisation hydroacoustique des machines (intensimétrie hydraulique, matrices de transfert, sources de bruits, ....)

A cette fin, deux conduites rectilignes d'assez grandes longueurs (de l'ordre de 5 à 6 mètres) sont placées à l'aspiration et au refoulement de la pompe. Deux réservoirs de volumes importants (4 et 2,2 m<sup>3</sup>) isolent la zone d'essais des autres sources hydroacoustiques du circuit que sont les singularités et les vannes de réglage du débit. La détente dans ces vannes à faible bruit (de type Monovar) est étagée (3 étages; deux circuits de trois vannes en parallèle) de façon à pouvoir y éviter l'apparition de la cavitation.

L'instrumentation de la boucle d'essais comprend :

- Un tachymètre Brüel & Kjaer type 4913 et une cellule photoélectrique délivrant une impulsion par tour de l'arbre, permettant ainsi de connaître la vitesse de rotation de la roue et de fournir un top-tour en vue d'effectuer par exemple des moyennes synchrones sur certains signaux.
- Un couplemètre HBM (T 30 FN) fournissant la mesure du couple sur l'arbre de la pompe (valeurs moyennes et fluctuantes).
- Un capteur ROSEMOUNT AISIDP6E22 affichant par l'intermédiaire d'un conditionneur la pression absolue à l'aspiration.
- Un capteur différentiel ROSEMOUNT AISIDP6E22, connecté avec les prises de pression à l'aspiration et au refoulement, permettant d'accéder à la hauteur totale d'élévation de la pompe.
- Une jauge thermique située sur le réservoir d'aspiration mesure la température de l'eau.
- Un débitmètre électromagnétique ENDRESS & HAUSER, relié à une centrale d'acquisition, pilotée par un ordinateur HP 86A, mesure le débit de la pompe.

On accède ainsi aux évolutions de la puissance sur l'arbre, de la hauteur totale d'élévation, du rendement global en fonction du débit, ainsi qu'à un contrôle du NPSH.

## **2. CARACTERISTIQUES MOYENNES DES POMPES A0, A2 ET C0.**

Les figures A.1.1, A.1.2 et A.1.3 de l'annexe 1 montrent respectivement les évolutions, en fonction du débit, pour une vitesse de rotation égale à 1330 tr/min, de la hauteur totale d'élévation, de la puissance sur l'arbre et du rendement global des trois machines.

Le tableau 2 ci-après précise la position du point de rendement global maximal  $Q_0$  par référence au débit nominal de tracé  $Q_N$ . Le décalage du rapport  $Q_0/Q_N$  vers les faibles débits pour les roues A2 et surtout C0 peut sans doute être attribué à une mauvaise prise en compte des pertes au niveau du tracé des volutes pour ces machines non conventionnelles.

Ces performances ont également été utilisées pour accéder à l'évolution de la hauteur interne HI en fonction du débit traversant la roue QR en procédant de la manière suivante :

- calcul de la puissance interne PI à partir de la puissance sur l'arbre diminuée d'une estimation des frottements externes (paliers, garnitures) et des frottements de disques ([42]).
- Calcul du débit traversant la roue QR à partir du débit mesuré Q augmenté du débit de fuite externe (mesuré) et d'une estimation du débit de fuite interne (travaux de VIANO [43]).

Nous obtenons alors la hauteur interne:  $HI = PI / (\rho g QR)$ .

La superposition des trois courbes obtenues est représentée sur la figure A.1.4 de l'annexe 1.

La figure 13 ci-dessous représente ces résultats sous forme adimensionnelle. On voit ainsi que les pompes A0 et C0 présentent une hauteur interne au débit nominal légèrement inférieure à la valeur souhaitée, au contraire de la pompe A2 qui présente une valeur très supérieure à celle souhaitée (ce qui peut être expliqué par un écart de l'ordre de  $1^\circ$  sur la valeur de l'angle  $\beta_r$  des aubages en sortie de roue par rapport à la valeur du dessin).

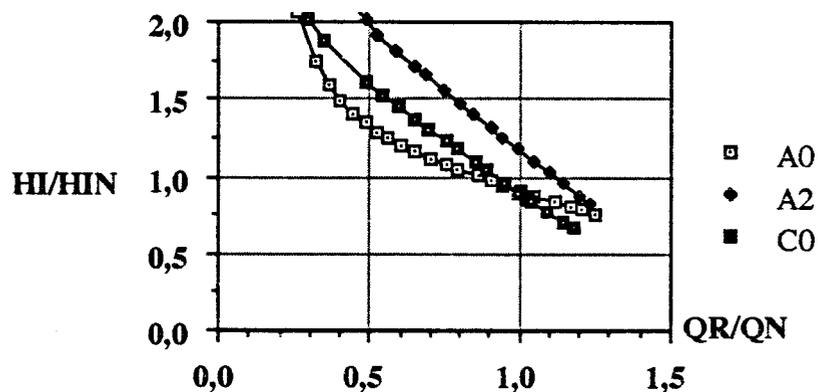


Figure 13

La recirculation d'entrée a pu être détectée de diverses façons :

- d'une part en visualisant les écoulements en entrée de roue grâce aux deux hublots disposés sur le cône d'entrée (un hublot permet l'éclairage stroboscopique, l'autre est utilisé pour l'observation). Les visualisations ont été effectuées grâce d'une part à des fils collés sur les aubages et d'autre part en cavitation commençante.
- d'autre part en analysant l'évolution, en fonction du débit, de la pression sur la bride d'entrée de la machine (figures A.1.6 (a,b et c) de l'annexe 1).

Ces diverses mesures indiquent une valeur du débit critique de recirculation en entrée sensiblement identique pour chacune des machines, ce qui est cohérent avec la procédure de tracé utilisée. Le tableau 2 précise la valeur du débit critique QK. Cette valeur est également confirmée (pour la pompe A0) par la remontée de la courbe de NPSH requis (à 1% de chute de hauteur) au débit correspondant, comme on peut le voir sur la figure A.1.5 de l'annexe 1.

Référence	A0	A2	C0
QO/QN	0,96	0,92	0,85
QK/QN	0,54	0,54	0,54

TABLEAU 2.

Une exploitation systématique des mesures de pression moyenne en douze points (2 x 6) situés en sortie de roue a permis, outre les informations sur l'équilibre des volutes, de déterminer une pression moyenne en sortie de roue et d'accéder ainsi à la possibilité de séparer les pertes dans la roue et les pertes dans la volute. Les courbes obtenues pour chacune des trois machines se trouvent en annexe 1 (figure A.1.7 (a.1, a.2, b.1, b.2, c.1, c.2)). Les débits pour lesquels les pertes dans la volute sont minimales sont respectivement égaux à :

- QN pour la roue A0.
- 1,09 QN pour la roue A2.
- 0,97 QN pour la roue C0.

**3. ANALYSE DES FLUCTUATIONS DE PRESSION**

La figure 14 ci-dessous indique la disposition utilisée lors de ces mesures de fluctuations de pressions.

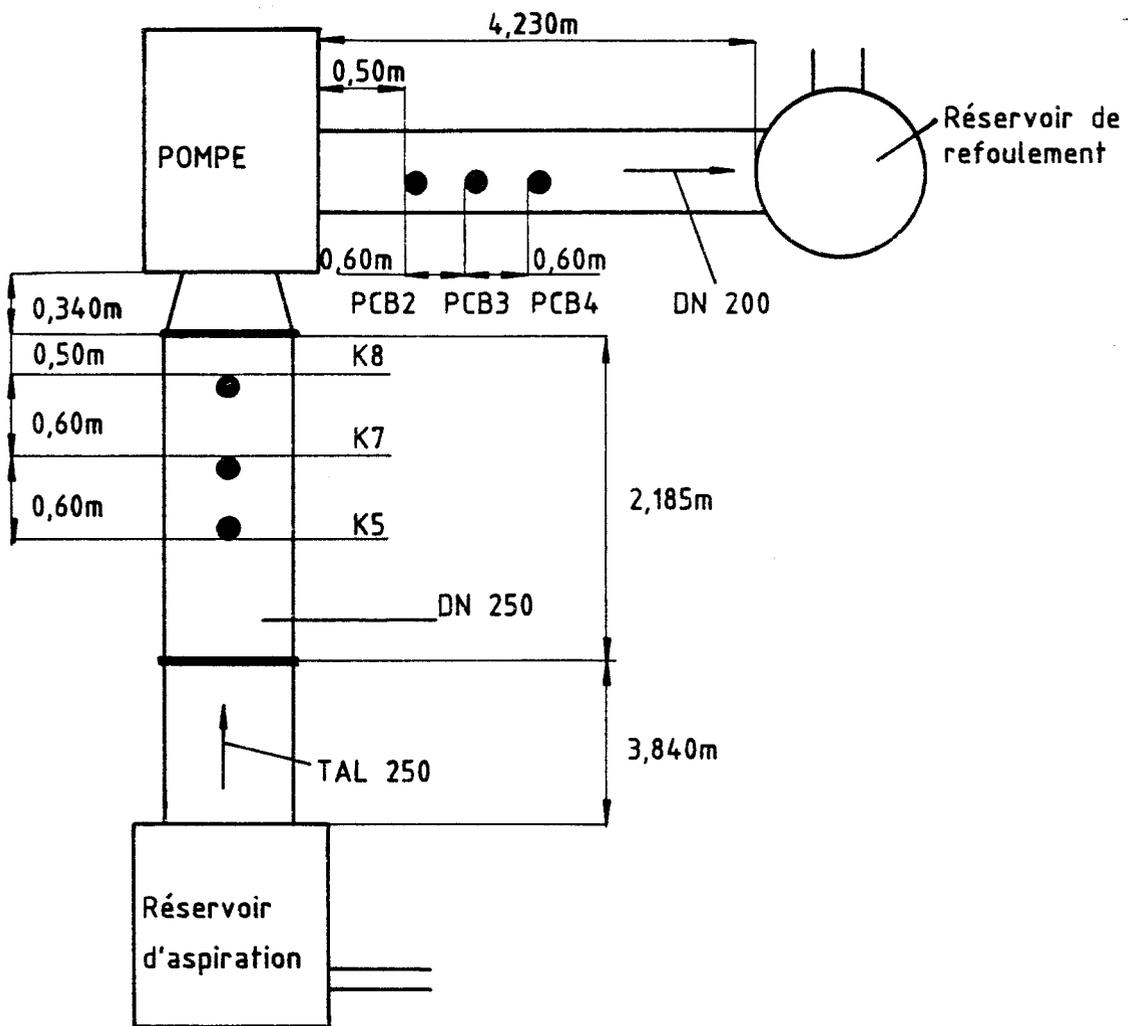


Figure 14.

Il faut noter qu'une terminaison anéchoïque pour liquide (TAL) a été utilisée à l'aspiration, et que la conduite de refoulement a été prolongée, dans le réservoir de refoulement, d'une conduite en PVC permettant d'obtenir une réduction de la réverbération du circuit de refoulement.

L'analyse des fluctuations de pression dans les conduites a été faite en utilisant 3 capteurs de pression sur chaque tuyauterie, en vue des mesures de célérité et d'intensité hydraulique. Les capteurs utilisés sont des capteurs KISTLER (701 A) à l'aspiration, et des capteurs PCB au refoulement.

En outre, chaque corps de pompe était muni des capteurs suivants :

- 1 capteur KISTLER sur la bride d'entrée (K12).
- 6 capteurs KISTLER en diverses positions de la volute (voir figure 15).
- 1 capteur KISTLER sur le cône de sortie de la volute (K11).

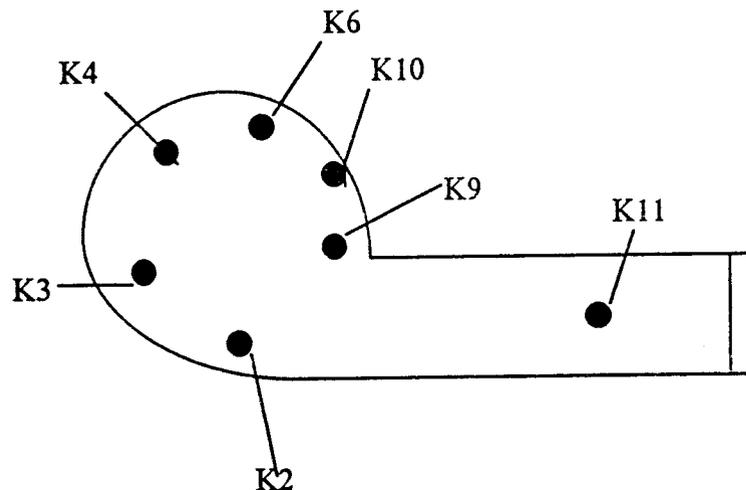


Figure 15

Ces diverses grandeurs fluctuantes ont été enregistrées par l'intermédiaire d'une centrale d'acquisition DIFA (8 voies de mesures simultanées) reliée à un ordinateur HP 360 et pilotée par un logiciel de traitement de signal LMS. Les données brutes sont disponibles, pour chaque point de mesure, sous les formes suivantes :

- Enregistrements temporels (8192 échantillons) sur une durée de 2,049 s :
  - a/ top-tour; PCB2; PCB3; PCB4; K8; K7; K5; K12.
  - b/ top tour; K11; K2; K3; K4; K6; K10; K9.
- Spectres de puissance sur 0-500 Hz : K12; K11; K2; K3; K4; K6; K10; K9.
- Spectres de puissance et interspectres sur 0-500 Hz : K7; PCB3; K12; K5; K8; PCB2; PCB4; K11.

Les points de mesure enregistrés correspondent à des essais à 1330 tr/min et aux débits suivants :

- 550 m<sup>3</sup>/h (sauf pour la pompe C0)
- 520 m<sup>3</sup>/h; 495 m<sup>3</sup>/h; 350 m<sup>3</sup>/h; 285 m<sup>3</sup>/h; 260 m<sup>3</sup>/h; 160 m<sup>3</sup>/h.

### 3.1. Comparaisons des niveaux RMS des fluctuations mesurées sur un capteur de la conduite d'aspiration (K7) et sur un capteur de la conduite de refoulement (PCB3).

L'annexe 2 (K7) et l'annexe 3 (PCB3) montrent les évolutions des valeurs RMS sur ces deux capteurs dans la gamme 0-400 Hz, aux différents débits étudiés. L'observation de ces spectres fait apparaître (même dans la représentation en dB utilisée) des raies qui émergent nettement du bruit de fond (en particulier les raies à la fréquence de passage des aubes et à deux fois cette fréquence de passage des aubes qui émergent de près de 40 dB du bruit de fond). Le bruit de fond décroît lorsque la fréquence augmente; il faut toutefois remarquer une remontée assez importante de ce bruit de fond dans certains domaines de fréquences lorsqu'on fait fonctionner les pompes à débits partiels. Cela est probablement en relation avec les caractéristiques propres du circuit.

L'analyse qui suit, compte tenu de l'objectif initial, est limitée aux deux fréquences déjà signalées :

- fréquence de passage des aubes ( $f_{pa}$ ).
- double de cette fréquence ( $2f_{pa}$ ).

Les figures 16a et 16b montrent les résultats bruts à ces deux fréquences. Compte-tenu des performances hydrauliques différentes pour les trois machines, il peut être intéressant de présenter ces résultats sous forme adimensionnelle. Divers modes de présentation sont utilisés dans les figures 17 à 20 ; sur chaque figure, 3 modes de représentation apparaissent:

- a/ En ordonnée la valeur RMS des fluctuations à la fréquence étudiée divisée par  $\rho g HI$  ( $HI$  = hauteur interne); en abscisse le rapport  $QR/QN$  ( $QR$  = débit traversant la roue).
- b/ En ordonnée la valeur RMS des fluctuations à la fréquence étudiée est divisée par  $\rho g HT$  ( $HT$  = hauteur totale d'élévation); en abscisse le rapport  $Q/QO$  ( $Q$  = débit de la pompe ;  $QO$  = débit au point de rendement maximal de la pompe étudiée).
- c/ En ordonnée la valeur RMS des fluctuations à la fréquence étudiée divisée par  $\rho g HTO$  ( $HTO$  = Hauteur totale au point de rendement maximal); en abscisse le rapport  $Q/QO$ .

L'observation des figures 17 et 18 (analyses à la fréquence de passage des aubes) montre :

- A l'aspiration des évolutions très voisines pour les roues A2 et C0; des niveaux pour la roue A0 plus élevés tant aux grands débits (débits relatifs plus grands que 1) qu'aux débits partiels.
- Au refoulement des niveaux également plus élevés pour la roue A0 aux débits relatifs supérieurs à 1 et des niveaux assez voisins pour les trois roues aux débits partiels.

L'observation des figures 19 et 20 (analyses à la fréquence 2fpa) montre :

- Au refoulement, des niveaux beaucoup plus importants pour la roue A2; pour cette machine, les niveaux à cette fréquence sont plus élevés que ceux à la fréquence de passage des aubes.
- A l'aspiration des niveaux plus élevés pour la roue A0, avec toutefois des valeurs plus faibles qu'à la fréquence de passage de aubes.

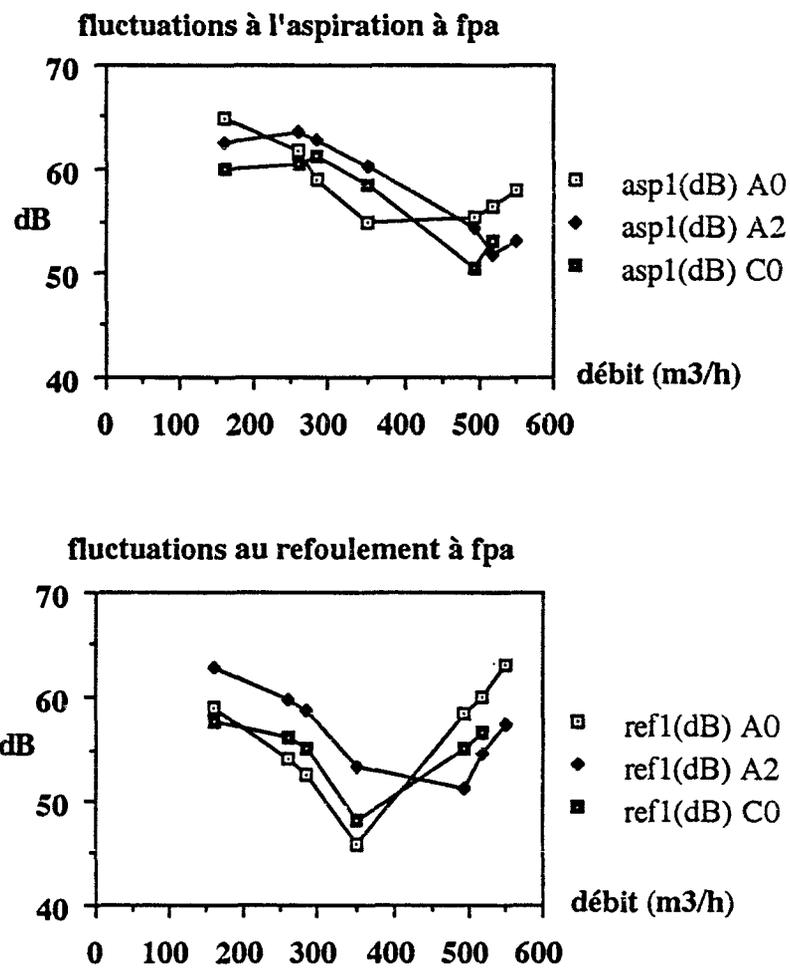


Figure 16a : Evolutions, en fonction du débit, du niveau RMS (en dB) des fluctuations de pression à l'aspiration et au refoulement, à la fréquence de passage des aubes (fpa).

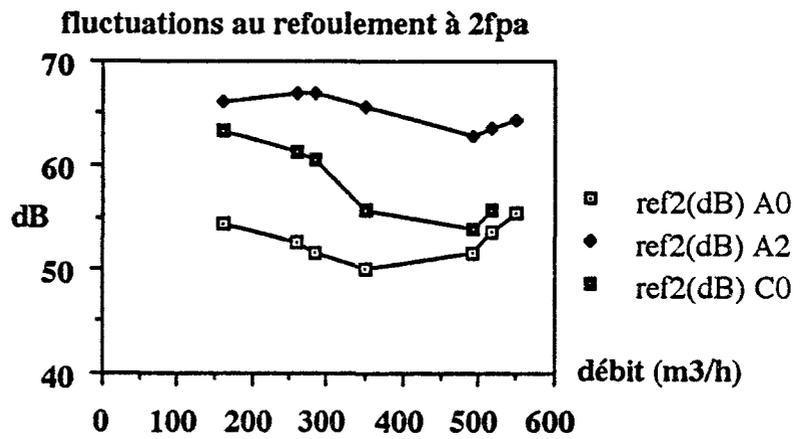
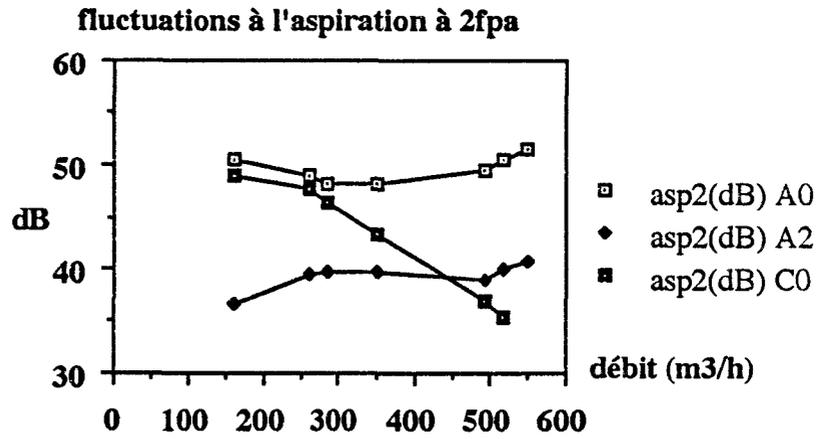


Figure 16b : Evolutions, en fonction du débit, du niveau RMS (en dB) des fluctuations de pression à l'aspiration et au refoulement, au double de la fréquence de passage des aubes (2fpa).

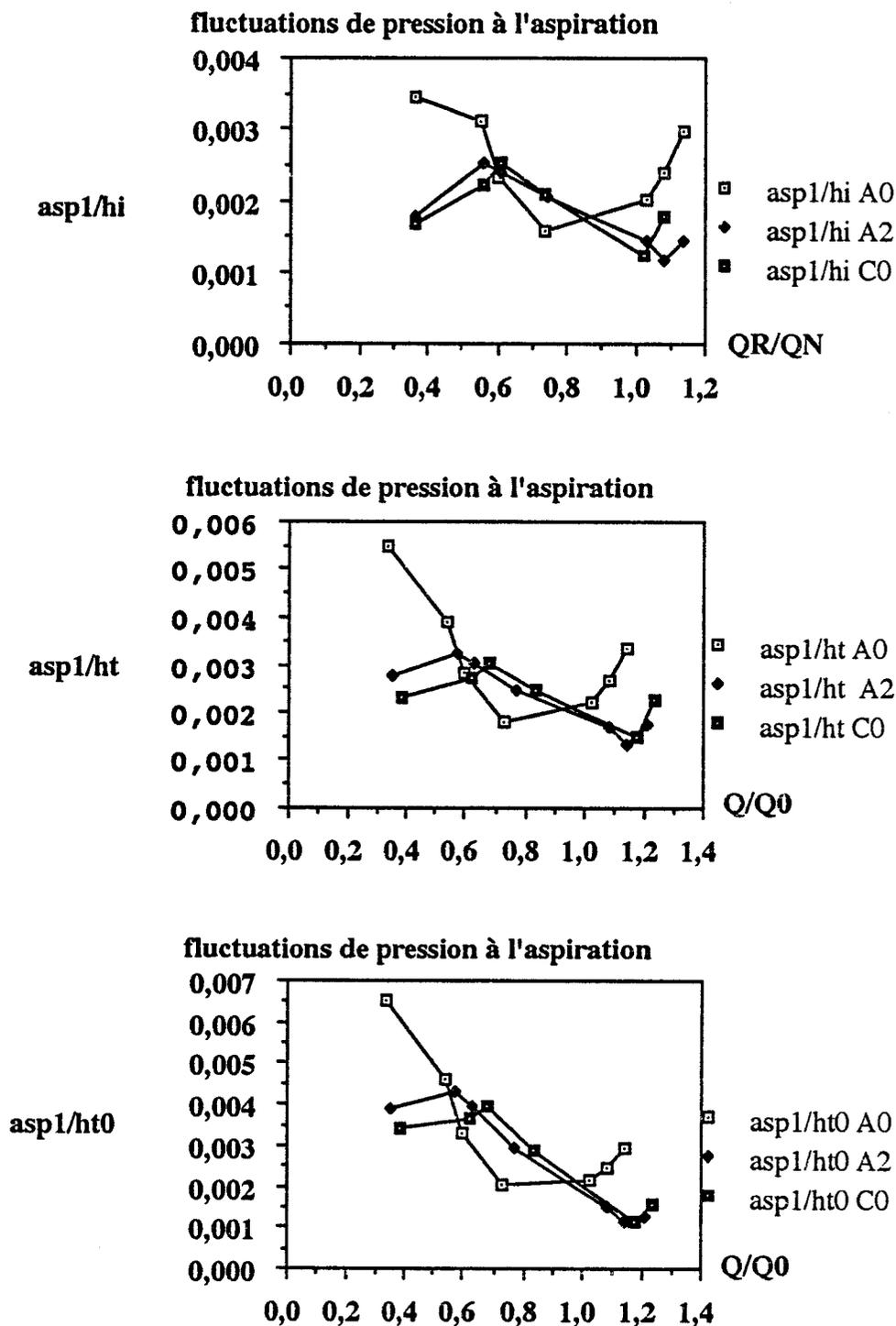


Figure 17: Fluctuations de pression à l'aspiration (fréquence de passage des aubes)

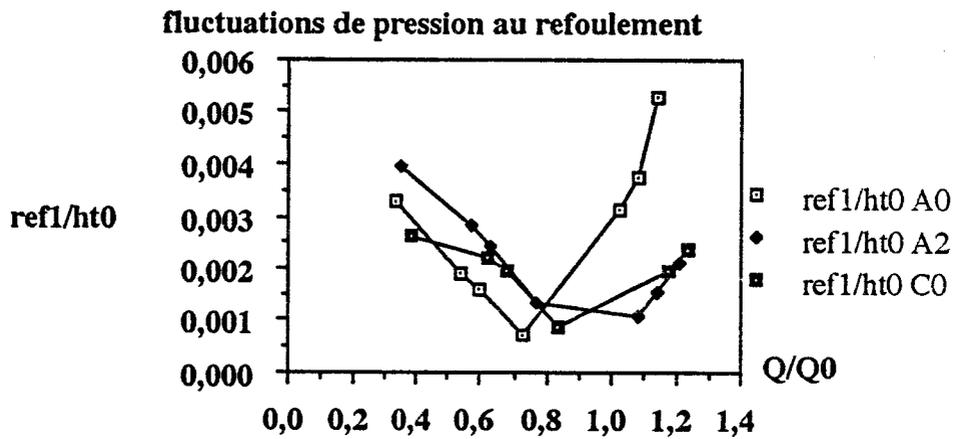
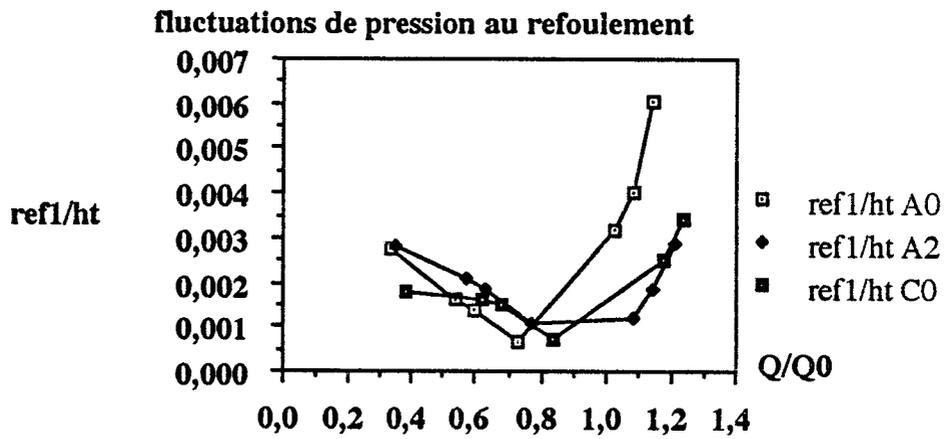
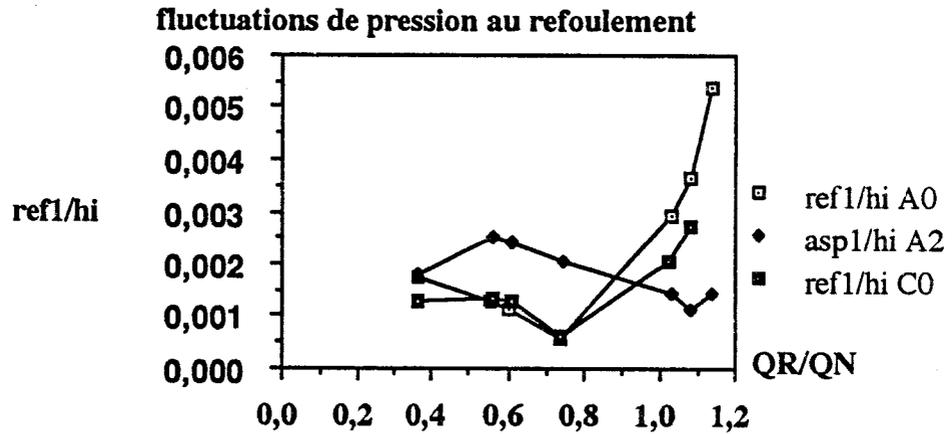


Figure 18 : Fluctuations de pression au refoulement (fréquence de passage des aubes)

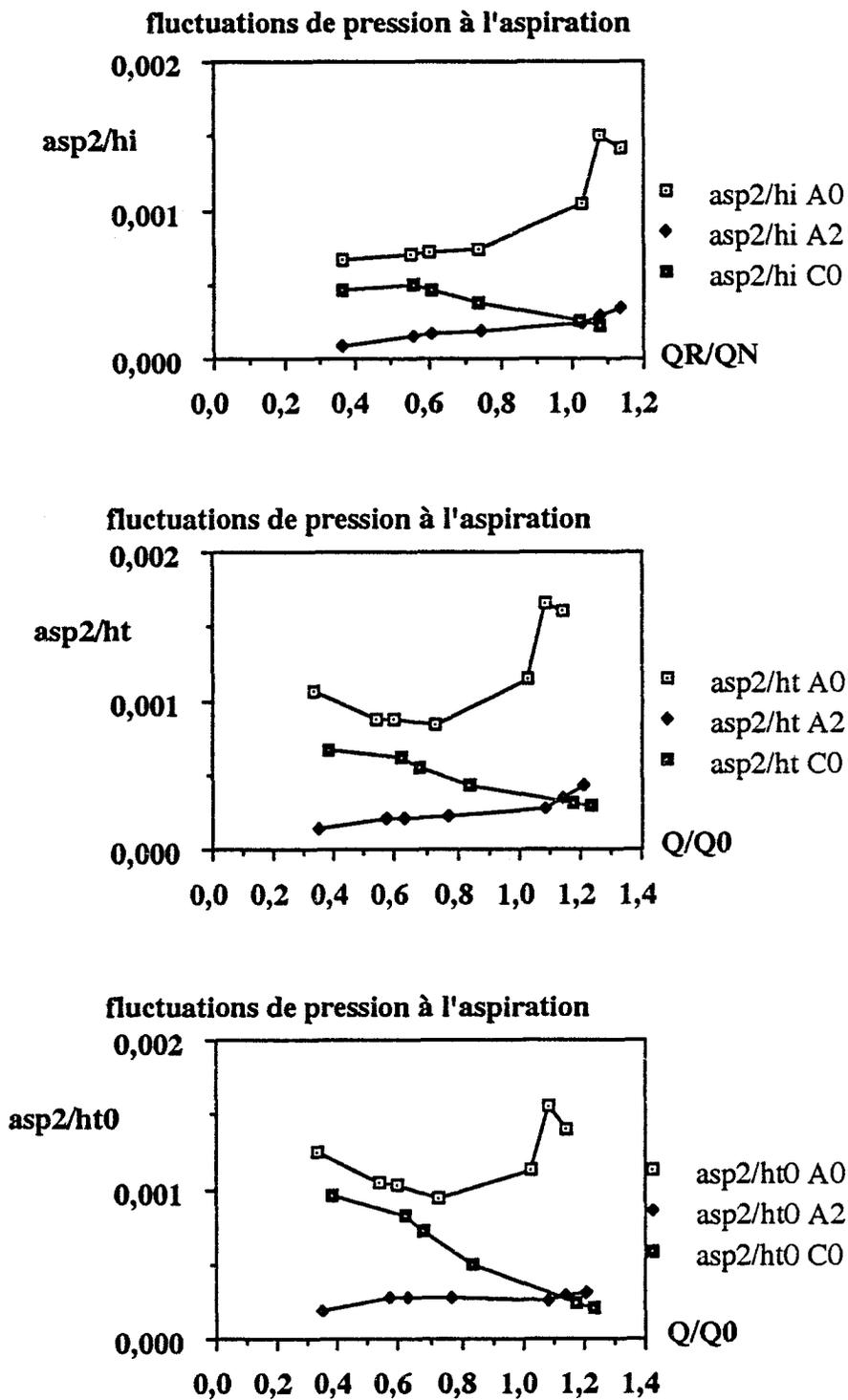


Figure 19 : Fluctuations de pression à l'aspiration (double de la fréquence de passage des aubes)

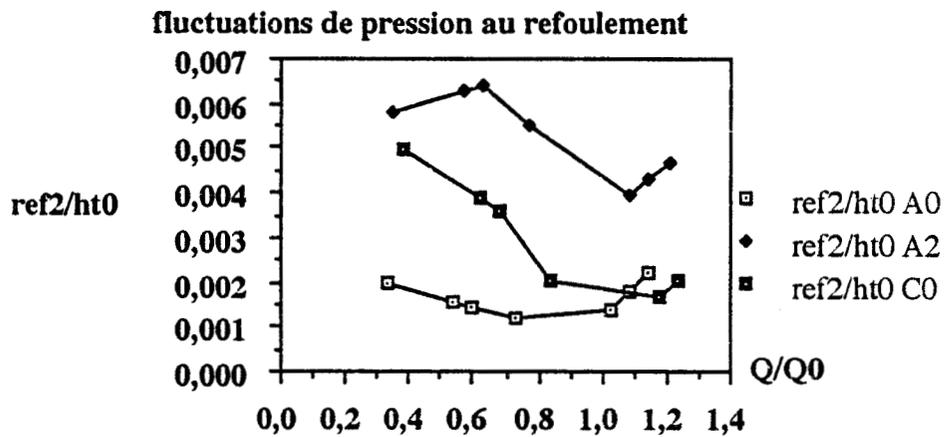
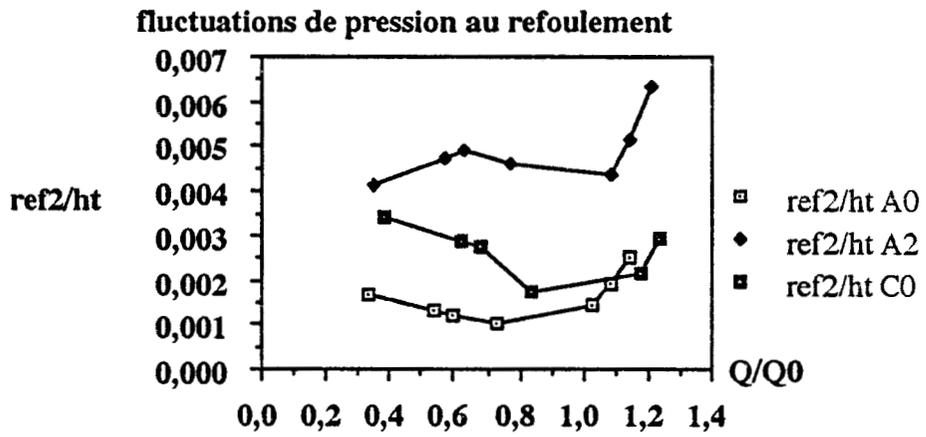
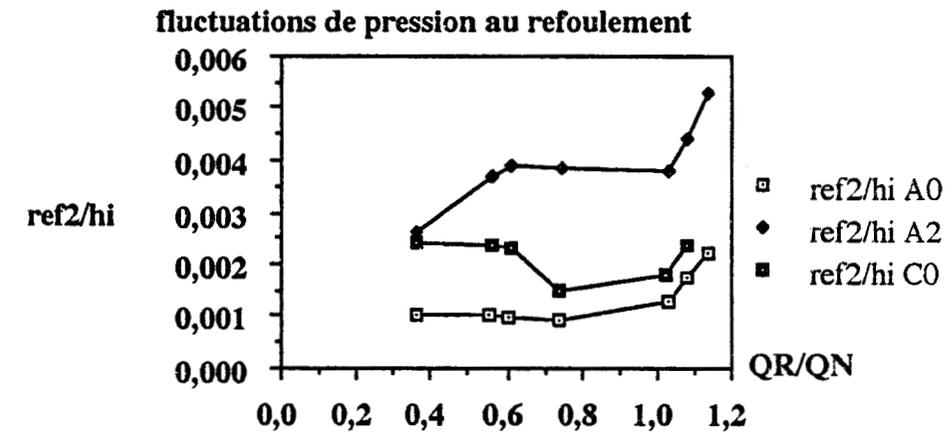


Figure 20 : Fluctuations de pression au refoulement  
 (double de la fréquence de passage des aubes)

3.2. Mesures sur le corps de pompe.

Les tendances observées dans les conduites se retrouvent dans les analyses des fluctuations de pression sur le corps de pompe.

Les figures 21a et 21b montrent les évolutions des niveaux à  $f_{pa}$  et  $2f_{pa}$  sur le cône de sortie de volute et sur la bride d'aspiration. Les résultats à la fréquence de passage des aubes sur le cône de sortie de volute peuvent être utilisés pour une comparaison avec les résultats obtenus par l'analyse de PEMPIE et METAIL [17] d'après les travaux de SIMPSON, CLARK et WEIR [22].

Le tableau 3 ci-dessous présente les résultats de cette comparaison.

		A0	A2	C0
Prédiction de niveau de bruit hydraulique à la fréquence de passage des aubes (dB ; réf 1 Pa)	Données nominales $Q = 495 \text{ m}^3/\text{h}$ ; $HT = 29,6 \text{ m}$	70,2	68,4	77,7
	avec les performances hydrauliques mesurées			
	au débit nominal $Q = 495 \text{ m}^3/\text{h}$	68,7	68,8	71,8
	au point de rendement maximal	69,3	71,0	77,3
Niveau de bruit hydraulique. Mesure à la fréquence de passage des aubes sur le cône de sortie (dB ; réf. 1 Pa)	au débit de nominal $Q = 495 \text{ m}^3/\text{h}$	70,6	64,0	66,1
	au point de rendement maximal	68,0	61,0	57,0

TABLEAU 3 : Niveaux de bruits hydrauliques ( $N = 1330 \text{ tr/min}$ )

On constate que les résultats expérimentaux obtenus pour la pompe A0 sont assez proches des valeurs prédites tant au débit nominal qu'au point de rendement maximal (écart inférieur à 2 dB). Par contre, les résultats expérimentaux obtenus pour les pompes A2 et C0 diffèrent beaucoup plus largement des valeurs prédites par la formule globale (écart de l'ordre de 10 dB).

Ceci montre bien tout le danger qu'il y a à utiliser ce type de formule globale obtenue par une analyse statistique sur un certain nombre (en général limité) de machines conventionnelles ; tout tracé s'écartant notablement des corrélations classiques (comme c'est le cas pour les roues A2 et C0) doit être analysé de façon plus fine pour qu'on puisse espérer en prévoir de façon convenable les niveaux de bruit hydraulique.

On peut observer également que les roues A2 et C0 conduisent à des niveaux plus élevés (plus particulièrement la roue A2) à la fréquence  $2f_{pa}$ . Ceci doit sans doute pouvoir être relié ultérieurement à l'allure des profils de vitesses en sortie de roue.

La figure 22 montre enfin l'évolution, en divers points de la volute, des niveaux RMS de fluctuations de pression à la fréquence de passage des aubes pour les divers débits étudiés. L'origine des angles est prise au bec de volute ; les angles croissent dans le même sens que les aires de sections de volute. On observe un niveau maxi au voisinage immédiat du bec de volute. Pour les débits relatifs supérieurs à 1, on a une allure décroissante puis croissante (zone de niveau minimal à environ  $180^\circ$  du bec de volute) ; aux débits partiels, les courbes sont pratiquement décroissantes tout au long de la volute.

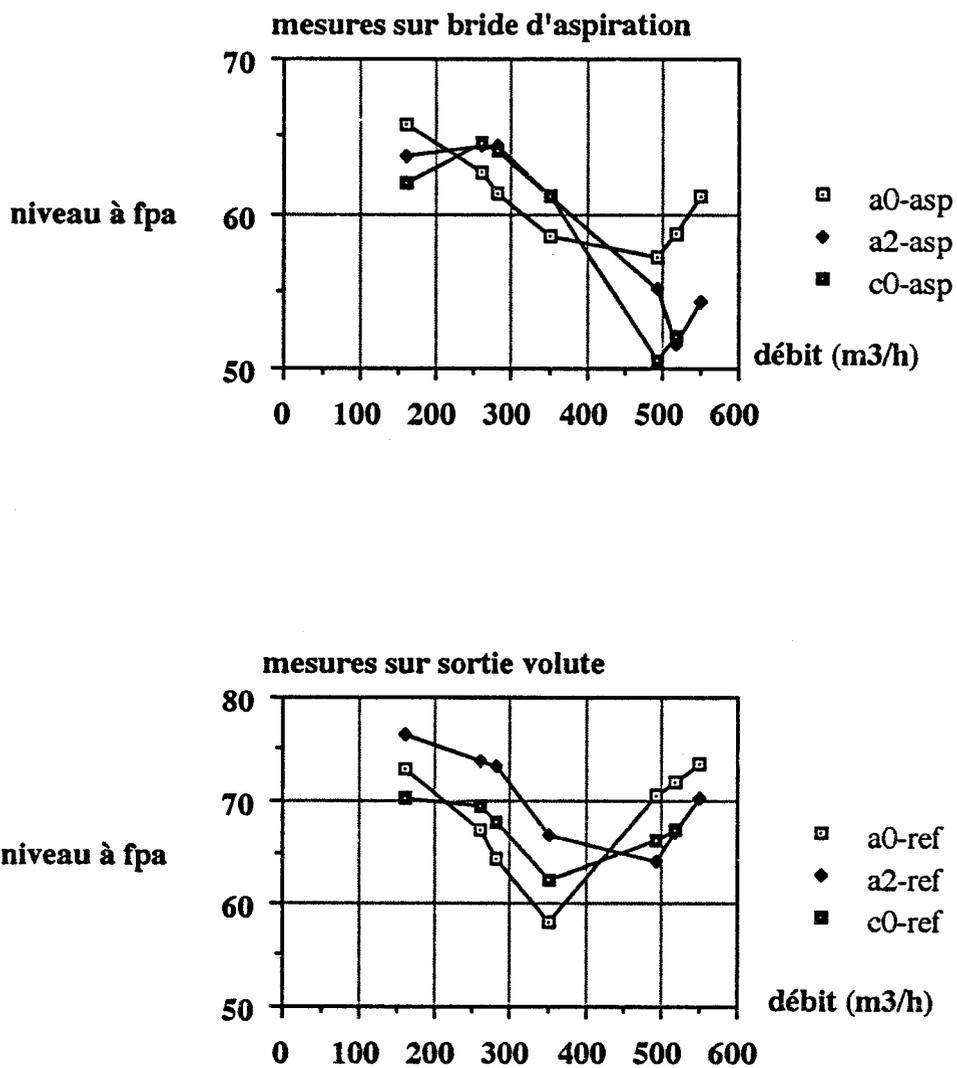


Figure 21a : Résultats en sortie de volute (capteur sur le cône de sortie) et en entrée de machine à la fréquence de passage des aubes (valeurs en dB).

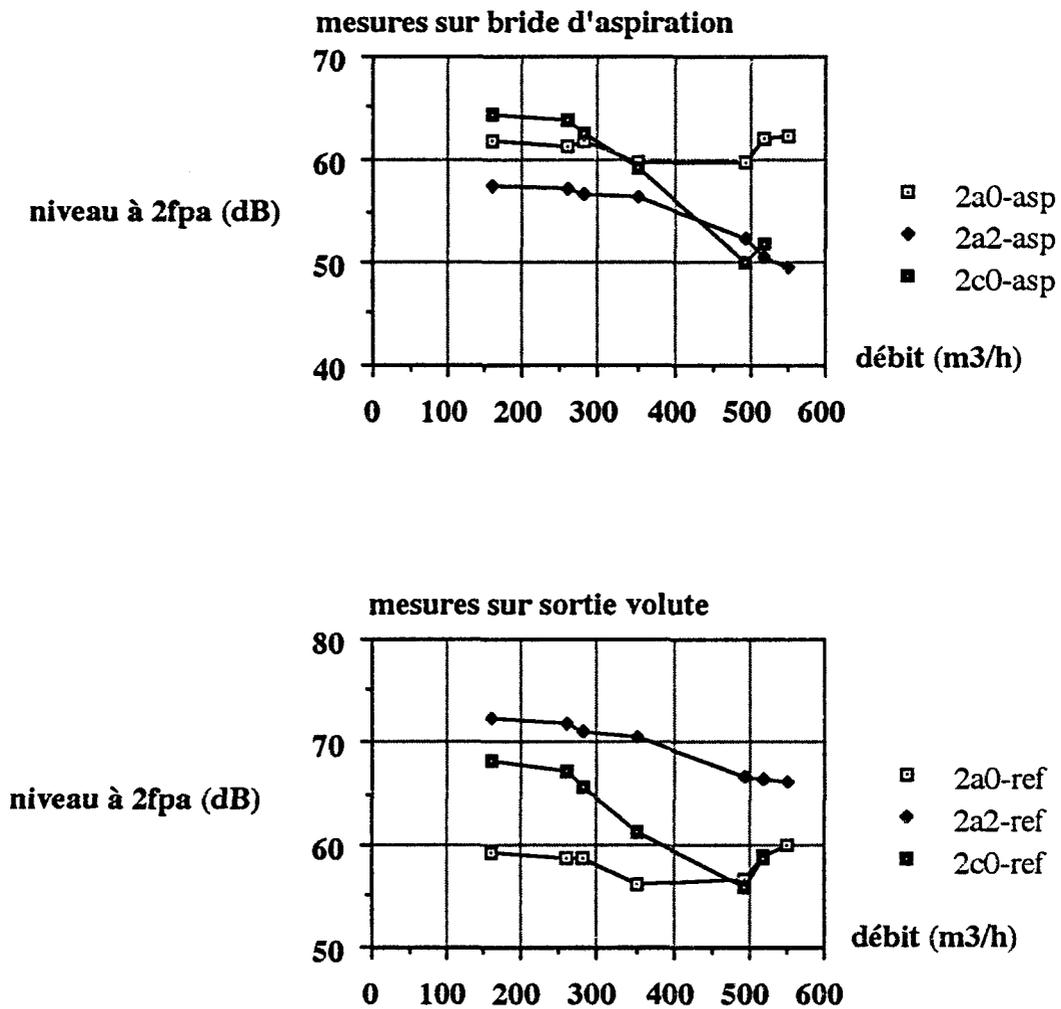


Figure 21b : Résultats en sortie de volute (capteur sur le cône de sortie) et en entrée de machine au double de la fréquence de passage des aubes (valeurs en dB).

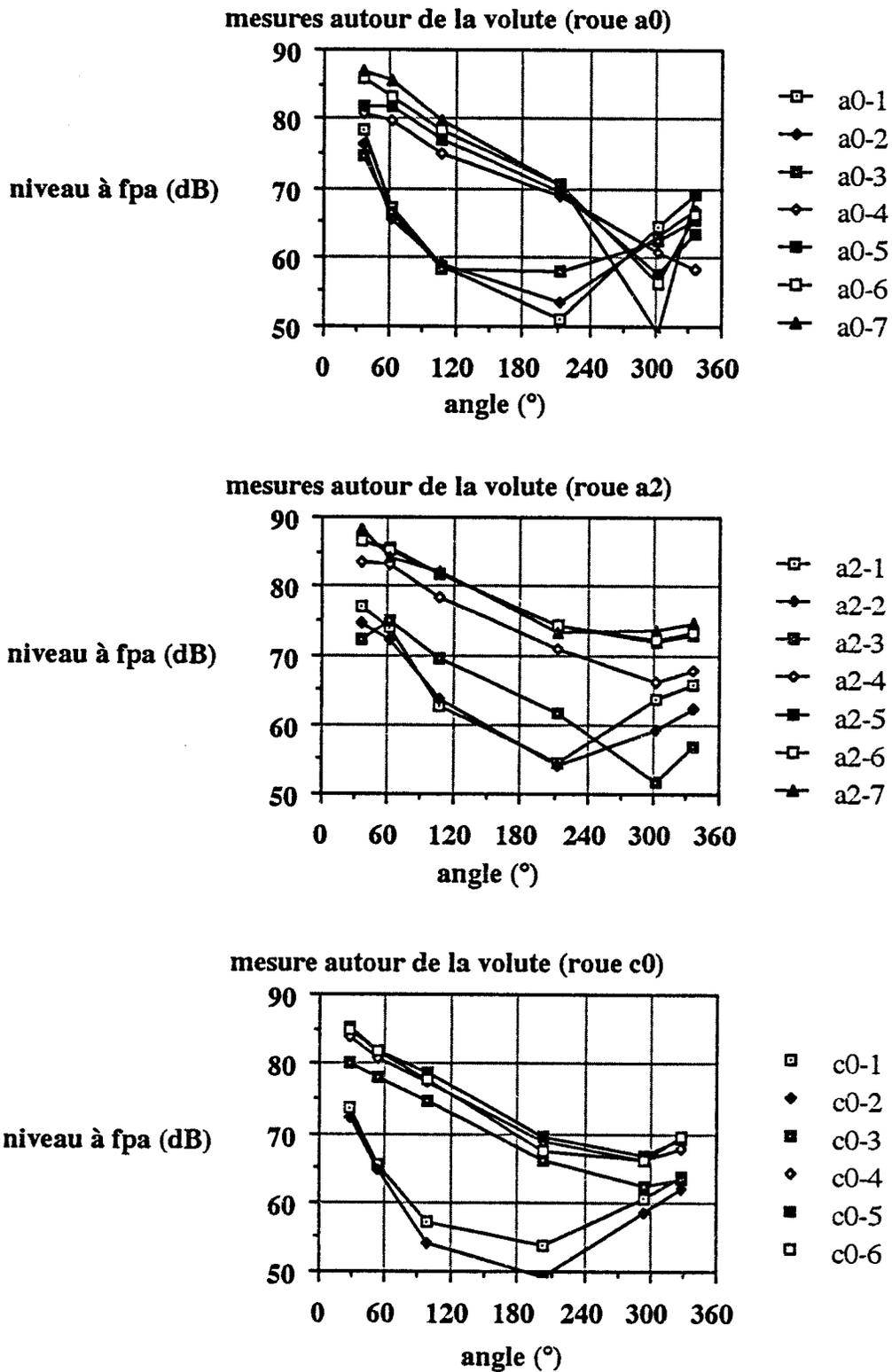


Figure 22 : Distribution des niveaux de fluctuations à la fréquence de passages des aubes en divers points de la volute, pour les différents débits étudiés.

#### 4. CONCLUSION

Cette série de mesures effectuées sur les trois pompes A0, A2 et C0, avec un jeu radial réduit entre le bec de volute et la sortie de roue (3%), permet de constater :

- d'une part les limites des formules globales de prédiction du bruit hydraulique à la fréquence de passage des aubes présentées dans les références [17] et [22]. Si le niveau de bruit hydraulique mesuré sur le cône de sortie de la volute n'est pas très éloigné de la valeur prévue pour la pompe A0, dont le tracé est assez conventionnel, les prévisions obtenues pour les pompes A2 et C0 sont totalement différentes des résultats expérimentaux (écarts de 10 à 20 dB!).
- d'autre part une sensibilité beaucoup plus importante de la pompe A0 aux recirculations d'entrée à débits partiels. Il faut peut-être rechercher là l'influence d'un paramètre de tracé caractérisant le rapport du rayon de sortie de la roue  $R_2$  au rayon d'entrée de la roue  $R_1$ , comme indiqué dans la référence [44].

Afin d'accéder à une mesure plus intrinsèque des niveaux de fluctuations dans les conduites d'aspiration et de refoulement du circuit utilisé, nous avons procédé à une détermination des intensités hydrauliques en utilisant les informations fournies par les trois capteurs de chacune des tuyauteries. Les résultats ont fait l'objet d'un rapport de synthèse [45] et d'une présentation à un symposium de l'AIRH [46] ; ils montrent :

- à la fréquence de passage des aubages, des niveaux plus élevés pour la pompe A0, d'une part aux grands débits au refoulement et d'autre part aux débits partiels à l'aspiration.

- à la fréquence double de passage des aubages, une intensité beaucoup plus importante à l'aspiration pour la pompe A0, avec toutefois des niveaux assez faibles. Au refoulement, la pompe A2 présente des niveaux importants, supérieurs même aux niveaux à la fréquence de passage des aubes ; la pompe C0 présente également des niveaux assez élevés dans la zone de débits partiels.

Il est évident qu'un certain nombre de ces résultats expérimentaux peuvent donner lieu à des traitements complémentaires à ceux qui ont déjà été effectués. Un traitement des enregistrements temporels tant en conduite que dans la volute mérite d'être entrepris. Ce travail sera très probablement engagé en relation avec les mesures embarquées effectuées sur la roue A0, pour tenter d'accéder à une meilleure connaissance des sources de fluctuations.

Les prolongements de cette action en vue d'analyser les influences de certains paramètres géométriques (affûtages en sortie de roue, jeu radial relatif roue-bec de volute) apporteront également d'autres informations susceptibles d'expliquer les écarts actuels entre les formules de prédiction et les résultats expérimentaux.

Enfin, il semble également nécessaire de poursuivre les procédures permettant d'accéder à une caractérisation de la machine en termes de matrice de transfert et de sources de fluctuations. On pourra alors incorporer ces éléments dans un logiciel de modélisation du circuit et chercher à analyser plus en profondeur les résultats observés au CETIM lors d'essais à vitesses de rotation variables [47].

## Chapitre 4

### **Fluctuations de pression dans une pompe centrifuge : Approche théorique bidimensionnelle.**

Dans leur article de 1967 [22], SIMPSON, CLARK et WEIR présentent une synthèse des divers modèles d'écoulement existants et les rassemblent dans un calcul complet qui les mène à une corrélation générale de prédiction du bruit hydraulique des pompes centrifuges, incluant les contributions des bruits associés d'une part aux diverses interactions à potentiel et d'autre part aux sillages visqueux.

Dans ce modèle de calcul, ils procèdent à une évaluation des vitesses d'écoulement en étendant au cas d'une machine centrifuge bidimensionnelle les méthodes développées par KEMP et SEARS pour analyser les effets des interactions entre des grilles d'aubes planes fixes et mobiles constituées de plaques planes minces [48], [49].

Dans ce chapitre, nous présentons les diverses étapes de la démarche proposée par SIMPSON, CLARK et WEIR, que nous avons reprise pour concevoir un programme de calcul prévisionnel du bruit hydraulique de pompes centrifuges industrielles. L'utilisation de moyens de calculs nous a permis d'éviter un certain nombre d'approximations effectuées pour le calcul de certains termes des expressions par SIMPSON, CLARK et WEIR.

Le chapitre 5 présente la structure du programme de calculs, les choix effectués pour passer d'une machine réelle à un modèle bidimensionnel équivalent et les résultats obtenus sur les trois machines du programme expérimental décrit précédemment.

### 5.1 - Fluctuations de pression associées aux circulations instationnaires

#### 5.1.1. Hypothèses et équations de bases.

Le modèle analyse l'écoulement plan et irrotationnel d'un fluide incompressible et non visqueux. On suppose donc implicitement l'absence de cavitation, de décollements ou de recirculations.

Dans ces conditions, les équations de bases utilisées pour représenter le champ des vitesses absolues  $\vec{V}$  sont les suivantes :

- $\text{div.}(\vec{V}) = 0$  (11) équation de continuité

- $\text{rot}(\vec{V}) = \vec{0}$  (12)

On introduit alors un potentiel des vitesses,  $\phi$

- $\vec{V} = \overrightarrow{\text{grad}}(\phi)$  (13)

Les interactions à potentiel entre les parties fixes et les parties mobiles de la machine sont limitées au premier ordre : la circulation instationnaire sur un aubage mobile est associée au terme stationnaire de la circulation sur les aubages fixes et la circulation instationnaire sur un aubage fixe est associée au terme correspondant à la partie stationnaire de l'écoulement relatif dans les aubages mobiles.

Le chapitre 5 présente la structure du programme de calculs, les choix effectués pour passer d'une machine réelle à un modèle bidimensionnel équivalent et les résultats obtenus sur les trois machines du programme expérimental décrit précédemment.

## 1 - FLUCTUATIONS DE PRESSION ASSOCIEES AUX CIRCULATIONS INSTATIONNAIRES

### 1.1. Hypothèses et équations de bases.

Le modèle analyse l'écoulement plan et irrotationnel d'un fluide incompressible et non visqueux. On suppose donc implicitement l'absence de cavitation, de décollements ou de recirculations.

Dans ces conditions, les équations de bases utilisées pour représenter le champ des vitesses absolues  $V$  sont les suivantes :

- $\text{div. } (V) = 0$  (11) équation de continuité

- $\text{rot } (V) = 0$  (12)

On introduit alors un potentiel des vitesses,  $\phi$

- $V = \text{grad } (\phi)$  (13)

Les interactions à potentiel entre les parties fixes et les parties mobiles de la machine sont limitées au premier ordre : la circulation instationnaire sur un aubage mobile est associée au terme stationnaire de la circulation sur les aubages fixes et la circulation instationnaire sur un aubage fixe est associée au terme correspondant à la partie stationnaire de l'écoulement relatif dans les aubages mobiles.

Les divers aubages fixes et mobiles sont constitués de profils minces (épaisseur négligeable) en forme d'arcs de spirales logarithmiques.

Les composantes permanentes de l'écoulement dans cette machine bidimensionnelle sont obtenues à l'aide d'un terme source  $Q/(2\pi.b_2)$  et d'un vortex tels que les composantes radiales  $C_{r2}$  et tangentielles  $C_{u2}$  de la vitesse d'écoulement en sortie de roue (rayon  $R_2$ ) ont respectivement comme expressions :

$$C_{r2} = \frac{Q}{2 \pi R_2 b_2} \quad (14)$$

$$C_{u2} = K \omega R_2 \quad (15)$$

avec  $\omega$  : vitesse de rotation angulaire

$Q$  : débit volume de la pompe

$b_2$  : largeur de la machine (supposée constante dans ce modèle bidimensionnel)

$K$  : constante qui permet une prise en compte du glissement.

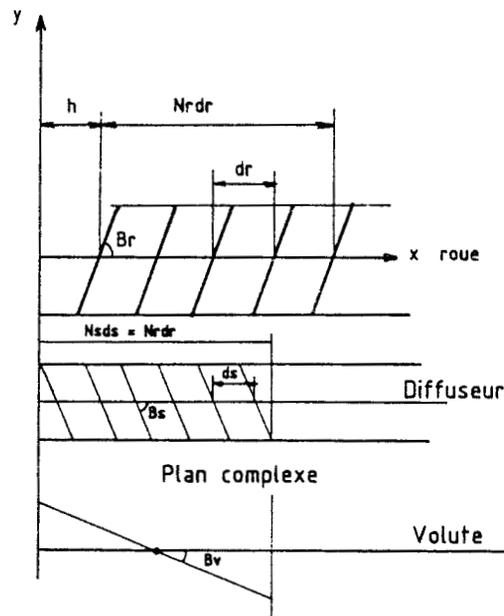
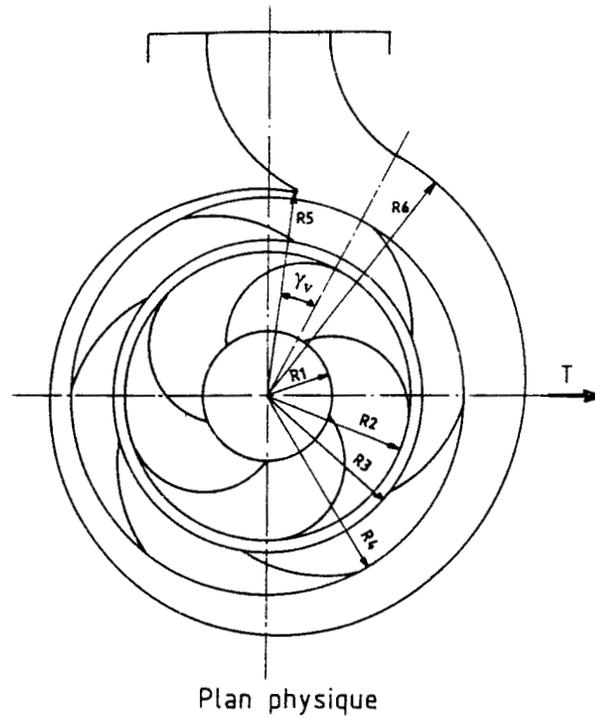


Figure 23 : Transformation conforme de Preston

Les grilles d'aubes circulaires (roue, diffuseur aubé, volute) sont transformées en grilles d'aubes planes par utilisation de la transformation conforme de PRESTON [50] qui transforme les arcs de spirales logarithmiques en des segments de droites, comme l'illustre la figure 23. La transformation conforme (T) utilisée et la transformation inverse (T<sup>-1</sup>) s'écrivent:

$$(T) : x = \frac{\theta N_r d_r}{2\pi} ; y = - \frac{N_r d_r}{2\pi} \ln \left( \frac{r}{a} \right) \quad (16)$$

avec  $N_r$  : nombre d'aubes de la roue

$d_r$  : pas de la grille mobile dans le plan transformé

$$a = \sqrt{R_1 R_2}$$

$R_1$  : rayon d'entrée de roue

$R_2$  : rayon de sortie de roue

$$(T^{-1}) : \rho = a e^{\frac{-2\pi y}{N_r d_r}} e^{\frac{i 2 \pi x}{N_r d_r}} \quad (17)$$

La transformation (T) définie sous cette forme:

$$\begin{cases} x = - \frac{N_r d_r}{2 \pi} \frac{1}{\operatorname{tg} \beta(r)} \ln \left( \frac{r}{a} \right) \\ y = - \frac{N_r d_r}{2 \pi} \ln \left( \frac{r}{a} \right) \end{cases} \quad (18)$$

avec  $\beta(r)$ : angle de profil de l'aubage dans le plan physique en fonction du rayon, permet de prendre en compte la courbure de l'aubage dans le plan physique en faisant varier  $\beta$  en fonction du rayon à partir des valeurs des angles d'entrée ( $\beta_1$ ) et de sortie ( $\beta_r$ ) du profil.

1.2. Champ de vitesses associé à une aube de la roue dans le plan complexe.

N vortex, de même intensité  $\Gamma'$ , situés en des points d'affixes  $z_n$ , induisent une vitesse complexe  $W_Z^{\Gamma'}$  en un point M, d'affixe z :

$$W_Z^{\Gamma'} = \frac{i \Gamma'}{2 \pi} \sum_{n=1}^N \frac{1}{z - z_n} \quad (19)$$

Une répartition de vortex sur l'aubage situé à l'abscisse  $x = h$  dans le plan transformé, induit une vitesse  $W_Z^{\Gamma'}$  en un point d'affixe z :

$$W_Z^{\Gamma'} = \frac{i \Gamma'}{2 \pi} \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{z - x_r e^{i(\pi/2 - \beta_r) - n N_r d_r}} \quad (20)$$

Cette relation peut être transformée en tenant compte des identités suivantes :

$$\coth(z) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \left( \frac{1}{z - in\pi} \right) \quad (21)$$

$$\coth(z) = 1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} e^{-2 n z} \quad (22)$$

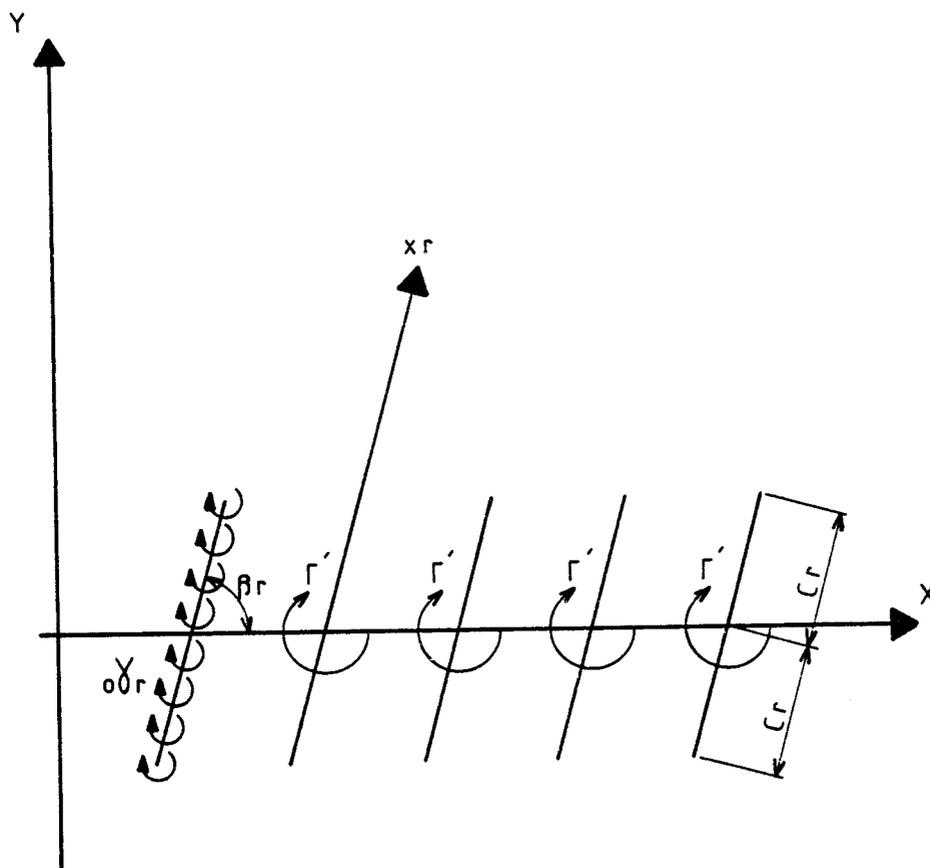


Figure 24 : Distribution de vortex sur les segments de droite appartenant à la grille plane de la roue

Le passage à une distribution continue de vortex sur l'aubage, conduit, après intégration de  $-c_r$  à  $+c_r$  suivant l'abscisse curviligne définissant l'aubage (voir figure 24), à l'expression suivante (référence[22]):

$$W_Z^{\Gamma_r} = \frac{\Gamma_r}{2N_r d_r} \left[ 1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} E_{in} H_n^r \right] \quad (23)$$

avec :

$${}_0\gamma_r = 2 V_r \left[ A_0^r \left( \frac{1 - \cos(\theta)}{\sin(\theta)} \right) + 2 \sum_{m=1}^{\infty} A_m^r \sin(m\theta) \right] \quad (24) \text{ d'après la référence [51]}$$

$$\Gamma_r = \int_{\theta_1}^{\theta_2} {}_0\gamma_r dx_r \quad (25)$$

$$E_{in} = \exp \left[ \frac{-2 i \pi n}{N_r d_r} (z - h) \right] \quad (26)$$

$$\Gamma_r = \int_{\theta_1}^{\theta_2} 2 V_r c_r \left[ \frac{(1 - \cos(\theta))}{\sin(\theta)} + 2 \sum_{m=1}^{\infty} A_m^r \sin(m\theta) \right] d\theta \quad (27)$$

$$H_n^r = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{2 V_r c_r}{\Gamma_r} e^{i\lambda_r n \cos(\theta)} \left[ A_0^r + A_1^r + \sum_{m=1}^{\infty} (A_{m+1}^r - A_{m-1}^r) \cos(m\theta) \right] d\theta \quad (28)$$

$$\lambda_r = \frac{2\pi c_r}{N_r d_r} e^{i(\pi/2 - \beta_r)} \quad (29)$$

$\Gamma_r$  : vortex total résultant de la répartition.

$V_r$  : composante de vitesse tangentielle au segment de l'aube dans le plan Z.

$c_r$  : demi corde de l'aube de la roue dans le plan Z.

$h$  : position du milieu de l'aube de la roue dans le plan Z à l'instant  $t = 0$ .

$\theta$  : variable issue du paramétrage  $x_r = c_r \cos \theta$

$x_r$  : abscisse curviligne de l'aube dans le plan Z.

$\theta_1, \theta_2$  : bornes d'intégration déduites du changement de variable  $x_r = c_r \cos \theta$

permettant de prendre en compte le rognage de la roue.

$A_m^r$  : coefficients constants qui dépendent de l'incidence et de la cambrure du profil.

Un raisonnement identique, en substituant  $i\Gamma'$  par  $Q'$ , conduit à l'expression suivante de la vitesse complexe induite par une répartition de sources sur une aube de la grille étudiée (référence [22]).

$$W_Z^Q = \frac{i Q_r}{2 N_r d_r} \left[ 1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} E_{in} G_n^r \right] \quad (30)$$

avec :

$${}_o Q_r = 2 V_r \left[ B_o^r \frac{(1 - \cos \theta)}{\sin \theta} + 2 \sum_{m=1}^{\infty} B_m^r \sin (m \theta) \right] \quad (31)$$

$$Q_r = \int_{\theta_1}^{\theta_2} {}_o Q_r dx_r \quad (32)$$

$$Q_r = \int_{\theta_1}^{\theta_2} 2 V_r c_r \left[ \frac{(1 - \cos (\theta))}{\sin (\theta)} + 2 \sum_{m=1}^{\infty} B_m^r \sin (m \theta) \right] d \theta \quad (33)$$

$$G_n^r = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{2 V_r c_r}{Q_r} e^{i \lambda_r n \cos (\theta)} \left[ B_o^r + B_1^r + \sum_{m=1}^{\infty} (B_{m+1}^r - B_{m-1}^r) \cos (m \theta) \right] d \theta \quad (34)$$

$B_m^r$  : coefficients constants qui dépendent de l'incidence et de la cambrure du profil.

La rotation de la roue se traduit par une translation de la grille dans le plan transformé, parallèlement à l'axe  $\vec{x}$ , de valeur  $\frac{N_r d_r \omega}{2\pi}$  ; ceci conduit à l'expression suivante de  $E_{in}$  :

$$E_{in} = \exp \left( \frac{2 \pi n y}{N_r d_r} \right) \exp \left[ \frac{-2 \pi i n}{N_r d_r} (x - h) \right] \exp (i n \omega t) \quad (35)$$

Pour obtenir le champ de vitesses complexe  $W_p$  correspondant dans le plan physique  $(r, \theta)$ , on utilise une relation caractéristique de la transformation conforme :

$$W_p = -W_z \frac{N_r d_r}{2 \pi r} e^{-i\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right)} = -u_\theta(r, \theta) + i u_r(r, \theta)$$

On obtient:

$$W_p = \frac{\Gamma_r}{4 \pi r} \left[ 1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} E_{1n} H_n^r \right] + \frac{i Q_r}{4 \pi r} \left[ 1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} E_{1n} G_n^r \right] \quad (36)$$

avec :

$u_\theta(r, \theta)$  : composante circonférentielle de la vitesse dans le plan  $(r, \theta)$

$u_r(r, \theta)$  : composante radiale de la vitesse dans le plan  $(r, \theta)$

### 1.3. Expression de la distribution de vitesse due à la roue seule dans le plan $(r, \theta)$ .

Compte tenu des relations (35), (36), l'extension à  $N_r$  aubes permet d'écrire la distribution de vitesse générée par la roue seule :

$$W_p^r = \sum_{j=1}^{N_r} \frac{1}{4 \pi r} \left[ \Gamma_r + i Q_r + 2 \sum_{n=1}^{\infty} [\Gamma_r H_n^r + i Q_r G_n^r] \left(\frac{a}{r}\right)^n e^{in\left(\omega t + \frac{2 \pi j}{N_r} - \theta\right)} \right] \quad (37)$$

1.4. Expression de la distribution de vitesse due au diffuseur seul :

L'écoulement dans le diffuseur induit un champ de vitesse semblable à celui de la roue et son expression se déduit de l'expression (37) en remarquant que  $\omega = 0$ , ce qui donne :

$$W_p^s = \sum_{r=1}^{N_s} \frac{1}{4\pi r} \left[ \Gamma_s + i Q_s + 2 \sum_{n=1}^{\infty} [\Gamma_n^s H_n^s + i G_n^s Q_s] \left(\frac{a}{r}\right)^n \left(\frac{a}{b}\right)^n e^{i n \left(\frac{2\pi r}{N_s} - \theta\right)} \right] \quad (38)$$

$N_s$  : nombre d'aubes du diffuseur

$\Gamma_s, Q_s$  : vortex et source résultant d'une répartition élémentaire sur l'aube du diffuseur dans le plan z.

$H_n^s, G_n^s$  : obtenus en substituant l'indice r par s avec leurs valeurs respectives.

$b$  :  $b = \sqrt{R_3 R_4}$

$R_3$  : rayon d'entrée du diffuseur

$R_4$  : rayon extérieur du diffuseur

1.5. Expression de la distribution de vitesse générée par la volute seule.

La volute est modélisée comme un diffuseur aubé, comportant un seul aubage. Une distribution de vortex ( $\Gamma_v$ ) modélise l'écoulement dans la volute. La vitesse complexe déduite de cette répartition s'écrit :

$$W_p^v = \frac{1}{4\pi r} \left[ \Gamma_v + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \Gamma_v H_n^v \left(\frac{a}{r}\right)^n \left(\frac{a}{c}\right)^n e^{in(\gamma_v - \theta)} \right] \quad (39)$$

- $\Gamma_v$  : vortex résultant de la répartition de vortex élémentaire
- $H_n^v$  : coefficient perturbateur de la volute calculé à partir de  $H_n^f$  en remplaçant les indices  $r$  par  $v$  avec leurs valeurs respectives.

$$c = \sqrt{R_5 \cdot R_6} \quad (40)$$

- $R_5$  : rayon de base de la volute
- $R_6$  : rayon extérieur de la volute
- $\gamma_v$  : angle compris entre les directions rayonnantes des origines des spirales logarithmiques de la première aube du diffuseur et celle de la volute (voir figure 23).

Finalement, la vitesse totale complexe a pour valeur :  $W_p = W_p^r + W_p^s + W_p^v$  (41)

1.6. Interactions entre la roue, le diffuseur aubé et la volute.

Les grandeurs  $\Gamma_r, \Gamma_s, \Gamma_v$  peuvent être décomposées en sommes de quantités moyennes  ${}_o\Gamma$  et fluctuantes dans le temps  ${}_t\Gamma$  :

$$\Gamma_r = {}_o\Gamma_r + {}_t\Gamma_r \quad \text{avec } {}_t\Gamma_r \ll {}_o\Gamma_r \quad (42)$$

$$\Gamma_s = {}_o\Gamma_s + {}_t\Gamma_s \quad \text{avec } {}_t\Gamma_s \ll {}_o\Gamma_s \quad (43)$$

$$\Gamma_v = {}_o\Gamma_v + {}_t\Gamma_v \quad \text{avec } {}_t\Gamma_v \ll {}_o\Gamma_v \quad (44)$$

Le terme  ${}_t\Gamma_r$  traduit la superposition des interactions "roue-diffuseur" et "roue-volute" :

$${}_t\Gamma_r = {}_t\Gamma_s^r + {}_t\Gamma_v^r \quad (45)$$

KEMP et SEARS [48] ont montré que  ${}_t\Gamma_s^r$  et  ${}_t\Gamma_v^r$  peuvent s'exprimer par les quantités:

$$2 \pi c_j F_n^r j_1 W_p^{j_2} \quad (46)$$

où  $j_1, j_2$  prennent les valeurs s ou v,

$$F_n^r = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_2}^{\theta_1} e^{in Z_j \cos(\theta)} \left[ 1 - \frac{A_0}{A_1 + A_0} \cos(\theta) - \frac{A_1}{A_0 + A_1} \cos(2\theta) \right] d\theta \quad (47)$$

avec

$$Z_j = \frac{2 \pi c_j}{N_r d_r} e^{i(\pi/2 - \beta_j)} \quad (48)$$

$j$  prend la valeur s ou v.

La composante de vitesse perturbatrice au point  $(r, \theta)$  provenant de l'interaction "roue - diffuseur" a donc pour expression :

$${}_r W_p^s = \sum_{\Gamma=1}^{N_s} \frac{1}{2\pi\Gamma} \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{a}{r}\right)^n \left(\frac{a}{b}\right)^n [ {}_o\Gamma_s H_n^s + i {}_oQ_s G_n^s ] e^{in\left(\frac{2\pi\Gamma}{N_s} - \omega t - \theta\right)} \quad (49)$$

qui calculée au rayon  $r = a$  donne une évaluation de  ${}_t\Gamma_s^r$ :

$${}_t\Gamma_s^r = \frac{1}{2 \sin(\beta_r)} \ln \left(\frac{R2}{R1}\right) \sum_{\Gamma=1}^{N_s} \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{a}{b}\right)^n F_n^r [H_n^s {}_o\Gamma_s + i G_n^s {}_oQ_s] e^{in\left[\frac{2\pi\Gamma}{N_s} - \omega t - \theta\right]} \right\} \quad (50)$$

Un développement semblable détermine la composante  ${}_r W_p^v$  qui conduit à l'expression de  ${}_t\Gamma_v^r$ :

$${}_r W_p^v = \frac{1}{2\pi\Gamma} \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{a}{r}\right)^n \left(\frac{a}{c}\right)^n [ {}_o\Gamma_v H_n^v ] F_n^r e^{-in(\omega t + \theta - \gamma_v)} \quad (51)$$

La relation (51) calculée au rayon  $r = a$  donne une évaluation de  ${}_t\Gamma_v^r$ .

$${}_t\Gamma_v^r = \frac{1}{2 \sin(\beta_r)} \ln \left(\frac{R2}{R1}\right) \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \left(\frac{a}{c}\right)^n F_n^r [ {}_o\Gamma_v H_n^v ] e^{in\gamma_v} e^{-in(\omega t + \theta)} \right\} \quad (52)$$

Compte tenu de la relation (45) et en isolant les termes fonctions du temps dans l'expression (37), la composante fluctuante de vitesse dans la roue s'écrit :

$$\begin{aligned}
 W_p^r = & \sum_{\varepsilon=1}^{N_r} \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \frac{1}{2\pi\Gamma} \left(\frac{a}{r}\right)^n ({}_o\Gamma_r H_n^r + i {}_oQ_r G_n^r) e^{in\left(\omega t + \frac{2\pi\varepsilon}{N_r} - \theta\right)} \right] \right\} \\
 & + \sum_{\varepsilon=1}^{N_r} \frac{1}{2\pi\Gamma} \sum_{n=1}^{\infty} {}_t\Gamma_r H_n^r \left(\frac{a}{r}\right)^n e^{in\left(\omega t + \frac{2\pi\varepsilon}{N_r} - \theta\right)} \quad (53)
 \end{aligned}$$

L'équation (53) sert d'expression de vitesse fluctuante de base pour obtenir de la même façon les composantes associées au diffuseur et à la volute. La composante fluctuante de la distribution de vitesse complexe due au diffuseur seul prend en compte les influences de la roue et de la volute.

En utilisant les mêmes principes que pour le calcul de celle de la roue, la circulation instationnaire dans le diffuseur  ${}_t\Gamma_s$ , calculée à l'aide de l'expression  $2\pi c_s W_p^r F_n^s$ , et évaluée au rayon  $r = b$ , s'écrit :

$$\begin{aligned}
 {}_t\Gamma_s = & \frac{1}{2 \sin(\beta_s)} \ln\left(\frac{R4}{R3}\right) \sum_{\varepsilon=1}^{N_r} \sum_{n=1}^{\infty} \left[ F_n^s \left(\frac{a}{b}\right)^{n+1} [{}_o\Gamma_r H_n^r + i {}_oQ_r G_n^r] e^{in\left(\omega t + \frac{2\pi\varepsilon}{N_r} - \theta\right)} \right. \\
 & \left. + H_n^r {}_t\Gamma_r F_n^s \left(\frac{a}{b}\right)^{n+1} e^{in\left(\omega t + \frac{2\pi\varepsilon}{N_r} - \theta\right)} \right] \quad (54)
 \end{aligned}$$

avec :

$F_n^s$  : calculé à partir de  $F_n^r$  en substituant l'indice r par s avec les valeurs respectives

On obtient ainsi la composante instationnaire de la distribution de vitesse complexe dans le diffuseur seul  $W_p^s$  :

$$W_p^s = \sum_{\Gamma=1}^{N_s} \frac{1}{4\pi\Gamma} \left[ {}_t\Gamma_s + 2 \sum_{n=1}^{\infty} {}_t\Gamma_s H_n^s \left(\frac{a}{r}\right)^n \left(\frac{a}{b}\right)^n e^{in\left(\frac{2\pi}{N_s} - \theta\right)} \right] \quad (55)$$

Il reste à déterminer la composante instationnaire de la distribution de vitesse complexe dans la volute. Cette composante traduit les effets de la roue et du diffuseur. Son expression se définit à partir de la quantité  $2\pi C_v F_n^v W_p^r$  évaluée au point  $r = c$  ;

${}_t\Gamma_v$  prend la valeur :

$${}_t\Gamma_v = \frac{1}{2 \sin(\beta_v)} \ln \left( \frac{R6}{R5} \right) \left\{ \sum_{\varepsilon=1}^{N_r} \frac{1}{2\pi\varepsilon} \sum_{n=1}^{\infty} F_n^v \left(\frac{a}{r}\right)^n [ {}_o\Gamma_r H_n^r + i {}_oQ_r G_n^r ] e^{in\left(\omega t + \frac{2\pi\varepsilon}{N_r} - \theta\right)} + \sum_{n=1}^{\infty} F_n^v {}_t\Gamma_r H_n^r e^{in\left(\omega t + \frac{2\pi\varepsilon}{N_r} - \theta\right)} \right\} \quad (56)$$

avec :

$F_n^v$  : calculé à partir de  $F_n^r$  en substituant l'indice  $r$  par  $v$  avec leurs valeurs respectives.

En séparant les termes dépendant du temps dans l'expression (39), on en déduit la composante instationnaire de vitesse complexe dans la volute seule :

$$W_p^v = \frac{1}{4\pi r} \left[ {}_t\Gamma_v + 2 \sum_{n=1}^{\infty} {}_t\Gamma_v H_n^v \left(\frac{a}{r}\right)^n \left(\frac{a}{c}\right)^n e^{in(\gamma_v - \theta)} \right] \quad (57)$$

Finalement, la composante totale de vitesse complexe fluctuante se définit par la superposition des composantes fluctuantes de vitesse complexe de la roue, du diffuseur et de la volute, soit :

$$W_p' = W_p'^r + W_p'^s + W_p'^v \quad (58)$$

Dans cette expression (58), après développement, on voit apparaître les paramètres de dimensionnement de la roue, du diffuseur et de la volute, par l'intermédiaire en particulier des termes :

$$\left(\frac{a}{r}\right)^n, \left(\frac{a}{c}\right)^n \text{ ou } \left(\frac{a}{b}\right)^n ;$$

l'influence de certains choix dimensionnels (rayons extérieurs de la roue, angles d'aubages, entrefers,...) peut ainsi être analysée comme on le verra au chapitre 5.

Dans la suite du texte, nous nous limitons au cas d'une pompe à simple volute sans diffuseur aubé, pour laquelle l'expression (58) se réduit donc à :

$$W_p' = W_p'^r + W_p'^v \quad (59)$$

Dans cette expression (59) développée (voir expression (53) et (51)), on note la présence des termes  ${}_0\Gamma_r$ ,  ${}_0Q_r$  et  ${}_0\Gamma_v$  qui représentent les valeurs en régime non fluctuant de la circulation autour d'un aubage de roue, du terme source et de la circulation autour de l'aubage qui représente la volute. Le calcul de ces grandeurs moyennes s'effectue de la manière suivante :

Le terme source  ${}_0Q_r$  s'obtient à partir du débit QR traversant la roue par l'expression suivante :

$${}_0Q_r = \frac{2 QR e_r}{[2 \pi r \sin (\beta_r) - N_r e_r] b_2} \quad (60)$$

avec :  $e_r$  : épaisseur de l'aube

$b_2$ : largeur de la roue

La circulation moyenne autour d'un aubage de roue,  ${}_0\Gamma_r$ , est directement reliée à la hauteur interne HI de la machine (c'est-à-dire à la composante circonférentielle moyenne de vitesse en sortie de roue) par la relation :

$$N_r {}_0\Gamma_r = \frac{2 \pi g HI}{\omega} \quad (61)$$

Enfin la composante moyenne de circulation dans la volute  ${}_0\Gamma_v$  est obtenue à partir de  ${}_0\Gamma_r$  par la relation suivante qui traduit la condition d'écoulement irrotationnel en sortie de machine :

$$N_r {}_0\Gamma_r + {}_0\Gamma_v = 0 \quad (62)$$

La vitesse complexe permanente  $W_{po}$  associée à ces expressions s'écrit:

$$W_{po} = -K \omega \frac{R_2^2}{r} + \frac{{}_0\Gamma_v}{2 \pi r} \sum_{n=1}^{\infty} H_n^v \left(\frac{a}{r}\right)^n \left(\frac{a}{c}\right)^n e^{in(\gamma_v - \theta)} + i \left[ \frac{Q}{2 \pi r b_2} + \frac{N_r {}_0Q_r}{4 \pi r} \right] \quad (63)$$

D'où on peut aisément tirer les composantes radiale et circonférentielle moyenne.

1.7. Fluctuations de pression en un point à l'aval de la roue.

Le théorème des quantités de mouvements, en l'absence des forces de volume, s'écrit:

$$\frac{dV}{dt} = - \frac{1}{\rho} \text{grad } (p) \quad (64)$$

avec :  $\rho$  la masse volumique et  $p$  la pression, soit :

$$\text{Soit } \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{2} \text{grad } (V^2) = - \frac{1}{\rho} \text{grad } (p) \quad (65)$$

expression qui, après intégration, se réduit à:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} V^2 = - \frac{1}{\rho} (p - P_o) \quad (66)$$

$P_o$ : pression de référence

Dans le plan physique  $(r, \theta)$ , sachant que  $\frac{\partial \phi}{\partial t}$  vaut  $-\omega r U_\theta$  à l'extérieur de la roue,

l'expression (66), séparée de sa composante continue, donne le niveau de fluctuations de pression à l'harmonique  $n$  de la fréquence de rotation :

$$P' - P_o = \rho \left[ \omega r U'_{\theta n} - \frac{1}{2} \{ U'^2_{\theta n} + U'^2_m + 2 [ U_{o\theta} U'_{\theta n} + U_{or} U'_m ] \} \right] \quad (67)$$

## 2. PRISE EN COMPTE DES EFFETS VISQUEUX.

Les sillages visqueux des divers aubages de la roue interceptent le diffuseur et la volute et induisent des fluctuations de circulation sur leurs aubages. Les effets sur les éléments situés à l'aval de la roue peuvent être déduits de la description des sillages dans la roue. Le modèle utilisé par SIMPSON, CLARK et WEIR [22] est issu directement des travaux de KEMP et SEARS [52] relatifs à des études de réponse d'une aile à une rafale, avec les hypothèses restrictives suivantes :

- la superposition des sillages issus de profils isolés décrit la configuration des sillages provenant de la grille d'aubes amont.
- l'incidence relative sur la grille aval est nulle à chaque instant.
- les efforts induits par les variations de circulation enregistrées par les autres aubes sont négligés ; seuls les effets stationnaires d'interactions sont pris en compte.

La figure 25 illustre la répartition de vitesse dans la zone associée au sillage dans le modèle proposé par SIMPSON, CLARK et WEIR. Les expressions de base associées, permettant de définir la fluctuation de vitesse  $U'_t$  dans le sillage, sont les suivantes :

$$\frac{U'_t}{U_C} = \frac{2\sqrt{\pi}}{K_5} \sum_{n=1}^{\infty} R \left( \exp \left( -\frac{2\pi n}{d_r} (U_t + h) \right) - \frac{\pi^2 n^2}{K_5^2} \right) \quad (68)$$

$$K_5 = \frac{\sqrt{\pi} d_r \cos(\beta_r)}{0,68 \sqrt{2 C_D} c_r \left( \frac{x_r - 0,7 c_r}{c_r} \right)^{1/2}} \quad (69)$$

$$\frac{U_c}{V_t} = - \frac{2,42 \sqrt{C_D}}{\frac{x_r}{c_r} - 0,4} \quad (70)$$

$$V_r = \frac{Q}{2 \pi r b_2 \cos(\beta_r)} \quad (71)$$

$C_D$ : coefficient de trainée

Finalement :

$$U'_t = \frac{-0,04 N_r \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) \left[ \frac{\ln\left(\frac{r}{a}\right)}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} - 0,7 \right]^{1/2} \cos\left[ n N_r (\theta - \Omega t - \ln\left(\frac{r}{a}\right) \operatorname{tg}(\beta_r)) \right] \exp\left(\frac{-\pi^2 n^2}{K_s^2}\right) Q R C_D}{\cos^2(\beta_r) \left[ \frac{\ln\left(\frac{r}{a}\right)}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} - 0,4 \right] r b_2} \quad (72)$$

Les composantes de vitesses instationnaires s'obtiennent par les relations :

$$\begin{cases} U'_{\theta n} = -U'_t \cos(\beta_r) \\ U'_{rn} = U'_t \sin(\beta_r) \end{cases} \quad (73)$$

Les fluctuations de pression correspondant à l'effet du sillage visqueux se déterminent à partir des relations (67) et (73). Elles conduisent au niveau instationnaire dépendant de  $(r, \theta)$  et du nombre  $n$ , rang d'harmonique de la fréquence de rotation.

La superposition des deux effets pris en compte permet d'obtenir la fluctuation de pression en un point quelconque de la section de sortie de la volute. Cette expression a été utilisée comme base de calcul du niveau RMS moyen des fluctuations de pression en sortie de volute pour une pompe donnée. Le chapitre 5 décrit les diverses étapes effectuées pour accéder à ces résultats, le logiciel de calcul associé et les résultats obtenus sur les pompes du programme SHF décrit précédemment.

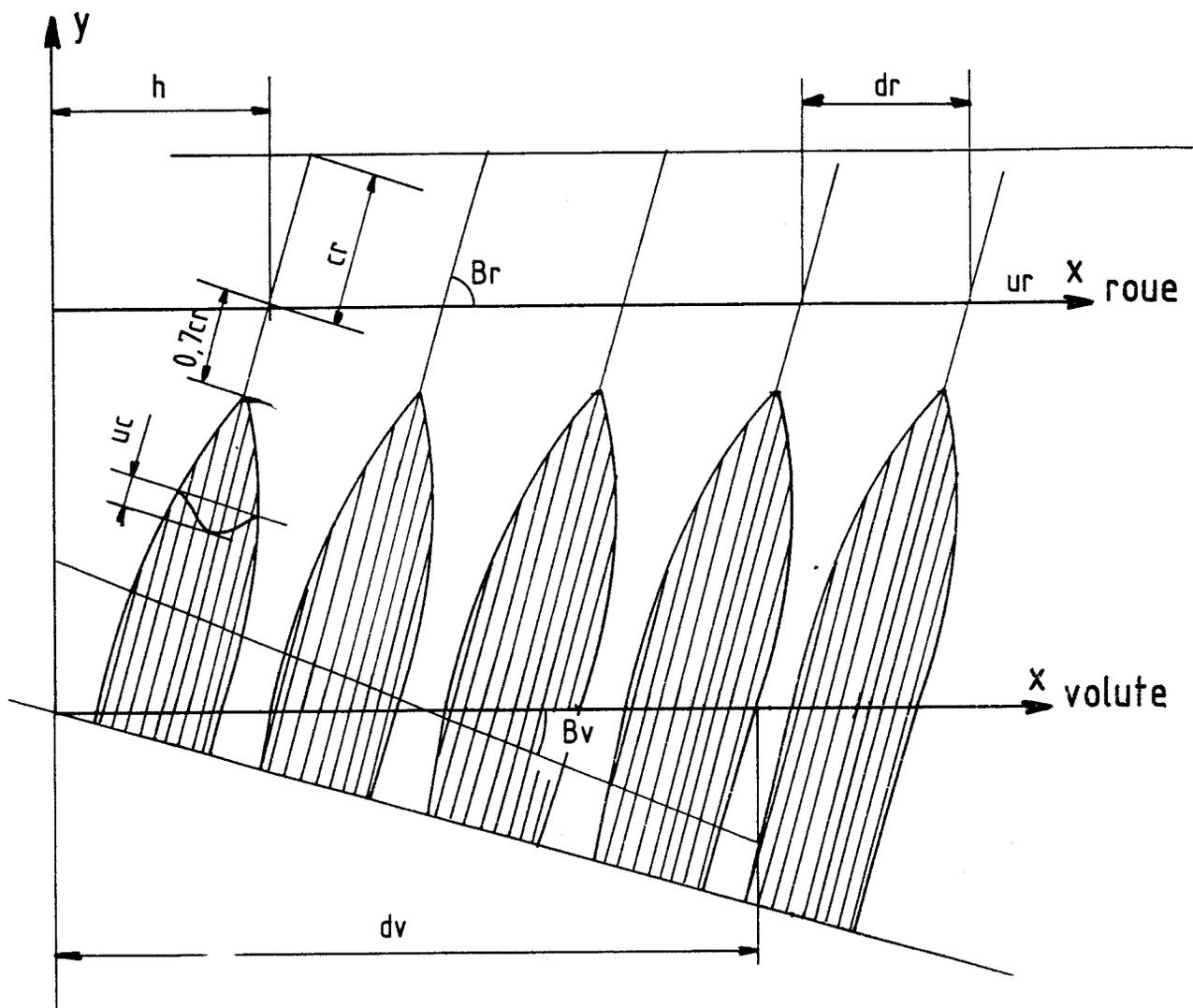


Figure 25

## Chapitre 5

### **Application du modèle de SIMPSON, CLARK et WEIR à des pompes industrielles et confrontation aux résultats expérimentaux.**

Pour appliquer le modèle bidimensionnel, décrit dans le chapitre précédent, à une pompe industrielle, il est nécessaire de procéder à un certain nombre d'adaptations tant du point de vue de la géométrie que du point de vue des écoulements internes.

Après avoir décrit la façon dont nous procédons pour effectuer ces adaptations, nous décrivons les résultats ainsi obtenus sur les roues AO, A2 et CO du programme expérimental de la SHF décrit au chapitre 3 et nous le confrontons aux résultats expérimentaux.

Enfin, nous présentons pour l'une de ces machines (roue AO), en son point de fonctionnement nominal, l'influence d'un certain nombre de paramètres sur les niveaux de fluctuations de pression au refoulement, à la fréquence de passage des aubes  $F_{pa}$ , prévue par le modèle de SIMPSON, CLARK et WEIR, à savoir :

- \* vitesse de rotation
- \* entrefer roue-bec de volute
- \* nombre d'aubes de la roue
- \* angle en entrée et effet de courbure d'aubage associé.

### 1. MACHINE BIDIMENSIONNELLE EQUIVALENTE A UNE POMPE DONNEE

Le modèle bidimensionnel impose une largeur constante pour la roue et la volute ainsi que des aubages minces en forme d'arcs de spirales logarithmiques.

Pour nos calculs, nous utilisons les éléments géométriques suivants :

- \* une machine bidimensionnelle dont la largeur constante est égale à la largeur  $b_2$  en sortie de la roue de la machine réelle.
- \* un angle  $\beta_r$  des arcs de spirales logarithmiques simulant les aubages de roue égal à l'angle  $\beta_r$  réel entre la tangente au squelette des aubages en sortie de roue et la direction circonférentielle.
- \* des arcs de spirales logarithmiques simulant les aubages de roue s'étendant du rayon de sortie réel  $R_2$  au rayon d'entrée moyen  $R_1$  de cette roue.
- \* une volute équivalente de largeur constante  $b_2$ , constituée d'un arc de spirale logarithmique évoluant d'un rayon  $R_5$ , rayon réel au bec de volute, à un rayon  $R_e$  défini par la relation suivante (figure 26 et référence [53]).

$$\ln\left(\frac{R_e}{R_5}\right) = \frac{1}{b_2} \int_{R_5}^{R_6} \frac{b(r)}{r} dr \quad (74)$$

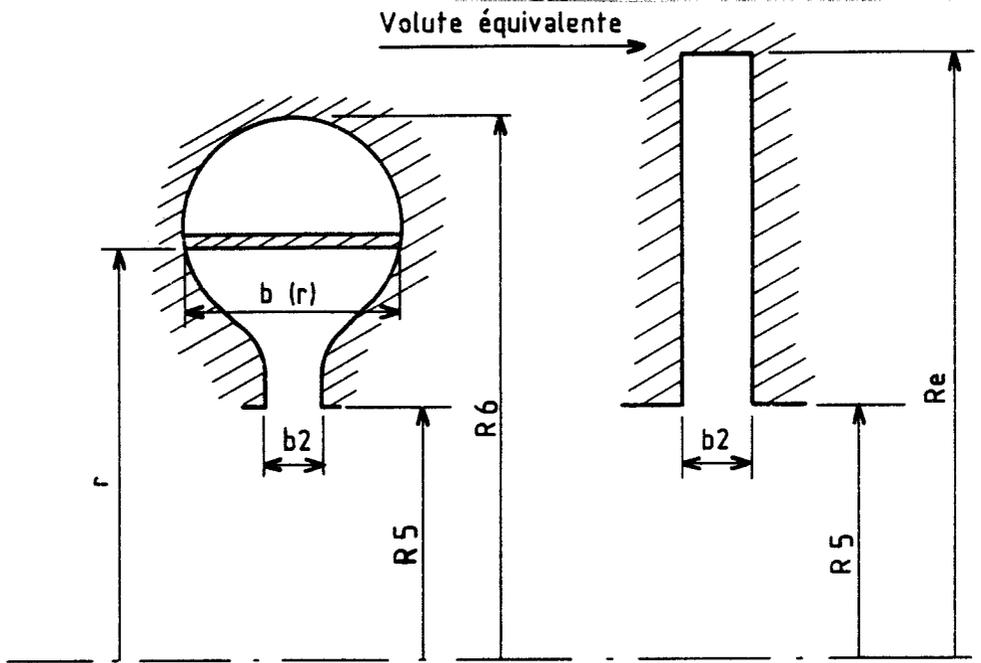


Figure 26

Le coefficient K de l'expression (15) du chapitre 4 est déterminé ainsi :

\* le débit volume moyen QR traversant la section de sortie de la volute équivalente peut être calculé à partir de la distribution de vitesse en fonction du rayon,  $U_{\theta_0}(r)$  :

$$QR = b_2 \int_{R_5}^{R_e} U_{\theta_0}(r) dr \quad (75)$$

\* en supposant une répartition de vitesse de la forme  $U_{\theta_0} = K_1/r$ ,

on obtient :

$$K_1 = \frac{QR}{b_2 \ln(R_e/R_5)} \quad (76)$$

et 
$$K = \frac{QR}{\omega R_2^2 b_2 \ln(R_e/R_5)} \quad (77)$$

Le coefficient de perte  $C_D$  qui apparaît dans la prise en compte des sillages (relation (72) ), est déterminé à partir de la valeur des pertes roue  $P_r$  (déduite des mesures de séparation des pertes ou d'un modèle prédictif) :

$$C_D = \frac{4\pi g P_r}{N_r \omega b_2 V} \quad (78)$$

avec :  $P_r$  : perte roue en m  
 $N_r$  : nombre d'aubes de la roue  
 $V = \frac{V_1 + V_2}{2}$ ,  $V_1$  et  $V_2$  : vitesses absolues en entrée et sortie de roue

## 2. CALCUL DU NIVEAU GLOBAL DES FLUCTUATIONS DE PRESSION EN SORTIE DE VOLUTE

L'expression (67) du chapitre 4 permet d'obtenir, en chaque point de la volute, l'évolution de la fluctuation de pression pour chaque fréquence multiple de la fréquence de passage des aubages ; les termes correspondants aux autres fréquences sont nuls.

La valeur RMS des fluctuations à une fréquence donnée, et en un point, est alors calculée ainsi :

$$P_{RMS}(r) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(r,t) dt} \quad (79)$$

avec T période associée.

Le résultat en un point au rayon r de la section de sortie de la volute ( $\gamma = \gamma_v$ ) a été déterminé analytiquement.

La valeur moyenne de ces fluctuations de pression dans cette section de sortie est alors calculée ainsi :

$$P_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{(R_e - R_s)} \int_{R_s}^{R_e} P_{\text{RMS}}^2(r) dr} \quad (80)$$

Cette intégration est ici effectuée numériquement.

Les deux intégrations qui apparaissent dans les expressions (79) et (80) sont effectuées :

- \* d'une part, en considérant la superposition des fluctuations de pression associées respectivement aux effets de circulations et aux effets des sillages.
- \* d'autre part, en considérant séparément la contribution de chacun des deux effets.

L'organigramme général (figure 27) décrit les grandes étapes du calcul qui est effectué sur un micro-ordinateur HP 9816 (programmation en basic HP). Il faut remarquer que les fonctions  $H_n^r$ ,  $F_n^r$ ,  $H_n^v$ ,  $F_n^v$  sont calculées par intégration numérique avec calculs séparés des parties réelles et des parties imaginaires, alors que SIMPSON, CLARK et WEIR ont à ce niveau utilisé des expressions approchées.

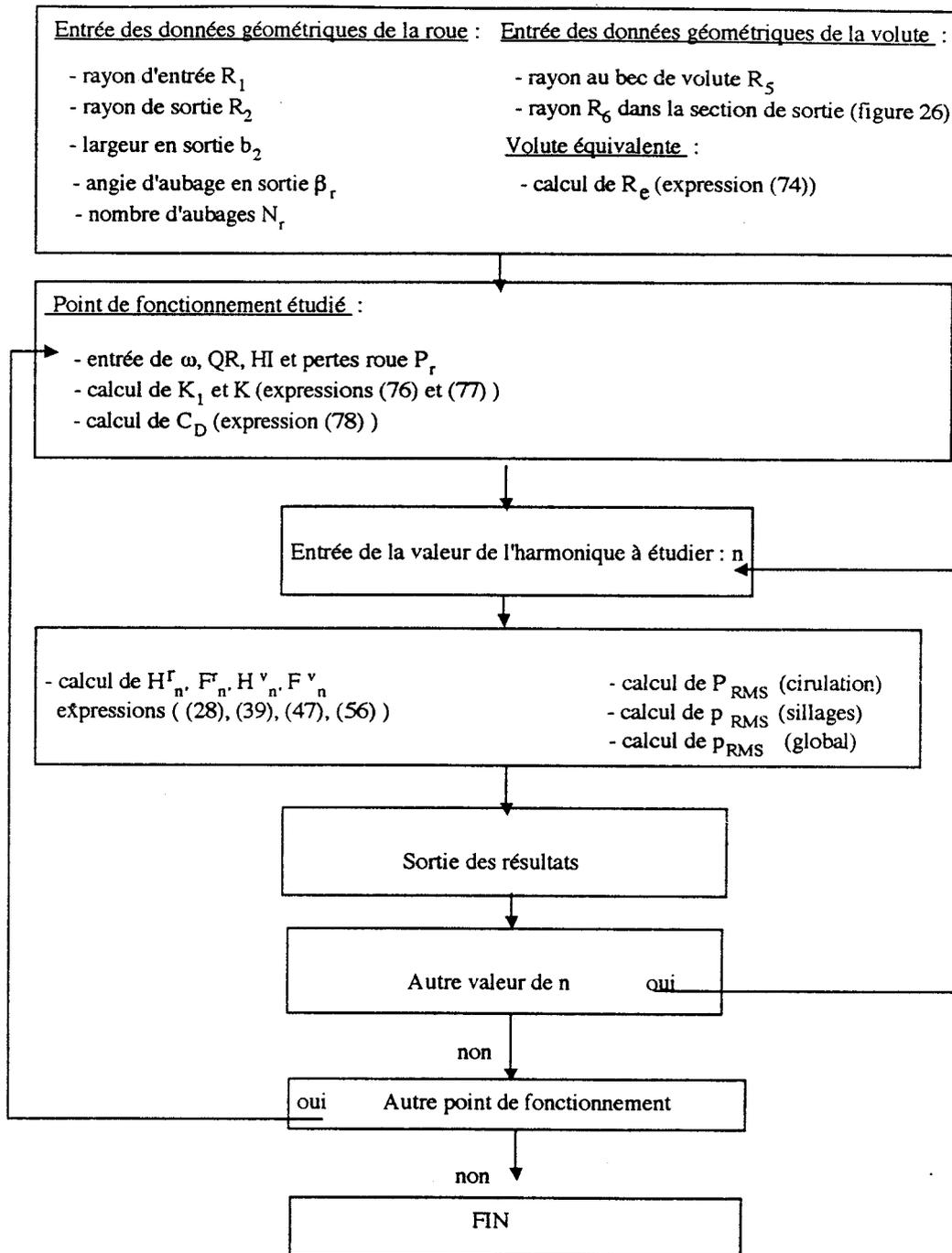


Figure 27

### 3. COMPARAISON DES TROIS POMPES AO, A2 ET CO

Les trois pompes du programme expérimental de la SHF ont déjà fait l'objet d'une présentation au chapitre 3, tant du point de vue de leurs caractéristiques géométriques que du point de vue de leurs performances hydrauliques. Des mesures de fluctuations de pression ont été effectuées en divers points de l'installation d'essais. Les résultats des comparaisons entre le modèle et les résultats expérimentaux sont présentés ci-dessous à deux fréquences particulières :

- \* la fréquence de passage des aubes  $f_{pa}$
- \* le double de cette fréquence de passage des aubes, en utilisant les informations expérimentales obtenues avec le capteur K11 (figure 15 du chapitre 3), qui se trouve sur le cône de sortie de la volute ; ce capteur a été choisi compte-tenu du fait que le modèle donne un niveau RMS de fluctuations dans la section de sortie de la volute. Les divers résultats sont présentés en décibels (avec une référence à 1 Pa), pour divers débits relatifs de fonctionnement (sur les diverses courbes,  $Q$  représente le débit traversant la roue et  $Q_N$  le débit nominal de référence (495 m<sup>3</sup>/h à 1330 tr/min)), et pour une vitesse de rotation des pompes égale à 1330 tr/min.

### 3.1. Résultats à la fréquence de passage des aubes

Le modèle de calcul et le logiciel associé permettent de calculer, pour chaque point de fonctionnement, les niveaux RMS de fluctuations de pression en sortie de volute suivants :

- \* niveau global à la fréquence choisie
- \* contribution des effets non visqueux
- \* contribution des effets visqueux (sillages des aubages de roue).

Les résultats correspondants sont présentés sur les figures 27, 28, et 29.

La figure 28 montre les effets de circulation (calculs non visqueux) pour les trois machines :

- \* pour chacune des machines, le niveau décroît quand le débit croît, de façon cohérente avec les évolutions de hauteur interne (voir figure 13 du chapitre 3).
- \* la machine CO se révèle la plus "silencieuse" des trois à chaque débit, en notant toutefois que les performances hydrauliques de la pompe A2 sont supérieures à celles de la CO ce qui doit relativiser la comparaison. A ce niveau, il semble donc intéressant d'augmenter le diamètre extérieur des roues de façon à réduire le bruit de circulation.

### 6.3.1. Résultats à la fréquence de passage des aubes

Le modèle de calcul et le logiciel associé permettent de calculer, pour chaque point de fonctionnement, les niveaux RMS de fluctuations de pression en sortie de volute suivants :

- \* niveau global à la fréquence choisie
- \* contribution des effets non visqueux
- \* contribution des effets visqueux (sillages des aubages de roue).

Les résultats correspondants sont présentés sur les figures 27, 28, et 29.

La figure 28 montre les effets de circulation (calculs non visqueux) pour les trois machines :

- \* pour chacune des machines, le niveau décroît quand le débit croît, de façon cohérente avec les évolutions de hauteur interne (voir figure 13 du chapitre 3).
- \* la machine CO se révèle la plus "silencieuse" des trois à chaque débit, en notant toutefois que les performances hydrauliques de la pompe A2 sont supérieures à celles de la CO ce qui doit relativiser la comparaison. A ce niveau, il semble donc intéressant d'augmenter le diamètre extérieur des roues de façon à réduire le bruit de circulation.

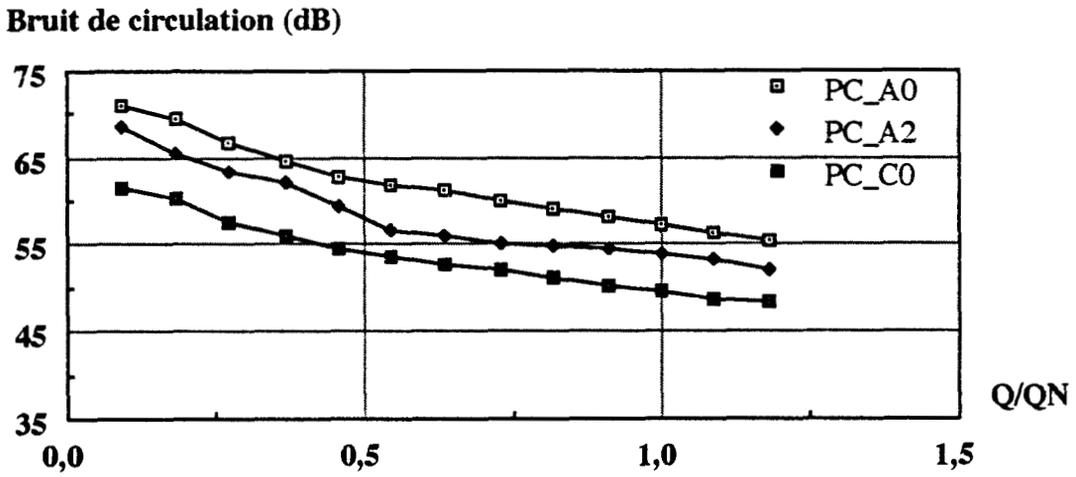


Figure 28 : Niveau de fluctuations de pression associé à la circulation à Fpa

La figure 29 montre les effets des sillages d'aubages. On trouve ici des résultats qu'il faut rapprocher des évolutions des pertes roue (voir figure A.1.7 de l'annexe 1). La roue AO est de ce point de vue la plus performante (elle correspond à un tracé conventionnel) ; pour cette roue, l'effet des sillages présente un minimum pour un débit roue relatif de l'ordre de 0,75 alors que pour les deux machines l'effet des sillages croît continûment quand le débit augmente.

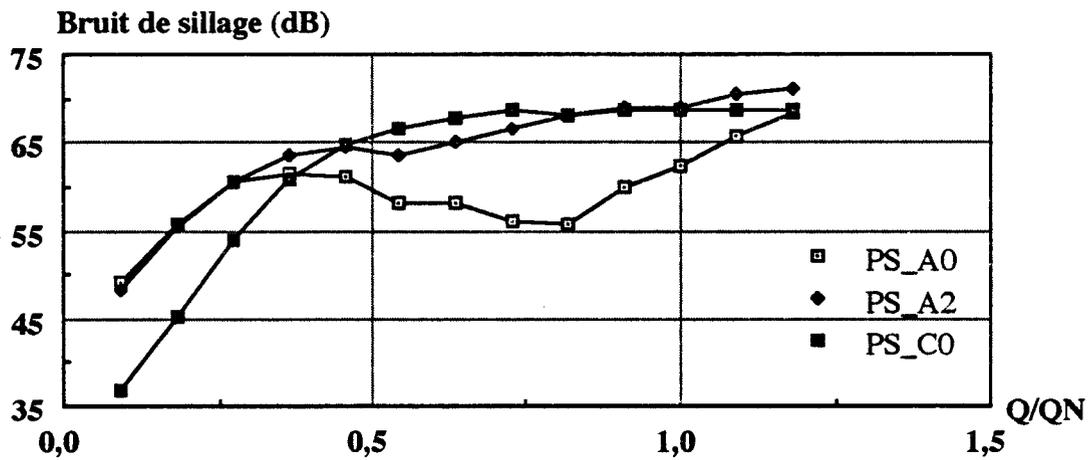
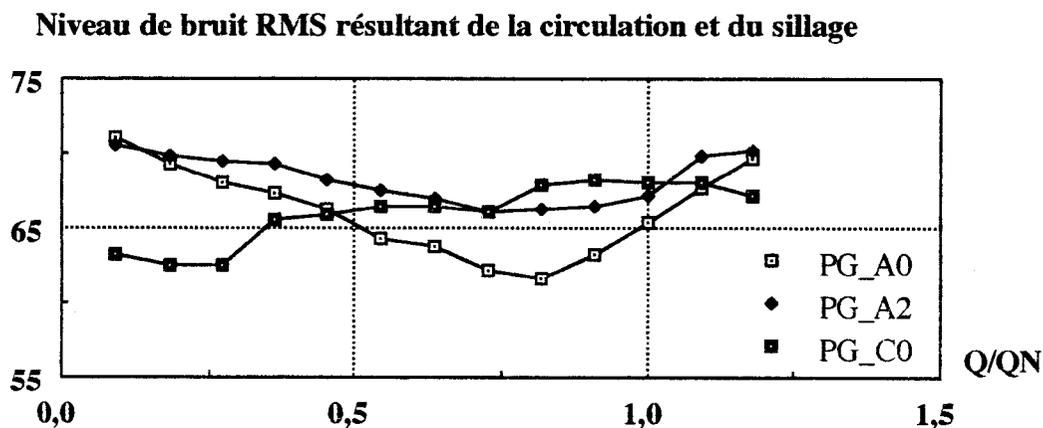


Figure 29 : Niveau de fluctuations de pression associé aux sillages visqueux à Fpa

La prise en compte simultanée des deux effets conduit aux prédictions globales présentées sur la figure 30. La machine conventionnelle (AO) se révèle la meilleure à ce niveau, avec un minimum de bruit pour un débit roue relatif égal à 0,8. Les deux autres machines présentent des niveaux sensiblement plus constants lorsque le débit varie. On peut d'ores et déjà remarquer les différences importantes avec la formule globale de prédiction décrite au chapitre 3, comme l'illustre le tableau 4 ci-dessous :

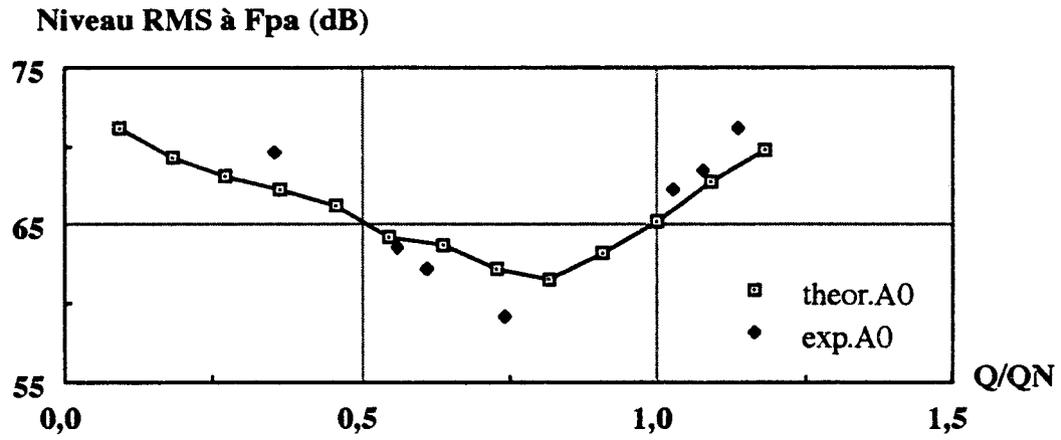
Niveaux de fluctuations de pression à fpa ; Q/QN = 1			
	AO	A2	CO
Formule globale	69,2	68,8	77,2
Modèle	65,3	67,2	68,1

TABLEAU 4

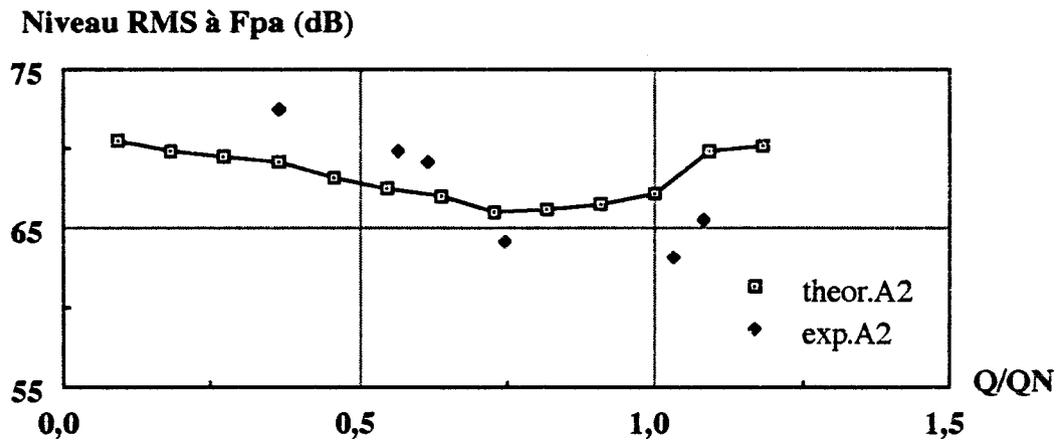


**Figure 30 : Niveaux globaux prédits à Fpa**

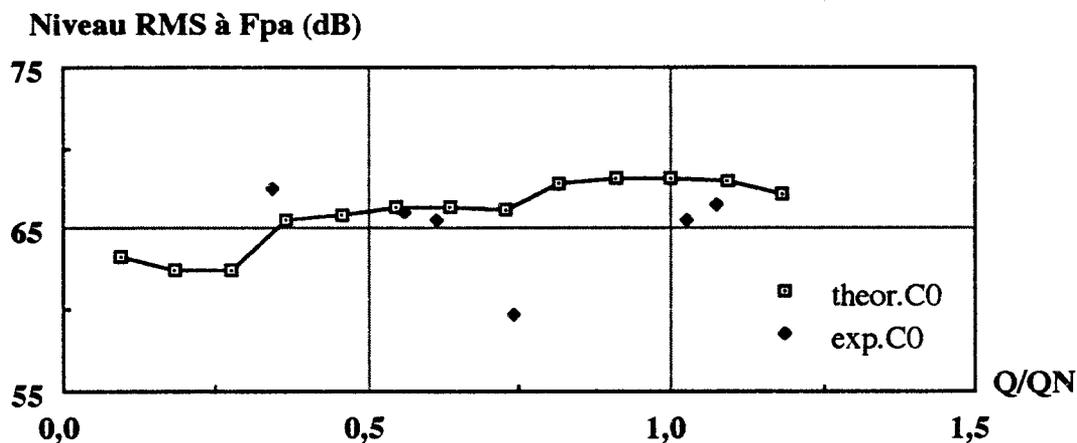
La comparaison des résultats du modèle avec les résultats expérimentaux est illustrée par les figures 31, 32 et 33 pour chacune des trois machines. De façon générale, on peut constater que le modèle prédit de façon assez satisfaisante les niveaux de fluctuations en sortie de volute, non seulement au débit nominal mais également aux autres débits. Les écarts entre résultats de calcul et résultats expérimentaux sont au maximum de 3 à 4 dB, mis à part pour un point de fonctionnement particulier de la pompe CO ( $Q/QN = 0,75$ ) pour lequel une confirmation expérimentale doit sans doute être envisagée. Ces résultats sont d'autant plus satisfaisants que les essais n'ont pas été réalisés dans des conditions parfaitement anéchoïques ; les mesures de type intensimétrique ([15]) sur la conduite de refoulement montrent un coefficient de réflexion de l'ordre de 0,7 pour cette fréquence de passage des aubes.



**Figure 31 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la pompe A0 à Fpa**



**Figure 32 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la pompe A2 à Fpa**



**Figure 33 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la pompe C0 à Fpa**

### 3.2. Résultats à 2fpa

Les figures 34, 35, 36 présentent la comparaison entre les résultats du modèle et les résultats expérimentaux pour cette fréquence double de la fréquence de passage des aubes.

On observe à nouveau une assez bonne corrélation entre les mesures et les prédictions, tant du point de vue des niveaux que du point de vue de l'allure des évolutions en fonction du débit. Pour cette fréquence (et a fortiori pour les harmoniques d'ordre supérieur), l'effet de circulation est prépondérant ce qui explique l'allure des courbes.

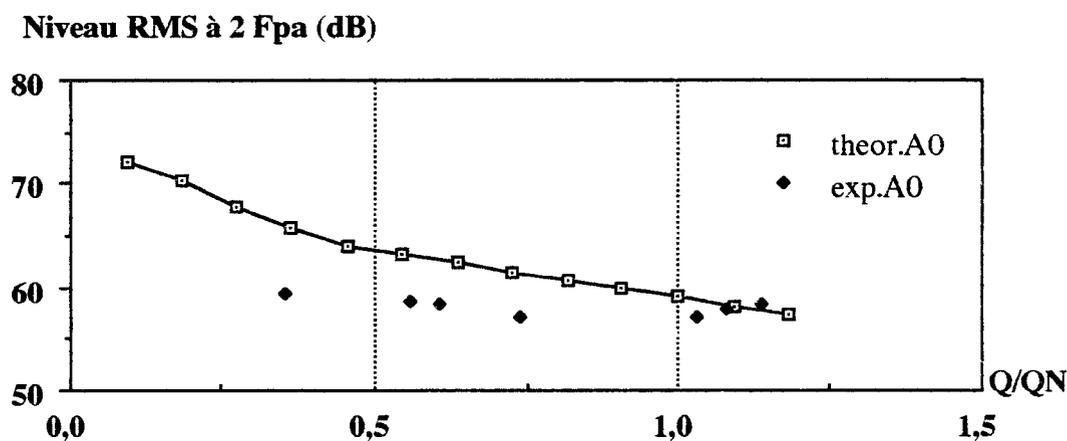


Figure 34 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la pompe A0 à 2 Fpa.

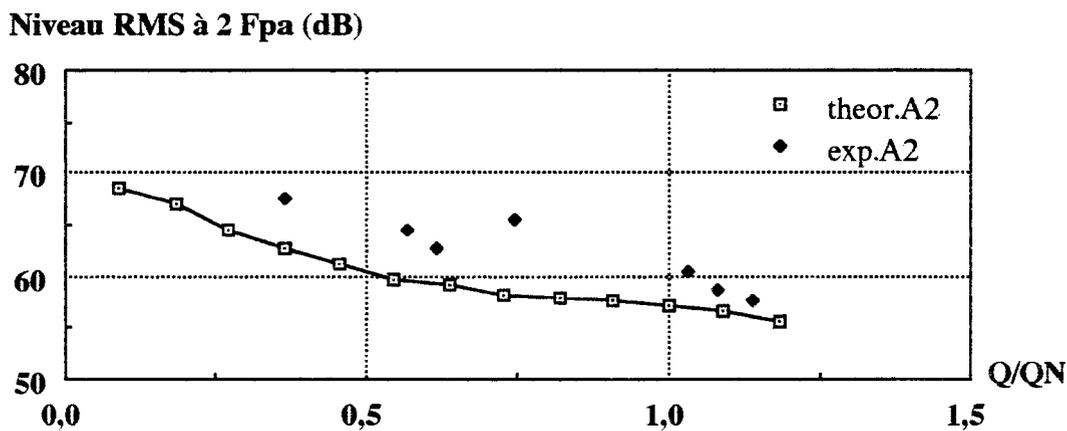
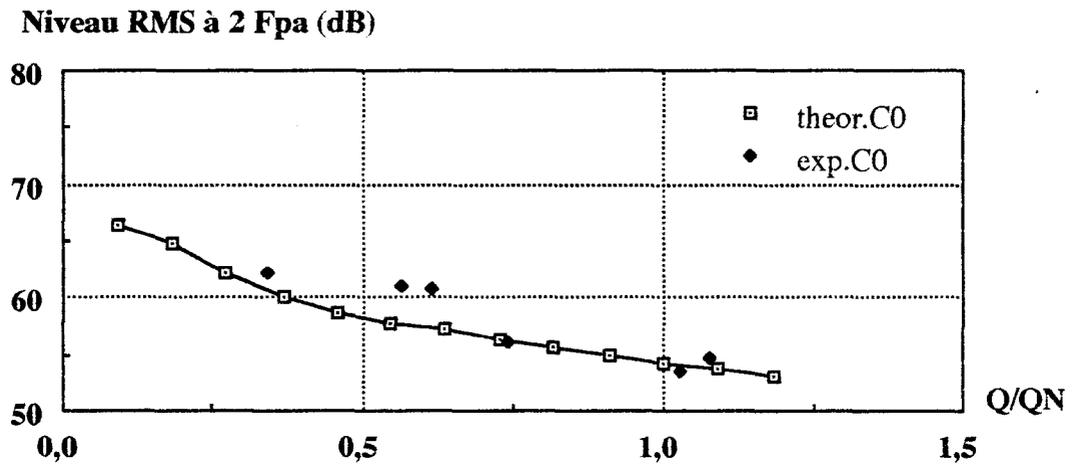


Figure 35 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la pompe A2 à 2 Fpa



**Figure 36 : Comparaison des résultats théoriques et expérimentaux de la pompe A2 à 2 Fpa**

En conclusion, les résultats obtenus lors de cette comparaison des trois machines AO, A2 et CO montrent que le modèle détaillé proposé par SIMPSON, CLARK et WEIR permet une bonne prédiction des niveaux de fluctuations en sortie de volute, pour tous les régimes de fonctionnement, dans la mesure où d'une part on prend soin de bien définir la machine bidimensionnelle équivalente et d'autre part on dispose de bonnes corrélations pour la hauteur interne et les pertes roue.

Nous avons donc utilisé ce modèle pour analyser la sensibilité d'un certain nombre de paramètres constructifs.

#### 4. INFLUENCE DE DIVERS PARAMETRES

Cette étude de sensibilité d'un certain nombre de paramètres constructifs a été menée en utilisant les éléments de base de la pompe AO, dans ses conditions nominales de fonctionnement ( $Q/Q_N = 1$ ). Nous avons successivement analysé l'influence de :

- \* l'entrefer entre roue et bec de volute
- \* la vitesse de rotation
- \* le nombre d'aubes de la roue
- \* l'angle d'entrée  $\beta_1$

Tous les calculs (et donc les résultats présentés) ont été effectués à la fréquence de passage des aubes.

##### 4.1. Influence de l'entrefer entre roue et bec de volute

Le jeu entre la roue et le bec de volute peut évidemment être modifié soit par rognage de la roue, soit par rognage du bec de volute. Toutefois, le rognage de la roue s'accompagne de modifications sensibles des performances hydrauliques, ce qui rend la comparaison délicate. Nous avons donc envisagé une simulation de l'augmentation de l'entrefer par augmentation du rayon au bec de volute. Les résultats de simulation au débit nominal montrent une décroissance régulière du niveau de fluctuations de pression à la fréquence de passage des aubes lorsque l'entrefer augmente ; la figure 37 présente cette évolution dans un domaine raisonnable de variation de l'entrefer relatif. L'effet de circulation est ici prépondérant. Une campagne de validation expérimentale est prévue dans le cadre du groupe de travail de la SHF et sera réalisé durant l'année 1992.

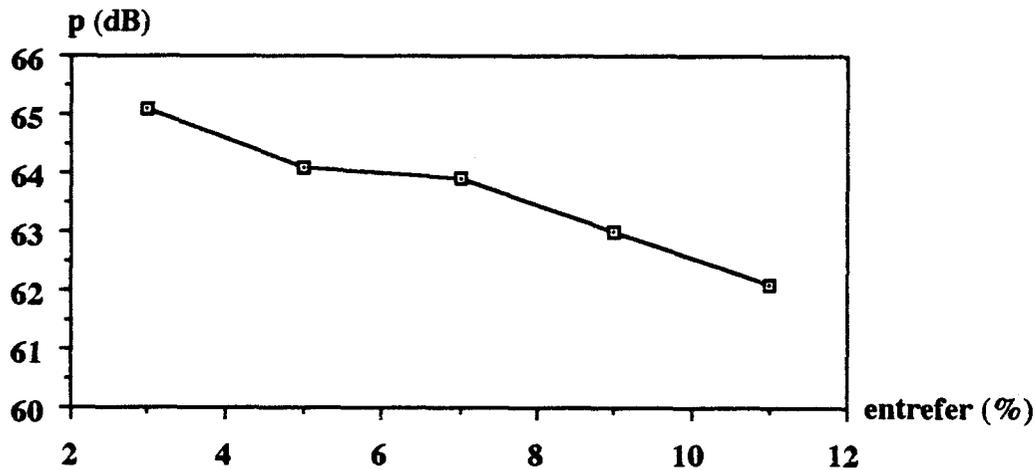


Figure 37 : Influence de l'entrefer (roue A0 à QN)

#### 4.2. Influence de la vitesse de rotation

L'influence de la vitesse de rotation sur le niveau de fluctuations de pression à la fréquence de passage des aubes a été analysée avec le modèle dans la gamme 800-1800 tr/min. La hauteur interne et les pertes roue ont été calculées pour chaque vitesse en application des règles habituelles de similitude. La figure 38 montre la façon dont le niveau de fluctuations croît lorsque la vitesse de rotation augmente. La figure 39 présente en trait continu le résultat qui serait obtenu en supposant une variation du niveau de fluctuations proportionnelle au carré du rapport  $N/1330$  ; l'écart entre cette loi simple et les résultats de calcul demeure inférieur à 2 dB sur toute la gamme de vitesse étudiée.

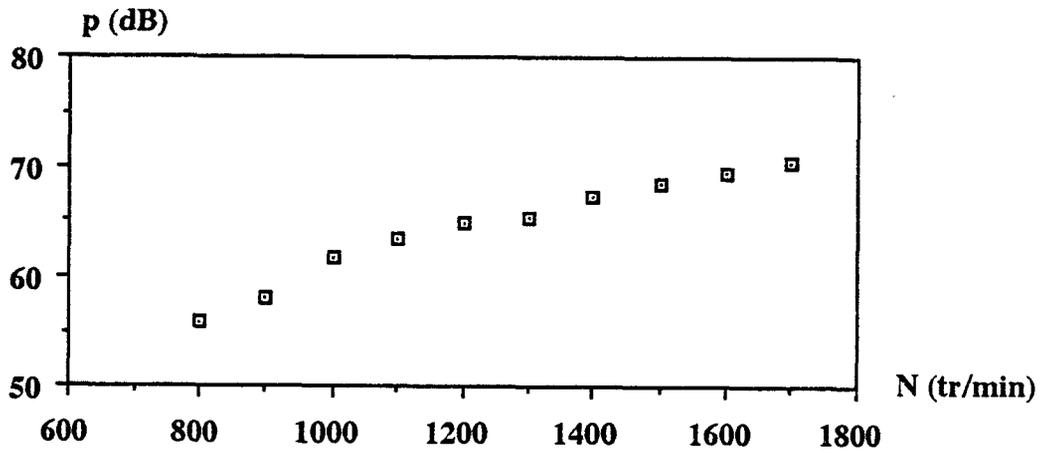


Figure 38 : Influence de la vitesse de rotation (roue A0 à QN)

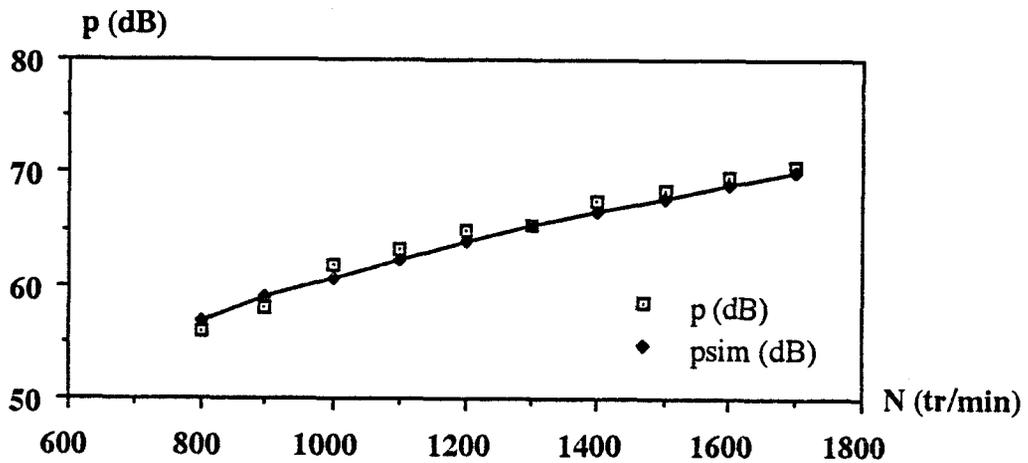


Figure 39 : Comparaison entre l'influence de la vitesse de rotation et la variation du niveau de fluctuations proportionnelle au carré du rapport  $\frac{N}{1330}$

### 4.3. Influence du nombre d'aubes

Cette analyse a été menée en prenant comme référence le dimensionnement de la roue AO ( $N_r = 7$  aubes). Une modification du nombre d'aubes s'accompagne évidemment de modifications éventuelles d'autres paramètres géométriques (rayon extérieur, largeur en sortie, angle d'aubage en sortie). Comme le montre le tableau 5 : les résultats présentés ici ont été obtenus en utilisant le logiciel CENTROX [54] en gardant un rayon de sortie  $R_2$  sensiblement constant.

Le tableau 5 ci-dessous précise les valeurs obtenues pour les divers nombres d'aubages, et la figure 40 montre l'effet sur les fluctuations de pression à la fréquence de passage des aubages.

	ROUE A0	MODIFICATIONS ESSAYEES						
$N_r$	7	5	6	7	8	9	10	11
$R_2$ (mm)	176	175	175	175	175	175	175	175
$b_2$ (mm)	43,6	68,8	56,6	50,2	46,3	43,7	41,8	40,3
$\beta_r$ (°)	22,5	22	22	22	22	22	22	22

TABLEAU 5

#### 4.4. Influence de l'angle d'entrée $\beta_1$

La modélisation proposée par SIMPSON, CLARK et WEIR analyse une machine bidimensionnelle dont les aubages sont des arcs de spirales logarithmiques dont l'angle entre la tangente à la spirale et la direction orthoradiale est constant et égal à l'angle de sortie réel des aubages  $\beta_r$ . La transformation conforme utilisée dans la modélisation (relation (16) du chapitre 4) transforme ces aubages en segments de droites.

La prise en compte d'une variation de l'angle  $\beta$  en fonction du rayon, d'une valeur  $\beta_1$  en entrée (rayon  $R_1$ ) à une valeur  $\beta_r$  en sortie (rayon  $R_2$ ), peut être intégrée dans la relation (18) qui caractérise la transformation conforme. Afin d'analyser cet effet, nous avons envisagé une évolution linéaire de  $\beta$  en fonction du rayon. A cette évolution sont associés des arcs de courbe dans le plan transformé. Les figures en annexe 4 illustrent cet effet dans le cas des données géométriques de la roue A0 avec :

$$R_2 = 176 \text{ mm} \quad R_1 = 110 \text{ mm} \quad \beta_r = 22^\circ 5'$$

et  $\beta_1$  évoluant de  $10^\circ$  à  $34^\circ$ .

La procédure de calcul a été reprise en tenant compte de la forme de ces arcs de courbe dans le plan transformé, par calcul numérique, dans chaque cas, des nouvelles fonctions  $H_n^r$  associées selon l'expression suivante :

$$x_{r1} = c_{r1} \cos(\theta) \quad \theta \in [0, \pi/2] \quad (81)$$

$$x_{r2} = c_{r2} \cos(\theta) \quad \theta \in [\pi/2, \pi] \quad (82)$$

$$\Gamma_{rc} = \int_{x_{r1}}^{x_{r2}} \sigma \gamma_v dx_{r1} + \int_{x_{r2}}^{x_{r3}} \sigma \gamma_v dx_{r2} \quad (83)$$

$$C_n^r = A_0^r + A_1^r + \sum_{m=1}^{\infty} (A_{m+1}^r - A_{m-1}^r) \cos[m F(x_r)] \quad (84)$$

$$\lambda_r = \frac{\Pi(c_{r1} + c_{r2})}{N_r d_r} e^{i(\pi/2 - \beta_r)} \quad (85)$$

$$H_n^r = \int_{x_{r1}}^{x_{r2}} \frac{V_r c_{r1}}{\Gamma_{rc}} e^{i\lambda_r n \cos(F(x_r))} C_n^r dx_r + \int_{x_{r2}}^{x_{r3}} \frac{V_r c_{r2}}{\Gamma_{rc}} e^{i\lambda_r n \cos(F(x_r))} C_n^r dx_r \quad (86)$$

La prise en compte de ces variations de  $\beta_1$  a une influence (dans cette approche) uniquement sur le calcul non-visqueux. Les résultats, au débit nominal, pour la pompe A0, sont représentés sur la figure 41 ; on y constate une diminution de niveau des fluctuations de pression en sortie de volute, à la fréquence de passage des aubes, lorsque  $\beta_1$  augmente. On peut noter ici que pour la roue A0 réelle, cet angle  $\beta_1$  évolue d'une valeur égale à 40,7° au plafond ( $R_1 = 46,38$  mm) à une valeur égale à 19,2° en ceinture de roue ( $R_1 = 99,93$  mm).

Evidemment, la prise en compte de ce paramètre au niveau de la conception doit également intégrer les autres effets associés à ces choix de  $\beta_1$  et en particulier les conditions de cavitation (NPSH requis) et de recirculations à débits partiels.

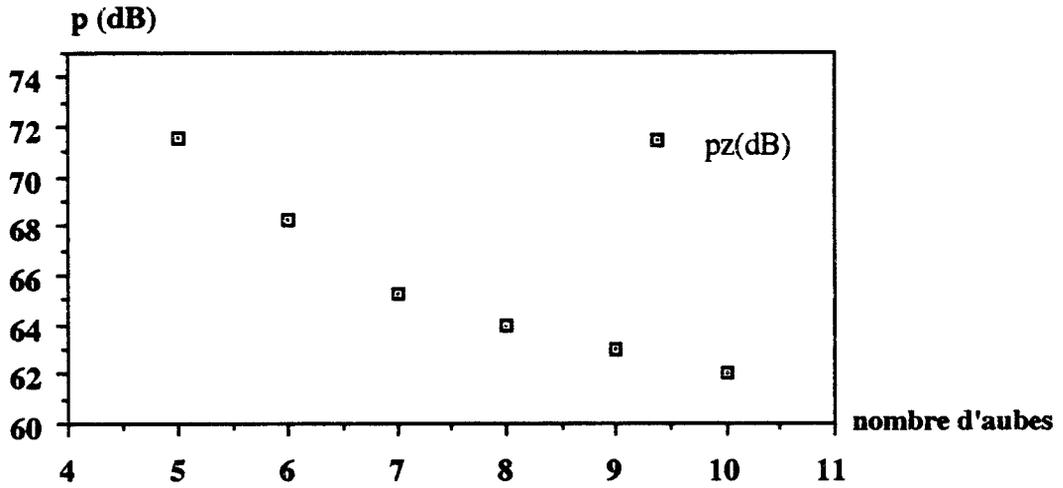


Figure 40 : Influence du nombre d'aubes (roue A0 à QN)

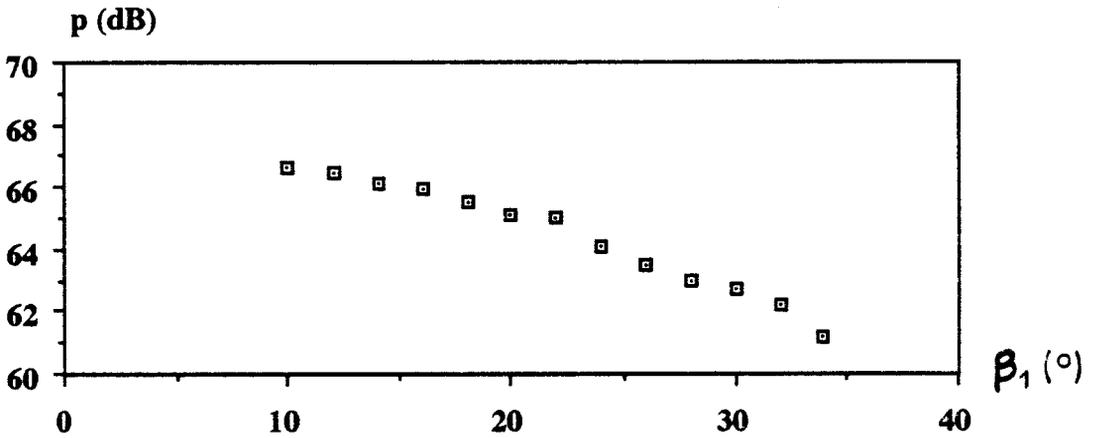


Figure 41 : Influence de l'angle d'entrée (roue A0 à QN)

## CONCLUSION

Cette étude avait comme objectif général de fournir au projeteur des outils susceptibles de permettre la prise en compte de critères liés au bruit hydraulique dans la conception de pompes centrifuges.

L'étude bibliographique et les nombreux contacts au sein du groupe de travail "Hydraulique et Bruit" de la S.H.F. ont fait apparaître le peu d'informations disponibles sur cet aspect du comportement des pompes centrifuges.

Les nombreux travaux de développement de codes de calculs des écoulements instationnaires dans ces machines n'ont pas encore permis d'aboutir à la mise en place d'un outil exploitable dans un bureau d'études, tant pour l'analyse de solutions que pour l'aide au choix de certains paramètres constructifs.

Notre travail a donc pris comme base un important travail effectué il y a plus de vingt ans par SIMPSON, CLARK et WEIR, présentant d'une part une approche théorique bidimensionnelle très complète et d'autre part une formulation plus globale s'appuyant sur un certain nombre de résultats expérimentaux.



Dans un premier temps, nous avons envisagé l'utilisation de cette formulation globale, en montrant comment il est possible de la réécrire en faisant apparaître certains nombres sans dimension caractéristiques soit du point de fonctionnement nominal de la machine soit de certaines grandeurs géométriques caractérisant le dimensionnement de la roue de pompe centrifuge. Une réflexion sur la sensibilité du niveau de bruit hydraulique aux variations de ces paramètres a pu être menée à bien. Ce type d'analyse a par ailleurs été utilisé pour le dimensionnement de trois machines destinées à fournir les mêmes performances hydrauliques nominales dans le cadre du groupe de travail de la S.H.F. Les essais de ces machines, réalisés au Laboratoire de Mécanique de Lille sur la boucle d'essais de pompes SESAME, constituent le support expérimental de notre travail.

La confrontation des niveaux RMS de fluctuations de pressions à la fréquence de passage des aubes mesurés en sortie de volute et calculés par cette formule globale au point nominal de fonctionnement fait apparaître une assez bonne corrélation (de l'ordre de 1 à 2 dB) pour la machine A0 qui correspond à un tracé de pompe assez standard ; par contre, la même comparaison avec les deux autres machines essayées montre des écarts tout à fait inacceptables (10 dB et plus !!) si l'on veut prévoir correctement l'effet de choix dimensionnels très éloignés des choix habituels effectués en vue d'obtenir de bons rendements énergétiques. L'utilisation de telles corrélations globales ne peut donc être envisagée sérieusement pour tenter par exemple de répondre à une demande de limitation du niveau de bruit hydraulique de machines destinées à certaines applications particulières. D'autre part, ces formules globales ne prennent absolument pas en compte l'incidence des nombreux paramètres géométriques qui caractérisent les interactions entre parties fixes et mobiles de la machine.

La seconde partie de notre travail a donc été consacrée à l'adaptation du modèle théorique bidimensionnel développé par SIMPSON, CLARK et WEIR. Ce modèle permet en particulier d'accéder, pour chaque fréquence harmonique de la fréquence de rotation de la roue, à une évaluation d'un niveau moyen de fluctuations de pression dans la section de sortie de la volute de la machine. Pour chaque fréquence étudiée, on peut mettre en évidence la contribution d'une part des fluctuations de circulation autour des divers profils (approche en fluide non visqueux) et d'autre part de l'interaction des sillages issus des aubages de la roue avec les aubages fixes (diffuseur aubé et/ou bec de volute). Ce modèle a été repris en détail et un programme de calculs sur micro-ordinateur a été développé permettant d'éviter certaines approximations utilisées par SIMPSON, CLARK et WEIR. Ce programme prend en compte les diverses options que nous avons définies pour passer de la machine réelle étudiée à un modèle bidimensionnel notamment le calcul de la volute équivalente et l'introduction des évolutions de hauteur interne et des pertes de roue en fonction du débit pour la vitesse de rotation étudiée.

Les résultats obtenus à l'aide de cette approche pour la fréquence de passage des aubes et le double de la fréquence de passage des aubes, sur toute la plage de fonctionnement étudiée des trois pompes du programme expérimental de la S.H.F, sont très voisins des résultats expérimentaux avec des écarts qui dépassent exceptionnellement 3dB. Ces résultats sont d'autant plus satisfaisants que les conditions de mesures ne sont pas parfaitement anéchoïques sur la boucle d'essais.

Cette confrontation théorie-expérience montre que l'approche complète proposée par SIMPSON, CLARK et WEIR permet d'obtenir une bonne appréciation du niveau de bruit hydraulique au refoulement d'une pompe centrifuge, susceptible d'être incorporée dans une phase de dimensionnement de ce type de machine.

Les quelques analyses de sensibilité de certains paramètres géométriques des pompes du programme S.H.F., effectuées en conclusion de notre travail, illustrent les possibilités ainsi offertes au bureau d'études.

Enfin, cette étude permet de mieux apprécier la nécessité, pour les programmes de calculs plus évolués en cours de développements, de prendre en compte simultanément les effets instationnaires liés aux fluctuations de circulation (calculs en fluide non visqueux) et les effets visqueux associés en particulier aux sillages d'aubages dont il faudrait sans doute améliorer la modélisation.

Ce travail sera complété au Laboratoire, d'une part par une analyse plus fine des fluctuations de pression dans la machine (y compris dans la roue) afin de mieux apprécier les couplages éventuels avec le circuit, et d'autre part par un certain nombre d'essais complémentaires destinés en particulier à analyser l'influence du jeu relatif entre le bec de volute et la roue.

## Bibliographie :

- [1] J. TOURRET, J. MILLOUET  
Examen critique des méthodes de caractérisation de l'énergie acoustique produite par une pompe.  
La Houille Blanche, n°8, 1985, p. 648.
- [2] R. CANAVELIS  
Vibrations et bruits, aspects industriels.  
XXèmes journées de l'Hydraulique, LYON, 4-6 avril 1989, p. RGII.1-RGII.9.
- [3] G. CAILLIOT, G. VUILLEROD  
Approche industrielle des critères de vibration des lignes d'arbres de groupes hydroélectriques.  
XXèmes journées de l'Hydraulique, LYON, 4-6 Avril 1989, p. II.6.1-II.6.6.
- [4] A.J. STEPANOFF  
Pompes centrifuges et pompes hélices.  
Dunod, 2ème édition, 1961, p. 123-124.

- [5] E. MAKAY  
Centrifugal pump hydraulic instability.  
E.P.R.I. CS-1445, Research project 1266-18, final report, juin 1990, p. 59.
- [6] M. KAMGA  
Etude du champ de pression hydro-acoustique dans la volute et dans la roue  
d'une pompe centrifuge.  
Thèse de doctorat ENSAM, PARIS, Septembre 1989.
- [7] H. GREIN, M. JAQUET  
Quelques résultats de mesure d'oscillations de pression dans les pompes  
d'accumulation et turbines-pompes.  
Bulletin ESCHER WYSS, n° 1, 1974, p. 20-26.
- [8] J. TOURRET  
Le bruit des installations hydrauliques industrielles.  
CETIM informations, n°48, 1976, p. 51-57.
- [9] A. SIMON, J. GULICH, U. BOLLETER  
Disponibilité des centrales thermiques - possibilités d'amélioration.  
Revue Technique SULZER, n°4, 1990, p. 22-23.
- [10] D. LEDUCQ, M. WEGNER  
Méthode d'approche du bruit engendré par la cavitation.  
La Houille Blanche, n°8, 1985, p. 697-708.

- [11] J. TOURRET, J.P. FOUCAUT., A. BADIE-CASSAGNET, G.BERNARD  
Etude expérimentale du bruit généré et émis par une pompe centrifuge.  
La Houille Blanche, n°8, 1985, p. 664-677.
- [12] P.M. BAETZ  
Surveillance vibratoire des groupes hydro-électriques à l'EDF.  
XXèmes journées de l'Hydraulique, LYON, 4-6 Avril, 1989, p. V.1.1-V.1.6
- [13] J. TOURRET  
Problèmes associés à l'étude du bruit d'un circuit de pompes centrifuges.  
La Houille Blanche, n°2/3, 1979, p. 143-151.
- [14] B. DESMET, F. TEPHANY, J.L. TROLLE  
Mécanismes d'interaction d'une pompe et d'un circuit, modèles théoriques.  
La Houille Blanche, n° 3/4, 1988, p. 251-263.
- [15] G. CAIGNAERT, B. DESMET, R. OUAKED, D. STEVENAERT,  
J.P. BARRAND  
Caractérisation du bruit hydraulique d'une pompe centrifuge sur la boucle  
SESAME.  
XXèmes journées de l'Hydraulique, LYON, 4-6 Avril 1989, p. II.12.1-II.12.6.

- [16] J.L. TROLLE, A. BOYER, X. BIRNIE SCOTT  
Détermination de la matrice de transfert et de la source hydroacoustique de la pompe alimentaire N4 BERGERON-RATEAU.  
XXèmes journées de l'Hydraulique, LYON, 4-6 Avril 1989, p. II.11.1-II.11.8.
- [17] P. PEMPIE, J.P. METAIL  
Prédiction du bruit des pompes centrifuges.  
La Houille Blanche, n° 5, 1985, p. 635-654.
- [18] S.V. SAXENA, G.WONSAK, W. NAGEL  
Geräuschemission von Kreiselpumpen.  
Forschungsbericht n° 184 ; Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung  
Dortmund, 1978.
- [19] VDI - Richtlinie 3743, Blatt 1 (Entwurf)  
Emissionskennwerte technischer Schallquellen. Pumpen, kreiselpumpen.
- [20] J.B. ERSKINE  
A user's view on the control of noise from pumps, fans and compressors.  
Limiting noise from pumps, fans and compressors.  
I. Mech E Publications, 1977-10, paper C 249/77, p. 23-27.
- [21] H. ZOGG, U. BOLLETER, D. FLORJANCIC  
Valeur d'émission de bruit des grandes pompes centrifuges.  
Revue Technique SULZER, n° 3, 1983, p. 21-25.

- [22] H.C. SIMPSON, T.A. CLARK, G.A. WEIR  
A theoretical investigation of hydraulic noise in pumps.  
Journal of Sound and Vibrations, n°5 (3), 1967, p. 456-488.
- [23] W.H. DEEPROSE, A.N. BOLTON  
Current industrial pumps and fan fluide-borne noise level prediction.  
Limiting noise from pumps, fan and compressors.  
I. Mech E Publications, 1977-10, paper C 251/77, p. 43-50.
- [24] J.P. BERHAULT, G. CHATEL, F. TEPHANY  
Modélisation des sources aéro-hydrodynamiques de bruit dans les turbomachines.  
La Houille Blanche, n°8, 1985, p. 679-696.
- [25] M. J. LIGHTILL  
On sound generated aerodynamically, I, General theory.  
Proc. Roy. Soc, series A, 211, 1952, p. 564-587.
- [26] M.J. LIGHTILL  
On sound generated aerodynamically, II, turbulence as a source of sound.  
Proc. Roy. Soc, series A, 222, 1954, p. 1-32.
- [27] N. CURLE  
The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound.  
Proc. Roy. Soc., series A, 231, 1955, p. 505-514.

[28] C.L. MORFEY

Sound transmission and Generation in Ducts with flow  
Journal of Sound and Vibration, vol 14, part 1, p. 37-55.

[29] J.H. PRESTON

The non-steady irrotational flow of an inviscid, incompressible fluid, with  
special reference to change in total pressure through flow machines.  
The Aeronautic quarterly, vol.12, part 4, november 1961, p. 343-360.

[30] D.M. COPLEY

The fluctuating flow in centrifugal pumps and the possible causes of vibration.  
Rotodynamic pump research (BHRA), november 1962, vol.1, p. 18.

[31] J. CORNIGLION, T.S. LUU.

Aubes passantes - Méthodes de calcul de l'écoulement instationnaire dans un  
étage de turbomachine.  
Mémoire technique du CETIM, décembre 1971, 83 p.

[32] J. CORNIGLION, G. ALBANO, T.S. LUU.

Méthode de calcul de l'écoulement dans les pompes centrifuges.  
Congrès International du G.A.M.N.I., Paris 11-12-78.

[33] K. IMAICHI, Y. TSUJIMOTO, Y. YOSHIDA.

A two dimensional analysis of the interaction of radial impeller in volute casing.  
AIRH, symposium, Tokyo, 1980.

[34] F. HUREAU

Méthode théorique et expérimentale de caractérisation des écoulements instationnaires dans les pompes centrifuges.

Thèse de Doctorat, Université de NANTES, 1989.

[35] T. BOUET, Ph. DEVINANT, M. MUDRY

Modélisation et analyse stationnaires et instationnaires bidimensionnelles de l'écoulement dans les pompes radiales.

XXèmes journées de l'Hydraulique, LYON, 4-6 Avril, 1989, p. I.10.1-I.10.7.

[36] T. BOUET

Modélisation d'écoulements bidimensionnels instationnaires dans une turbomachine par la méthode des singularités. Prédiction des décollements par un calcul de couche limite.

Thèse de doctorat, Université d'ORLEANS, 1991.

[37] J.L. KUENY, D. PAPANTONIS

Calcul de l'écoulement instationnaire dans une volute de pompe centrifuge.

XXèmes journées de l'Hydraulique, LYON, 4-6 Avril 1989, p. I.9.1-I.9.5.

[38] G. CAIGNAERT, D. DOURNEAU

Mesures de pressions instationnaires dans un canal de turbomachine.

Rapport d'essais n° 91ET020, Marché 88/CNES/3487.

- [39] R.H. SABERSKY, A.J. ACOSTA, E.G. HAUPTMANN  
Fluid Flow.  
The Macmillan Compagny, New York, 1971.
- [40] G.T. CSANADY  
Theory of Turbomachines.  
Mac Graw Hill, NEW-YORK, 1964.
- [41] R. REY, P. GUITON, J. KERMAREC, G. VUILLOUD  
Etude statistique des caractéristiques à débit partiel des pompes centrifuges et de  
détermination approchée du débit critique de recirculation.  
La Houille Blanche, n° 2/3, 1982, p. 107-120.
- [42] A. T<sup>o</sup>. TROSKOLANSKI  
Les turbopompes.  
Editions EYROLLES, 1977, p 28-29.
- [43] M. VIANO  
Considérations et essais sur les labyrinthes cylindriques lisses de machines  
hydrauliques.  
La Houille Blanche , n° 1 , 1970 , p. 55-69.
- [44] W.H. FRASER  
Recirculation in centrifugal pumps.  
World Pumps , 1982 , 188 , p. 227-235.

- [45] G. CAIGNAERT, M. JAREMCZAK, N. GHELICI  
Etude du bruit hydraulique de pompes centrifuges, comparaison des trois pompes A0, A2 et C0.  
Rapport des essais réalisés sur la boucle SESAME du Laboratoire de Mécanique de l'ENSAM de Lille (L.M.L), octobre 90, convention P47 L10/2 G 5678.
- [46] G. CAIGNAERT, J. KERMAREC, C. TROLLAT, M. JAREMCZAK  
Hydraulic noise of centrifugal pumps : comparison of three different pumps designed for the same duty point.  
15ème Symposium de l'Association Internationale de Recherches Hydrauliques ; BELGRADE (Yougoslavie) ; septembre 1990, paper T4.
- [47] J. KERMAREC  
\* Etude du bruit hydraulique des pompes centrifuges.  
Rapport des essais réalisés au Laboratoire du CETIM à Nantes en septembre, octobre, novembre 1989, n° affaire : 6013150/660/4A.
- [48] N.H. KEMP, W.R. SEARS  
Aerodynamics Interference Between Moving Blade Rows.  
Journal of Aeronautical Sciences, Vol. 20, n° 9, 1953, p. 585-597.
- [49] S.B. KAZIN , R.K. MATTA  
Turbine Noise Generation, Reduction and Prediction.  
AIAA 2nd Aero-Acoustics Conférence, Hampton, March 24-26, 1975.

- [50] J.H. PRESTON  
The non-steady irrotational flow of an inviscid incompressible fluid with special reference to changes in total pressure through flow machines.  
Aeronautics Qu., XII, novembre 1961.
- [51] H. GLAUERT  
Elements of Aerofoil and Airscrew theory.  
Cambridge University Press, second edition, 1948.
- [52] N.H. KEMP, W.R. SEARS  
The unsteady forces due to viscous wakes in turbomachines.  
Journal of Aeronautical Sciences, vol. 22, n°7, 1955, p. 478-483.
- [53] U. MANFRASS  
Effect of the volute casing on the impeller flow of a centrifugal pump.  
Proceedings of the 4th conference on fluid machinery ; Budapest ; 1972 ;  
p. 783-800.
- [54] R. REY, R. NOGUERA, F. MASSOUH, A. KHERROF  
Conception assistée par ordinateur des pompes centrifuges.  
XXèmes journées de l'hydraulique, LYON , 4-6 Avril 1989 , p. IV.5.1-IV.5.7.

## **Annexe 1**

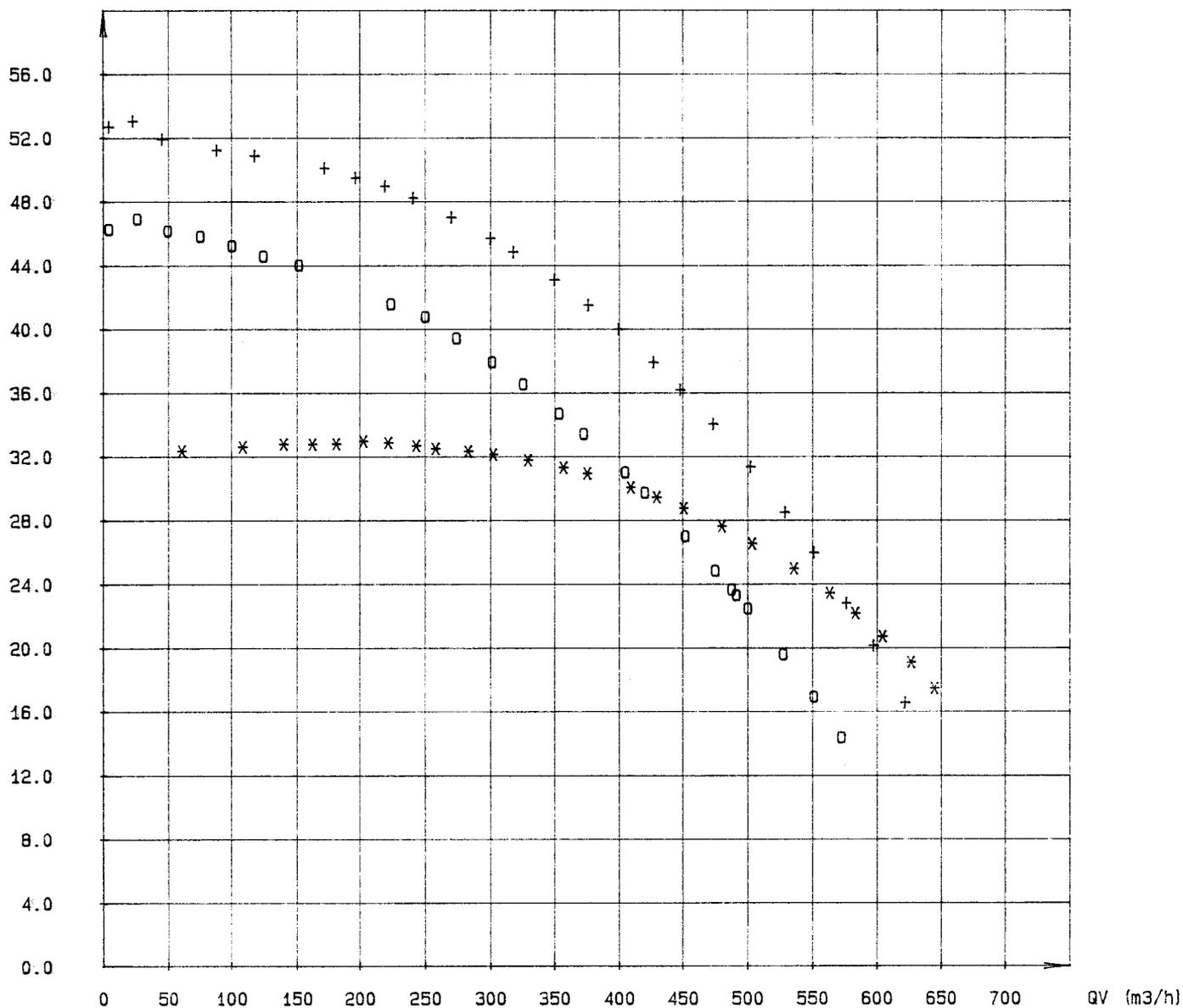
### **Performances hydrauliques à 1330 tr/min des pompes A0, A2 et CO.**

- A.1.1. Hauteur totale d'élévation-débit
- A.1.2. Puissance sur l'arbre-débit
- A.1.3. Rendement global-débit
- A.1.4. Hauteur interne-débit roue
- A.1.5. NPSH-débit
- A.1.6. (a,b et c) Détection du débit critique de recirculation en entrée par mesure de pression sur la bride d'aspiration.
- A.1.7. (a.1-c.2) Séparation des pertes (pertes roue et pertes volute)

Roue Reference: A0 (\*)  
A2 (+)  
C0 (o)

Date: 15/05/92

H (mcl)



N(t/min): 1330

Essai ramene a : 1330 (t/min)

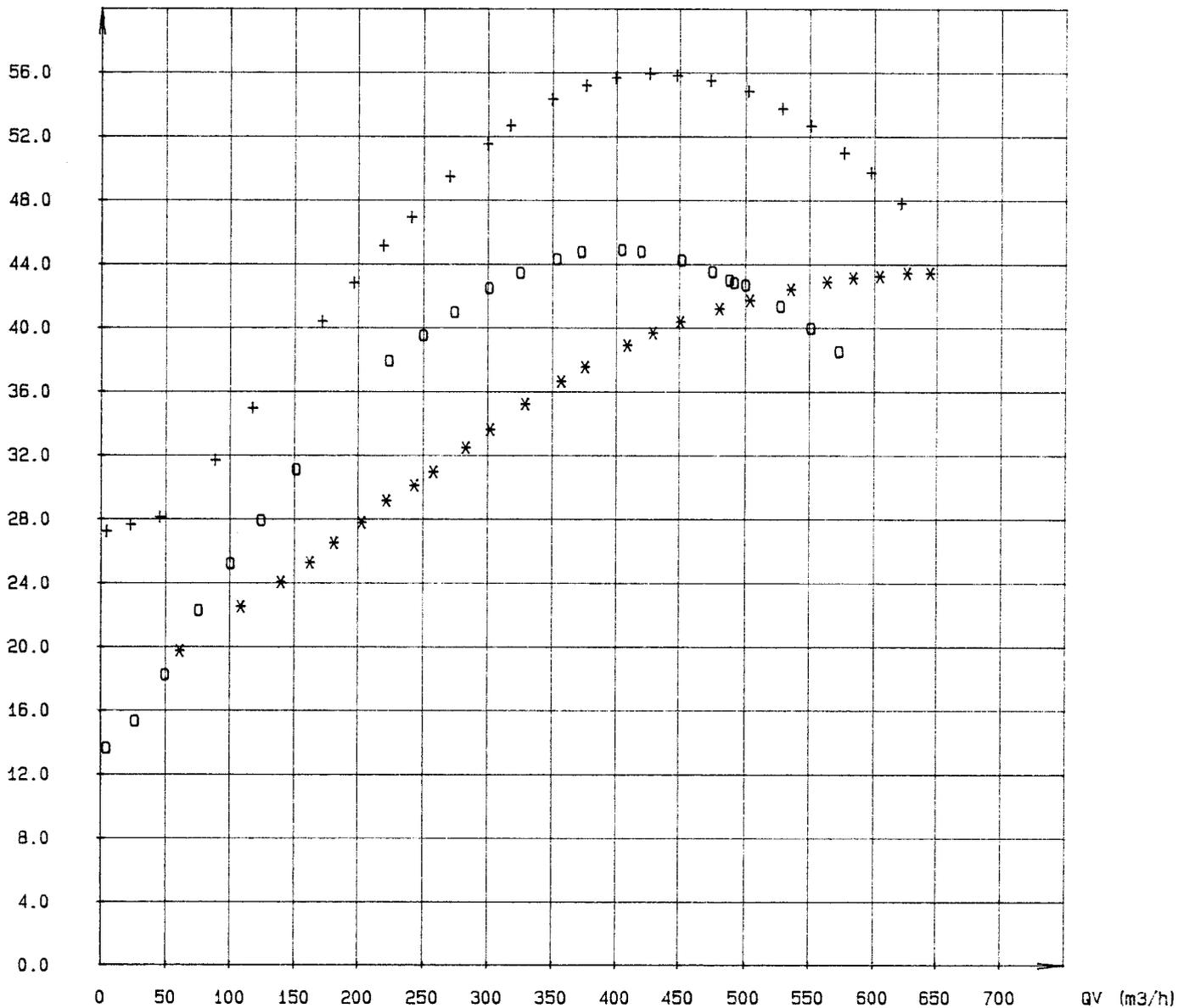
HAUTEUR ----- DEBIT

Figure : A.1.1.

Rowe Reference: A0 (\*)  
A2 (+)  
C0 (o)

Date: 15/05/92

PA (kW)



N (t/min): 1330

Essai n° 1330 a : 1330 (t/min)

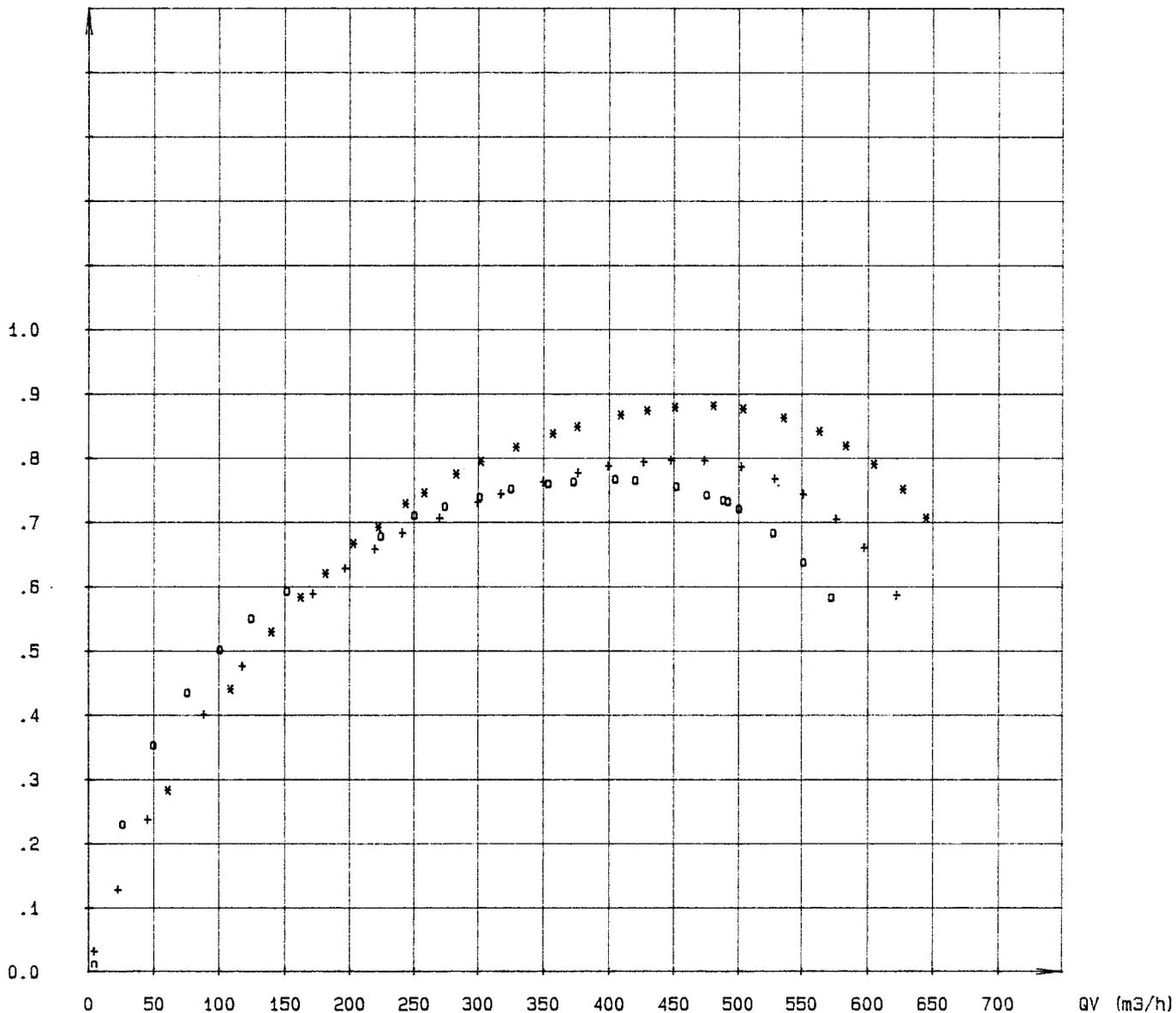
PUISSANCE----- DEBIT

Figure : A.1.2.

Roue Reference: A0 (\*)  
A2 (+)  
C0 (o)

Date: 15/05/92

Rendement



N (t/min): 1330

Essai ramene a : 1330 (t/min)

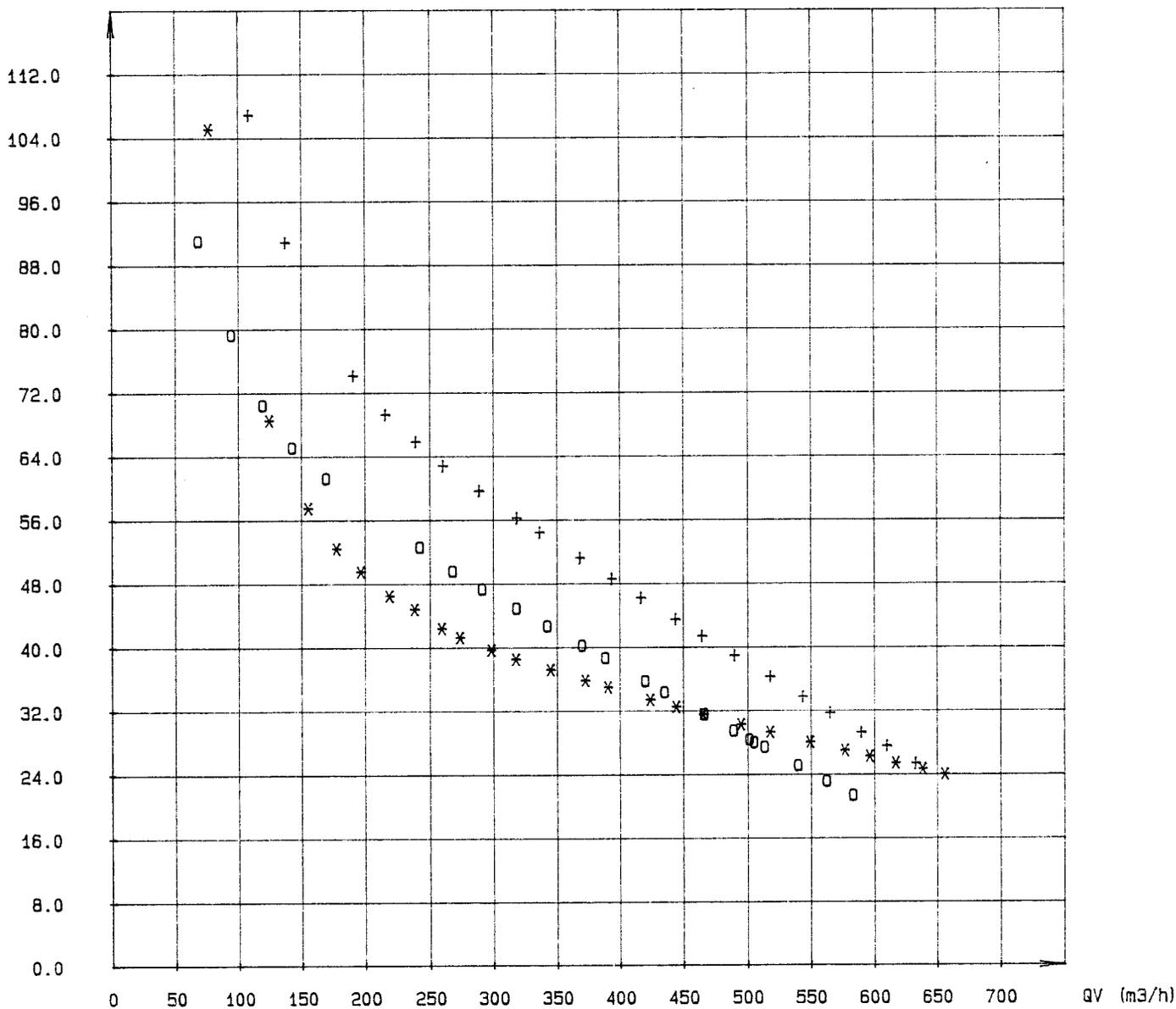
RENDEMENT ---- DEBIT

Figure : A.1.3.

Roue Reference: A0 (\*)  
A2 (+)  
C0 (o)

Date: 15/05/92

H1 (mcl)

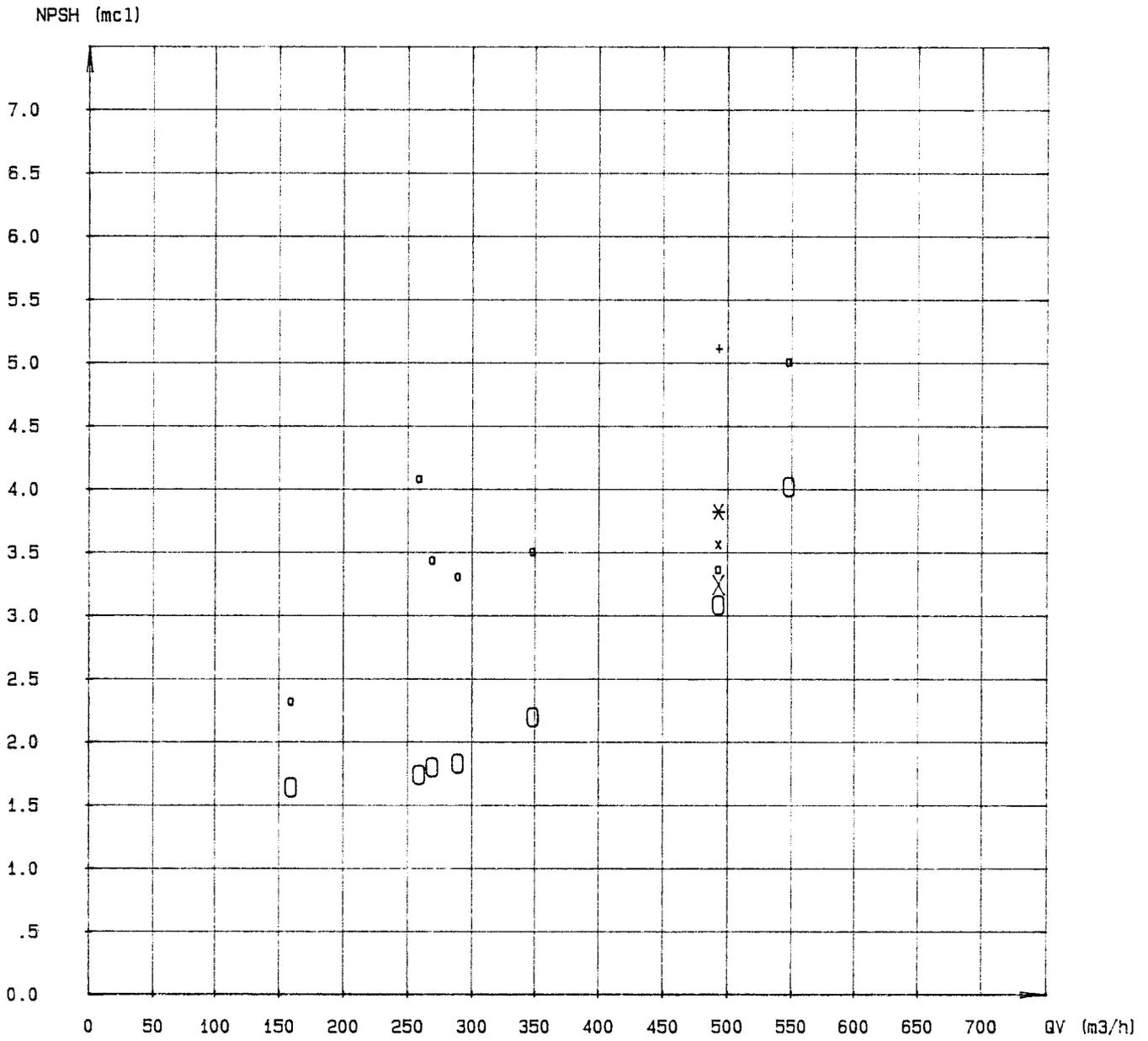


N (t/min): 1330

Essai ramene a : 1330 (t/min)

HAUTEUR INTERNE-- F (DEBIT TRAVERSANT LA ROUE)

Figure : A.1.4.



N (t/mn) : 1330

Essai ramene a : 1330 (t/mn)

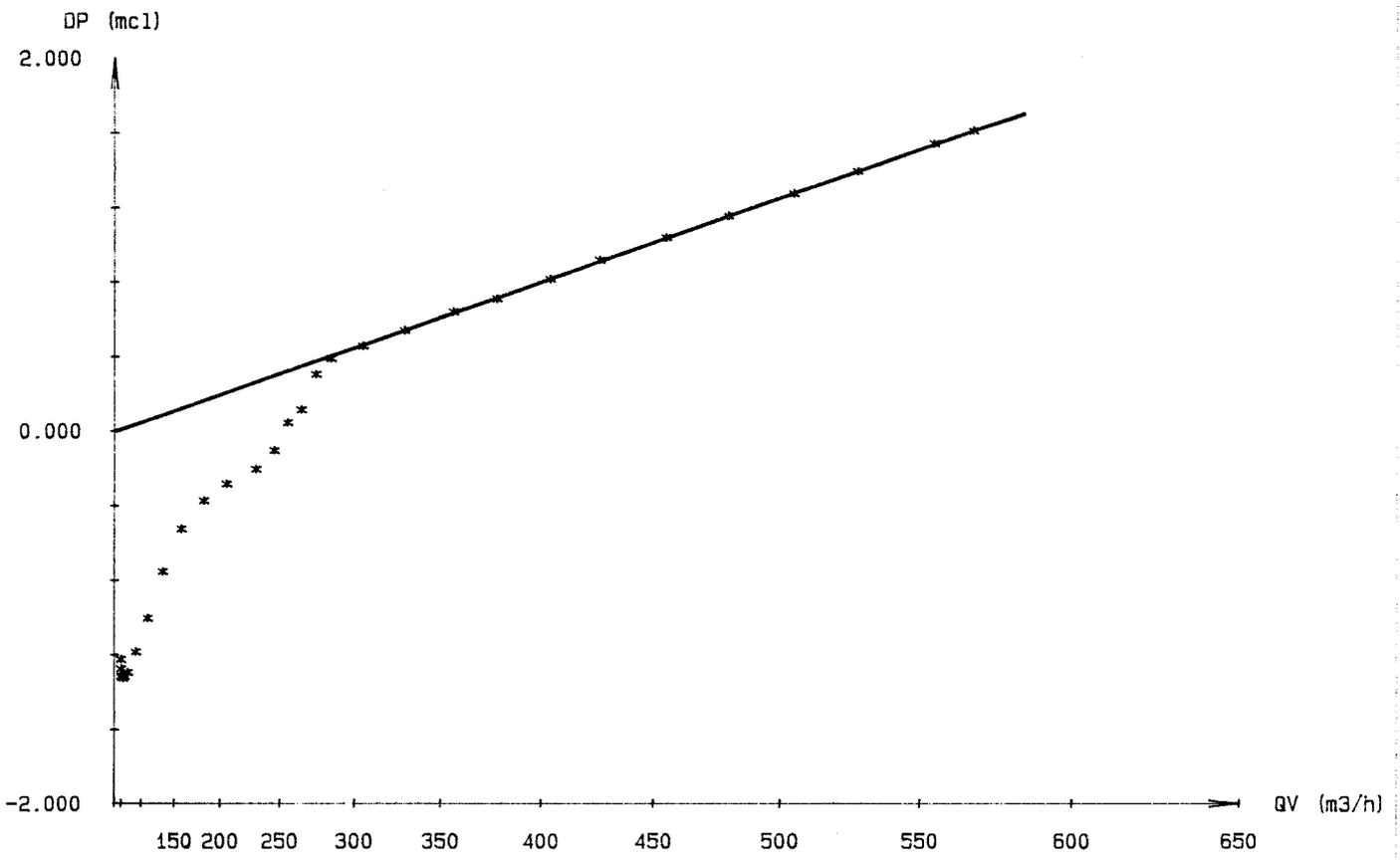
(O) : A0  
 (\*) : A2  
 (X) : C0

→ NPSH a 3%

(o) : A0  
 (+) : A2  
 (x) : C0

→ NPSH a 1%

Figure : A.1.5.

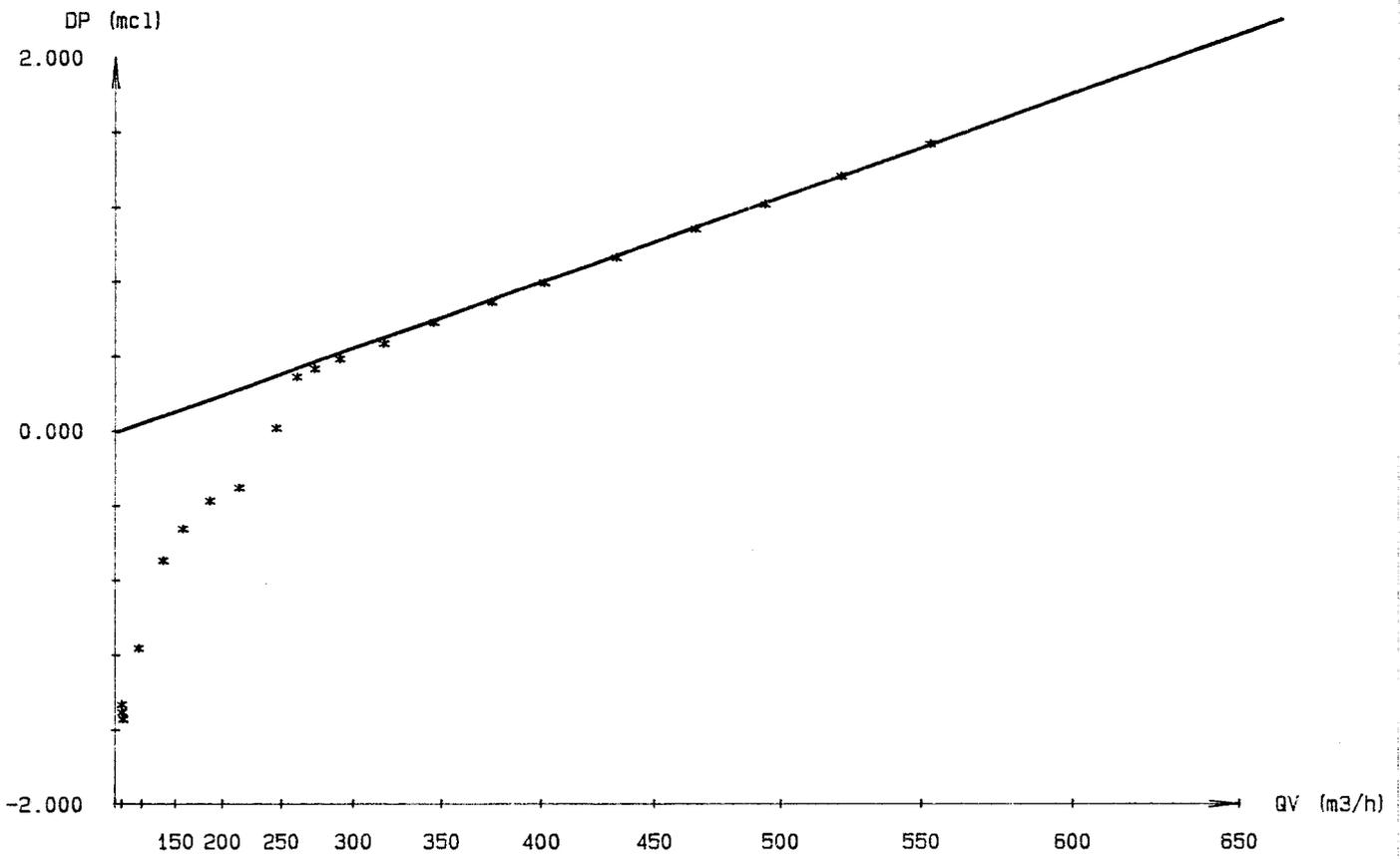


N (tr/min): 1330

Essai ramene a : 1330

### ETUDE DE LA PREROTATION

Figure : A.1.6.a

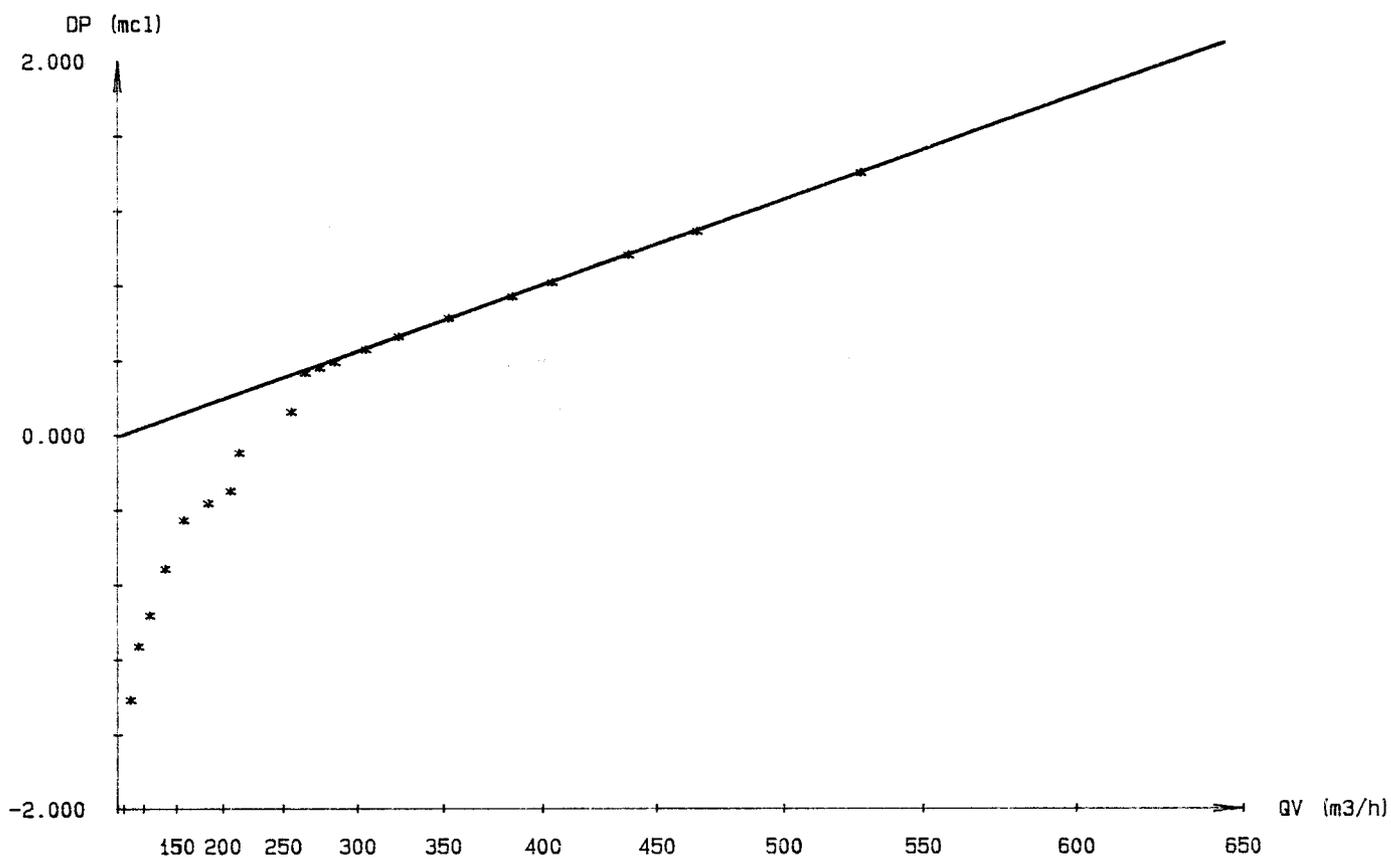


N (tr/min): 1330

Essai ramene a : 1330

### ETUDE DE LA PREROTATION

Figure : A.1.6.b



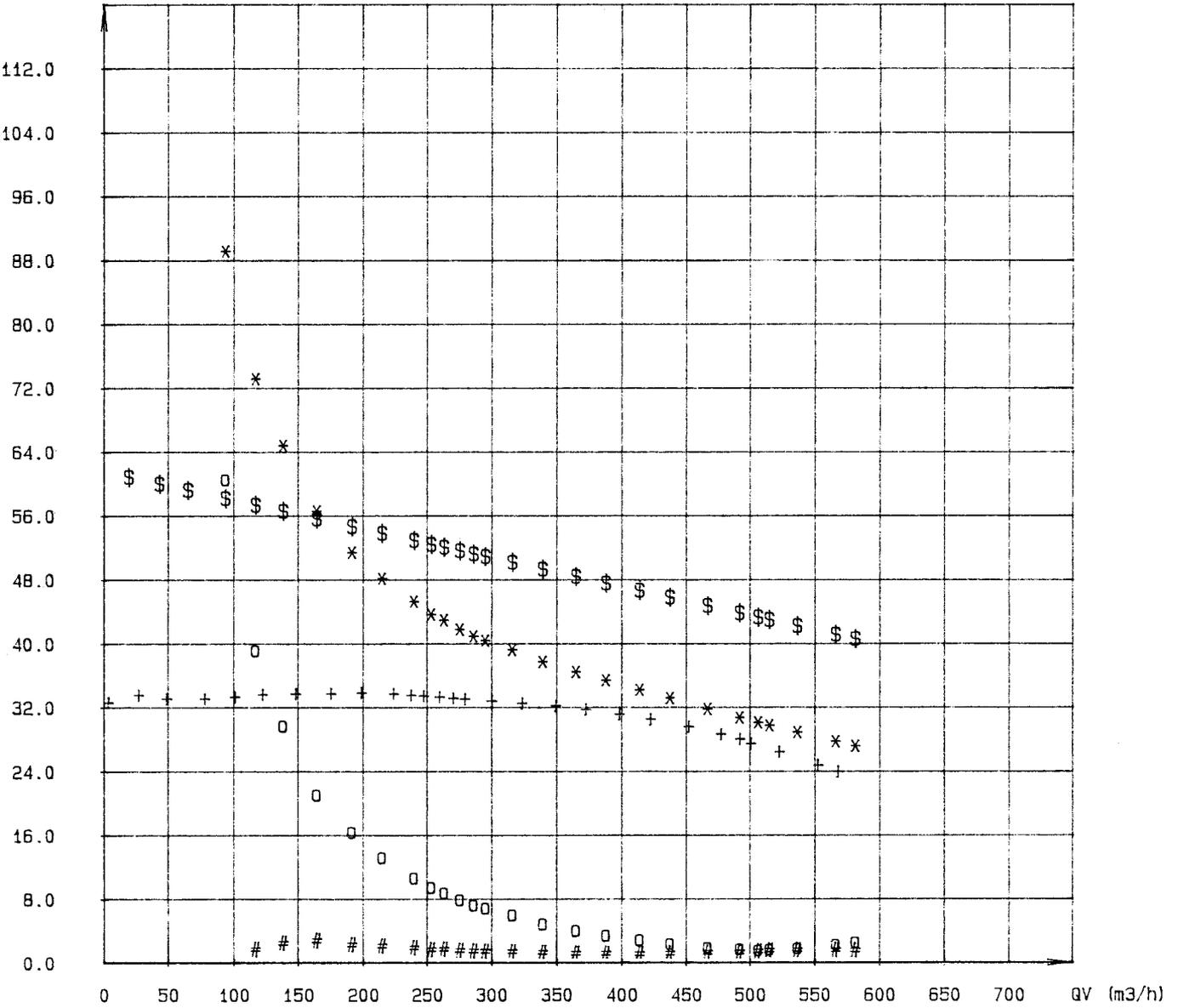
N(tr/min): 1330

Essai ramene a : 1330

### ETUDE DE LA PREROTATION

Figure : A.1.6.c

HI (mcl)



N (t/mn) : 1330

Essai ramene a : 1330 (t/mn)

(a) : Perte volute

(+) : Hauteur Totale

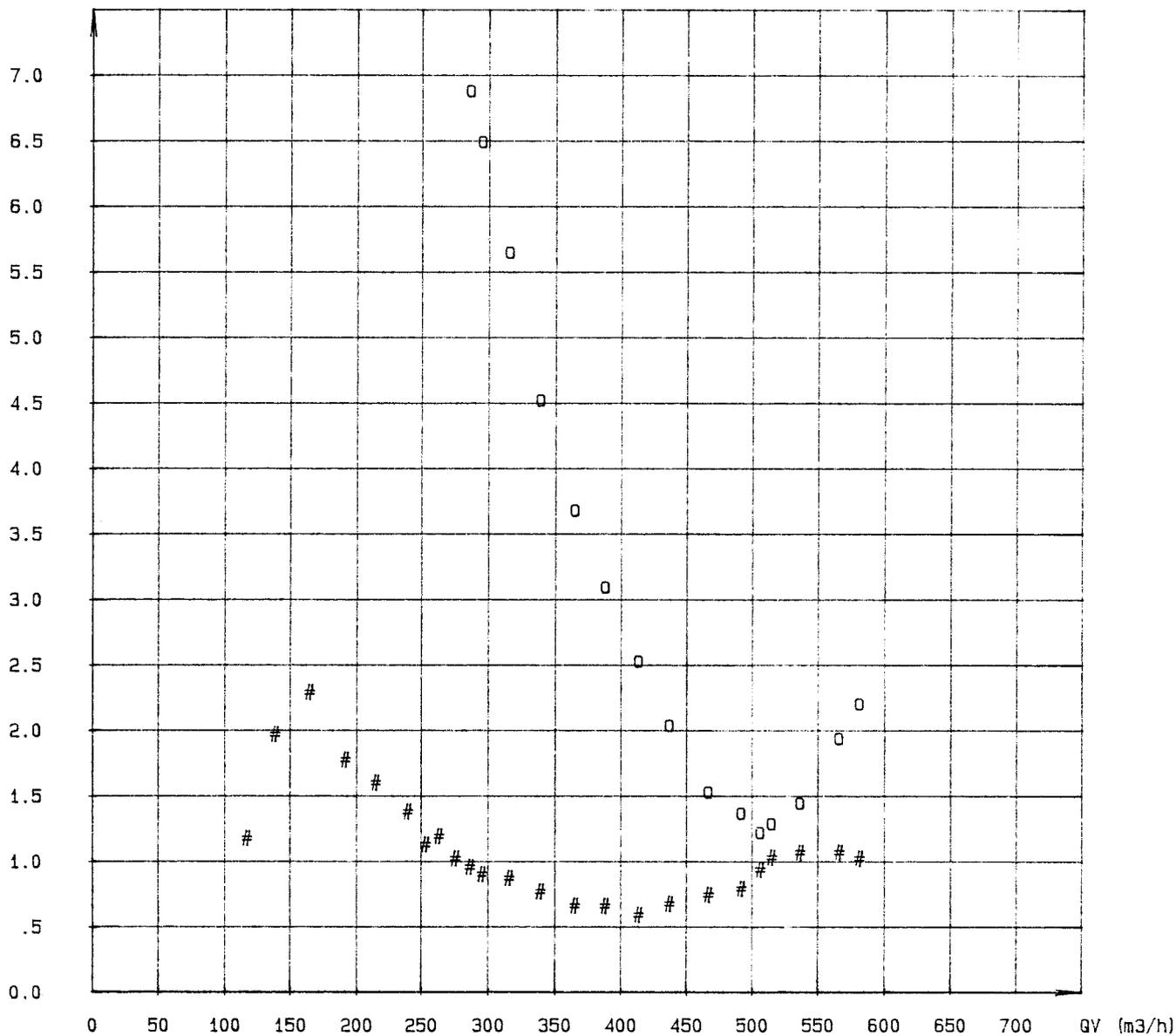
(#) : Perte Roue

(\*) : Hauteur Interne

(\$) : U2\*CU2/g

Figure : A.1.7.a.1

HI (mcl)



N (t/mn): 1330

Essai numero a : 1330 (t/mn)

(o) : Perte volute

(+) : Hauteur Totale

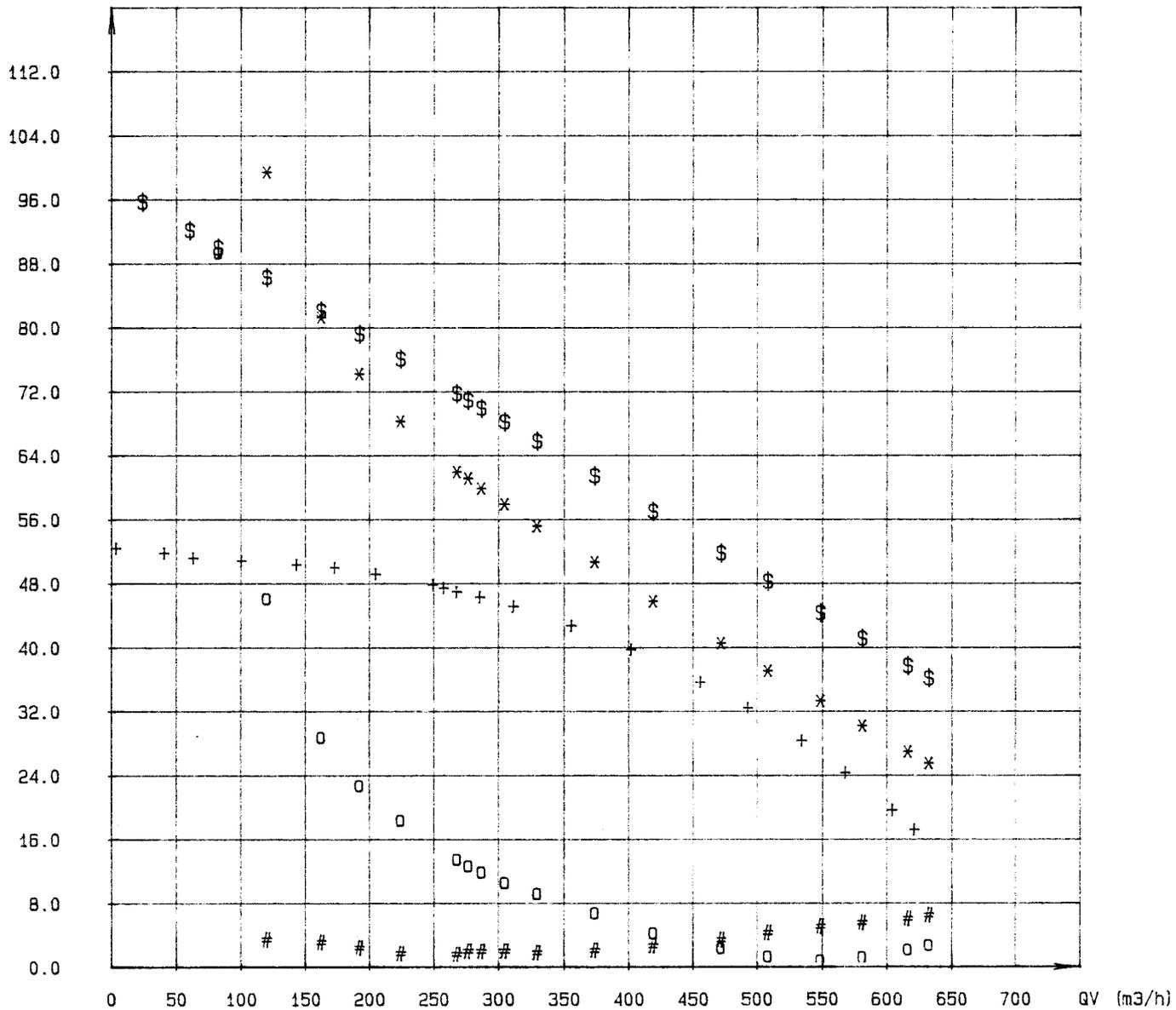
(#) : Perte Roue

(\*) : Hauteur Interne

(\$): U2\*CU2/g

Figure : A.1.7.a.2

HI (mcl)



N (t/mn): 1330

Essai ramene a : 1330 (t/mn)

(o) : Perte volute

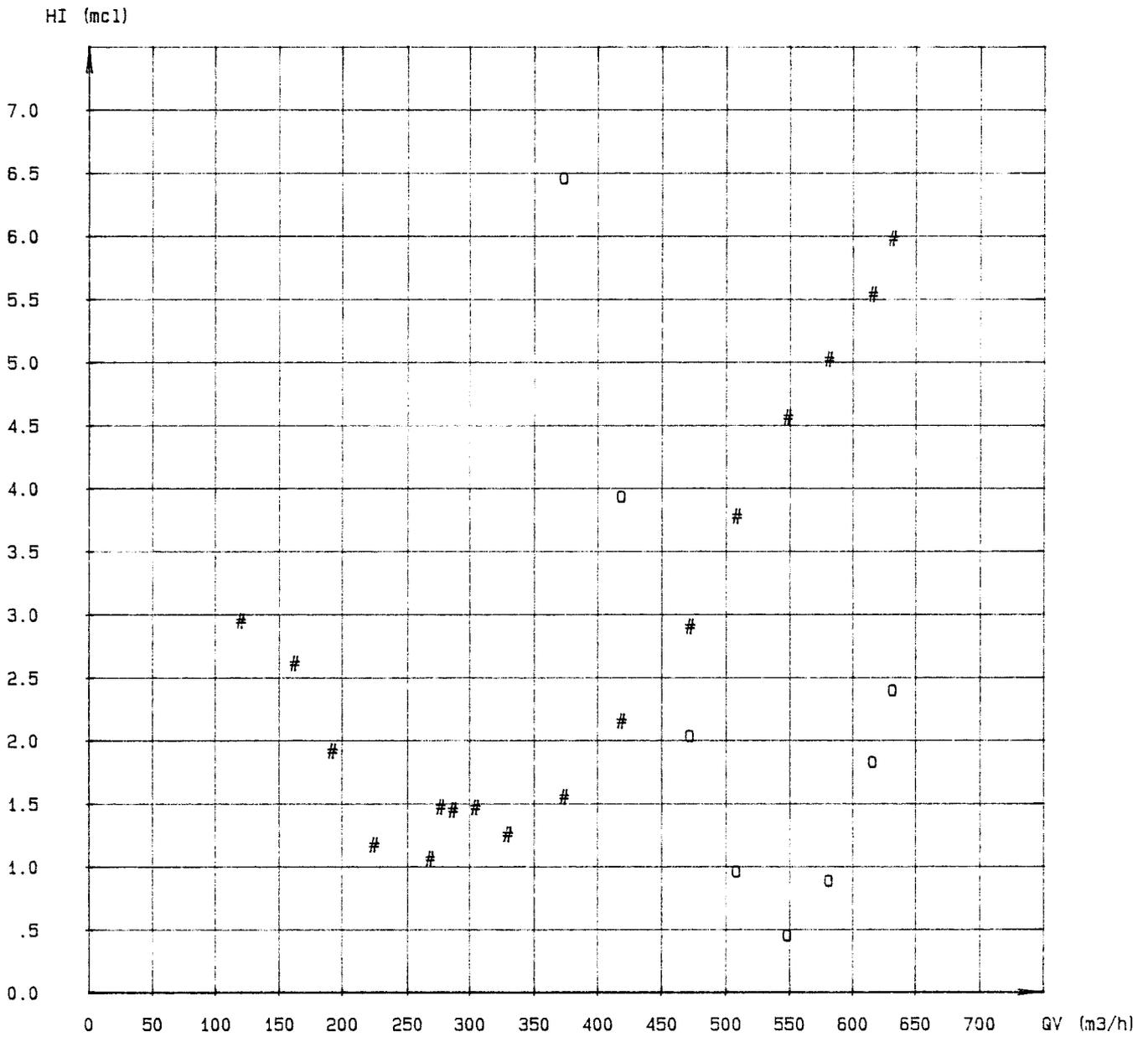
(+) : Hauteur Totale

(#) : Perte Roue

(\*) : Hauteur Interne

(\$) : U2\*CU2/g

Figure : A.1.7.b.1



N (t/mn): 1330

Essai ramene a : 1330 (t/mn)

(o) : Perte volute

(+) : Hauteur Totale

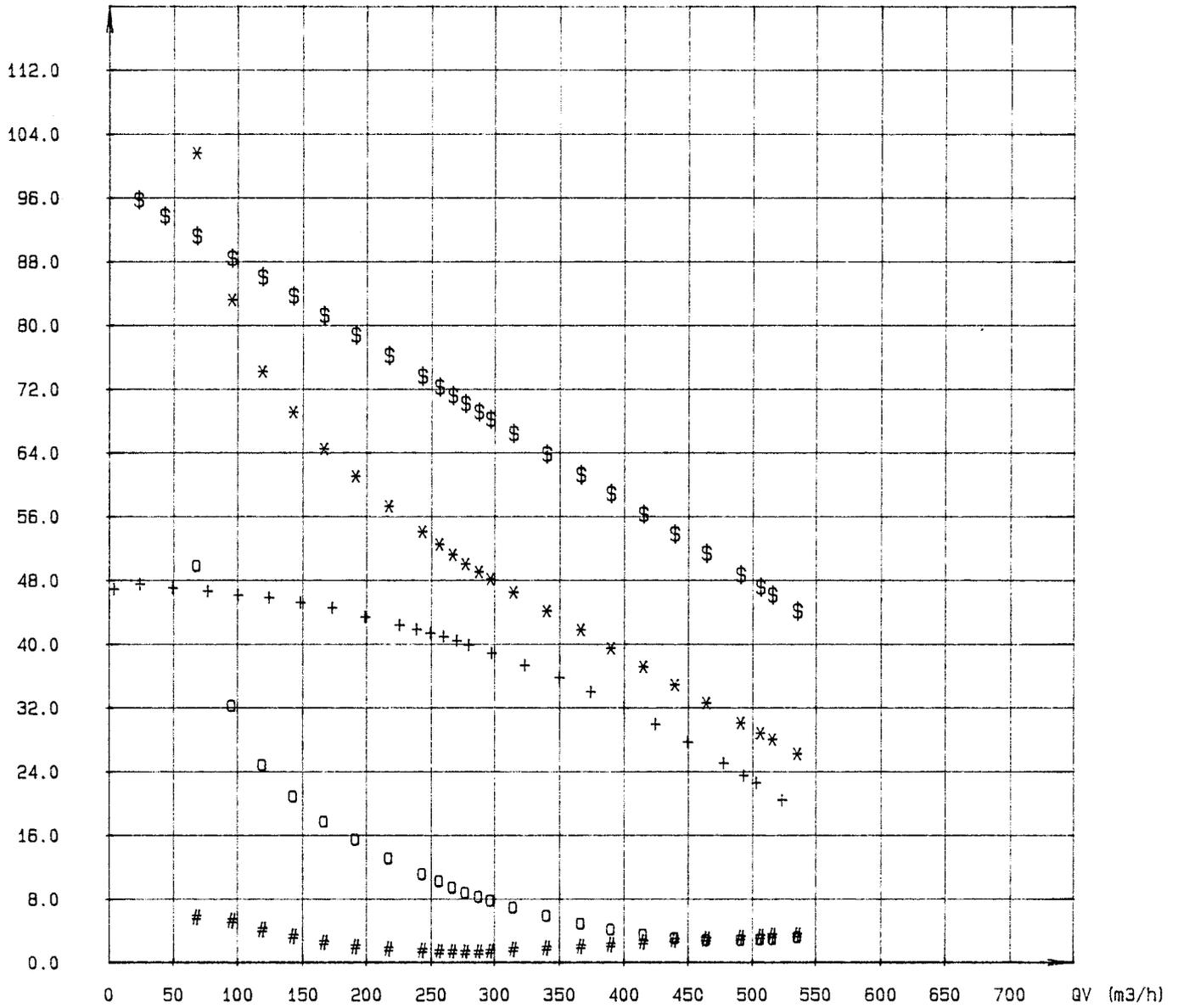
(#) : Perte Roue

(\*) : Hauteur Interne

(\$): U2\*CU2/g

Figure : A.1.7.b.2

HI (mcl)



N (t/mn) : 1330

Essai ramene a : 1330 (t/mn)

(a) : Pente volute

(+) : Hauteur Totale

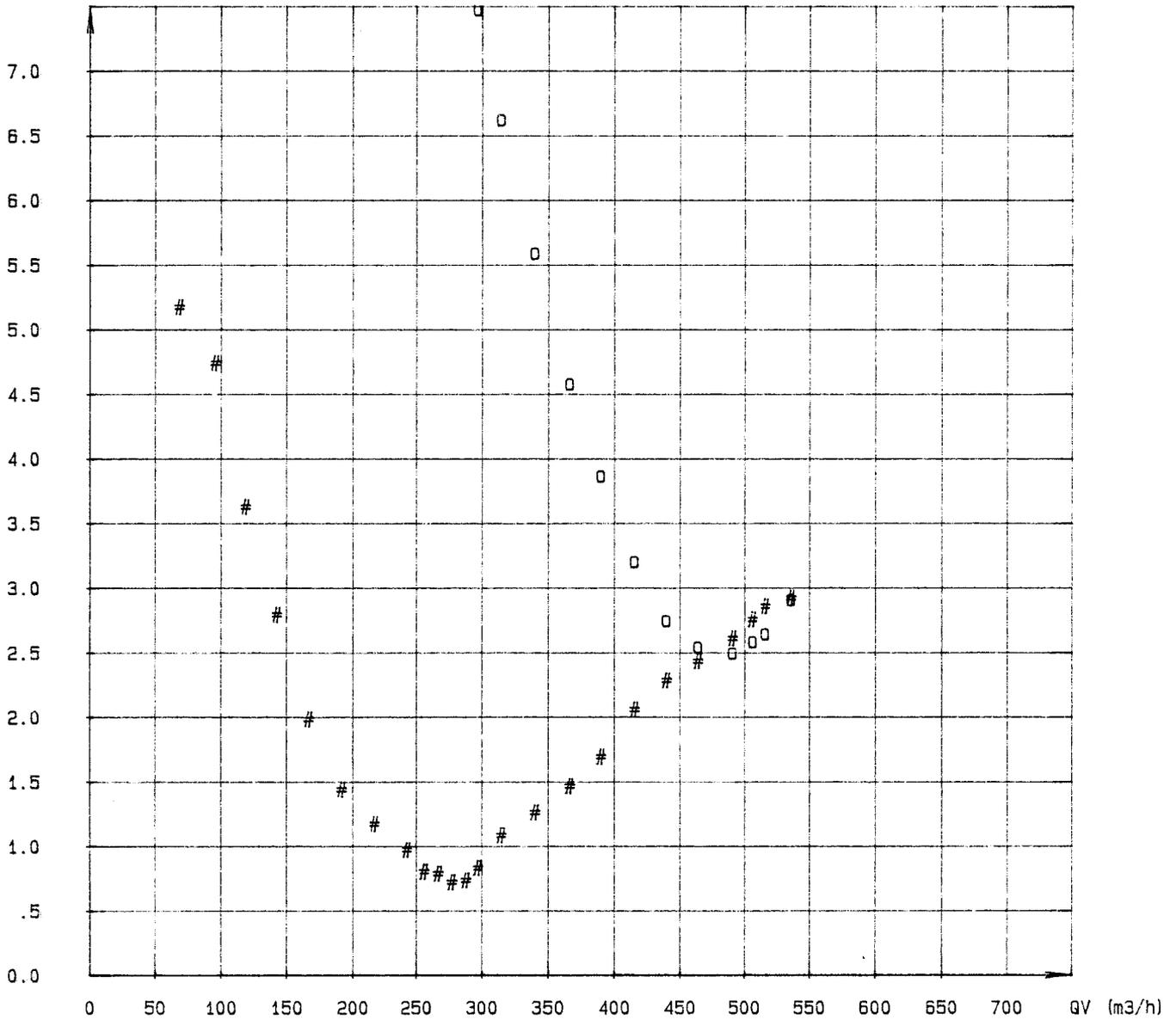
(#) : Pente Roue

(\*) : Hauteur Interne

(\$) : U2\*CU2/g

Figure : A.1.7.c.1

HI (mcl)



N (t/mn): 1330

Essai ramene a : 1330 (t/mn)

(o) : Perte volute

(+) : Hauteur Totale

(#) : Perte Roue

(\*) : Hauteur Interne

(\$) : U2\*CU2/g

Figure : A.1.7.c.2

## **Annexe 2**

**Analyse des fluctuations de pression dans la conduite d'aspiration (capteur Kistler n°7), entre 0 et 400 Hz.**

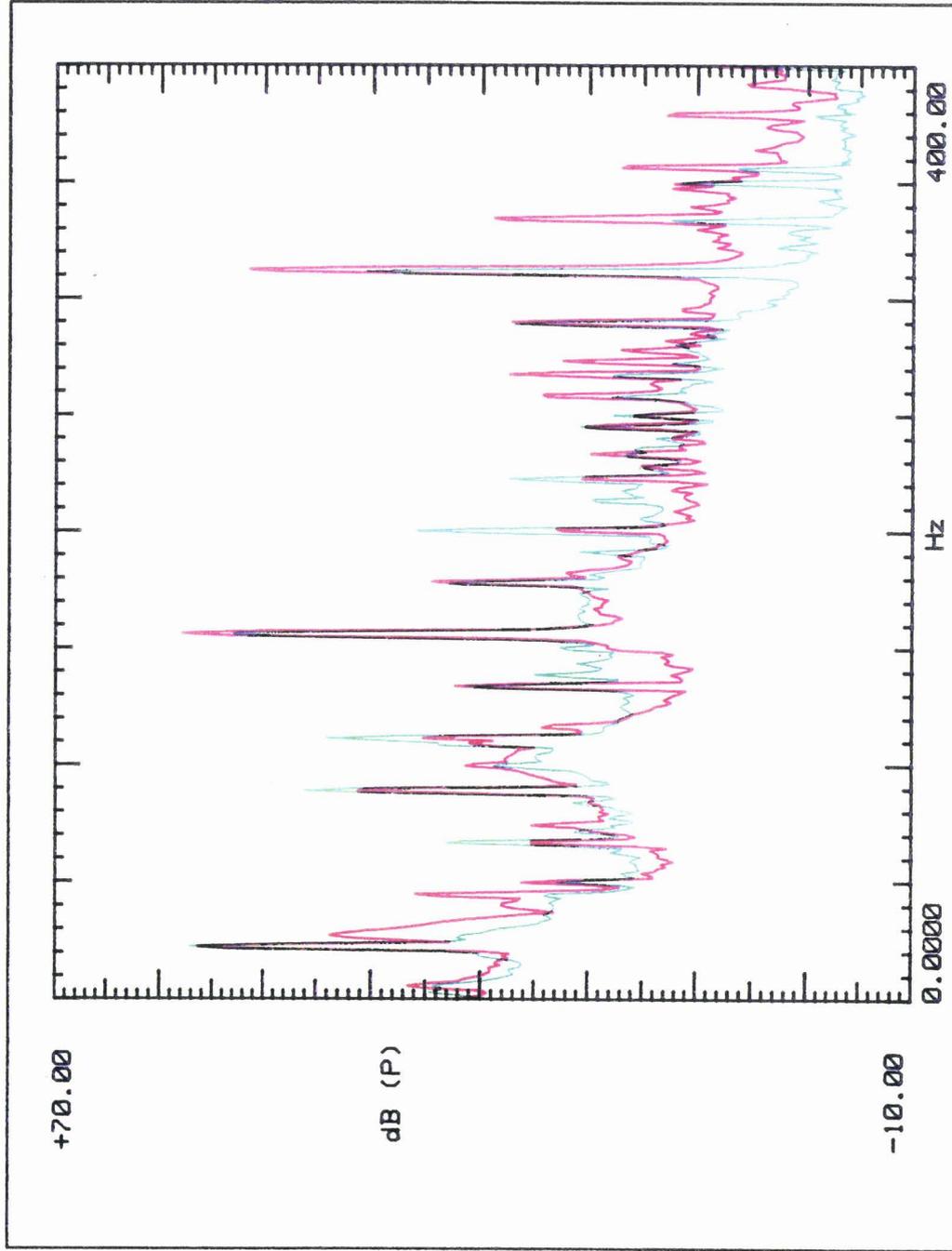
**Essais à 1330 tr/min pour différents débits (figures A.2.1 à A.2.7).**

SHF . ROUES A0 et A2 .

N=1330 tr/min

Q=550 m3/h

MESURE A L'ASPIRATION



TEST ID.: A0\_4

89-07-05

autopower\_spectr

unknown

PR. ID.: KIS7 ASP3 ent1

USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: KIS7 ASPe1

USR. ID.: ROUE A2

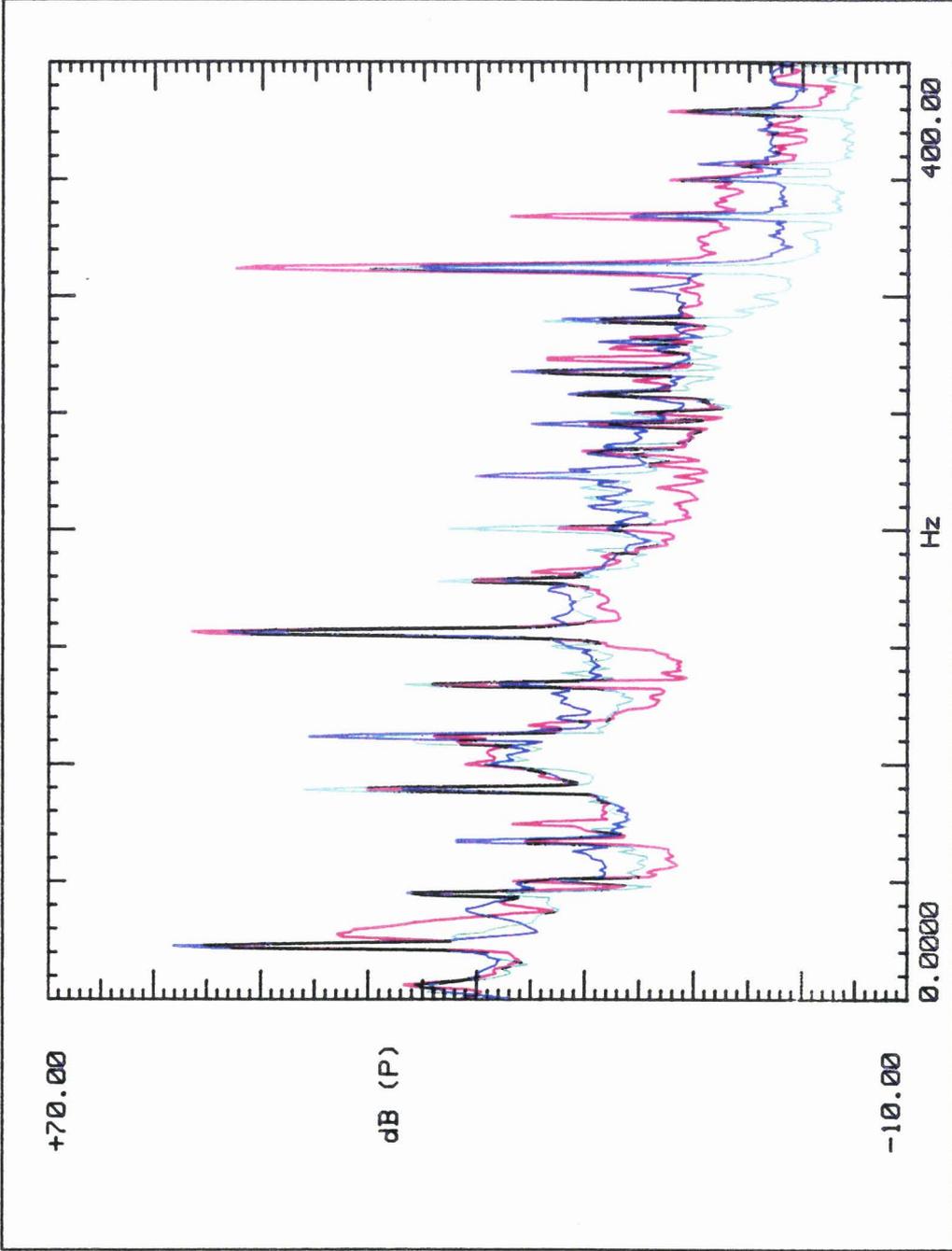
Figure A.2.1

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q=520 m3/h

MESURE A L'ASPIRATION



TEST ID.: A0\_4

89-07-05

autopower\_spectr

unknown

PR. ID.: KIS7 ASP3 ent1

USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: KIS7 ASPe1

USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: ASP3

USR. ID.: ROUE C0

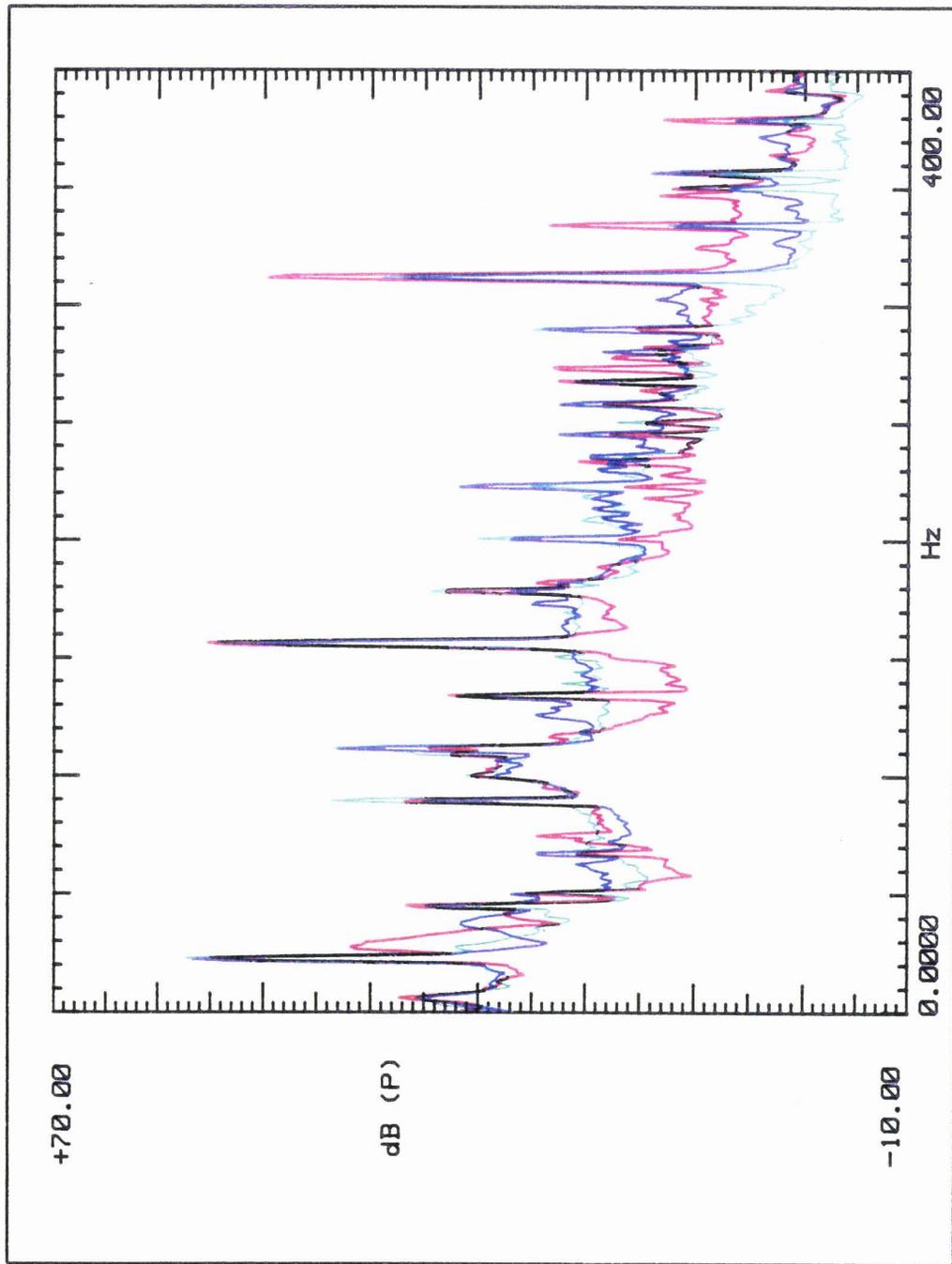
Figure A.2.2.

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q = 495 m3/h

MESURE A L'ASPIRATION



TEST ID.: A0\_4

89-07-05

autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: KIS7 ASP3 ent1

USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: KIS7 ASPe1

USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: ASP3

USR. ID.: ROUE C0

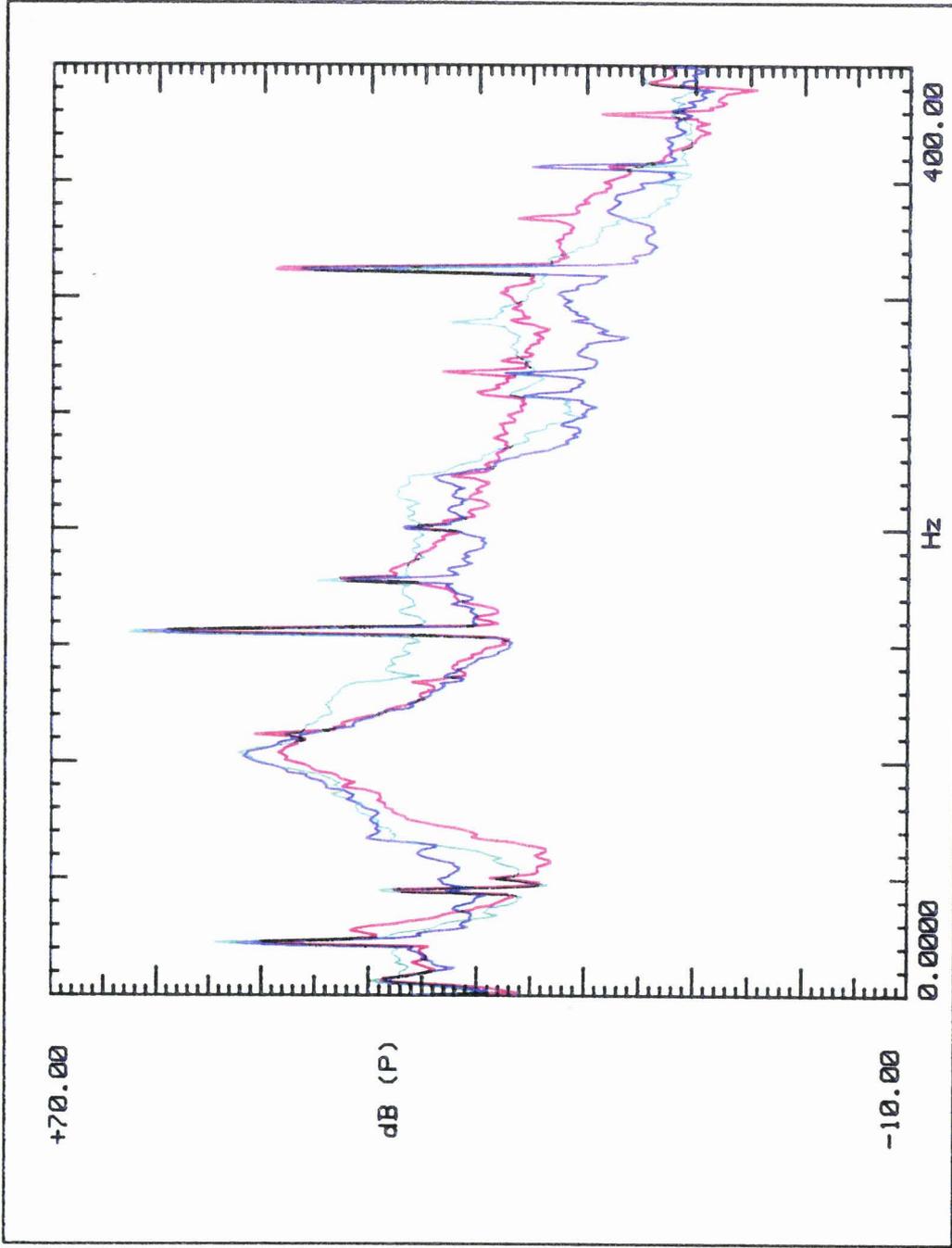
Figure A.2.3.

SHF . ROUES A10 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q = 285 m3/h

MESURE A L'ASPIRATION



TEST ID.: A10\_4  
89-07-05

autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: KIS7 ASP3 ent1  
USR. ID.: ROUE A10

PR. ID.: KIS7 ASPe1  
USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: ASP3  
USR. ID.: ROUE C0

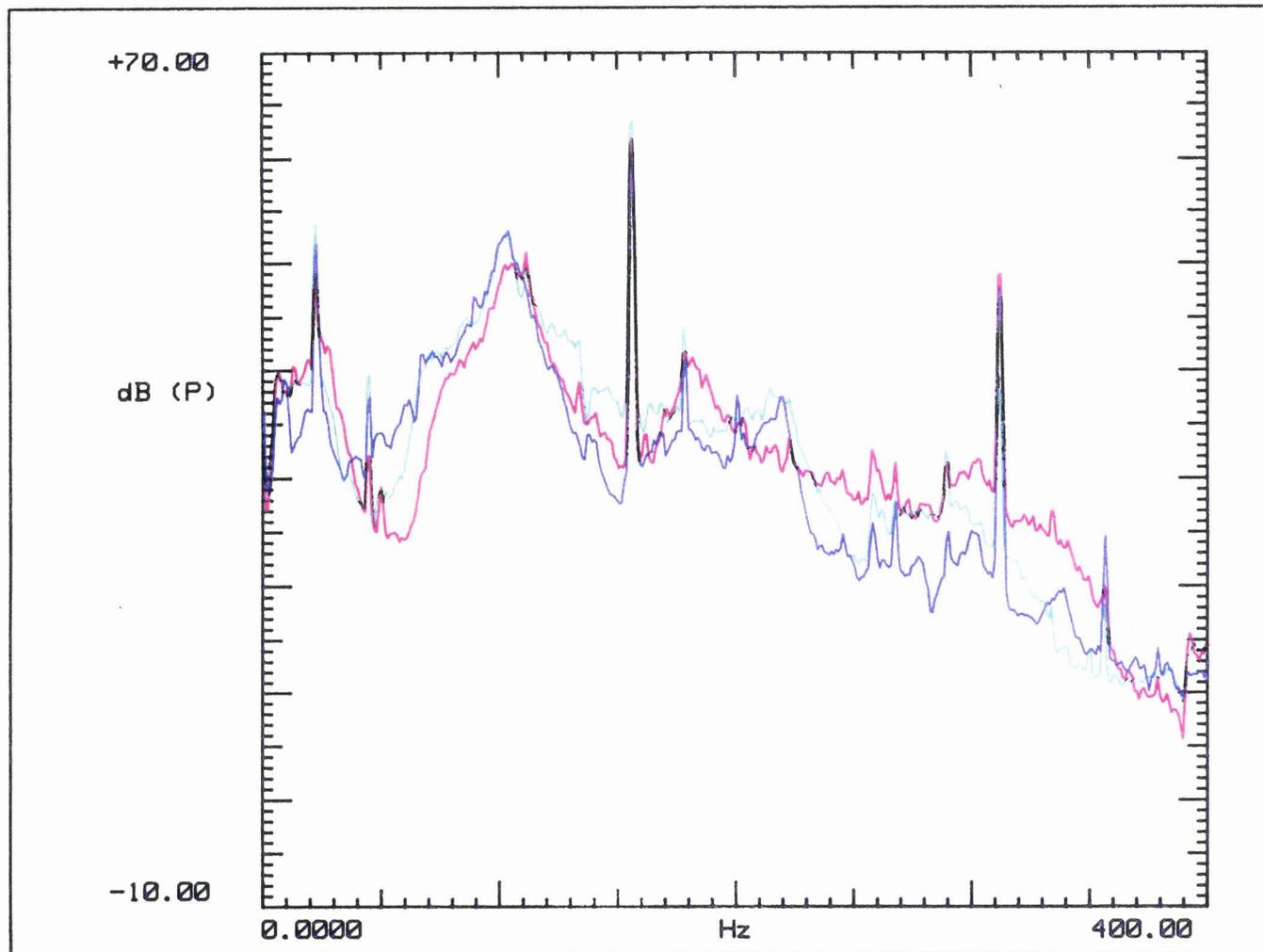
Figure A.2.5.

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q = 260 m3/h

MESURE A L'ASPIRATION



TEST ID.: A0\_4  
89-07-05  
autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: KIS7 ASP3 ent1  
USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: KIS7 ASPe1  
USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: ASP3  
USR. ID.: ROUE C0

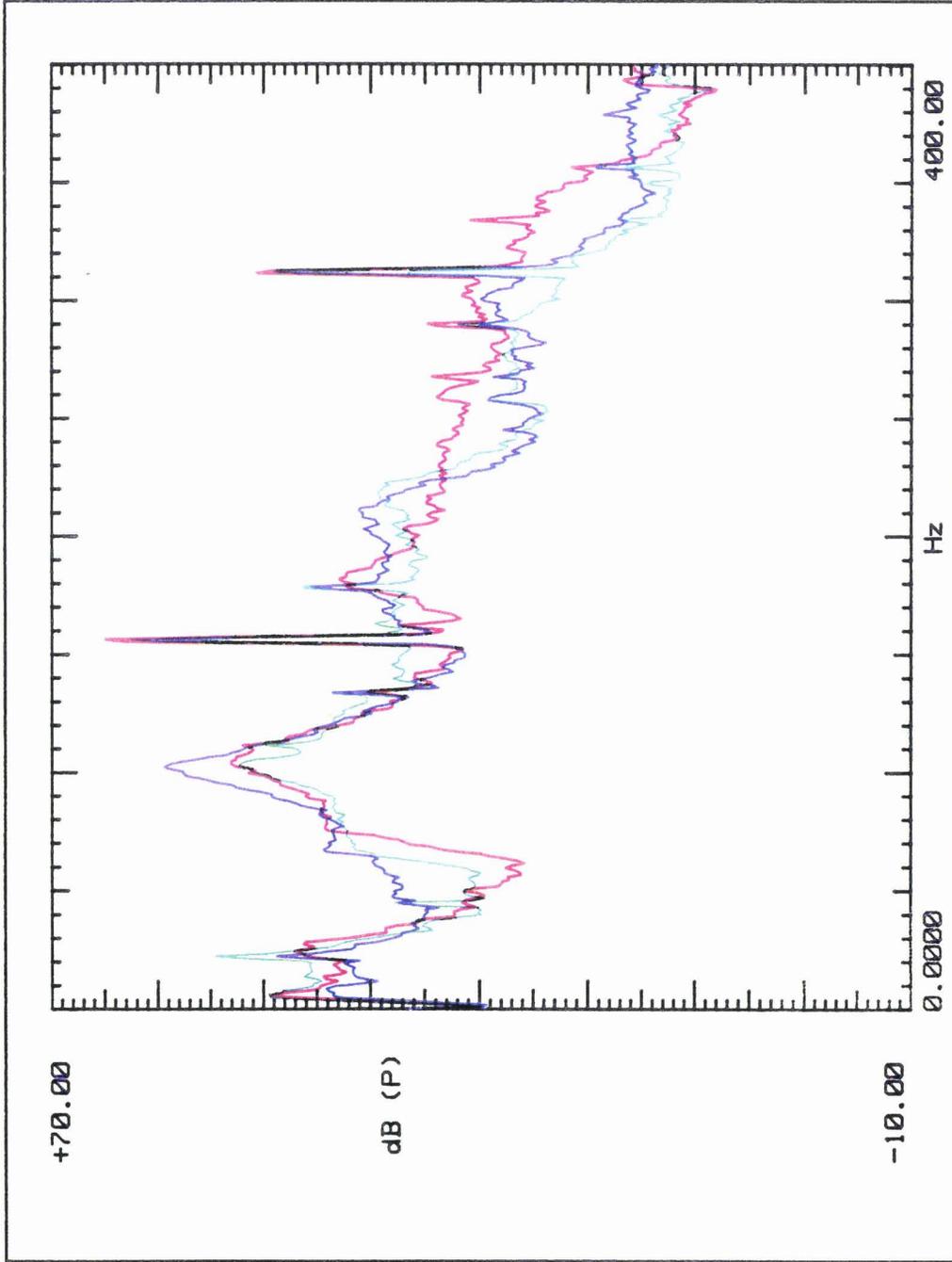
Figure A.2.6.

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q = 160 m3/h

MESURE A L'ASPIRATION



TEST ID.: A0\_4

89-07-05

autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: KIS7 ASP3 ent1

USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: KIS7 ASPe1

USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: ASP3

USR. ID.: ROUE C0

Figure A.2.7.

## **Annexe 3**

**Analyse des fluctuations de pression dans la conduite de refoulement (capteur PCB n°3), entre 0 et 400 Hz.**

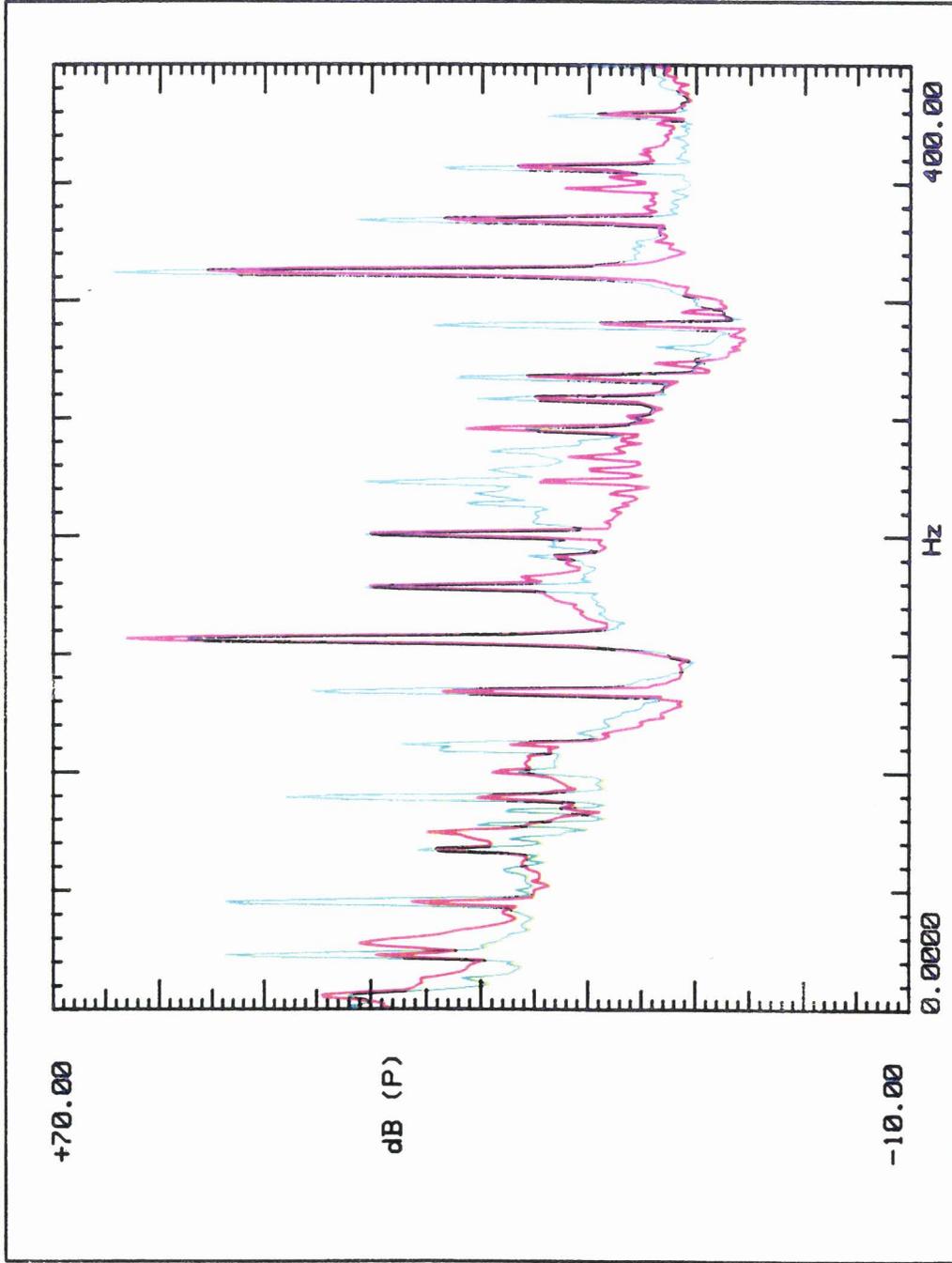
**Essais à 1330 tr/min pour différents débits (figures A.3.1 à A.3.7).**

SHF . ROUES A0 et A2 .

N=1330 tr/min

Q=550 m3/h

MESURE AU REFOULEMENT



TEST ID.: A0\_4

89-07-05

autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: PCB3 REF2 ent2

USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: PCB3 REF2

USR. ID.: ROUE A2

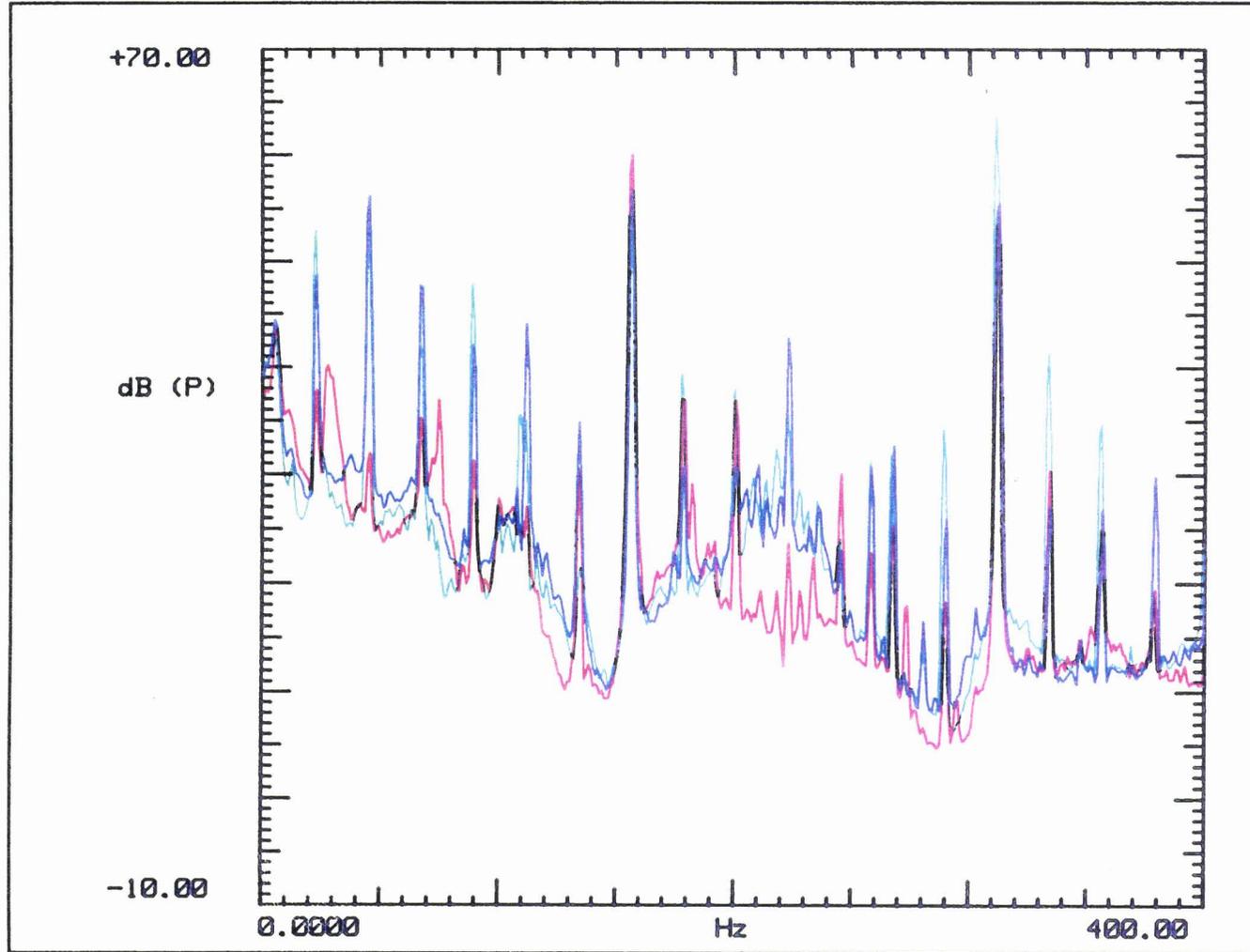
Figure A.3.1.

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q = 520 m3/h

MESURE AU REFOULEMENT



TEST ID.: A0\_4  
89-07-05  
autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: PCB3 REF2 ent2  
USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: PCB3 REF2  
USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: REF2  
USR. ID.: ROUE C0

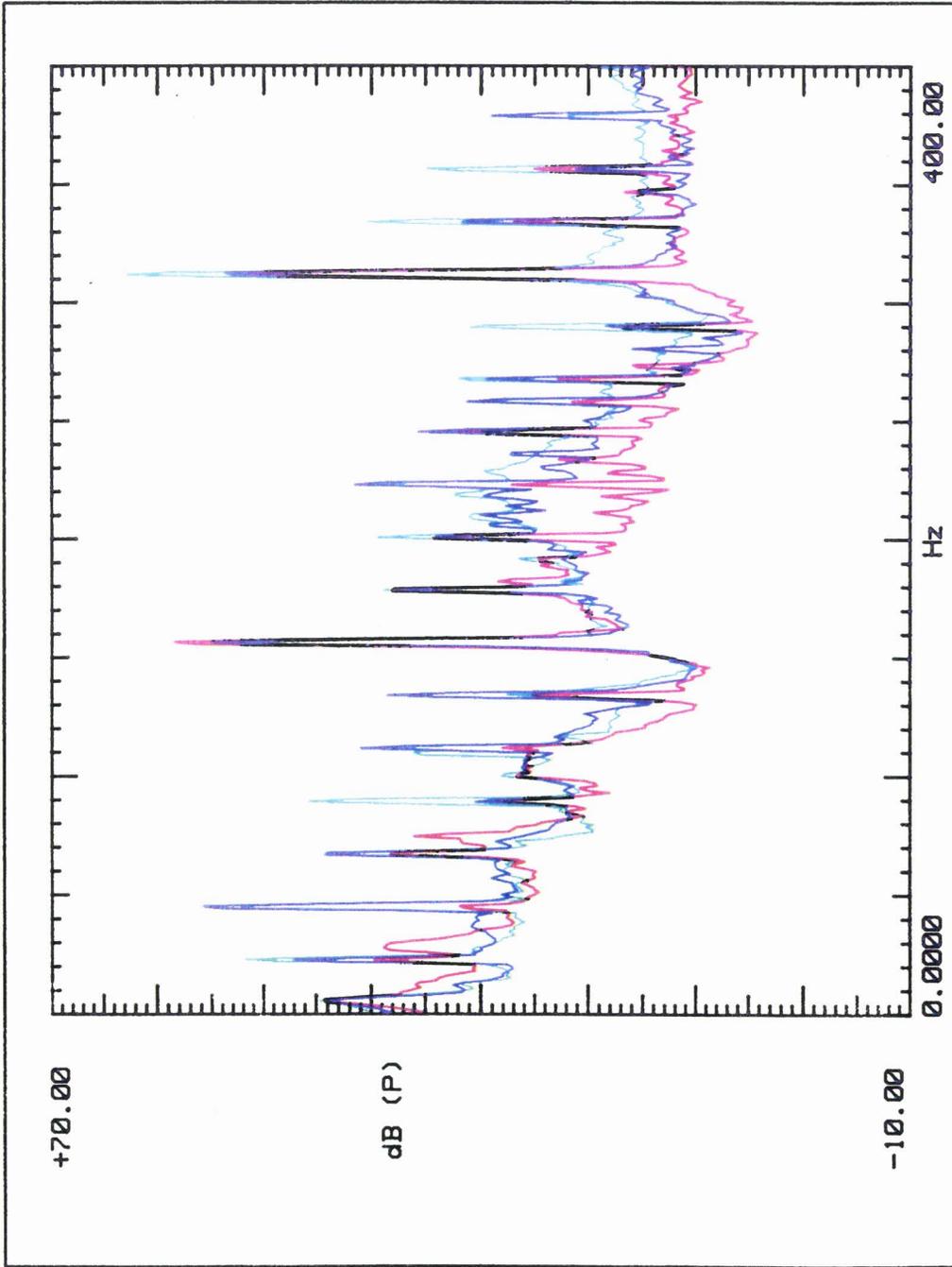
Figure A.3.2.

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

Q = 495 m3/h

N=1330tr/min

MESURE AU REFOULEMENT



TEST ID.: A0\_4

89-07-05

autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: PCB3 REF2 ent2

USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: PCB3 REF2

USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: REF2

USR. ID.: ROUE C0

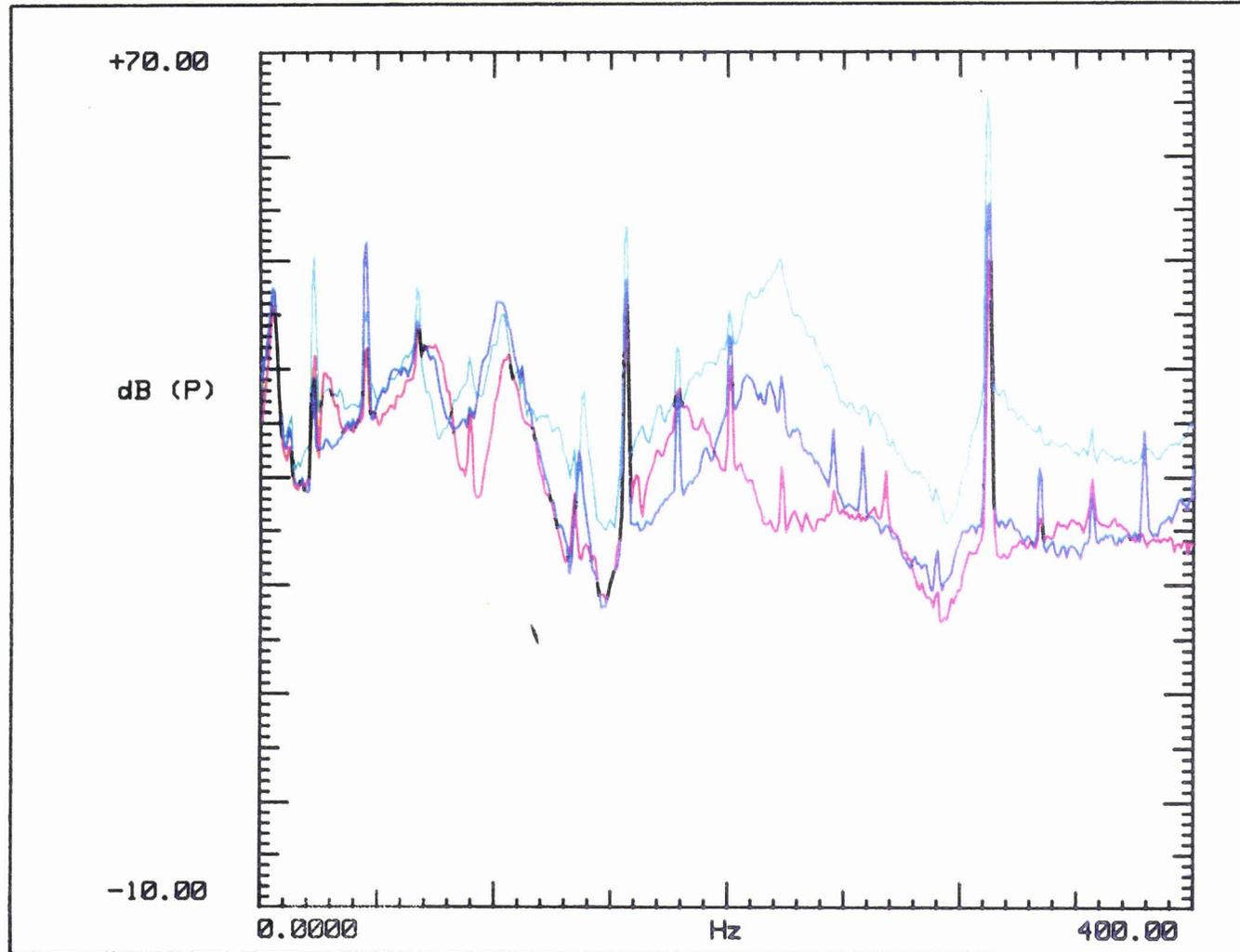
Figure A.3.3.

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q = 350 m3/h

MESURE AU REFOULEMENT



TEST ID.: A0\_4  
89-07-05  
autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: PCB3 REF2 ent2  
USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: PCB3 REF2  
USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: REF2  
USR. ID.: ROUE C0

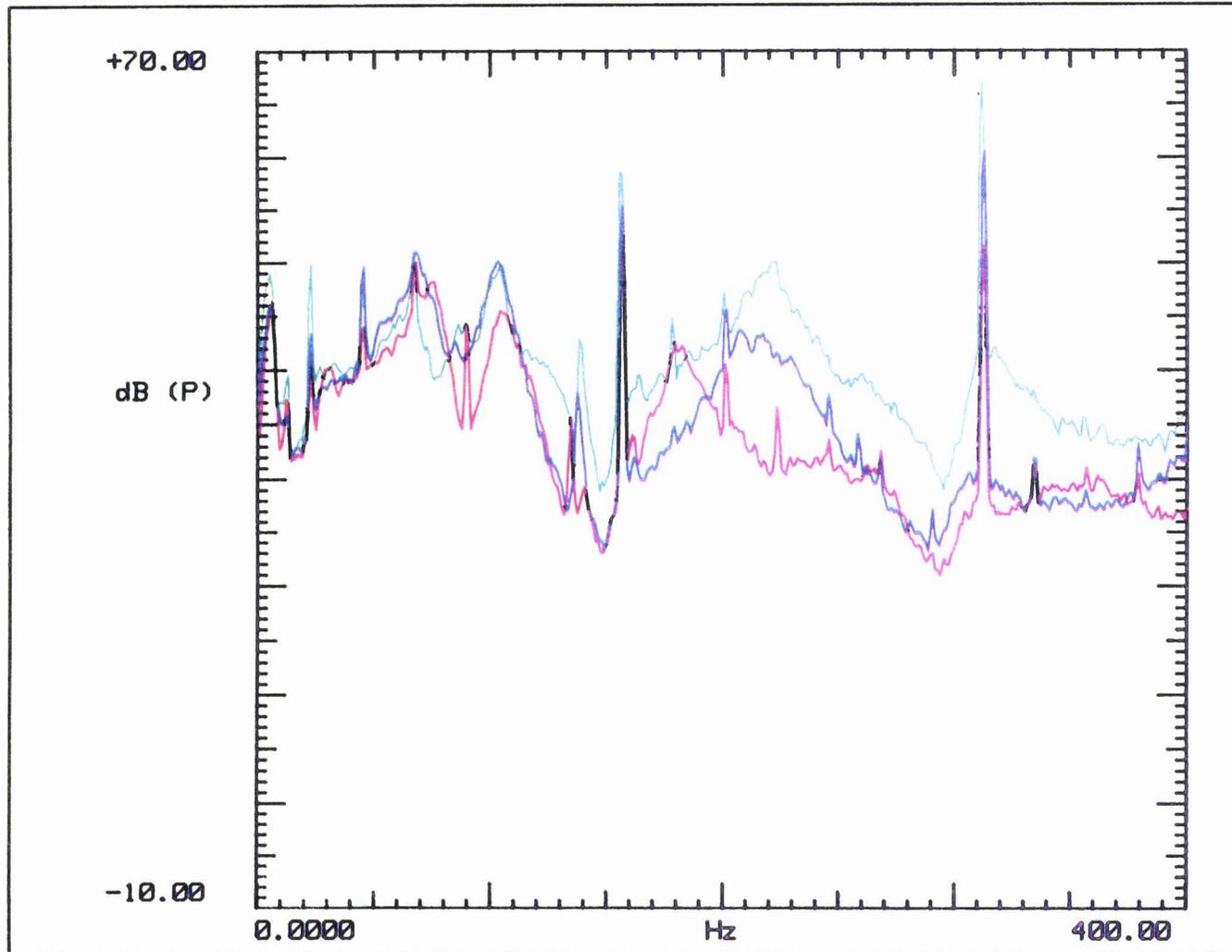
Figure A.3.4.

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q = 285 m<sup>3</sup>/h

MESURE AU REFOULEMENT



TEST ID.: A0\_4  
89-07-05  
autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: PCB3 REF2 ent2  
USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: PCB3 REF2  
USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: REF2  
USR. ID.: ROUE C0

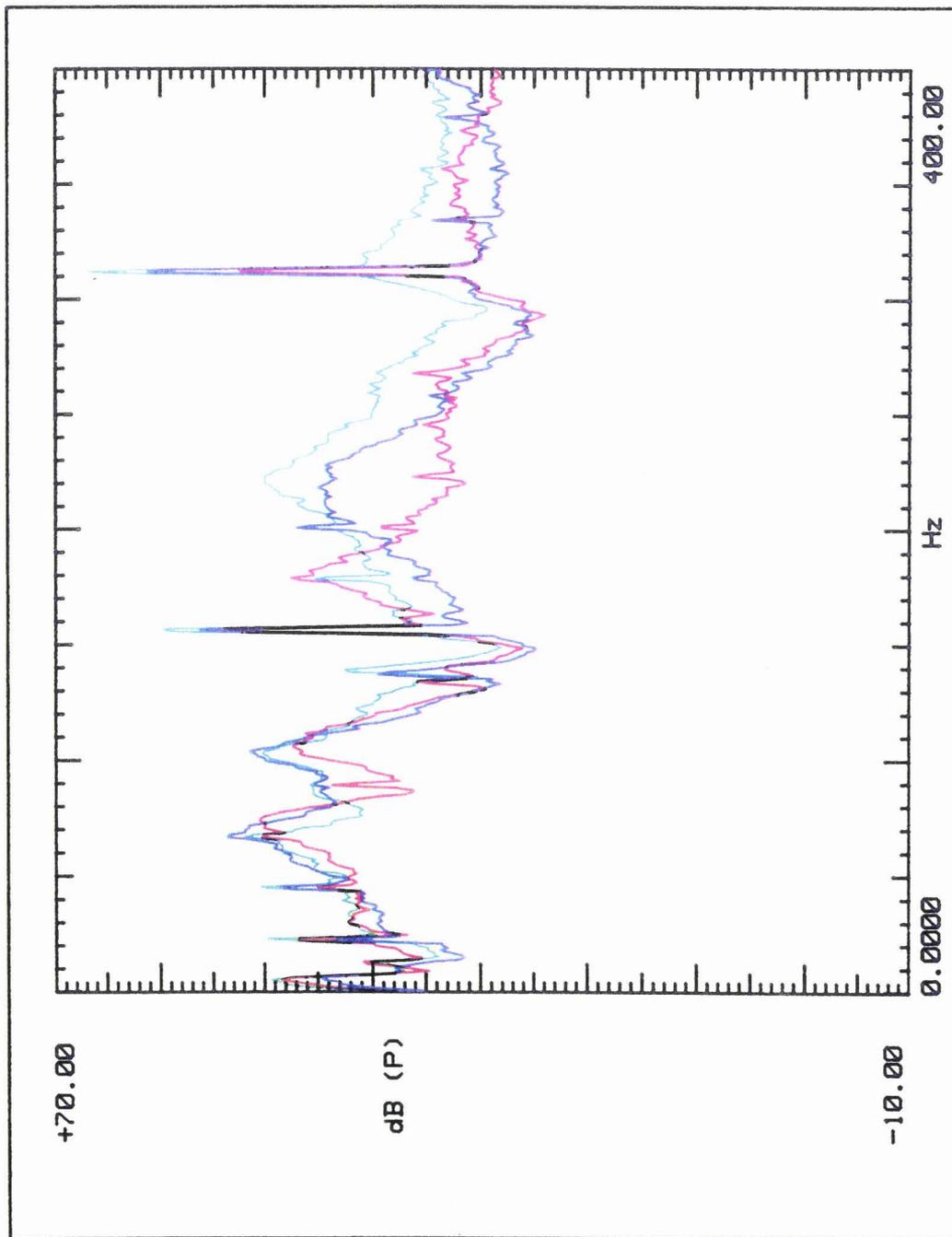
Figure A.3.5.

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q = 260 m3/h

MESURE AU REFOULEMENT



TEST ID.: A0\_4

89-07-05

autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: PCB3 REF2 ent2

USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: PCB3 REF2

USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: REF2

USR. ID.: ROUE C0

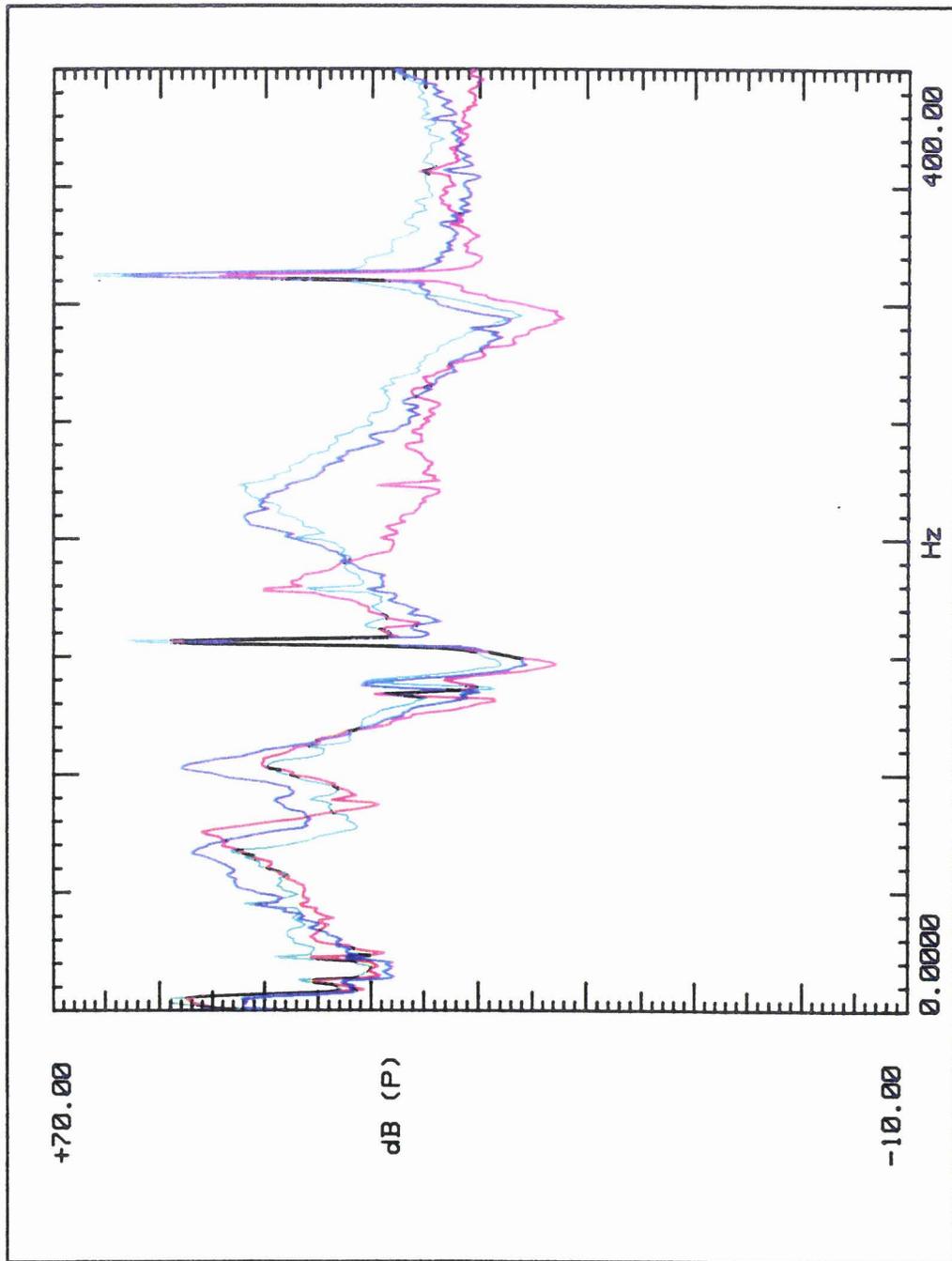
Figure A.3.6.

SHF . ROUES A0 A2 et C0 .

N=1330tr/min

Q = 160 m3/h

MESURE AU REFOULEMENT



TEST ID.: A0\_4  
89-07-05  
autopower\_spectr  
unknown

PR. ID.: PCB3 REF2 ent2

USR. ID.: ROUE A0

PR. ID.: PCB3 REF2

USR. ID.: ROUE A2

PR. ID.: REF2

USR. ID.: ROUE C0

Figure A.3.7.

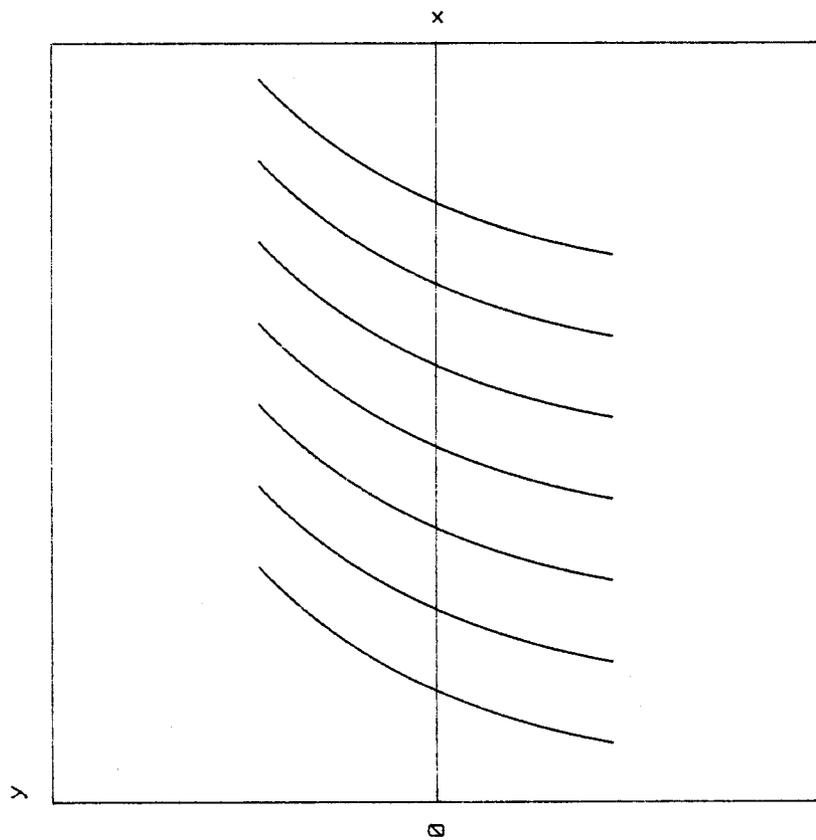
## **Annexe 4**

**Evolution de la courbure des aubages de la roue A0 en fonction de l'angle géométrique  $\beta_1$  variant de  $10^\circ$  à  $34^\circ$  pour un  $\beta_r$  constant égal à  $22^\circ 5$ .**

**(Figures A.4.1. à A.4.13)**

Modelisation bidimensionnelle de la roue A0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 10



Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

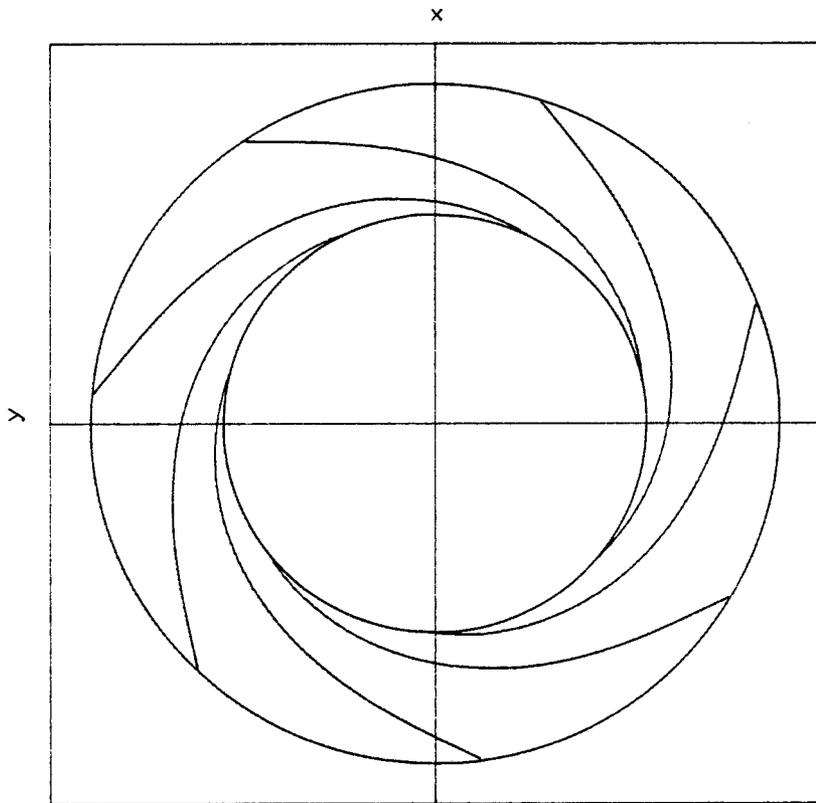


Figure R.4.1 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modelisation bidimensionnelle de la roue A0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 12

Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

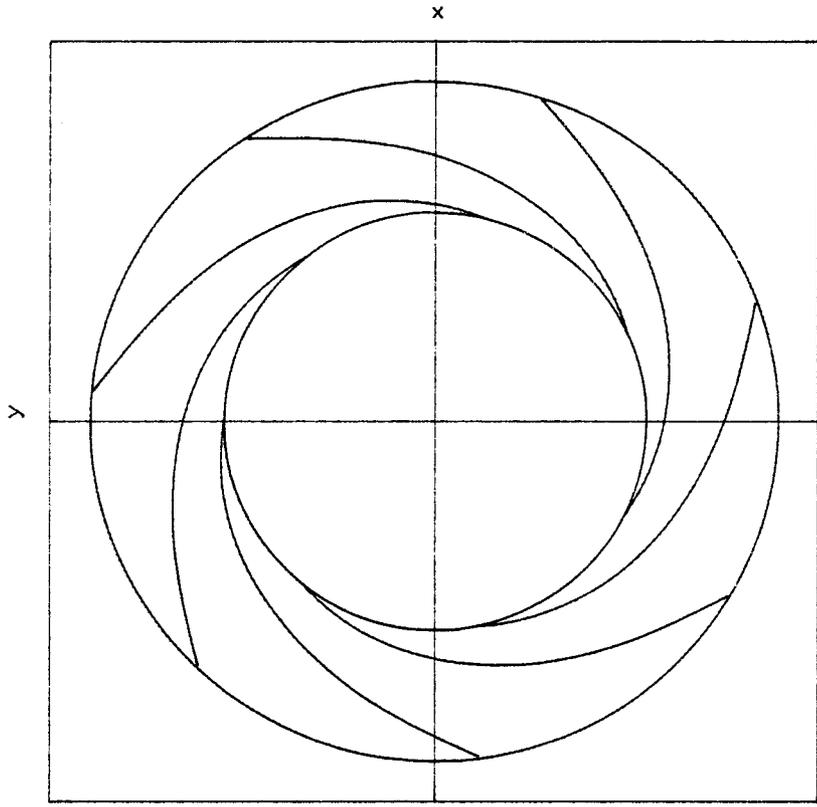
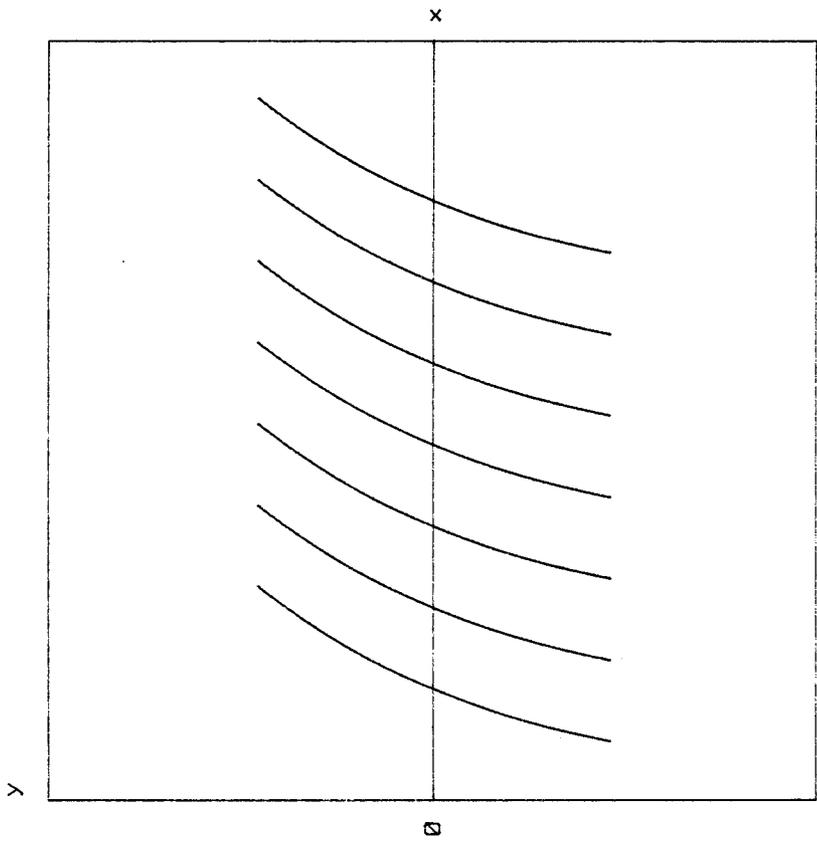


Figure A.4.2 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modélisation bidimensionnelle de la roue A0 .

Angle géométrique d'entrée en degré : 14

Angle géométrique de sortie de la roue : 22.5

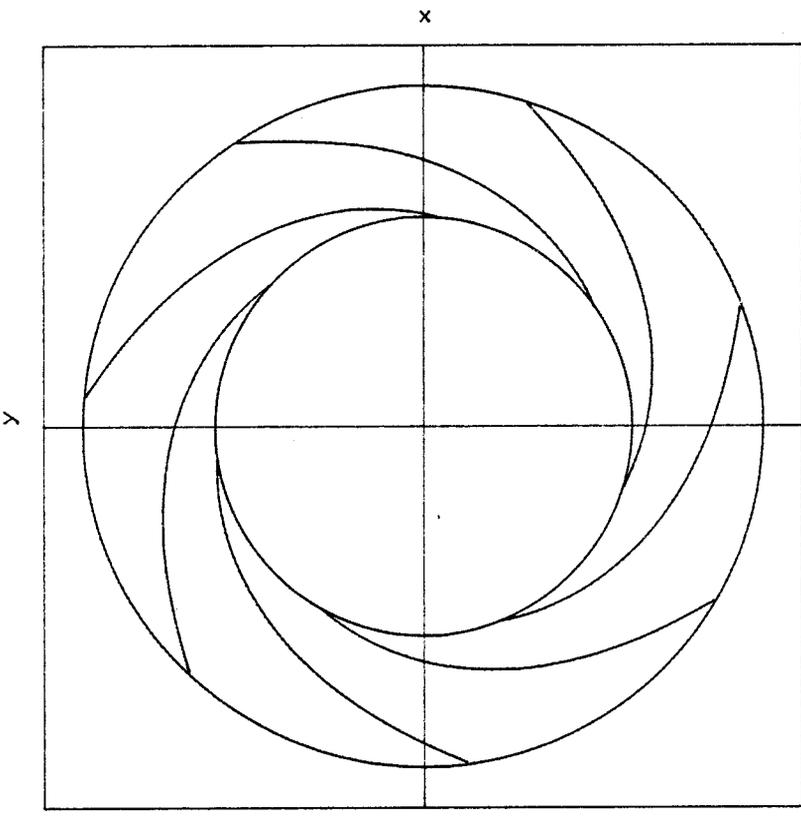
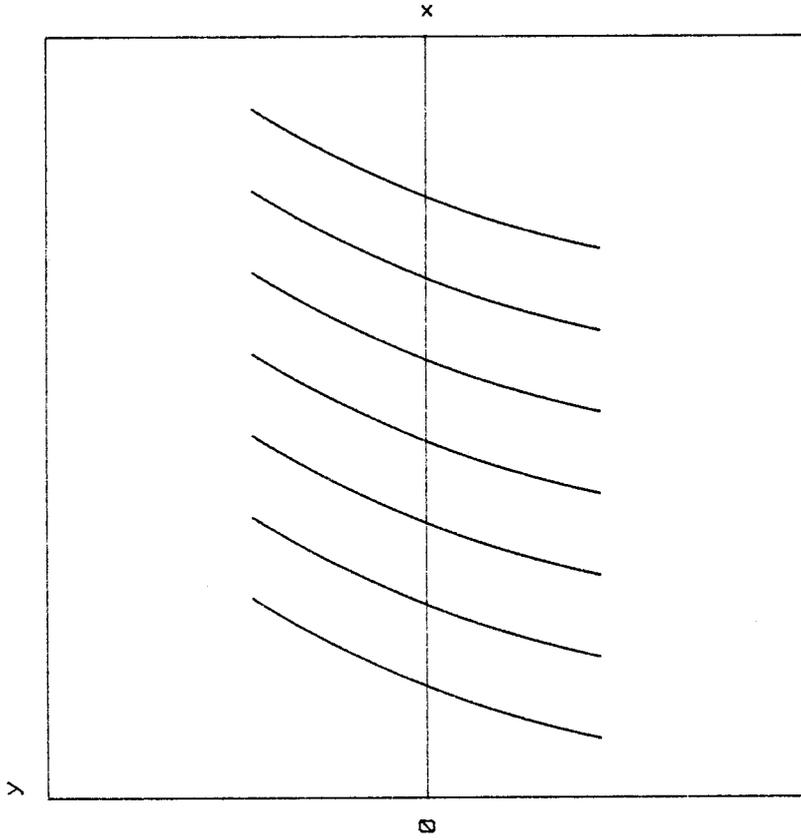


Figure A.4.3 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entrée dans les plans physique et transformé.

Modelisation bidimensionnelle de la roue R0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 16

Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

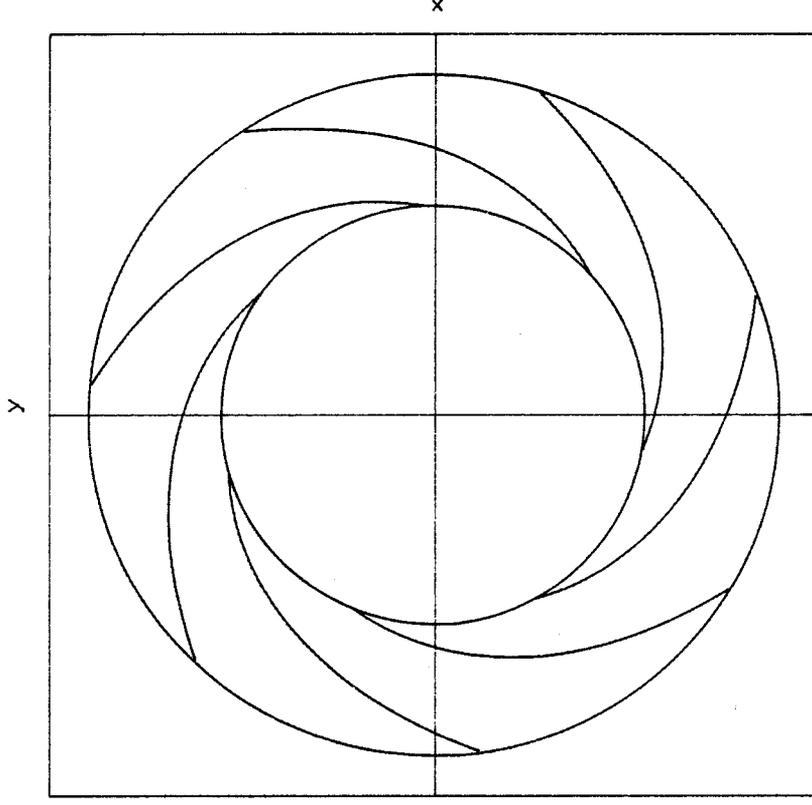
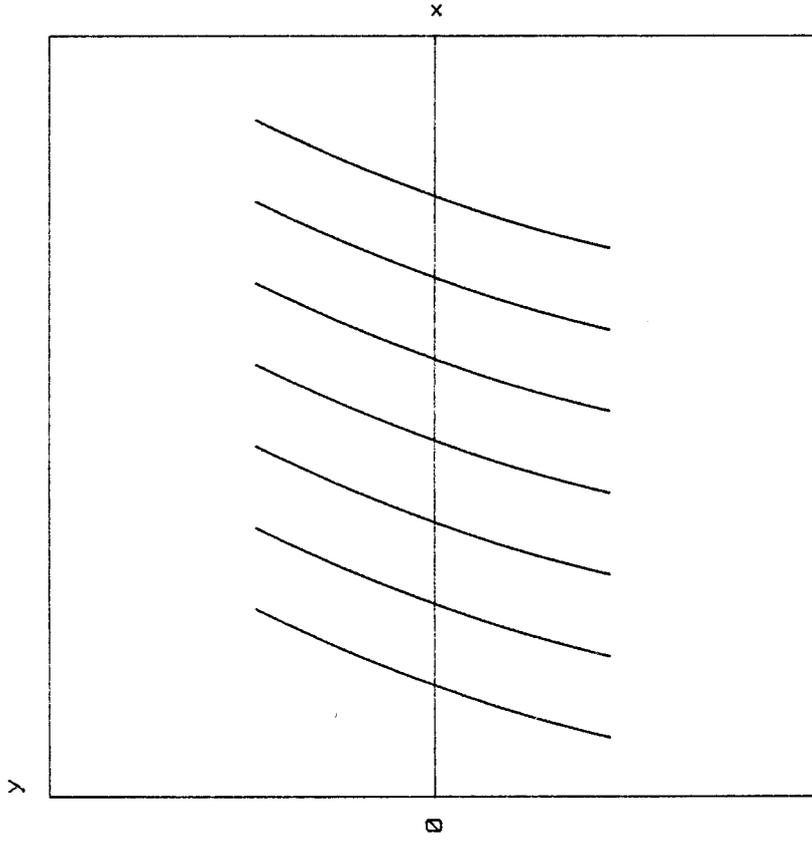
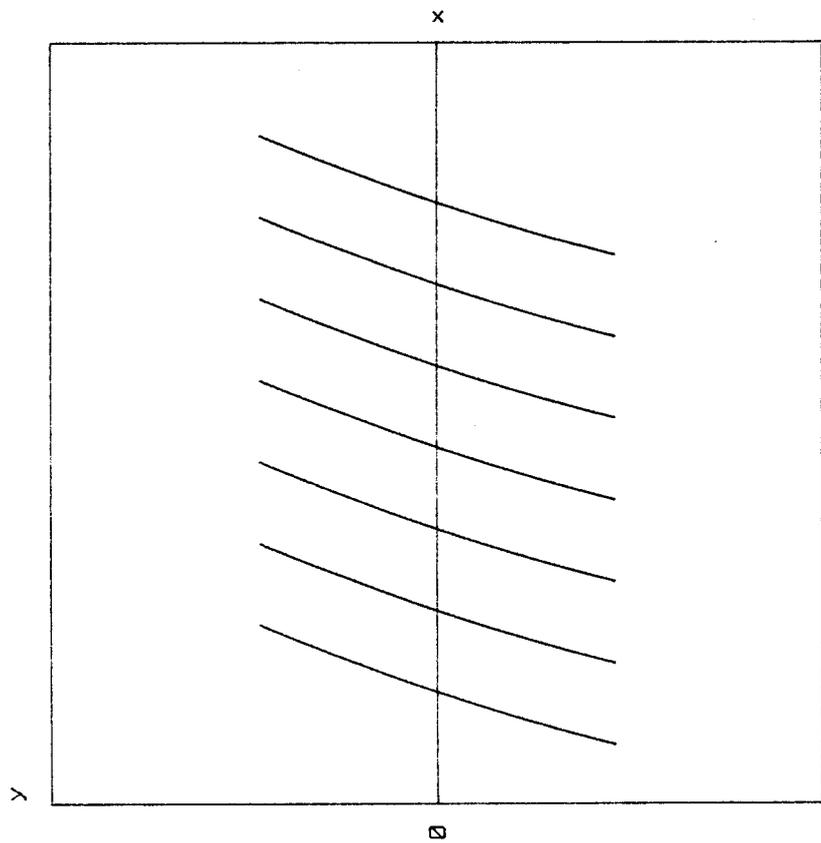


Figure A.4.4 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modelisation bidimensionnelle de la roue R0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 18



Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

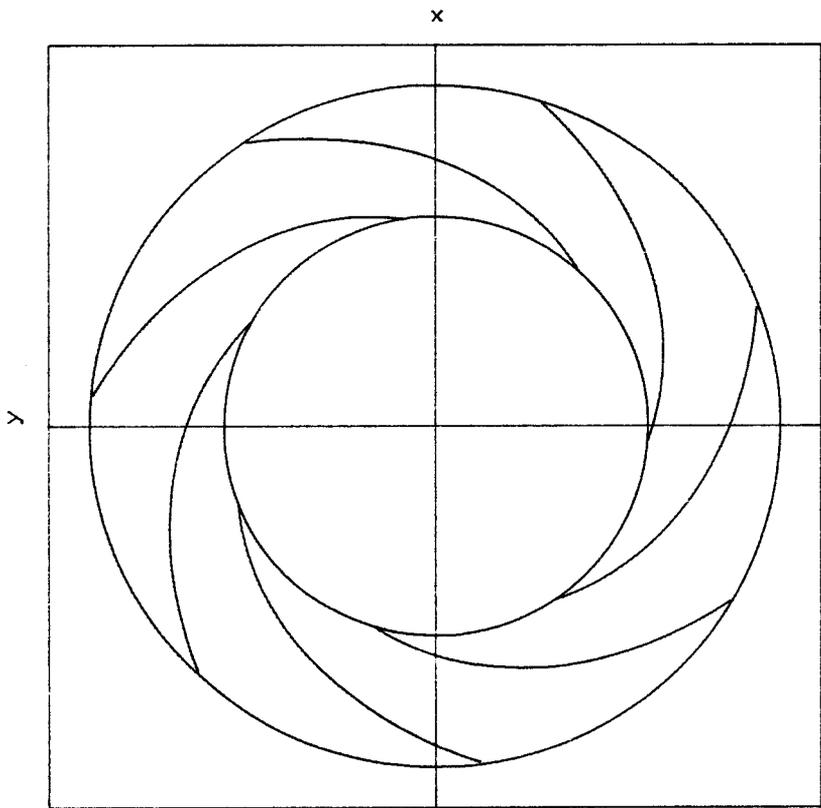
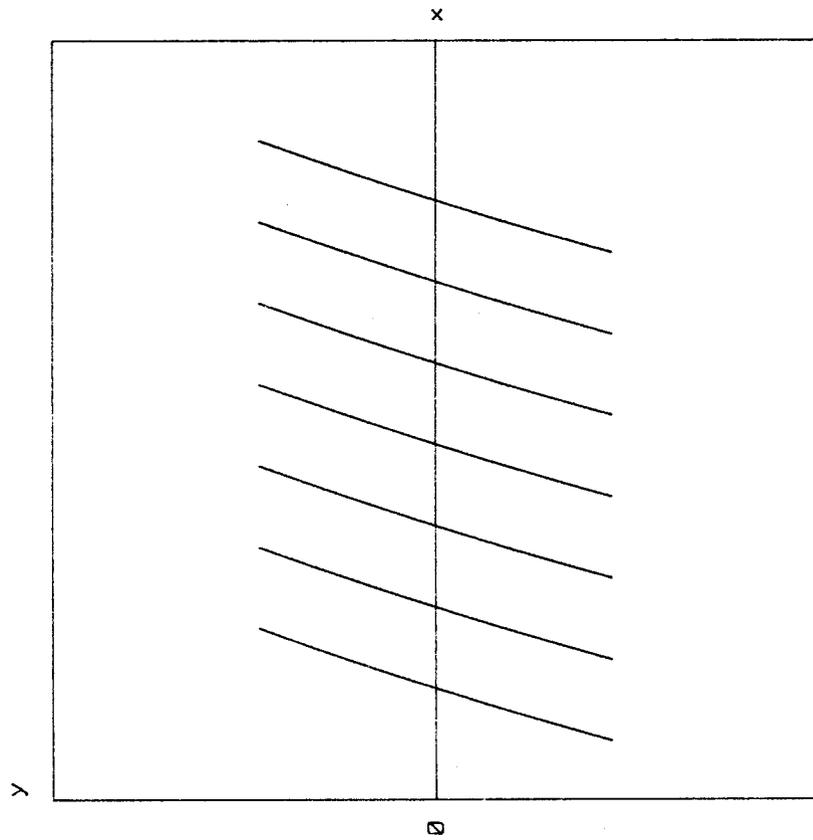


Figure R.4.5 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modelisation bidimensionnelle de la roue R0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 20



Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

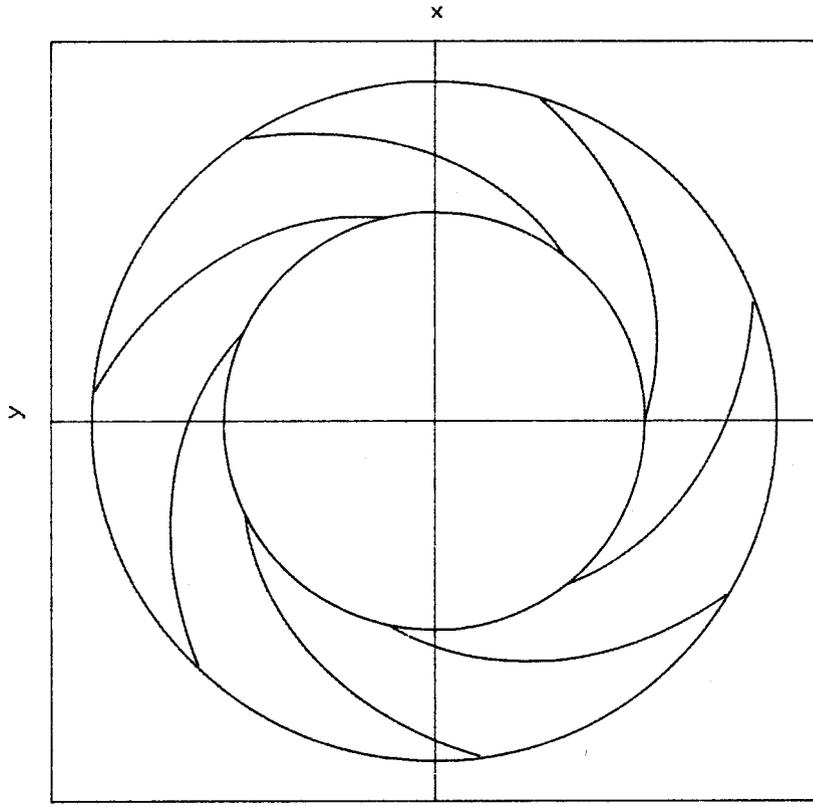
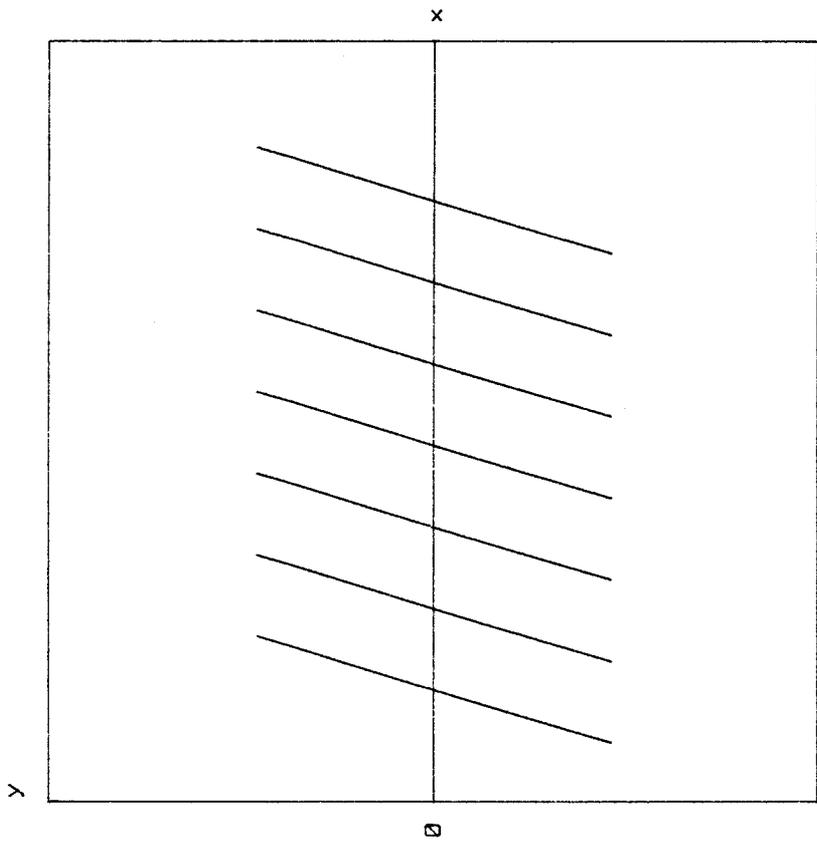


Figure A.4.6 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modelisation bidimensionnelle de la roue A0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 22



Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

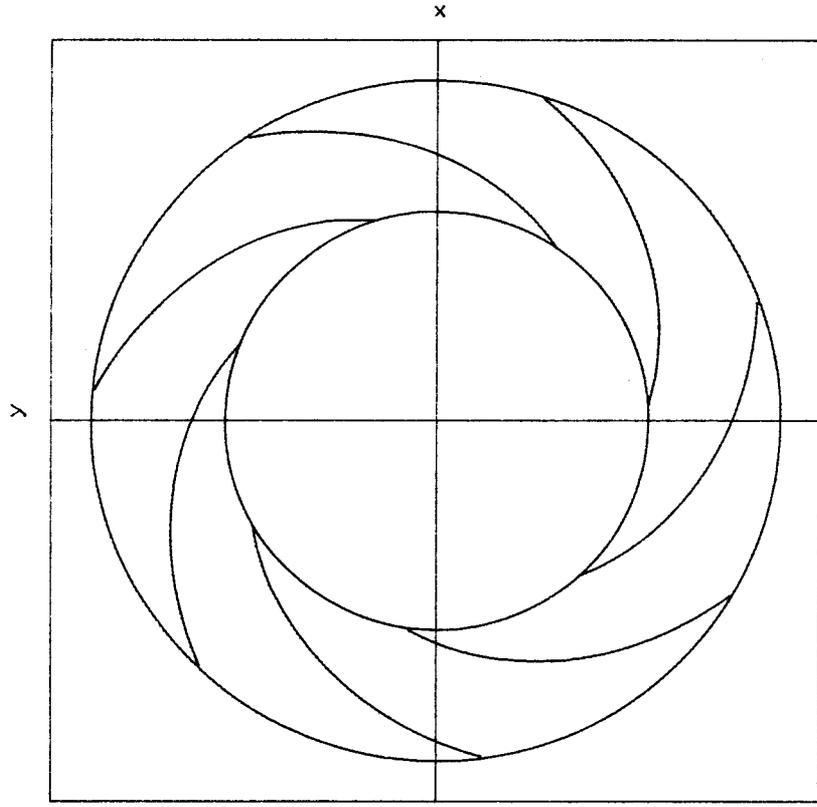
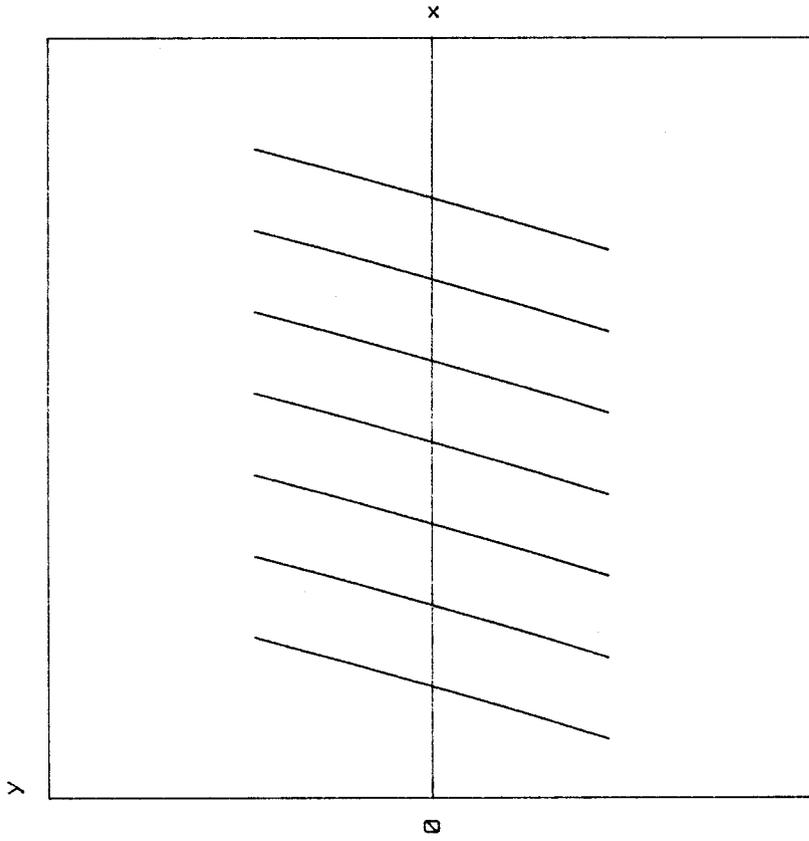


Figure A.4.7 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modelisation bidimensionnelle de la roue R0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 24



Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

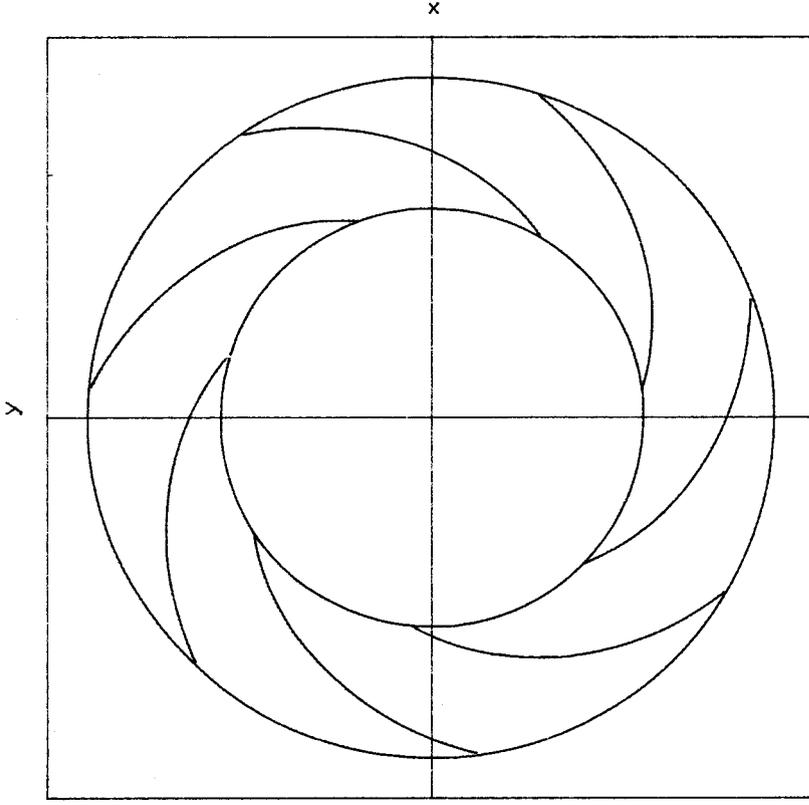
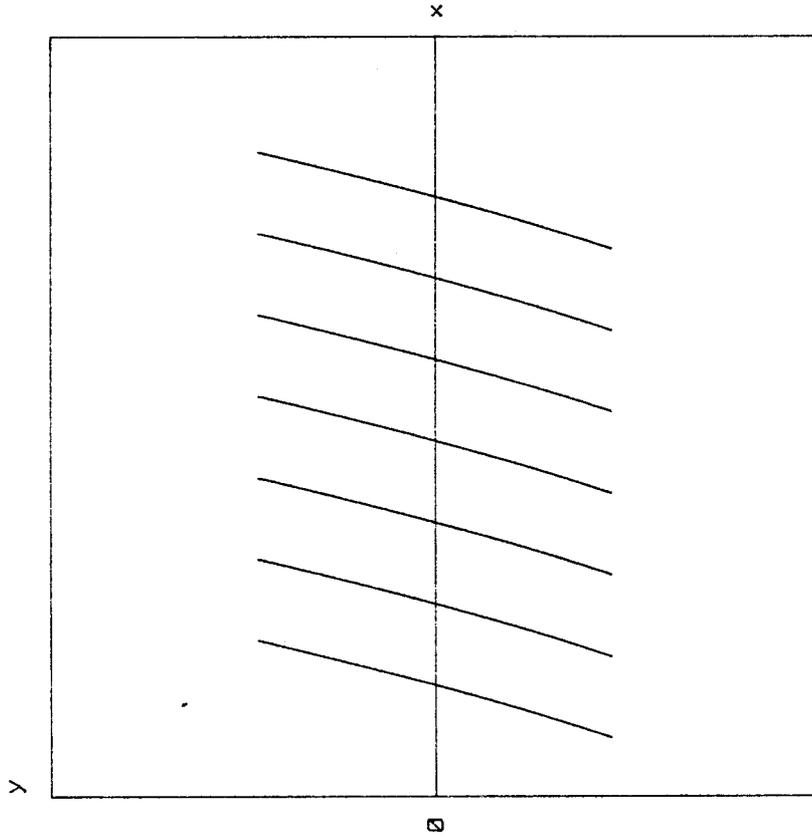


Figure R.4.8 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modelisation bidimensionnelle de la roue R0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 26



Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

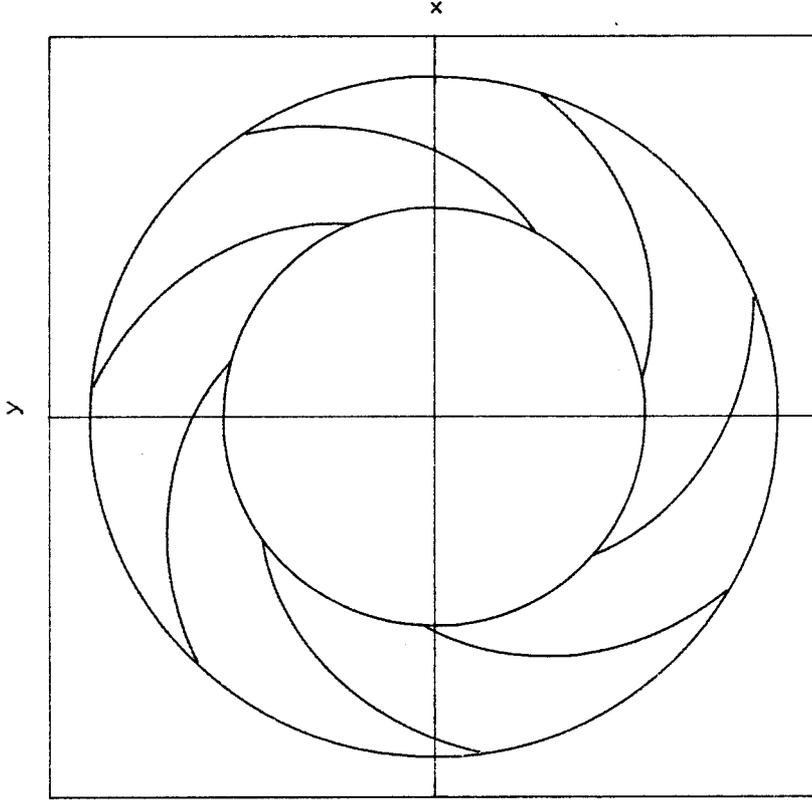
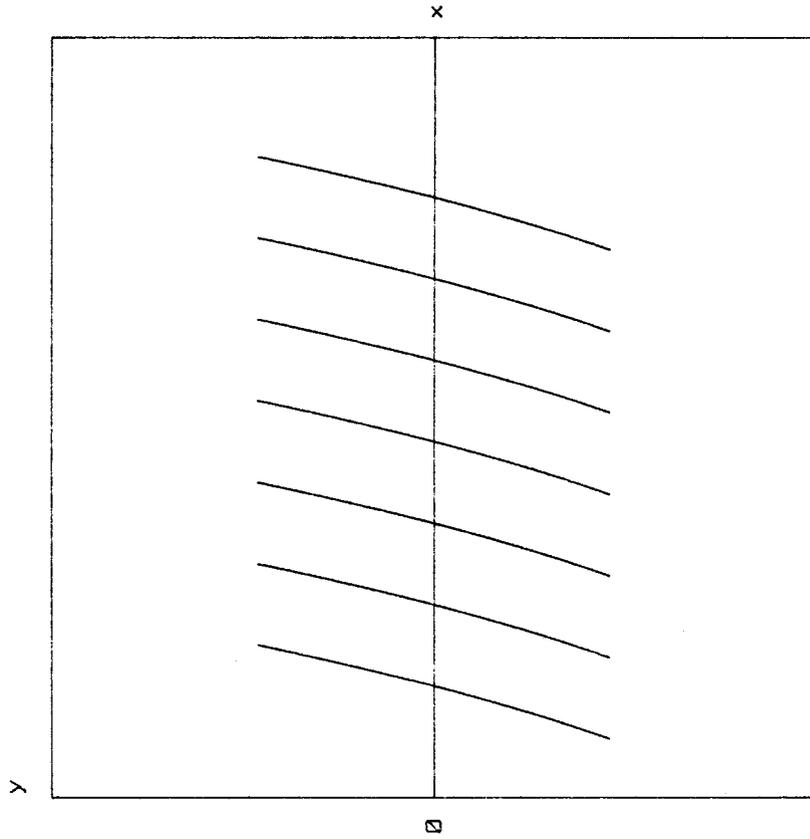


Figure A.4.9 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modelisation bidimensionnelle de la roue A0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 28



Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

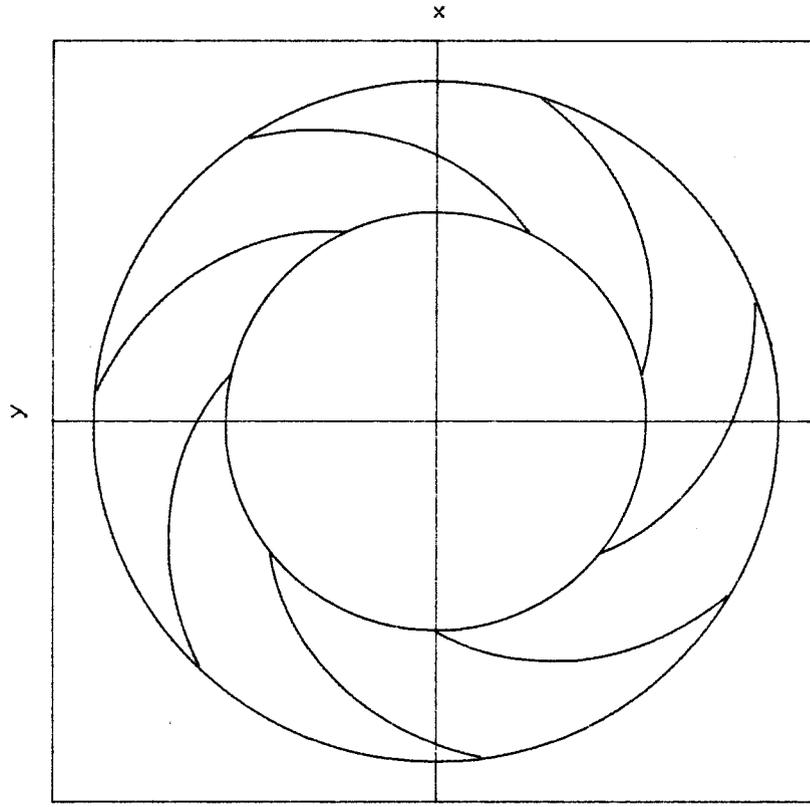


Figure A.4.10 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modelisation bidimensionnelle de la roue ABØ .

Angle geometrique d'entree en degre : 30

Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

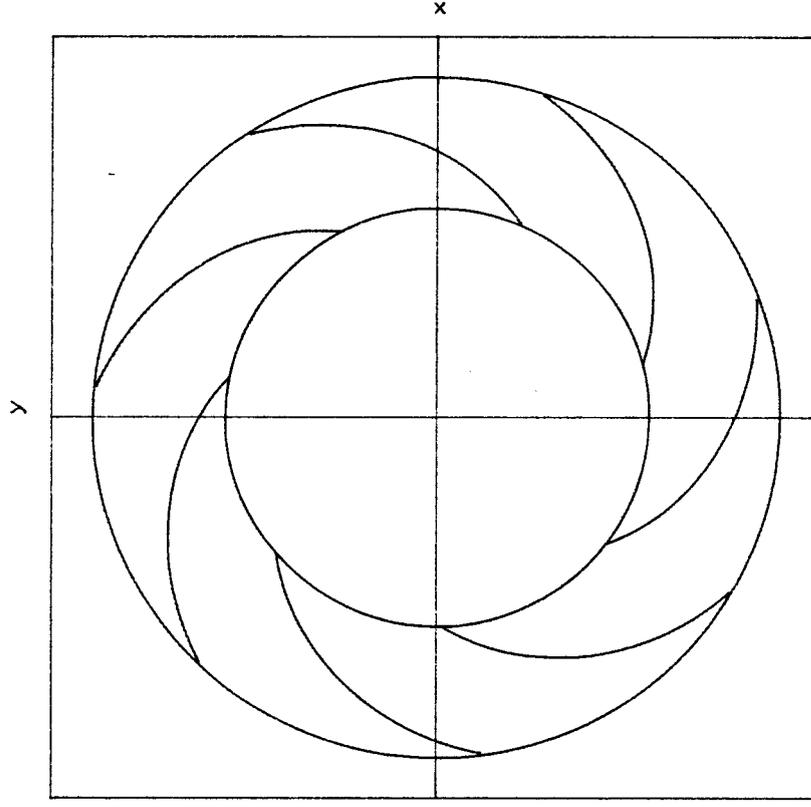
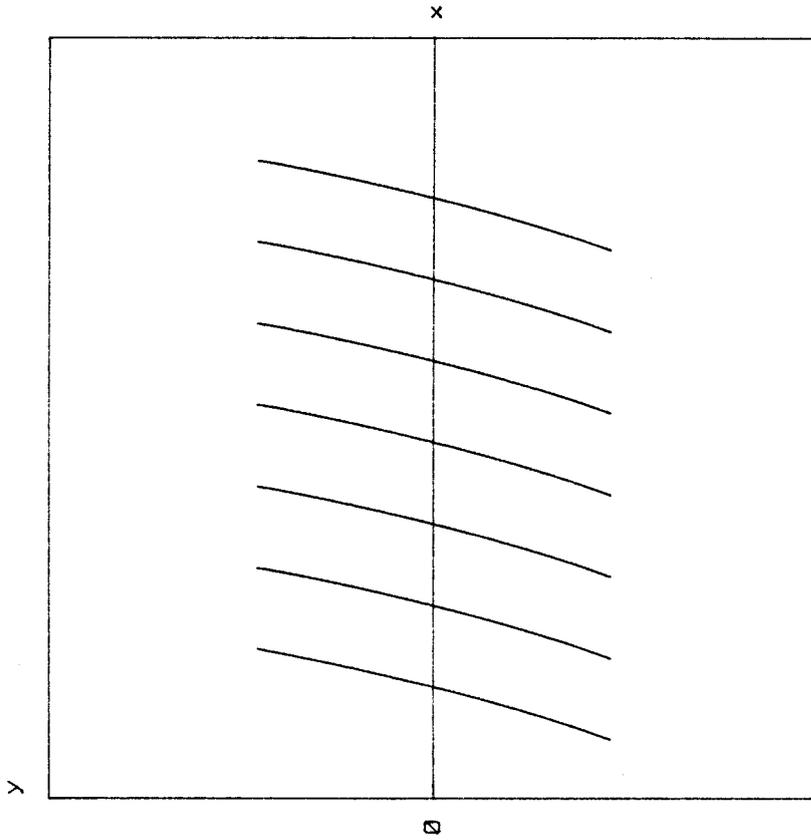


Figure A.4.11 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.

Modelisation bidimensionnelle de la roue A0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 32

Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

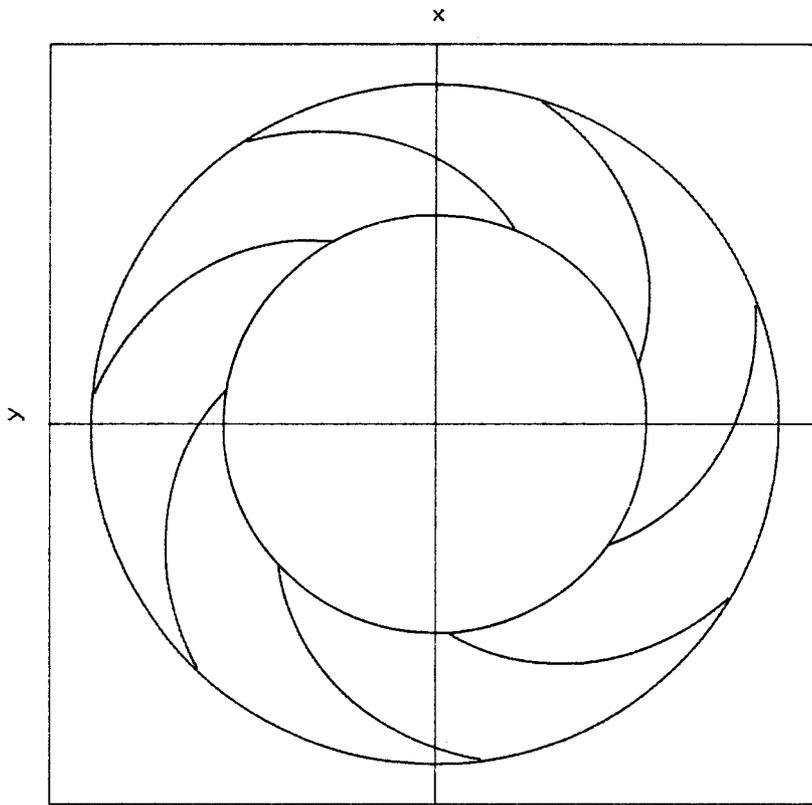
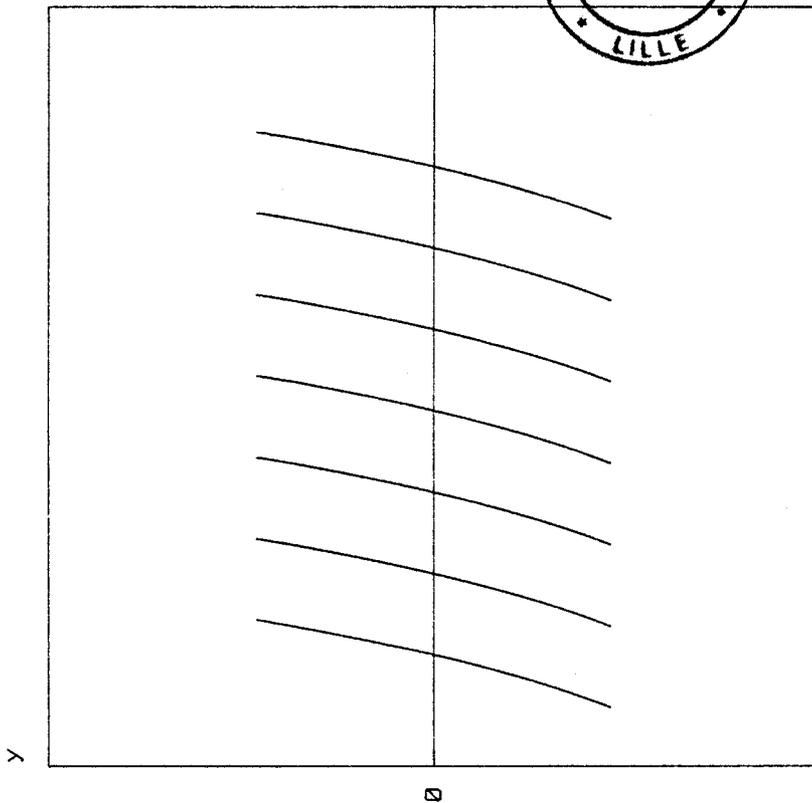


Figure A.4.12 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de

l'angle d'entree dans les plans physique et transforme .

Modelisation bidimensionnelle de la roue A0 .

Angle geometrique d'entree en degre : 34

Angle geometrique de sortie de la roue : 22.5

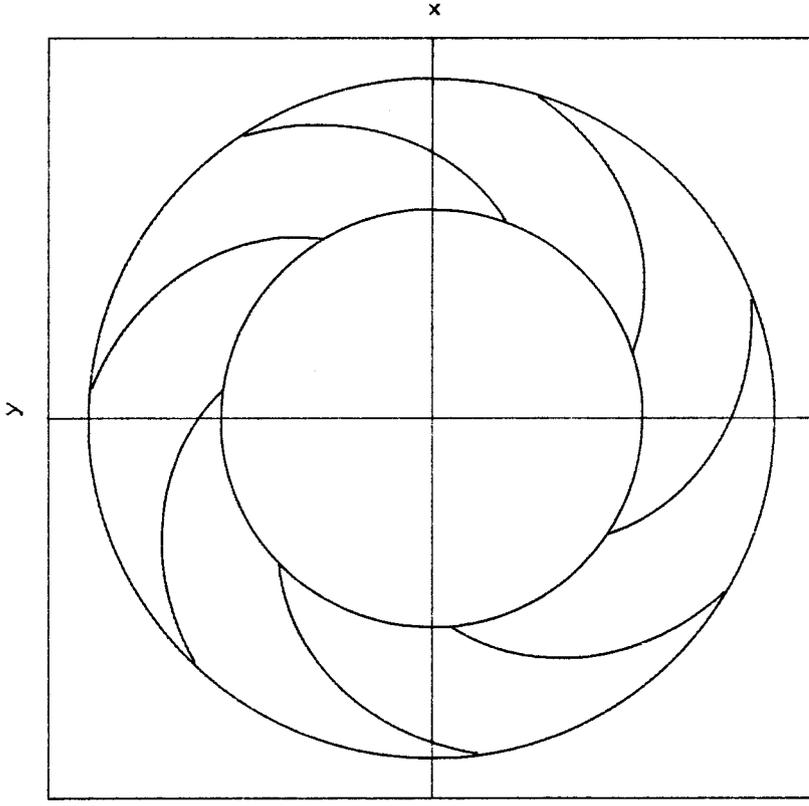
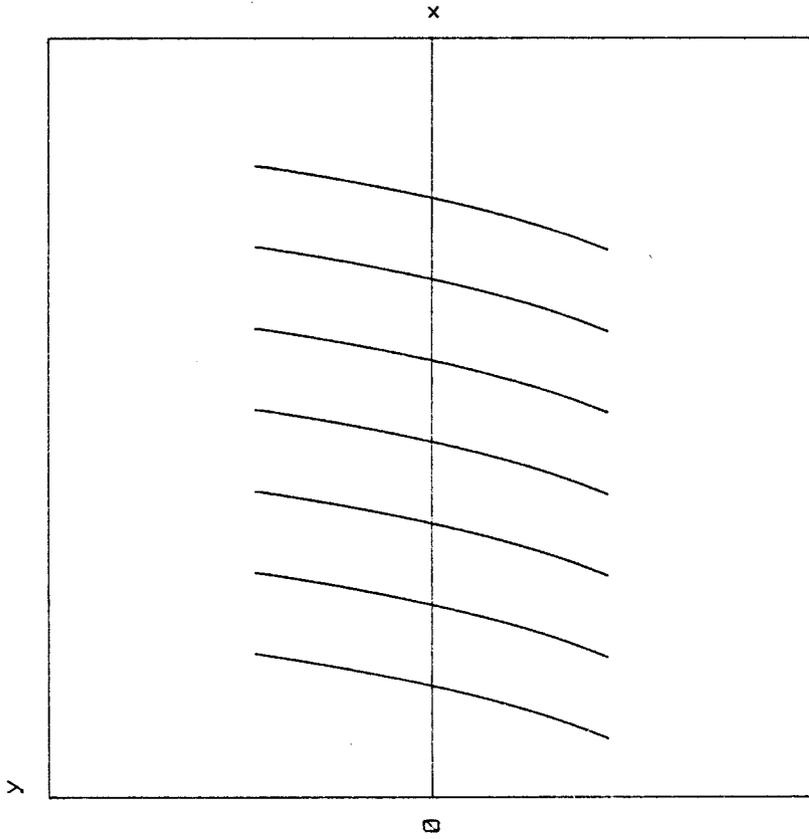


Figure R.4.13 : Evolution de la courbure des aubes en fonction de l'angle d'entree dans les plans physique et transforme.