

50376
1993
282

50376
1993
282

N° d'ordre : 1164

THESE

Présentée à l'Université des Sciences et Technologies de Lille

pour obtenir le titre de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE

Spécialité : Mécanique

Par

Naceur GHELICI

**ETUDE DU REGIME TRANSITOIRE DE DEMARRAGE
RAPIDE D'UNE POMPE CENTRIFUGE**



Soutenu le 9/9/93 devant la commission d'examen :

Membres du jury: MM.

G. ALBANO (Examinateur)

J.P. BARRAND (Directeur de Thèse)

D. BUISINE (Examinateur)

J.L. KUENY (Rapporteur)

M. PLUVIOSE (Rapporteur)

SCD LILLE 1



D 030 197007 4

50376
1993
282

50376
1993
282

AVANT-PROPOS

Ce travail a été réalisé au sein du laboratoire de Mécanique de l'E.N.S.A.M (Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers) de Lille sous la direction de Monsieur J.P.BARRAND, Professeur au L.M.L (Laboratoire de Mécanique de Lille) et Directeur du laboratoire de Mécanique de l'ENSAM de Lille.

C'est dans le cadre d'un contrat établi entre la Société d'Etudes et de Recherches des Arts et Métiers (S.E.R.A.M) et le C.N.E.S (Centre Nationale d'Etudes Spatiales) que cette thèse a été réalisée. Je voudrai à cette égard remercier le CNES pour le financement de ce projet ainsi que toutes les personnes qui ont assuré son suivi.

Je tiens à remercier tous ceux qui ont rendu ce travail possible, d'une manière directe ou indirecte, et ma reconnaissance s'adresse en particulier à :

- Monsieur BARRAND d'avoir assuré la direction de cette thèse et d'avoir guidé mes travaux. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde reconnaissance.

- Monsieur ALBANO du CNES pour le suivi de mes travaux.

- Messieurs CHARLEY et CAIGNAERT pour tous les conseils qu'ils m'ont prodigués.

Je suis très sensible à l'honneur que m'ont fait Messieurs BUISINE, KUENY et PLUVIOSE en acceptant d'examiner les résultats de ce travail.

J'aimerais également remercier Madame ROBBE et Messieurs CHOQUET, DEPRIESTER, DOURNEAU, ELMAMY, OLIVIER et SAILLOT pour leurs conseils, pour leur précieuse collaboration ainsi que pour l'aide amicale et le soutien qu'ils m'ont manifesté pendant l'élaboration de ce travail.

Je remercie à la fin l'ensemble du personnel de l'ENSAM de Lille pour sa compétence et sa gentillesse et toutes les personnes qui, de près ou de loin, m'ont apporté leur aide et que je n'ai pas pu nommer.



TABLE DES MATIERES

Nomenclature	1
Introduction	3
Etude bibliographique	7
Chapitre 1 : Montage expérimental et plan général des essais.	13
1. Ligne d'arbre	13
2. Circuit hydraulique	15
3. Instrumentation	16
4. Pompes essayées	18
5. Etude préliminaire	19
5.1. Introduction	19
5.2. Etude fonctionnelle des essais à effectuer	20
5.2.1. Eléments réglables du banc d'essai	20
5.2.2. Voies de mesure	20
5.2.3. Phénomènes étudiés	21
5.2.4. Présentation générale des essais réalisés	22
5.2.5. Enregistrements	23
5.3. Caractéristiques de la pompe en régime établi	26
5.4. Démarrage des pompes centrifuges (Généralités)	28
6. Résultats expérimentaux	31

Chapitre 2 : Mise en vitesse de la ligne d'arbre	33
1. Démarrage rapide (Description expérimentale)	34
2. Démarrage lent	34
3. Mesure de la vitesse de rotation de la pompe	36
4. Mesure de la vitesse de rotation du moteur	37
5. Modélisation de la mise en vitesse de la pompe	39
5.1. Modélisation du comportement dynamique des éléments isolés	40
5.2. Equations du mouvement	43
6. Résultats expérimentaux et comparaison théorie/expérience	44
6.1. Influence de la vitesse finale	47
6.2. Influence du courant d'excitation	48
6.3. Influence des paramètres hydrauliques	49
6.4. Démarrage rapide - Démarrage lent	50
6.5. Comparaison théorie/expérience	51
 Chapitre 3 : Mesure du débit instationnaire	 53
1. Mesure du débit instationnaire	53
1.1. Introduction	53
1.2. Principe de fonctionnement d'un débitmètre électromagnétique	54
1.3. Débitmétrie par enregistrement de pression	57
1.3.1. Principe	57
1.3.2. Amélioration de la technique de mesure de débit transitoire par analyse de signaux de pression	62

1.4. Résultats expérimentaux	65
1.4.1. Préliminaires	65
1.4.2. Collaboration avec la société Yokogawa	65
1.4.3. Collaboration avec la société Endress-Hauser	67
1.4.4. Etude expérimentale	68
1.4.5. Mesure de la vitesse d'écoulement sur l'axe de la conduite par vélocimétrie laser	69
1.4.5.1. 1ère méthode de mesure : détecteur de bouffées (burst)	70
1.4.5.2. 2ème méthode de mesure : trigger externe	71
1.5. Conclusion	72
Chapitre 4 : Etablissement de l'écoulement dans les conduites	73
1. Introduction	73
2. Equations de base de l'écoulement instationnaire dans les conduites	74
2.1. Célérité des ondes en conduite	75
2.2. Equations caractéristiques	76
2.3. Equations caractéristiques sous forme discrétisée	79
2.4. Traitement des singularités	81
3. Evolution des pressions dans les conduites : modèle théorique simplifié	83
4. Analyse des résultats et comparaison théorie-expérience	87
4.1. Conditions asymptotiques finales	87
4.2. Influence des conditions d'essais sur les transitoires de pression : analyse complémentaire des résultats expérimentaux	90

Chapitre 5 : Etude du fonctionnement transitoire de la pompe hors cavitation	98
1. Modélisation du transitoire de démarrage rapide d'une pompe centrifuge	98
1.1. Introduction	98
1.2. Conditions de couplage entre la pompe et le circuit	98
1.3. Modélisation du "transitoire" de la pompe hors régime de cavitation	100
1.3.1. Régime pseudo-transitoire	100
1.3.2. Régime pseudo-transitoire corrigé avec prise en compte de l'inertie de translation du fluide	100
1.4. Transitoire dans la pompe	101
1.4.1. Introduction	101
1.4.2. Transitoire de pompe	102
2. Etude expérimentale	107
2.1. Introduction	107
2.2. Résultats expérimentaux	108
2.2.1. Présentation générale des résultats	108
2.2.2. Influence de l'accélération de la roue	109
2.2.3. Influence de la vitesse de rotation finale	110
2.2.4. Influence de la géométrie de la pompe	110
2.2.5. Influence de la longueur du circuit	110
2.2.6. Influence du débit final	111
2.2.7. Influence de la pressurisation dans le réservoir	111
2.2.8. Analyse des performances de la pompe sur les diagrammes (H, Q_v)	112
2.2.8.1. Caractéristique transitoire du circuit	112
2.2.8.2. Courbes iso-vitesses de rotation	114
2.2.8.3. Courbes iso-accélération	115
2.2.8.4. Comparaison entre transitoire mesuré et transitoire pseudo-stationnaire	117
3. Conclusion	121

Chapitre 6 : Cavitation lors du démarrage rapide de la pompe	126
1. Introduction	126
2. La cavitation en régime stationnaire	126
3. Cavitation de la pompe lors d'un démarrage rapide	130
4. Modèle simplifié de cavitation lors du démarrage rapide	132
4.1. Seuil d'apparition de la cavitation	132
4.2. Pression d'entrée de la pompe	132
4.3. Débit instantané entrant dans la pompe	133
4.4. Débit et pression de refoulement de la pompe	134
4.5. Conséquences de la résorption de la poche de cavitation	135
5. Résultats expérimentaux et comparaison théorie/expérience	138
6. Influence de la pression dans le réservoir	142
6.1. Visualisation de l'écoulement instationnaire avec cavitation	142
6.2. Influence de la pression dans le réservoir sur la cavitation pendant le démarrage rapide	143
Conclusion générale	144
Bibliographie	148
Annexe 1 : Analyse en temps-fréquence des résultats de démarrage	153
Annexe 2 : Débitmétrie	161

Nomenclature

A	section
a	célérité du son résultante en conduite
b	largeur de la roue
C	couple, coefficient de perte de charge linéaire
c	vitesse absolue
D	diamètre
E	module de Young
e	épaisseur de la conduite
g	accélération de la pesanteur
H	hauteur fournie par la pompe, charge totale, hauteur piézométrique
H_t	charge totale
ΔH	perte de charge, dépression dynamique exprimée en hauteur de fluide
ΔH_1	différence entre hauteur pseudo-stationnaire apparente et hauteur instationnaire mesurée.
ΔH_2	différence entre hauteur pseudo-stationnaire corrigée et hauteur instationnaire mesurée.
I	inertie de l'écoulement, inertie du système rotatif d'entraînement
J	inertie, perte de charge
K	coefficient caractérisant la perte de charge
k	coefficient d'élasticité
L	distance, longueur de conduite
m	masse
N	vitesse de rotation
NPSH	charge nette à l'entrée de la pompe
n	vitesse relative de rotation de la pompe
P	périmètre intérieur de la conduite
p	pression
p^*	pression motrice
p_{vs}	pression de vapeur saturante
Δp	dépression dynamique
Q_v	débit volume
R	rayon
r	rayon
S	surface
s	abscisse curviligne
dS	élément de surface
T_e	période d'enregistrement
t	temps
Δt	pas de temps
Δt	pas de temps
u	vitesse périphérique, vitesse de l'écoulement

V_v	volume de la poche de cavitation
V_{roue}	volume de la roue
w	vitesse d'entraînement
x	direction axiale de la conduite, distance
Δx	pas spatial
Dx	pas spatial
y	distance
z	hauteur de position
α	longueur, coefficient caractérisant la perte de charge
β	coefficient caractérisant la perte de charge, angle (\vec{u}, \vec{w})
γ	coefficient caractérisant la perte de charge, accélération d'un élément de fluide
δ	coefficient adimensionnel de débit, coefficient de cavitation
ε	distance, coefficient d'élasticité de l'eau
θ	position angulaire
λ	coefficient de perte de charge linéaire
ξ	coefficient de perte de charge singulier
ρ	masse volumique
Ψ	coefficient adimensionnel de hauteur
ω'	accélération du rotor
Γ	circulation
Σ	coefficient de cavitation

Indices

asp	à l'aspiration
e	à l'entrée de la pompe
eau	du (e) à l'eau
em	armature d'embrayage côté moteur
ep	armature d'embrayage côté pompe
Fm	frottement côté moteur
Fp	frottement côté pompe
f	frottement, au régime final
i	indice spatial
m	moteur
max	maximal (e)
min	minimal (e)
mn	au régime nominal du moteur
n	indice temporel de calcul
p	pompe
pn	au régime nominal de la pompe
ps	pseudo-stationnaire
r	résistant
ref	au refoulement
s	à la sortie de la pompe, stationnaire, synchronisme
0	dans le réservoir
1	au diamètre intérieur de la roue
2	au diamètre extérieur de la roue

Introduction

L'étude des écoulements transitoires des gaz ou des liquides en conduite fait appel aux modèles bien connus de la théorie des caractéristiques ou de celle des oscillations en masse lorsqu'il s'agit de régimes apériodiques, ou bien de la théorie des guides d'ondes s'il s'agit de fluctuations périodiques.

L'analyse du comportement des machines soumise à des écoulements perturbés a de même fait l'objet d'un grand nombre de travaux (fonctionnement des turbines en régime pulsé pour les groupes de suralimentation des moteurs thermiques, décrochage et pompage des compresseurs, etc...). On dispose également de données sur le comportement de profils aérodynamiques isolés soumis à des variations rapides d'incidence.

Rares sont cependant les études consacrées aux "transitoires" rapides de la mise en vitesse ou d'arrêt des pompes compte tenu du caractère exceptionnel de ces problèmes qui n'ont été pratiquement mis en évidence que pour les machines réversibles dans les installations de production d'énergie ([14]) et plus particulièrement dans les applications spatiales pour les propulseurs cryogéniques ([9], [10] et [11]).

Ces travaux mettent clairement en évidence les écarts importants entre les performances des machines lors des "transitoires" rapides et celles qu'elles fournissent en régime permanent : retard à l'établissement du débit, développement de surpressions et /ou de dépressions importantes, etc...

La modélisation de ces phénomènes est délicate et même si elle produit des résultats qui vont bien dans le sens des constats expérimentaux ([9] et [13]), elle ne s'applique le plus souvent qu'à des géométries très simplifiées.

Cette situation est à l'origine de la présente étude dont les objectifs consistent à réaliser et exploiter un banc d'essai de démarrage rapide de pompes centrifuges de façon à :

- a/ Etablir les caractéristiques des machines en régime permanent pour différentes vitesses de rotation.
- b/ Mettre en évidence et essayer de comprendre les phénomènes transitoires inhérents au démarrage rapide (ondes, comportement fluide-structure, cavitation, etc...) ainsi que les principaux paramètres influents (temps de démarrage, circuit, machine etc...).
- c/ Contribuer à la validation des codes de calcul d'écoulement instationnaire et apporter un support expérimental à une réflexion sur la modélisation des phénomènes transitoires observés.
- d/ Etudier l'influence de la géométrie de la pompe et du circuit sur les caractéristiques de démarrage.
- e/ Obtenir les caractéristiques transitoires d'éléments du circuit tels que vannes ou coudes.

Ce programme de recherches est essentiellement tourné vers les problèmes rencontrés dans le domaine spatial, même si certaines applications peuvent être envisagées dans les équipements énergétiques en général. Pour des raisons évidentes de limitation de poids, la propulsion pour ergols (oxygène et hydrogène liquides) exige d'utiliser des turbopompes fonctionnant à des vitesses de rotation très élevées : 60 000 tr/min pour la turbo-pompe hydrogène du moteur HM7 B équipant Ariane 4 et 34 000 tr/min pour celle du moteur principal, Vulcain, d'Ariane 5. La durée du démarrage de ces moteurs ne devant pas excéder quelques secondes, il est important de bien comprendre les phénomènes qui accompagnent un tel "transitoire" afin d'être capable d'en maîtriser les différentes séquences en toute sécurité.

Les problèmes qui se posent sont étroitement couplés mais on peut les classer en trois ordres différents : le "transitoire" mécanique correspondant principalement au comportement dynamique de la ligne d'arbre, le "transitoire" hydraulique concernant les écoulements de liquide (ou de vapeur si l'on a à faire à une cavitation) dans les machines et dans les lignes, "le transitoire" thermique concernant les mises en température des composants et la mise à feu proprement dite. Compte tenu de la compétence acquise par le Laboratoire de Mécanique de l'ENSAM de LILLE, c'est l'étude du "transitoire" hydraulique qui lui a été confiée par le CNES (Centre National d'Etudes Spatiales - division lanceurs).

Dans un premier temps, nous présentons le banc d'essai DERAP (DEmarrage RAPide des Pompes) sur lequel ont été effectués tous les travaux expérimentaux liés au démarrage rapide ainsi que les différentes instrumentations utilisées dans nos mesures et nos traitements (chapitre 1). Nous présentons aussi les différents résultats expérimentaux obtenus dans le cas d'essais types.

Dans le chapitre 2, nous étudions la ligne d'arbre. Des résultats expérimentaux, mettant en évidence l'influence de certains paramètres déterminants sur la montée en vitesse de la pompe, sont commentés. Un modèle théorique permettant la reconstitution de la vitesse de la pompe est proposé.

Le chapitre 3 est consacré à la débitmétrie. La technique adoptée pour la mesure du débit instationnaire à partir des enregistrements de pression est détaillée dans ce chapitre.

L'écoulement instationnaire dans le circuit est étudié dans le chapitre 4. Nous analysons dans ce chapitre les différents résultats de pression et de débit mesurés dans les conduites et l'influence des différents paramètres intervenant sur l'écoulement.

L'écoulement dans la pompe est analysé dans le chapitre 5. L'influence du "transitoire" sur les performances instantanées de celle-ci est étudiée moyennant une modélisation simple.

En dernier lieu, nous étudions l'écoulement instationnaire dans des conditions de faible pression à l'entrée de pompe. Nos investigations confirment la présence de cavitation au cours du démarrage. Cette cavitation est présente sous forme de poches de vapeur provoquant une limitation des performances de la pompe et dont la fermeture est suivie par des surpressions instantanées.

Un modèle simple est proposé.

Etude bibliographique

1. DEMARRAGE RAPIDE D'UNE POMPE CENTRIFUGE DANS UN MOTEUR CRYOGENIQUE ([11])

Le moteur cryogénique HM7B du troisième étage des lanceurs ARIANE 1 à 4 comporte une turbopompe constituée d'une :

- ligne haute vitesse dans laquelle une turbine entraîne directement la pompe LH₂ à hydrogène liquide et permet de porter la pression de 3 à 55 bar.
- une ligne basse vitesse dans laquelle la pompe LOX à oxygène liquide est entraînée par un réducteur à deux étages à partir de la pompe LH₂ et qui amène la pression de 2 à 50 bar.

L'énergie nécessaire à la turbine est fournie par des gaz de combustion créés dans un générateur de gaz alimenté en oxygène et hydrogène par prélèvement en sortie des pompes (cycle à flux dérivé).

Le démarrage de la pompe se fait en deux phases distinctes. Un démarreur pyrotechnique lance la turbine jusqu'à une vitesse de 40 000 tr/min ; puis le générateur de gaz prend le relais pour amener la turbine jusqu'à sa vitesse nominale de 60 000 tr/min. L'allumage de la chambre de combustion par un allumeur pyrotechnique intervient dans la première phase de démarrage. Le transitoire de démarrage ainsi défini dure moins de 2 secondes.

Pendant la phase de transitoire de démarrage du moteur cryogénique HM7B, les mesures faites par la S.E.P (Société Européenne de Propulsion) en vol et lors des essais au sol ont révélé un fonctionnement de la turbopompe éloigné de son domaine stabilisé. Ce phénomène est d'autant plus critique que l'allumage de la chambre intervient durant cette phase : le mélange des ergols (oxygène et hydrogène liquides) durant la combustion étant assuré exclusivement par régulation, la connaissance précise et préalable des débits et pressions des ergols lors de cette phase est déterminant pour obtenir une homogénéité de l'énergie calorifique nécessaire dans la poussée de la fusée.

Si les mesures concernant les pressions et températures à l'entrée et à la sortie des pompes ainsi que la vitesse de rotation de la turbine sont réalisables au cours du vol, la mesure des débits est plus délicate. Ce dernier point nécessite une modélisation du transitoire afin de prédire les débits à partir des données de pression. Autrement dit, la connaissance du comportement instationnaire des pompes. Ceci suppose la reconstitution des caractéristiques transitoires des pompes pendant le démarrage effectué.

2. TRAVAUX REALISES SUR LES TRANSITOIRES DE TURBOPOMPES :

Beaucoup d'études ont été faites sur les caractéristiques quasi-stationnaires des turbomachines ([1], [2], [4], [5], [6], [14] et [15]) pour analyser le fonctionnement instantané de ces dernières.

Dans un régime instationnaire, la vitesse de rotation, et/ou le débit d'une pompe changent en fonction du temps. Dans de telles conditions, il a été toujours supposé que les caractéristiques instationnaires ne s'éloignent pas de celles rencontrées en régime stationnaire. Dans le cas d'un changement des conditions de fonctionnement à faible fréquence ou d'une manière lente, ces hypothèses sont évidemment acceptables. Par contre, dans le cas où le temps dans lequel s'effectue ce changement devient inférieur à un certain seuil, la pompe ne "répond" pas assez rapidement pour suivre les conditions pseudo-stationnaires.

OHASHI. H [16] a étudié les relations entre les coefficients adimensionnels de hauteur et de débit (respectivement notés η et δ), quand le débit change sinusoidalement autour d'une valeur moyenne, avec une vitesse de rotation constante. Cette étude a révélé la nature de la fonction de transfert, H/Q_v , et a montré la manière avec laquelle les caractéristiques dynamiques de la pompe déviaient par rapport à celles du régime pseudo-stationnaire, quand les fréquences de fluctuation augmentent.

Le cas d'un démarrage rapide est plus compliqué que l'étude faite ci-dessus :

- d'un point de vue théorique, la vitesse de rotation et le débit sont variables au cours du temps et la linéarisation de ce problème est fondamentalement impossible.
- d'un point de vue expérimental, la conception et l'installation d'un banc d'essais pour les démarrages rapides ainsi que son équipement en instruments de mesure, de calcul, voire de visualisation, nécessitent des moyens importants. Ces équipements expérimentaux servent bien entendu à acquérir le support nécessaire pour comprendre les différents phénomènes instationnaires générés par le démarrage rapide et à valider l'étude théorique.

FANG ([17]), MIYASHIRO et TAKADA ([18]) ont traité le problème de démarrage rapide d'une turbomachine uniquement du point de vue de la poussée axiale. Aucune allusion aux distorsions des caractéristiques de la machine n'apparaît dans leurs travaux.

DAIGO H. et OHASHI H. ([19]) ont été parmi les premiers à remarquer la différence entre caractéristique instationnaire et caractéristique pseudo-stationnaire sans donner pour autant des explications claires aux phénomènes observés.

En 1982, TSUKAMOTO H et OHASHI H. ([9]) ont publié leurs travaux concernant les démarrages d'une pompe centrifuge et l'étude de ses caractéristiques transitoires. Cette étude a été la première à approfondir la réflexion sur le comportement instationnaire des pompes centrifuges. Le but de ces travaux était la recherche d'une explication plausible à la déviation de la réponse des pompes centrifuges pendant un démarrage rapide par rapport au comportement quasi-stationnaire, la détermination de l'accélération critique à partir de laquelle l'hypothèse quasi-stationnaire devient inacceptable pour représenter le "transitoire" vrai, et enfin l'établissement d'une méthode de base pour la reconstitution théorique des caractéristiques instationnaires d'une turbo-pompe.

Les auteurs ont présenté les différents résultats expérimentaux obtenus, appuyés par un modèle théorique bidimensionnel. Dans ce modèle, l'écoulement instationnaire dans la roue de la pompe centrifuge est considéré comme plan et représenté sur une surface moyenne entre les flasques de la roue. La grille circulaire est transformée en grilles d'aubes plane. Ceci a permis aux auteurs de linéariser les équations de l'écoulement instationnaire en grille, en supposant l'irrotationalité du champ de vitesses à l'entrée de la pompe et en se plaçant dans le cadre de la théorie des profils minces. Il est à noter que, parmi les hypothèses prises, le fluide est considéré comme incompressible et l'écoulement est libre de toute cavitation.

Partant de la courbe de montée en vitesse de la pompe, qui a été simulée préalablement d'une manière assez grossière, les auteurs calculent la hauteur et le débit instationnaires. A partir de ces quantités, les auteurs portent les coefficients adimensionnels de hauteur (μ_i) et de débit (δ_i) dans un diagramme ($\mu_i ; \delta_i$). Les coefficients employés pour représenter la caractéristique adimensionnelle instationnaire de la pompe pendant le démarrage, sont calculés de la manière suivante :

$$\eta_i = \eta_i(t) = \frac{gH(t)}{u_2(t)^2/2}$$

$$\delta_i = \delta_i(t) = \frac{Q_v(t)}{\pi \cdot d_2 \cdot b_2 \cdot u_2(t)}$$

où :

- d_2 : diamètre extérieur de la roue
- b_2 : largeur à la sortie de la roue
- $u_2(t) = \pi \cdot d_2 \cdot N_i(t) / 60$: vitesse tangentielle instantanée de la roue
- $N_i(t)$: vitesse de rotation instantanée de la roue

La principale observation tirée à travers ce modèle est que le "transitoire" de démarrage se décompose en 2 phases successives :

- une première phase durant laquelle la hauteur instantanée fournie par la pompe ne dépasse pas la hauteur pseudo-stationnaire. L'explication donnée est que la circulation ne s'installe pas instantanément autour des aubages, en réponse au brusque changement dans les conditions circonférentielles. C'est le retard de l'établissement de circulation.
- une deuxième phase caractérisée par une contribution impulsionnelle de la pression entre l'entrée et la sortie de la roue. Cette phase est remarquable dès l'instant de démarrage. Elle est imputée à l'accélération du mobile et son effet s'estompe rapidement après le démarrage.

En comparant, sur une échelle de temps, les coefficients de pression et de débit calculés avec ceux qui sont obtenus expérimentalement, une remarque s'impose. Les résultats de calcul sont toujours en avance par rapport à ceux de l'expérience. TSUKAMOTO et OHASHI imputent ceci à leurs hypothèses de calcul qui, de notre avis, ne sont pas les seules raisons à évoquer pour expliquer ces lacunes.

En effet, les moyens d'acquisition et de calcul employés par les auteurs, à leur époque, ne leur permettaient pas d'avoir une résolution temporelle suffisamment bonne pour reconstituer et les signaux mesurés et les signaux calculés.

A travers cette étude, un point important reste à signaler. Les auteurs ont cherché à déterminer une accélération critique pour la validité d'un modèle pseudo-stationnaire, comme DEVINANT, BOUET et MUDRY [13]. Dans le cadre de ces 2 études ([9] et [13]), des valeurs différentes de l'accélération critique ont été avancées. A ceci, nous notons que :

- dans chacune de ces études, les résultats de calcul ne se confondent avec les résultats expérimentaux que d'un point de vue qualitatif. Ce qui pose un doute sur les valeurs de l'accélération trouvées à partir du modèle théorique.
- l'accélération obtenue pendant le démarrage dépend en grande partie de la ligne d'arbre et de la résistance hydraulique sur la roue de pompe, comme nous le verrons plus loin. Ce qui constitue un grand nombre de facteurs à contrôler et une difficulté énorme pour généraliser et fixer une valeur d'accélération critique quelconque à tous les types de démarrage possible.
- les "transitoires" des turbo-pompes ne dépendent pas uniquement de la géométrie de la machine. Le circuit et les conditions de manoeuvre sont des facteurs très importants dans le comportement instationnaire des turbo-pompes. Ceci est l'une des raisons majeures qui nous interdit, au cours de la présente étude, de chercher une valeur seuil d'accélération à partir de laquelle un modèle pseudo-stationnaire serait inacceptable pour l'étude des "transitoires". En effet, devant le très grand nombre de paramètres intervenant, en l'occurrence : l'accélération du mobile, la longueur du circuit, la masse d'eau véhiculée dans le circuit et dans la pompe, la géométrie de la machine, les performances nominales de celle-ci, les pertes de charge dans le circuit et dans la machine, la vitesse de rotation finale de cette dernière et enfin la pression initiale dans le circuit, nous avons cherché à travers cette étude à nous intéresser à tous les paramètres mentionnés ci-dessus.

Chapitre 1

Montage expérimental et plan général des essais.

1. LIGNE D'ARBRE (photo 1)

L'ensemble moteur-accouplement-pompe est représenté sur le schéma 1.

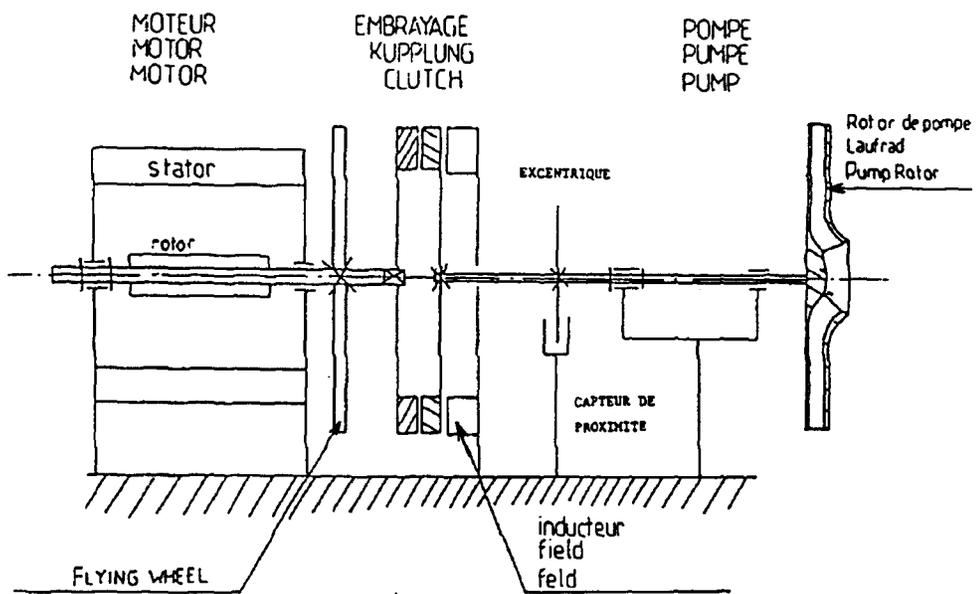


Schéma 1 : ligne d'arbre

Il est supporté par un massif de dimensions importantes (4.00 * 0,36 * 0.60 m) destiné à fournir une assise solide et à permettre un réglage du positionnement de la pompe par rapport au circuit hydraulique.

Le moteur hydraulique LEROY SOMER de type asynchrone et de puissance 7,5 kW permet d'obtenir des vitesses de rotation comprises de 400 à 3000 tr/min grâce à une alimentation équipée d'un changeur de fréquence (variateur de vitesse). Il est supporté par un berceau destiné à régler son alignement avec la ligne d'arbre.

Le moteur entraîne un volant dont l'inertie égale à 0,218 kgm² renforce celle du rotor de façon à maintenir une vitesse de rotation suffisante au moment du couplage de la pompe.

L'ensemble moteur, ainsi constitué, est connecté à l'axe de la pompe au moyen d'un embrayage électromagnétique de marque WAGNER de type SF 825 (figure 1) alimenté par un circuit de contrôle à surexcitation marque WAGNER type MCS.131 (figure 2) susceptible de diminuer le délai de mise en synchronisme de la pompe. Ainsi, 3 durées différentes de démarrage rapide sont possibles en variant le courant d'excitation du circuit de contrôle de l'embrayage.

L'arbre de chaque pompe centrifuge essayée est renforcé de manière à augmenter sa raideur d'une façon compatible avec les dimensions générales du palier support de la pompe. Ceci a pour avantage de renforcer la rigidité dynamique et la stabilité de la ligne d'arbre durant les sollicitations brutales du démarrage.

2. CIRCUIT HYDRAULIQUE (photo 2)

Le circuit hydraulique est constitué : (voir figures 3 à 5).

- d'un réservoir cylindrique de 1 m de diamètre et de 2 m de hauteur permettant d'avoir une surface libre avec une pression réglable de zéro à 6 bar. Il est aussi possible de réaliser une dépression dans le réservoir moyennant l'utilisation d'une pompe à vide.

- de conduites d'aspiration et de refoulement en acier inoxydable de 40 mm de diamètre intérieur (épaisseur $e = 1,5$ mm) pouvant former 3 circuits de longueurs différentes (circuit 1, circuit 2 et circuit 3) permettant d'avoir indépendamment 2 longueurs totales et 2 longueurs d'aspiration différentes.

Deux segments de 10cm de long chacun et placés à l'aspiration et au refoulement immédiat de la pompe sont en plexiglass pour des visualisations ou des mesures par méthode optique.

Les longueurs des conduites d'aspiration et de refoulement exprimées en mètres et employées dans l'installation des circuits 1, 2 et 3 sont résumées ci-dessous :

Circuit	Longueur à l'aspiration (m)	Longueur au refoulement (m)	Longueur totale (m)
1	3,1	4,6	7,7
2	1,4	5,6	7,0
3	1,2	2,7	3,9

Tableau n°1 : longueurs des conduites

- d'une vanne de réglage du débit à double opercule.

3. INSTRUMENTATION

La position angulaire du rotor de la pompe est directement mesurée au moyen d'un dispositif original équipé d'un excentrique solidaire de l'arbre de la pompe et de 2 capteurs de proximité montés à 90° sur un support centré sur l'axe de rotation (figure 6). La vitesse de rotation instantanée est déduite du traitement de ces mesures.

Une mesure simultanée des pressions instantanées en 7 points différents du circuit hydraulique est réalisée au moyen de capteurs piézo-électriques de type KISTLER 701 et de leurs amplificateurs commandés par microprocesseur de marque KISTLER type 5011 A1. Ces mesures sont utilisées pour évaluer à la fois les débits instationnaires à l'aspiration et au refoulement de la pompe et la hauteur d'élévation totale instantanée développée par celle-ci. Les emplacements possibles des capteurs le long des conduites sont repérées sur les figures 3 à 5.

Le débit est mesuré par un débitmètre électromagnétique à haute cadence d'acquisition de marque ENDRESS-HAUSER type SPEEDMAG DDI 655 et la pression relative à la surface libre du réservoir est déterminée par un manomètre métallique.

En plus de l'instrumentation décrite ci-dessus, une cellule photoélectrique de marque BRUEL ET KJAER type 4913 permettant un déclenchement tous les quarts de tour de l'arbre du moteur électrique, a été utilisée dans toute la campagne de mesure. Ceci a été rendu possible grâce à l'installation de 4 pastilles réfléchissantes montées sur l'armature de l'embrayage solidaire de l'arbre du moteur électrique. L'information restituée par ces 4 pastilles est utilisée pour le suivi de la vitesse de rotation de l'arbre du moteur. En superposant cette vitesse à celle de la pompe, on peut déterminer plus précisément l'instant de synchronisme entre moteur et pompe lors des essais de démarrages rapides.

La précision des mesures de la vitesse de l'arbre du moteur est d'autant meilleure que le nombre de pastilles utilisées est plus grand. Dans notre cas, la limitation provient de la bande passante en fréquence de la cellule photoélectrique disponible, ce qui nous restreint à utiliser uniquement 4 pastilles.

L'enregistrement de l'ensemble des signaux (pressions, positions angulaires de l'arbre de la pompe et du moteur, débit donné par le débitmètre électromagnétique, courant excitant les armatures de l'embrayage électromagnétique) a été réalisé grâce à un frontal d'acquisitions rapides et simultanées muni de 12 voies de type QDAC-SCADAS, piloté par le logiciel LMS (LEUVEN. MEASUREMENT. SYSTEMS) installé sur un ordinateur de type HP (HEWLETT PACKARD 9000 - série 300).

La vélocimétrie laser a été utilisée sur le banc DERAP pour mesurer, en un premier lieu, la vitesse d'écoulement axial de l'eau à l'amont et à l'aval de la pompe à titre de comparaison entre différentes techniques de mesure de vitesse ou de débit instationnaire (voir chapitre 3).

4. POMPES ESSAYEES

Les pompes centrifuges essayées sont de 2 types :

1) pompes courantes de commerce : La première est de marque GUINARD (notée G) NE 3, 20 (figure 7) et la seconde est de type LEFI (notée L) BOB 40/20 (figure 8).

2) pompe spéciale : la pompe CNES1 (notée C : tableau n°2 et photo 3) a été dimensionnée, conçue et usinée au laboratoire, suivant un cahier des charges répondant à des critères particuliers. Parmi ces critères, on trouve la connaissance géométrique exacte de la roue, du diffuseur lisse et de la volute ainsi que l'accessibilité à la visualisation et à la mesure de la vitesse de l'écoulement (avec vélocimétrie laser ou avec sonde à film chaud) dans différents endroits difficiles à atteindre avec les pompes commerciales. Ainsi, parmi les endroits visés, on trouve l'entrée de la roue et de ses aubages, la sortie de la roue (ou le diffuseur lisse) et même les canaux inter-aubes. Cette pompe a été conçue pour permettre également la mesure de la pression autour de la volute, dans des sections uniformément réparties angulairement.

Roue de la pompe CNES 1

Nombre de tours spécifique	$N_{sq} = 12,2$
Rayon d'entrée	$R_1 = 20 \text{ mm}$
Largeur d'entrée	$b_1 = 13 \text{ mm}$
Angle d'entrée	$\beta_1 = 32,2^\circ$
Rayon extérieur	$R_2 = 101 \text{ mm}$
Largeur de sortie	$b_2 = 6 \text{ mm}$
Angle de sortie	$\beta_2 = 23^\circ$

Tableau n°2 : caractéristiques géométriques de la pompe (c)

Il est important de noter que dans les 2 cas cités ci-dessus, les 3 pompes essayées ont des points de fonctionnement similaires (en régime établi, bien entendu). Ces derniers ont les valeurs suivantes :

- vitesse de rotation nominale : $N_n = 2900$ tr/min
- hauteur d'élévation nominale : $H_n = 50$ m
- débit volume nominal : $Q_v = 23$ m³/h
- nombre d'aubes : $Z = 5$

5. ETUDE PRELIMINAIRE

5.1. Introduction

Cette étude a été rendue nécessaire par le vaste programme expérimental que nous envisageons de réaliser en début du lancement de ce projet du CNES, se rapportant au démarrage des pompes centrifuges. En effet, le banc d'essais DERAP a été conçu et mis au point dans le but de réaliser des démarrages de pompes répondant à des critères de durée de mise en vitesse et de performances hydrauliques qui correspondent par similitude au cas réel du champ d'application (voir les chiffres dans l'introduction générale de ce rapport).

Il était important de réaliser cette étude préliminaire pour des raisons d'optimisation du nombre d'essais à réaliser ainsi que des phénomènes et paramètres à mettre en valeur. Cette étude met en évidence :

- le choix des essais expérimentaux à effectuer en fonction des moyens matériels existants.
- les caractéristiques stationnaires de la pompe d'essai.

5.2. Etude fonctionnelle des essais à effectuer

5.2.1. Eléments réglables du banc d'essai :

Indice	Désignation	Nombre	Nombre de points de fonctionnement possibles
1	Choix de la pompe	3	3
2	Longueur du circuit	3	3
3	Ouverture de la vanne	1	∞ (ouverture totale/fermeture)
4	Pression du réservoir	1	∞ (Préservoir < 8 bar)
5	Réglage de l'embrayage	1	4
6	Vitesse de rotation du moteur	1	∞ (400 à 3000 tr/min)

Tableau n°3 : éléments réglables du banc DERAP

Un protocole d'essai sera défini par l'état de ces 6 éléments.

5.2.2. Voies de mesure

Disposant de 12 voies d'acquisition, les signaux à enregistrer sont les suivants :

- la pression à l'entrée et à la sortie de la pompe
- les pressions en différents endroits des conduites qui servent à calculer le débit dynamique (voir chapitre 3) et à caractériser des éléments du circuit tels que : la vanne, le coude et autre singularités...
- le débit mesuré par un débitmètre électromagnétique
- la position angulaire (1) de l'arbre de la pompe et du moteur électrique
- le signal de tension proportionnel au courant d'excitation des armatures de l'embrayage électromagnétique.

(1) Dans un démarrage rapide, la position angulaire de la pompe et celle du moteur sont différentes pendant la phase transitoire et ceci jusqu'à l'instant de synchronisme. Par contre, dans un démarrage lent, ces 2 positions sont identiques à tout instant de l'essai.

L'identification des enregistrements et les numérotations des voies correspondantes sont résumées dans le tableau ci-dessous (tableau n° 4).

n° de voie	Identification des enregistrements	Observations
1	C _{1-asp} : kistler 13	Capteurs piézoélectriques de pression (voir implantation sur les figures 3, 4 et 5).
2	C _{2-asp} : kistler 14	
3	C _{3-asp} : kistler 10	
4	C _{4-ref} : kistler 16	
5	C _{5-ref} : kistler 17	
6	C _{6-ref} : kistler 18	
7	C _{7-ref} : kistler 11	
8	courant embrayage	courant d'excitation d'embrayage
9	top-tour : moteur électrique	4 pastilles réflectrices
10	exc 1	capteur de proximité n°1
11	exc 2	capteur de proximité n°2
12	débit expérimental	débitmètre électromagnétique

Tableau n°4 : voies d'enregistrement

5.2.3. Phénomènes étudiés : (voir tableau n°5)

Repère	Désignation	Moyens mis en oeuvre
1	Influence de la géométrie de la pompe	3 pompes différentes
2	Influence de la masse d'eau	3 circuits différents
3	Influence des pertes de charge	
4	Influence de la géométrie du circuit	
5	Influence du point de fonctionnement	vanne + moteur électrique
6	Influence du temps de démarrage	Embrayage + surexcitation + variateur
7	Apparition de la cavitation	réservoir pressurisable
8	Influence de la ligne d'arbre	3 paliers (de pompe) différents

Tableau n°5 : paramètres et phénomènes à étudier

5.2.4. Présentation générale des essais réalisés

Une étude expérimentale exhaustive des phénomènes détaillés ci-dessus et de leur inter-relation demanderait un temps et des moyens très importants, dépassant largement le cadre strict du présent travail. Une étude fonctionnelle s'imposait. La solution qui se dégage de cette étude est la suivante : à partir d'un protocole d'essai de référence, les autres protocoles s'en déduiront en variant un seul paramètre à la fois pour étudier chacun des phénomènes suivant le tableau n° 6.

Identification des essais	Pompe	Circuit	Pression du réservoir (bar)	Nbre de tours final (tr/min)	débit final (m3/h)	Excitation de l'embrayage
Essai 1 (essai de référence)	Guinard	1	Patm+2	3000	30	E _{min}
Essai 2	Guinard	1	Patm+2	3000	30	E _{mo} y
Essai 3	Guinard	1	Patm+2	3000	30	E _{max}
Essai 4	Guinard	1	Patm	3000	30	E = E _{min}
Essai 5	Guinard	1	Patm + 2	2000	30	E = E _{min}
Essai 6	Guinard	1	Patm + 2	1000	30	E = E _{min}
Essai 7	Guinard	1	Patm + 2	3000	20	E = E _{min}
Essai 8	Guinard	1	Patm + 2	3000	14	E = E _{min}
Essai 9	Guinard	1	Patm + 2	3000	9	E = E _{min}
Essai 10	Guinard	1	Patm + 2	3000	2,5	E = E _{min}
Essai 11	Guinard	2	Patm + 2	3000	30	E = E _{min}
Essai 12	Guinard	2	Patm + 2	3000	2,5	E = E _{min}
Essai 13	Guinard	3	Patm+ 2	3000	30	E = E _{min}
Essai 14	Guinard	3	Patm + 2	3000	2,5	E = E _{min}
Essai 15	Guinard	3	Patm	3000	30	E = E _{min}
Essai 16	LEFI	1	Patm + 2	3000	30	E = E _{min}
Essai 16 bis	CNES 1	1	Patm + 2	3000	30	E = E _{min}
Essai 17	Guinard	1	Patm + 2	3000	30	démarrage lent
Essai 18	Guinard	1	Patm + 2	3000	30	E = E _{min}

Tableau n° 6 : conditions générales des essais

5.2.5. Enregistrements

Au départ de tous les enregistrements, la roue de la pompe est calée à une position angulaire donnée, mesurée entre un repère fixé côté pompe sur l'armature de l'embrayage et un autre sur le bâti de la pompe.

Dans le cas d'un démarrage rapide, l'arbre du moteur est lancé à une vitesse de rotation constante, donnée par l'afficheur du variateur du moteur électrique et contrôlée à partir de la cellule photoélectrique. Le démarrage est obtenu en fermant l'interrupteur du circuit électronique d'alimentation de l'embrayage électromagnétique.

Pour réaliser des démarrages lents, les 2 armatures de l'embrayage sont collées et solidarisent l'arbre du moteur et celui de la pompe avant le démarrage du moteur. La durée du démarrage est contrôlée principalement par le variateur du moteur électrique qui peut offrir une gamme très large de temps de démarrage (20 cas différents).

Le déclenchement de la mesure est réglé par un déclencheur interne de la centrale d'acquisition QDAC sur le signal donné par le capteur de proximité numéro 1 (voie n°10, exc 1), par référence à une valeur fixée de ce signal.

Sur le tableau n° 7 sont résumés les différents réglages d'enregistrements utilisés pour les essais notés de 1 à 16. Les essais 17 et 18 (voir tableau n° 6) étant des essais particuliers avec une durée d'enregistrement très grande (20, 48 s), certains paramètres tels que la fréquence maximale d'analyse ou le pas temporel se sont retrouvés changés puisque le nombre d'échantillons (8192) est inchangé dans tous les essais. Ce dernier est le nombre maximal permis par le logiciel LMS dans sa version actuelle. Ainsi, on obtient une meilleure précision temporelle nécessaire que ce soit pour l'acquisition des signaux ou pour leur traitement.

cnes3

Block Input Acquisition Setup

Field	Value	Field	Value
1 Project Name	cnes3	: Blocksize	8192
2 Test Identification	essai-1	: Overlap (%)	0
3 Frontend	SCADAS/DDAC	: Sampling Mode	INTERNAL
4 Number of Channels	12	: Center Frequency (Hz)	2000
5 First Channel	1	: Bandwidth (Hz)	4000
6 Channel Amplification	INTERACTIVE	: Sample Frequency (Hz)	8000
7 Trigger Mode	PRETRIGGER	: Linebase (s)	0.000125
8 Trigger Channel	10	: Acquisition Duration (s)	1.024
9 Trigger Value (%)	-40	: Filter Cutoff (Hz)	3200
10 Pretrigger (%)	22	: Measurement Function	TIME
11 Overload Retry	1	: Number of Inputs	0
12 Overload Mode	IGNORE	: Window Type	UNIFORM
13 Real Time Check	OFF	: Window Parameter	1
14 Id Mask	FREE RUN	: Window Correction	1
15 Storage Mode	INTERACTIVE	: Input Window Type	UNIFORM
16 Averaging Type	STABLE	: Input Window Parameter	1
17 Averaging Parameter	0	: Input Window Correction	1
18 Averaging Count	1	: Source Type	OFF
19 Averaging Mode	NO DISPLAY	: Source Channels	1

Tableau n° 7 : paramètres d'enregistrement (essai 1)

Le logiciel d'acquisition et de traitement de signal LMS permet la conservation dans un répertoire, appelé "Projet", de toutes les mesures et fichiers de calcul. Ces enregistrements sont rangés dans des sous-répertoires appelés "test" dont les noms correspondent aux noms des essais mentionnés dans le tableau n° 6 (voir détails d'un test : essai 1, tableau n° 7). Un exemple est donné sur le tableau n°8 où sont stockés les signaux enregistrés et les fichiers de calcul (débits, vitesses de rotation du moteur et de la pompe etc...) qui se rapportent à l'essai 10.

cnes3

Data blocks for test "essai-10":

	primary	seq	dimension						secondary	function	function	prin	sec
	identification	nr	(le,an,ra,ti,cu,le,li)	identification	class	qualifier	acqch	acqch					
1	c1-asp	498	-1 0 1 -2 0 0 0		line_record	unknown	1	0					
2	c2-asp	499	-1 0 1 -2 0 0 0		line_record	unknown	2	0					
3	c3-asp	500	-1 0 1 -2 0 0 0		line_record	unknown	3	0					
4	c4-ref	501	-1 0 1 -2 0 0 0		line_record	unknown	4	0					
5	c5-ref	502	-1 0 1 -2 0 0 0		line_record	unknown	5	0					
6	c6-ref	503	-1 0 1 -2 0 0 0		line_record	unknown	6	0					
7	c7-ref	504	-1 0 1 -2 0 0 0		line_record	unknown	7	0					
8	courant-enbrayag	505	2 0 1 -3 -1 0 0		line_record	unknown	8	0					
9	top-leur	506	2 0 1 -3 -1 0 0		line_record	unknown	9	0					
10	excl	507	2 0 1 -3 -1 0 0		line_record	unknown	10	0					
11	exc2	508	2 0 1 -3 -1 0 0		line_record	unknown	11	0					
12	debit experint	509	3 0 0 -1 0 0 0		line_record	unknown	12	0					
13	(c4ref-c3asp)	751	-1 0 1 -2 0 0 0	(bar)	line_record	unknown	0	0					
14	UNI0:1:S	752	0 0 0 0 0 0 0	UNI0:1:S	line_record	invalid	0	0					
15	UNI0:1:S	753	0 0 0 0 0 0 0	UNI0:1:S	line_record	invalid	0	0					
16	UNI0:1:S	754	0 0 0 0 0 0 0	UNI0:1:S	line_record	invalid	0	0					
17	UNI0:1:S	755	0 0 0 0 0 0 0	UNI0:1:S	line_record	invalid	0	0					
18	UNI0:1:S	756	1 0 0 -2 0 0 0	UNI0:1:S	line_record	invalid	0	0					
19	UNI0:1:S	757	1 0 0 -2 0 0 0	UNI0:1:S	line_record	invalid	0	0					

Tableau n° 8 : exemple d'un stockage de données

5.3 Caractéristiques de la pompe en régime établi

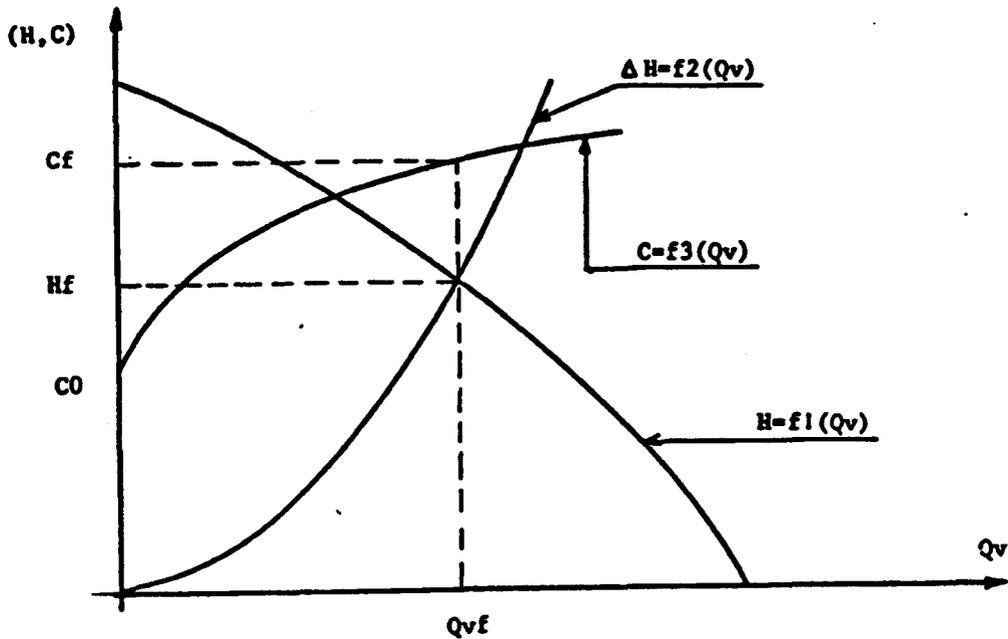


Schéma 2 : caractéristiques du régime stationnaire

Le couple résistant varie en fonction du débit suivant une courbe telle que : $C = f_3 (Q_v)$.

La caractéristique de la pompe à une vitesse de rotation constante (N) et celle du circuit sur lequel cette machine est installée sont représentées respectivement par les courbes $H = f_1 (Q_v)$ et $\Delta H = f_2 (Q_v)$.

En régime établi, la caractéristique de la pompe peut être approximée par une courbe régie par une équation du second degré du type :

$$H = a \cdot Q_v^2 + b \cdot N \cdot Q_v + C \cdot N^2 \quad (1.1)$$

avec :

H : hauteur fournie par la pompe

Q_v : débit volume

N : vitesse de rotation

et a, b et c : coefficients constants.

Pour une pompe centrifuge qui fonctionne à une vitesse constante N et qui est installée dans un circuit du type défini sur les figures 3, 4 ou 5 avec une ouverture de vanne réglée préalablement, le point de fonctionnement du système (pompe, circuit) se situe au point I, intersection de la caractéristique de la pompe H et de la caractéristique du circuit ΔH . Le circuit étant fermé, cette dernière caractérise les pertes de charge dans le circuit relatives à la position d'ouverture de la vanne et à la configuration pré-établie du circuit. Sa courbe est approximée par une parabole de la forme :

$$\Delta H = K Q_v^2 \quad (1.2)$$

Des séries de mesures des caractéristiques de la pompe (G) à différentes vitesses de rotation stabilisées ont été établies en l'absence de cavitation. Les vitesses choisies sont en tr/min, avec une marge d'erreur de ± 15 tr/min :

1	: $N = 412$
2	: $N = 708$
3	: $N = 1000$
4	: $N = 1202$
5	: $N = 1450$
6	: $N = 1705$
7	: $N = 2008$
8	: $N = 2305$
9	: $N = 2495$
10	: $N = 2840$

Certaines de ces caractéristiques sont reportées sur la figure 9.a sous forme adimensionnelle à l'aide du coefficient de débit : $\delta = \frac{Q_v}{\omega R^3}$ et du coefficient

manométrique : $\psi = \frac{gH}{\omega^2 R^2}$. Elles sont confrontées à la caractéristique obtenue à partir

des estimations des coefficients a , b et c .

La figure 9 permet de vérifier ainsi les bonnes conditions de similitude.

Il faut remarquer que, dans la détermination des coefficients adimensionnels, on a choisi le rayon extérieur de la roue comme longueur de référence et l'inverse de la vitesse de rotation exprimée en rd.s^{-1} comme temps de référence.

Sur la figure 9.b sont représentées les caractéristiques adimensionnelles relatives à la pompe (L).

5.4. Démarrage des pompes centrifuges (Généralités)

Dans le cas des démarrages lents de pompes centrifuges réalisés sans recours à un embrayage électromagnétique et, en se basant essentiellement sur les caractéristiques du moteur d'entraînement, ce dernier doit fournir le couple d'accélération mécanique du mobile complet comportant les éléments du moteur et de la pompe.

Si I est le moment d'inertie totale du mobile, l'équation de la dynamique appliquée au rotor s'écrit :

$$C_m - C_r = I \frac{d\omega}{dt} \quad (1.3)$$

avec :

C_m : couple moteur

C_r : couple résistant

et ω : vitesse de rotation

Le couple d'accélération est :

$$\Delta C = C_m - C_r \quad (1.4)$$

Il dépend de la loi de variation de vitesse $\omega = f(t)$ et est d'autant plus grand que le temps de démarrage est plus petit et l'inertie plus grande. Pendant un démarrage lent, la courbe du couple en fonction de la vitesse de rotation N prend la forme parabolique dessinée ci-après :

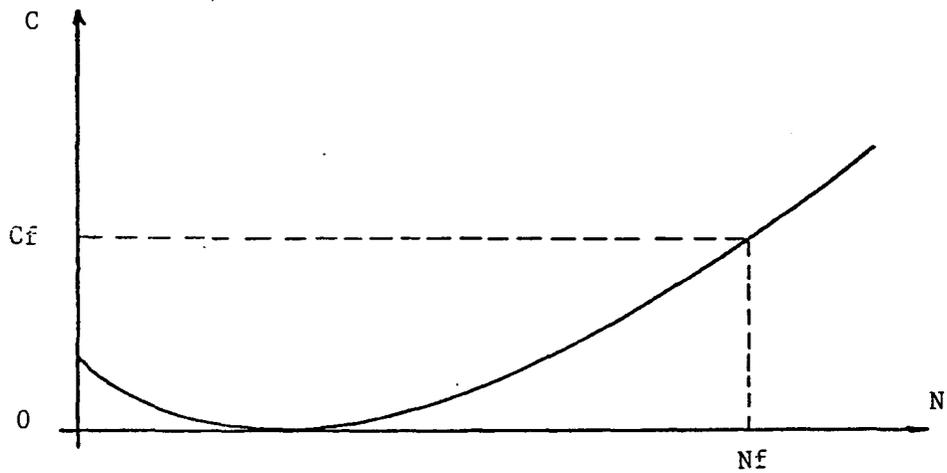
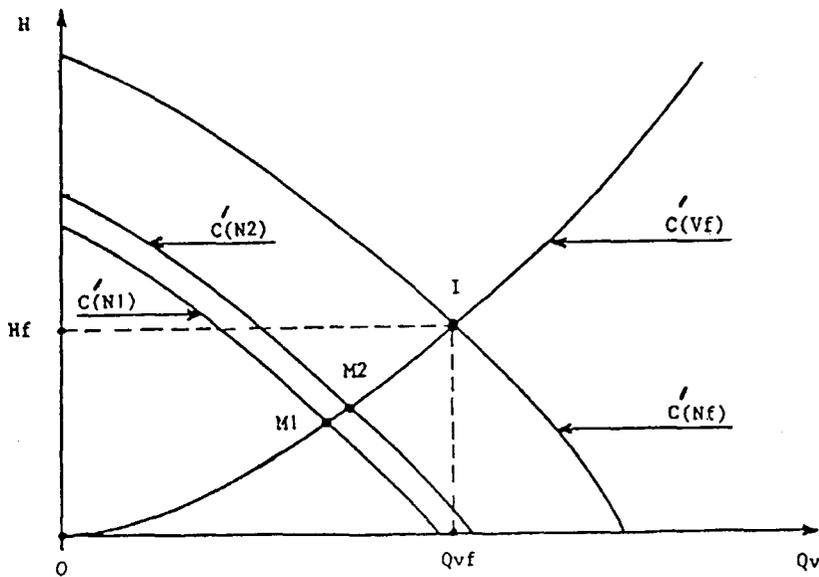


Schéma 3 : courbe $C = f(N)$ pendant un démarrage lent

A vitesse nulle, le couple résistant n'est pas nul dans le cas où il faut tenir compte du couple de frottement mécanique initial dans le palier du moteur et de la pompe.



- $C'(N_1)$: caractéristique de la pompe à la vitesse de rotation N_1
- $C'(N_2)$: caractéristique de la pompe à la vitesse de rotation N_2
- $C'(N_f)$: caractéristique de la pompe à la vitesse de rotation N_f
- $C'(V_p)$: caractéristique du circuit d'essai à la position d'ouverture de vanne V_f

Schéma 4 : caractéristiques du régime stationnaire

Pendant un démarrage, la vitesse de rotation de la pompe va croître de la vitesse nulle (état initial) à la vitesse de rotation finale N_f . Si le démarrage de la pompe s'effectue très lentement, les lois de la similitude des turbomachines peuvent être supposées respectées : pour passer de la vitesse N_1 à N_2 ($N_1 < N_2$), les conditions de fonctionnement passeront de la caractéristique de pompe à la vitesse N_1 , $C'(N_1)$, à la caractéristique $C'(N_2)$. Comme l'ouverture de la vanne ne change pas au cours de ce changement de la vitesse de rotation, le circuit est toujours supposé être représenté par la caractéristique $C'(V_p)$. Ainsi, on obtient la caractéristique du système pompe-circuit relative au changement de la vitesse de rotation de N_1 à N_2 , qui est représentée par le segment de parabole M_1M_2 .

La caractéristique du système pompe-circuit, lors de ce "transitoire" de démarrage lent, ne serait autre que la parabole OI représentative des pertes de charge dans le circuit. Si ce résultat peut être supposé valable dans des conditions très lentes de manoeuvre de la pompe, il n'est nullement généralisable à tous les démarrages comme nous le verrons plus loin.

La prédiction de la caractéristique de la pompe et du circuit pendant le démarrage est une nécessité. Elle permet de prendre les précautions nécessaires pour pallier aux différents problèmes engendrés par le "transitoire" (surpressions, dépressions, cavitation...) et d'y remédier par des moyens adéquats (changement de la configuration du circuit, pressurisation du réservoir etc ...).

6. RESULTATS EXPERIMENTAUX

Les signaux temporels, représentés sur les figures 10 à 17, sont classés suivant les essais détaillés sur le tableau n° 6 et vont de l'essai 1 utilisé comme essai de référence jusqu'à l'essai 18. Seuls les essais les plus représentatifs du changement d'un seul paramètre par référence à l'essai 1 sont joints. Pour chaque essai sont représentés les signaux suivants :

- a/ la vitesse de rotation de l'arbre de pompe (en tr/min) calculée à partir des enregistrements des 2 capteurs de proximité.
- b/ la vitesse de rotation de l'arbre du moteur électrique (en tr/min) calculée à partir du signal délivré par la cellule photoélectrique.
- c/ la position angulaire (en tour) de l'arbre de la pompe.
- d/ le signal de pression à l'aspiration côté pompe (en bar) délivré par le capteur c_3 (voir emplacement sur les figures 3 à 5).
- e/ le signal de pression au refoulement (en bar), côté pompe, donné par le capteur c_4 .
- f/ la différence de pression (en bar) entre les signaux donnés par les capteurs c_3 et c_4 , caractéristique de la pression fournie par la pompe au cours du transitoire.
- g/ le signal de débit mesuré par le débitmètre électromagnétique.
- h/ le débit calculé à partir des signaux de pression à l'aspiration, donnés par les capteurs c_1 et c_2 .
- i/ le débit calculé à partir des signaux de pression au refoulement donnés par les capteurs c_5 et c_6 .

Remarque : L'identification des capteurs de pression $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6$ et c_7 , correspond respectivement à l'identification suivante sur les figures 10 à 17 : c_{1-asp} , c_{2-asp} , c_{3-asp} , c_{4-asp} , c_{5-ref} , c_{6-ref} et c_{7-ref} . Les emplacements de tous ces capteurs sont précisés sur les figures 3 à 5.

Dans les essais 1 et 3 sont comparés les signaux de vitesse de rotation des arbres du moteur et de la pompe avec le signal du courant d'excitation de l'embrayage.

Sur la figure 10-c relative à l'essai 1, sont représentées :

- un signal donné par la cellule photoélectrique permettant l'obtention de 4 informations par tour de l'arbre du moteur et dont est déduite la vitesse de rotation du moteur.
- un signal obtenu par un capteur de proximité servant au calcul de la vitesse de rotation de la pompe.

Chapitre 2

Mise en vitesse de la ligne d'arbre

1. DEMARRAGE RAPIDE (Description expérimentale)

Avant toute manipulation de démarrage rapide, on s'assure toujours que la position initiale de départ de la roue de la pompe se trouve devant un repère fixe lié au bâti. Cette précaution nous permet de réaliser des essais de démarrage rapide dans des configurations expérimentales assez proches. Ce repérage se trouve justifié en grande partie par le fait que le déclenchement de la chaîne de mesure est basé sur le niveau du signal de position angulaire de l'arbre de pompe.

Pour réaliser un démarrage rapide, on fait tourner l'arbre du moteur d'entraînement à une vitesse de rotation constante (ω_m). Cette vitesse est contrôlée grossièrement à l'aide de l'afficheur du variateur de vitesse qui indique la fréquence de rotation du moteur. Un moyen de contrôle plus précis est assuré grâce à l'utilisation d'une cellule photoélectrique. Cette dernière donne une vitesse de rotation moyennée, obtenue à partir des informations recueillies au moyen de 4 pastilles réfléchissantes collées sur le volant d'inertie solidaire à l'arbre du moteur. En fermant le circuit d'alimentation de l'embrayage électromagnétique, l'armature d'embrayage côté moteur est brutalement appliquée contre celle qui se trouve du côté de la pompe.

Le circuit d'alimentation de l'embrayage offre en principe la possibilité d'obtenir 3 durées de démarrage rapide. D'après le constructeur, ces 3 temps sont réalisables en intervenant seulement sur le niveau d'intensité du courant d'alimentation.

Ces informations fournies par le constructeur ont été difficilement vérifiées. Il nous est apparu que celles-ci ne sont vraisemblablement nettes que dans le cas d'un mobile de faible inertie et de faible couple résistant.

Dans le cadre de cette étude, 3 pompes centrifuges ont été testées. Chacune de ces pompes a nécessité l'adaptation d'un palier bien particulier afin de réaliser son montage sur le banc DERAP.

Les configurations géométriques, les dimensions et les matériaux utilisés étant différents, l'inertie totale du mobile et l'accélération obtenue pendant les essais diffèrent d'une pompe à l'autre.

2. DEMARRAGE LENT (description expérimentale)

Dans ce cas, les armatures de l'embrayage sont collées avant le démarrage du moteur. L'embrayage ne sert qu'en tant qu'accouplement entre l'arbre du moteur électrique et l'arbre de la pompe. Avant tout essai, on s'assure à chaque fois que la position angulaire initiale de la roue coïncide avec le repère fixe lié au bâti.

Le temps de démarrage dépend essentiellement des caractéristiques du variateur du moteur électrique et de l'inertie totale du mobile.

Le déclenchement de la chaîne d'acquisition est toujours réalisé, par référence temporelle, sur le signal de position angulaire de l'arbre de pompe.

La confrontation entre les résultats de calcul et les résultats expérimentaux, relatifs au démarrage lent et au démarrage rapide, s'est effectuée sur la base d'une acquisition de signaux identiques dans les 2 cas. Sans cela, toute comparaison était éronnée. En effet, dans l'essai de référence (démarrage rapide), la montée en vitesse s'effectue en quasiment 2 dixièmes de secondes. La durée d'enregistrement a été fixée à 1,024 seconde (tableau n° 7) afin d'assurer une très bonne résolution temporelle, qui est dans ce cas égale à $1,25 \cdot 10^{-4}$ seconde pour un nombre maximal d'échantillons limité par le concepteur du logiciel d'acquisition LMS à 8192.

Dans le cas d'un démarrage lent, la phase de démarrage la plus rapide que nous avons enregistrée, dure 8 secondes. Dans ces conditions, nous avons choisi une durée d'enregistrement plus longue (20,48 s) et une résolution * moins bonne (0,0025 s) pour le même nombre d'échantillons.

Toute comparaison entre des résultats de démarrage lent et de démarrage rapide requiert obligatoirement des acquisitions réalisées dans les conditions de démarrage lent (essai 18).

**Nota : La résolution temporelle est imposée par le théorème de Shannon et par le concepteur du logiciel LMS, si on se fixe la période d'enregistrement et le nombre d'échantillons.*

3. MESURE DE LA VITESSE DE ROTATION DE LA POMPE

Le calcul de la vitesse de rotation s'effectue à partir de la mesure de la position angulaire de l'excentrique lié à l'arbre de la pompe. La figure 10.c montre l'allure d'un signal de position angulaire de l'arbre de la pompe mesuré au cours du démarrage et dans le cas de l'essai de référence (essai 1).

Deux capteurs de proximité disposés à 90° l'un de l'autre (figure 6) assurent la mesure de la position angulaire de l'arbre de la pompe.

La distance mesurée par le capteur 1 est la partie variable de x :

$$\begin{aligned} (R + x)^2 &= (L - \varepsilon \cos \theta)^2 + (\varepsilon \sin \theta)^2 \\ &= L^2 \left[1 - 2 \left(\frac{\varepsilon}{L} \right) \cos \theta + \frac{\varepsilon^2}{L^2} \right] \end{aligned} \quad (2.1)$$

Soit, en se limitant à un développement au 2ème ordre :

$$(R + x) \approx L \left[1 - \left(\frac{\varepsilon}{L} \right) \cos \theta + \frac{1}{2} \frac{\varepsilon^2}{L^2} \right] \quad (2.2)$$

Si on se limite au 1er ordre, la partie variable de la distance x est :

$$x^* = - \varepsilon \cos \theta \quad (2.3)$$

De la même façon, la partie variable de la distance y mesurée par le capteur 2 est :

$$y^* = - \varepsilon \sin \theta \quad (2.4)$$

La dérivation des équations (2.3) et (2.4) par rapport au temps donne :

$$\frac{dx^*}{dt} = \varepsilon \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt} = -y^* \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (2.5)$$

et

$$\frac{dy^*}{dt} = -\varepsilon \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt} = x^* \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (2.6)$$

Une combinaison des équations (2.5) et (2.6) multipliées respectivement par $(-y)^*$ et $(x)^*$ fournit la formule de calcul de la vitesse de rotation :

$$\frac{d\theta}{dt} = \left[-y^* \cdot \frac{dx^*}{dt} + x^* \cdot \frac{dy^*}{dt} \right] \cdot \frac{1}{x^{*2} + y^{*2}} \quad (2.7)$$

Les distances y et x sont mesurées, d'où leurs composantes fluctuantes x^* et y^* .

Les dérivées $\frac{dx^*}{dt}$ et $\frac{dy^*}{dt}$ sont estimées sur un petit intervalle de temps autour du point de calcul.

4. MESURE DE LA VITESSE DE ROTATION DU MOTEUR

Le signal mesuré à partir de la cellule photoélectrique et représentant la position angulaire de l'arbre du moteur d'entraînement est représenté sur la figure 10.c. Un tour complet de l'arbre du moteur est caractérisé par 4 tops. Ainsi, la précision sur le relevé de cette position angulaire est limitée à 1/4 de tour.

Le calcul de la vitesse du moteur s'effectue en 2 temps :

- en un premier temps, on comptabilise les tops enregistrés en supposant que l'instant de référence du calcul est l'instant d'apparition du premier top. A partir de ce moment, on calcule la rotation effectuée par l'arbre moteur à partir de l'instant de référence.

- dans une deuxième étape, on calcule la vitesse de rotation du moteur en dérivant par rapport au temps le signal de position angulaire calculé comme décrit ci-dessus.

Le schéma de dérivation adopté est un schéma de calcul du 2ème ordre :

$$\frac{\Delta \theta}{\Delta t} \approx \frac{\theta_{i+i} - \theta_{i-1}}{2 \cdot \Delta t} \quad (2.8)$$

avec :

θ_i : position angulaire de l'arbre moteur à l'instant i

Δt : pas de temps de calcul

Sur la figure 10.a, sont représentées les vitesses angulaires (en tr/min) de la pompe et du moteur. Et ceci, dans le cas de l'essai 1. La superposition de ces 2 courbes est obligatoire pour la détermination de l'instant de synchronisme dans la limite de précision offerte par la cellule photoélectrique.

5. MODELISATION DE LA MISE EN VITESSE DE LA POMPE

De façon à obtenir des temps de démarrage très courts, notre choix, comme nous l'avons décrit, s'est porté sur un système d'entraînement comportant un embrayage électromagnétique permettant de lancer le moteur avant d'enclencher la pompe. Le temps de démarrage est encore réduit en renforçant l'inertie du moteur à l'aide d'un volant d'inertie complémentaire.

La ligne d'arbre est donc modélisée selon le schéma ci-dessous :

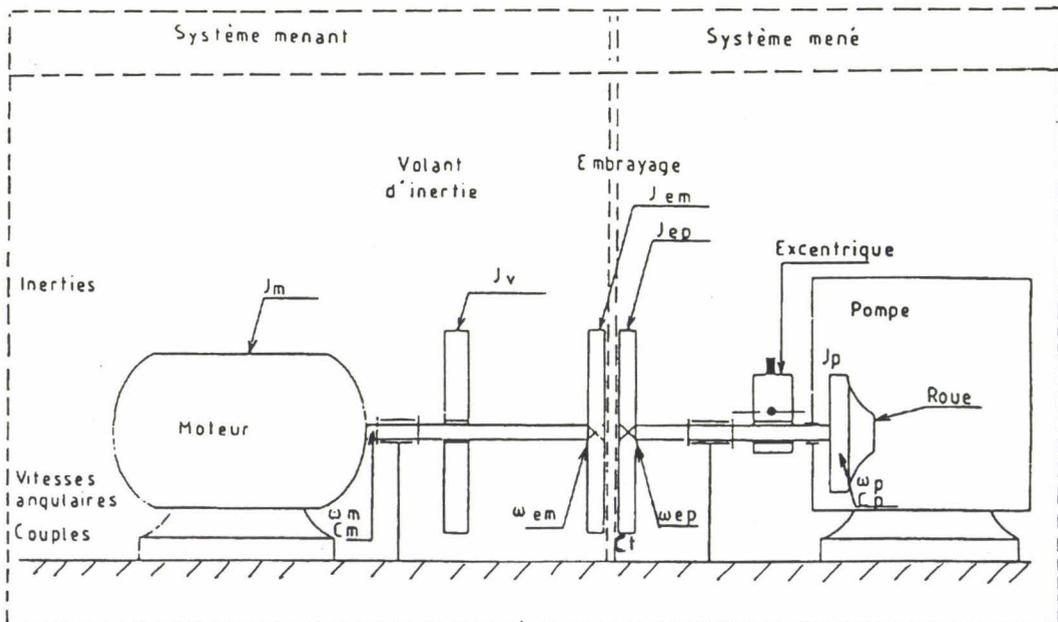


Schéma 5 : ligne d'arbre

5.1. Modélisation du comportement dynamique des éléments isolés :

Le couple exercé par le moteur est modélisé au voisinage de la vitesse de synchronisme (voir figure ci-dessous) par la relation :

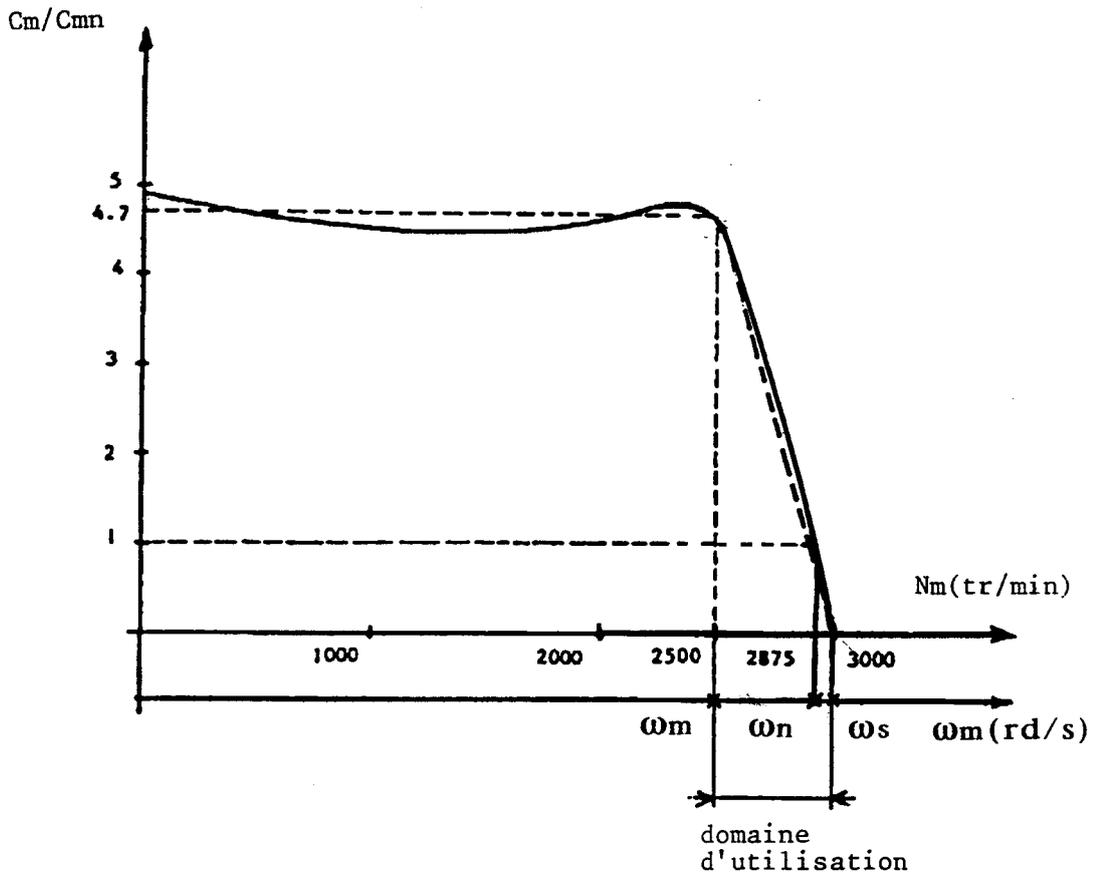


Schéma 6 : caractéristique du moteur en régime établi

$$C_m (\omega_m) = C_{mn} \cdot \frac{\omega_m - \omega_s}{\omega_n - \omega_s} \quad (2.9)$$

Le couple de frottement exercé par les paliers du moteur est supposé constant. Quant à la raideur de l'arbre moteur, elle est supposée infinie.

Dans la phase de glissement lors du démarrage de la pompe, le couple transmis par l'embrayage est égal au couple transmissible. Celui-ci est proportionnel au produit du coefficient de frottement par l'effort normal s'exerçant sur les armatures. Ce dernier est proportionnel au carré du champ magnétique et donc au carré du courant traversant la bobine de l'embrayage.

En tenant compte de l'inductance de celle-ci, on a :

$$I(t) = I_{\max} \cdot (1 - e^{-t/\tau}) \quad (2.10)$$

où τ est la constante de temps du circuit électrique.

Le couple transmissible est donc donné par la relation :

$$C_T(t) = C_{T_{\max}} \cdot (1 - e^{-t/\tau})^2 \quad (2.11)$$

Nota : La documentation fournisseur signale une forte variation du couple transmissible au cours de la vie de l'embrayage :

- Avant rodage : $C_{T_{\max}} = 0,5 \text{ mN}$
- Après rodage : $C_{T_{\max \text{ nominal}}} = 1 \text{ mN}$

Le couple résistant exercé par la pompe se décompose en couple de frottement C_{Fp} supposé constant et en couple résistant exercé par le fluide C_p . Au cours du "transitoire" de démarrage, on suppose que celui-ci est donné par sa valeur stationnaire pour la vitesse de rotation considérée, soit :

$$C_p(\omega_p) = C_{pn} \cdot (\omega_p/\omega_n)^2 \quad (2.12)$$

L'inertie de la pompe se compose de celle du mobile J_p et de l'inertie additionnelle due à l'eau J_{eau} . On néglige l'inertie des arbres du moteur et de la pompe ainsi que la torsion de l'arbre du moteur.

Moteur :

Inertie	$J_m = 0,03 \text{ kgm}^2$
Vitesse nominale	$\omega_{mn} = 301 \text{ rad/s} (\rightarrow N_{mn} = 2875 \text{ tr/min})$
Couple nominal	$C_{mn} = 24,9 \text{ mN}$
Couple de frottement	$C_{Fm} = 0,2 \text{ mN} (\text{à } 3000 \text{ tr/min})$

Volant d'inertie :

Inertie	$J_v = 0,218 \text{ kgm}^2$
---------	-----------------------------

Embrayage :

Inertie côté moteur	$J_{em} = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$
Inertie côté pompe	$J_{ep} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$
Constante de temps	$\tau = 0,02 \text{ s}$

Ligne d'arbre :

Coefficient de raideur	$k = 7000 \text{ mN/rad}$
------------------------	---------------------------

Pompe :

Inertie	$J_p = 0,0085 \text{ kgm}^2$
	$J_{eau} = 0,001 \text{ kgm}^2$
Couple fluide nominal	$C_{pn} = 18,5 \text{ mN} (\text{à } 3000 \text{ tr/min})$
Couple de frottement	$C_{Fp} = 0,2 \text{ mN} (\text{à } 3000 \text{ tr/min})$

5.2. Equations du mouvement :

La mise en rotation de la pompe se décompose en 3 phases successives :

- phase 1 : entre l'instant d'application du courant d'excitation de l'embrayage et l'instant de mise en mouvement de la roue de la pompe (compensation du couple de frottement par torsion de l'arbre de la pompe).

On a alors un simple ralentissement du moteur. Les équations sont alors :

$$\theta_p = 0 \quad (2.13)$$

$$k (\theta_{ep} - \theta_p) < C_{Fp} \quad (2.14)$$

$$(J_m + J_v + J_{em}) \omega'_m = C_m(t) - C_{Fm} - C_T(t) \quad (2.15)$$

$$J_{ep} \cdot \omega'_{ep} = C_T(t) - k (\theta_{ep} - \theta_p) \quad (2.16)$$

- phase 2 : de la mise en rotation de la roue à l'instant de synchronisme de l'embrayage. Durant cette phase de glissement de l'embrayage, le moteur continue sa décélération alors que la roue de la pompe est accélérée. Les équations sont :

$$(J_m + J_v + J_{ep}) \omega'_m = C_m(t) - C_{Fm} - C_T(t) \quad (2.17)$$

$$J_{ep} \cdot \omega'_{ep} = C_T(t) - k (\theta_p - \theta_{ep}) \quad (2.18)$$

$$(J_p + J_{eau}) \omega'_p = -k (\theta_p - \theta_{ep}) - C_p - C_{Fp} \quad (2.19)$$

- phase 3 : du synchronisme de l'embrayage à la stabilisation de la vitesse de la roue de la pompe. L'ensemble de la ligne d'arbre poursuit sa mise en vitesse jusqu'à sa valeur stationnaire finale. Les équations se ramènent alors à :

$$\omega_{em} = \omega_m = \omega_{ep} \quad (2.20)$$

$$(J_m + J_v + J_{em} + J_{ep}) \omega'_m = C_m - C_{Fm} - k (\theta_{ep} - \theta_p) \quad (2.21)$$

$$(J_p + J_{eau}) \cdot \omega'_p = -k (\theta_p - \theta_{ep}) - C_p - C_{Fp} \quad (2.22)$$

La solution des systèmes d'équations précédents conduit à l'évolution de vitesse de rotation décrite sur la figure 18. Ce résultat théorique est superposé avec la courbe de vitesse expérimentale lissée de la pompe (G), dans le cas de l'essai de référence (essai 1).

6. RESULTATS EXPERIMENTAUX ET COMPARAISON

THEORIE/EXPERIENCE

Les vitesses de rotation de la pompe et du moteur ainsi que les positions angulaires de l'arbre de pompe, au cours du démarrage, représentées sur les figures 10 à 17, donnent un premier aperçu sur :

- la durée de la phase de démarrage (exprimée en secondes ou en tours de roue de pompe).
- l'instant et la vitesse de synchronisme entre moteur et pompe.
- les amplitudes des fluctuations de vitesse de l'arbre de pompe.

Dans le cas de l'essai de référence, effectué sur la pompe (G) (montée sur un palier uniquement adaptable à cette pompe), le démarrage dure 175 ms et correspond à 2,5 tours de roue (figure 1.10.a). Soit un peu plus que prévu.

Les données mentionnées ci-dessus sont valables en réalité, entre l'instant de démarrage et l'instant de synchronisme, puisqu'à partir de cette dernière date les vitesses de la pompe et du moteur continuent à croître légèrement jusqu'à stabilisation quelques dixièmes de secondes plus tard. Vu la faible valeur de cette croissance, on peut confondre instant de synchronisme et instant de fin de démarrage (voir schéma ci-dessous).

Les courbes d'accélération sur les figures 19 à 27 viendront confirmer cette hypothèse puisqu'à partir de cet instant l'accélération du rotor s'estompe.

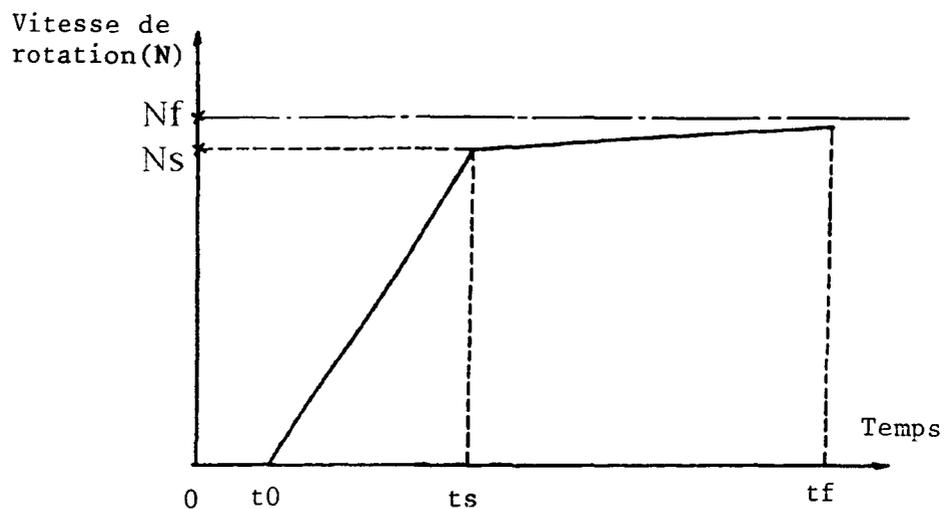


Schéma 7 : représentation schématique de la montée en vitesse de la pompe

- N_f : vitesse finale
- N_s : vitesse de synchronisme
- 0 : début de l'enregistrement
- t_0 : instant de démarrage
- t_s : instant de synchronisme
- t_f : fin de l'enregistrement

Les figures 19 à 27 mettent en évidence les différents paramètres qui ont une influence sur la mise en vitesse de la roue. Sur chaque figure sont représentées la montée en vitesse de la roue (tr/min) et sa dérivée par rapport au temps. Les résultats des figures allant de 20 à 26 sont représentatifs des essais étudiés. Ces résultats sont à comparer à chaque fois à ceux de l'essai de référence : essai 1 pour les démarrages rapides (figure 19) et essai 18 pour les démarrages lents (figure 27).

Les signaux de montée en vitesse sont calculés à partir de ceux délivrés par les 2 capteurs de proximité, montés autour de l'arbre de la pompe. Le signal de vitesse obtenu est par la suite lissé.

La vitesse de la roue ainsi lissée permet le calcul d'une dérivée par rapport au temps porteuse de fluctuations résiduelles. Notre intérêt porté à privilégier le signal moyen pour des raisons d'interprétations justifie l'application d'un nouveau lissage sur le signal d'accélération afin d'atténuer les différentes fluctuations.

Remarque :

Les valeurs négatives observées sur les signaux d'accélération ainsi que les fluctuations qui apparaissent avant et après la phase de démarrage sont générées par les procédures de dérivation et de lissage.

6.1. Influence de la vitesse finale

Lors de chaque démarrage réalisé au moyen de l'embrayage électromagnétique, la roue subit une grande accélération durant le passage de sa vitesse de rotation de 0 à la vitesse de synchronisme, suivie d'une accélération décroissante, de la date de synchronisme jusqu'à l'établissement de la vitesse finale de la roue.

Durant la phase initiale, le couple et l'inertie de l'équipement moteur servent à l'accélération du mobile de la pompe alors que, durant la phase finale, le couple moteur sert à l'accélération de l'ensemble du mobile et à la compensation d'un couple résistant exercé par le fluide sur la roue et devenu important pour une vitesse élevée.

L'essai 6 est l'un des essais permettant la mise en évidence de l'influence de la vitesse finale de rotation (tableau n°6). Dans cet essai, la montée en vitesse de la roue dure 75 ms et le régime final est atteint en moins d'un demi-tour de roue (figure 20).

Cette différence de durée de "transitoire" entre les essais 1 et 6 (les courants d'excitation de l'embrayage étant identiques aux 2 essais) s'explique par la forte réduction du couple sur l'arbre du moteur électrique lorsque sa vitesse de rotation augmente.

Sur la figure 20 sont représentées la montée en vitesse et l'accélération propres à l'essai 6. Ces courbes sont comparées à celles de l'essai de référence (figure 19).

Il est intéressant d'observer que les phases d'accélération décroissantes, postérieures au synchronisme, sont quasiment identiques dans les 2 essais.

6.2. Influence du courant d'excitation

Le système d'alimentation de l'embrayage électromagnétique permet de délivrer 3 niveaux de courant d'excitation (figures 10.b et 11.b) et par conséquent, 3 durées possibles de mise en vitesse de la roue.

L'intervention du courant d'excitation dans l'expression du couple transmis instationnaire, utilisé dans les équations (2.15), (2.17) et (2.21) qui régissent le mouvement de l'arbre moteur, semble atténuée par l'influence du couple de frottement et/ou par celle du couple moteur. En effet, l'une des hypothèses suivantes, voire les 2 à la fois, semblent plausibles :

1) au cours des 2 premières phases de démarrage, le couple de frottement n'est pas constant et semble même s'inverser de signe pour s'opposer au couple transmis.

2) le couple moteur ne se comporte ni de manière linéaire comme le montre l'équation (13), ni de manière pseudo-stationnaire comme nous l'avons supposé initialement en nous inspirant de la courbe de performance stationnaire du moteur.

Sur les figures 19 et 21 sont comparées les vitesses et accélérations de l'essai 3 et de l'essai 1. Dans l'essai 3, on a constaté une légère réduction de la durée de mise en vitesse (de 12,8 ms) et une accélération plus grande et différente dans l'allure par rapport à l'essai de référence.

6.3. Influence des paramètres hydrauliques

- Fermeture de vanne : en réglant le débit final à un débit inférieur à celui de l'essai de référence, le coefficient de perte de charge dans le circuit augmente et la puissance hydraulique de la pompe change en conséquence. Ce changement de la puissance transmise au fluide peut avoir une influence sur le démarrage de la pompe. Dans le cadre de cette étude, aucune quantification théorique concernant l'influence de la fermeture de la vanne n'a été effectuée. Seule la comparaison expérimentale par rapport à l'état de référence est utilisée en tant qu'élément d'étude.

Comme on peut l'observer sur les figures 19 et 22, la durée de la phase de démarrage et l'accélération du mobile ne semblent pas affectées de manière significative par l'effet de ce paramètre.

- Longueurs de conduites : alors que le réglage de la vanne n'agit que sur la perte de charge au refoulement, la modification de longueur des conduites agit à la fois sur la perte de charge et sur l'inertie du fluide.

Les longueurs des conduites d'aspiration et de refoulement employées dans l'installation des circuits 1, 2 et 3 sont résumées dans le tableau n°1.

Les figures 23 et 24 représentent respectivement la vitesse de rotation et l'accélération de la roue pour l'essai 11 et l'essai 13. Elles sont à comparer à chaque fois aux résultats de l'essai 1.

La durée de montée en vitesse de la roue est identique pour les 2 essais. Par contre, chacun de ces essais se caractérise par une loi d'accélération légèrement différente. On note par exemple des valeurs d'accélération plus grandes dans l'essai 13 à l'approche de l'instant de synchronisme. Ceci peut s'expliquer notamment par le fait que la masse de la colonne liquide en mouvement dans l'essai 13 est plus faible que celle de l'essai 1 ou l'essai 11.

- Géométrie de la pompe : la durée du démarrage réalisé avec la pompe (L) (figure 25) est plus courte que celle obtenue avec la pompe (G) (figure 19). L'accroissement de l'accélération dans l'essai 16 est continu, ce qui pourrait être attribué à la raideur de l'arbre de la pompe (L). Le niveau maximum d'accélération est nettement supérieur à son équivalent dans l'essai de référence. Cette constatation est en rapport avec la faible valeur d'inertie de la roue (L) en comparaison avec celle de la roue (G). Les valeurs des diamètres intérieurs et extérieurs des roues essayées pendant cette campagne de mesures sont mentionnées ci-dessous :

	Roue (L)	Roue (G)	Roue (C)
D1 : diamètre intérieur (mm)	40	64	40
D2 : diamètre extérieur (mm)	190	209	202

Tableau n°9 : diamètres des roues

6.4. Démarrage rapide - démarrage lent

La vitesse de rotation ainsi que l'accélération calculées pendant un démarrage lent sans emploi de l'embrayage sont présentées sur la figure 26. Il semble que l'élasticité de la ligne d'arbre soit responsable des oscillations de torsion qui se retrouvent sur la vitesse de rotation et sur l'accélération. Ces oscillations n'apparaissent évidemment sur les démarrages rapides qu'après que le synchronisme soit atteint.

6.5. Comparaison théorie/expérience

La vitesse de rotation et l'accélération théoriques de la pompe, rapprochées des courbes expérimentales (figure 18, figure 28.a et 28.b), prouvent que le modèle théorique proposé est assez satisfaisant.

Si on note des temps de démarrage quasiment égaux, à quelques millisecondes près, on observe toutefois certaines distorsions entre résultat théorique et résultat expérimental.

Ces distorsions peuvent se résumer comme suit :

- sur la courbe de vitesse expérimentale de la roue de pompe, des oscillations sont observées. Elles témoignent de l'élasticité de l'arbre et de sa réponse dynamique aux excitations provenant du courant d'excitation de l'embrayage ainsi que du variateur du moteur électrique (voir courbes du courant d'excitation dans le cas de l'essai 1 et 3 ainsi que la courbe des vitesses de la figure 18).

Après le synchronisme, ces oscillations existent toujours mais à des fréquences plus grandes et plus constantes.

Dans le cas théorique, cependant, on n'observe que des fluctuations à plus faible fréquence et existant uniquement après l'instant de synchronisme.

Une analyse en temps-fréquence (annexe 1), réalisée sur les signaux de proximité qui sont utilisés pour la détermination de la vitesse de rotation expérimentale, a permis de constater le caractère modulé de la fréquence de rotation et de ses harmoniques pendant la montée en vitesse du rotor. Après l'instant de synchronisme, seules ces fréquences ont persisté.

Des niveaux élevés de la puissance instantanée, calculée à partir de ces signaux et à ces fréquences, ont été découverts. Ce qui témoigne d'une réponse dynamique et harmonique de l'arbre de pompe, à une sollicitation en régime forcé, induite par le démarrage. Un approfondissement de cette analyse en temps-fréquence permet de situer ces perturbations par rapport aux fréquences caractéristiques de l'installation et notamment celles correspondant aux phénomènes non retenus dans le modèle : fréquences de rotation et de passage des aubes, vibrations mécaniques, élasticité longitudinale de la ligne d'arbre etc...

- la vitesse de synchronisme expérimentale est différente de la vitesse théorique.

Après l'instant de synchronisme, la composante moyenne de la vitesse théorique reste constante, et ceci, jusqu'à la fin de la phase transitoire.

Il apparaît clairement que la limitation rencontrée pour la détermination précise de certains termes et coefficients du modèle (coefficient de raideur, couples de frottement, inertie de la masse d'eau dans la roue etc...), la négligence de certains effets (amortissement,...) ainsi que la simplification adoptée pour modéliser le comportement instationnaire du moteur électrique (couple moteur supposé pseudo-stationnaire), sont responsables des principales différences constatées entre théorie et expérience.

Dans le but d'étudier l'influence de l'inertie sur la montée en vitesse du mobile, des essais faits avec eau et sans eau dans les canalisations du banc DERAP ont montré des résultats similaires et n'apportant aucune information originale.

Chapitre 3

Mesure du débit instationnaire

1. MESURE DU DEBIT INSTATIONNAIRE

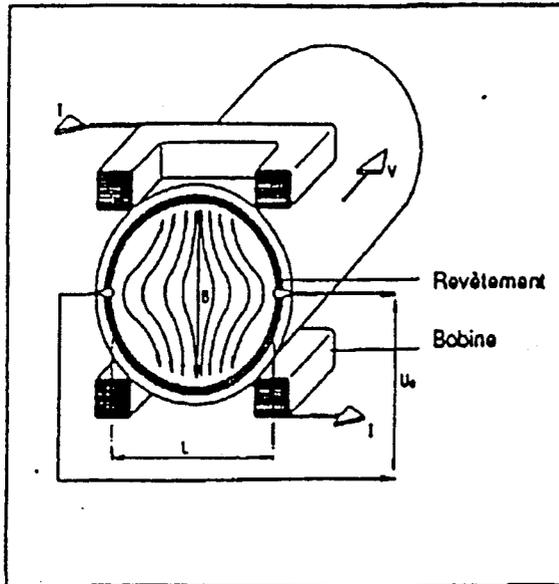
1.1. Introduction

La mesure du débit instationnaire est réalisée principalement par le débitmètre électromagnétique de marque Endress-Hauser, type Speedmag DDI 655-ZL 6520-DN 40, dont la cadence d'acquisition est de 240 Hz. Nous avons pu remarquer cependant que cette cadence risque d'être insuffisante pour les débits rapidement variables. De plus, la faible sensibilité de l'appareil aux très faibles débits peut rendre difficilement détectable la phase initiale de la mise en mouvement du fluide. C'est la raison pour laquelle nous avons cherché à valider une méthode de mesure du débit au moyen de capteurs de pression instantanée montés en paroi de conduite.

Les résultats expérimentaux obtenus ont justifié la validité des suppositions évoquées ci-dessus.

Des différences sont constatées entre les résultats de débit instationnaire obtenus par les 2 méthodes. Un élément de réponse à cette différence entre les 2 techniques est détaillé dans ce chapitre.

1.2. Principe de fonctionnement d'un débitmètre électromagnétique (cf annexe 2.A)



$$U_e = B \times L \times v$$

- U_e - tension induite
- B - induction magnétique
- L - distance entre électrodes
- v - vitesse de passage

Schéma 8 : schéma de fonctionnement d'un débitmètre électromagnétique

Le principe de la mesure électromagnétique de débit repose sur la loi d'induction de FARADAY. Dans ce cas, le liquide représente le conducteur se déplaçant dans le champ magnétique. Il s'y induit une tension perpendiculaire au champ magnétique et à la direction d'écoulement et proportionnelle à la vitesse moyenne d'écoulement. A partir de cette vitesse et avec la connaissance préalable de la section de passage, le débit volume est calculé.

Il est à noter que les inclusions d'air ou de vapeur dans le fluide, génèrent des erreurs de mesure du fait du changement de la conductivité électrique du fluide et de l'imprécision sur le volume de calcul (calcul du débit volume).

Dans la plupart des débitmètres électromagnétiques, la tension engendrée d'après le principe décrit ci-dessus est appliquée à un amplificateur à très haute impédance. L'amplification est périodiquement surveillée par microprocesseur et optimisée en fonction de la gamme de mesure correspondante (programmée préalablement par l'utilisateur). Le champ magnétique dans les bobines d'un débitmètre électromagnétique est généralement engendré par des bobines parcourues par un courant sous forme d'impulsions de fréquence fixe. Ce signal est échantillonné et transformé par un convertisseur A/D avant d'être traité par l'unité d'exploitation pilotée par microprocesseur.

Il est certain que les débitmètres les plus rapides en réponse à des variations de débit sont ceux qui possèdent les fréquences d'échantillonnage les plus hautes. Ces dernières sont fonction du diamètre du tube (du débitmètre) et de son revêtement. Elles sont délibérément limitées par les constructeurs afin d'assurer une meilleure précision à faible débit. En effet, tous les débitmètres électromagnétiques qui sont réputés par un temps de réponse court possèdent une imprécision incontrôlée dans les plages de débit réduit (figure 29). Ceci est connu sous le nom "d'instabilité du zéro". De ce fait, les constructeurs de débitmètres électromagnétiques sont obligés de chercher un compromis entre la rapidité du capteur et sa fiabilité dans les faibles débits.

Dans le cas des débitmètres électromagnétiques Endress-Hauser de type Speedmag dont certains possèdent une fréquence d'échantillonnage de 240 Hz (la plus grande actuellement sur le marché), ce problème de stabilité de zéro est amélioré en dissociant la plage de mesure en 8 gammes. Ceci a été possible grâce à un programme d'auto-contrôle automatique qui permet de procéder à chaque commutation de gamme à un nouvel auto-contrôle. De cette manière, la précision relative (fonction du débit maximal programmé) est améliorée, surtout à faible débit. Par contre, la réponse du débitmètre est ralentie par l'auto-contrôle.

Exemple :

Si fréquence d'échantillonnage = 104 Hz $\rightarrow \Delta t$ (pas de temps) ≈ 10 ms de ce fait, l'auto-contrôle dure $\rightarrow 8 \times 10$ ms ≈ 80 ms.

Une façon de s'affranchir des erreurs à bas débit consiste à supprimer les débits de fuite (débit totalisé pour une turbulence résiduelle dans l'installation) et les impulsions parasites en ne comptabilisant que les débits supérieurs à un seuil fixé préalablement (de 1 à 100 % de la gamme de mesure).

1.3. Débitmètre par enregistrement de pression

1.3.1. Principe

Une portion rectiligne de conduite de caractéristiques mécaniques uniformes est munie de 2 capteurs piézoélectriques de mesure de pression pariétale instantanée. La distance $2Dx$ entre capteurs est de l'ordre d'une vingtaine de diamètres de conduite.

La mesure du débit instantané est déduite du traitement des enregistrements numériques à cadence d'acquisition rapide des pressions (8 KHz. Voir tableau n°7) complétés par les indications du débitmètre électromagnétique placé à proximité des capteurs de pression.

Les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement de l'écoulement unidimensionnel par tranches planes, en conduite de section A, s'écrivent :

$$\frac{\partial \rho A}{\partial t} + \frac{\partial \rho A u}{\partial x} = 0 \tag{3.1}$$

$$\frac{\partial \rho A u}{\partial t} + \frac{\partial \rho A u^2}{\partial x} = - A \frac{\partial p^*}{\partial x} - C_f \frac{1}{2} \rho |u| u P \tag{3.2}$$

avec :

x : direction axiale de la conduite

$u(x,t)$: vitesse instantanée dans la section d'abscisse x

$p^*(x,t) = p + \rho g z$: pression motrice dans la section d'altitude z

C_f : coefficient de frottement pariétal

$C_f = \frac{\lambda}{4}$: λ étant le coefficient de perte de charge linéaire

$P = 2\pi R$: périmètre intérieur de la conduite.

Si l'on pose classiquement :

$$\frac{d(\rho A)}{dp} = \frac{A}{a^2} \tag{3.3}$$

en introduisant la célérité des ondes a , dans la conduite, les équations conduisent aux relations :

$$\frac{\partial p^*}{\partial t} + (u \pm a) \frac{\partial p^*}{\partial x} \pm \rho a \left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u \pm a) \frac{\partial u}{\partial x} \right] = \pm C_f \frac{1}{2} \rho |u| u a \frac{P}{A} \tag{3.4}$$

Soit :

$$\frac{\delta p^*}{\delta t} \pm \rho a \frac{\delta u}{\delta t} = \pm C_f \frac{1}{2} \rho |u| u a \frac{P}{A} \tag{3.5}$$

le long des caractéristiques de pentes

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \tag{3.6}$$

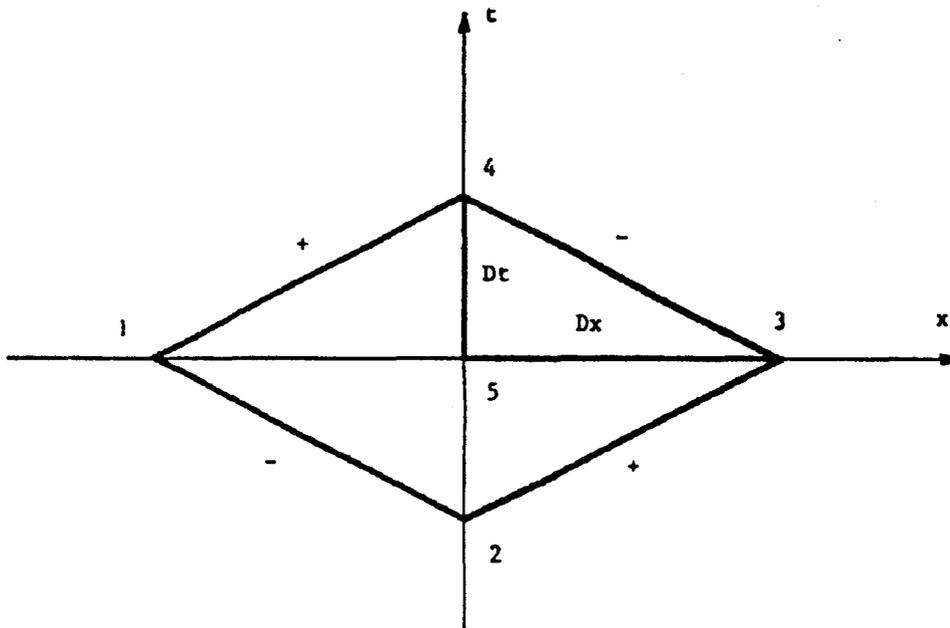


Schéma 9 : directions caractéristiques dans le plan physique

Les deux relations précédentes sont mises à profit pour déterminer la dérivée temporelle de la vitesse du fluide dans la section placée au milieu du segment $2Dx$ joignant les deux capteurs (schéma 9). Soient 1 et 3 les emplacements de ces derniers dans le plan (x,t) à un instant quelconque. Si l'on néglige u devant a , les caractéristiques passant par 1 et 3 se coupent en 2 et 4 à l'abscisse milieu du segment (1,3) et séparés par l'intervalle de temps $2Dt$ tel que :

$$Dt = \frac{Dx}{a} \tag{3.7}$$

En appliquant les relations (3.5) et en tenant compte de (3.7), on peut écrire :

$$(p_1^* - p_3^*) - \rho (Q_{v4} - Q_{v2}) \cdot \frac{a}{A} = 2FDx \tag{3.8}$$

où l'on a posé :

$$u = \frac{Q_v}{A}$$

$$\text{et } F = C_f \frac{1}{2} \rho |u| u \frac{P}{A} = \frac{\lambda}{D} \frac{1}{2} \rho |u| u \quad \text{supposé en première approximation}$$

constant sur tout le domaine (1,2,3,4).

$$\text{avec } D = \frac{4A}{P}.$$

Or, par développement en série de Taylor autour du point 5

$$Q_{v4} - Q_{v2} = 2 \left[\frac{\partial Q_v}{\partial t} \right]_5 Dt + 0 \left[\frac{\partial^3 Q_v}{\partial t^3} \right]_5 Dt^3 \tag{3.9}$$

Par conséquent, en se limitant au premier ordre

$$2 \left[\frac{\partial Q_v}{\partial t} \right]_5 Dt = \frac{A}{\rho a} (p_1^* - p_3^*) - \frac{A}{\rho a} 2 F.Dx$$

Soit :

$$\left[\frac{\partial Q_v}{\partial t} \right]_5 = \frac{A}{\rho} \frac{(p_1^* - p_3^*)}{2.Dx} - A \cdot \frac{\lambda}{2D} \cdot |u| u \tag{3.10}$$

Si maintenant on considère des mesures répétées de p_1 et p_3 à des intervalles de temps dt (1) quelconques par rapport à Dt , la relation (3.10) permet de calculer l'évolution du débit pendant chaque intervalle. Soit :

$$dQ_v = \left[\frac{\partial Q_v}{\partial t} \right]_5 \cdot dt = \frac{A \cdot dt}{2 \cdot \rho \cdot D_x} (p_1^* - p_3^*) - A \frac{\lambda}{2D} |u_5| u_5 \cdot dt \quad (3.11)$$

L'application au calcul du "transitoire" de démarrage d'une pompe est immédiate. L'enregistrement des pressions est réalisé sur un intervalle de temps supérieur à la durée du transitoire. La cadence d'acquisition est choisie de telle manière que $dt < Dt$. On a, par exemple, 8192 échantillons sur 1,024 s alors que D_x est égal à 0,4 m et a est de l'ordre de 1250 m/s. Les valeurs initiales précédant l'établissement du courant dans l'embrayage électromagnétique sont utilisées pour corriger les écarts de zéro des chaînes de mesure ainsi que les différences d'altitude entre les capteurs en imposant la condition initiale $Q_v = 0$.

Si, au contraire, on ne prend en compte que les valeurs finales de l'enregistrement correspondant à $Q_v = Q_{v \text{ final}} = Cte$ mesuré avec une bonne précision par le débitmètre électromagnétique, la relation (3.11) permet le calcul de λ .

(1) Remarque : Le tableau n°7 donne un ordre d'idée sur les valeurs de dt utilisées dans le cas de démarrage rapide. Dans ce tableau, dt est mentionné sous l'appellation de "time base" et il est exprimé en seconde.

En admettant que λ reste constant durant tout le "transitoire", on peut donc, finalement, déterminer le débit à tout instant intermédiaire à l'aide de la relation (3.11). Ceci s'écrit sur tout intervalle dt et si l'on affecte l'indice j à l'instant correspondant à la mesure de p_1 et p_3 .

$$Q_{vj+.5} - Q_{vj-.5} = \frac{A}{\rho} \cdot \frac{dt}{2DX} (p_{1j}^* - p_{3j}^*) - \frac{\lambda}{2DA} |Q_{vj}| Q_{vj} dt \quad (3.12)$$

où le débit Q_{vj} est évalué par la relation :

$$Q_{vj} = (Q_{vj-.5} + Q_{vj+.5}) / 2$$

La mise en oeuvre des relations précédentes dans le cas pratique envisagé peut conduire à deux façons de procéder qu'il est intéressant de comparer.

On peut, soit appliquer la méthode des caractéristiques entre points relativement proches sur un tronçon rectiligne de conduite placé à l'aspiration ou au refoulement de la pompe, soit utiliser l'équation des oscillations en masse (voir chapitre 4, paragraphe 3.1) à l'ensemble de la conduite d'aspiration ou de la conduite de refoulement.

Chaque technique présente des avantages et des inconvénients. La première méthode en mettant en oeuvre des pressions assez voisines est tributaire des erreurs de phase entre signaux mais n'incorpore pas de singularités au sein desquelles on peut avoir des écoulements instationnaires éventuellement complexes (recirculations,...). Les deux méthodes permettent de distinguer les débits d'entrée et de sortie de la pompe, ce qui se révèle extrêmement intéressant en cas de cavitation.

1.3.2. Amélioration de la technique de mesure de débit transitoire par analyse de signaux de pression :

Une certaine amélioration de la précision des résultats peut être obtenue par une modification de la procédure permettant d'éliminer certaines erreurs systématiques et notamment celles dues aux différences de réponse en fréquence des 2 capteurs piézo-électriques de pression.

Une technique simple dans le cas où des conditions répétitives peuvent être facilement obtenues consiste à déterminer expérimentalement in-situ une fonction de correction (ou de gain) entre les 2 capteurs de la manière suivante :

- 1ère étape :

Les 2 capteurs de pression sont mis face à face. Une mesure de pression réalisée pendant un démarrage rapide dans des conditions données permet d'obtenir les réponses des capteurs $x_1(t)$ et $y_1(t)$ qui servent à calculer la fonction de correction entre les 2 capteurs $h(t)$.

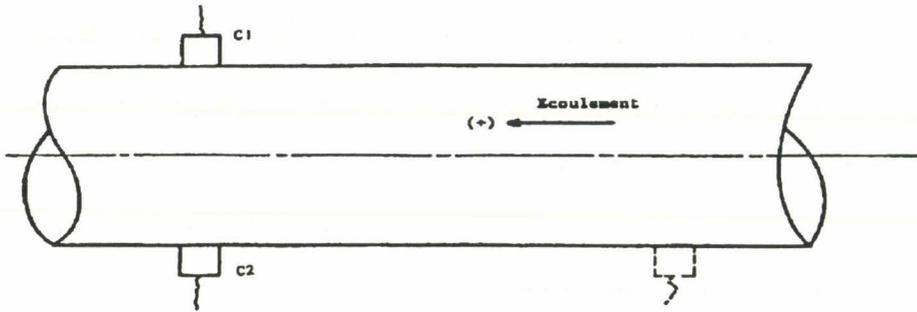


Schéma 10 : emplacement (1) des capteurs de pression servant pour la correction du débit

capteur C_1 : $\rightarrow x_1(t)$

capteur C_2 : $\rightarrow y_1(t)$

d'où la fonction de correction $h(t) = \frac{x_1(t)}{y_1(t)}$

- 2ème étape :

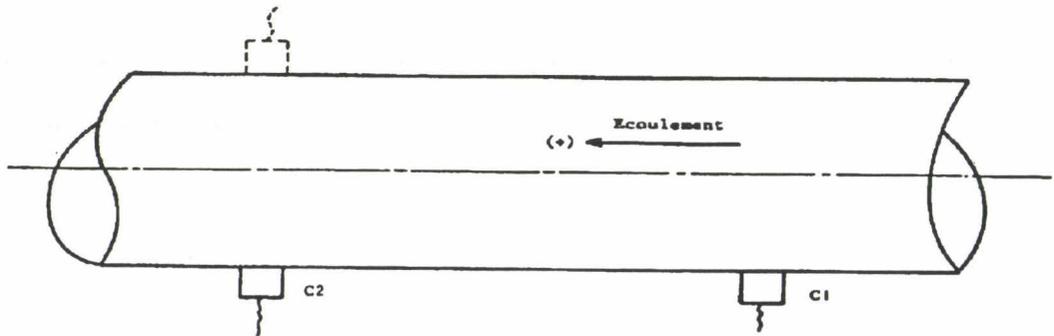


Schéma 11 : emplacement (2) des capteurs de pression servant pour la correction du débit

capteur C_1 : $\rightarrow x_2(t)$

capteur C_2 : $\rightarrow y_2(t)$

Dans cette phase, les 2 capteurs de pression sont montés aux emplacements adéquats pour le calcul du débit instationnaire à une distance (L) l'un de l'autre. Un enregistrement des pressions $x_2(t)$ et $y_2(t)$ au cours d'un démarrage rapide dans les mêmes conditions de fonctionnement que l'étape 1 permet la correction de la réponse du capteur C_2 par la fonction $h(t)$ initialement calculée.

Ainsi, la réponse du capteur C_2 devient :

$$\dot{y}_2(t) = h(t) \cdot y_2(t) = (x_1(t)/y_1(t)) \cdot y_2(t)$$

Les 2 nouvelles pressions $x_2(t)$ et $\dot{y}_2(t)$ peuvent être appliquées de cette manière pour calculer le débit instationnaire en utilisant, soit l'équation d'oscillation en masse, soit de manière totalement équivalente, le schéma "leap-frog", comme détaillé dans le paragraphe 1.3.1.

Une preuve de la validité de la méthode décrite ci-dessus est fournie par les figures 40 et 41, montrant la bonne correspondance entre les débits ainsi calculés, à l'aspiration et au refoulement, lors des essais 1 et 4 (respectivement avec et hors cavitation).

1.4. Résultats expérimentaux

1.4.1. Préliminaires

La mise en oeuvre de ces techniques est illustrée par les figures 10 à 17 pour les essais numérotés de 1 à 18.

La remarque la plus importante concerne le retard systématique des indications du débitmètre électromagnétique par rapport à celles fournies par les capteurs de pression. En effet, dans différentes conditions d'essais, la confrontation entre des signaux de débits calculés à partir de mesures de pression et les débits mesurés directement à partir du débitmètre électromagnétique (marque Endress-Hauser) a révélé un retard de ce dernier pendant toute la phase de démarrage.

Cette observation impose une comparaison avec d'autres moyens de mesure du débit. Cette analyse est indispensable du fait que l'étude du transitoire repose essentiellement sur la précision de la corrélation entre l'accélération du mobile pendant le démarrage et l'évolution du débit.

Dans la suite de ce chapitre, nous présentons un compte-rendu des travaux effectués dans le but de chercher les raisons qui expliquent la différence observée entre les techniques de mesure du débit. Dans un premier temps, nous rapportons les résultats de la collaboration technique que nous avons entreprise avec les sociétés Yokogawa et Endress-Hauser ainsi que les premiers essais de mesure de la vitesse d'écoulement instationnaire à l'aide du vélocimètre laser.

1.4.2. Collaboration avec la société Yokogawa

La société Yokogawa s'est spontanément prêtée à l'étude des problèmes de rapidité et de fiabilité des débitmètres électromagnétiques que nous lui avons soumis.

Notre collaboration s'est concrétisée par la fourniture d'une importante quantité d'informations et par l'essai de 3 débitmètres électromagnétiques sur le banc DERAP.

Cette campagne visait le contrôle in-situ des débitmètres testés, pour s'assurer de l'environnement du montage et des paramètres programmés dans l'unité d'exploitation des capteurs. De nombreuses mesures ont été effectuées sur le banc DERAP et ont permis d'utiliser les capteurs dans leurs meilleures conditions de rapidité et de précision.

Les résultats de ces mesures sont exposés sur les figures 30 à 36.

Il est à noter que les débitmètres électromagnétiques ADMAG que nous avons testés (cf annexe 2.B) sont munis d'une technologie originale. Cette technologie a pour but d'allier rapidité de réponse et précision de mesure à faible débit. Elle consiste à exciter les bobines du capteur simultanément par 2 trains d'ondes rectangulaires. L'un des signaux est à faible fréquence et permet ainsi d'obtenir une bonne stabilité du zéro. Quant au deuxième signal, il est à fréquence élevée (75 Hz) et supérieure à la fréquence de l'alimentation du secteur pour s'affranchir du bruit de fond. Ce dernier signal est ensuite échantillonné à une haute fréquence pour assurer la rapidité de réponse du système.

1.4.3. Collaboration avec la société Endress-Hauser

La société Endress-Hauser nous a adressé un nouveau débitmètre SPEEDMAG du même type que celui que nous possédons. Elle procède actuellement au contrôle de l'ancien débitmètre au sein de son laboratoire, pour apporter une réponse justifiant le retard de son capteur par rapport au débit obtenu à partir des capteurs de pression.

Cette collaboration s'est concrétisée par la visite d'un responsable du service technique dans notre laboratoire dans le but de vérifier la programmation de l'unité d'exploitation du système de mesure et afin de réaliser des essais en commun.

Ces travaux nous ont permis de gagner 20 ms de rapidité sur la réponse du capteur (figure 37) grâce à une optimisation du temps de réponse du capteur et de la stabilité de son zéro. Ceci a été rendu possible, surtout, en diminuant la valeur de 2 paramètres de programmation, à savoir :

- hystérésis crsu : hystérésis de la suppression des débits de fuite.
- pipe zéro : zéro du capteur.

qui gèrent la remise automatique à 0-4 mA de la sortie courant tant que le débit relatif (de la gamme de mesure programmée en %) ne dépasse pas ces 2 valeurs.

1.4.4. Etude expérimentale

Une campagne d'intercomparaison des débitmètres Yokogawa (noté Y) et Endress-Hauser (noté E.H) nous a permis de constater les faits suivants :

1/ le débitmètre (Y) est plus sensible aux faibles débits et présente une avance de déclenchement d'environ 30 ms (estimation faite avant la correction des 2 paramètres cités ci-dessus sur le débitmètre E.H). Cette observation a été validée pour l'essai de référence ($N_f = 3000$ tr/min ; $Q_{vf} = 30$ m³/h) (figures 30, 31 et 32), pour un essai avec un démarrage lent (figure 33), pour un essai avec un débit final de 5 m³/h (figure 34) ainsi que pour un arrêt lent de pompe (figure 35 et 36), en partant de conditions initiales similaires aux conditions finales de l'essai de référence.

2/ En dehors de la courte phase des débits faibles (en début d'un démarrage ou à la fin d'un arrêt), le débitmètre (E.H) affiche une avance sur le débitmètre (Y) (figures 30 et 32). Ceci est surtout dû à la plus faible constante de temps sur la sortie courant du débitmètre (E.H).

3/ Quand la variation du débit en fonction du temps est plus lente (tel est le cas dans un démarrage ou un arrêt lent de pompe où cette période est de l'ordre de 8 s), la différence remarquée entre ces 2 débitmètres devient moindre (figures 33 et 35).

4/ Dans l'essai réalisé avec un débit final de 5 m³/h (figure 34), l'attention est attirée sur une performance moindre du débitmètre (E.H). Cette observation est vérifiée tout le long de la période d'enregistrement. Ceci est dû à la faible valeur du rapport signal/bruit. Il est à noter que l'excitation à faible fréquence dans le débitmètre (Y) rend le signal plus fiable dans cette plage de mesure.

1.4.5. Mesure de la vitesse d'écoulement sur l'axe de la conduite par vélocimétrie laser

La chaîne de vélocimétrie laser est constituée :

- d'un laser à argon, de puissance 4 watts et de marque SPECTRA-PHYSICS-série 2000.
- d'un ensemble optique de marque Dantec comprenant :
 - * une fibre optique de 20 m de longueur
 - * une cellule de Bragg
 - * un séparateur de faisceaux
 - * un photomultiplicateur
 - * une sonde bidirectionnelle de 50 mm de focale et de diamètre 14 mm
 - * un analyseur de bouffées Doppler.

Dans l'état actuel de l'installation, l'intercomparaison est rendue délicate par le fait que les appareillages utilisent deux systèmes d'acquisition différents. L'acquisition de la vitesse d'écoulement avec laser est pilotée par un logiciel DANTEC installé sur un micro-ordinateur compatible PC alors que les autres données ne peuvent être enregistrées qu'avec le logiciel LMS qui est installé sur une station de travail HP série 300.

1.4.5.1. 1ère méthode de mesure : détecteur de bouffées (burst)

Cette méthode nécessite l'utilisation d'un codeur incrémental de position angulaire. Le signal du codeur est utilisé comme signal de référence pour le déclenchement et comme référence de temps commune aux deux chaînes d'acquisition. L'acquisition du signal de vitesse d'écoulement est effectuée pendant les instants de validation des impulsions délivrées par le codeur angulaire. L'avantage d'une telle méthode réside dans la précision de la corrélation entre mesure de vitesse d'écoulement et position angulaire du rotor de la pompe pendant le démarrage.

Les mesures ont été réalisées sur le circuit d'aspiration, à l'entrée de la pompe, dans 2 cas différents :

- démarrage lent : le démarrage s'effectue grâce au variateur du moteur électrique. L'encombrement réduit de la ligne d'arbre a permis l'installation d'un codeur de position angulaire directement sur l'arbre du moteur délivrant 1024 impulsions par tour. Le résultat est représenté sur la figure 38.

- démarrage rapide : L'encombrement côté pompe de l'embrayage électromagnétique utilisé dans ce cas interdit le recours au codeur précédent et nous met dans l'obligation d'utiliser le système de top-tour (utilisé dans toute la campagne de mesure sur la pompe (G), pour mesurer la vitesse de l'arbre du moteur) donnant seulement 4 tops par tour grâce à 4 pastilles réflectrices collées sur l'armature de l'embrayage. La limitation de la fréquence maximale sur la cellule électronique du top-tour nous interdit l'accès à un nombre supérieur d'informations par tour. La figure 39 montre les résultats d'une telle expérience pendant un démarrage rapide et sans pressurisation du réservoir. Ces résultats effectués avec la vélocimétrie laser mettent clairement en évidence l'imprécision de la méthode à vitesse faible. En effet, pendant les premiers instants du démarrage, peu de particules traversent le champ de mesure et sont validées par l'électronique de mesure. Ceci se remarque nettement sur les figures 38 et 39 où beaucoup de pertes d'information sont enregistrées au cours du "transitoire" et spécialement pendant les premiers instants du démarrage.

1.4.5.2. 2ème méthode de mesure : trigger externe

Cette méthode consiste à déclencher les acquisitions sur le front d'un signal TTL extérieurement piloté et appliqué aux 2 chaînes de mesures. Cette mesure qui n'a pas été réalisée à ce jour dans le cas d'un démarrage de pompe va faire l'objet d'une campagne de mesure sur la pompe (C).

1.5. Conclusion

Ce chapitre a été réservé au contrôle, à la comparaison entre plusieurs méthodes et à la vérification des techniques utilisées jusqu'à présent pour la mesure du débit instationnaire.

Il nous apparaît clairement que les débitmètres électromagnétiques présentent une limitation technique difficile à résoudre à court terme, en ce qui concerne leur temps de réponse et précision à faible débit.

En particulier, l'établissement d'un débit instationnaire en 2 ou 3 dixièmes de seconde ne semble pas accessible à un matériel qui a été conçu pour mesurer un débit lentement variable (temps de réponse normal de 1 s).

Dans ce cadre, il apparaît important de tester d'autres techniques de débitmétrie, telle que :

- la débitmétrie à ultrasons (annexe 2.C)
- la débitmétrie à isotope (annexe 2.D)

Au cours de cette étude relative à la débitmétrie instationnaire, nous avons également entamé une série de mesures comparatives utilisant la vélocimétrie laser et la vélocimétrie avec film chaud. Les quelques résultats préliminaires obtenus par la vélocimétrie laser, présentés ici, semblent relativement décevants à faible débit.

Nous avons explicité aussi une méthode de correction des erreurs de phases entre capteurs de pression piézo-électriques dont nous nous servons pour calculer le débit instationnaire. Les résultats obtenus avec ces corrections dans des conditions avec et hors cavitation semblent très satisfaisants. Ce qui nous permet de considérer la méthode de calcul du débit avec des enregistrements de pression comme la méthode la plus fiable, à notre avis, pour restituer l'établissement du débit pendant un démarrage de pompe.

Chapitre 4

Etablissement de l'écoulement dans les conduites.

1. INTRODUCTION

Une variation de régime, se produisant dans une installation hydraulique, est accompagnée généralement par des phénomènes particuliers (tourbillons, cavitation instationnaire etc...) caractérisés par des variations importantes et instantanées des pressions locales. Ces surpressions ou dépressions qui se développent lors des "transitoires" peuvent atteindre des valeurs très importantes et très différentes de celle du régime permanent. Leurs valeurs pouvant être égales parfois à vingt fois la valeur enregistrée en stationnaire, voire plus, les conduites, la pompe et autres matériels montés dans l'installation hydraulique sont exposés à des dangers résultant principalement de leur résistances mécaniques.

Il est par conséquent indispensable d'étudier de façon détaillée ces phénomènes instationnaires de façon à pouvoir les reconstituer théoriquement, et ainsi, prendre les dispositions qui s'imposent.

2. EQUATIONS DE BASE DE L'ECOULEMENT INSTATIONNAIRE DANS LES CONDUITES.

Les équations classiques, relatives à un écoulement unidimensionnel dans une conduite rectiligne d'axe x de section constante A , ont été données au chapitre 3 :

- équation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho A) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot A \cdot u) = 0 \quad (3.1)$$

- équation de la dynamique :

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial p^*}{\partial x} + \frac{1}{2} \rho |u| u \frac{\lambda}{D} = 0 \quad (3.2)$$

x étant l'axe orienté dans le sens de l'écoulement du tronçon de conduite considéré.

Dans ces équations, compte tenu des "transitoires" relativement lents qui sont rencontrés dans ce travail, il est supposé que le terme de frottement peut être assimilé à son évaluation en régime stationnaire ([5] et ([12]).

2.1. Célérité des ondes en conduite.

Rappelons le, la célérité a des ondes en milieu fluide infini s'écrit :

$$a = \sqrt{\left[\frac{dP}{d\rho} \right]_s} \quad (3.3)$$

Elle est modifiée pour une conduite déformable sous la forme :

$$a = \sqrt{\left[\frac{A \cdot dP}{d(\rho \cdot A)} \right]_s} \quad (4.1)$$

avec :

s : entropie

Pour une conduite cylindrique (de diamètre D) et élastique de faible épaisseur (e), on peut réécrire l'équation précédente sous la forme suivante :

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho \cdot \left[\frac{D}{e \cdot E} + \frac{1}{\varepsilon} \right]}} \quad (4.2)$$

A l'aide de (4.1), l'équation de continuité devient :

$$\frac{\partial p^*}{\partial t} + u \frac{\partial p^*}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (4.3)$$

Ainsi, les équations (4.3) et (4.4) forment un système aux dérivées partielles du 1er ordre :

$$\left[\frac{\partial p^*}{\partial t} + u \frac{\partial p^*}{\partial x} \right] + \rho a^2 \left[\frac{\partial u}{\partial x} \right] = 0 \quad (4.3)$$

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial p^*}{\partial x} + \frac{1}{2} \rho |u| u \frac{\lambda}{D} = 0 \quad (4.4)$$

Nota :

- Les valeurs de la célérité du son (à l'aspiration et au refoulement) utilisées ultérieurement sont déterminées expérimentalement à l'aide de la méthode de MARGOLIS-BROWN (cf [31] et [32]). On obtient une valeur moyenne, commune à l'aspiration et au refoulement, égale à 1350 m/s.
- L'équation (4.2) donne une célérité du son égale à 1250 m/s en tenant compte des valeurs numériques suivantes :

$$\varepsilon = 2,07 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 \quad (\text{élasticité de l'eau})$$

$$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2 \quad (\text{pour l'acier})$$

$$\frac{D}{e} = \frac{40}{1,5}$$

$$\text{et } \rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

2.2. Equations caractéristiques

Le système ci-dessus étant de type hyperbolique, il est possible de combiner les deux équations de façon à faire apparaître 2 équations différentielles ordinaires représentant l'évolution des inconnues p^* et u dans 2 directions particulières du plan (x,t) , dites directions caractéristiques :

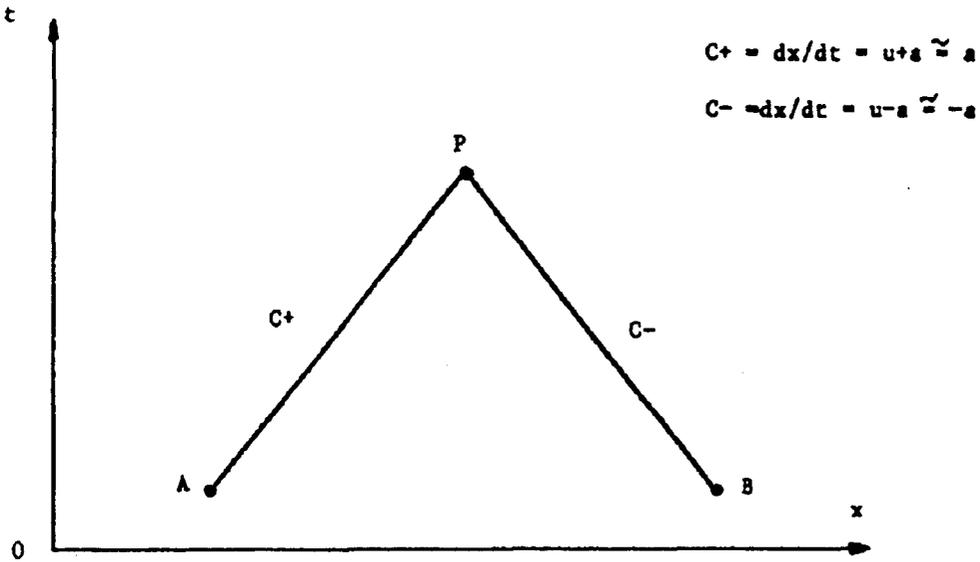


Schéma 12 : calcul au point P par la méthode des caractéristiques

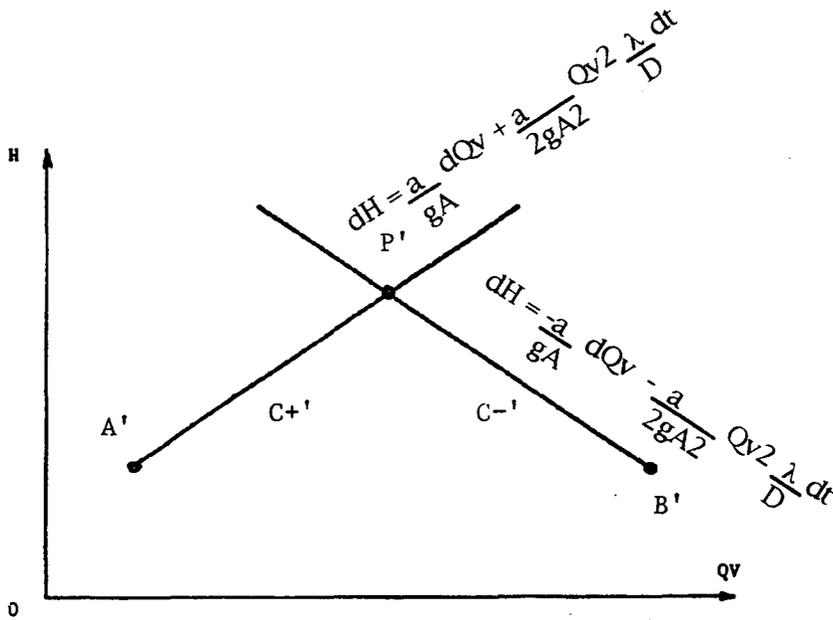


Schéma 13 : directions caractéristiques dans le plan (H, Qv) et calcul de l'état au point P'

2.3. Equations caractéristiques sous forme discrétisée (cf. [5]).

Pratiquement, pour les conduites en acier véhiculant de l'eau, la célérité a est comprise entre 1000 et 1400 m/s (Pour les valeurs de célérité dans les conduites du banc DERAP, se référer au paragraphe 2.1).

On peut admettre l'hypothèse simplificatrice suivante :

$$u \ll a \quad (4.10)$$

On peut ainsi réécrire l'équation condensée (4.9) sous la forme :

$$dH \pm \frac{a}{gA} dQ_v \pm \frac{1}{2} \frac{a}{gA^2} |Q_v| Q_v \frac{\lambda}{D} \cdot dt = 0 \quad \text{sur} \quad \frac{dx}{dt} = \pm a \quad (4.11)$$

L'équation (4.9) étant simplifiée, on l'utilisera pour la suite du calcul sous la forme donnée en (4.11).

Le circuit est discrétisé en tronçons élémentaires de longueur Δx_i , tels que :

$$\Delta x_i = a_i \Delta t \quad (4.12)$$

où Δt représente un pas de temps arbitrairement petit et a_i , la célérité locale du son.

Supposons connus les paramètres à l'instant $(n.\Delta t)$ en tout point de la conduite.

Le calcul des variables au point $[x_i, (n+1) \Delta t]$ repose sur l'équation (4.11) discrétisée. Le schéma numérique le plus simple consiste à évaluer les termes non linéaires à l'aide des paramètres connus à l'instant $n\Delta t$.

- sur la caractéristique : $\frac{\Delta x}{\Delta t} = + a$

$$H_i^{n+1} = H_{i-1}^n - B (i - 1) [Q_{v_i}^{n+1} - Q_{v_{i-1}}^n] - R (i - 1) Q_{v_{i-1}}^n \cdot |Q_{v_{i-1}}^n| \quad (4.13)$$

- sur la caractéristique : $\frac{\Delta x}{\Delta t} = - a$

$$H_i^{n+1} = H_{i+1}^n + B (i + 1) [Q_{v_i}^{n+1} - Q_{v_{i+1}}^n] + R (i + 1) Q_{v_{i+1}}^n \cdot |Q_{v_{i+1}}^n| \quad (4.14)$$

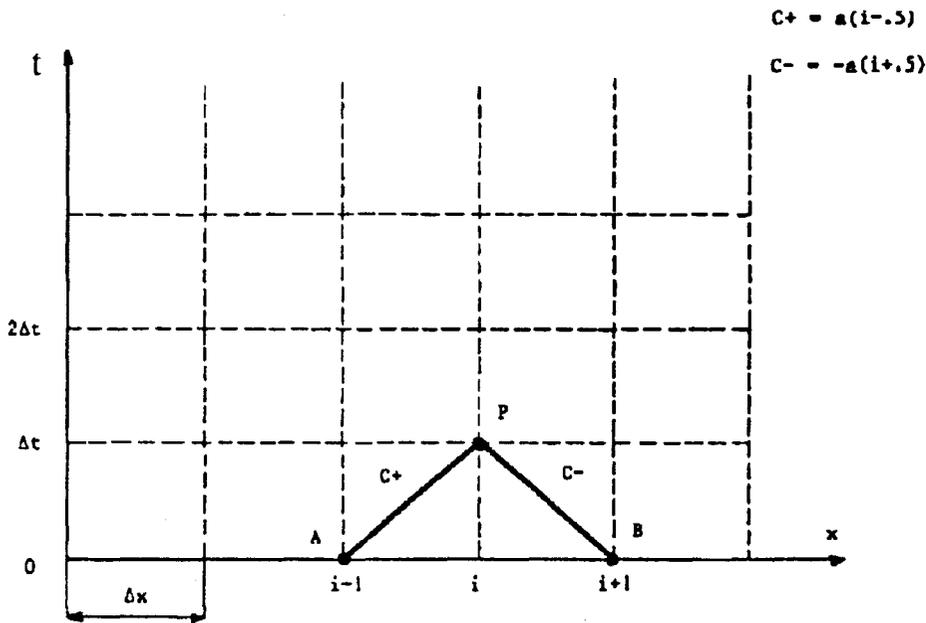


Schéma 14 : grille de calcul

Les relations précédentes peuvent être étendues à des assemblages de tronçons de direction et de section quelconques sous réserve que $B (i - 1)$, $B (i + 1)$, $R (i + 1)$ et $R (i - 1)$ soient des constantes prenant des valeurs différentes selon l'évolution de la géométrie du tronçon envisagé.

Exemple :

pour un tronçon droit :

$$B(i-1) = B(i+1) = \frac{a}{gA} \quad (4.15)$$

et

$$R(i-1) = R(i+1) = \frac{\lambda \cdot \Delta x}{2 g D A^2} \quad (4.16)$$

2.4. Traitement des singularités : (convergent, divergent, vanne etc...)

La principale hypothèse simplificatrice consiste à considérer le temps de propagation des ondes ainsi que l'inertie du fluide contenu dans la singularité comme négligeables. Ceci revient à admettre que la perte de charge dans la singularité est à chaque instant égale à celle que l'on aurait en écoulement stationnaire et que les débits d'entrée et de sortie sont égaux.

En se référant au schéma représenté ci-dessous,

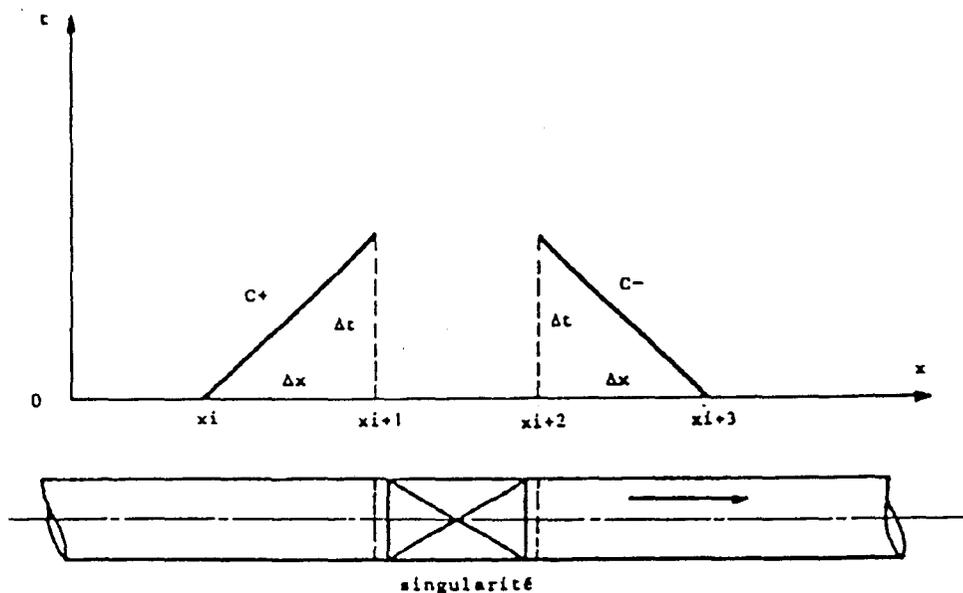


Schéma 15 : calcul à travers une singularité

nous disposons donc de 4 équations :

$$H_{i+1}^{n+1} = H_i^n - B(i) \left[Q_{vi+1}^{n+1} - Q_{vi}^n \right] - R(i) \left| Q_{vi}^n \right| \quad (4.17)$$

$$H_{i+2}^{n+1} = H_{i+3}^n + B(i+3) \left[Q_{vi+2}^{n+1} - Q_{vi+3}^n \right] + R(i+3) \left| Q_{vi+3}^n \right| \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} H_{i+1}^{n+1} - H_{i+2}^{n+1} &= K \cdot Q_{vi+1}^{n+1} \cdot \left| Q_{vi+1}^{n+1} \right| \\ &= K \cdot Q_{vi+2}^{n+1} \cdot \left| Q_{vi+2}^{n+1} \right| \end{aligned} \quad (4.19)$$

$$Q_{vi+1}^{n+1} = Q_{vi+2}^{n+1} \quad (4.20)$$

avec K : coefficient caractérisant la perte de charge dans la singularité étudiée.

Les équations de l'écoulement instationnaire, détaillés ci-dessus, sont linéarisées et discrétisées. Ainsi, un circuit hydraulique de géométrie quelconque peut être modélisé (maillage).

La hauteur et le débit instationnaire peuvent être calculés dans n'importe quelle section du circuit envisagé si l'on dispose d'une connaissance préalable du comportement transitoire de la pompe.

Les pressions et/ou hauteurs peuvent aussi être calculées en n'importe quel point si le débit instationnaire est connu à chaque instant du "transitoire".

Les conditions de raccord entre la pompe et le circuit sont les mêmes que pour un tronçon quelconque à condition de remplacer les équations (4.19) et (4.20) par les équations caractéristiques de la pompe. Cette méthode sera explicitée au chapitre suivant.

3. EVOLUTION DES PRESSIONS DANS LES CONDUITES : MODELE THEORIQUE SIMPLIFIE

On présente dans ce paragraphe un modèle explicatif simple, basé sur la connaissance de l'évolution du débit en fonction du temps lors d'un démarrage de pompe. En tenant compte de cette hypothèse, on propose de calculer les pressions en entrée et en sortie de pompe, pour l'exemple du circuit 1 (figure 3).

Il est facile de constater que l'équation (3.12) peut conduire à l'équation des oscillations en masse dans la mesure où on peut négliger les variations de ρ et de A par rapport à celles de u et de p . On a alors :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial (p^*/\rho)}{\partial x} + \frac{\lambda}{2D} u |u| = 0 \quad (4.21)$$

qui peut s'intégrer directement le long d'un segment quelconque 1-2 de conduite en :

$$\int_1^2 \frac{\partial Q_v/A}{\partial t} dx + \left[\frac{u^2}{2} + \frac{p^*}{\rho} \right]_2 - \left[\frac{u^2}{2} + \frac{p^*}{\rho} \right]_1 + \int_1^2 \frac{\lambda}{2D} u |u| dx = 0 \quad (4.22)$$

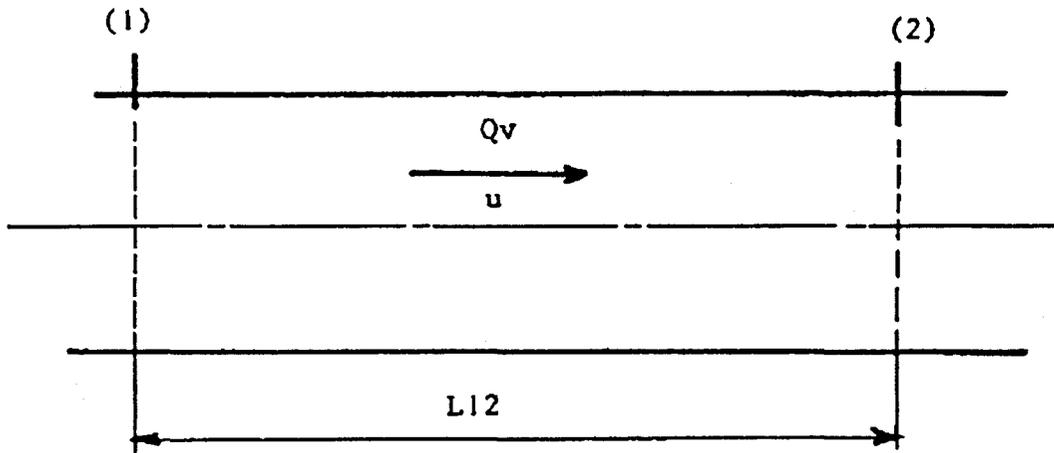


Schéma 16 : segment (1-2)

Une généralisation à un circuit formé de segments i de géométrie quelconque en série conduit à l'expression :

$$\frac{dQ_v}{dt} \sum_i \frac{L_i}{g A_i} + H_{t2} - H_{t1} + \sum_i J_i = 0 \quad (4.23)$$

qui constitue l'équation de BERNOULLI généralisée à l'écoulement instationnaire où J_i est de la forme :

$$J_i = \lambda_i \frac{L_i}{D_i} \frac{Q_{vi}^2}{2gA_i^2} + \xi_i \cdot \frac{Q_{vi}^2}{2gA_i^2} = K_i \cdot Q_{vi}^2$$

avec ξ : coefficient de perte de charge singulière.

$$H_t = \frac{u^2}{2g} + \frac{p^*}{\rho g} \quad \text{est la charge dans la section considérée.}$$

On admet généralement que le coefficient K_i garde une valeur constante égale à sa valeur au débit stationnaire final.

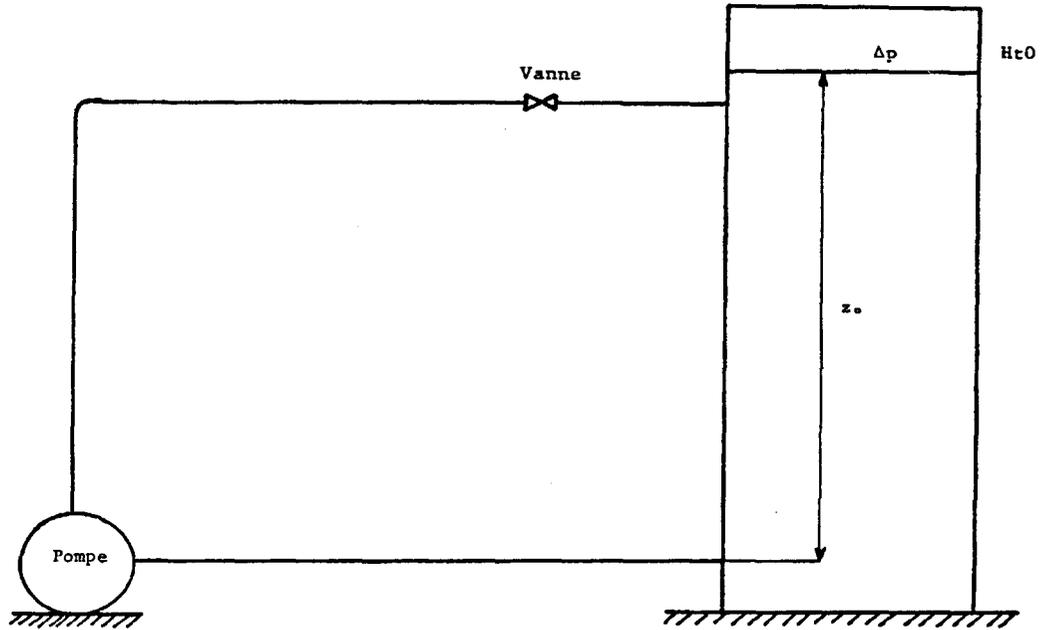


Schéma 17 : représentation schématique de l'installation

Comme la charge dans le réservoir est constante, la charge dans les sections situées aux brides d'entrée (e) et de sortie (s) (voir schéma 17) se calcule aisément à l'aide de l'équation (4.23). On obtient respectivement :

- pour l'aspiration :

$$H_{te} = H_{to} - J_{asp} - \frac{L_{asp}}{g A_e} \cdot \frac{dQ_v}{dt} \quad (4.24)$$

où J_{asp} est la perte de charge totale entre réservoir et section (e)

et L_{asp} est la longueur totale équivalente à la conduite d'aspiration.

- pour le refoulement :

$$H_{ts} = H_{to} + J_{ref} + \frac{L_{ref}}{g A_s} \cdot \frac{dQ_v}{dt} \quad (4.25)$$

Les équations (4.24) et (4.25) permettent de calculer la pression dans toute section du circuit (aspiration ou refoulement) moyennant la connaissance préalable de la variation du débit à chaque instant du "transitoire" :

L'application de ce modèle simple dans le circuit s'avère a fortiori utile pour :

- la reconstitution de la pression dans tout endroit du circuit
 - l'interprétation qualitative et quantitative des résultats de pression
 - la mise en évidence de l'influence des paramètres tels que :
 - * la géométrie du circuit : longueur des conduites, sections etc...
 - * les pertes de charge dans le circuit
 - * l'inertie de l'écoulement et le débit final
- sur le "transitoire" de démarrage de pompe

A l'exception de SAITO [12], la plupart des auteurs ([9], [10] et [11]) qui nous ont précédé dans l'étude des manoeuvres instantanées sur les turbomachines ont peu étudié cette modélisation du circuit. A travers les résultats théoriques et expérimentaux qui sont traités ci-dessous, ce modèle simple nous apparaît suffisant pour expliquer les différentes surpressions et dépressions ainsi que les évolutions temporelles des pressions dans tout endroit de l'installation.

4. ANALYSE DES RESULTATS ET COMPARAISON THEORIE- EXPERIENCE :

Les figures 42, 43, 59.a et 59.b montrent les pressions calculées à l'entrée et à la sortie de la pompe à partir des équations (4.24) et (4.25) dans le cas de l'essai 1. Les termes d'inertie d'écoulement employés dans ces figures (repère (2)) représentent les expressions : $\frac{L}{g A} \cdot \frac{dQ_v}{dt}$ où L est la longueur des conduites correspondantes.

4.1. Conditions asymptotiques finales

Le débit final d'une pompe tournant à une vitesse de rotation constante donnée est obtenu classiquement par construction des caractéristiques de la pompe et du circuit. Il dépend donc :

- des dimensions de la pompe et de sa vitesse de rotation finale.
- des longueurs des conduites et des pertes de charge dans celles-ci (pertes linéaires et singulières à l'aspiration et au refoulement).

Sur un diagramme (H_p , Q_v), on peut tracer les pertes de charge à l'aspiration et au refoulement avec les valeurs déterminées dans le cas de l'essai 1.

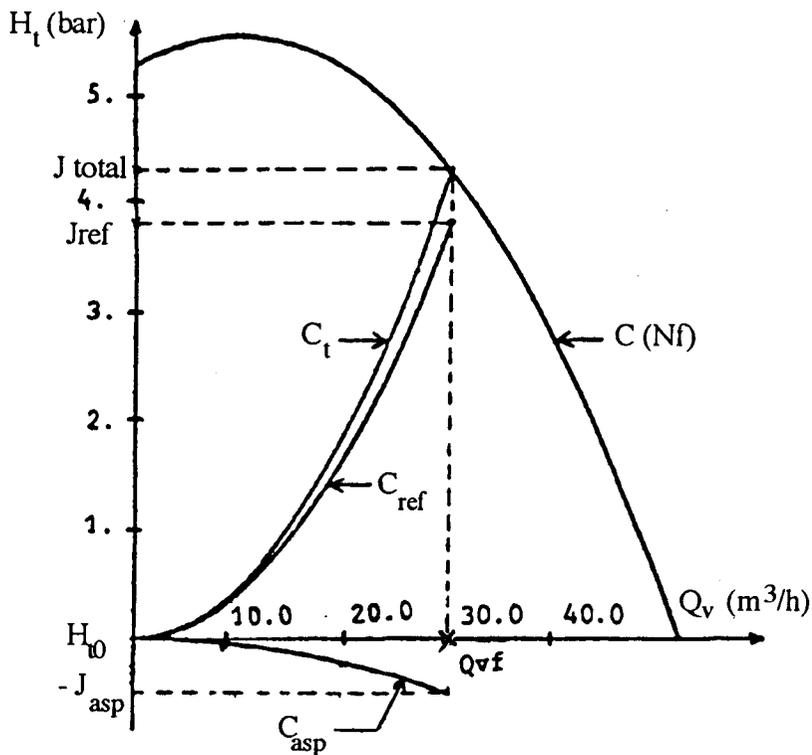


Schéma 18 : caractéristiques stationnaires des circuits et de la pompe

- C_t : caractéristique du circuit total (aspiration et refoulement).
- C_{asp} : caractéristique du circuit à l'aspiration
- C_{ref} : caractéristique du circuit au refoulement
- $C(N_f)$: caractéristique de la pompe à la vitesse de rotation (N_f).

Dans le cas d'une ouverture ou d'une fermeture de la vanne, les coefficients de pertes de charge dans la conduite de refoulement sont respectivement diminués ou augmentés. En conséquence, les charges finales en entrée et sortie de pompe varient dans le même sens que les pertes de charge (abaissement ou relèvement simultanés).

On peut observer sur les figures 46.a, 46.b, 47.a et 47.b l'évolution des signaux de pression à l'entrée et à la sortie de la pompe, en ouvrant ou en fermant la vanne, par rapport à une position moyenne de celle-ci correspondant à un débit de $30 \text{ m}^3/\text{h}$. Soit donc le débit adopté dans l'essai de référence (essai 1).

Le débit maximum utilisé correspond à une ouverture totale de la vanne ($37,5 \text{ m}^3/\text{h}$ à 3000 tr/min). Les pressions calculées avec ce débit (figure 48.b) sont à rapprocher avec les résultats expérimentaux de la figure 48.a. On a jugé utile de présenter ce cas de figure, outre les essais numérotés de 1 à 18, pour montrer la surpression qui apparaît sur le signal de pression au refoulement lorsque les pertes de charge sont faibles devant l'évolution de l'inertie d'écoulement.

Les pressions calculées avec le débit moyen et le débit minimal ($14 \text{ m}^3/\text{h}$) sont à comparer respectivement avec les figures 10.a et 14.

Le modèle pseudo-stationnaire* du circuit, traité ci-dessus, répond parfaitement à l'étude du démarrage lent (essai 17). L'inertie de l'écoulement dans ce cas est trop faible devant les pertes de charge pour affecter les signaux de pression (figure 56). C'est la raison pour laquelle on observe, sur la figure 17.a, la disparition du creux remarqué sur les signaux de pression à l'aspiration pour les démarrages rapides.

* *Nota: nous avons adopté l'expression pseudo-stationnaire du circuit en raison de notre calcul des pertes de charge instantanées à partir des conditions finales.*

4.2. Influence des conditions d'essais sur les transitoires de pression : analyse complémentaire des résultats expérimentaux

Dans ce paragraphe nous apportons une analyse des résultats expérimentaux représentés sur les figures 10 à 17. Et ceci en nous basant sur le modèle simple formulé ci-dessus.

Comme le modèle l'a montré, l'inertie du fluide dans les conduites introduit un terme complémentaire directement proportionnel au taux de variation du débit dans les conduites. Ce terme fait intervenir :

- les longueurs des conduites
- les paramètres qui conditionnent le débit final (pertes de charge dans le circuit, vitesse de rotation finale)
- le temps de démarrage que l'on peut définir par $\tau = Q_{vmax} / \left(\frac{dQ_v}{dt}\right)_{max}$ et qui dépend outre les paramètres précédents de la mise en rotation du mobile.

Sur les figures, allant de 49 à 57, sont comparés le débit et les inerties des écoulements à l'aspiration et au refoulement pour quelques essais choisis par rapport à l'essai de référence. Ces essais résument les différents cas suivants :

- 1/ influence du courant d'excitation : figure 50
- 2/ influence de la vitesse de rotation finale : figure 51
- 3/ influence du débit final (réglage de la vanne) : figure 52
- 4/ influence des longueurs de conduites d'aspiration et de refoulement :
figure 53
- 5/ influence de la longueur totale du circuit d'essai : figure 54
- 6/ influence de la géométrie de la pompe : figure 55
- 7/ influence du temps de démarrage : figure 56

- courant d'excitation :

L'influence du courant d'excitation de l'embrayage sur les performances hydrauliques mesurées n'est pas facile à examiner à travers les figures 10.a et 11.a. Par contre, la comparaison des inerties sur les figures 49 et 50 peut démontrer le retard subi par le débit quand l'accélération sur la roue est légèrement augmentée. Des essais complémentaires de comparaison entre des mesures de pression pendant un démarrage rapide de pompe et une manipulation correspondant uniquement à un choc entre armatures de l'embrayage, sans rotation de la roue ni de l'arbre du moteur, ont montré que les oscillations qui apparaissent dans les signaux de pression à l'aspiration en début de démarrage sont inhérentes au choc de l'embrayage (voir figure 58).

En augmentant le courant d'excitation, comme dans le cas des essais 2 et 3, le choc de l'embrayage devient plus violent et les oscillations dans les signaux de pressions sont amplifiées. Dans l'essai 3, ces fluctuations dépassent même le maximum atteint par l'amplitude du signal moyen.

- vitesse de rotation finale :

Dans le cas de l'essai 6, la vitesse de rotation finale réduite à 1000 tr/min engendre un démarrage plus court ainsi qu'un retard plus important dans l'établissement du débit (figure 51). L'inertie du fluide qui s'en déduit est très faible par rapport à celle de l'essai de référence. Toutefois, cette inertie comporte 2 phases :

- une phase très courte de croissance
- une phase de décroissance beaucoup plus longue en durée

Une manière simple de chiffrer le retard de l'établissement du débit pendant le "transitoire" consiste à exprimer le rapport entre la valeur du débit à un instant donné et celle qui est obtenue en régime final. L'exemple ci-dessous permet de comparer l'essai 6 et l'essai de référence à l'instant de synchronisme de chacun des essais. On a :

Q_v (essai 6) = 12,5 % de sa valeur finale du régime établi.

Q_v (essai 1) = 26,8 % de sa valeur finale du régime établi.

Les pressions calculées gardent une allure en rapport avec cette inertie pendant le "transitoire" vu que les pertes de charge à l'aspiration et au refoulement sont faibles pour cette vitesse de rotation finale.

Les figures 63.a et 63.b résument le calcul des pressions à l'amont et à l'aval de la pompe. Ces pressions sont comparées à chaque fois avec les pressions obtenues expérimentalement (respectivement sans lissage et avec lissage).

- longueurs des conduites :

Les inerties du fluide relatives à l'essai 11 (circuit 2) et à l'essai 13 (circuit 3) sont proportionnelles aux longueurs des conduites d'aspiration et de refoulement employées.

Dans la configuration du circuit 2, la longueur totale du circuit est quasiment identique à celle du circuit 1 et l'inertie du fluide dans tout le circuit est la même que celle de l'essai de référence (figures 49 et 53). La hauteur fournie par la pompe reste toutefois différente pour ces 2 essais puisque les pertes de charge ne sont pas les mêmes, surtout au refoulement (utilisation de 3 coudes dans le cas du circuit 2). Les figures 44 et 45 montrent l'évolution des pressions à l'amont et à l'aval de la pompe pour 3 longueurs de conduites différentes. A part les surpressions (à l'aval) ou les dépressions (à l'amont) qui peuvent naître lors du "transitoire", l'augmentation ou la réduction des longueurs de conduites entraînent respectivement une avance ou un retard dans l'évolution des pressions.

- géométrie de la pompe :

L'influence de la géométrie de la pompe n'est pas très remarquable à travers les comparaisons des résultats expérimentaux des figures 10.a et 16. Les figures 49 et 55 mettent le point sur un retard du débit plus important dans le cas de la pompe (L) et l'inertie du fluide dans sa phase de décroissance dure plus longtemps, en comparaison avec l'essai de référence (pompe (G)). Ceci engendre nécessairement un retard dans les pressions relatives à la pompe (L).

- comparaison théorie-expérience :

La longueur de la colonne liquide mis en mouvement n'est pas connue avec précision. Hormis les longueurs de conduite, la contribution de la masse fluide mise en mouvement dans le réservoir est difficile à déterminer.

On peut observer sur les figures 59.a et 59.b, la différence qui existe entre les pressions calculées à partir du modèle en tenant compte uniquement des longueurs de conduite et les pressions réelles obtenues expérimentalement (cas de l'essai 1).

Les figures 60.a et 60.b représentent les mêmes résultats que les figures 59.a et 59.b excepté que les signaux expérimentaux ont été lissés afin d'obtenir une bonne clarté dans la comparaison entre théorie et expérience.

La différence entre la pression expérimentale lissée et la pression calculée à partir du modèle simple (modèle pseudo-stationnaire du circuit), à l'aspiration et au refoulement, est une fonction qui a la même allure que celle du taux de variation de débit $\left(\frac{dQ_v}{dt}\right)$. Ceci est montré sur les figures 61.a et 61.b, respectivement, pour l'entrée et la sortie de la pompe (toujours dans le cas de l'essai 1).

La charge totale peut être définie comme suit :

- à l'entrée de la pompe :

$$H_{te} = H_{to} - (L_{asp} + \alpha_{asp}) \cdot \frac{1}{gA} \cdot \frac{dQ_v}{dt} - \left(\frac{\lambda_{asp} \cdot L_{asp}}{2gDA^2} + \beta_{asp} \right) Q_v^2 \quad (4.26)$$

avec

L_{asp} : longueur géométrique de la conduite d'aspiration

α_{asp} : longueur équivalente à l'aspiration de la masse fluide mise en mouvement dans le réservoir.

λ_{asp} : coefficient de perte de charge linéaire à l'aspiration

β_{asp} : coefficient de perte de charge singulière au niveau de la sortie du réservoir

et où le dernier terme représente la perte de charge.

$$J_{asp} = K_{asp} \cdot Q_v^2 = \left(\frac{\lambda_{asp} \cdot L_{asp}}{2gDA^2} + \beta_{asp} \right) \cdot Q_v^2 \quad (4.27)$$

où K_{asp} : coefficient caractéristique de la perte de charge totale à l'aspiration calculé à partir des conditions finales en régime établi.

La considération d'un coefficient de perte de charge constant pendant tout le "transitoire" n'affecte pas beaucoup le calcul théorique contrairement à la négligence de la longueur équivalente α_{asp} . Pour cette raison, nous avons calculé le terme α_{asp} à partir de la courbe de différence (repère 3) sur la figure 61.a et le résultat représenté sur la figure 62.a donne une longueur équivalente moyenne égale à 1,2 m (pour l'essai 1).

- à la sortie de la pompe :

$$H_{ts} = H_{to} + (L_{ref} + \alpha_{ref}) \cdot \frac{1}{gA} \cdot \frac{dQ_v}{dt} + \left(\frac{\lambda_{ref} L_{ref}}{2 g DA^2} + \beta_{ref} \right) Q_v^2 \quad (4.28)$$

avec :

L_{ref} : longueur géométrique de la conduite au refoulement

α_{ref} : longueur équivalente au refoulement de la masse fluide mise en mouvement dans le réservoir.

λ_{ref} : coefficient de perte de charge linéaire au refoulement

β_{ref} : coefficient de perte de charge singulière au niveau de l'entrée du réservoir.

Le coefficient caractéristique de la perte de charge au refoulement K_{ref} est calculé à partir des conditions finales tel que :

$$J_{ref} = K_{ref} \cdot Q_v^2 = \left(\frac{\lambda_{ref} L_{ref}}{2 g DA^2} + \beta_{ref} \right) \cdot Q_v^2 \quad (4.29)$$

D'une façon similaire à la conduite d'aspiration, la longueur équivalente moyenne, α_{ref} , a été calculée à partir de la courbe 3 de la figure 61.b. Cette valeur calculée est représentée sur la figure 62.b et elle est égale à 5,52 m. A première vue, cette longueur paraît exorbitante si l'on rappelle que le diamètre du réservoir est de 1 mètre. En fait, le volume liquide que représente cette longueur n'est que de 69,5 l pour le diamètre de conduite de 4 cm, ce qui peut être représenté par un tronc de cône de hauteur 1 m et de 16,3 cm de diamètre de base (essai 1).

En réalité, le terme α n'est pas toujours constant et l'hypothèse d'un coefficient de perte de charge constant pendant le "transitoire" peut s'avérer fausse. Le même calcul de α dans le cas de l'essai 6 (figure 64 et 65) donne une valeur quasiment constante à l'aspiration (2,4 m) et une valeur variable en fonction du temps pour le refoulement.

L'allure de α_{ref} ressemble à une parabole, ce qui nous fait penser à une intervention beaucoup plus grande des pertes de charge au niveau de l'entrée du réservoir. Ceci, bien entendu, reste encore à l'étude. Les figures 65 et 66 représentent les mêmes courbes sur des échelles d'abscisses et d'ordonnées différentes.

Au terme de cette analyse où seulement une étude simplifiée du circuit a été traitée, il nous apparaît souhaitable de compléter la recherche par une étude des écoulements transitoires dans les organes passifs du circuit tels que, la vanne, le coude et l'entrée/sortie du réservoir.

Chapitre 5

Etude du fonctionnement transitoire de la pompe hors cavitation.

1. MODELISATION DU TRANSITOIRE DE DEMARRAGE RAPIDE D'UNE POMPE CENTRIFUGE

1.1 Introduction

Les équations de l'écoulement instationnaire (détaillées dans le chapitre 4) étant discrétisées, un circuit hydraulique de géométrie quelconque peut ainsi être modélisé (maillage). La hauteur et le débit instationnaire peuvent donc être calculés dans n'importe quelle section du circuit envisagé.



Les paragraphes suivants introduisent le calcul du "transitoire" dans la pompe et du couplage entre circuit et pompe.

1.2. Conditions de couplage entre la pompe et le circuit

Ces conditions sont les mêmes que pour un tronçon quelconque et s'expriment à partir de l'application des équations de l'écoulement instationnaire sur des caractéristiques de pente égale à $\pm a$.

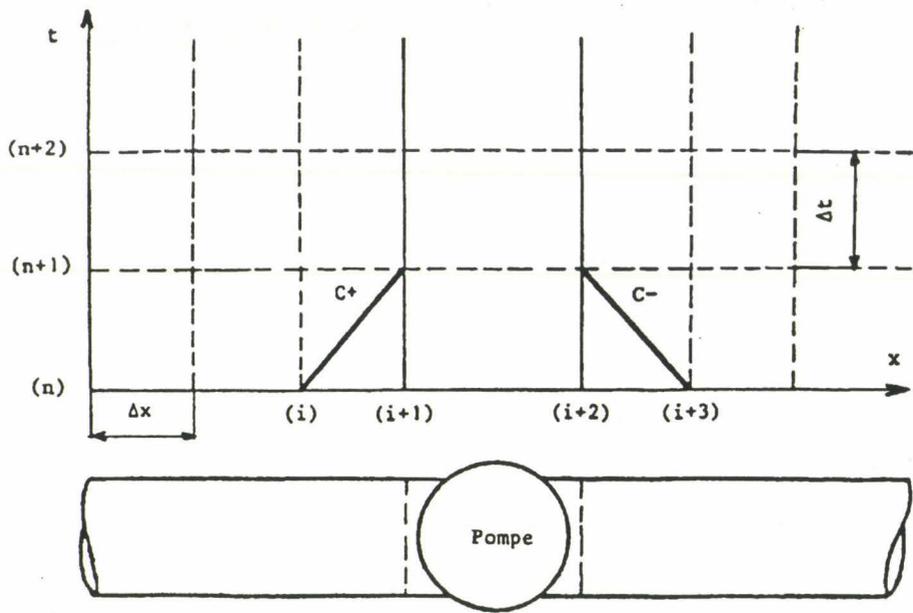


Schéma 19 : calcul à travers la pompe

Nous rappelons ainsi que :

- sur la caractéristique : $\frac{dx}{dt} = + a$

$$H_{i+1}^{n+1} = H_i^n - B (i) [Q_{vi+1}^{n+1} - Q_{vi}^n] - R (i) Q_{vi}^n |Q_{vi}^n| \quad (4.17)$$

- sur la caractéristique : $\frac{dx}{dt} = - a$

$$H_{i+2}^{n+1} = H_{i+3}^n + B (i+3) [Q_{vi+2}^{n+1} - Q_{vi+3}^n] + R (i+3) Q_{vi+3}^n |Q_{vi+3}^n| \quad (4.18)$$

1.3. Modélisation du "transitoire" de la pompe hors régime de cavitation.

1.3.1. Régime pseudo-stationnaire

Comme il a été noté au chapitre 1, la caractéristique de la pompe peut être assimilée à une équation du second degré. La hauteur totale d'élévation est donc égale à chaque instant :

$$H_{i+2}^{n+1} - H_{i+1}^{n+1} = a_1 Q_v^2 + b_1 n(t) Q_v + c_1 n(t)^2 \tag{5.1}$$

avec : a_1, b_1 et c_1 : coefficients constants

et $n(t) = \frac{N(t)}{N_o}$;

$N(t)$: vitesse de la roue de la pompe à l'instant t donné.

N_o : vitesse nominale de la pompe.

L'équation de continuité s'écrit évidemment à tout instant :

$$Q_v = Q_{v\ i+1}^{n+1} = Q_{v\ i+2}^{n+1} \tag{5.2}$$

1.3.2. Régime pseudo-stationnaire corrigé avec prise en compte de l'inertie de translation du fluide.

En négligeant la variation de volume du corps de la pompe, l'équation de continuité reste inchangée. L'équation de la caractéristique (5.1) doit cependant être modifiée pour tenir compte de l'inertie du fluide contenu dans la pompe. On peut admettre que l'inertie de mise en rotation intervient sous la forme d'un couple résistant supplémentaire dans l'expression de la dynamique du rotor. L'inertie de translation du fluide dans les canaux internes à la machine réduit la hauteur manométrique produite qui devient :

$$H_{i+2}^{n+1} - H_{i+1}^{n+1} = a_1 Q_v^2 + b_1 n(t) Q_v + c_1 n^2(t) - \int \frac{1}{gA} \frac{dQ_v}{dt} dx \tag{5.3}$$

où x est une abscisse mesurée le long des filets fluides entre l'entrée et la sortie de la pompe.

Soit, sous forme discrétisée :

$$H_{i+2}^{n+1} - H_{i+1}^{n+1} = a_1 Q_v^2 + b_1 n(t) Q_v + c_1 n^2(t) - \frac{1}{g} \frac{(Q_v^{n+1} - Q_v^n)}{\Delta t} \int \frac{dx}{A} \quad (5.4)$$

Ainsi, pour la modélisation du comportement de la pompe pendant le "transitoire", les 4 équations (5.1), (5.2), (5.3) et (5.4) permettent de déterminer les 4 inconnues : H_{i+2}^{n+1} , H_{i+1}^{n+1} , Q_{vi+2}^{n+1} et Q_{vi+1}^{n+1} .

La vitesse de rotation $n(t)$ de la pompe pendant le démarrage peut être supposée connue. Ceci nécessite évidemment l'utilisation de la vitesse de rotation acquise expérimentalement. Une généralisation de l'équation précédente a été utilisée par certains auteurs qui introduisent l'inverse d'une longueur équivalente déterminée expérimentalement à la place de $\int \frac{dx}{A}$. C'est le cas notamment de TSUKAMOTO ([9] et [10]) et LARREY ([11]).

Dans notre cas, la hauteur manométrique est calculée en utilisant soit la vitesse théorique dont le calcul est détaillé au chapitre 2, soit la vitesse de rotation expérimentale lissée.

1.4. Transitoire dans la pompe

1.4.1. Introduction

Nous proposons dans ce paragraphe un modèle instationnaire et unidimensionnel de l'écoulement entre l'entrée et la sortie de la pompe. Le but de cette étude consiste à mettre en évidence, de manière simple, l'influence de la géométrie de la pompe ainsi que ses performances nominales sur le "transitoire" de démarrage.

Nous supposons connues les évolutions de la vitesse de rotation et du débit en fonction du temps. Partant de ces hypothèses, nous chercherons à déterminer la hauteur fournie par la pompe.

1.4.2. Transitoire de pompe :

Les principales hypothèses adoptées sont :

- la considération d'un écoulement unidimensionnel dans un plan radial à l'axe de la machine.
- l'absence de prérotation et de cavitation
- l'incompressibilité du fluide
- la prise en compte d'une roue à nombre d'aubes infini.

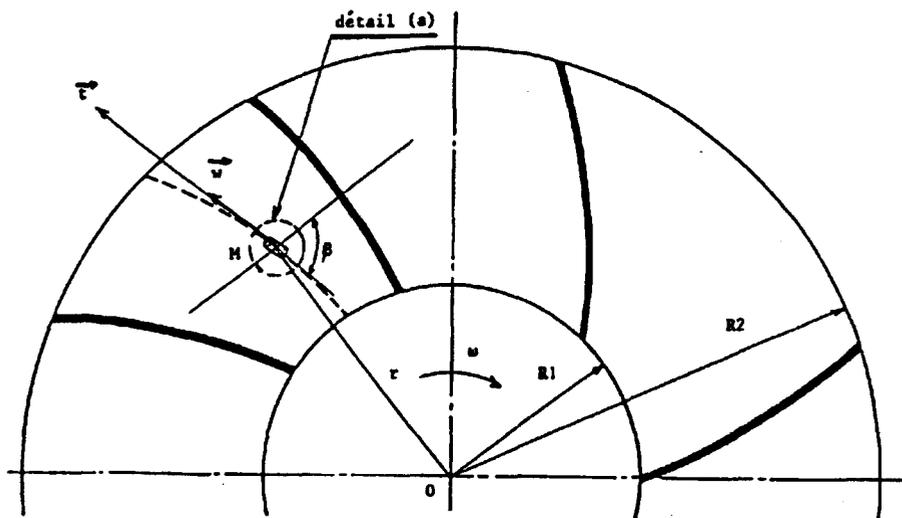


Schéma 20 : écoulement à l'intérieur de la roue

- ω : vitesse instantanée de rotation
- ds : élément de longueur sur la ligne de courant
(entre l'entrée et la sortie de la roue)
- dS : élément de surface
- $p(s)$: pression sur la face amont
- $p(s+ds)$: pression sur la face aval
- w : vitesse d'entraînement

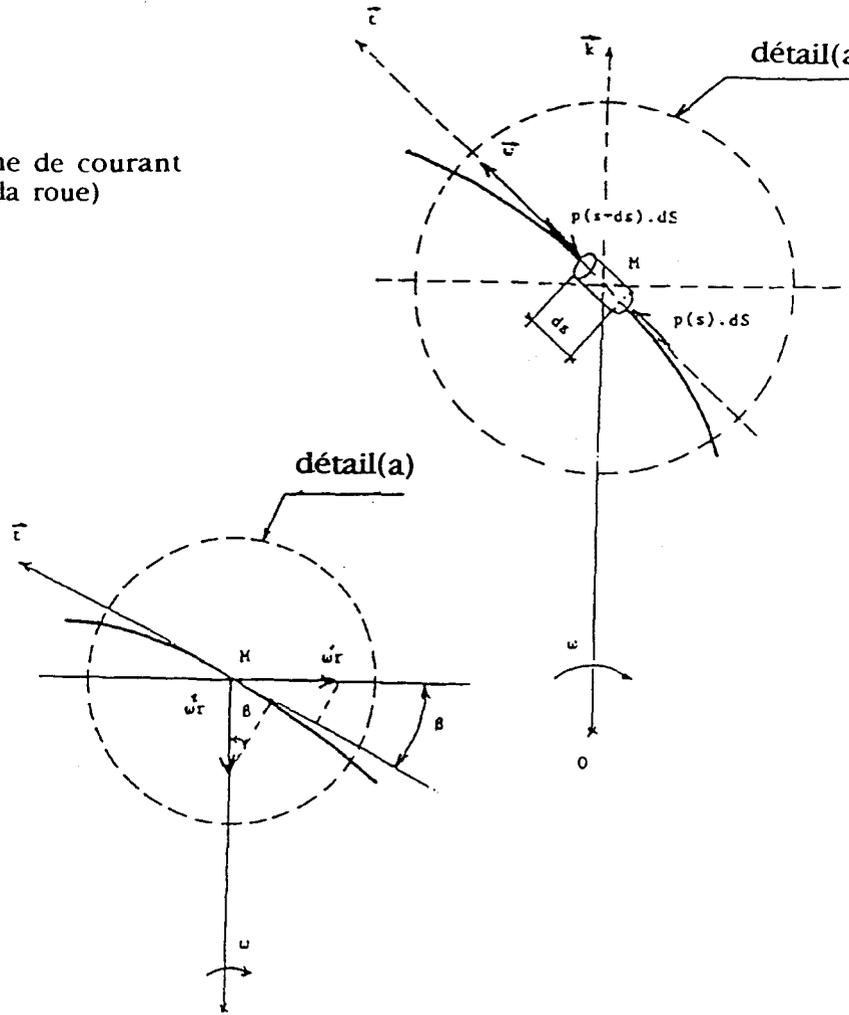


Schéma 21 : conditions d'équilibre d'une particule de fluide

Pour des axes relatifs en mouvement de rotation, on peut écrire l'équation de la dynamique appliquée sur un élément M, infiniment petit, de fluide en mouvement sur une ligne de courant entre l'entrée de la roue de rayon R_1 et la sortie de la roue de rayon R_2 .

$$dm \cdot (\vec{\gamma}_{\text{relatif}} + \vec{\gamma}_{\text{entraînement}} + \vec{\gamma}_{\text{coriolis}}) \cdot \vec{t} = [p(s) - p(s+ds)] \cdot dS \quad (5.5)$$

avec:
$$\vec{\gamma}_{\text{relatif}} \cdot \vec{t} = \frac{\partial w}{\partial t} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial s} \quad (5.6)$$

$$\vec{\gamma}_{\text{entraînement}} \cdot \vec{t} = -(\omega' r \cos \beta + \omega^2 r \sin \beta) \quad (5.7)$$

$$\vec{\gamma}_{\text{coriolis}} = 2 \cdot \vec{\omega} \wedge \vec{w} \quad (5.8)$$

et
$$\vec{\gamma}_{\text{coriolis}} \cdot \vec{t} = 0 \quad \text{puisque } \vec{\gamma}_{\text{coriolis}} \perp \vec{t}$$

$$dm = \rho ds dS \quad (5.9)$$

Soit

$$\rho ds \left[\frac{\partial w}{\partial t} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial s} - \frac{d\omega}{dt} r \cos \beta - \omega^2 r \sin \beta \right] + p(s+ds) - p(s) = 0 \quad (5.10)$$

En intégrant cette équation entre le rayon d'entrée R_1 et le rayon de sortie R_2 , en supposant le fluide incompressible ($\rho = \text{cte}$), on obtient :

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \int_{R_1}^{R_2} \frac{\partial w}{\partial t} ds + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \int_{R_1}^{R_2} \frac{d\omega}{dt} r \cos\beta ds = 0 \quad (5.11)$$

En faisant l'hypothèse que les lignes de courant dans l'espace relatif ont une forme de spirale logarithmique, on peut écrire :

$$ds = \frac{dr}{\sin \beta} \quad (5.12)$$

avec β constant entre l'entrée et la sortie de la roue.

Soit :

$$\begin{aligned} \int_{R_1}^{R_2} \omega' r \cos \beta ds &= \int_{R_1}^{R_2} \omega' r \cos \beta \frac{dr}{\sin \beta} = \int_{R_1}^{R_2} \omega' r \frac{dr}{\text{tg } \beta} \\ &= \frac{\omega'}{\text{tg } \beta} \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (5.13)$$

La vitesse relative peut s'écrire en fonction du débit volume de la façon suivante :

$$w = \frac{Q_v}{2 \pi r b \sin \beta} \quad (5.14)$$

Soit, si la largeur b est constante :

$$\frac{\partial w}{\partial t} = \frac{1}{2 \pi r b \sin \beta} \cdot \frac{dQ_v}{dt} \quad (5.15)$$

$$\begin{aligned} \text{et } \int_{R_1}^{R_2} \frac{\partial w}{\partial t} \cdot ds &= \frac{1}{2 \pi b \sin \beta} \cdot \frac{dQ_v}{dt} \int_{R_1}^{R_2} \frac{1}{r} ds \\ &= \frac{1}{2 \pi b \sin^2 \beta} \cdot \frac{dQ_v}{dt} \cdot \text{Ln} \left[\frac{R_2}{R_1} \right] \end{aligned} \quad (5.16)$$

avec $\text{Ln} [-]$: logarithmique népérien

Finalement on a :

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{\omega'}{\text{tg } \beta} \cdot \left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{2} \right) + \frac{\text{Ln} (R_2/R_1)}{2 \pi b \sin^2 \beta} \cdot \frac{dQ_v}{dt} = 0 \quad (5.17)$$

En supposant l'absence de prérotation à l'entrée de la roue, on peut écrire :

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - u_2 \cdot c_{u2} \quad (5.18)$$

avec c_{u2} : composante de la vitesse absolue \vec{c}_2 (à la sortie de la roue) suivant la droite de direction \vec{u}_2 (vitesse d'entraînement).

On a alors :

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - u_2 \cdot c_{u2} - \frac{\omega' (R_2^2 - R_1^2)}{2 \operatorname{tg} \beta} + \frac{\operatorname{Ln} \left[\frac{R_2}{R_1} \right] \cdot \frac{dQ_v}{dt}}{2 \pi b \sin^2 \beta} = 0 \quad (5.19)$$

Il faut noter que l'expression précédente ne tient pas compte des pertes de charge dans la roue et dans la volute ainsi que des inerties du fluide dans cette dernière. Ces termes sont intégrés dans les équations suivantes :

$$gH_{\text{roue}} = \left[\frac{p_2 - p_1}{\rho} \right] + \left[\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \quad (5.20)$$

$$gH_{\text{roue}} = u_2 c_{u2} + \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2 \operatorname{tg} \beta} \cdot \frac{d\omega}{dt} - \frac{\operatorname{Ln} \left[\frac{R_2}{R_1} \right]}{2 \pi b \sin^2 \beta} \cdot \frac{dQ_v}{dt} - J_{\text{roue}} \quad (5.21)$$

Si l'on étend ce résultat à l'ensemble de la machine, il vient :

$$gH_{\text{pompe}} = g H_{ps} + K_1 \cdot \frac{d\omega}{dt} - K_2 \frac{dQ_v}{dt} - A_{\text{volute}} \cdot \frac{dQ_v}{dt} \quad (5.22)$$

avec A_{volute} : inverse d'une longueur équivalente de fluide en mouvement dans la volute (m^{-1}).

$$gH_{ps} = u_2 c_{u2} - J_{\text{total}} \quad (5.23)$$

gH_{ps} : énergie massique pseudo-stationnaire.

$$K_1 = \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2 \operatorname{tg} \beta}$$

$$K_2 = \frac{\operatorname{Ln} \left(\frac{R_2}{R_1} \right)}{2 \pi b \sin^2 \beta}$$

$$\begin{aligned} \text{et } J_{\text{total}} &= \alpha \cdot Q_v^2 + (\beta + \gamma) \cdot Q_v^2 & (5.24) \\ &= J_{\text{volute}} + J_{\text{roue}} \end{aligned}$$

où J_{total} est la perte de charge totale dans la pompe fonction des coefficients α , β et γ caractérisant la perte de charge, respectivement, dans la volute et dans la roue.

2. ETUDE EXPERIMENTALE

2.1. Introduction

Dans ce paragraphe, nous présentons les différents résultats expérimentaux obtenus pendant la campagne de mesure relative à la pompe (G) dans le but de compléter l'analyse présentée dans le chapitre précédent.

L'objectif de cette étude concerne plus spécifiquement l'analyse du "transitoire" dans la pompe de façon à mettre en évidence la pertinence ou les limites du modèle pseudo-stationnaire qui sert généralement de référence dans les applications.

2.2. Résultats expérimentaux

2.2.1. Présentation générale des résultats

Les figures allant de 67 à 75 représentent les caractéristiques instationnaires de la pompe (G) ou (L) pendant la phase transitoire du démarrage rapide. Les différentes identifications des essais établis ainsi que les conditions propres à chaque essai sont données sur le tableau n° 6.

Sur chacune des figures établies citées ci-dessus, sont tracées :

- la caractéristique instationnaire déterminée en utilisant le débit indiqué par le débitmètre électromagnétique (symbole : $hq_{exp.unv}$).
- la caractéristique instationnaire déterminée en utilisant le débit calculé à partir de deux capteurs de pression à l'aspiration (symbole : $hq_{asp.unv}$).
- la caractéristique instationnaire déterminée en utilisant le débit calculé à partir de deux capteurs de pression placés au refoulement (symbole : $hq_{ref.unv}$).
- la caractéristique stationnaire correspondant à la vitesse finale de rotation (symbole : $hq_{th.unv}$).

La figure 67 relative à l'essai 1 sert de référence pour toute comparaison avec les autres essais. Les essais choisis pour cette comparaison visent à mettre en évidence les influences de :

- l'accélération (figures 68 et 75)
- la vitesse de rotation finale de la roue (figure 70)
- la géométrie de la pompe (figure 74)
- la longueur du circuit (figures 72 et 73)
- le débit final dans le circuit (figure 71)
- la pressurisation dans le réservoir (figures 69 et 73)

Dans toutes ces figures, la hauteur est exprimée en terme de pression totale :

$$p_t = p + \frac{1}{2} \rho c^2 + \rho g z, \text{ dont l'unité est le bar. Quant au débit, il est exprimé en m}^3/\text{h.}$$

2.2.2. Influence de l'accélération de la roue (figures 68 et 75)

L'accélération dans l'essai 3 est légèrement supérieure à celle de l'essai 1 (5 à 7 %) relativement au courant d'excitation de l'embrayage. Cette supériorité se traduit dans un diagramme (H, Q_v) par un léger retard dans l'établissement des caractéristiques instationnaires représentées sur la figure 68.

L'influence de l'accélération est davantage mise en évidence en comparant la figure 67 (démarrage rapide : essai 1) et la figure 75 (démarrage lent : essai 17). La distorsion des caractéristiques instationnaires par rapport à celles du régime pseudo-stationnaire (sur la figure 75) est minime. En effet, le démarrage lent est réalisé à partir du variateur du moteur électrique et la progression de la caractéristique instationnaire propre à chaque débit suit quasiment en moyenne la caractéristique stationnaire du circuit avec des oscillations proportionnelles au courant d'alimentation du moteur électrique.

Les caractéristiques instationnaires traduisent parfaitement les oscillations de torsion, accompagnant la mise en rotation de la ligne d'arbre, une fois que la vitesse de synchronisme a été atteinte, vérifiant ainsi, le rôle important joué par la cinématique de cette ligne dans la réponse instationnaire de la pompe.

Remarques :

1/ Il est normal de constater que certaines caractéristiques instationnaires n'atteignent pas le point de fonctionnement final en régime établi : à la fin de l'enregistrement des signaux (1,024 s), certains paramètres tels que le débit ou les pressions au refoulement n'ont pas encore atteint leurs valeurs de régime stationnaire.

2/ le retard remarqué sur l'évolution des débits mesurés avec le débitmètre électromagnétique (sur l'échelle temps, en début du démarrage) est traduit sur les diagrammes (H, Q_v) par un retard dans l'établissement des caractéristiques transitoires déterminées avec ces débits.

2.2.3 Influence de la vitesse de rotation finale (figure 70)

L'accélération du rotor dans l'essai 6 est plus grande que celle de l'essai 1 et la durée de démarrage de la pompe est plus courte. Cette différence se traduit par une pente dH/dQ_v plus grande, pendant l'accroissement de hauteur, avant la mise en mouvement du fluide dans l'essai 6. Durant la phase suivante, on observe une évolution des caractéristiques qui ressemblent à l'évolution temporelle de l'inertie du fluide (voir chapitre 4).

2.2.4. Influence de la géométrie de la pompe (figure 74)

Etant donné que l'inertie de la roue (L) est plus faible que celle de la roue (G), l'accélération dans l'essai 16 est plus élevée que celle de l'essai de référence. En conséquence, un retard très net est remarqué sur le comportement de la pompe (L) au cours du démarrage.

La hauteur maximale fournie par la pompe (G) au cours du "transitoire" est supérieure à celle de la pompe (L). Ceci est engendré surtout par l'inertie du fluide en mouvement dans tout le circuit.

2.2.5. Influence de la longueur du circuit (figure 72 et 73)

L'inertie du fluide joue un rôle prépondérant dans l'allure des caractéristiques instationnaires et son influence est plus nette sur la figure 72 où on observe :

- une pente dH/dQ_v plus faible par rapport à l'essai 1 (figure 67).
- une hauteur fournie au cours du "transitoire" moins élevée que celle constatée sur la figure 67.

2.2.6. Influence du débit final (figure 71)

L'accroissement de la hauteur s'effectue d'une manière monotone avec une pente dH/dQ_v constante et supérieure à celle qui a été constatée dans l'essai de référence. L'inertie du fluide intervient faiblement dans l'essai mis en évidence (essai 10). Ce qui suppose une distorsion faible des caractéristiques instationnaires par rapport à celles du régime pseudo-stationnaire (caractéristique du circuit).

2.2.7. Influence de la pressurisation dans le réservoir (figures 69 et 73).

En comparant les courbes des figures 67 et 69.a, on se rend compte que du point de vue hauteur nécessaire à la mise en mouvement du fluide ou du point de vue pente $\frac{dH}{dQ_v}$, les caractéristiques instationnaires de la pompe sont identiques au début de la phase de démarrage. Par contre, dans la phase ultérieure, on remarque que l'essai de référence est caractérisé par une progression lente de la hauteur et sa stabilisation progressive. Pour l'essai 4, on constate durant cette phase une chute brusque de la hauteur fournie et une stagnation du débit refoulé dont l'origine sera attribuée à la présence de cavitation (chapitre 6).

Sur la figure 69.b sont reproduites les courbes de la figure 69.a, sans lissage. Les fluctuations sur ce diagramme (H, Q_v) témoignent de l'ampleur des surpressions lors de la cavitation ainsi que la nécessité d'un lissage afin de rendre ce genre de courbe interprétable.

Les longueurs des conduites utilisées dans la configuration du circuit 3 ainsi que l'inertie du fluide mis en mouvement sont assez faibles pour que la pression minimale à l'entrée de la pompe atteigne la pression de vapeur saturante et déclenche la cavitation. Ceci est valable même sans pressurisation préalable du réservoir (figure 73).

2.2.8. Analyse des performances de la pompe sur les diagrammes (H, Q_v)

2.2.8.1. Transitoires circuit

Comme nous l'avons développé dans le chapitre 4, l'équation de Bernoulli généralisée à l'écoulement instationnaire s'écrit :

- à l'entrée de pompe :

$$H_{te} = H_{to} - J_{asp} - \frac{L_{asp}}{g.A} \cdot \frac{dQ_v}{dt}$$

avec H_{to} : charge dans le réservoir

J_{asp} : perte de charge totale à l'aspiration

L_{asp} : longueur totale équivalente à la conduite d'aspiration

- à la sortie de pompe :

$$H_{ts} = H_{to} + J_{ref} + \frac{L_{ref}}{g.A} \cdot \frac{dQ_v}{dt}$$

avec des définitions équivalentes pour la ligne de refoulement.

La hauteur instationnaire totale fournie par la pompe s'exprime donc par :

$$H_p = H_{ts} - H_{te}$$

c'est-à-dire :

$$H_p = (J_{asp} + J_{ref}) + (L_{asp} + L_{ref}) \cdot \frac{1}{g A} \cdot \frac{dQ_v}{dt} \quad (5.25)$$

soit encore, avec I représentant le terme proportionnel au taux de variation du débit :

$$H_p = J_{totale} + I_{totale}$$

En supposant que les pertes de charge sont connues et égales aux valeurs prises en régime stationnaire (pour un débit connu pendant le transitoire) et que les longueurs équivalentes à l'aspiration et au refoulement sont connues, on peut restituer la caractéristique instationnaire du circuit à partir des valeurs mesurées du débit.

Sur les figures 76 à 78 sont donnés 3 exemples de caractéristiques instationnaires relatifs

- à :
- l'essai 1 (figure 76)
 - l'essai 6 (figure 77)
 - l'essai 17 (figure 78)

Sur chacune de ces figures sont représentées les pertes de charge et les inerties totales dans le circuit à partir desquelles sont déterminées les caractéristiques instationnaires pendant le démarrage de la pompe.

Cette description de la trajectoire du point de fonctionnement de la pompe doit évidemment être complétée par une analyse des écoulements internes susceptibles de justifier les valeurs prises par $Q_v(t)$ et $\frac{dQ_v(t)}{dt}$, lors du démarrage décrit par $N(t)$.

2.2.8.2. Courbes iso-vitesses de rotation

Des caractéristiques expérimentales instationnaires de la pompe ont été établies, pour certains essais, dans le but d'analyser le comportement de la pompe et l'influence de certains paramètres à des vitesses de rotation connues.

Le tableau n° 10 montre les vitesses de rotation choisies et les valeurs correspondantes de débit et de hauteur pour les essais 1 et 17. Sur les figures 79 à 81, qui montrent respectivement les caractéristiques relatives aux essais 1, 16 et 17, on retrouve évidemment les mêmes allures que les caractéristiques données sur les figures 67, 74 et 75. Cependant, la connaissance des vitesses de rotation sur ces courbes introduit une clarté supplémentaire dans la comparaison entre les essais étudiés et dans l'analyse du comportement de la pompe.

N (tr/min)	essai 1		essai 17	
	Q (m ³ /h)	H (bar)	Q _v (m ³ /h)	H (bar)
100	0,049	0,056	0,438	- 0,017
200	0,168	0,091	0,577	0
300	0,208	0,130	0,874	0,021
500	0,420	0,232	2,253	0,110
700	0,730	0,376	5,367	0,256
800	0,863	0,439	6,536	0,329
900	1,068	0,534	7,510	0,445
1000	1,329	0,620	8,787	0,540
1200	1,849	0,820	10,936	0,805
1400	2,715	1,102	13,405	1,072
1600	3,457	1,389	15,843	1,396
1800	4,395	1,712	18,221	1,843
2000	5,491	2,123	20,763	2,336
2200	7,075	2,610	23,621	2,888
2400	8,469	3,146	26,258	3,578
2600	10,562	3,678	29,516	4,363
2700	25,694	3,971		
2750	28,316	3,975		
2800	28,944	4,147		

Tableau n° 10 : données expérimentales servant à établir les courbes iso-vitesses de rotation

2.2.8.3. Courbes iso-accélérations

Les caractéristiques instationnaires de la pompe (L) (essai 16) et (G) (essai 1) sont tracées sur la figure 82 pour les mêmes valeurs de l'accélération du rotor, pendant le démarrage rapide de chaque pompe. L'accélération dans chacun de ces essais comporte une phase croissante suivie d'une phase décroissante. Les points utilisés pour tracer ces caractéristiques correspondent à 11 valeurs différentes dans chacune de ces phases.

Le tableau n°11 résume ces valeurs dans le cas des essais 1 et 16.

A accélération égale, la pente dH/dQ_v de la pompe (L) est toujours supérieure à celle de la pompe (G). Cette observation est valable pour toutes les valeurs de l'accélération (faible ou grande).

De la même manière, la pompe (G) fournit une hauteur et un débit plus élevés.

Sachant que l'inertie de la pompe (G) est supérieure à celle de la pompe (L) et que ce facteur n'intervient pas dans cette comparaison (puisque cette dernière est faite pour les mêmes valeurs de l'accélération), c'est au tracé hydraulique de ces pompes qu'il faut attribuer les écarts relevés.

dN/dt	essai 1		essai 16	
	Q _v (m ³ /h)	H (bar)	Q _v (m ³ /h)	H (bar)
PHASE CROISSANTE DE L'ACCELERATION				
2000 ± 30	0,010	0,022	0,054	0,025
4000 ± 30	0,003	0,037	0,097	0,025
6000 ± 30	0,075	0,050	0,033	0,045
8000 ± 30	0,061	0,067	0,056	0,057
10000 ± 30	0,139	0,098	0,010	0,070
12000 ± 30	0,362	0,201	0,068	0,079
14000 ± 30	0,512	0,275	0,172	0,111
16000 ± 30	0,758	0,398	0,421	0,258
18000 ± 30	2,773	1,129	0,777	0,438
20000 ± 30	3,278	1,318	1,106	0,601
22000 ± 30	4,202	1,640	1,759	0,888
PHASE DECROISSANTE DE L'ACCELERATION				
22000 ± 30	8,619	3,213	7,637	3,450
20000 ± 30	9,402	3,461	7,909	3,491
18000 ± 30	9,988	3,575	8,127	3,531
16000 ± 30	10,305	3,643	8,347	3,562
14000 ± 30	10,746	3,690	8,582	3,594
12000 ± 30	11,170	3,726	8,794	3,620
10000 ± 30	11,543	3,758	9,056	3,643
8000 ± 30	12,000	3,789	9,425	3,665
6000 ± 30	12,458	3,826	9,708	3,683
4000 ± 30	13,023	3,860	9,949	3,700
2000 ± 30	13,662	3,908	10,226	3,724

Tableau n° 11 : données expérimentales servant à établir les courbes iso-accelérations

2.2.8.4. Comparaison entre transitoire mesuré et transitoire pseudo-stationnaire

- (1) : caractéristique stationnaire du circuit
- (2) : caractéristique stationnaire de la pompe à la vitesse de rotation finale
- (3) : caractéristique instationnaire du circuit
- (4) : caractéristique pseudo-stationnaire apparente de la pompe
- (5) : caractéristique stationnaire de la pompe à la vitesse $N(t_i)$

- Au point P : performance réelle de la pompe à l'instant t_i
- Au point B : hauteur délivrée par la pompe en régime pseudo-stationnaire à $N(t_i)$ et $Q_v(t_i)$
- Au point M : performance pseudo-stationnaire corrigée de la pompe à l'instant t_i
= : performance réelle de la pompe à l'instant t_m

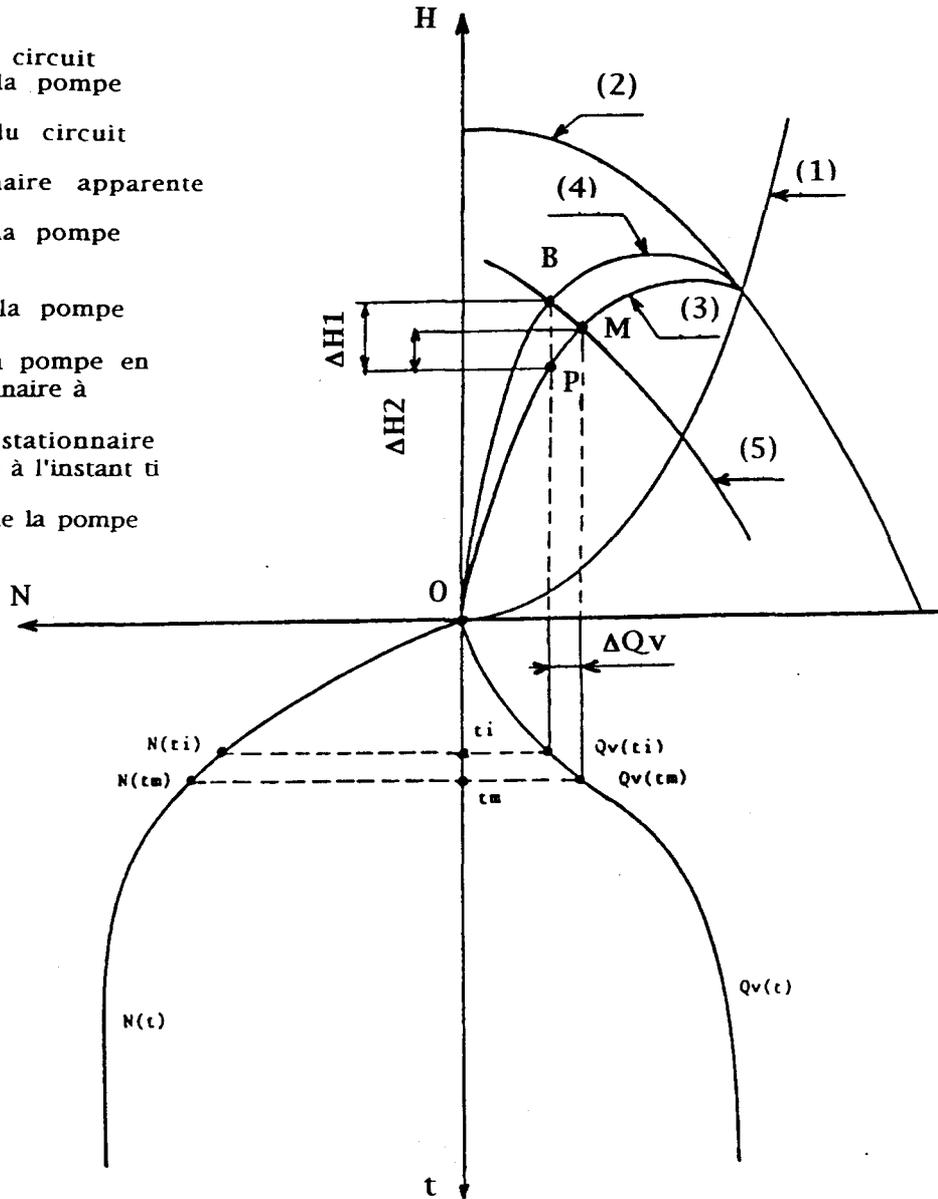


Schéma 22 : caractéristiques instationnaires et pseudo-stationnaires pendant un démarrage

On suppose $N(t)$ donné. La caractéristique pseudo-stationnaire correspondant à cette vitesse a comme équation :

$$H_{ps}(N) = a.N^2(t) + b.N(t).Q_v + c.Q_v^2$$

Si l'on se place dans le plan (H, Q_v) , au débit $Q_v(t)$, il est possible de comparer la caractéristique réelle du circuit à la caractéristique pseudo-stationnaire apparente du circuit qui n'est autre que le lieu des points $H_{ps}(Q_v)$. L'écart ΔH_1 entre les deux courbes (figure 83) témoigne de l'erreur commise si l'on suppose un fonctionnement en régime pseudo-stationnaire du système pompe-circuit. Il est utile de rapprocher cette quantité ΔH_1 des paramètres caractéristiques du "transitoire" : $\frac{dQ_v}{dt}$ et $\frac{d\omega}{dt}$.

Un moyen différent de faire cette comparaison qui respecte la caractéristique instationnaire du circuit est de rechercher le point d'intersection de la courbe $H_{ps}(Q_v)$ avec cette dernière. On obtient ainsi, un point de fonctionnement pseudo-stationnaire M (schéma 22), qui diffère du point transitoire vrai P par les écarts ΔH_2 et ΔQ_v , qui peuvent à leur tour être rapprochés des quantités $\frac{dQ_v}{dt}$ et $\frac{d\omega}{dt}$.

Afin de comprendre la signification des différences de hauteur et de débit, établies entre "transitoire" mesuré et "transitoire" pseudo-stationnaire, on se réfère à l'étude théorique. L'expression établie dans l'équation (5.22) est à rapprocher des courbes de différence de hauteur ΔH_2 des figures 84.a à 86.a. Ces différences sont proportionnelles à l'accélération de la roue $\frac{d\omega}{dt}$ et au taux de débit $\frac{dQ_v}{dt}$.

Sur les figures 87 et 88 sont représentées respectivement les termes $(K_1 \cdot \omega)/g$, $(K_2/g) \cdot (dQ_v/dt)$ et leur différence identifiée en hauteur exprimée en mètres. Comme il est noté ci-dessus, cette dernière exprime la différence entre l'écoulement instationnaire et un écoulement supposé pseudo-stationnaire. Si le terme d'accélération est important dès le démarrage de la pompe et s'estompe à l'approche de l'instant de synchronisme, le terme inertiel est plus tardif dans son évolution et peut durer plusieurs dixièmes de secondes après le synchronisme (voir pour cela les courbes d'accélération et d'inertie dans le cas de l'essai 6).

Sur les figures 89 et 90 sont représentés les rapports hauteur/vitesse de rotation au carré : $\frac{H}{\omega^2}$ et volume débité/position angulaire : $(\int Q_v \cdot dt) / \theta$ en fonction du temps. Ces termes ont été calculés dans le cadre de l'essai de référence (essai 1). Ils sont représentatifs des coefficients manométriques gH/u^2 et de débit Q_v/uR^2 et, par là, des composantes tangentielle et méridienne de la vitesse absolue en sortie de roue. Si le premier terme évolue dès le démarrage et décroît pour se stabiliser rapidement à la valeur finale du régime, le second évolue faiblement en début de démarrage puis croît lentement vers la valeur asymptotique sans cependant retrouver sa valeur finale au terme de l'enregistrement.

La représentation de H/ω^2 en fonction de $(\int Q_v \cdot dt) / \theta$ (figure 91) donne une courbe qui confirme par son allure les observations mentionnées ci-dessus. A savoir que le démarrage de la pompe s'effectue en 2 temps : un premier temps où la pompe fournit impulsionnellement une hauteur d'eau ([9] et [10]) alors qu'une très faible masse est débitée et ensuite un deuxième temps où la hauteur impulsionnelle s'estompe et se stabilise, quasiment, pendant que le débit croît constamment et retrouve sa valeur finale du régime établi. Il est utile de remarquer que si l'on avait affaire à un régime pseudo-stationnaire l'ensemble de la courbe se réduirait au seul point P_d .

On est conduit à supposer que, dans la première phase, le triangle des vitesses est très aplati en sortie de roue. Dans ce cas, l'énergie hydraulique importante communiquée à l'ensemble du fluide présent dans la roue donne un rapport extrêmement élevé si elle est rapportée au seul fluide qui traverse effectivement la roue. Le rapport, c_u/u , tend rapidement vers sa valeur asymptotique alors que c_m/u ne croît que progressivement de manière à former le triangle des vitesses stationnaires. D'où les schémas ci-dessous.

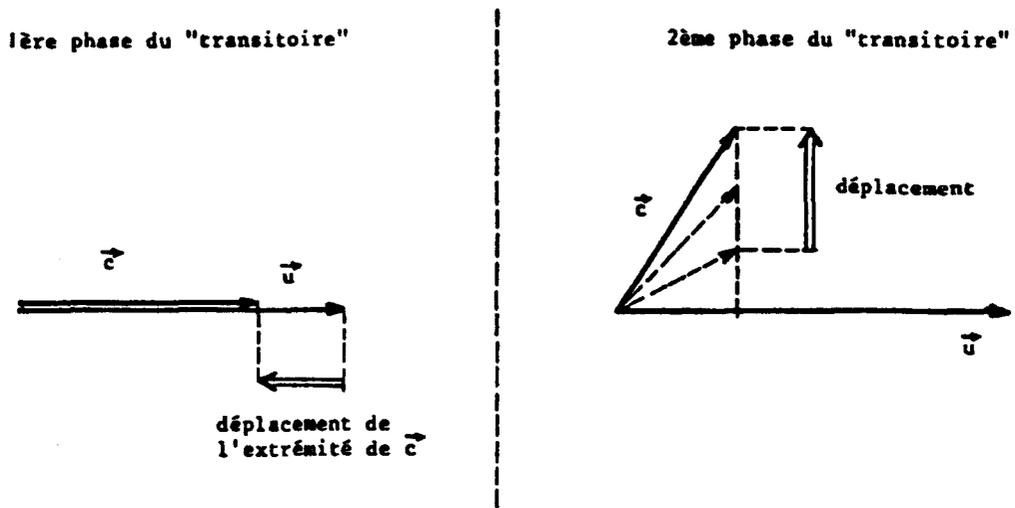


Schéma 23 : déformation du triangle de vitesses lors d'un démarrage

On aurait donc :

1/ une première phase où seule la hauteur évolue, le fluide dans la roue est supposé se mouvoir en un seul bloc avec cette dernière (un écoulement tourbillonnaire à l'intérieur de la volute et des recirculations en sortie de roue pourraient exister). La hauteur résultante dans cette première séquence étant fournie par :

- l'accroissement unitaire de l'énergie cinétique du liquide engendré par le changement de la vitesse absolue de c_1 en c_2 : c'est l'influence du terme $(c_2^2 - c_1^2)/2g$ dans l'équation (5.22).
- le terme $(u_2^2 - u_1^2)/2g$ qui exprime l'accroissement de l'énergie de pression produit par la force centrifuge.
- l'accélération du rotor qui joue un rôle prépondérant dès la mise en rotation du mobile : terme $K_1 \cdot \frac{d\omega}{dt}$

2/ une deuxième phase où l'influence des paramètres cités ci-dessus est complétée par l'intervention progressive :

- du terme $(w_1^2 - w_2^2)/2g$, correspondant à l'accroissement de l'énergie de pression suite à la réduction de la vitesse relative entre l'entrée et la sortie de la roue.

- de l'inertie du fluide $(\frac{K_2}{g} \cdot \frac{dQ_v}{dt})$, qui joue un rôle de plus en plus important avec l'accroissement du débit et dont l'importance peut se prolonger au delà de l'instant de synchronisme.

Le tracé de la courbe de puissance hydraulique (figure 92) montre un retard très net dans l'établissement de cette puissance. A la fin de la période d'enregistrement des signaux ($T_e = 1,024$ s), cette puissance n'atteint pas sa valeur connue du régime stationnaire.

3. CONCLUSION

L'étude présentée dans ce chapitre met en évidence le comportement instationnaire de la pompe (G) pendant le démarrage rapide. Nous avons ainsi pu amorcer l'analyse de l'écart entre fonctionnement supposé stationnaire et fonctionnement instationnaire réel.

Il est certain que les performances de la pompe conservent en partie leur aspect stationnaire pendant le démarrage rapide. Toutefois, elles sont plus ou moins (dépendance vis-à-vis de la sévérité de la manoeuvre instationnaire générée) influencées par l'accélération du rotor en un premier lieu et par l'inertie du fluide, dans le circuit et dans la pompe, en un second temps.

D. SIMONNOT ([15]), en se basant sur les travaux de M. CAMPMAS (non publiés), avait mis en garde les mécaniciens qui ne tiennent pas compte de ces 2 paramètres dans leur modélisation, des erreurs qui risquent d'être induites. Cependant, ses considérations de termes correctifs telle que la constante du temps utilisée pour corriger le débit ne relève d'aucune appréciation physique mais uniquement d'un point de vue expérimental. Ce qui est difficile à généraliser dans l'étude des différents cas de "transitoires" appliqués à des turbomachines, et encore moins, quand il s'agit d'élaborer des modèles instationnaires prédictifs.

Dans notre cas, les termes K_1 et K_2 qui figurent dans l'équation (5.22) sont exprimés en fonction de la géométrie de la roue de la pompe. Certes, beaucoup d'hypothèses simplificatrices ont été établies pour obtenir cette expression simplifiée. Cependant, l'équation (5.22) permet d'expliquer partiellement la différence entre "transitoire" pseudo-stationnaire et "transitoire" instationnaire vrai. Moyennant une quantification précise des différentes pertes de charge dans la roue et dans le corps de la pompe ainsi que des longueurs réelles contribuant dans l'inertie du fluide à l'intérieur de la pompe, il serait ainsi possible de restituer la hauteur instantanée fournie par celle-ci. Cette étude est en cours de prolongement .

Quelques résultats concernant l'arrêt de pompe (chapitre 3) sont obtenus lors d'un arrêt lent réalisé simplement par déconnexion du courant alimentant l'embrayage. Les conditions initiales, de l'essai relatif à l'arrêt, sont égales aux conditions finales du démarrage pendant l'essai de référence : $N_f = 2900$ tr/min et $Q_{vf} = 30$ m³/h. La confrontation de ces résultats avec ceux du démarrage nous permet de :

- prouver encore une fois, la nécessité de préférer un modèle instationnaire à un modèle quasi-stationnaire dès que la variation de vitesse de rotation est assez rapide.
- vérifier la limitation du débitmètre électromagnétique à faible débit. Ceci est vrai au tout début de la phase de démarrage et dans l'ultime période d'un "transitoire" d'arrêt.
- démontrer qu'à faible débit, la théorie simplifiée unidimensionnelle utilisée jusqu'à présent dans l'étude des turbomachines n'est plus applicable, ou du moins, ne rend pas compte de tous les phénomènes physiques réels.

Ce dernier point nous paraît intéressant à évoquer. Suivant la théorie simplifiée mentionnée ci-dessus (cf [2]), quand le débit est nul, on devrait pouvoir tracer entre la roue et le diffuseur, une surface S_2 (schéma 24) qui serait une surface de séparation nette entre un fluide au repos dans le diffuseur et un fluide entraîné par la rotation de la roue. En fait, même en régime stationnaire à débit résultant nul on a, à travers S_2 , des échanges de débit tantôt positifs et tantôt négatifs et dont la somme est nulle en moyenne. De plus, lors d'un démarrage rapide, un tourbillon libre pourrait être engendré par le brusque mouvement donné aux aubages.

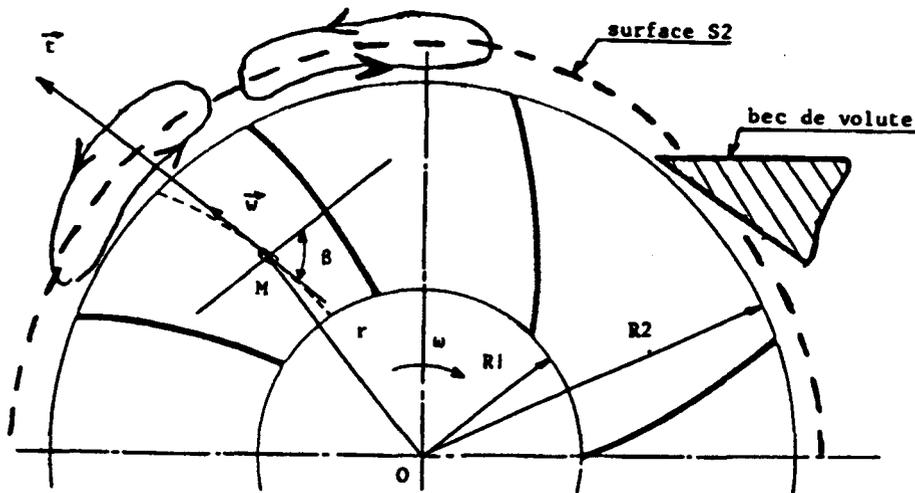


Schéma 24 : représentation hypothétique de l'écoulement à la sortie de la roue
lors de la phase de démarrage

En effet, quand une aile bidimensionnelle se met en mouvement de translation dans un fluide au repos (voir schéma 25), la circulation Γ doit s'adapter à la vitesse de l'aile de manière à respecter la condition de KUTTA (cf [3]). Cependant, la circulation autour d'une courbe C doit, selon le théorème de Kelvin, rester nulle. De ce fait, quand le mouvement de l'aile est instationnaire, un tourbillon libre de circulation $-\Gamma$ prend naissance. Ce tourbillon est souvent appelé tourbillon de démarrage.

A chaque fois que la vitesse de l'aile varie, un nouveau tourbillon de démarrage se développe. Ainsi, pendant un "transitoire" de démarrage ou d'arrêt de pompe et tant que l'accélération du mobile est non nulle, un tourbillon prend naissance à l'aval des aubages, c'est-à-dire, à la sortie de la roue dans la volute.

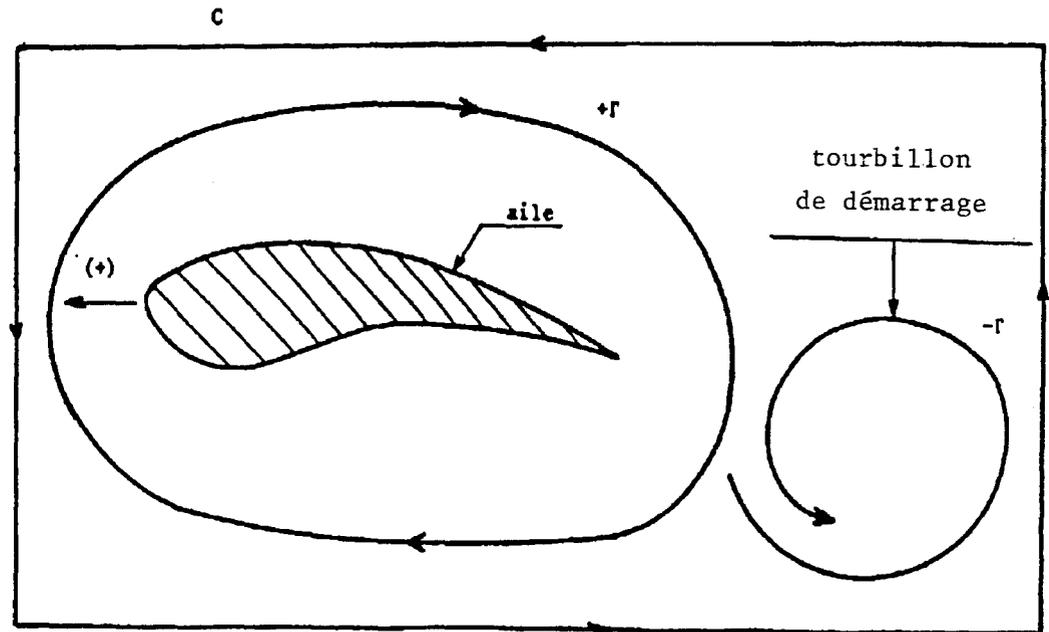


Schéma 25 : lâcher tourbillonnaire pendant un démarrage

Si l'existence de ce tourbillon instationnaire n'a pas été vérifiée par des moyens visuels sur les pompes testées, il nous semble toutefois réaliste de nous baser sur ce point de vue pour étendre la modélisation unidimensionnelle actuelle du "transitoire" de démarrage de pompe en modélisation bidimensionnelle.

Les pompes (G) et (L), sur lesquelles a été faite la majeure partie de cette étude, ne permettent pas la visualisation et la mesure à l'intérieur de la pompe. Pour ces raisons, la pompe (C) a été conçue et usinée (photo 3). En plus de la connaissance précise de la géométrie de la roue, du diffuseur et de la volute, nous avons privilégié lors de la conception de la pompe (C), l'accès à l'enregistrement de pression et de vitesse en différents points, et surtout, à la visualisation de l'écoulement (à oeil nu, à l'aide d'un stroboscope ou d'une caméra rapide).

Chapitre 6

Cavitation lors du démarrage rapide de la pompe.

1. INTRODUCTION

Au cours des essais de démarrage rapide sans pressurisation du réservoir (essai 4 : figure 12), nous avons constaté des augmentations brutales et de très courte durée de la pression en différents endroits du circuit d'aspiration et de refoulement. Ces "pics" de pression sont répétitifs, simultanés à l'amont et à l'aval de la pompe et ont une intensité décroissante au cours du temps. L'ensemble de ces phénomènes est caractéristique (cf [2]) d'une cavitation engendrée par la phase instationnaire de démarrage.

Dans ce chapitre nous formulons une modélisation simplifiée de la cavitation dont nous comparons les résultats avec les résultats expérimentaux.

2. LA CAVITATION EN REGIME STATIONNAIRE (cf [2] et [30])

Le phénomène de cavitation correspond à la vaporisation d'un liquide sous l'effet d'une chute de pression à température sensiblement constante (si l'on néglige les effets thermodynamiques liés au changement de phase). Dans ce cas, des cavités (ou poches) remplies principalement de vapeur se forment dans les zones à basse pression et se résorbent dans des régions à pression plus élevée (implosion).

La pression minimale du circuit (hors pompe) se situe en entrée de pompe (bride d'entrée ou ouïe d'aspiration de la pompe). Quant à la pression minimale de l'ensemble circuit-pompe, elle se trouve sur l'extrados des aubages au voisinage du bord d'attaque.

Si l'on assimile l'interface liquide-vapeur à un plan, la formation de poches de cavitation se produit quand $p_{\min} = p_{vs}$. Soit, si l'on introduit la pression d'entrée p_e de la pompe et la dépression dynamique Δp_s entre entrée et point de pression minimale :

$$p_e - \Delta p_s = p_{vs} \quad (6.1)$$

Il est classique d'introduire les notions de NPSH (ou charge nette absolue à l'aspiration) avec,

le NPSH disponible :

$$\text{NPSH}_d = \frac{P_o}{\rho g} + z_o - K_{asp} c_e^2 - \frac{P_{vs}}{\rho g} \quad (6.2)$$

et le NPSH requis

$$\text{NPSH}_r = \frac{c_e^2}{2g} + \frac{\Delta p_s}{\rho g} \quad (6.3)$$

avec :

P_o : pression sur la surface libre du liquide contenu dans le réservoir (circuit 1).

z_o : niveau du liquide dans le réservoir par rapport à l'axe de la conduite d'aspiration.

c_e : vitesse absolue à l'entrée de pompe.

K_{asp} : coefficient caractérisant les pertes de charge à l'aspiration

La condition de début de cavitation s'écrit alors :

$$\text{NPSH}_d = \text{NPSH}_r \quad (6.4)$$

Elle est favorisée par :

- une faible charge à l'aspiration
- un accroissement de la vitesse d'écoulement et une baisse de la pression : (Δp_s)
- une alimentation défectueuse de la roue et de brusques modifications de la direction de l'écoulement.

Les résultats théoriques et expérimentaux sur la cavitation ([2] et [30]) s'accordent sur la détermination des conditions de fonctionnement des pompes en régime cavitant et stationnaire ainsi que sur les moyens de s'en prémunir.

Parmi ces résultats, il est important de noter que la formation, la croissance et l'écrasement des poches (ou bulles) de cavitation, sont accompagnés de phénomènes dérivés d'ordre mécanique, acoustiques et thermodynamiques : l'implosion des poches se produit de manière impulsionnelle et engendre une violente augmentation de la pression. Ce qui se traduit par une excitation du liquide et de la structure à une haute fréquence (action propagative sous forme d'ondes de pression et de vitesse).

La chute locale de pression à l'entrée de la roue (voir schéma ci-dessous) est supposée proportionnelle au carré de la vitesse absolue et de la vitesse relative.

$$\Delta h_s = \frac{\Delta p_s}{\rho g} = \delta_{1s} \frac{c_e^2}{2g} + \delta_{2s} \frac{w_e^2}{2g} \quad (6.5)$$

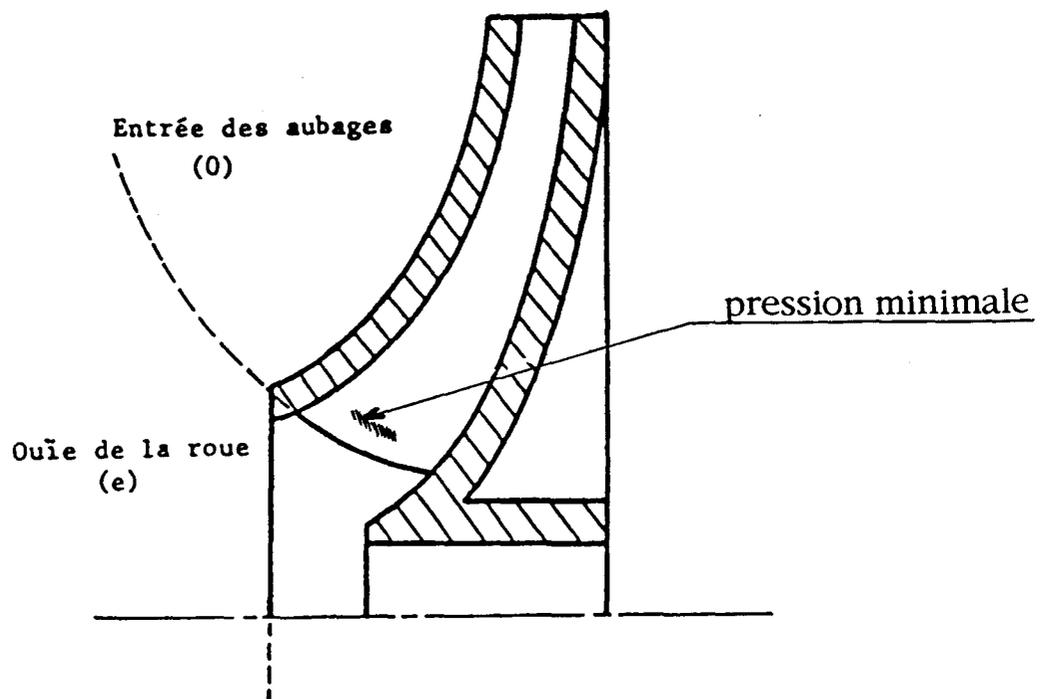


Schéma 26 : coupe méridienne schématisée d'une roue de pompe centrifuge

Cette chute de pression entre l'ouïe et l'entrée de la roue est causée principalement par :

- l'épaisseur des aubes à l'entrée de la roue qui entraînent un rétrécissement de la section d'écoulement et un changement d'incidence : ($\vec{c} \uparrow ; \vec{w} \uparrow$)
- la prérotation qui est d'autant plus importante que le point de fonctionnement est éloigné du régime nominal et que le lieu de plus basse pression se trouve à l'intérieur de la roue. Celle-ci intervient principalement sur l'incidence des filets fluide par rapport au bord d'attaque des aubages.

Les coefficients δ_{1S} et δ_{2S} sont donc fonctions du tracé et de l'épaisseur des aubes à l'entrée ainsi que de la répartition des vitesses le long de l'arête d'entrée des aubes de la roue.

Si la pression d'entrée et donc le $NPSH_d$ diminuent par rapport à la valeur du $NPSH_r$, formulée dans l'équation (6.3), la zone affectée par la cavitation s'étend et il se forme une poche de cavitation. Les performances de la machine ne sont affectées que si la poche atteint une extension suffisante pour que la portance des aubages soit réduite. Il est important de distinguer la pression d'apparition d'une poche de cavitation et la pression critique p_c . Cette dernière marque le début d'affectation de la caractéristique. Bien entendu, la cavitation se généralise lorsque la pression d'entrée tend vers p_{vs} et l'on obtient alors le désamorçage complet de la pompe.

3. CAVITATION DE LA POMPE LORS D'UN DEMARRAGE RAPIDE

Pendant un démarrage lent, le $NPSH_d$ décroît avec le développement de la perte de charge dans la conduite d'aspiration. Par contre, le $NPSH_r$ croît selon les relations (6.3) et (6.5) proportionnellement au carré du débit et de la vitesse relative. Compte tenu du régime, nous pouvons supposer l'écoulement pseudo-stationnaire. Les coefficients δ_{15} et δ_{25} gardent alors une valeur constante.

Lors d'un démarrage rapide, l'inertie du fluide joue un rôle prépondérant. Le $NPSH_d$ devient :

$$NPSH_d = \frac{P_o}{\rho g} + z_o - K_{asp} \cdot c_e^2 - \frac{P_{vs}}{\rho g} - \frac{L_{asp}}{gA} \cdot \frac{dQ_v}{dt} \quad (6.6)$$

où L_{asp} est la longueur de la colonne du fluide en mouvement à l'aspiration.

La vitesse débitante n'évolue plus en similitude avec la vitesse de rotation de la pompe. Il y a donc inadéquation des vitesses sur le bord d'attaque des aubes, ce qui modifie, en l'accroissant de manière importante, la dépression dynamique Δp_i . Il s'ensuit un relèvement de la courbe de $NPSH_r$, accentué encore par l'inertie du fluide (pointe de $NPSH_r$ au débit critique de recirculation). Si l'on admet qu'en outre, des résonances acoustiques de lignes peuvent engendrer des pulsations de pression accentuées lors du démarrage, il apparaît possible qu'une cavitation transitoire prenne naissance même si le point de fonctionnement stationnaire prévoit une marge suffisante.

Le schéma, tracé dans ce cas (schéma 27), montre que l'on risque alors d'avoir successivement :

- une phase (noté 1) hors cavitation lors des premiers instants de la mise en vitesse.
- la phase de cavitation (phase 2)
- la phase de résorption de la cavitation (phase 3).

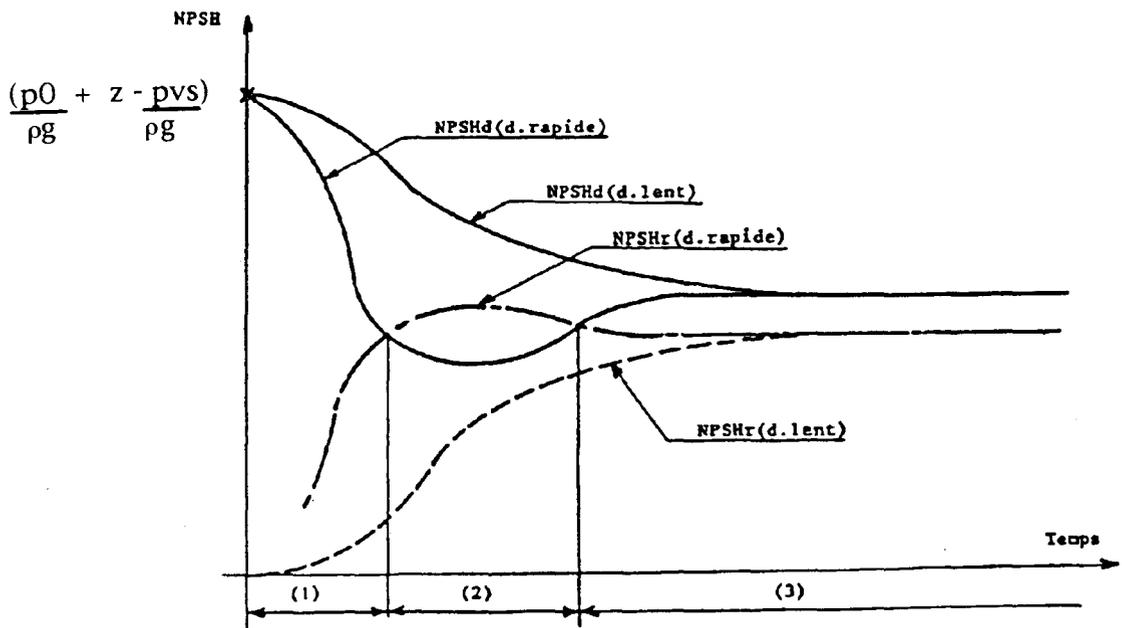


Schéma 27 : évolution du NPSH lors d'un démarrage lent et lors d'un démarrage rapide

4. MODELE SIMPLIFIE DE CAVITATION LORS DU DEMARRAGE RAPIDE

4.1. Seuil d'apparition de la cavitation

La pression au point de plus faible pression est égale à p_{vs} . Il lui correspond une valeur de $NPSH_r$ égale à :

$$NPSH_r = (1 + \delta_{1i}) \frac{c_e^2}{2g} + \delta_{2i} \frac{w_e^2}{2g} \quad (6.7)$$

Nous supposons δ_{1i} et δ_{2i} constants pendant toute la phase transitoire. Les valeurs adoptées arbitrairement pour ces constantes sont :

$$\delta_{1i} = \delta_{1s} = 1,25$$

$$\delta_{2i} = \delta_{2s} = 0,25$$

Dès que le seuil est franchi, il y a formation d'une poche de cavitation.

4.2. Pression d'entrée de la pompe

La pression dans la poche garde la valeur constante p_{vs} . La pression à l'entrée de la pompe est donc égale à :

$$h_e = \frac{p_e}{\rho g} = \frac{p_{vs}}{\rho g} + \frac{\Delta p'_i}{\rho g} \quad (6.8)$$

où $\Delta p'_i$ est la chute de pression instationnaire entre l'entrée de la roue et le lieu de début de formation de la poche.

Soit, en utilisant des symboles de discrétisation spatiale et temporelle identiques à ceux définis au chapitre 4 et 5 :

$$H^{n+1}(na+1) = H_e = \frac{p_{vs}}{\rho g} + \delta'_{1i} \frac{c_e^2}{2g} + \delta'_{2i} \frac{w_e^2}{2g} \quad (6.9)$$

où δ'_{1i} et δ'_{2i} sont de nouvelles constantes dépendant de la position de la poche de cavitation.

Cette expression est déterminée dès que l'on connaît la vitesse de rotation et le débit atteint à l'instant considéré. Bien entendu, une telle expression requiert une connaissance fine de l'écoulement sur les aubages. Dans une première approche, on s'est contenté de choisir une valeur $\Delta p'_i$ arbitraire et égale à Δp_i .

4.3. Débit instantané entrant dans la pompe (Q_{ve})

Il est calculé à partir de l'équation de BERNOULLI généralisée à l'instantané, appliquée à la conduite d'aspiration.

$$H^{n+1}(na+1) = H_o - J_{asp} \frac{1}{g} \frac{dQ_{ve}}{dt} \int \frac{dx}{A} \quad (6.10)$$

Cette équation peut de manière équivalente être remplacée par la relation caractéristique (4.13) appliquée au tronçon précédent la pompe. On remarque que ce type de modèle conduit à une détermination des conditions à l'aspiration indépendante des performances de la pompe. Ce qui est dans la logique de la "fracture" subie par le fluide à l'intérieur de la pompe.

4.4. Débit et pression de refoulement de la pompe (cf [30])

En régime cavitant avec présence d'une poche de cavitation, la relation (5.4) se trouve modifiée du fait de la réduction de la portance sur les aubages. Ainsi, on a :

$$H^{n+1} (na+2) - H^{n+1} (na+1) = \Sigma (t, V_v) \cdot [a Q_{vs}^2 + b.n (t). Q_{vs} + c. n^2 (t)] - \frac{1}{g} \cdot \frac{Q_{vs}^{n+1} - Q_{vs}^n}{\Delta t} \cdot \int \frac{dx}{A} \tag{6.11}$$

où

V_v est le volume de la poche de cavitation et Q_{vs} est le débit de refoulement.

$\Sigma (t, V_v)$ est un coefficient similaire par ses conséquences au coefficient de D. THOMA et applicable spécialement à la cavitation due au démarrage rapide d'une pompe centrifuge. Ce coefficient qui, en régime établi, lie la hauteur de la dépression dynamique (entre l'arête d'entrée de l'aube et l'endroit exposé à la cavitation) proportionnellement à la hauteur d'élévation, est utilisé dans ce modèle pour corréler les performances instantanées de la pompe et le volume de la poche de cavitation.

Ainsi, $\Sigma (t, V_v)$ est défini par :

$$\Sigma (t, V_v) = 1 - \frac{V_v}{V_{roue}} \tag{6.12}$$

où V_{roue} : le volume de la roue.

En appliquant la méthode des caractéristiques qui gouvernent l'écoulement dans le tronçon suivant immédiatement la pompe (ou l'équation de BERNOULLI généralisée au refoulement) et l'équation (6.11), on peut ainsi calculer le débit et la pression au refoulement. Il est à noter que l'évolution instantanée du volume de la poche à l'intérieur de la roue est conditionnée à la fois par :

- le comportement pseudo-stationnaire de la pompe (équation (6.11))
- la géométrie de la pompe et l'inertie de l'écoulement à l'intérieur de celle-ci
- le circuit.

A chaque instant de la phase instationnaire, nous avons donc :

$$\frac{dV_v}{dt} = Q_{vs} - Q_{ve} \quad (6.13)$$

Ceci suppose certaines simplifications des effets thermodynamiques pendant la vaporisation et la condensation : masse volumique de la vapeur inchangée, températures de la vapeur et du liquide constantes, etc...

4.5. Conséquences de la résorption de la poche de cavitation

Pendant la formation de la cavité, le débit de refoulement Q_{vs} devient supérieur au débit d'aspiration Q_{ve} . Et ceci, jusqu'à ce que le débit refoulé soit réduit par la baisse des performances de la pompe. Alors $Q_{vs} < Q_{ve}$ et la poche se réduit. A l'instant où la taille de la poche s'annule, on passe brusquement dans les conditions du régime hors cavitation ($Q_{ve} = Q_{vs}$). La différence d'énergie cinétique du fluide à l'aspiration et au refoulement se transforme en énergie potentielle et provoque une brusque augmentation de pression de part et d'autre de la pompe.

Si la formation de la poche est relativement lente (de durée $T = K \cdot \frac{L}{a}$ où $K > 2$), la compression de toute la masse fluide dans les conduites peut être approximée par l'équation suivante :

$$\Delta p_{\text{lent}} = \rho \cdot g \cdot \Delta H = \frac{\rho \cdot a \cdot \Delta Q_v}{A} \frac{1}{(K-1)} \quad (6.14)$$

où ΔQ_v est approchée par :

$$\frac{\Delta Q_v}{T} = \int (q_{vs} - q_{ve}) \cdot dt \quad (6.15)$$

avec $T = K \cdot \frac{L}{a}$

et L : longueur totale du circuit (aspiration et refoulement).

L'équation (6.14) est valable, par analogie avec une fermeture de vanne (cf [2]), dans le cas d'une formation de poche entraînant l'obturation partielle de la section d'entrée de la roue.

Nous adoptons une loi linéaire d'obturation sous la forme :

$$S(t) = S_o \left(1 - \frac{t}{T}\right)$$

où $S(t)$: section d'entrée de la roue à l'instant t

S_o : section d'entrée de la roue avant la formation de la poche

et T : durée de formation (ou de fermeture) de la poche.

La résorption de la poche s'effectue d'une manière quasi-instantanée. La surpression qui l'accompagne est identique à la fermeture instantanée d'une vanne équipant un circuit hydraulique similaire au banc DERAP.

Cette surpression, appelée souvent coup de bélier d'onde, est approchée comme suit :

$$\Delta p_{inst} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_{inst} = \frac{\rho \cdot a}{A} Q_{vo} \quad (6.16)$$

où Q_{vo} représente la différence entre les débits d'aspiration et de refoulement à un instant précédent la fermeture totale de la poche. Dans le cas d'une fermeture instantanée d'une vanne, Q_{vo} est égale au débit dans le circuit à un instant précédent immédiatement la manoeuvre sur celle-ci.

Par référence au schéma 28, l'application de la formulation (6.14) s'avère satisfaisante pour la détermination de la surpression générée suite à la formation de la poche de durée T_1 . Par contre, pour les durées T_2 et T_3 , c'est l'équation (6.16) qui est obligatoirement à utiliser.

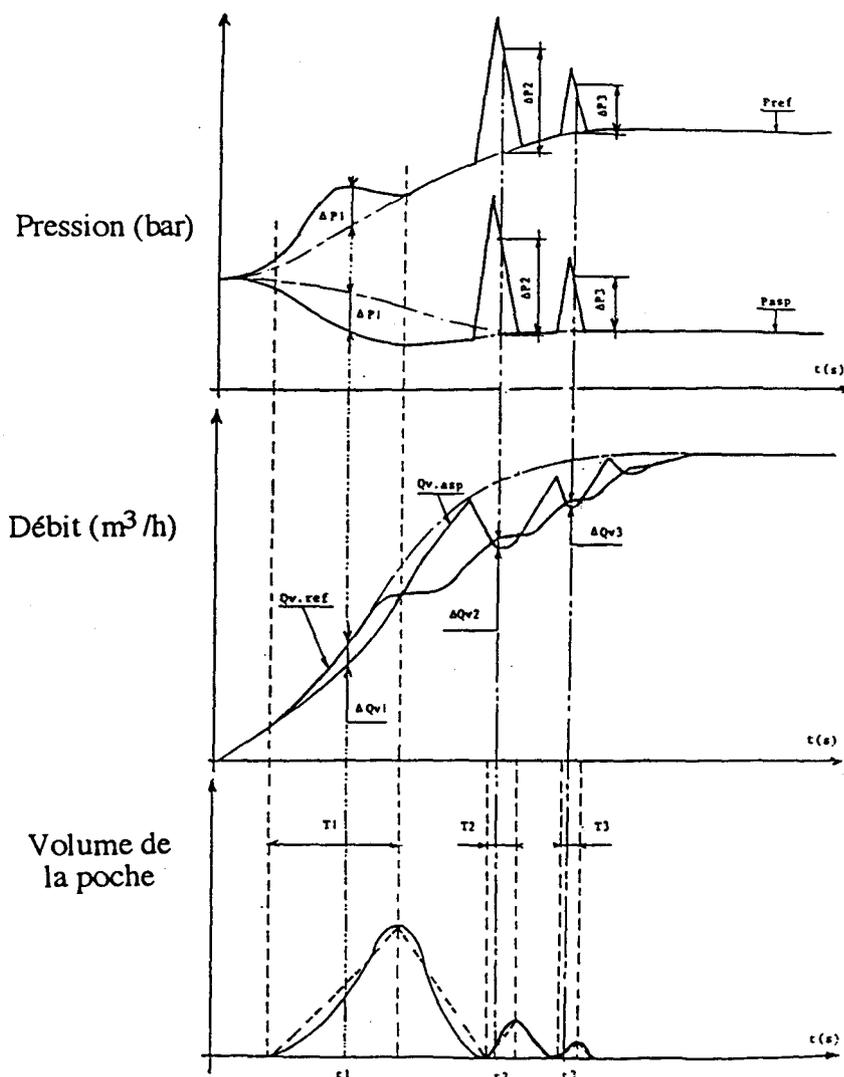


Schéma 28 : vue schématique des résultats de l'essai 4

Exemples :

Cas de l'essai 4 (voir schéma 28 et figure 12).

$L = 8 \text{ m}$

$a = 1250 \text{ m/s}$

$A = \frac{\pi}{4} = (0,04)^2 \text{ m}^2$

	Phase 1	Phase 2	Phase 3
T (s)	0,067	0,013	0,0067
$K = \frac{a T}{L}$	10	2	1
$\Delta Q_v \text{ (m}^3\text{/h)}$	2,3	1,4	0,45
$\Delta P_{\text{thé}} \text{ (bar)}$	0,706	3,870	1,240
$\Delta P_{\text{exp}} \text{ (bar)}$	0,710	3,850	1,400

Tableau n°12 : comparaison entre théorie et expérience

5. RESULTATS EXPERIMENTAUX ET COMPARAISON

THEORIE/EXPERIENCE

La figure 96 représente les résultats expérimentaux et théoriques relatifs au démarrage rapide pendant l'essai 4, la surface libre du réservoir étant à la pression atmosphérique.

Dans notre modélisation, le $NPSH_r$ est approximé par l'utilisation des 2 coefficients arbitraires : δ'_{1i} et δ'_{2i} . A l'entrée de la pompe, la pression p_e est tenue constante et égale à cette charge aussi longtemps qu'une poche de cavitation existe dans la roue (figure 96).

Pour les pompes centrifuges de faible vitesse spécifique ($N_{sf} < 90$), en régime établi, la chute des courbes hauteur-débit apparaît au stade initial de cavitation. La pompe (G) peut être cataloguée dans cette catégorie de pompe ($N_{sf} = 36$) et les courbes de hauteur fournie en fonction du $NPSH_d$ font apparaître un net point de décrochement. La figure 94 montre les courbes $H = f(NPSH_d)$, réalisées à une vitesse de rotation constante $N = (2950 \text{ tr/min})$ et à 2 débits différents (30 et $25 \text{ m}^3/\text{h}$).

L'évolution des débits instantanés sur la figure 93 confirme bien le processus décrit dans la modélisation ci-dessus :

- dans une première phase, la pompe fonctionne hors du régime cavitant et les deux débits sont égaux. On assiste à une décroissance de la pression d'entrée jusqu'à la valeur seuil de cavitation.
- le débit d'aspiration croît constamment mais pas assez vite au début et le débit de refoulement directement dépendant de la vitesse de rotation croît plus vite d'où formation de la poche. Le développement de la poche entraîne à son tour une limitation à la croissance du débit refoulé d'où rattrapage par le débit aspiré et résorption de la poche.

Au moment de l'annulation de celle-ci, on a fermeture brusque de la poche. Cet instant est marqué par une augmentation brutale et instantanée de la pression qui affecte aussi bien l'entrée que la sortie, suivi par une diminution de pression tout aussi rapide. Cette dernière précède une augmentation du débit de sortie et une diminution du débit d'entrée, donnant naissance à une nouvelle poche de cavitation de "puissance" plus faible que la première. On assiste donc à une pulsation qui se répète, avec une amplitude décroissante sous l'effet de l'augmentation des pertes de charge.

Une analyse faite en temps-fréquence (Annexe 1) sur les signaux de pression, révèle un comportement impulsionnel de la pression pendant la fermeture de la poche (similitude avec un choc). La figure 95 montre ces signatures temporelles qui représentent un comportement de marteau d'eau ([2]). Sur le diagramme (f,t), de la figure 95, on peut estimer quantitativement l'énergie libérée à la fermeture de chaque poche ainsi que la fréquence maximale excitée. Confirmant ainsi, les différentes observations citées dans [2] concernant la cavitation et son influence dans :

- l'excitation de la structure (modes vibratoires)
- le bruit aéro-hydro-acoustique.

La figure 95 montre, en effet, que seule la fermeture des deux premières poches sont génératrices d'énergie conséquente : la fermeture de la première poche entraîne une excitation des fréquences allant jusqu' à 200 Hz alors que la seconde n'excède guère les 100 Hz.

Cette corrélation fréquence-densité spectrale d'énergie ressemble par analogie aux essais de choc dans l'analyse modale, avec un marteau à tête en matériau dur et à tête en matériau mou. Dans ce rapprochement, c'est la qualité du matériau servant dans le choc qui est visé. Ceci, pour exprimer le caractère d'amortissement inhérent à l'augmentation du débit (et par conséquent des pertes de charge) dans la dissipation de l'énergie libérée par la fermeture des poches.

Les résultats de l'analyse en temps-fréquence et ceux développés ci-dessus confirment l'analogie avec le comportement de la pression en coups de béliet de masse ou en coups de béliet d'onde.

La comparaison des résultats expérimentaux et théoriques, représentés sur la figure 96, montre la justesse des hypothèses adoptées pour modéliser ce régime transitoire avec cavitation. Certes, la modélisation est relativement simplifiée et des approximations assez grossières ont été employées. Nous notons, cependant, une distorsion peu prononcée entre théorie et expérience.

Il faut rappeler que les débits déterminés par la mesure de pressions instantanées (figure 93) sont entachés d'erreurs puisque les courbes ne se recoupent pas exactement à la bonne ordonnée et que les valeurs asymptotiques diffèrent légèrement.

On remarque que la fréquence de répétition des pulsations de cavitation est plus faible que ne prévoit le modèle. Une des raisons qui peuvent être évoquées est que la résorption de la poche s'accompagne d'émission de bulles, ce qui réduit la célérité du son et conséquence dont le modèle ne tient pas compte.

La figure 100 représente, sur un diagramme (H, Q_v) , les caractéristiques théoriques et expérimentales de la pompe relatives à l'essai 4. Ces caractéristiques sont obtenues en utilisant soit le débit d'aspiration soit celui du refoulement sur l'axe d'abscisse. La différence entre théorie et expérience est remarquable sur ce type de représentation et elle provient essentiellement de l'adoption d'une loi pseudo-stationnaire dans l'expression de la hauteur de pompe (équation (6.11)).

6. INFLUENCE DE LA PRESSION DANS LE RESERVOIR

6.1. Visualisation de l'écoulement instationnaire avec cavitation :

Nous avons réalisé des démarrages rapides avec des conditions finales de fonctionnement (de la pompe et du circuit) semblables à celles de l'essai 1 pour différentes valeurs de pression de l'air comprimé à l'intérieur du réservoir. Des enregistrements vidéo de l'écoulement en différents endroits de la pompe (C) ont été effectués. Ces enregistrements ont été réalisés sur bande magnétique au moyen d'une caméra rapide capable d'acquérir 30 000 images/seconde.

Nos enregistrements ont en fait été réalisés avec une résolution de 1000 images/seconde, faute de lumière suffisante pendant les essais.

L'ensemencement de l'eau est obtenu par emploi de pollen.

Les principales conclusions de cette étude sont :

- la confirmation de la présence de la cavitation en poche
- la localisation du lieu de cavitation suivant le schéma ci-dessous :

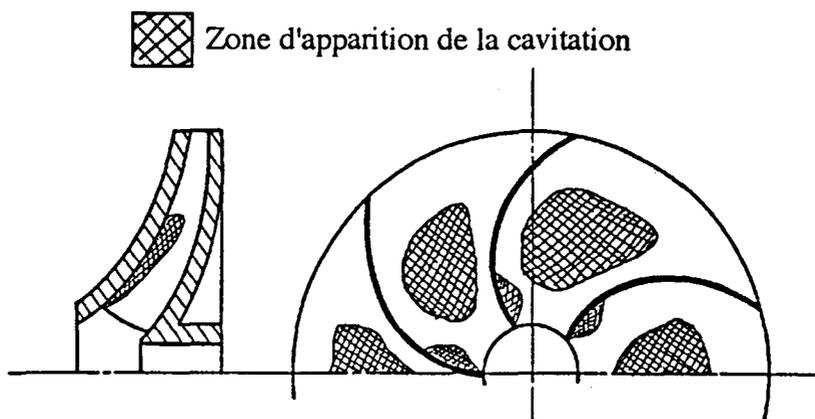


Schéma 29 : visualisation schématique de la poche de cavitation

- l'uniformité de répartition des poches à l'intérieur de la roue, dans les canaux inter-aubes.
- le prolongement de la cavitation après la phase de démarrage.

Il faut tout de même remarquer que les pompes (C) et (G) ne possèdent pas une géométrie d'aubage identique à l'entrée de la roue.

6.2. Influence de la pression dans le réservoir sur la cavitation pendant le démarrage rapide :

Les figures 97.a et 97.b représentent l'évolution temporelle de la pression et des débits, à l'aspiration et au refoulement, dans le cas de deux valeurs différentes de la pression dans le réservoir. Ces figures montrent que la diminution de la charge à l'entrée de la pompe s'accompagne :

- d'augmentation des valeurs maximales des surpressions
- d'avance des instants d'apparition de la cavitation et de diminution de la fréquence d'apparition des surpressions.
- d'avance dans les évolutions des pressions et des débits
- de changement de l'amplitude et de la fréquence des oscillations qui accompagnent le signal moyen des pressions après la phase de démarrage.

Il est à noter que les surpressions n'apparaissent pas dans l'expression de la différence entre les charges d'entrée et de sortie, c'est-à-dire, de la hauteur fournie par la pompe (figure 12), vu que celles-ci se déroulent au même instant à l'entrée et à la sortie de la pompe et qu'elles sont de même amplitude. De ce fait, une représentation sur un diagramme (H, Q_v) des caractéristiques de la machine peut apporter un complément d'informations. Sur les figures 98 et 99 sont représentées les caractéristiques de la pompe obtenues respectivement à partir du débit d'aspiration et du débit de refoulement, et ceci, dans le cas de 4 pressions différentes dans le réservoir.

Quand la charge à l'entrée de pompe diminue, nous observons une amplification dans la baisse des performances (hauteur et débit) de la pompe pendant la formation et le développement de la poche de cavitation.

Conclusion générale

Dans ce rapport, nous avons proposé une étude théorique et expérimentale du démarrage rapide de pompe. L'analyse des résultats expérimentaux et la mise en évidence de l'influence des paramètres intervenant au cours du "transitoire" ont été élaborées. Une modélisation simple mettant en valeur l'écoulement instationnaire et unidimensionnel, dans le circuit et dans la pompe, a été proposée.

L'écoulement dans le circuit a révélé l'importance de l'inertie du fluide en mouvement dans les conduites et dans le réservoir. Dans ce dernier cas, il est intéressant de prendre les dispositions expérimentales adéquates afin de déterminer plus précisément la masse de fluide en mouvement à l'intérieur du réservoir.

L'écoulement dans la pompe est plus complexe à examiner. La comparaison entre le régime pseudo-stationnaire et le régime instationnaire que nous avons établie permet de situer la limitation du premier régime pour étudier des écoulements très variables. La théorie de similitude est incontestablement inadaptée pour rendre compte des transitoires très rapides. Elle reste néanmoins une importante référence pour la qualification des performances instantanées des pompes centrifuges.

Le modèle unidimensionnel, que nous avons utilisé pour étudier l'écoulement dans la pompe et dans le circuit, permet d'obtenir des résultats qualitativement intéressants.

Il nous paraît réaliste toutefois de supposer l'existence de phénomènes tourbillonnaires, voire, des recirculations à l'entrée des aubages engendrés par l'accélération de la vitesse de rotation de la roue.

En effet l'étude de l'écoulement dans la pompe nous permet de constater que :

- le comportement de la pompe au cours du démarrage s'effectue en 2 phases successives au cours desquelles hauteur et débit évoluent séparément. Dans la première étape, la hauteur fournie par la pompe progresse de manière quasi-impulsionnelle alors que la pompe ne débite pas à cause de l'inertie du fluide dans les conduites. Dans un deuxième temps, la hauteur ne progresse plus tandis que le débit évolue jusqu'à retrouver sa valeur asymptotique.
- plus l'accélération de la roue est grande plus le débit tarde alors dans sa croissance. Au terme de la comparaison que nous avons entreprise, entre régime pseudo-stationnaire et instantané, il apparait plausible que les deux phases successives citées ci-dessus soient principalement inhérentes à l'accélération du rotor et à l'inertie de l'écoulement.

L'intégration de l'ensemble de ces phénomènes secondaires est envisageable moyennant l'introduction de termes correcteurs équivalents dans les équations de l'écoulement unidimensionnel.

Les essais de démarrage ont révélé l'importance de la pression à l'entrée de roue. L'inertie de l'écoulement jouant un rôle de premier plan dans la dépression à l'aspiration, les conditions de cavitation peuvent être atteintes à des instants donnés du "transitoire". On assiste alors à une "fracture" de l'écoulement dans les conduites et dans la pompe. La différence entre les débits à l'aspiration et au refoulement et les essais de visualisation prouvent l'existence d'une cavitation en poches de vapeur. La chute de la hauteur et de débit délivrés par la pompe est à chaque instant reliée au volume et à la localisation de la poche dans la roue.

Dans le modèle de cavitation actuel, nous avons eu recours à une expression pseudo-stationnaire de la hauteur instantanée fournie par la pompe. Cette hypothèse simplificatrice introduit une différence non négligeable entre résultats théoriques et résultats expérimentaux sur des plans (H , Q_v). Au terme de l'analyse développée au chapitre 5, il convient d'améliorer le modèle de cavitation en prenant en considération la modélisation instationnaire relative à l'écoulement dans la pompe.

Dans le cadre de cette étude, nous avons principalement analysé la composante moyenne des signaux instationnaires (signaux lissés). Ce qui s'avère suffisant pour la mise en évidence des paramètres tels que : l'inertie, les pertes de charge, etc.... Il est cependant important d'étudier les fluctuations accompagnant la composante moyenne par intérêt à des phénomènes qui sont soit très variables dans le temps soit de type pseudo-cycliques. Parmi ces phénomènes nous citons : les balourds et les effets d'inertie sur l'arbre de pompe, l'élasticité des conduites et des pièces mobiles, les phénomènes hydro-acoustiques, etc....

La méthode de Wigner-Ville est adéquate pour l'analyse de ce type de signaux sur des échelles couplées en temps et en fréquence. Certes, le traitement des résultats avec cette méthode est délicate et nécessite des essais expérimentaux complémentaires en régime stationnaire, elle reste néanmoins un moyen intéressant pour affiner l'analyse des signaux transitoires.

Nous jugeons utile de rappeler les différents points de cette étude qui nécessitent un complément d'analyse. Nous citons parmi ceux-ci :

- la précision dans la mesure du débit instationnaire. L'étude effectuée au chapitre 3 a permis de mettre en évidence ce problème qui incombe essentiellement au temps de réponse des débitmètres électromagnétiques et au principe même de fonctionnement de ce type d'instrument. En outre, la technique de mesure du débit à partir des enregistrements de pression, sans correction de phase entre les capteurs utilisés, n'est pas parfaite. Les imperfections de cette technique se sont révélées importantes dans les essais avec cavitation vu que la détermination (par exemple) de l'instant de fermeture de la poche repose sur la précision (sur l'échelle du temps et sur l'échelle de débit) de l'égalité entre le débit d'aspiration et le débit de refoulement.

- la mise en évidence des pertes de charge transitoires.

- la contribution du réservoir sur l'écoulement dans le circuit et dans la pompe. L'étude de l'écoulement dans le circuit et les différents essais effectués ont révélé un rôle actif joué par le mouvement du fluide dans le réservoir en plus de l'influence de la pression d'air comprimé sur la surface libre du liquide. L'importance du rôle joué par le réservoir est conditionnée à première vue par le point de fonctionnement pompe-circuit ainsi que par l'inertie du fluide dans l'installation.

- l'étude plus fine de l'écoulement dans la pompe et à travers des organes passifs du circuit tels que : une vanne, un coude, etc....

Bibliographie :

- [1] COMOLET R.
Mécanique expérimentale des fluides.
Tome : I - II et III. Edition Masson - 1982.

- [2] SEDILLE M.
Turbomachines hydrauliques et thermiques.
Tome II. Edition Masson. 1967

- [3] INGE L. RYHMING.
Dynamique des fluides.
Presses polytechniques et universitaires romandes . 1991.

- [4] BERGERON L.
Du coup de bélier en hydraulique au coup de foudre en électricité.
Edition DUNOD - 1950.

- [5] WYLIE E.B. ;STREETER V.L.
Fluid transients.
Mc Graw Hill inc - 1978.

- [6] YAEGER C.
Fluid transients in hydro-electric engineering practice.
Blackie & son. Limited. 1977.

- [7] GUYON E. ; HULIN J.P. ; PETIT L.
Hydrodynamique physique.
Inter Editions/Editions du CNRS. 1991.

- [8] LAZARKIEWICZ S. ; TROSKOLANSKI A.T.
Impeller Pumps.
Pergamon Press. 1965.

- [9] TSUKAMOTO H. ; OHASHI H.
Transient characteristics of a centrifugal pump during starting period.
Transactions of the ASME, pp 6-14, vol. 104, March 1982.
- [10] TSUKAMOTO H. ; MATSUNAGA S. ; YONEDA H. ; HATA S.,
Transient characteristics of a centrifugal pump during stopping period.
Transactions of the ASME, pp 392-399, vol 108, Déc 1986.
- [11] LARREY E. ; VERZAT S. ; DESCLAUX J.
Restitution du débit d'une pompe pendant sa phase de transitoire de démarrage.
Société Hydrotechnique de France, XXème journées de l'Hydraulique, Lyon 4-6
Avril 1989, pp. III.4.1.-III.4.8.
- [12] SAITO S.
The transient characteristics of a pump during start-up.
Bulletin of the JSME, pp 372-379, n° 201, vol. 104, March 1982.
- [13] DEVINANT P. ; BOUET T. ; MUDRY M.
Modélisation et analyse stationnaires et instationnaires bidimensionnelles de
l'écoulement dans des pompes radiales.
Société Hydrotechnique de France, XXèmes Journées de l'Hydraulique, Lyon 4-6
Avril 1989.
- [14] CALENDRAY M. ; LAURO M.
Calcul des transitoires dans les installations hydrauliques de production d'énergie.
La Houille Blanche, pp. 150-157, n°1/2, 1986.
- [15] SIMONNOT D.
Retard des turbines à réaction et des pompes dans leur comportement en régime
transitoire.
La Houille Blanche, pp. 160-167, n°1/2, 1986.
- [16] OHASHI H.
Analytical and experimental study of dynamic characteristics of turbopumps.
NASA, TN - D - 4298, April 1968.

- [17] FANG K.S
Axial thrust in vertical turbine pumps.
Agricultural Engineering, vol.46, N°3, March 1965, pp. 140-143.
- [18] MIYASHIRO H. ; TAKADA K.
Axial hydraulic thrust caused by pump starting.
ASME, Journal of Basic Engineering, vol 94, n°3, pp. 629-635, sept 1973.
- [19] DAIGO H. ; OHASHI H.
Experimental study on transient characteristics of a centrifugal pump during rapid acceleration of rotational speed.
Proceeding of the second international JSME Symposium, Fluid Machinery and Fluidics, Tokyo, vol.2, pp. 175-182, sept 1972.
- [20] DEL CARPIO H.A.
Das dynamische Verhalten von Kreiselpumpen niedriger spezifischer Drehzahl bei raschen Drehzahländerungen.
Thèse de l'Université de Stuttgart soutenue le 19 Mars 1990.
- [21] CAIGNAERT G. ; GHELICI N. ; STEVENAERT D. ; BARRAND J.P.,
Utilisation de l'intensimétrie du bruit hydraulique généré par une pompe centrifuge dans un circuit.
1er Congrès Français d'Acoustique, vol II, pp. 1185-1188,
Lyon 10-13 Avril 1990.
- [22] CHARLEY J. ; DOURNEAU D. ; GHELICI N.
Analyse du comportement fluide-structure lors du démarrage rapide d'une pompe centrifuge.
Xème Congrès Français de Mécanique, vol.1, pp. 261-264, Paris,
2-6 Septembre 1991.
- [23] BARRAND J.P. ; GHELICI N.
Rapport de synthèse.
Marché N° 89/CNES/3627. ENSAM de Lille, Laboratoire de Mécanique,
Mai 1990.

- [24] BARRAND J.P. ; DEPRIESTER J.P.
Analyse théorique et expérimentale du démarrage rapide d'une pompe avec ou sans cavitation.
Rapport 91ET025, ENSAM de Lille, Laboratoire de Mécanique.
- [25] BARRAND J.P. ; GHELICI N.
Lot n°4 : Rapport final.
Marché N° 90/CNES/3757, ENSAM de Lille, Laboratoire de Mécanique,
31 Août 1991.
- [26] GREINER Y. ; ABOUTAJDINE D.
Comparaison des représentations temps-fréquence de signaux présentant des discontinuités spectrales.
Traitement de signal, CETIM, SENLIS 1990.
- [27] FLANDRIN P. ; ESCUDIE B.
Principe et mise en oeuvre de l'analyse temps-fréquence par transformation de Wigner-Ville.
Traitement du signal, Vol n°2 (2), pp. 143-151.
- [28] IMBERT J.F.
Analyse des structures par éléments finis.
CAPADEUS EDITION.
- [29] EWINS D.J.
Modal testing, Theory and Practice.
- [30] TROSKOLANSKI A.T.
Les turbopompes : Théorie, tracé et construction.
Edition EYROLLES. 1977.
- [31] MARGOLIS D.L. ; BROWN F.T.
Measurements of the propagation of long-wavelength disturbances through turbulence in tubes.
ASME, Journal of Fluids Engineering, March 1976, pp. 70-75.

[32] OUAKED R.

Etudes des phénomènes propagatifs en conduite dans un circuit hydraulique :
intensité hydro-acoustique.

Thèse de doctorat, Université des Sciences et Techniques de Lille Flandres Artois,
7 Juillet 1989.

Annexe 1

Analyse en temps-fréquence des résultats de démarrage

1. INTRODUCTION

La complexité des signaux temporels instationnaires mesurés pendant le démarrage ne permet pas de les analyser avec des méthodes classiques telles que l'analyse spectrale. Par contre le couplage temps-fréquence permet d'associer aux signaux étudiés, des évènements (corrélés physiquement) caractérisés par leur date d'apparition ou de naissance, leurs fréquences prépondérantes, leur date d'évanescence ou de disparition et d'éventuelles résonances entre ses signatures. Deux types de méthodes permettent de représenter l'énergie d'un signal dans le plan temps-fréquence :

- les méthodes paramétriques reposant sur une modélisation préalable du signal.

- les méthodes non paramétriques.

Seules la deuxième approche est abordée avec la transformée TFCT (Transformée de Fourier à Court Terme) et la TPWV (Transformée Pseudo Wigner-Ville).

2. DESCRIPTION THEORIQUE DES REPRESENTATIONS TEMPS-FREQUENCE RETENUES (cf [27]).

2.1. La TFCT :

Son origine est basée sur la transformée de Fourier. Son principe consiste à :

- découper le signal en tranches successives se recouvrant partiellement, obtenues par filtrage suivant une fenêtre temporelle glissante.
- appliquer la transformée de Fourier sur cette tranche de signal considérée comme stationnaire.

Sa formulation s'écrit :

$$S(t,f) = \left| \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \cdot h(\tau-t) \cdot e^{-j2\pi f\tau} \cdot d\tau \right| \quad (\text{A.1})$$

x : signal analysé

h : fenêtre d'analyse

L'inconvénient majeur de cette méthode réside dans une approche grossière de la représentation temps-fréquence, liée au compromis d'une résolution temporelle-fréquentielle.

2.2. La TPWV :

Son origine est basée sur la transformée de Wigner-Ville dont la formulation s'écrit :

$$W_x(t,f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) \cdot e^{-j2\pi f\tau} \cdot d\tau \quad (\text{A.2})$$

L'intérêt de la transformée de Wigner-Ville réside dans une double répartition de la distribution d'énergie :

- répartition temporelle de la densité spectrale d'énergie :

$$\Gamma_x(f) = \left| \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \cdot e^{-j2\pi f\tau} \cdot d\tau \right| \quad (\text{A.3})$$

d'où

$$\Gamma_x^2(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} W_x(t,f) \cdot dt \quad (\text{A.4})$$

- répartition spectrale de la puissance instantanée

$$p(t) = x^2(t) \quad (\text{A.5})$$

$$\text{Soit } p(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} W_x(t,f) \cdot df \quad (\text{A.6})$$

Un autre intérêt de cette transformée est sa bilinéarité qui permet de mettre en évidence les structures temporelle, fréquentielle et conjointe d'un signal transitoire. Par contre, cette bilinéarité introduit des interférences entre ces signatures, qui se caractérisent par des énergies négatives qui n'ont aucune signification physique. Mais, un lissage découplé, suivant le temps et les fréquences, permet d'atténuer ces interférences. C'est ainsi que se définit la TPWV dont la formulation s'écrit :

$$\text{TPWV}_x(t,f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} W_x(u,n) \cdot g(u-t) \cdot H(n-f) \, du \, dn \quad (\text{A.7})$$

$$h(\tau) \begin{array}{c} \xrightarrow{\text{TF}} \\ \xleftarrow{\text{TF-1}} \end{array} H(f)$$

La fenêtre h contrôle la résolution fréquentielle et la fenêtre g contrôle la résolution temporelle. Ce lissage s'accompagne d'une perte d'informations mais fournit une représentation plus interprétable en réduisant les interférences. D'ailleurs, lorsque le lissage en temps et en fréquence est couplé, la TPWV devient égale à la TFCT.

3. ETUDE EXPERIMENTALE

Ces méthodes d'analyse ont été utilisées sur les signaux de :

- pression à l'entrée de pompe (aspiration)
- pression à la sortie de pompe (refoulement)
- position angulaire délivrée par un capteur de proximité
- accélération de paroi en différentes sections des conduites d'aspiration et de refoulement.

3.1. Signal de position angulaire de l'arbre de pompe :

L'étude du signal de position angulaire, représenté sur la figure A1.1, a permis l'observation d'une modulation en fréquence. Cette dernière traduit la montée en vitesse de l'arbre de pompe, de la fréquence (de rotation) nulle à la fréquence finale : c'est une évolution conjointe en temps et en fréquence d'un signal type mis en évidence par la représentation de Wigner-Ville.

Cette analyse a révélé l'importance de la corrélation entre cinématique de la ligne d'arbre et pressions et accélérations dans les conduites.

3.2. Signaux de pression instationnaire

Les distributions temps-fréquence des signaux de pression sur le capteur C3.asp (figure A1.2) et sur le capteur C4.ref au refoulement (figure A1.3) ont révélé l'importance de deux dates :

- date de mise en rotation : caractérisée par une première impulsion due au choc de l'embrayage et/ou à la création d'un phénomène d'ondes engendré par la mise en rotation brusque de la roue.
- date à laquelle la pression d'aspiration atteint un minimum : elle se distingue par une deuxième impulsion identifiée au début du synchronisme, instant à partir duquel il y a un changement d'état de liaison entre les composants de la ligne d'arbre (moteur, embrayage, pompe). Cette impulsion n'existe pas dans le cas d'un démarrage lent de la pompe (figure A1.6).

Entre ces deux instants s'établit au refoulement une signature conjointe, en temps et en fréquence, qui semble corrélée avec la modulation de vitesse de la pompe.

Ces traitements ont montré qu'à partir de la deuxième date, s'installent des signatures conjointes qui tendent progressivement vers des signatures fréquentielles. Pour des vitesses de pompe inférieures en fin de démarrage, les mêmes événements se produisent et la durée séparant les deux dates diminue. Fait qui concorde avec la caractéristique du couple du moteur en fonction de sa vitesse de rotation.

Les fréquences observées sont : 54 Hz, 94 Hz, 135 Hz et 190 Hz.

Pour identifier les phénomènes caractérisés par ces signatures fréquentielles, nous avons mis au point le plan d'étude joint.

L'analyse de ces fréquences a été effectuée à partir d'une étude à régime établi. Ceci est justifié par la présence de ces signatures dans la phase stationnaire.

3.2.1. Méthode comparative (régime instationnaire)

Un exemple d'application sur un signal de pression à l'aspiration côté pompe est proposé. Une comparaison, sur l'échelle temps-fréquence entre cette pression (figure A1.2) et les signaux mesurés au même endroit (figure A1.4, A1.5, A1.6 et A1.7), a été effectuée. Cette comparaison permet la recherche de l'influence des paramètres tels que : la vitesse de rotation finale de la pompe, la vibration de la structure, la durée du démarrage et les efforts et les torsions générés pour l'embrayage.

3.2.2. Analyse synchrone (régime stationnaire)

Les courbes de la figure A1.9 correspondent à 50 transformées de Fourier successives de la pression à l'entrée de pompe. Les spectres synchrones ont été établis avec une référence angulaire identique de la position de la roue, lors du déclenchement de l'acquisition.

Cette analyse permet d'identifier les raies (signatures fréquentielles) harmoniques à la vitesse de rotation et de les distinguer des raies correspondant aux fluctuations n'évoluant pas en phase avec la rotation de la roue.

Cette analyse a révélé l'existence des modes hydrauliques suivant : 54 Hz, 135 Hz, 180 Hz.

3.2.3. Analyse modale : figure A1.8

L'analyse effectuée en régime établi a permis d'identifier les modes de la conduite d'aspiration correspondent à 78 Hz et 200 Hz.

4. CONCLUSION

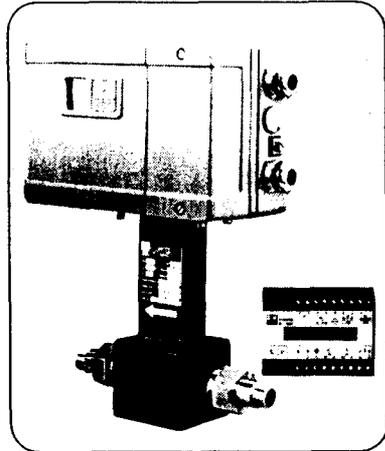
Les analyses précédentes ont permis de conclure que les fréquences de 54 Hz, 135 Hz et (180-190) Hz sont des fréquences caractéristiques des modes de circuit d'aspiration. La fréquence 94 Hz étant une harmonique de la fréquence de rotation.

Annexe 2.A : DEBITMETRE (E.H) TYPE SPEEDMAG

SPEEDMAG

Débitmètre électromagnétique

Information technique



Description

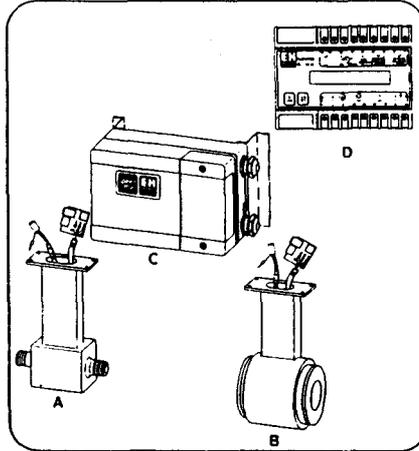
Un grand nombre d'échantillons de valeurs mesurées et de ce fait une résolution élevée sont les conditions nécessaires à la mesure du comportement dynamique d'un fluide dans une conduite, comme par ex. le dosage de petits volumes ou les régulateurs à actions rapides.

Ces conditions sont largement remplies par le SPEEDMAG qui permet une fréquence d'échantillonnage de la mesure de 240 Hz, inégale jusqu'à ce jour dans le monde des débitmètres électromagnétiques.

Pour équiper un dispositif de conditionnement ou de dosage, il convient de choisir l'option "Bachting". La dose est programmée par action sur les 2 touches de programmation, aucune conversion des impulsions n'étant plus nécessaire ; on peut directement choisir des unités volumiques (cm³, dm³, gallons US). Deux contacts auxiliaires sont disponibles pour le pilotage d'une vanne et pour la commande externe du cycle. Un compteur à présélection n'étant plus nécessaire à ce stade.

La très grande performance du dialogue contribue à l'efficacité intrinsèque du point de mesure ; ceci-ci pourra être effectué manuellement ou automatiquement par le biais d'une interface sérieuse reliée à votre système de gestion de production.

Le capteur, qui peut être muni de raccords à souder, taraudés, filetés ou bien en version à monter entre brides, est adaptable de manière optimale à vos impératifs de construction.



Ensemble de mesure

Un ensemble de mesure SPEEDMAG comprend un capteur (DN 3-100) DI 650 (A) ou DI 651 (B), un préampli SPEEDMAG piloté par microprocesseur (C) ainsi qu'une unité de programmation et de traitement pilotée par microprocesseur ZL 6520, en boîtier MINIPAC (D) (peut être fournie en version rack 19" ZL 6570, 14 F).

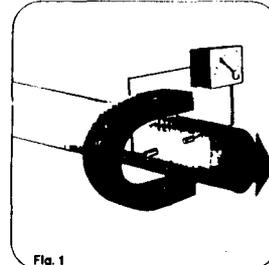
Pour les applications standard, les capteurs A ou B et l'ampli SPEEDMAG constituent une unité mécanique compacte. Sur demande l'électronique pourra être réalisée en version séparée (version standard S, max 5 m). La distance maximale entre l'électronique du capteur et le ZL 6520 est de 1000 m (en câble 2 fils non blindé).

La programmation se fait à l'aide des 2 touches de l'unité de traitement des signaux ZL 6520/ ZL 6570.

Principe de mesure

Le principe de mesure repose sur la loi d'induction selon Faraday. Dans le cas du débitmètre électromagnétique, le liquide électriquement conducteur qui traverse le capteur (conductivité min 5 µS/cm) constitue le conducteur se déplaçant dans le champ magnétique. Le liquide génère perpendiculairement au champ magnétique et au sens d'écoulement une tension proportionnelle à la vitesse d'écoulement moyenne.

Il est possible de mesurer le débit de la plupart des fluides comme l'eau, le lait, la bière, le vin, les liqueurs, l'eau minérale, le yaourt, la mélasse, les acides, bases, pâtes, la pâte de cellulose, la pâte à papier, les concentrés de fruits, les produits cosmétiques conductifs etc.



Fonctionnement

La tension engendrée dans le capteur - telle qu'elle est décrite dans le principe de mesure - est transmise à un amplificateur à haute impédance et à faible bruit. L'amplification est périodiquement surveillée par le microprocesseur et adaptée, au moyen d'un procédé Dual-Slope, à la vitesse d'écoulement instantanée du fluide.

Dans le cas du SPEEDMAG, le champ magnétique est engendré par un courant continu positif et négatif (système DC), le pilotage et la génération d'impulsions étant pris en charge par le microprocesseur (point zéro stable, le réglage du zéro n'est pas nécessaire).

Le signal digital, transformé par le biais d'un convertisseur A/D, est acheminé à l'unité d'exploitation pilotée par microprocesseur. Les fonctions accessibles pour la configuration de la chaîne de mesure sont programmables au moyen de deux touches selon des spécifications définies : par ex. gamme de mesure, sorties courant, valeur de l'impulsion, sortie en fréquence etc... Les sorties sont évidemment séparées galvaniquement des entrées.

Choix des diamètres nominaux

Le diamètre nominal du capteur est généralement à adapter à celui de la conduite. Pour chaque DN il est possible de déterminer le débit volumique en m³/h (tableau fig. 2) et la vitesse d'écoulement en m/s (nomogramme fig. 3).

Dans la mesure du possible, la vitesse d'écoulement devrait correspondre aux propriétés physiques du fluide.

Exemple : pour les milieux ayant tendance à coaguler à l'intérieur de la conduite (par ex. pâtes et suspensions), il convient de choisir des vitesses d'écoulement élevées (> 2 m/s).

La vitesse d'écoulement peut être augmentée par une réduction du DN du capteur. Les traits complémentaires pour cette réduction sont normalement compensés par le coût moindre de l'appareil de mesure.

Dans le cas de substances abrasives (par ex. boues thermales, mastics conductifs, peintures conductives chargées) on choisira - de préférence - un revêtement en caoutchouc naturel (DI 651), la vitesse idéale se situera en dessous des 2 m/s.

Gammes de mesure

DN (mm)	Gamme de mesure Q en dm ³ /min (l/min)	
	min. pour 0,5m/s	max. pour 10m/s
3	0 ... 0,22	0 ... 4,24
4	0 ... 0,38	0 ... 7,54
6	0 ... 0,85	0 ... 17
8	0 ... 1,5	0 ... 30
10	0 ... 2,4	0 ... 47
15	0 ... 5,3	0 ... 106
20	0 ... 9,5	0 ... 189
25	0 ... 14,7	0 ... 295
32	0 ... 24	0 ... 482
40	0 ... 38	0 ... 754
50	0 ... 59	0 ... 1178
65	0 ... 100	0 ... 1990
80	0 ... 150	0 ... 3015
100	0 ... 236	0 ... 4710

PN = 40 bars
Pour SPEEDMAG D avec DI 651, existe également en 150 et 300 lbs.

Fig. 2

Exemple : on recherche la vitesse d'écoulement pour un DN 10, avec 25 dm³/min.

Solution : Sur l'ordonnée (fig. 3) monter jusqu'à la cote 25 dm³/min, puis le long de la ligne pointillée jusqu'à l'abscisse pour y lire la vitesse en m/s (dans notre cas 5 m/s).

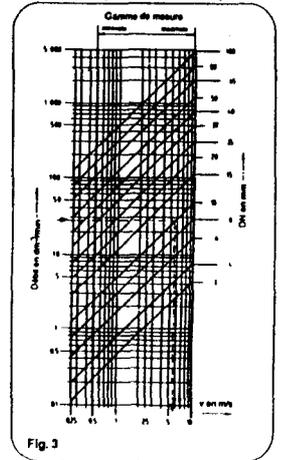


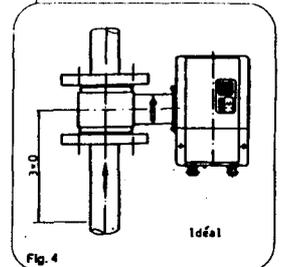
Fig. 3

Conseils pour l'établissement de projets

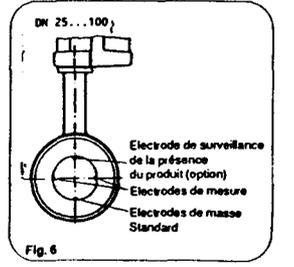
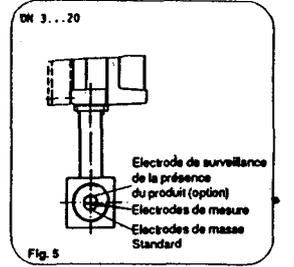
Pour un montage en aval d'un accident de forme (par ex. vannes, coudes, tés) il faut prévoir des tronçons droits amont/aval de 3 à 5 x DN (pour les vannes modulantes min 10 x D).

Pour les conduites soumises à de fortes vibrations, il convient de fixer ces dernières avant et après le capteur. Les contraintes externes doivent être évitées.

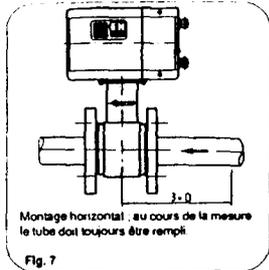
Le capteur sera de préférence monté verticalement. Dans cette position les particules solides se déposent tandis que les particules plus légères remontent à la surface, en dehors de la zone de mesure.



Si l'on choisit néanmoins une implantation horizontale, il faut veiller à ce que l'axe des électrodes soit horizontal. Ceci permet d'éviter que les électrodes ne soient passagèrement isolées par des poches d'air voyageant le long de la génératrice haute de la conduite.



Etant donné que la mesure débitométrique par principe électromagnétique est une mesure de vitesse, la précision de mesure ne sera garantie que lorsque la conduite est entièrement remplie et qu'il n'y a pas de gaz dans le fluide.



Montage horizontal, au cours de la mesure le tube doit toujours être rempli

Ceci est notamment obtenu par une implantation selon la fig. 8. En cas de doute il faut prévoir une surveillance de la présence du produit (option). Cette option requiert une électrode supplémentaire (voir fig. 5 et 6).

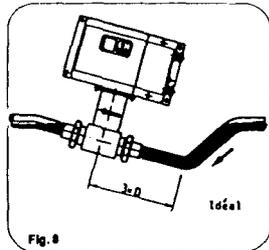


Fig. 8

Set de montage pour SPEEDMAG (avec DI 651)

Pour chaque appareil il existe un set de montage adéquat en PN selon votre conduite. Pour les appareils DIN celui-ci comprend les triangles, les écrous, les rondelles et les joints en Klingérite pour les applications eau claire uniquement.

* les centrages ne sont nécessaires que pour les appareils DIN DN 100, PN 25 et PN 40.

Pour les appareils ANSI, JIS et AS, le set de montage comprend les goujons, les écrous, les rondelles et éventuellement les centrages. Il convient d'utiliser des joints selon les normes du pays concerné (non fournis).

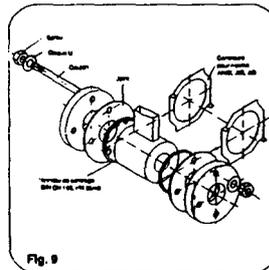
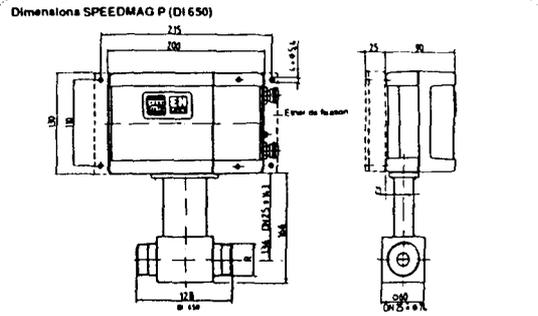


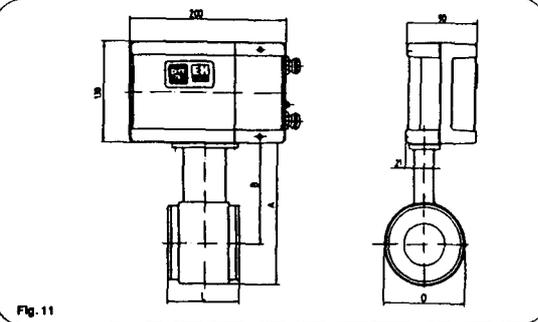
Fig. 9



Possibilités de raccordement (pièces à insérer) pour SPEEDMAG P (DI 650)

	Manchon à souder				Filetage				Tarantage				Raccord tuyau souple			
Ø	L	B	Ø	Ø	L	L1	Ø	Ø	L	L1	Ø	Ø	Ø	Ø	Ø	Ø
1 1/2"	30	5	1		12,5	8	1/8"	6,2	14,5	7,4	1/8"	30	5,0	3,0	4	
2"	30	5	1		12,5	8	1/8"	6,2	14,5	7,4	1/8"	30	7,5	4,0	6	
4 1/2"	30	10,2	2		24,5	8	1/8"	6,2	14,5	7,4	1/8"	30	9,5	4,2	8	
6"	30	12,5	2		27,0	8	1/8"	6,2	14,5	7,4	1/8"	30	11,5	4,5	10	
8 1/2"	30	15,0	2		30,0	11	1/8"	8,9	16,0	11,0	1/8"	30	14,5	5,0	13	
10"	30	17,5	2		34,5	11	1/8"	8,9	17,0	11,4	1/8"	40	17,5	12,0	16	
12 1/2"	30	21,0	2		41,0	15	1/8"	11,1	21,0	15,0	1/2"	40	21,0	16,0	19	
16"	30	26,0	2		44,0	16	3/4"	21,7	23,0	16,3	1/2"	50	27,0	21,7	25	
20 1/2"	30	33,0	2		49,0	16	1"	27,3	27,0	19,1	1"	50	34,0	27,3	30	

* Norme ISO R229 Classe B - DN 250 - Norme ISO RT - DIN 2999 - BS 21 - Diamètre intérieur du tube



Dimensions DI 650

DN (mm)	Ø (mm)		L (mm)	A (mm)		B (mm)	
	DIN	ANSI		DIN	ANSI	DIN	ANSI
25	74	70	100	180	174	143	141
32	85	80	100	193	187	156	154
40	95	90	100	201	192	154	149
50	110	100	100	216	206	161	156
65	130	120	150	234	224	171	166
80	145	130	150	251	236	179	171
100	165	150	150	271	244	189	184

Fig. 12

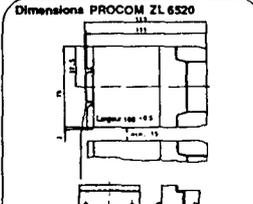


Fig. 13

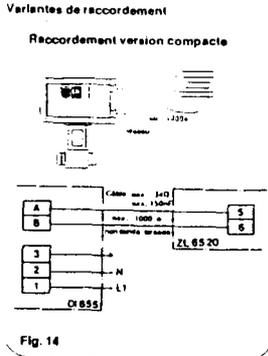


Fig. 14

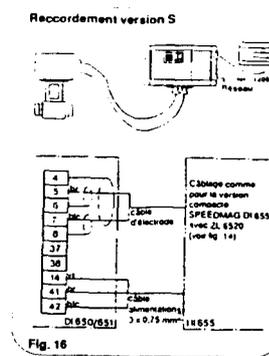
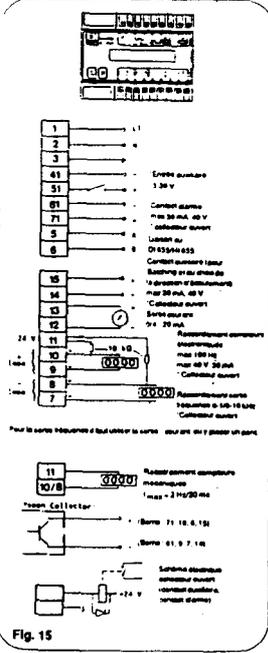


Fig. 16



EH ENDRESS + HAUSER
Mesure et Régulation

Siège et usine
3 rue du Rhin
BP 5
68330 HUNINGUE
Tél. 89 69 00 85
Tx. 881 511 Télécop 89 69 48 02

Préamplification SPEEDMAG (DI 651)

Tension d'alimentation: 110 220 V AC ± 10 %
Consommation: 50-60 Hz ± 5 %
10 V A
Protection: IP 65
Boîtier: Fonte d'aluminium isolée
Résistance d'entrée: > 10¹¹ Ω (100 G Ω)

Transmetteur PROCOM ZL 6520/ZL 6570

Tension d'alimentation: 110 115 220 230 240 V AC ± 10 %
50-60 Hz ± 5 %
Protection selon DIN 40050: ZL 6520 Boîtier IP 40
Bornes IP 20: ZL 6570 IP 20
Boîtier: ZL 6520 E + H Mnpac
ZL 6570 Version rack 19" (114F)

Sorties:
courant: 0/4...20 mA programmable
Rcharge: < 800 Ω
Constante de temps (programmable): 0,01...50 99 s
borne impulsion: 24 V, 20 ms, I_{max} = 2 Hz
normées ou: < 150 mA programmable
ou: 100 Hz, collecteur ouvert
I_s = 50 mA

Contact alarme: max 30 mA, 40 V collecteur ouvert, séparé galvaniquement
ZL 6520 2 S VA
ZL 6570 3 S VA

Caractéristiques techniques

Avec capteur SPEEDMAG P (DI 650)

Diamètre nominal: 3...25 mm (fig. 3)
Pression nominale: PN 40
Matériau raccord: inox 316 L (1.4435)
Boîtier tube de mesure: boîtier acier, soudé, avec revêtement époxy
Revêtement: PFA, PTFE, Tefzel
tube de mesure: PFA, Tefzel - 20 à +130°C
Température du fluide max admissible: PTFE, DN 25 - 40 à +150°C
Matériau: inox 316 Ti (1.4571 en électrodes standard) Hastelloy C, Platine, Tantale (en option)
Sortie fréquence: 0...1/10 kHz
Balçage avec compteur à présélection interne
5 μS/cm

Conductivité mn: voir fig. 2
Gamme de mesure: voir fig. 2

Avec capteur SPEEDMAG D (DI 651)

Diamètre nominal: 25...100 mm DRVANSI
Pression nominale: DIN 40 bars
ANSI 300 lbs
Matériau tube de mesure: inox 304 (1.4301)
Boîtier tube de mesure: boîtier acier, soudé, avec revêtement époxy
Revêtement: Ebonite, EPDM, PTFE
Température du fluide max admissible: PTFE - 40 à +150°C
Ebonite - 20 à +120°C
Température ambiante max admissible: -10 à +50°C (évent. capot protection)

Conductivité mn: 5 μS/cm
Gamme de mesure: voir fig. 2

Attention: toutes les options ne sont pas toujours cumulables en raison de l'impossibilité d'utilisation simultanée des mêmes bornes.

Tolérances

Conditions de référence

Gamme de mesure: 2 mvs
Température ambiante: +25°C
Température du fluide: +20°C
Tension: nom. ± 2 %

Pour une fin d'échelle réglée de:

1 - 10 mvs: ± 1 % de la valeur mesurée de 20-100 % de la fin d'échelle réglée
± 0,2 % de la valeur de fin d'échelle réglée de 0-20 % de la fin d'échelle réglée.

0,5 - 1 mvs: ± 2 % de la valeur mesurée de 20-100 % de la fin d'échelle réglée
± 0,4 % de la valeur de fin d'échelle réglée de 0-20 % de la fin d'échelle réglée.

Option (seulement avec DI 651)

± 0,5 de la valeur mesurée de 20-100 % de la fin d'échelle réglée

Reproductibilité ± 0,1 % de la valeur de fin d'échelle réglée.

Sous réserve de toute modification

ANNEXE 2.B : DEBITMETRE (Y) TYPE ADMAG

ADMAG

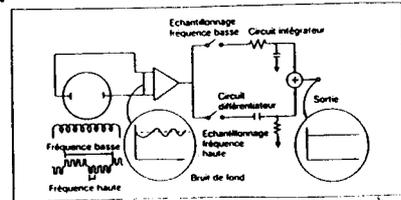
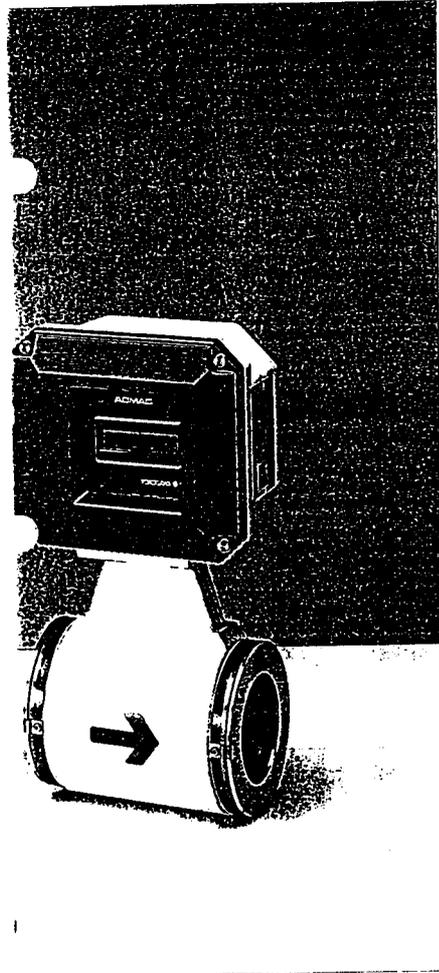
L'excitation à double fréquence: encore une innovation YOKOGAWA

Voilà plus de trente ans que les débitmètres électromagnétiques ont été introduits dans l'industrie. Depuis, de nombreuses modifications technologiques ont été apportées dans la conception des produits pour en améliorer le fonctionnement. Les méthodes d'excitation des bobines ont changé. C'est ainsi que l'on a obtenu une amélioration spectaculaire de la précision et de la stabilité en abandonnant le principe de l'excitation par le courant secteur (Courant Alternatif) au profit de l'excitation à courant continu à basse fréquence. Chez YOKOGAWA, cependant, nous demeurons convaincus que cela ne suffisait pas. Notre objectif de rapidité de réponse et d'élimination des effets indésirables tant des fluides tendant à se solidifier ou à adhérer que des liquides à faible conductivité, nous a conduits à développer - pour la première fois au monde - le premier débitmètre magnétique à double fréquence d'excitation: ADMAG - l'ouverture d'une ère nouvelle dans la technologie des débitmètres magnétiques.

Cette nouvelle méthode d'excitation combine l'excellente stabilité du zéro obtenue par l'adoption d'une fréquence d'excitation basse avec l'exceptionnelle réaction du bruit de fond généré par le fluide, grâce à une fréquence d'excitation haute. Les deux formes d'ondes sont superposées pour donner un signal d'excitation composite unique. Le résultat se traduit par une avancée technologique décisive dans le domaine des débitmètres magnétiques.

Excitation à double fréquence: le principe de la méthode

Les bobines des débitmètres ADMAG sont alimentées par un signal d'excitation composite. L'une des composantes est caractérisée par une forme d'onde rectangulaire de fréquence supérieure à celle de l'alimentation secteur (>60 Hz). Le signal ne subit donc pas l'influence du bruit à basse fréquence produit par les réactions électro-chimiques, les viscosités élevées, et/ou les liquides à faible conductivité. La seconde composante est un signal de forme rectangulaire dont la fréquence est inférieure à celle de l'alimentation secteur. Il en résulte une excellente stabilité du zéro. La composante à fréquence basse est intégrée selon une constante de temps longue, ce qui permet d'obtenir un signal de débit stable et régulier. La composante à fréquence haute est conditionnée par un échantillonnage à haute fréquence et introduite dans un circuit différentiel. L'addition de ces deux signaux permet d'obtenir un signal de débit exempt de bruit introduit par les fluides tendant à se solidifier ou à adhérer, avec une excellente stabilité du zéro et une exceptionnelle rapidité de réponse aux variations de débits.

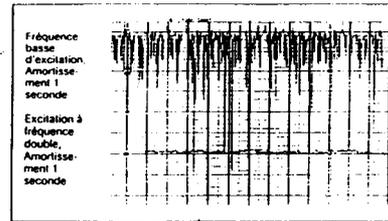


AMELIORATIONS DECISIVES DES FONCTIONNALITES ET PERFORMANCES Par la méthode d'excitation à double fréquence

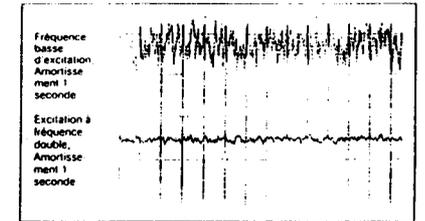
Stabilité de la sortie même pour des fluides tendant à se solidifier ou à adhérer ou des liquides de faible conductivité.

Les signaux de sortie, obtenus avec de très faibles temps de réponse, sont d'une stabilité remarquable, même dans le cas de fluides tendant à se solidifier ou à adhérer, boueux ou de liquides de

faible conductivité. La nature du fluide n'a pas d'influence sur la mesure de débit effectuée par le débitmètre ADMAG



Exemple de sortie pour fluide à haute concentration tendant à se solidifier ou à adhérer



Exemple de sortie pour liquide à faible conductivité

Rapidité de réponse

Le temps de réponse de 0,1 seconde a été obtenu grâce à l'augmentation de la fréquence d'échantillonnage. La précision demeure maintenant élevée tant dans les applications de traitement discontinu que dans celles nécessitant l'utilisation de pompes à pistons.

Exemples de réponses d'une pompe à piston

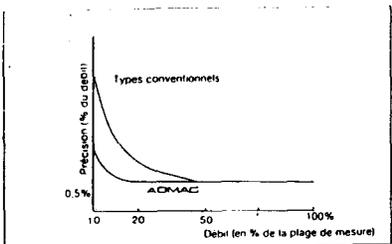


Traitement multifonctions par microprocesseur

<p>Sorties</p> <p>Automatique</p> <p>Manuel</p> <p>Débit</p>	<p>Sortie</p> <p>Sortie 4 à 20 mA c.c</p> <p>Débit</p>	<p>Fréquence de sortie</p> <p>Débit</p>	<p>Mesure bi-directionnelle</p>
<p>Sortie</p> <p>Sortie</p> <p>Débit</p>	<p>Sortie</p> <p>Alarme limite basse</p> <p>Débit</p>	<p>Fréquence de sortie</p> <p>Coupeur bas débit</p> <p>Débit</p>	<p>Contrôleur indicateur</p> <p>Compteur</p>
<p>Sortie</p> <p>Contact d'entrée ferme (Q1)</p> <p>Débit</p>	<p>Sortie</p> <p>Alarme débit bas</p> <p>Débit</p>	<p>BON ERREUR BOBINE COUPEE DEFILAGE DEPASSEMENT</p> <p>Fonctions d'auto diagnostic</p>	<p>Test de boucle</p>

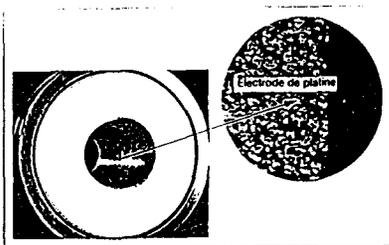
Précision élevée atteignant 0,5% du débit

La précision demeure très élevée sur une large étendue de mesure grâce à la conception innovante des bobines d'excitation, basée sur l'analyse tridimensionnelle de la densité du flux



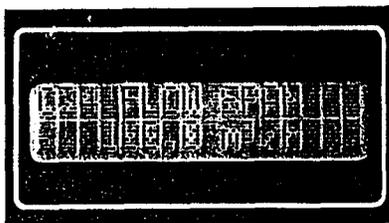
L'exceptionnelle qualité du revêtement céramique de l'ADMAG

Le revêtement céramique de l'ADMAG procure une excellente résistance à l'abrasion et à une grande diversité de solutions chimiques. Les températures d'utilisation peuvent atteindre 350°F. L'exceptionnelle conception de l'électrode de l'ADMAG, constituée d'un cermet de platine alumine, a permis d'éliminer le problème mécanique de joint mécanique de fixation de l'électrode sur le revêtement céramique. Tout risque de fuite est ainsi éliminé, ce qui se traduit par une fiabilité exceptionnelle du débitmètre ADMAG



Facilité d'initialisation interactive des données

Un affichage interactif à critères liquides guide l'utilisateur, étape par étape, dans les opérations d'initialisation, en indiquant les informations à introduire.



Dimensions Externes

Débitmètre version séparée

Modèle	Code commande	Ø1	Ø2	Ø3	Ø4
Standard	212 (1)	120	120	120	120
Largeur	4	120	120	120	120
Hauteur	1	120	120	120	120
Profondeur	1	120	120	120	120
Poids	1	120	120	120	120
Volume	1	120	120	120	120

Débitmètre type intégré

Modèle	Code commande	Ø1	Ø2	Ø3	Ø4
Standard	212 (1)	120	120	120	120
Largeur	4	120	120	120	120
Hauteur	1	120	120	120	120
Profondeur	1	120	120	120	120
Poids	1	120	120	120	120
Volume	1	120	120	120	120

Convertisseur séparé

Modèle	Code commande	Ø1	Ø2	Ø3	Ø4
Standard	212 (1)	120	120	120	120
Largeur	4	120	120	120	120
Hauteur	1	120	120	120	120
Profondeur	1	120	120	120	120
Poids	1	120	120	120	120
Volume	1	120	120	120	120

Débitmètre version séparée

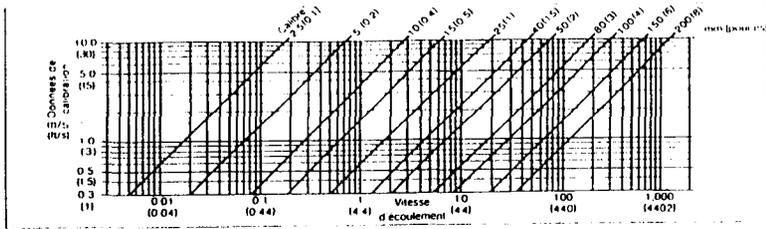
Modèle	Code commande	Ø1	Ø2	Ø3	Ø4
Standard	212 (1)	120	120	120	120
Largeur	4	120	120	120	120
Hauteur	1	120	120	120	120
Profondeur	1	120	120	120	120
Poids	1	120	120	120	120
Volume	1	120	120	120	120

Débitmètre type intégré

Modèle	Code commande	Ø1	Ø2	Ø3	Ø4
Standard	212 (1)	120	120	120	120
Largeur	4	120	120	120	120
Hauteur	1	120	120	120	120
Profondeur	1	120	120	120	120
Poids	1	120	120	120	120
Volume	1	120	120	120	120

Code revêtement A Revêtement PFA
 B Revêtement polyuréthane
 C Conduit céramique

La distance entre brides est supérieure d'environ 22 mm lorsque P ou T sont choisis pour la connexion à la terre.



Spécifications

Spécifications du capteur

Applications	Type Général	Type Immergé	Type Sanitaire
Construction	Boîtier étanche aux normes JIS C 0920 et NEMA 4	Boîtier immergeable a revêtement étanche goudron epoxy	Colliers de serrage IDF a démontage rapide pour applications alimentaires
Revêtement	PFA	Ceramique	Polyurethane
Calibre en mm (pouce)	2.5 (0.1), 5 (0.2), 10 (0.4), 15 (0.4), 25 (1), 40 (1.5), 50 (2), 80 (3), 100 (4), 150 (6), 200 (8)	2.5 (0.1), 5 (0.2), 10 (0.4), 15 (0.4), 25 (1)	25 (1), 40 (1.5), 50 (2), 80 (3), 100 (4), 150 (6), 200 (8)
Electrodes sur brides opposées	Voir dimensions exterieures débitmètres a revêtement ceramique		
Longueur	Insertion	Integre	Insertion
Précision	± 0.5% du débit indiqué > ou = a 20% de l'étendue pour les calibres de 25mm à 200mm. > ou = a 50% pour les calibres de 2.5mm à 15mm		
Température ambiante	-10 à 60°C		
Température du fluide	-10 à 120°C (Type integre type revêtement PFA ou ceramique), -10 à 160°C (Type deporté revêtement PFA), -10 à 180°C (Type deporté revêtement ceramique calibre 15mm et 25mm)		

Spécifications Convertisseur

Alimentation	80 à 264 V c.a.	Alarm functions	1 Auto-diagnostics 2 Sélection sortie état défaut 3 Sélection limite basse de débit
Sortie	1 Sortie courant: 4 à 20mA c.c. 2 Sortie impulsion: Collecteur ouvert 3 Sortie Etat: Collecteur ouvert	Autres	1 Réglage du seuil 0% du signal 2 Réglage du zéro à distance 3 Réinitialisation à distance du totalisateur 4 Fonctions test de boucle
Affichage	1 Débit: en % ou unités techniques 2 Unité totalisation: sélectionnable par l'utilisateur 3 N° de repère (8 caractères alphanumériques)	Construction	Étanche (Normes JIS C0920, NEMA 4)
Mode de mesure du débit	1 Bi-directionnel 2 Sélection à distance multi-étendue (double étendue) 3 Sélection automatique multi-étendue (double étendue)	Température ambiante	-10 à 60°C
		Fixation	En standard sur conduite ou sur embase

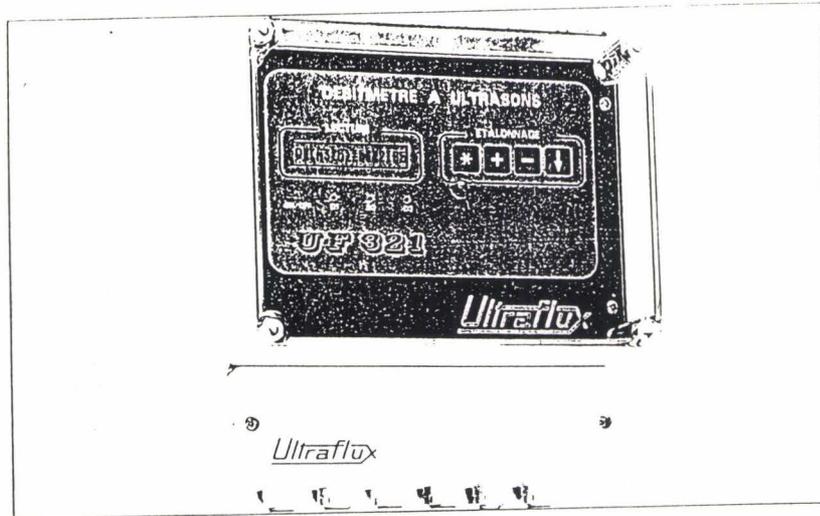
ANNEXE 2.C : DEBITMETRIE A ULTRASON

Ultraflux

MESURES PAR ULTRASONS

DEBITMETRE NUMERIQUE

UF 321



Basé sur le principe de la mesure numérique de la différence de temps de transit, cet appareil allie l'intelligence et la convivialité que lui confère l'utilisation d'un microprocesseur. La précision et la facilité de mise en œuvre ainsi obtenues lui permettent de résoudre la plupart des problèmes de débitmétrie industrielle.

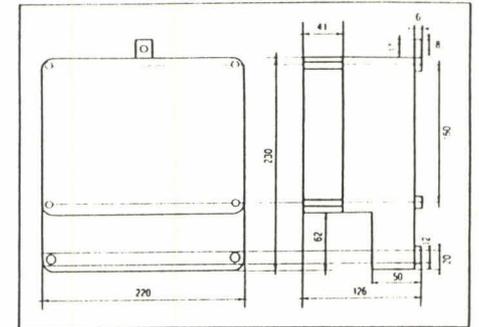
- **UF 321**
 - appareil paramétrable en usine ou sur site
 - fonctionne à partir du débit nul
 - mesure bidirectionnelle
 - auto-surveillance permanente de la cohérence des mesures
 - messages d'alarme
- **CAPTEURS**
 - entièrement statiques
 - absence totale de pertes de charge
 - installation sur conduites en charge (sondes à insertion)
 - fonctionnement possible avec des sondes extérieures

DOMAINES D'APPLICATION

- tous diamètres compris entre 20 et 5 000 mm
- liquides purs ou légèrement chargés
- fonctionnement indifférent avec sondes à insertion ou sondes extérieures à la conduite

CARACTERISTIQUES TECHNIQUES

- Présentation
Coffret mural (IP 55) : 220 x 230 x 130 mm
Couvercle transparent
- Raccordement par bornier à vis
- Afficheur LCD - 16 caractères :
Débit
Paramètres d'étalonnage
Messages d'erreurs
- Signaux de sortie :
0-20 mA sur 750 ohms
Contact de sens d'écoulement
Contact d'alarme
- Sondes isolées galvaniquement



MISE EN SERVICE

- La connaissance des caractéristiques de l'installation (nature du fluide, pression, température, diamètre, conditions d'installation, échelle de mesure) permet à ULTRAFLUX de livrer des appareils précalibrés.
- La lecture ou la modification sur site des paramètres d'étalonnage s'effectue simplement sans appareillage annexe. Ils sont stockés en mémoire non volatile.

PERFORMANCES

- Linéarité : 0,1 %
- Précision : $\pm 1\%$ de la mesure entre 10 et 100 % de l'échelle
- Répétabilité : 0,1 %
- Alimentation :
220 V/50/60 Hz $\pm 10\%$ - 15 %
24 V continu (17 à 28 V)
- Consommation : 7 VA

DEBITMETRES PAR MESURE DU TEMPS DE TRANSIT DES ULTRASONS

1.1 Principe de mesure

Basé, comme ses prédécesseurs UF 311, UF 320, sur la mesure de différence des temps de transit, ce nouvel appareil en diffère essentiellement par la méthode utilisée pour mesurer ces temps élémentaires et calculer le débit.

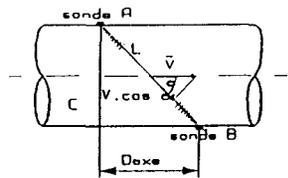
Les méthodes analogiques sont ici remplacées par un système de comptage haute fréquence. Le calcul du débit est réalisé par un microprocesseur qui simplifie considérablement l'étalonnage in situ et contrôle la validité des mesures - (surveillance de la transmission acoustique et cohérence des mesures)

L'appareil est en outre bi-directionnel.

Principe

Les sondes A et B étant alternativement émettrices et réceptrices, les temps de propagation de A vers B et de B vers A s'écrivent respectivement :

$$T_{AB} = \frac{L}{C + v \cos \theta} \quad T_{BA} = \frac{L}{C - v \cos \theta}$$



v étant la vitesse du liquide mesurée dans le plan diamétral.
C étant la vitesse de propagation du son dans le liquide.

$$\text{or : } C = \frac{L}{\frac{1}{2}(T_{AB} + T_{BA})} \quad \text{et } \cos \theta = \frac{D_{axe}}{L}$$

Si on note :

$$\Delta T = T_{AB} - T_{BA} \quad \text{on a : } v = \frac{C^2}{2 D_{axe}} \times \Delta T$$

Le passage de la vitesse mesurée à la vitesse moyenne vraie V s'effectue par application du coefficient de profil hydraulique K_{Hydro} ; d'où l'expression du débit Q :

$$Q = S V = \frac{\pi \Phi^2}{4} \times \frac{1}{K_{Hydro}} \times \frac{C^2}{2 D_{axe}} \times \Delta T$$

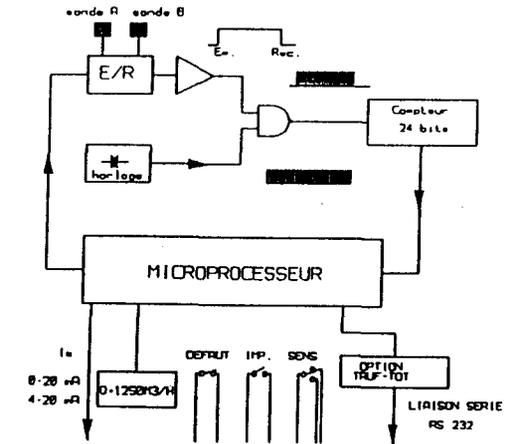
$$\text{En remplaçant par } C = \frac{2L}{T_{AB} + T_{BA}}$$

$$Q = \frac{\pi \Phi^2}{4} \times \frac{1}{K_{Hydro}} \times \frac{1}{2L} \times \frac{\Delta T}{(T_{AB} + T_{BA})^2} \quad (1)$$

La formule (1) montre que le calcul du débit peut être fait à partir des mesures T_{AB} et T_{BA} et que le résultat est indépendant des changements de vitesse du son que peuvent occasionner des changements de température, de pression ou de nature du liquide.

1.2 Description de l'UF 321.

1.2.1 Synoptique



1.2.2 Module Emission/Réception

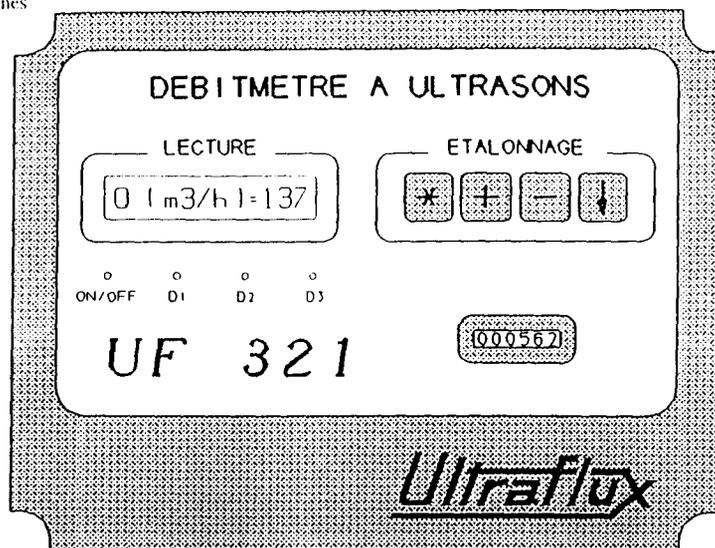
- L'émission, déclenchée par le μP est de type impulsionnelle.
- Le récepteur comporte un amplificateur à gain variable manuel ou automatique.
- La mesure du temps s'effectue sur le front montant de l'écho ou sur le passage à zéro.

1.2.3 Microprocesseur

Il pilote le module précédent, assure la calibration, la commutation des sondes, la saisie du contenu des compteurs, le tri des mesures, le dialogue avec l'utilisateur, la mise à échelle des sorties

1.2.4 Clavier

Il permet le contrôle ou la modification des paramètres d'étalonnage. Il comprend 4 touches



1.2.5 Sorties

- Afficheur : de type LCD - 16 caractères.
- Sortie courant : proportionnelle au débit
- Contacts : libres de potentiel.
 - . 1 contact donnant le sens d'écoulement (1 RT)
 - . 1 contact indiquant un défaut de mesure (1 T)
 - . 1 contact donnant une impulsion de volume si l'option totaliseur est retenue. (1 T)
- 1 sortie série RS 232 ou RS 422 (débit et volume) si l'option "TRUF-TOT" (Totalisateur, transcodeur de langage, RS 232) est retenue.

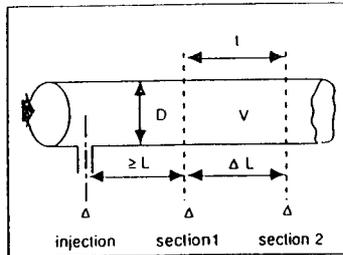
ANNEXE 2.D : DEBITMETRIE A ISOTOPE

INTRODUCTION : MESURE DE DEBIT PAR TEMPS DE TRANSIT D'UN RADIOELEMENT

Le principe général de la méthode est décrit dans la notice TECHNIQUES DES MESURES 1036 (janvier 1984) et dans les normes ISO 2975/1 et ISO 2975/7

PRINCIPE DE LA METHODE

La mesure du débit par la méthode du temps de transit est fondée sur la mesure du temps de transit de particules fluides "marquées" entre deux sections droites de la conduite, éloignées d'une distance connue. Le marquage des particules est réalisé par injection d'un traceur dans l'écoulement en amont des deux sections de mesure. Le temps du transit est obtenu en faisant la différence des temps moyens d'arrivée du traceur au niveau de chacune des positions de détection.



Le débit Q est donné par la relation :

$$Q = \frac{V}{t}$$

où :

- V est le volume de la conduite entre les deux sections de mesure.
- t est le temps de transit des particules marquées.

La mesure de t est faite par un système de traitement numérique en temps réel.

Le traceur doit être suffisamment mélangé à l'écoulement au niveau du premier détecteur pour que les fonctions concentration/temps au niveau des deux détecteurs soient bien représentatives de l'écoulement moyen.

1 - GENERATION DU RADIOELEMENT

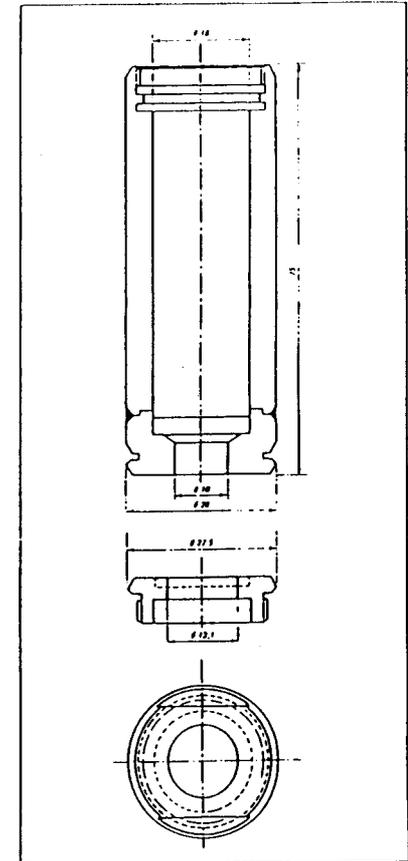
Le césium 137 est fixé sur des résines anioniques ; la séparation chimique et l'extraction du baryum 137 m sont obtenues par élution de ces résines avec une solution de nitrate de calcium. Cette solution entraîne le baryum et constitue le traceur radioactif qui sera injecté dans la conduite.

GENERATION DU RADIOELEMENT

Le radioélément père (^{137}Cs) fixé sur résines est contenu dans une cartouche (appelée cartouche active) en acier inoxydable de volume égal à 15 cm³. Un filtre aval en acier inoxydable fritté Poral est soudé au corps de la cartouche. Un filtre amont, de même type, est amovible afin de permettre le remplissage de la résine.



Les résines sont de type anionique, de granulométrie connue et chargées en ferrocyanure double de potassium et de cuivre.



La ferrocyanure possède 4 valences réparties de la manière suivante : une valence de fixation sur la résine, une valence de fixation pour le césium et deux valences de fixation pour le baryum

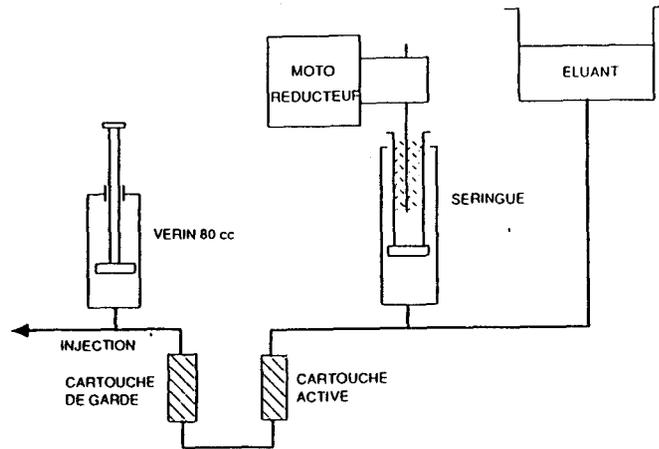
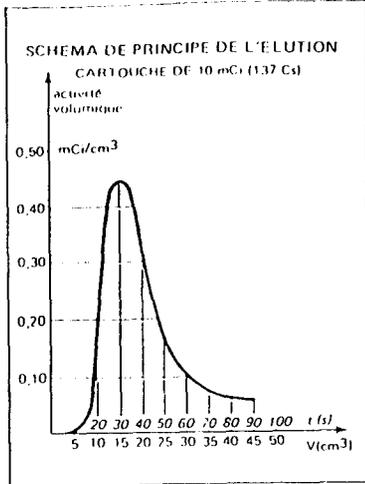
La capacité de ces résines permettrait d'y introduire environ 10 Ci de ^{137}Cs mais pour les mesures de débit d'eau de circulation (= 20 m³/S) l'activité nécessaire est de l'ordre de 0,5 Ci.

Une deuxième cartouche (appelée «cartouche de garde») placée en aval de la première contient une résine de même type non active. Son rôle est de fixer le césium ^{137}Cs qui pourrait éventuellement migrer lors de l'élué et contaminer le traceur en radioélément à vie longue.

L'éluant utilisé est du nitrate de calcium à 4%. Pendant l'élué, seul le Ba^{++} est décroché par le nitrate de calcium alors que le Cs^+ reste fixé à la résine.

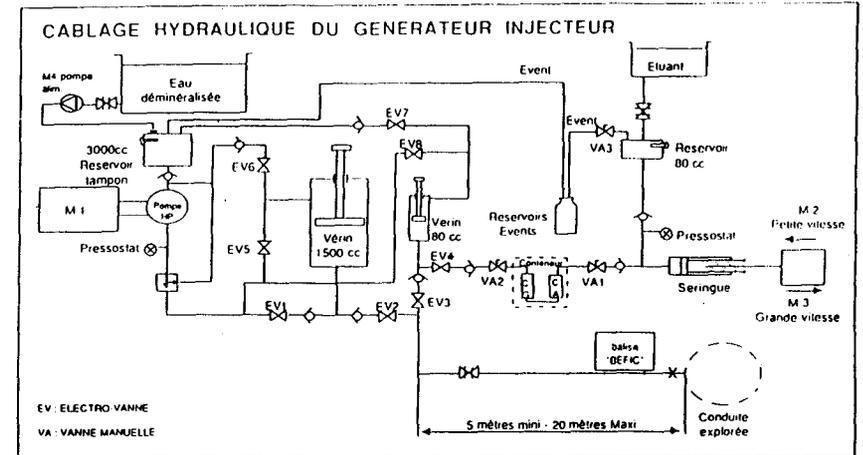
Le baryum ^{137}m est extrait très rapidement, la courbe ci-contre donne l'évolution de la concentration relative en traceur de l'éluant en fonction du temps (ou du volume) à l'aval de la cartouche de garde.

L'extraction du baryum ^{137}m contenu dans la cartouche active demande environ 100 s et l'activité est concentrée dans 50 cm³ de solution



2. GENERATEUR INJECTEUR - DESCRIPTION DU MATERIEL

Le générateur injecteur est constitué d'un ensemble électro-mécanique associée à une armoire électrique de contrôle et de commande



Armoire électrique :

- alimentation électrique
- automate : commande, contrôle des séquences de fonctionnement
- synoptique : aide aux utilisateurs

GENERATEUR DE RADIOELEMENTS

La préparation et l'injection de la solution tracee nécessite l'utilisation d'un générateur de radioéléments dont les fonctions sont les suivantes :

- Injection dans des circuits dont la pression peut atteindre 100 bars (limite de pression des circuits du poste d'eau et des systèmes de réfrigération des tranches REP françaises).
- Mise à disposition, à intervalles rapprochés, d'un radioélément à vie courte à partir d'un radioélément à vie longue (filiaison radioactive).
- Conformité aux règles en vigueur concernant le stockage, le transport et l'utilisation des radioéléments.

FIGURES

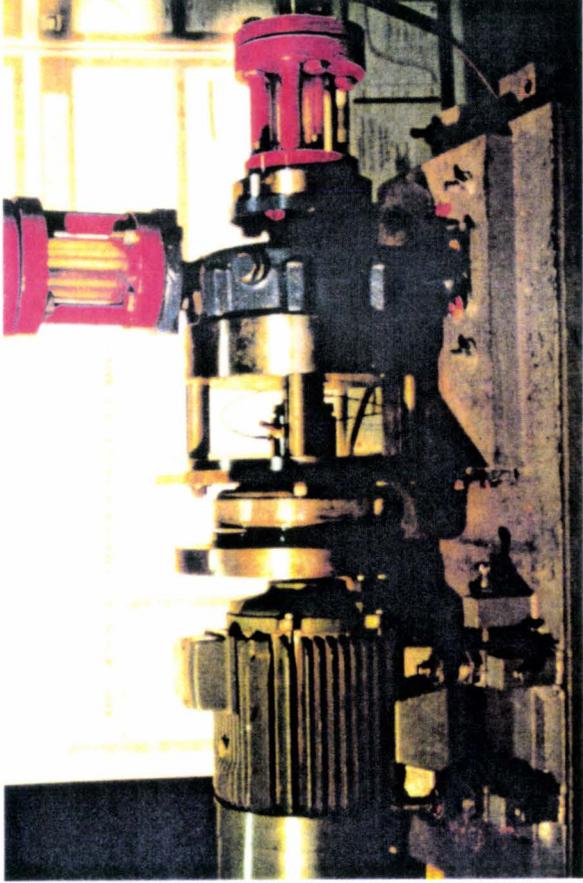


Photo 1 : ligne d'arbre

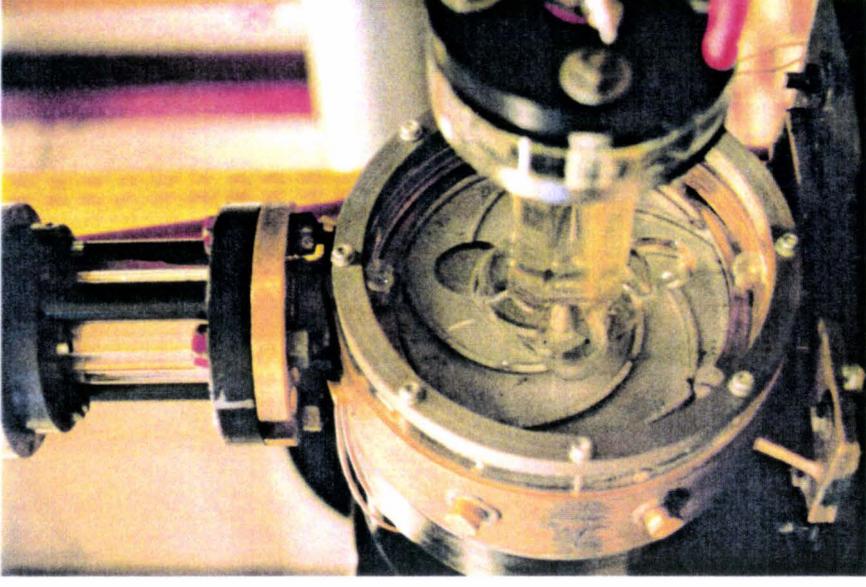


Photo 3 : pompe CNES 1

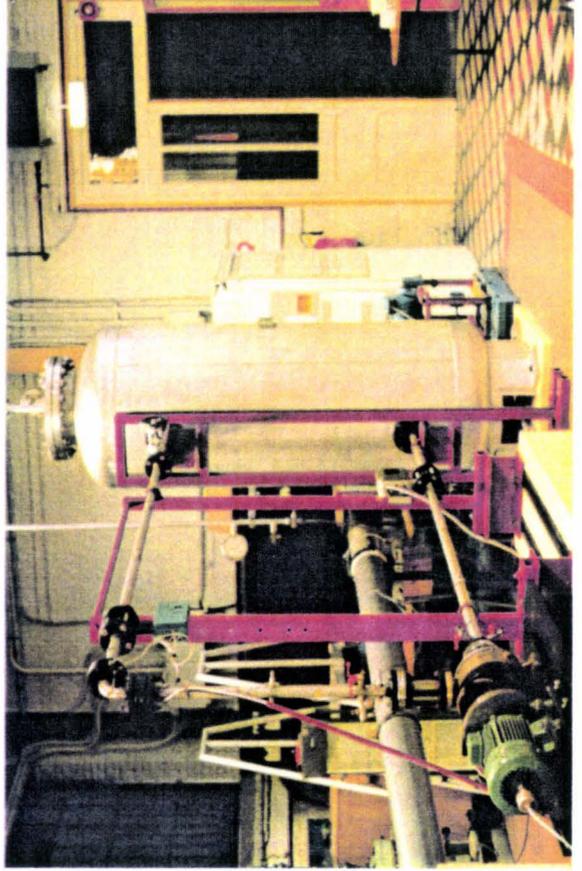


Photo 2 : circuit hydraulique

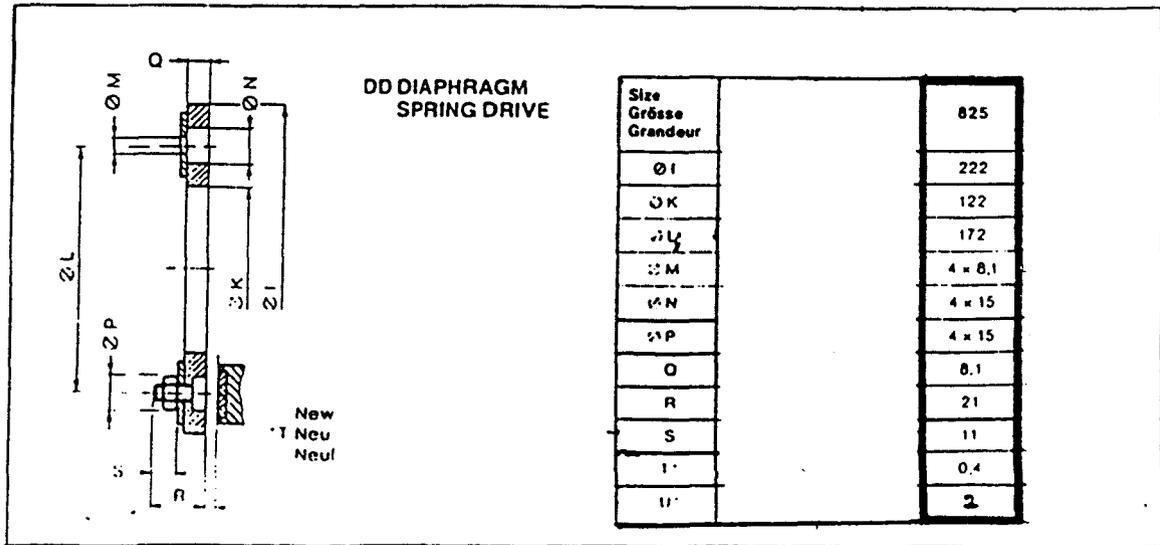
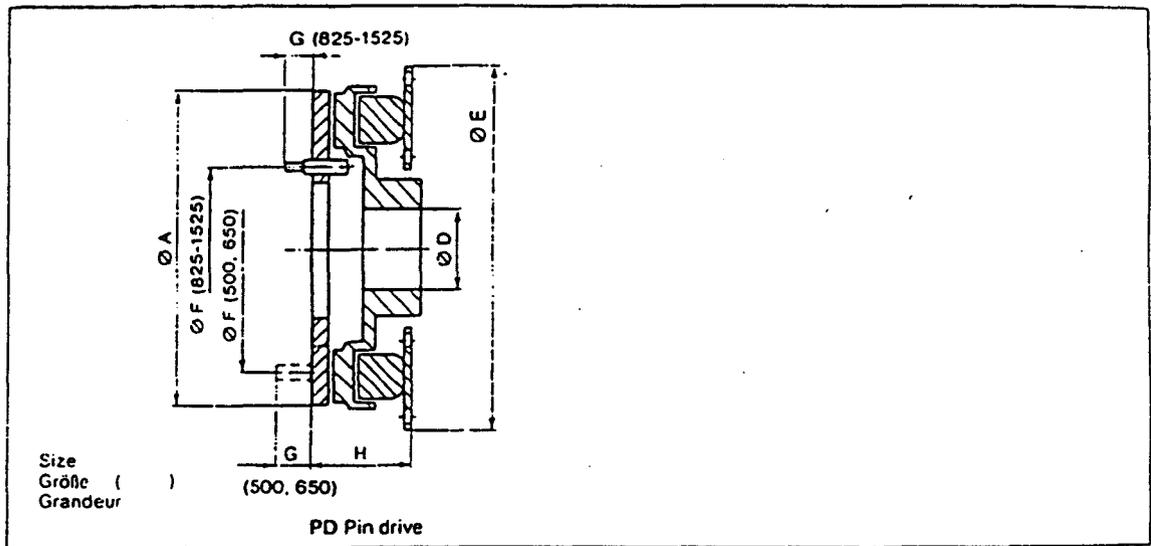


Figure 1: caractéristiques dimensionnelles de l'embrayage électromagnétique

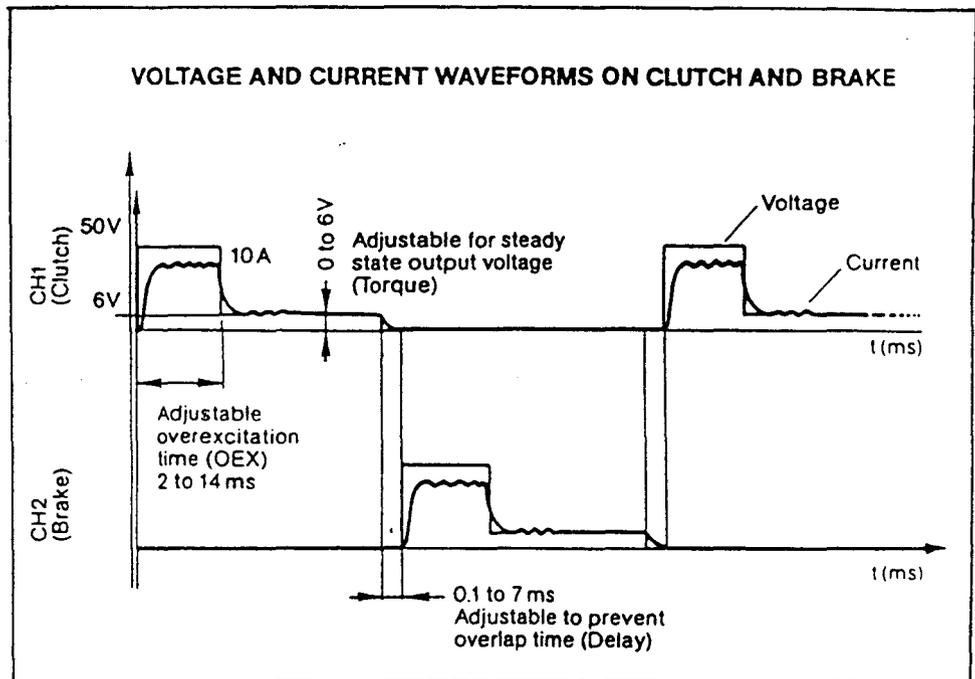
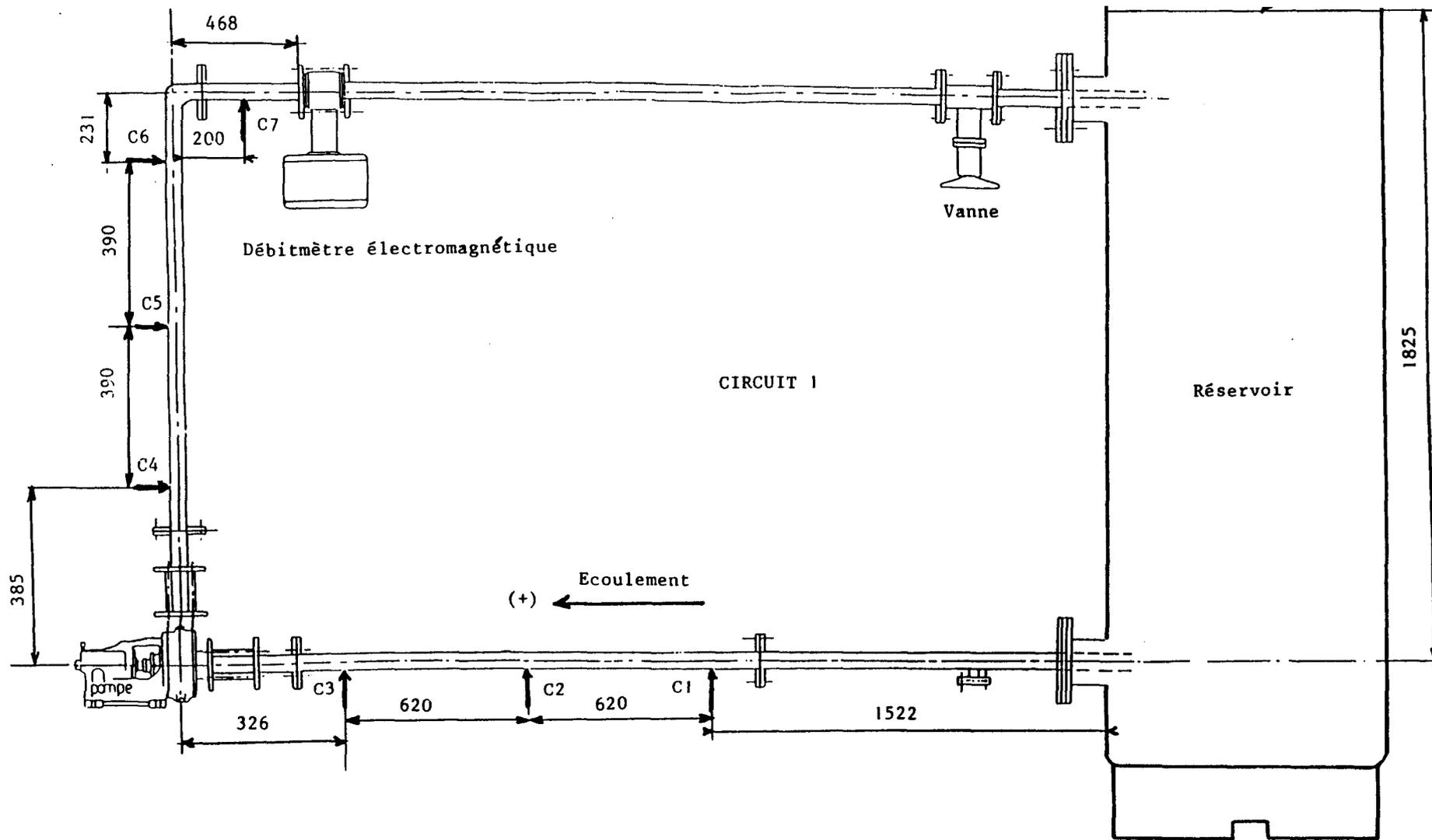
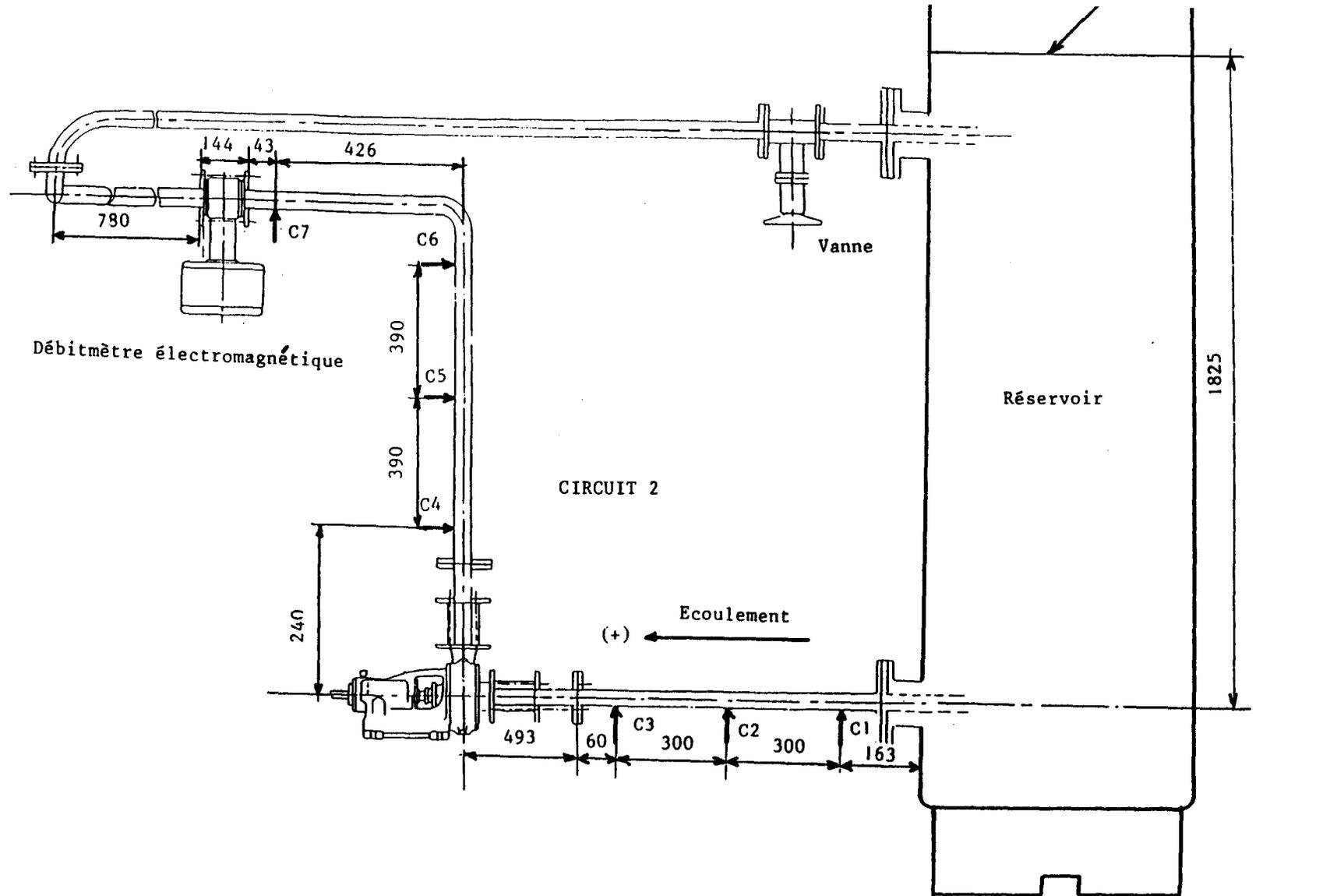


Figure 2: courant d'excitation de l'embrayage



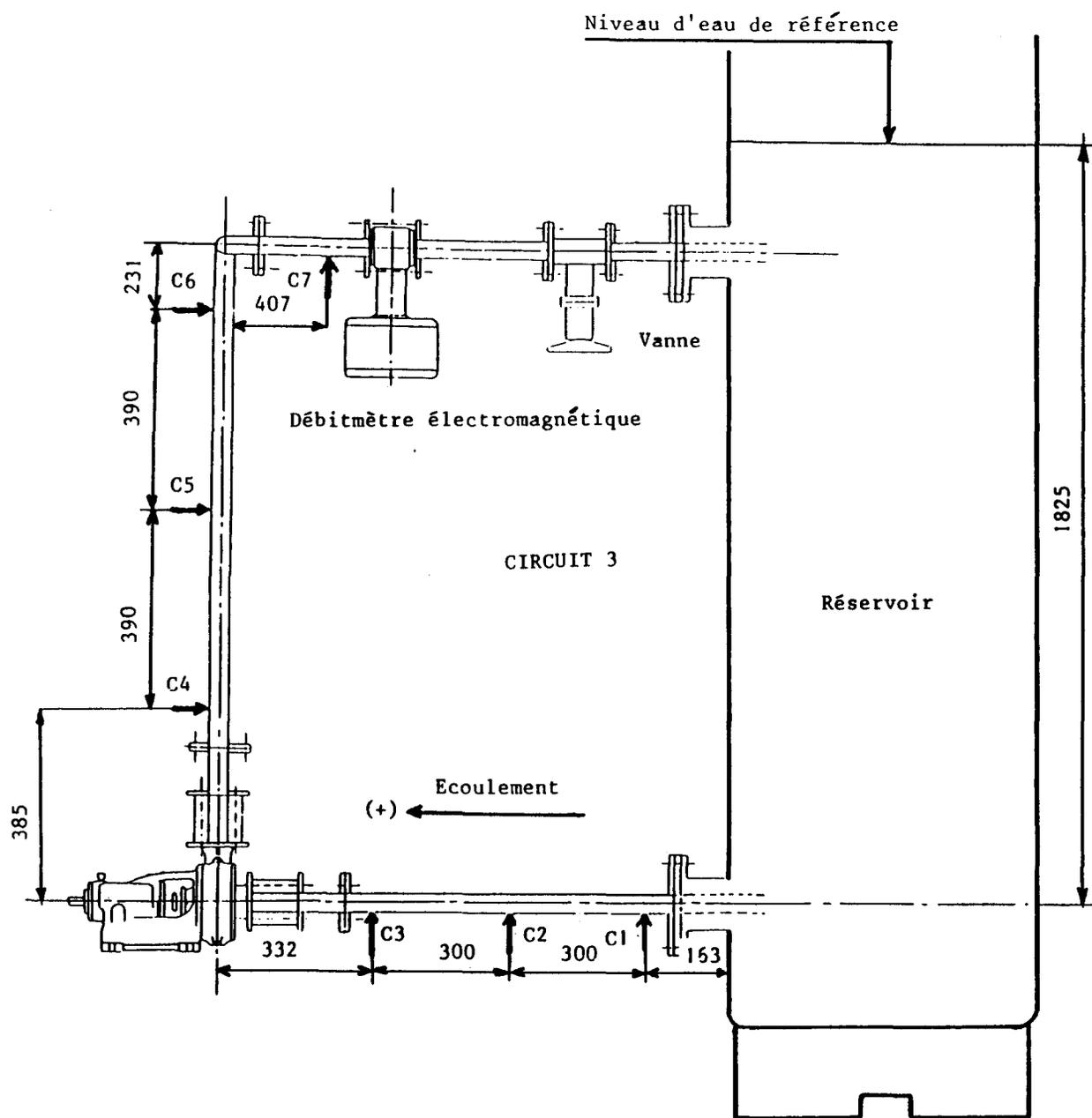
* Toutes les dimensions sont en mm

Figure 3 : schéma du circuit 1
position des capteurs de pression



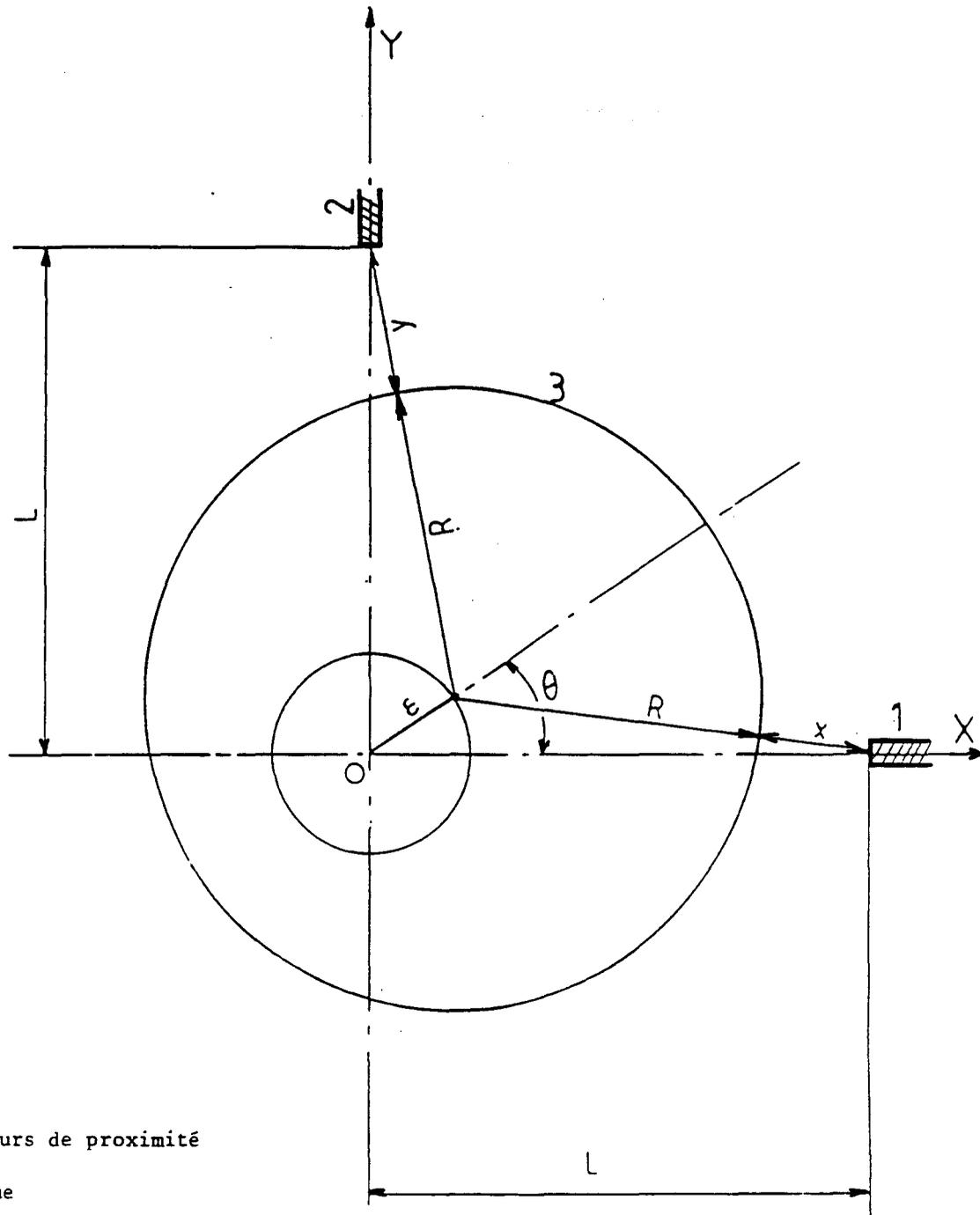
* Toutes les dimensions sont en mm

Figure 4 : schéma du circuit 2
position des capteurs de pression



* Toutes les dimensions sont en mm

Figure 5 : schéma du circuit 3
position des capteurs de pression



1 et 2 : capteurs de proximité

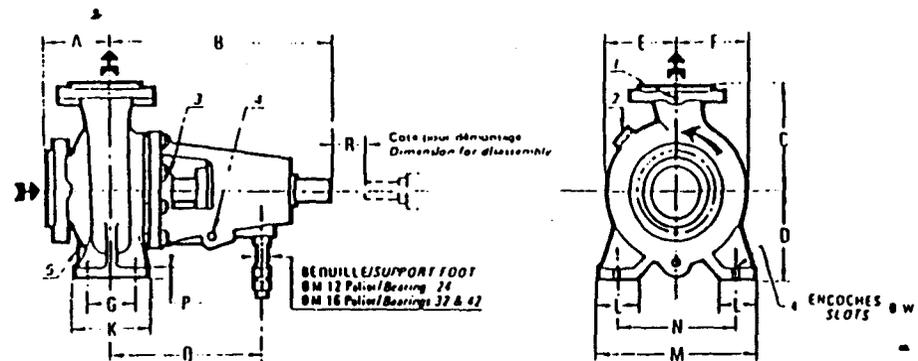
3 : excentrique

$L = 21 \text{ mm}$

$R = 20 \text{ mm}$

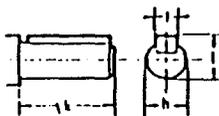
$e = 0.5 \text{ mm}$ (excentricité)

Figure 6 : excentrique utilisé pour la mesure de la vitesse de rotation



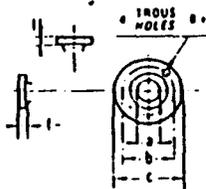
**BOUT D'ARBRE
SHAFT END**

h	i	k	l
24 1/4	8	50	31
32 1/4	10	80	35
42 1/4	17	110	45



**BRIDES
FLANGES**

ØB	PN	b	c	d	e	f
32		100	140	4	18	18
40		110	150	4	18	18
50		125	165	4	18	18
65	16	145	185	4	18	22
80		160	200	8	18	24
100		180	220	8	18	24
125		210	250	8	18	24
150	10	240	285	8	22	25.5
200		295	340	8	22	30.5



ORIFICES - NOZZLES

- 1 - Manomètre / Manometer Ø 1/4" (OPTION)
- 2 - Remplissage / Filling Ø 1/2"
- 3 - Refroidissement / Cooling Ø 1/2"
- 4 - Égouttoirs / Drains Ø 1/8"
- 5 - Vitrage / Drain Ø 1/2"

* - PN 25 au réajustement suivant la pression de service
- Delivery flange with PN 25 according working pressure

TYPES	PALIERS BEARINGS	ORIFICES - NOZZLES				DIMENSIONS (mm)															ØV	ØW	Poids kg
		ASP. SUC		REF. DÉL.		A	B	C	D	E	F	G	K	L	M	N	P	Q	R	W			
		Ø s	PN	Ø s	PN																		
3 - 20	24	50	16	32	16	80	360	180	140	125	135	70	100	50	720	180	12	280	80	17	114	320	43

POMPE GUINARD TYPE NE 3,20

ROUE :

- Diamètre intérieur : $D_1 = 64$ mm
- Diamètre extérieur : $D_2 = 209$ mm
- largeur : $b_2 = 7,4$ mm
- angles : $\beta_1 = 90^\circ$
 $\beta_2 = 20^\circ$
- arbre : $D = 22$ mm

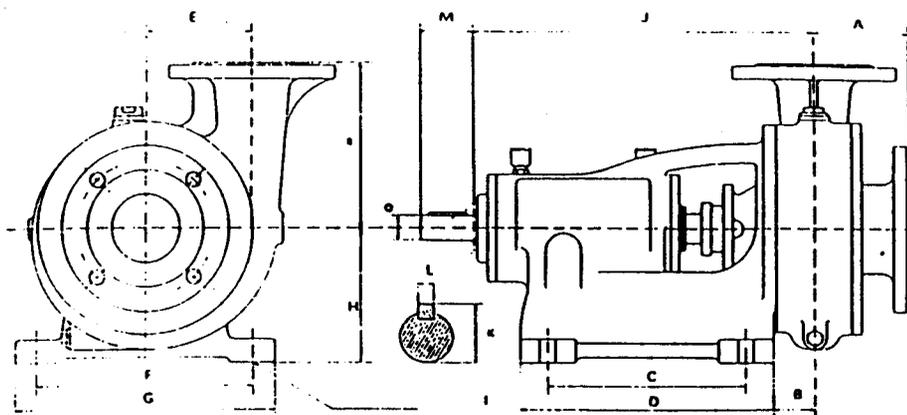
QUIES :

- Radiale (sortie) : $D_8 = 33$ mm
- Axiale (entrée) : $D_6 = 55$ mm

BRIDES :

- Radiale : DN 32
- Axiale : DN 50

Figure 7 : caractéristiques dimensionnelles de la pompe (G)



POMPE LEFI BOB 40/20

ROUE :

- Diamètre intérieur : $D_1 = 40 \text{ mm}$
- Diamètre extérieur : $D_2 = 190 \text{ mm}$
- largeur en sortie : $b = 6,5 \text{ mm}$
- angles entrée : $\beta_1 = 90^\circ$
- sortie : $\beta_2 = 20^\circ$
- arbre : $D = 20 \text{ mm}$

QUIES :

- Radiale (sortie) : $D_s = 40 \text{ mm}$
- Axiale (entrée) : $D_c = 40 \text{ mm}$

BRIDES :

DN 32

POMPE BOB	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	Diam. arbre	Diam. int. Pâtes ar- rière	Diam. ext. Lège ruban Koblenz	ASPIRATION					REFOULEMENT					Pds à vide			
	140- 190	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12				13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
40/20	80	33,5	185	235	113	204	215	130	15	313	30	20	23	0	140	200	2	18	1	120	40	100	4	14	130	40	100	4	14	30

Figure 8 : caractéristiques dimensionnelles de la pompe (L.)

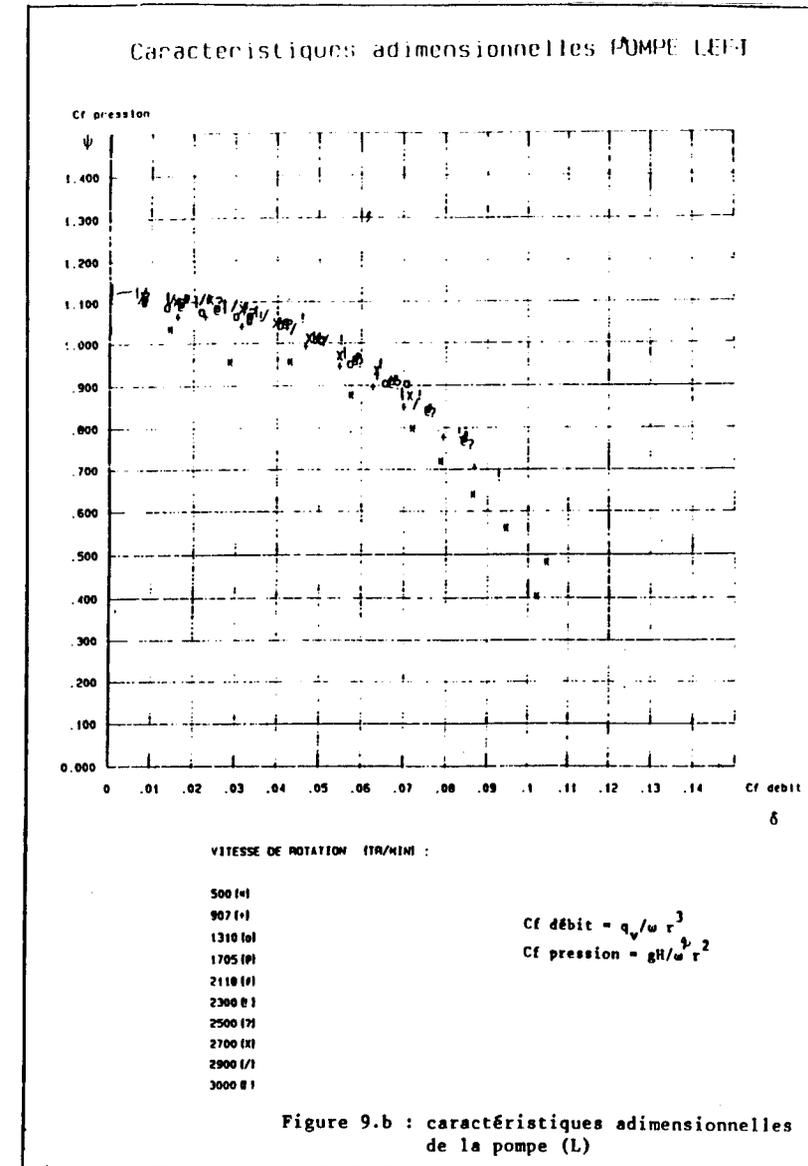
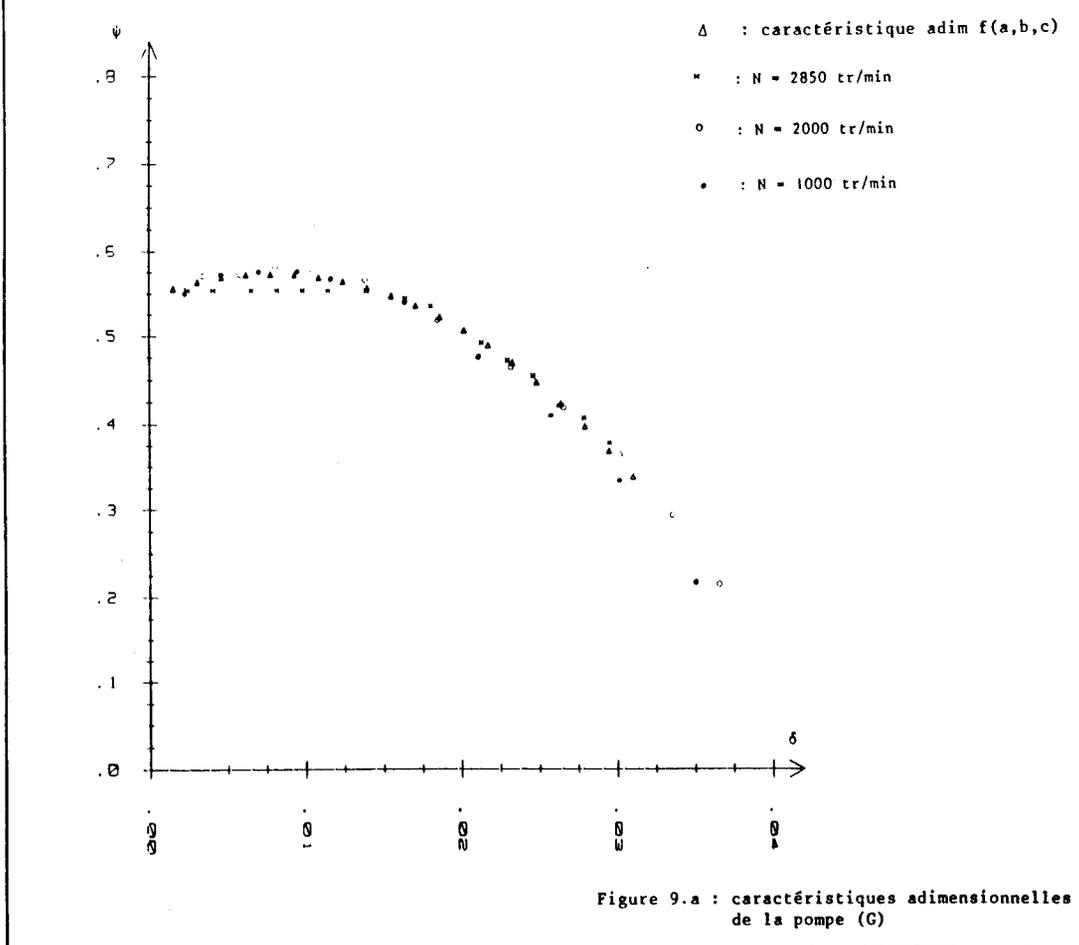
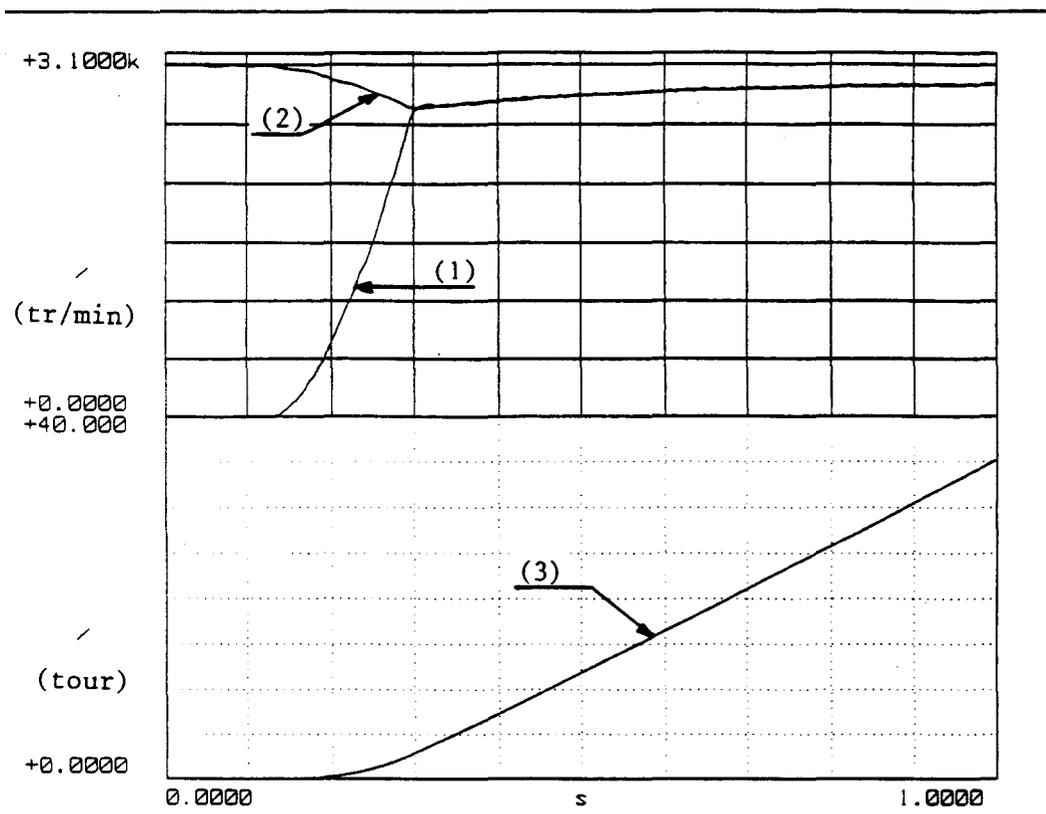


Figure 9 : caractéristiques adimensionnelles en régime établi

k = 1000



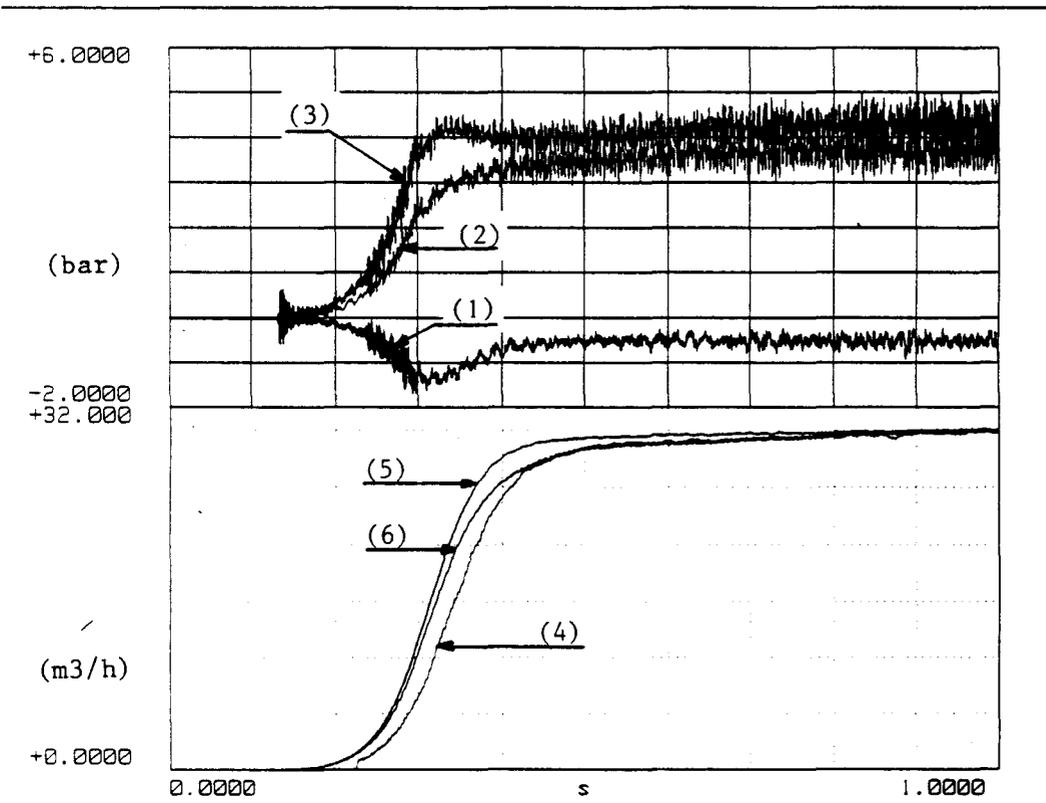
TEST ID.: essai-1

time_record

1/vitesse de rotation de l'arbre de pompe (tr/min)

2/vitesse de rotation de l'arbre du moteur (tr/min)

3/position angulaire de l'arbre de pompe (tour)



TEST ID.: essai-1

time_record

1/c3-asp

2/c4-ref

3/(c4-ref)-(c3-asp)

4/debit-exp

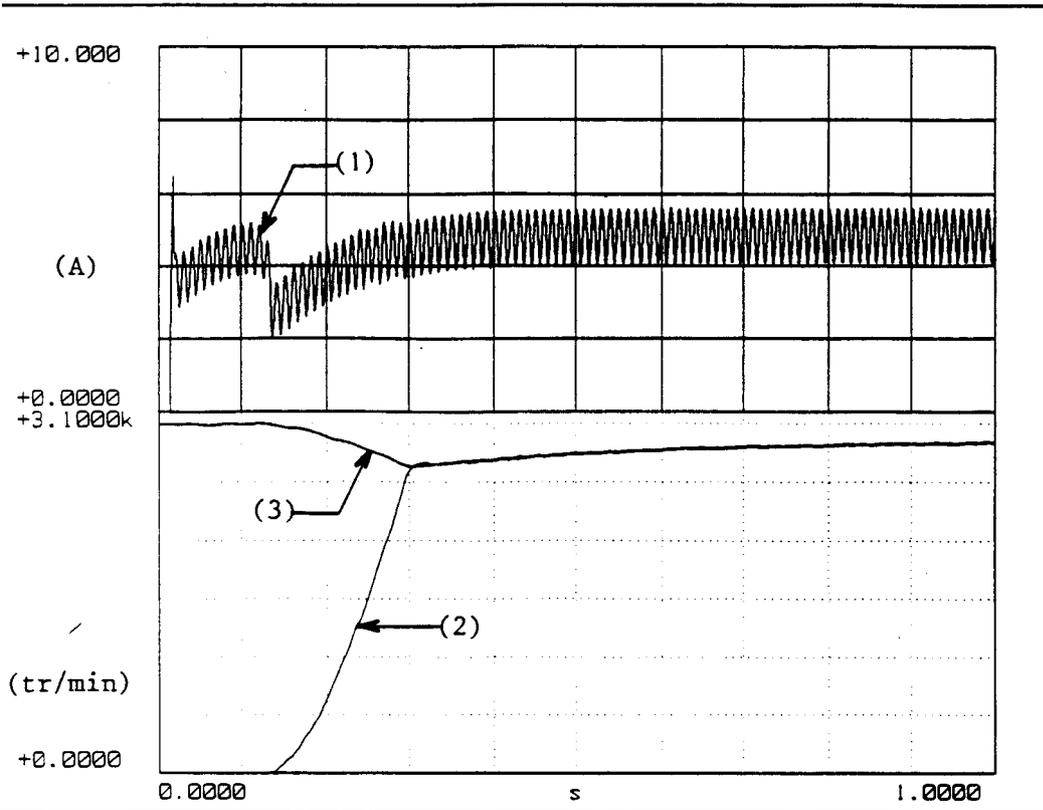
5/debit-asp

6/debit-ref

Figure 10.a

Figure 10 : résultats expérimentaux (essai 1)

k = 1000



TEST ID.: essai-1

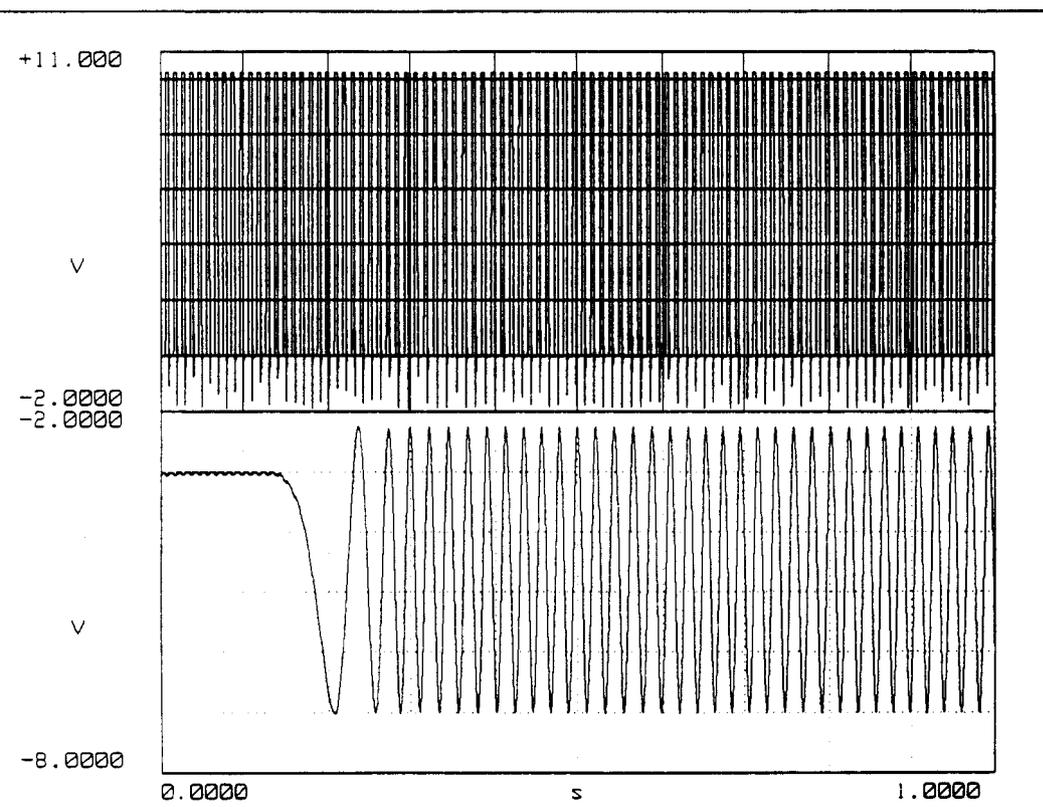
time_record

1/courant d'embrayage

2/vitesse de rotation
de l'arbre de pompe
(tr/min)

3/vitesse de rotation
de l'arbre du moteur
(tour)

Figure 10.b



TEST ID.: essai-1

time_record

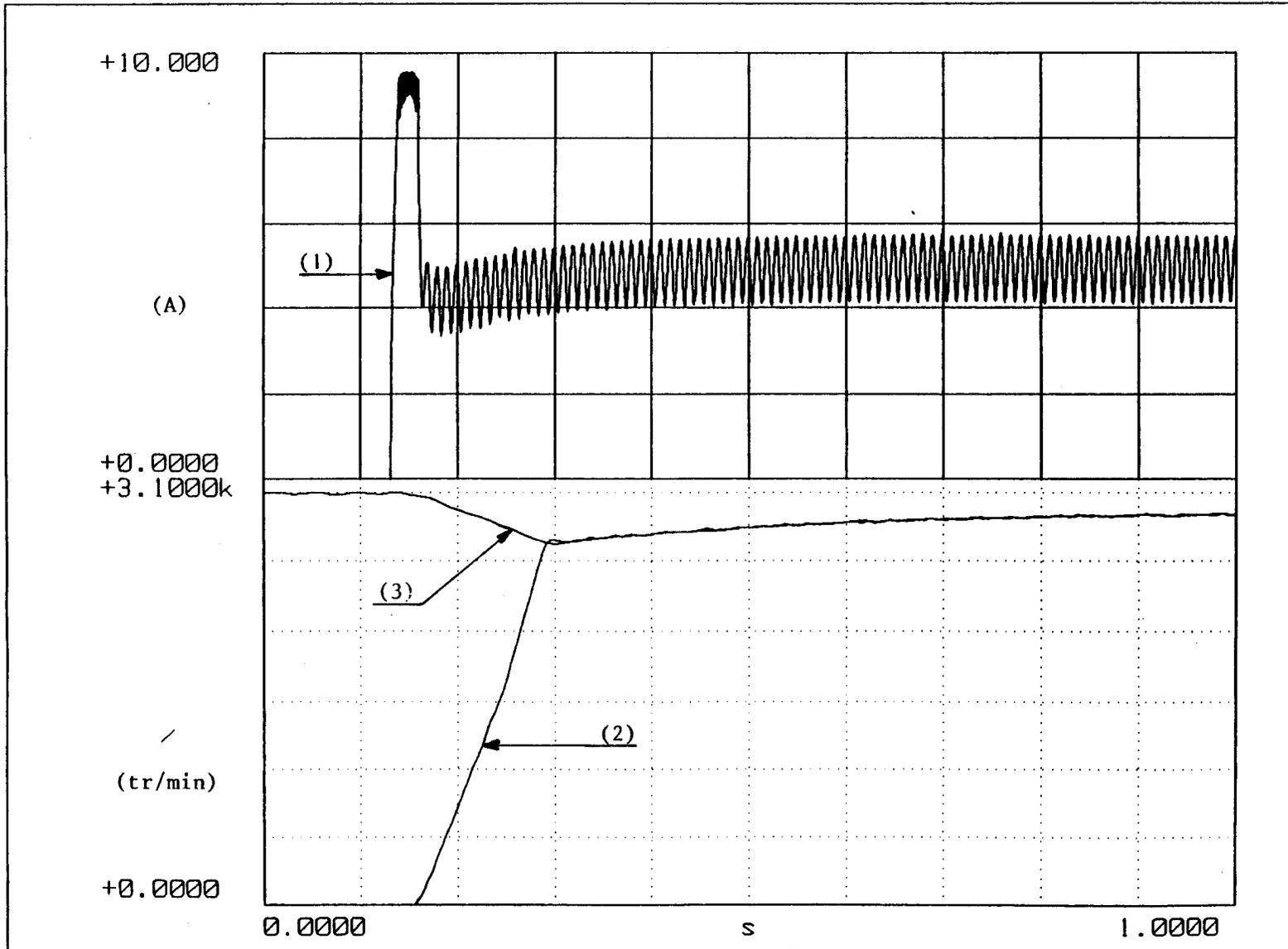
top-tour

excl

Figure 10.c

Figure 10 : résultats expérimentaux
(essai 1)

k = 1000



TEST ID.: essai-3

time_record

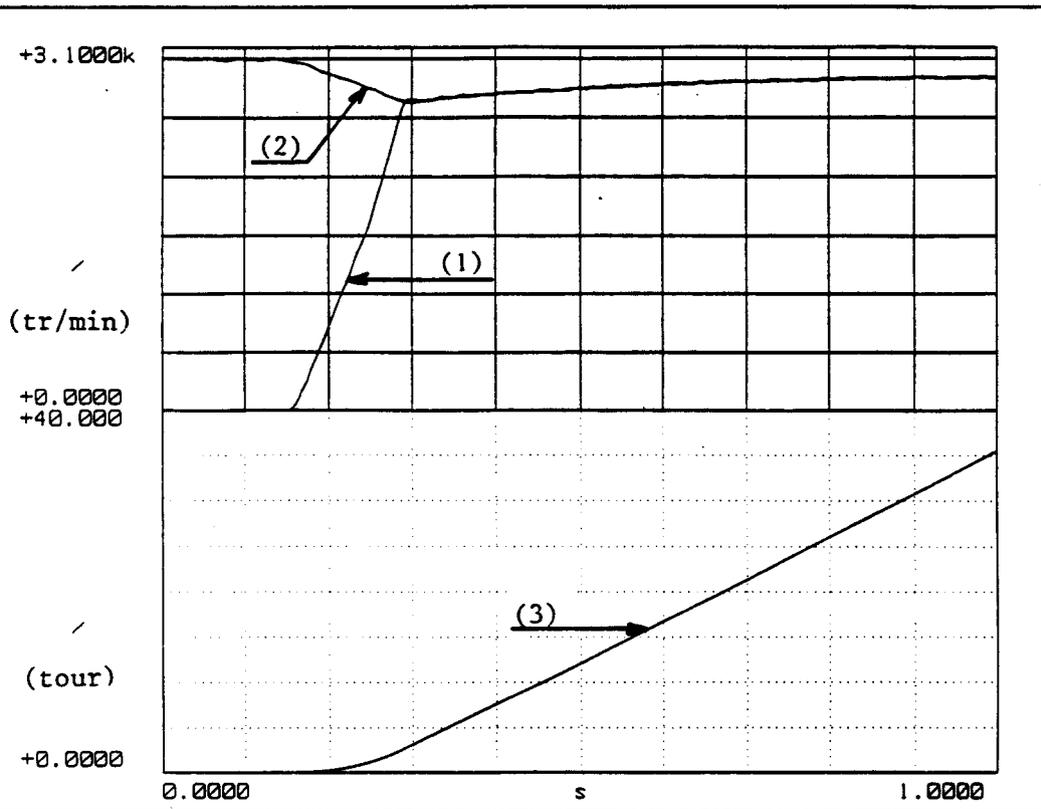
1/courant d'embrayage

2/vitesse de rotation
de l'arbre de pompe
(tr/min)

3/vitesse de rotation
de l'arbre du moteur
(tour)

Figure 11.a

k = 1000



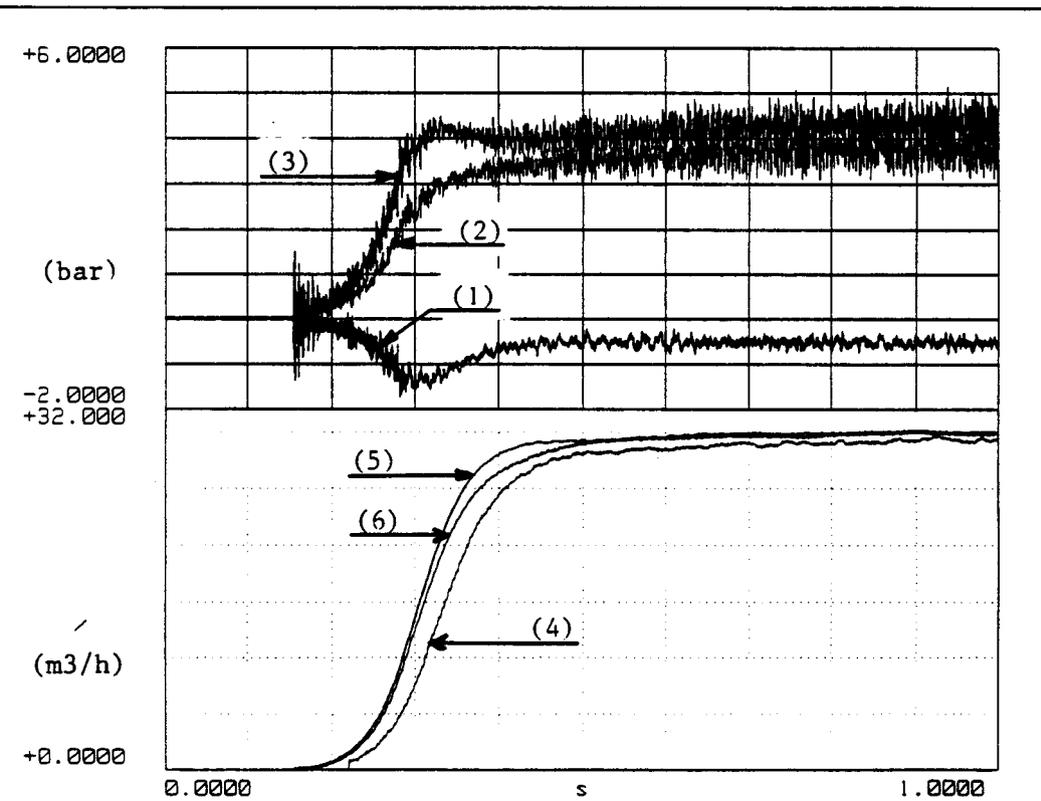
TEST ID.: essai-3

time_record

1/vitesse de rotation de l'arbre de pompe (tr/min)

2/vitesse de rotation de l'arbre du moteur (tr/min)

3/position angulaire de l'arbre de pompe (tour)



TEST ID.: essai-3

time_record

1/c3-asp

2/c4-ref

3/(c4-ref)-(c3-asp)

4/debit-exp

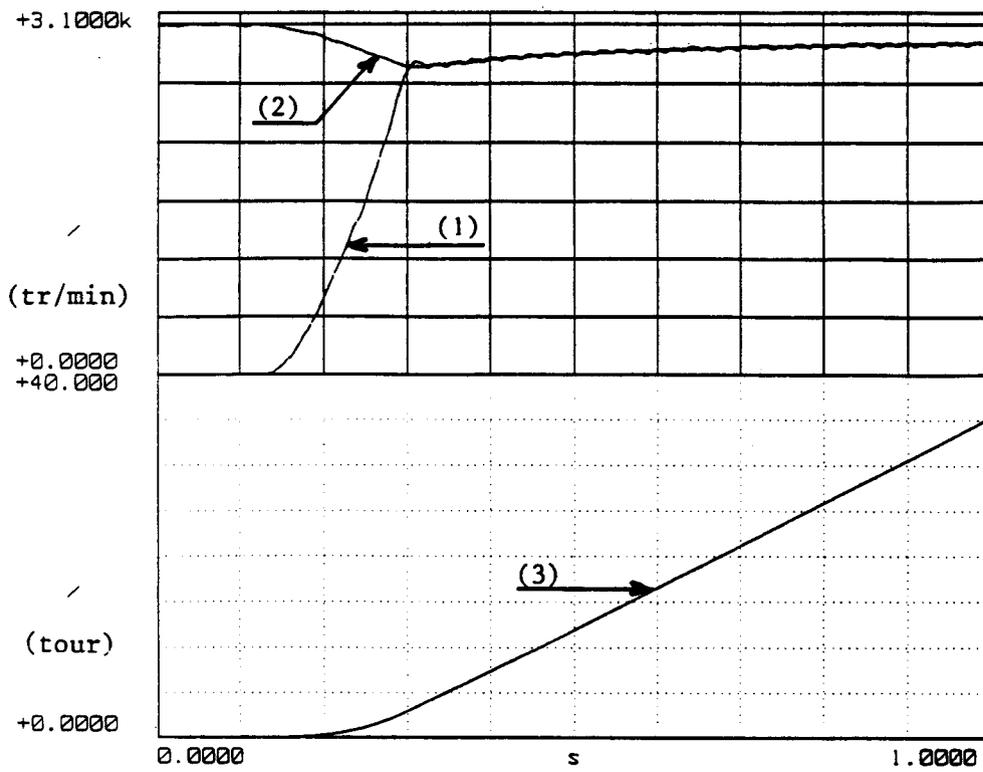
5/debit-asp

6/debit-ref

Figure 11.b

Figure 11 : résultats expérimentaux (essai 3)

k = 1000



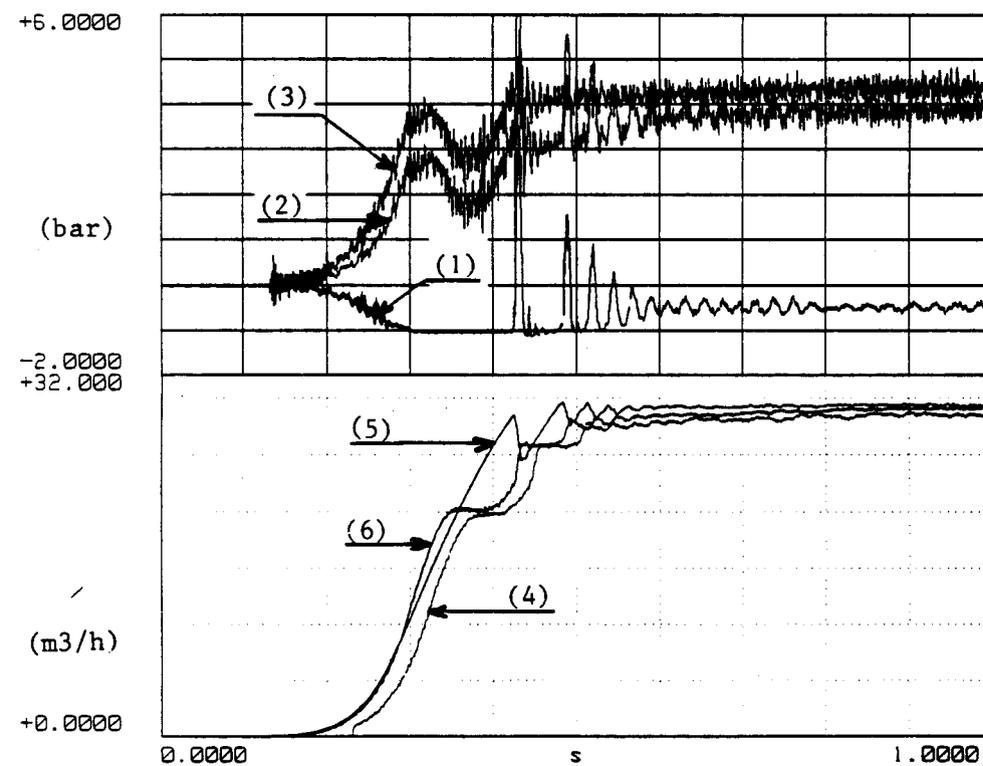
TEST ID.: essai-4

time_record

1/vitesse de rotation
de l'arbre de pompe
(tr/min)

2/vitesse de rotation
de l'arbre du moteur
(tr/min)

3/position angulaire
de l'arbre de pompe
(tour)



TEST ID.: essai-4

time_record

1/c3-asp

2/c4-ref

3/(c4-ref)-(c3-asp)

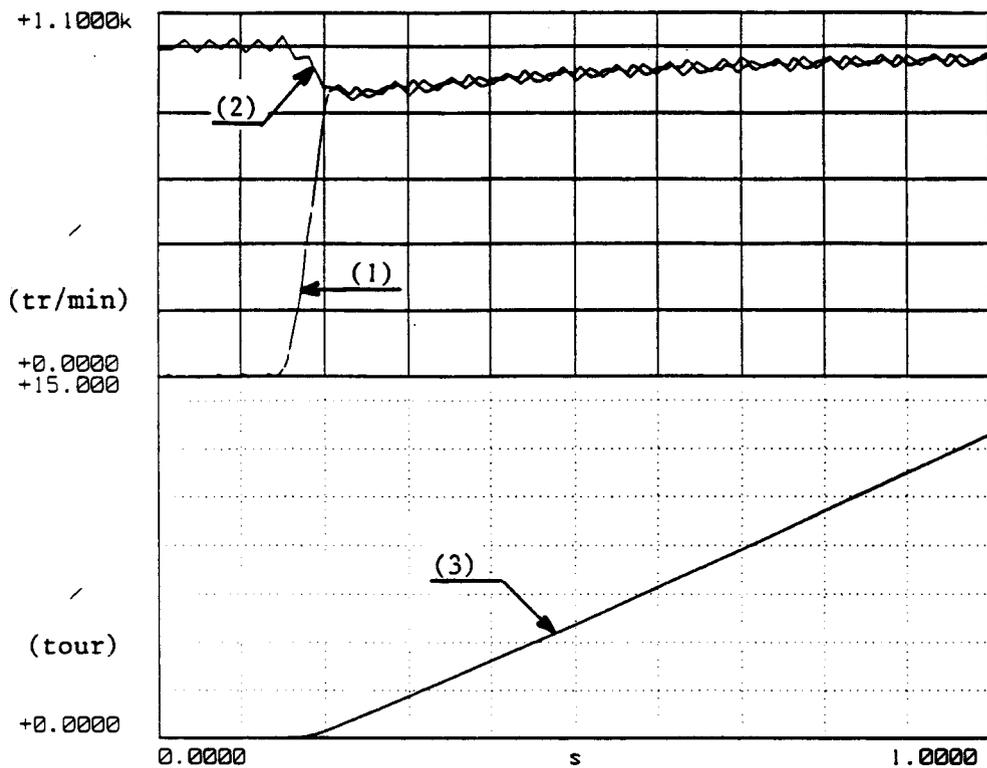
4/debit-exp

5/debit-asp

6/debit-ref

Figure 12 : résultats expérimentaux
(essai 4)

k = 1000



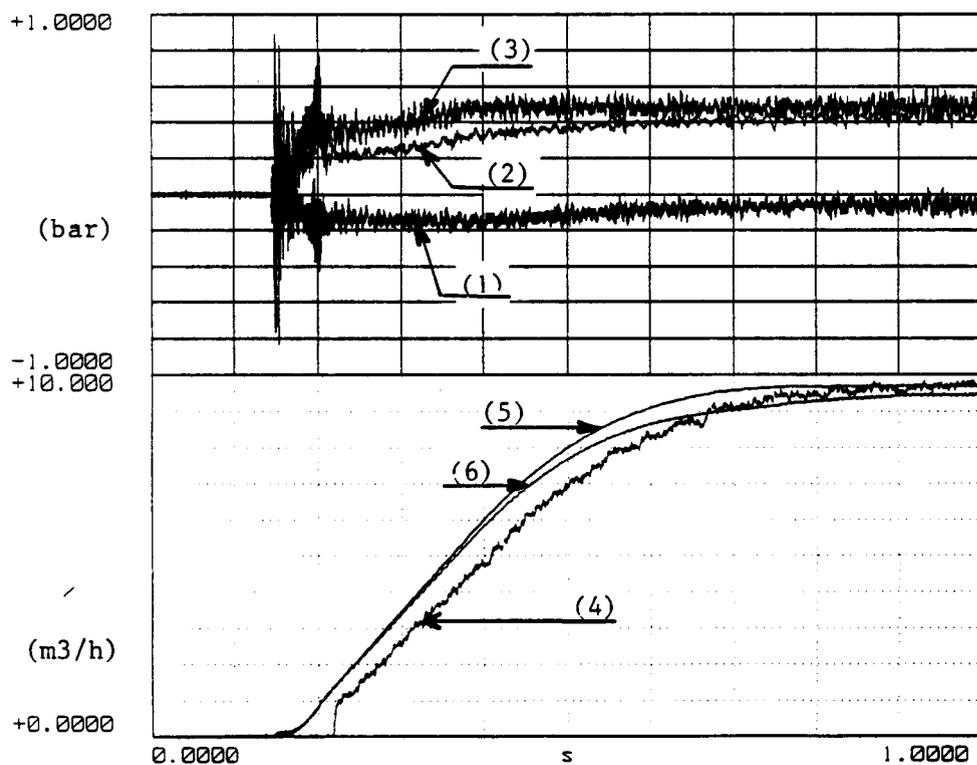
TEST ID.: essai-6

time_record

1/vitesse de rotation
de l'arbre de pompe
(tr/min)

2/vitesse de rotation
de l'arbre du moteur
(tr/min)

3/position angulaire
de l'arbre de pompe
(tour)



TEST ID.: essai-6

time_record

1/c3-asp

2/c4-ref

3/(c4-ref)-(c3-asp)

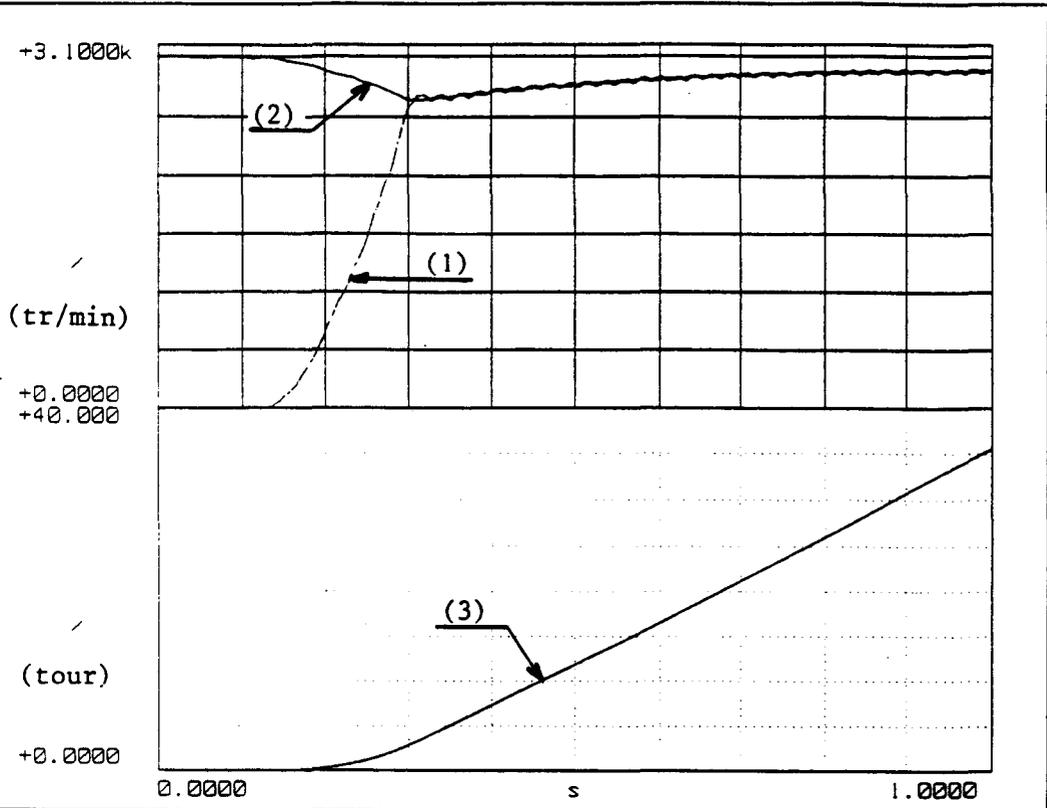
4/debit-exp

5/debit-asp

6/debit-ref

Figure 13 : résultats expérimentaux
(essai 6)

k = 1000



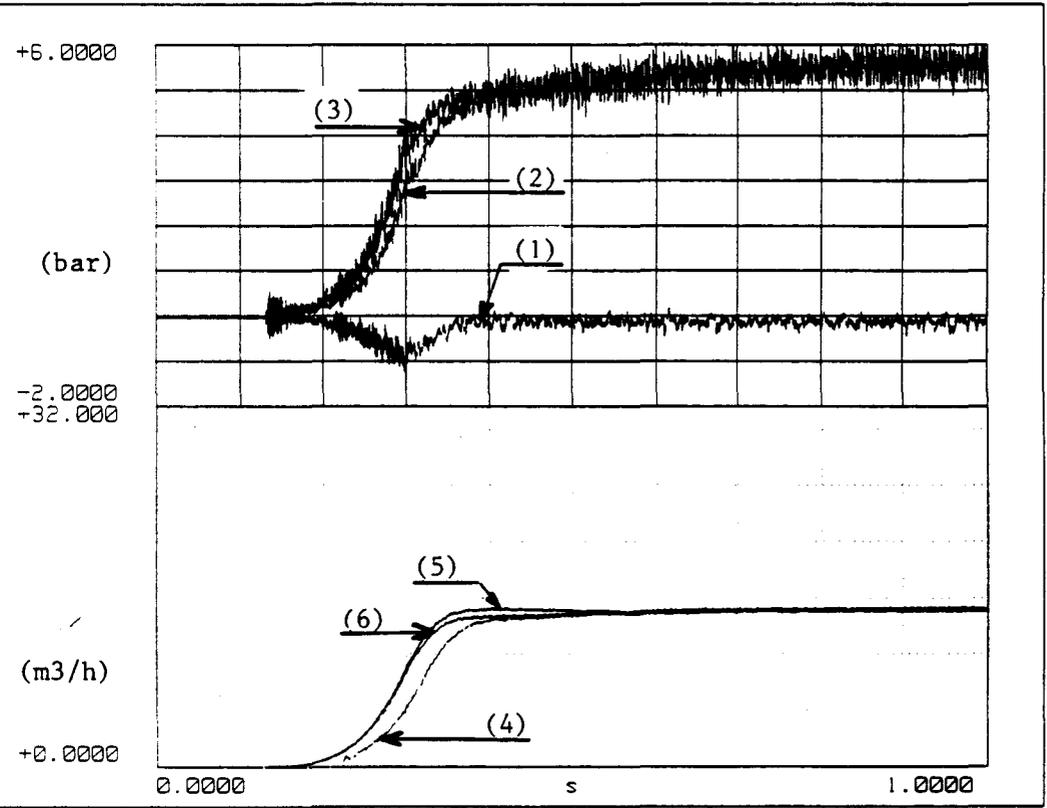
TEST ID.: essai-8

time_record

1/vitesse de rotation de l'arbre de pompe (tr/min)

2/vitesse de rotation de l'arbre du moteur (tr/min)

3/position angulaire de l'arbre de pompe (tour)



TEST ID.: essai-8

time_record

1/c3-asp

2/c4-ref

3/(c4-ref)-(c3-asp)

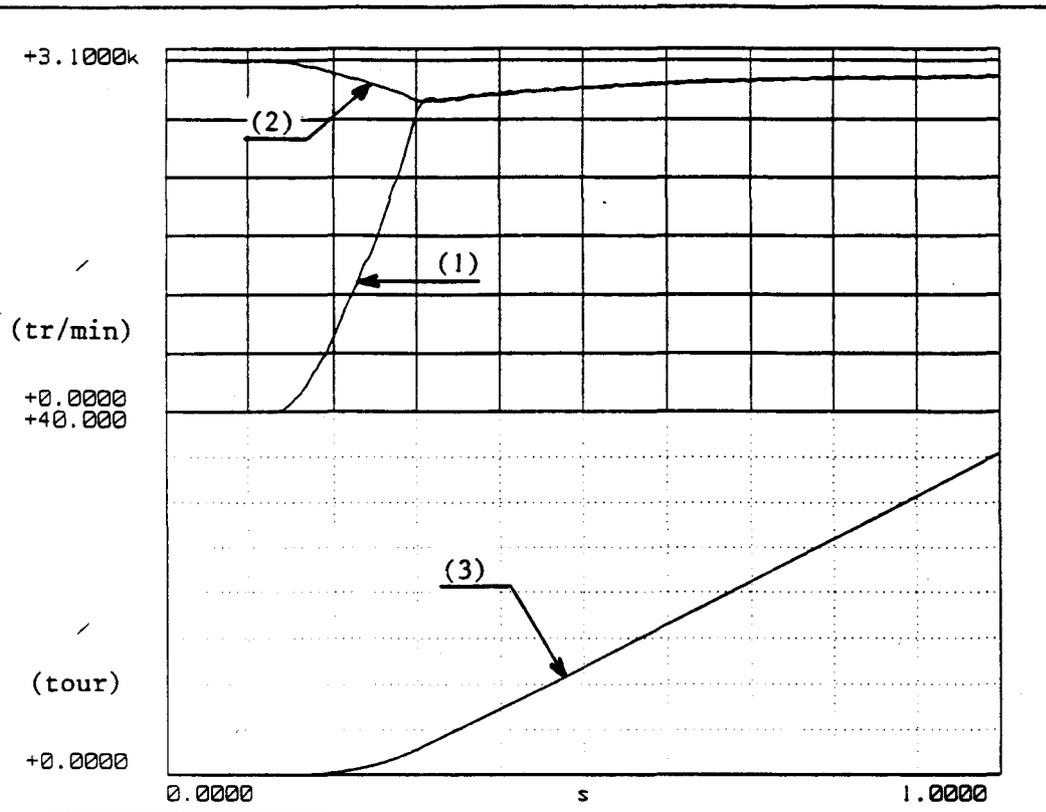
4/debit-exp

5/debit-asp

6/debit-ref

Figure 14 : résultats expérimentaux (essai 8)

k = 1000

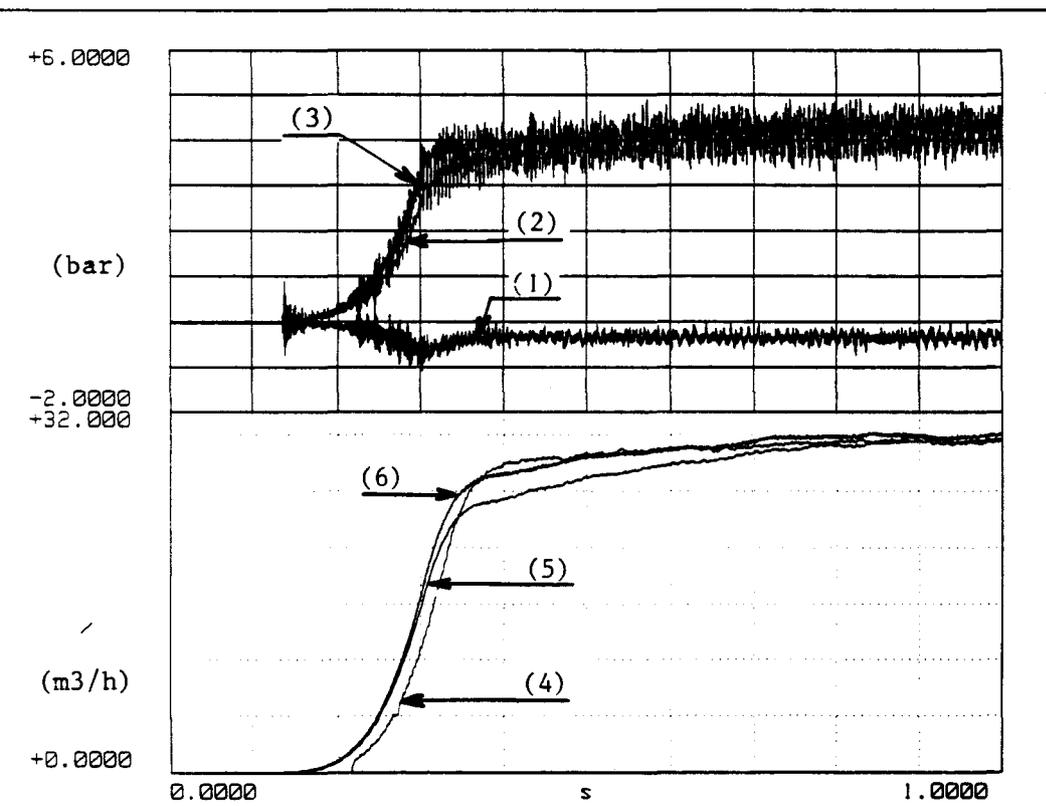


TEST ID.: essai-13

time_record

1/vitesse de rotation
de l'arbre de pompe
(tr/min)
2/vitesse de rotation
de l'arbre du moteur
(tr/min)

3/position angulaire
de l'arbre de pompe
(tour)



TEST ID.: essai-13

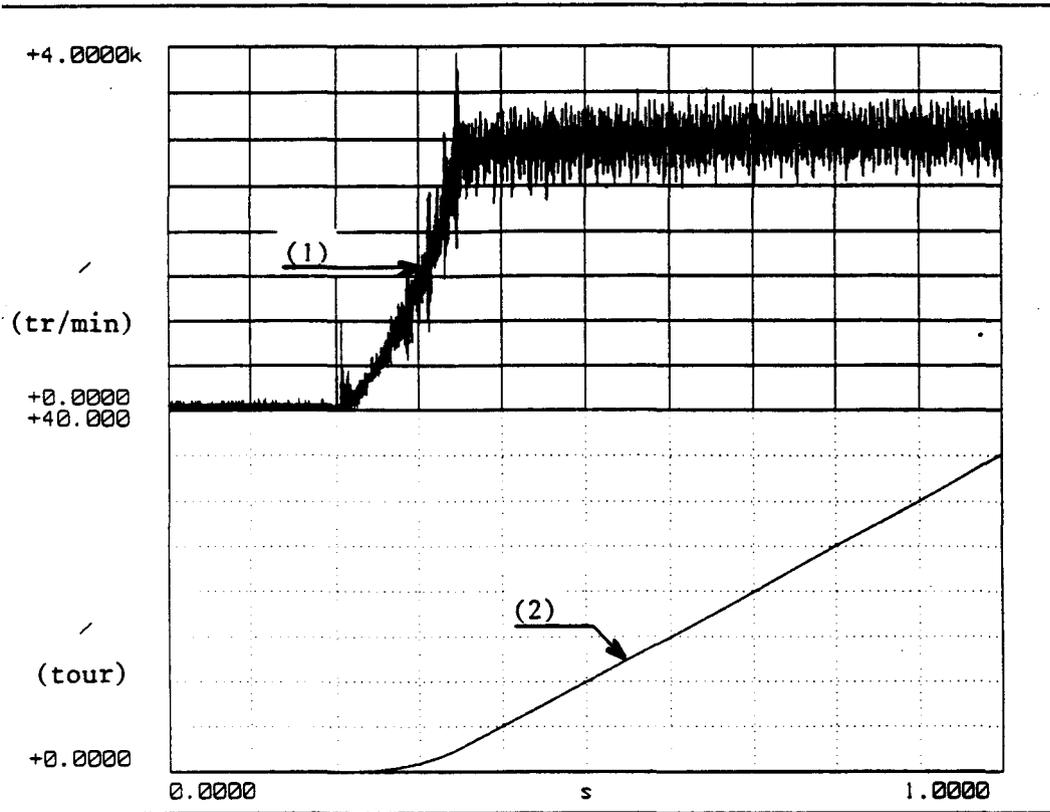
time_record

1/c3-asp
2/c4-ref
3/(c4-ref)-(c3-asp)

4/debit-exp
5/debit-asp
6/debit-ref

Figure 15 : résultats expérimentaux
(essai 13)

k = 1000

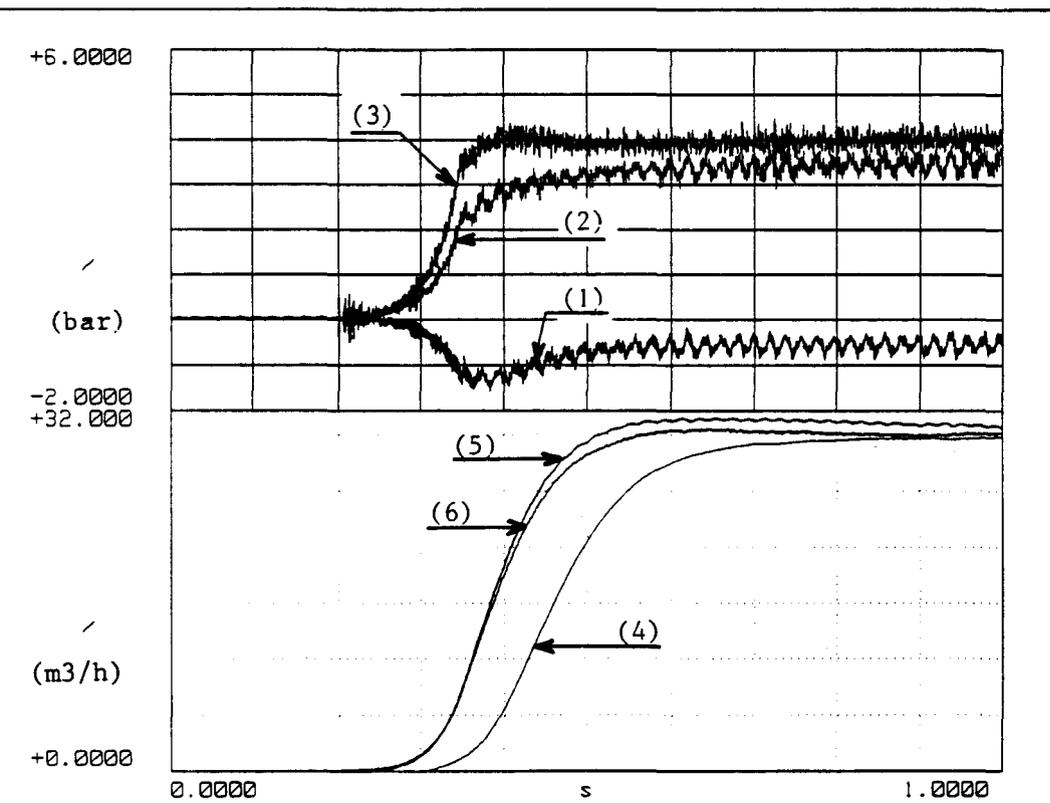


TEST ID.: essai-1

time_record

1/vitesse de rotation
de l'arbre de pompe
(tr/min)

2/position angulaire
de l'arbre de pompe
(tour)



TEST ID.: essai-1

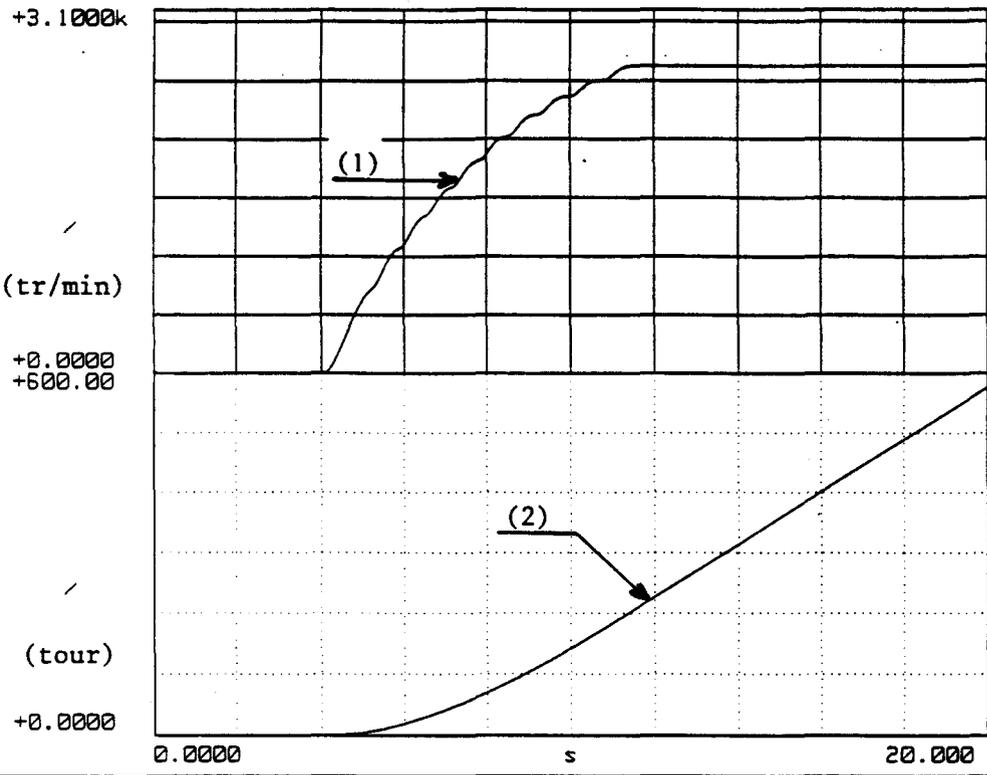
time_record

1/c3-asp
2/c4-ref
3/(c4-ref)-(c3-asp)

4/debit-exp
5/debit-asp
6/debit-ref

Figure 16 : résultats expérimentaux
(essai 16)

k = 1000

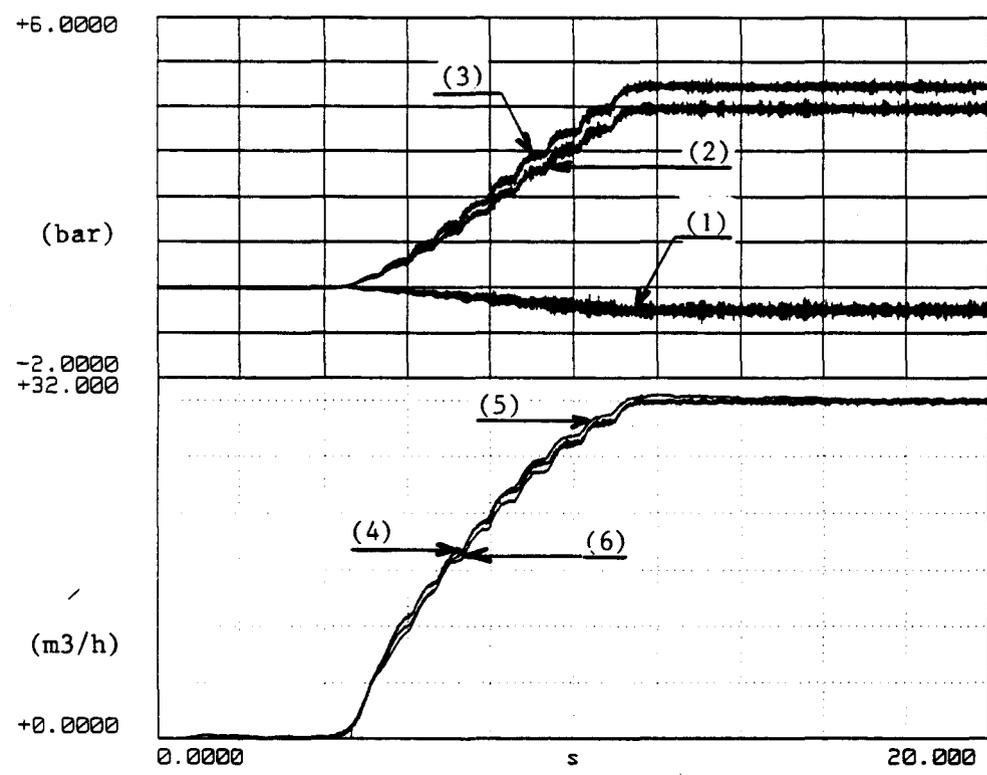


TEST ID.: test1

time_record

1/vitesse de rotation
de l'arbre de pompe
(tr/min)

2/position angulaire
de l'arbre de pompe
(tour)



TEST ID.: test1

time_record

1/c3-asp

2/c4-ref

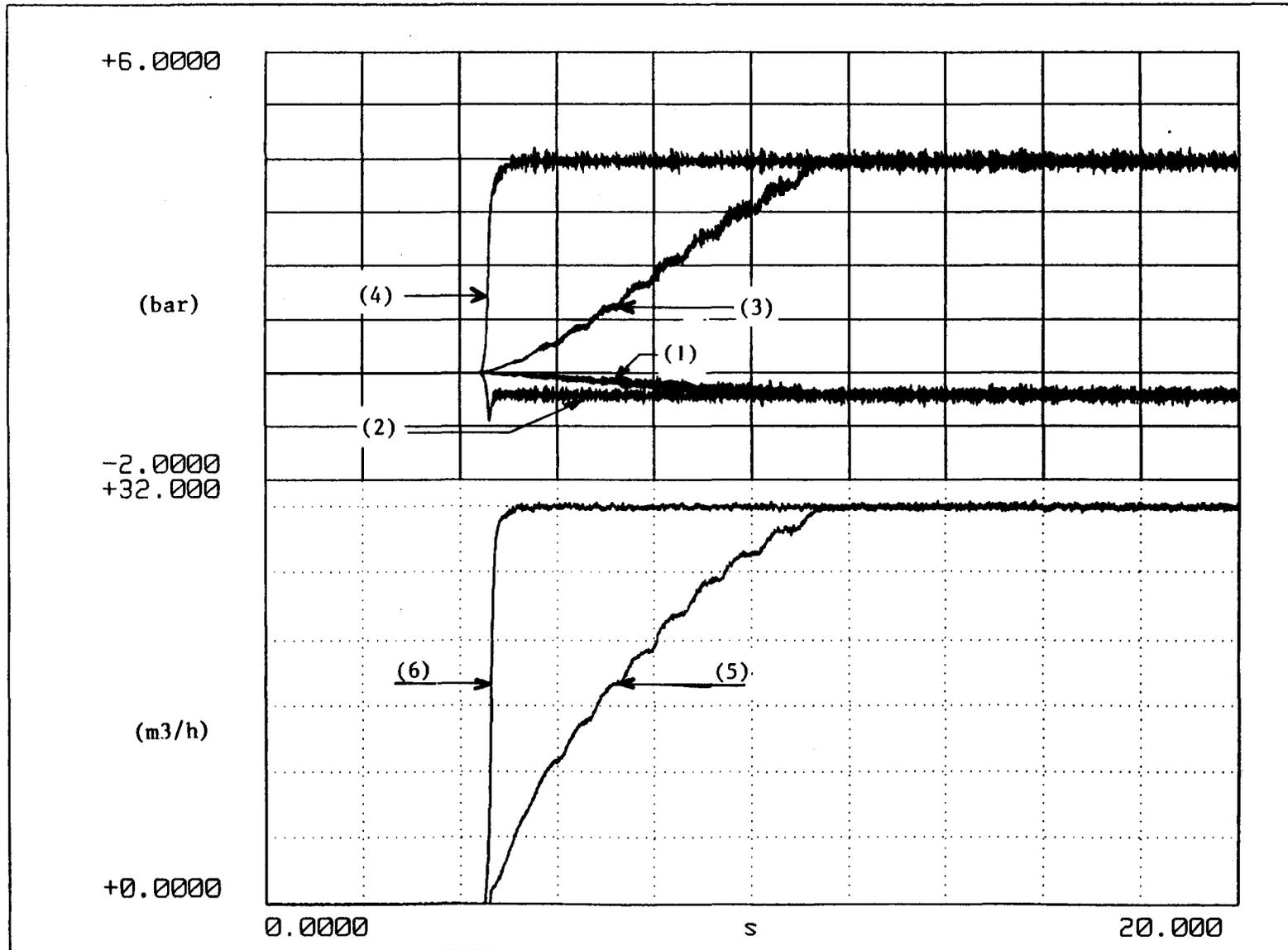
3/(c4-ref)-(c3-asp)

4/debit-exp

5/debit-asp

6/debit-ref

Figure 17.a



TEST ID.: test1

time_record

(1) : c1-asp
(variateur)

(2) : c1-asp
(embrayage)

(3) : c4-ref
(variateur)

(4) : c4-ref
(embrayage)

(5) : debit experiment
(variateur)

(6) : debit experiment
(embrayage)

figure 17.b

Figure 17 : résultats expérimentaux
(essai 17)

k = 1000

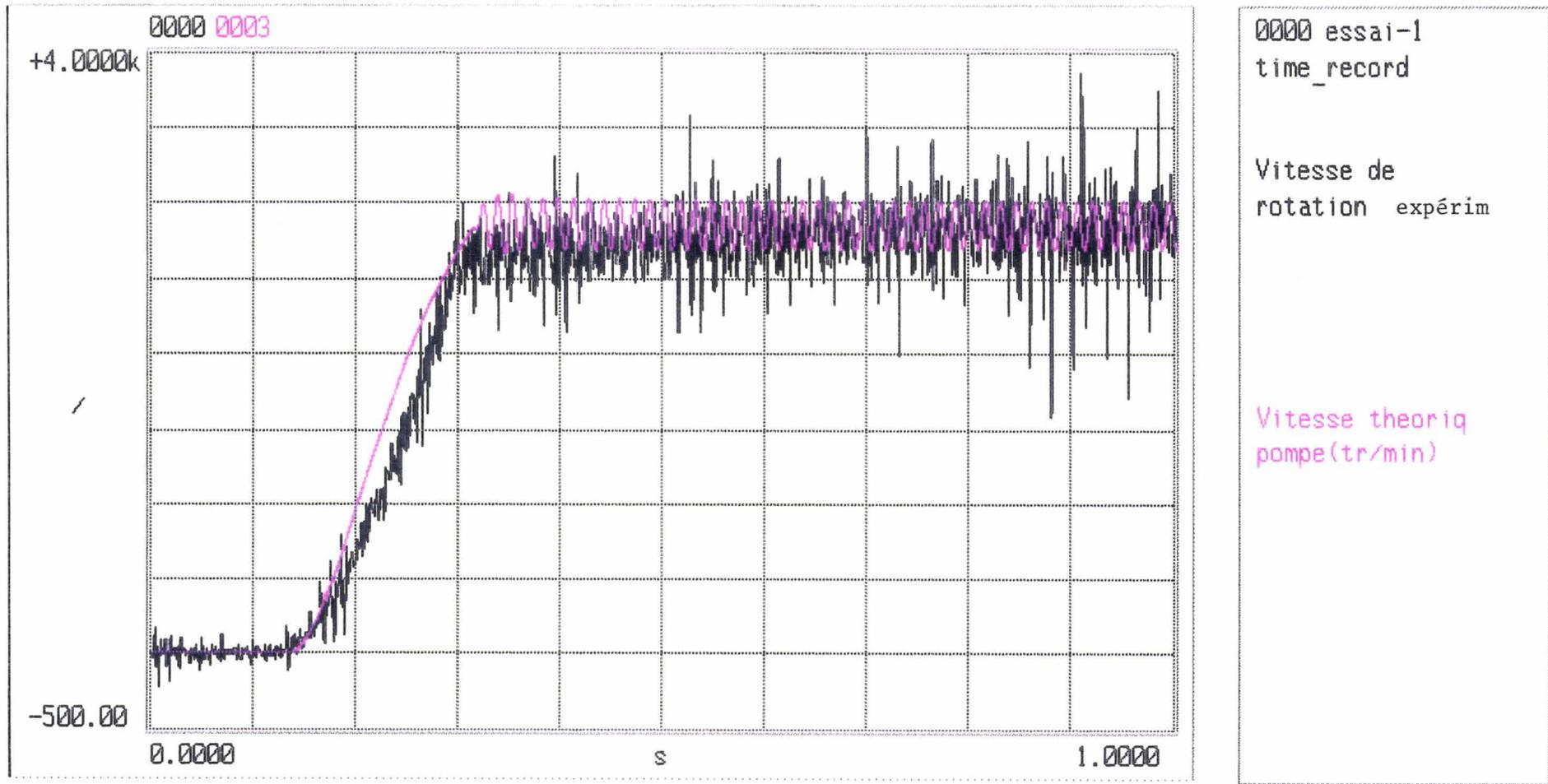
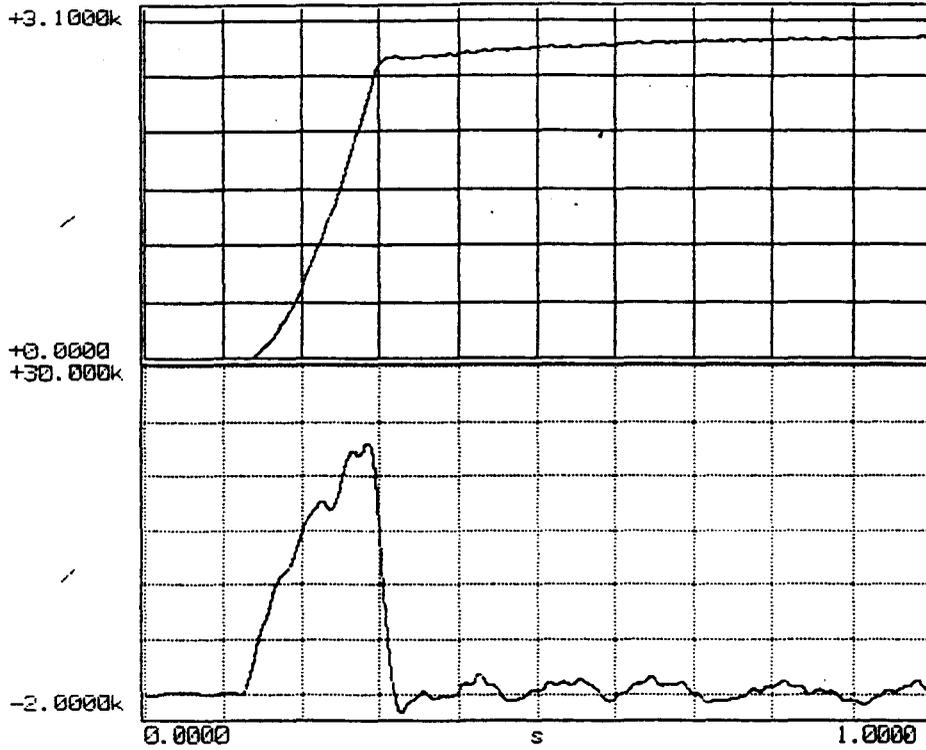


Figure 18 : comparaison théorie- expérience

k = 1000



TEST ID.: essai-1

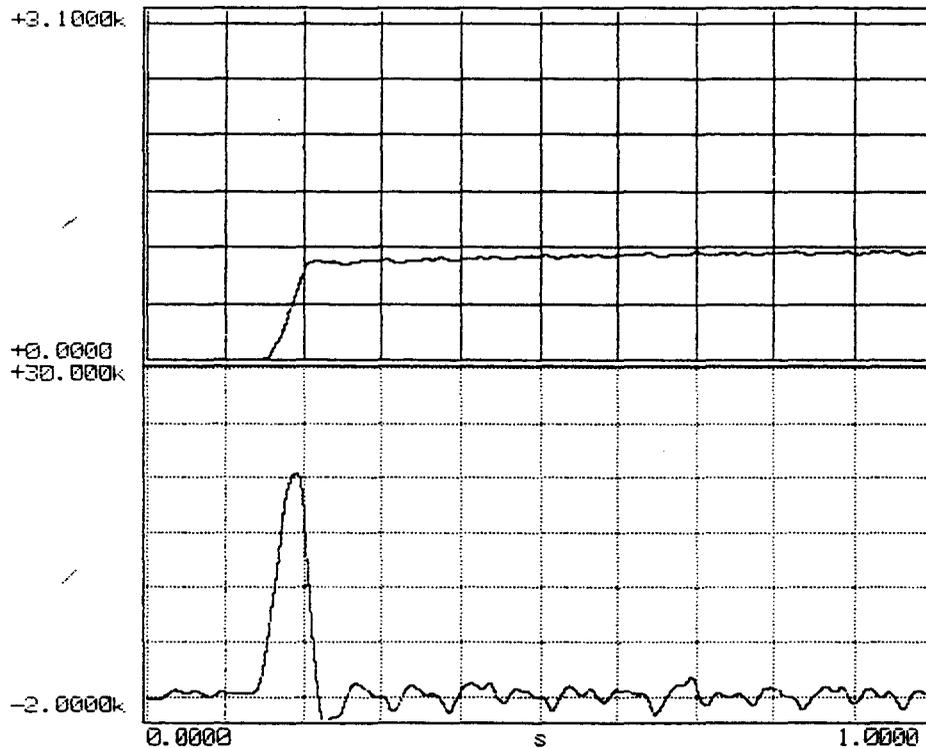
time_record

PR. ID.: vitesse de rotation

PR. ID.: accélération de la pompe

Figure 19 : résultats expérimentaux de vitesse et d'accélération de l'essai 1

k = 1000



TEST ID.: essai-6

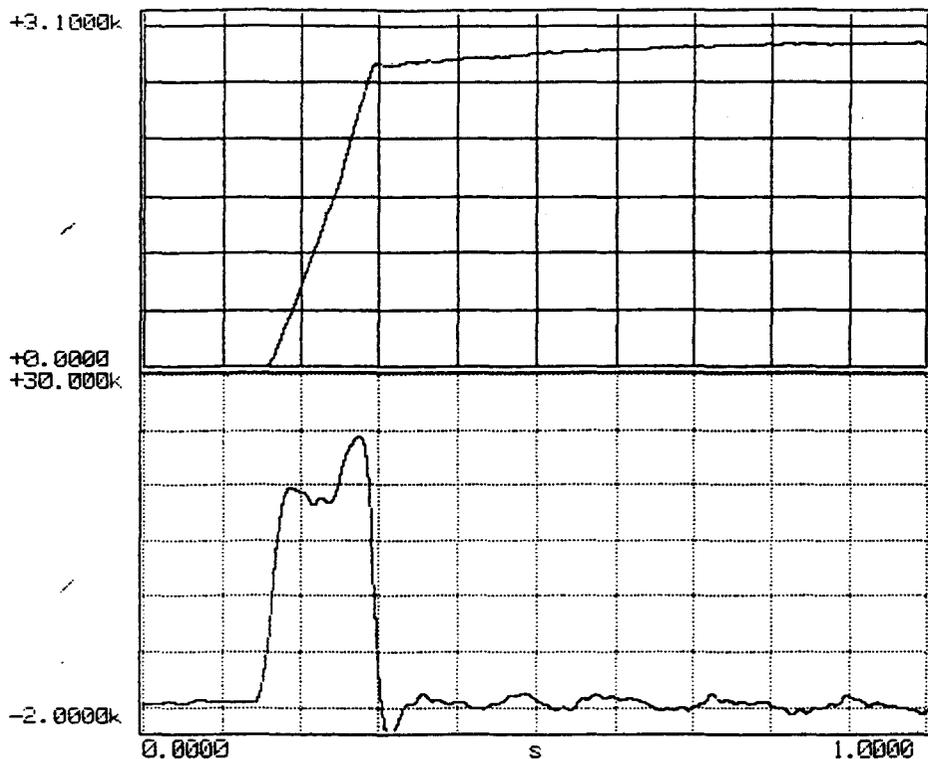
time_record

PR. ID.: vitesse de rotation

PR. ID.: accélération de la pompe

Figure 20 : résultats expérimentaux de vitesse et d'accélération de l'essai 6

k = 1000



TEST ID.:essai-3

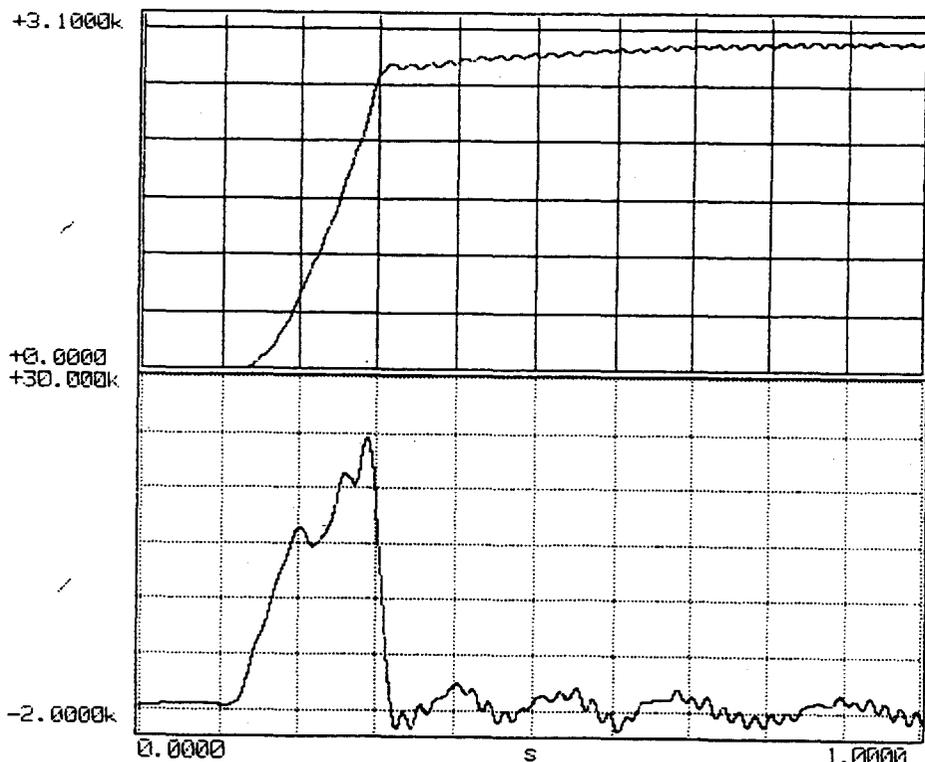
time_record

PR. ID.:vitesse de rotation

PR. ID.:accélération de la pompe

Figure 21 : résultats expérimentaux de vitesse et d'accélération de l'essai 3

k = 1000



TEST ID.:essai-8

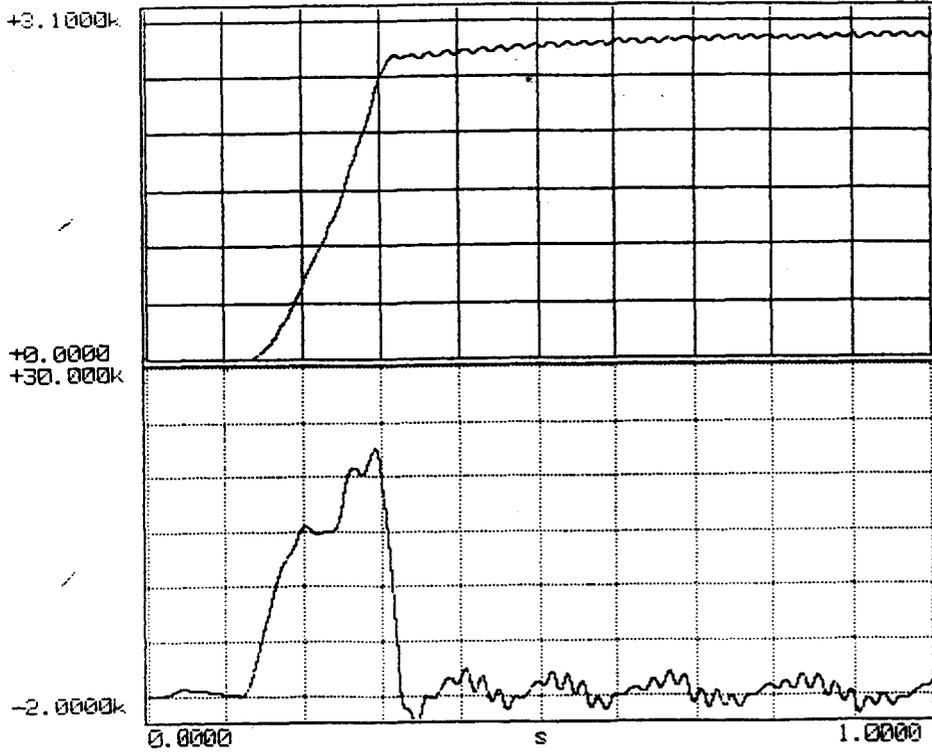
time_record

PR. ID.:vitesse de rotation

PR. ID.:accélération de la pompe

Figure 22 : résultats expérimentaux de vitesse et d'accélération de l'essai 8

k = 1000



TEST ID.: essai-11

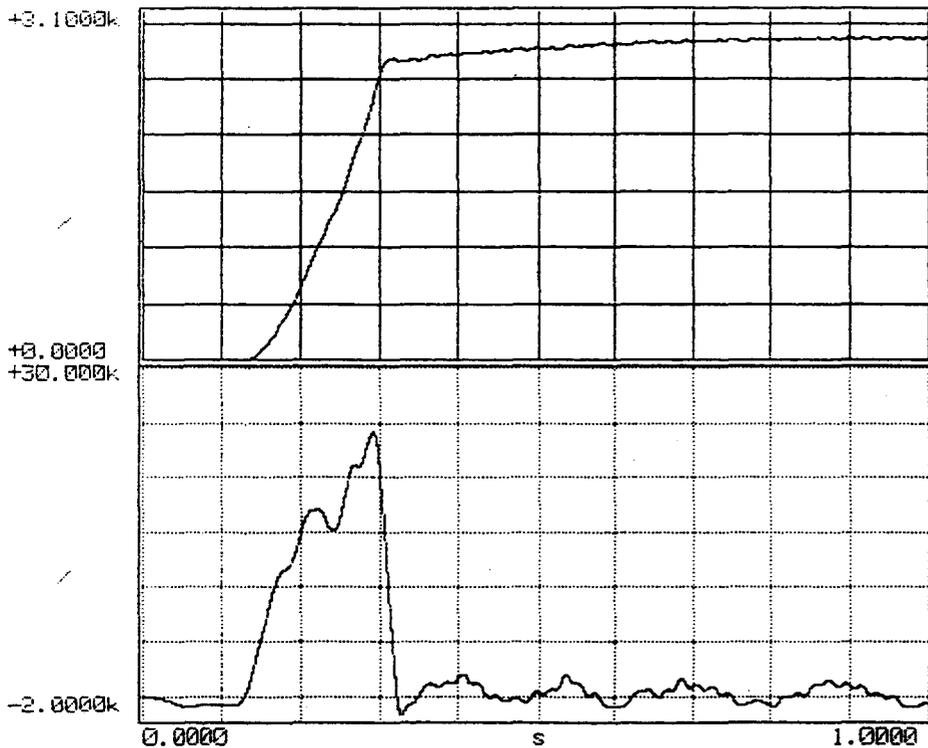
time_record

PR. ID.:vitesse de rotation

PR. ID.:accélération de la pompe

Figure 23 : résultats expérimentaux de vitesse et d'accélération de l'essai 11

k = 1000



TEST ID.: essai-13

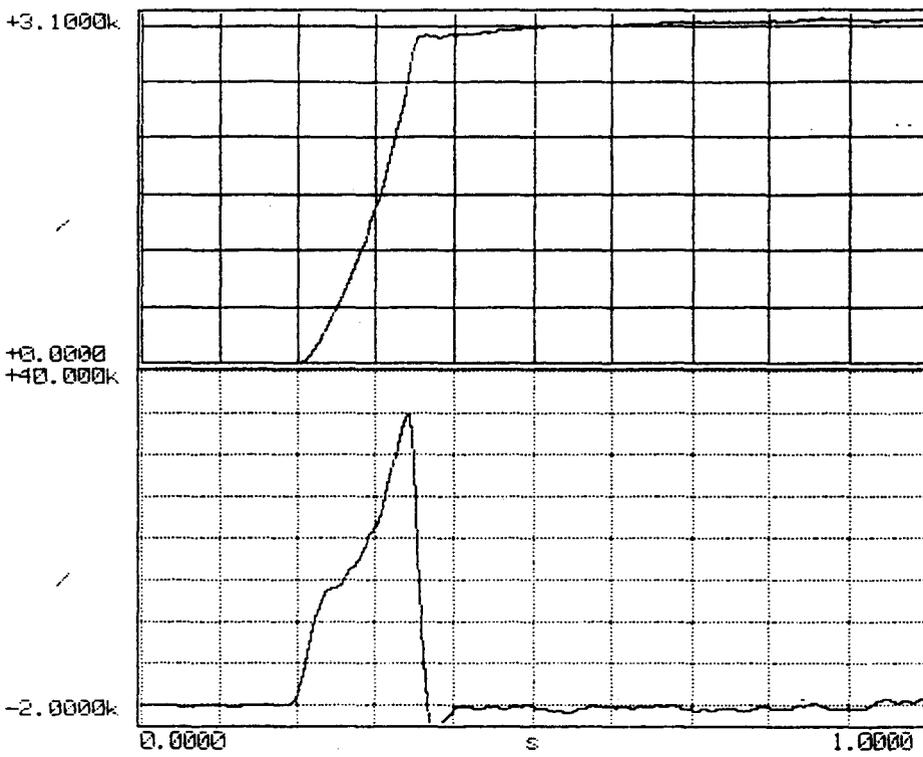
time_record

PR. ID.:vitesse de rotation

PR. ID.:accélération de la pompe

Figure 24 : résultats expérimentaux de vitesse et d'accélération de l'essai 13

k = 1000



TEST ID.:essai-16

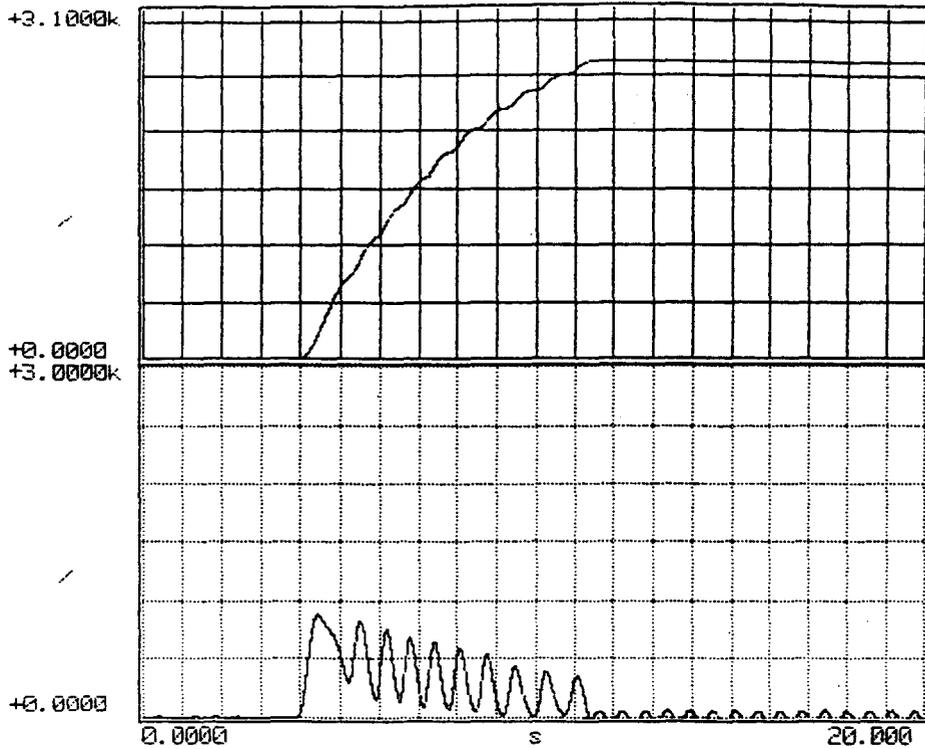
time_record

1/ vitesse de rotation

2/ Accelération de la pompe

Figure 25 : résultats expérimentaux de vitesse et d'accélération de l'essai 16

k = 1000



TEST ID.:essai-17

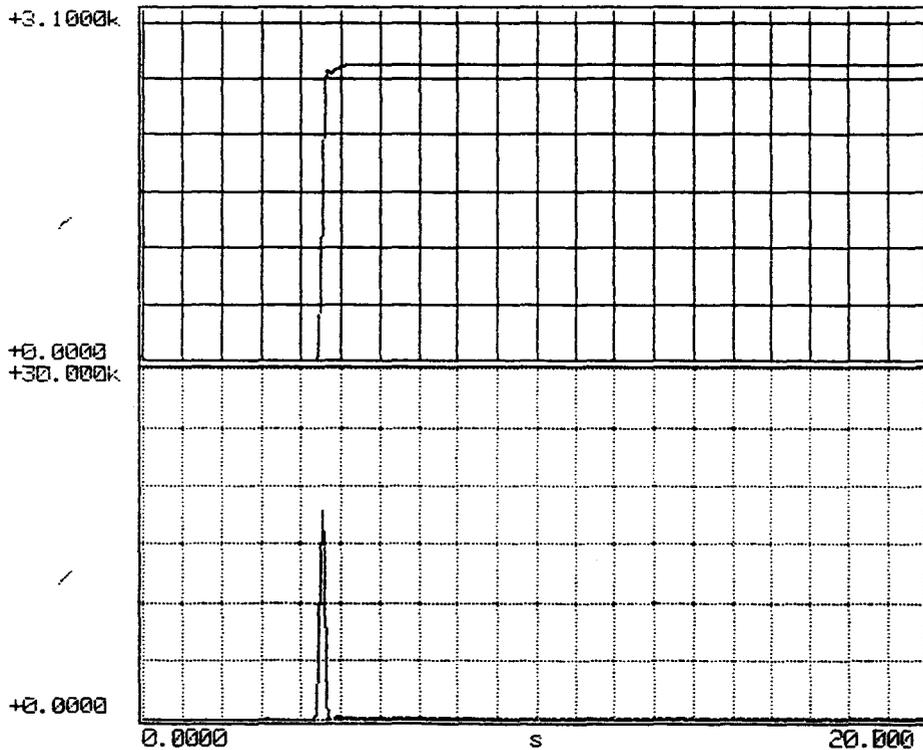
time_record

PR. ID.:vitesse de rotation

PR. ID.:accélération de la pompe

Figure 26 : résultats expérimentaux de vitesse et d'accélération de l'essai 17

k = 1000



TEST ID.:essai-18

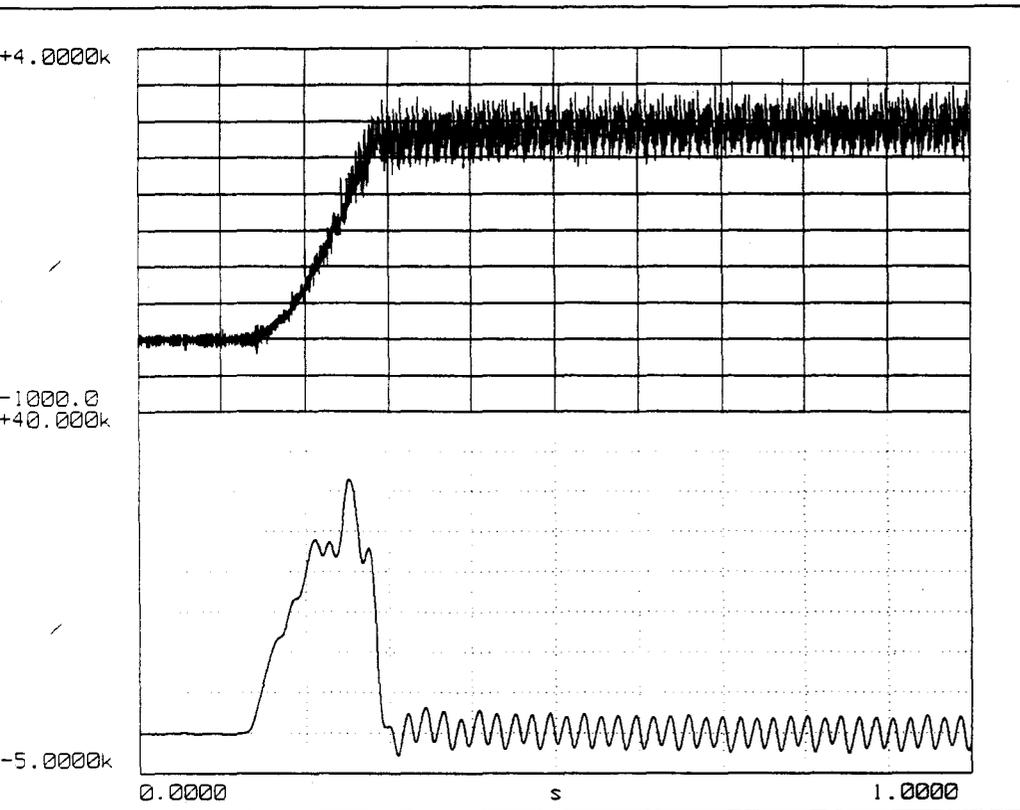
time_record

PR. ID.:vitesse de rotation

PR. ID.:accélération de la pompe

Figure 27 : résultats expérimentaux de vitesse et d'accélération de l'essai 18

k = 1000



TEST ID.: test1

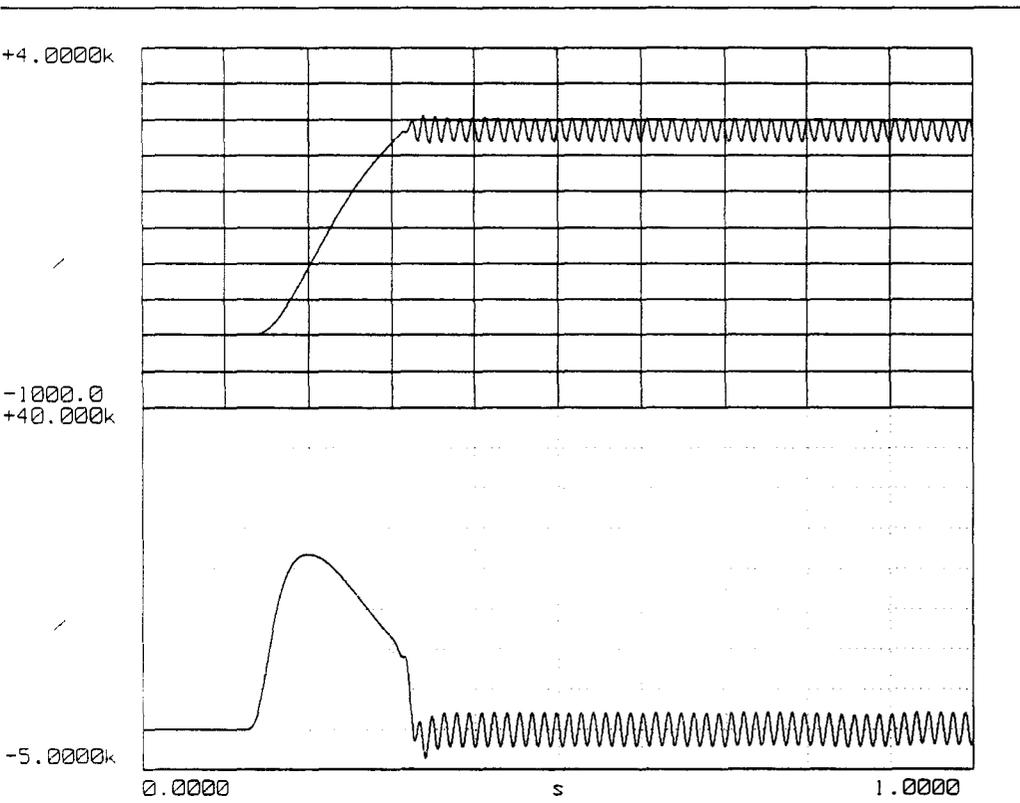
time_record

PR. ID.: Vitesse de rotation expérimentale

PR. ID.: Accélération du rotor

Figure 28.a : résultats expérimentaux

k = 1000



TEST ID.: essai-1

time_record

PR. ID.: Vitesse de rotation théorique

PR. ID.: Accélération théorique du rotor

Figure 28.b : résultats théoriques

Figure 28 : comparaison théorie-expérience

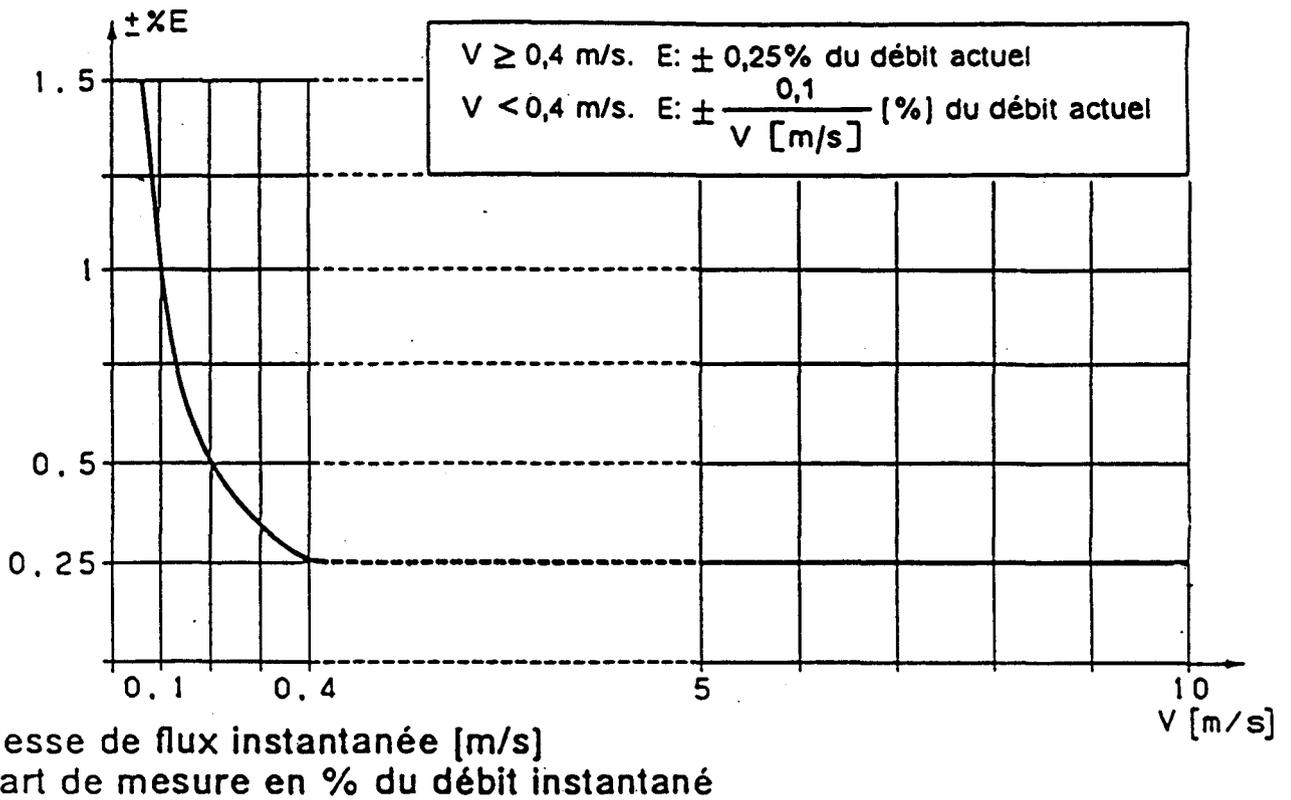


Figure 29 : précision de la mesure avec un débitmètre électromagnétique(données du constructeur)

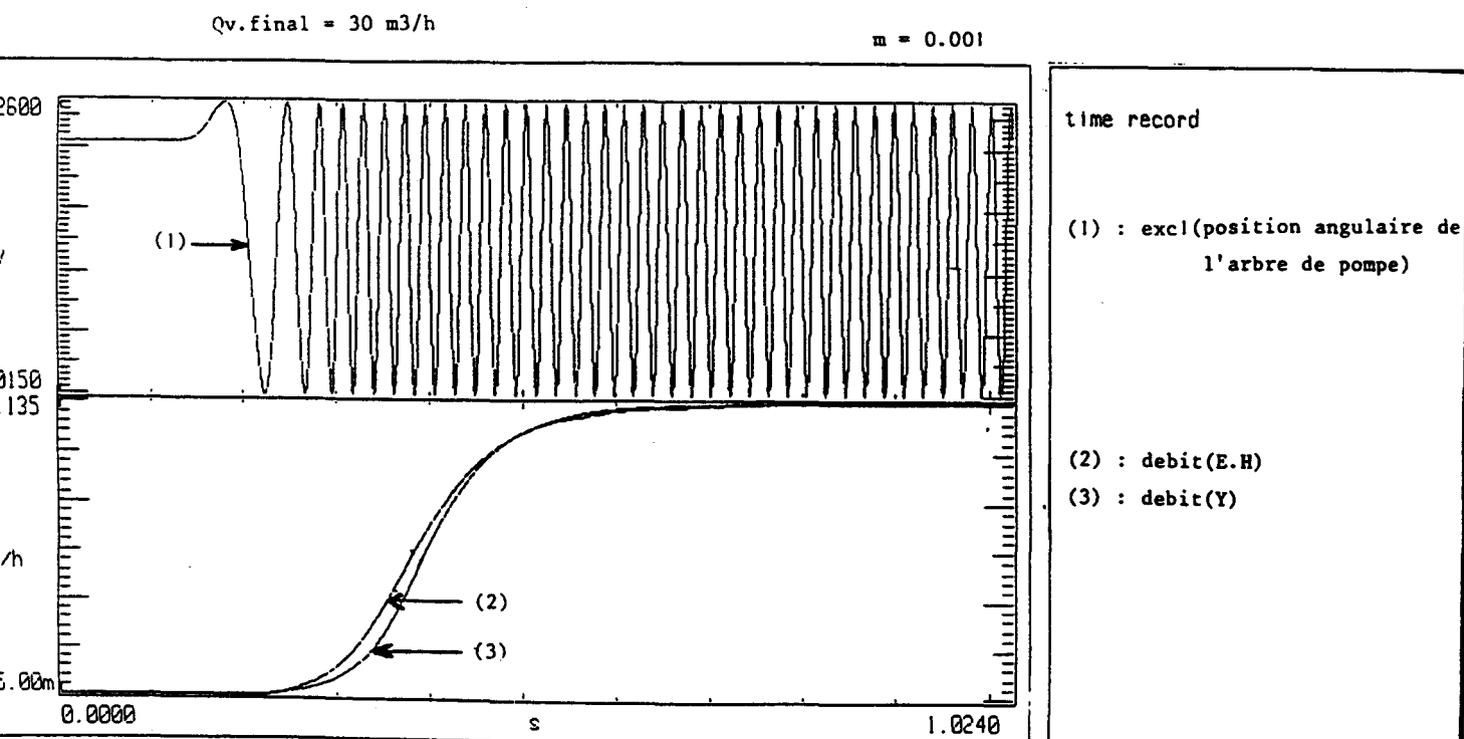
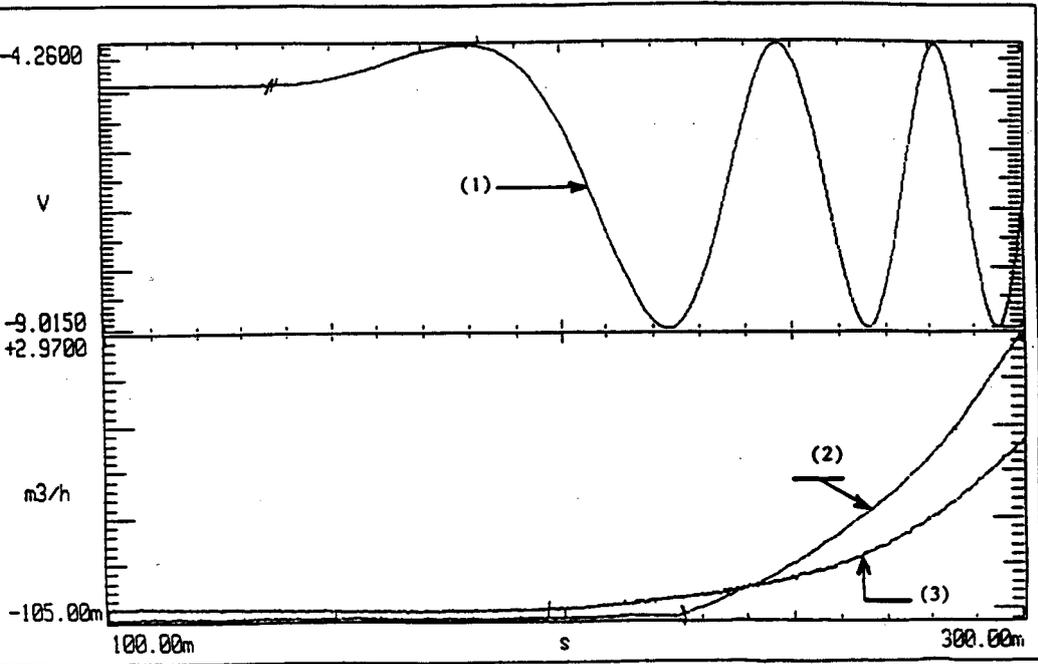


Figure 30 : comparaison de mesures entre débitmètre(E.H) et débitmètre (Y)

Qv.final = 30 m3/h

m = 0.001



time record

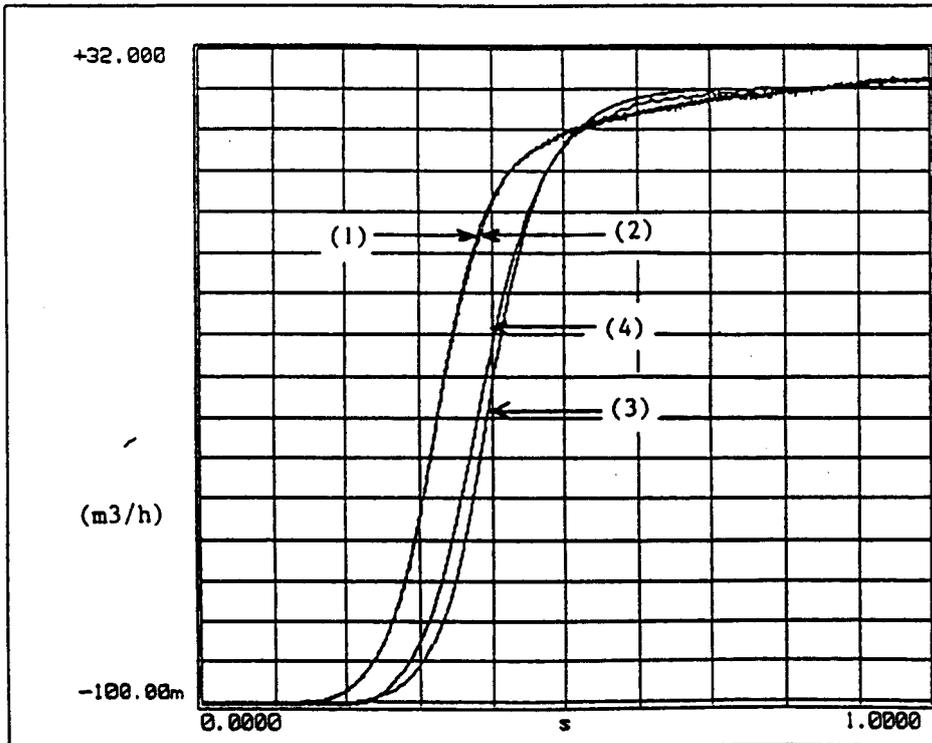
(1) : excl(position angulaire de l'arbre de pompe)

(2) : debit(E.H)

(3) : debit(Y)

Figure 31 : comparaison de mesures à faible débit entre débitmètre(E.H) et débitmètre (Y)

m = 0.001



TEST ID.: test2

time_record

(1) : debit(pressions au refoulement)

(2) : debit(pressions à l'aspiration)

(3) : debit(E.H)

(4) : debit(Y)

Figure 32 : comparaison entre débitmètre électromagnétique et débitmètre par enregistrement de pression

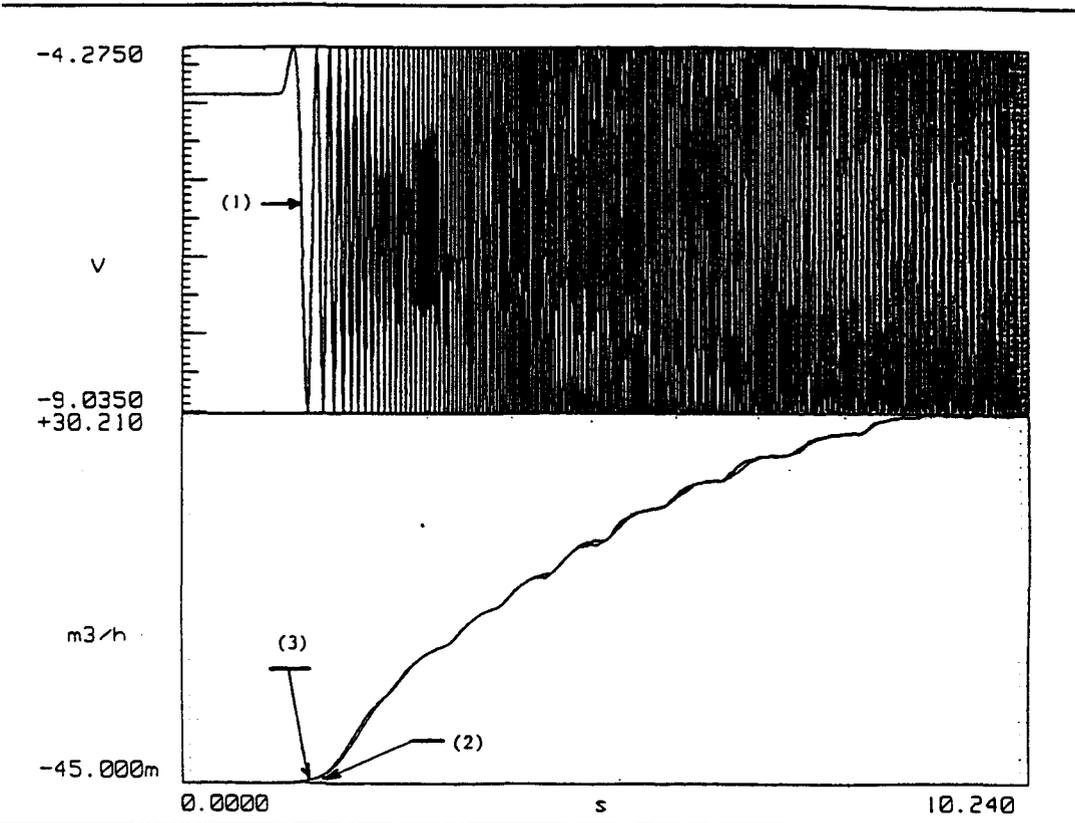


Figure 33 : comparaison de mesures entre débitmètre (E.H) et débitmètre (Y) pendant un démarrage lent

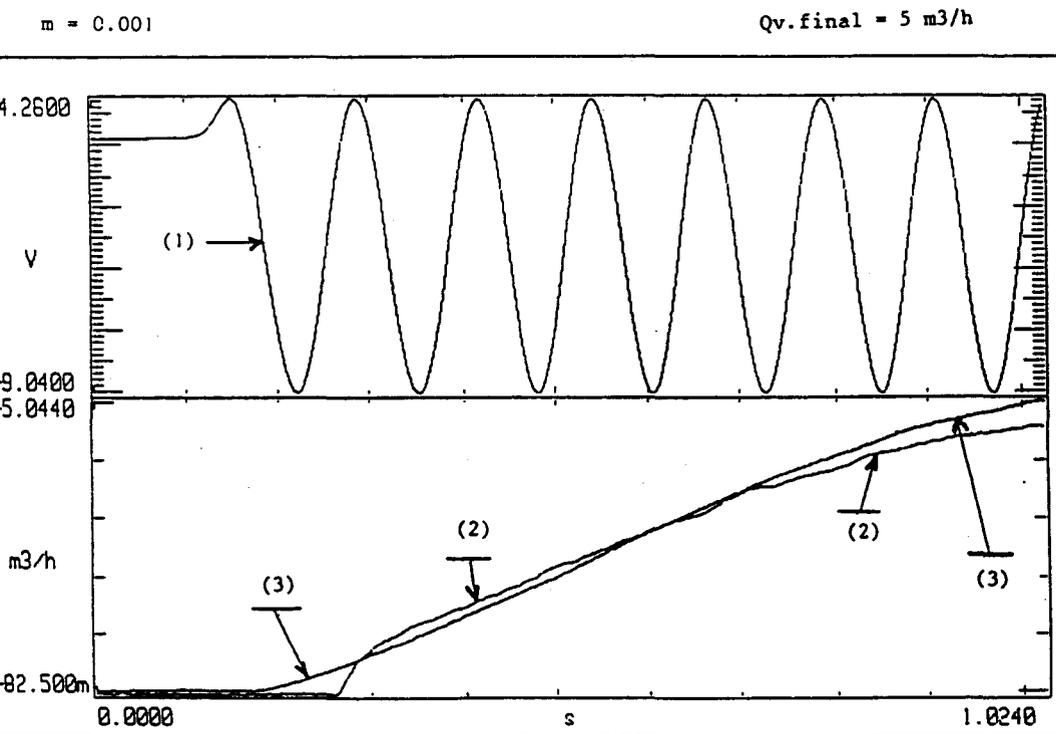
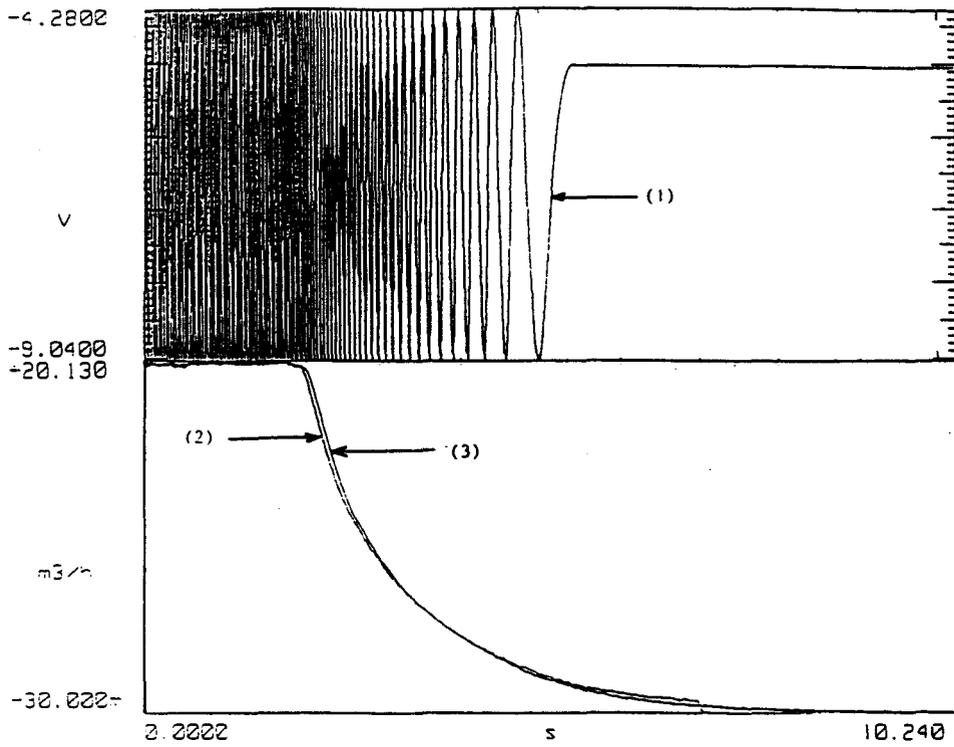


Figure 34 : comparaison de mesures entre débitmètre (E.H) et débitmètre (Y) dans un essai avec un débit final de 5m3/h

m = 0.001



TEST ID.: arret-lent

time_record

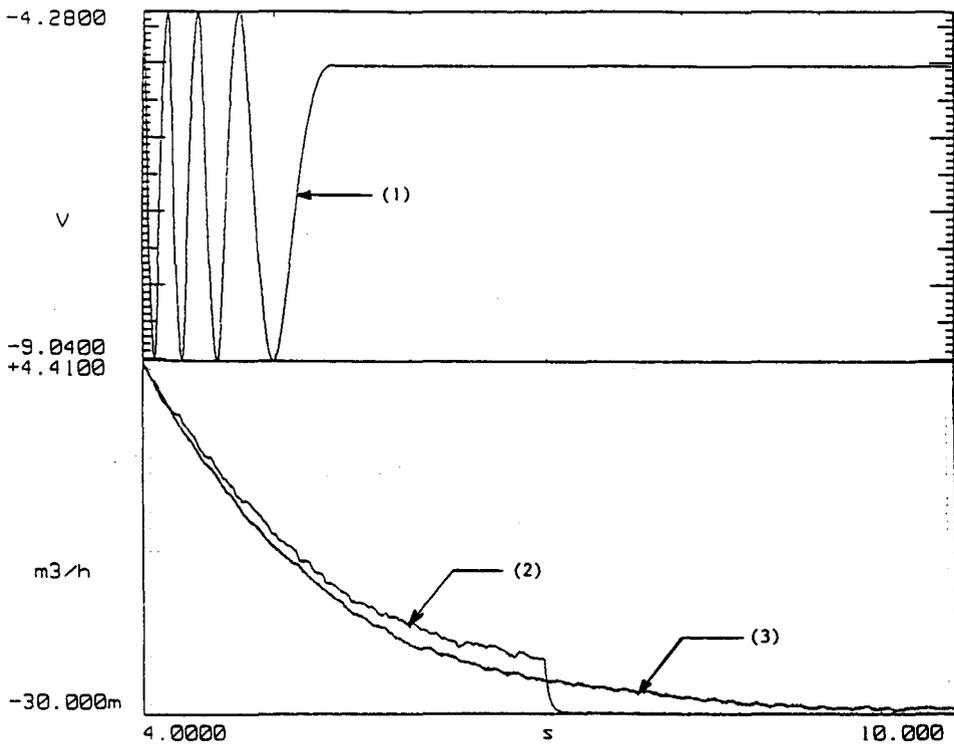
(1) : excl(position angulaire de l'arbre de pompe)

(2) : debit(E.H)

(3) : debit(Y)

Figure 35 : comparaison de mesures entre débitmètre (E.H) et débitmètre (Y) pendant un arrêt lent de pompe

m = 0.001



TEST ID.: arret-lent

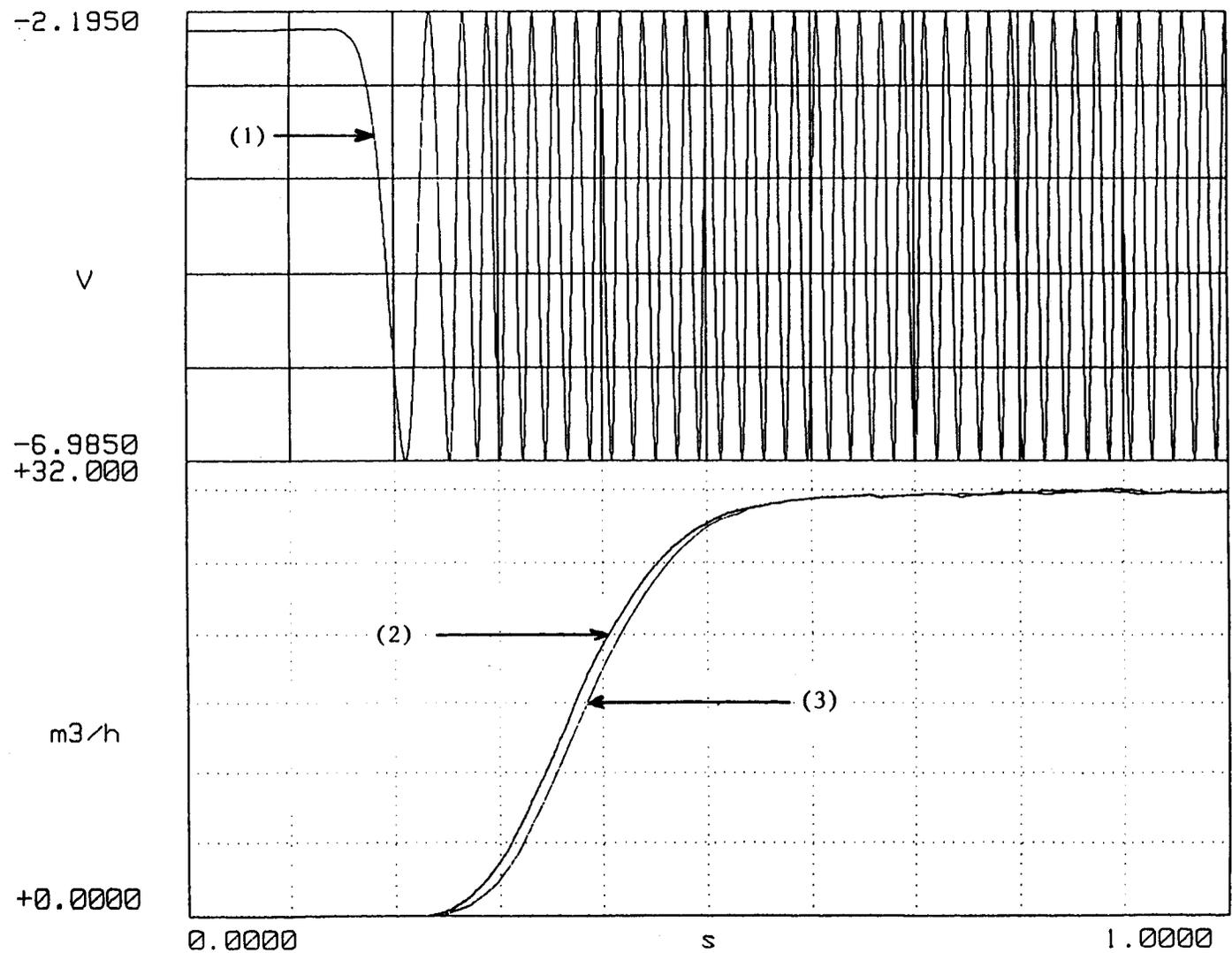
time_record

(1) : excl(position angulaire de l'arbre de pompe)

(2) : debit(E.H)

(3) : debit(Y)

Figure 36 : comparaison de mesures entre débitmètre (E.H) et débitmètre (Y) pendant un arrêt lent de pompe (agrandissement)



time_record

(1) : excl(position angulaire de l'arbre de pompe)

(2) : debit(E.H) avant correction

(3) : debit(E.H) après correction

Figure 37 : résultats du débitmètre (E.H) avant et après intervention sur celui-ci

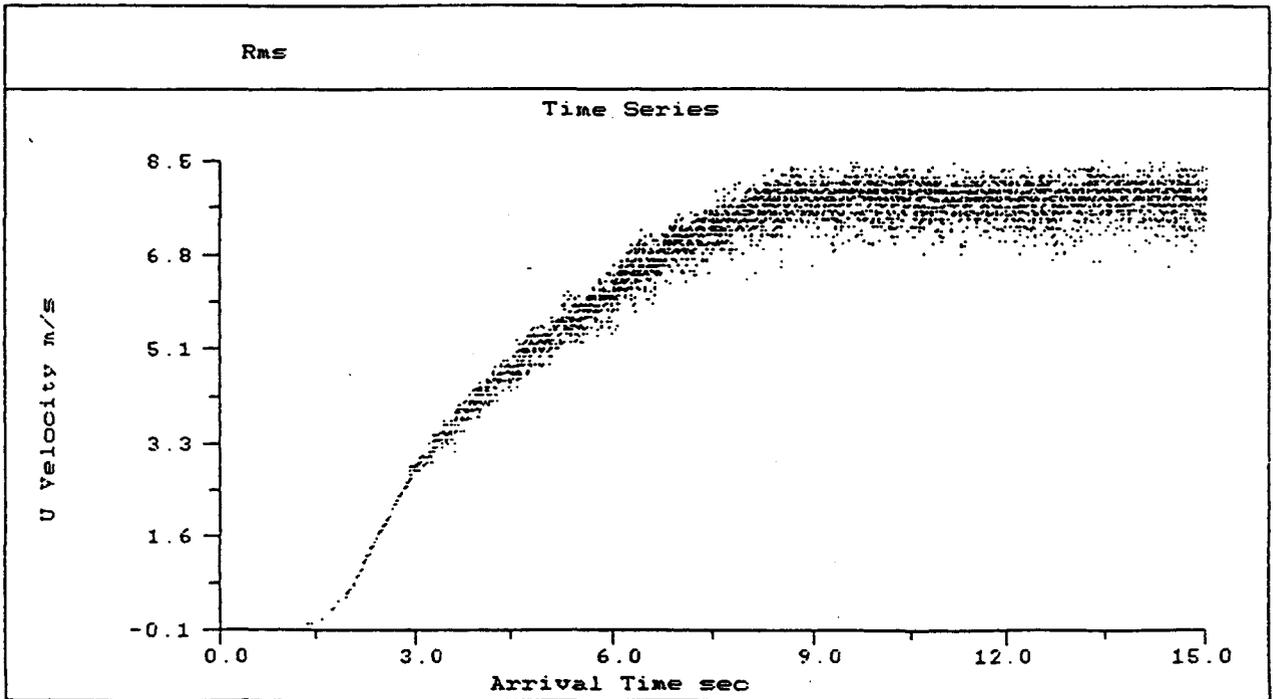


Figure 38 : vitesse d'écoulement instationnaire mesurée par vélocimétrie laser pendant un démarrage lent

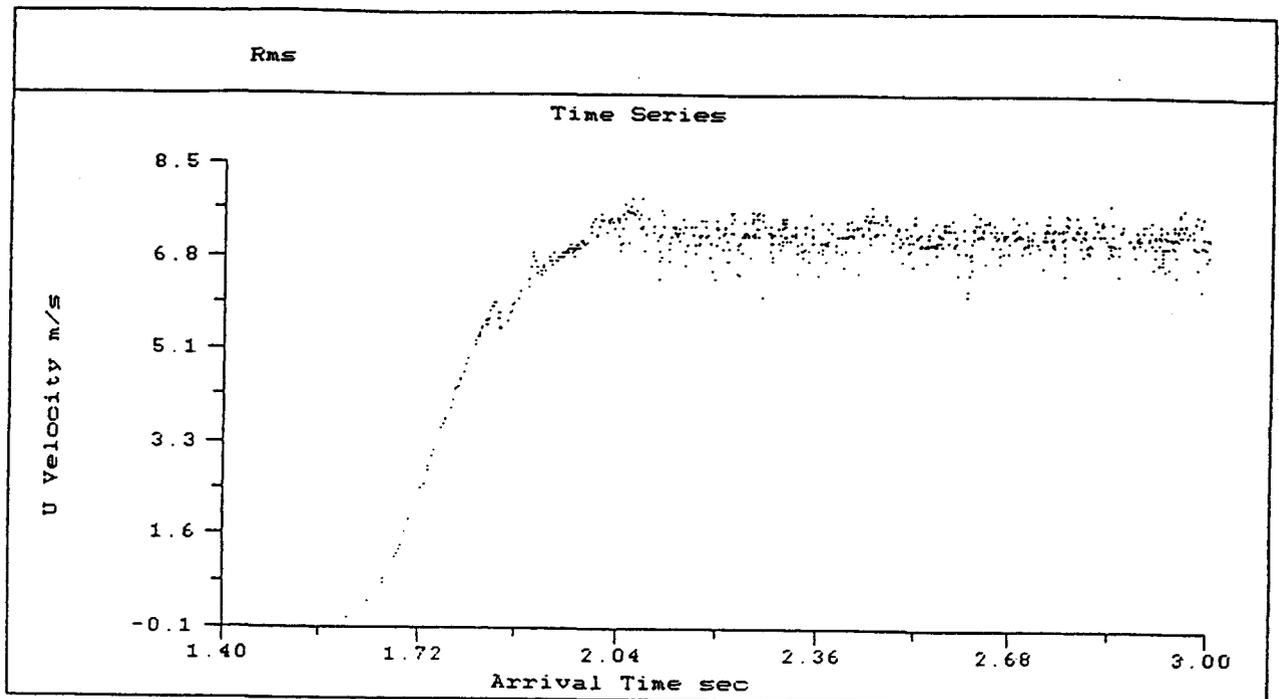


Figure 39 : vitesse d'écoulement instationnaire mesurée par vélocimétrie laser pendant un démarrage rapide(essai 4)

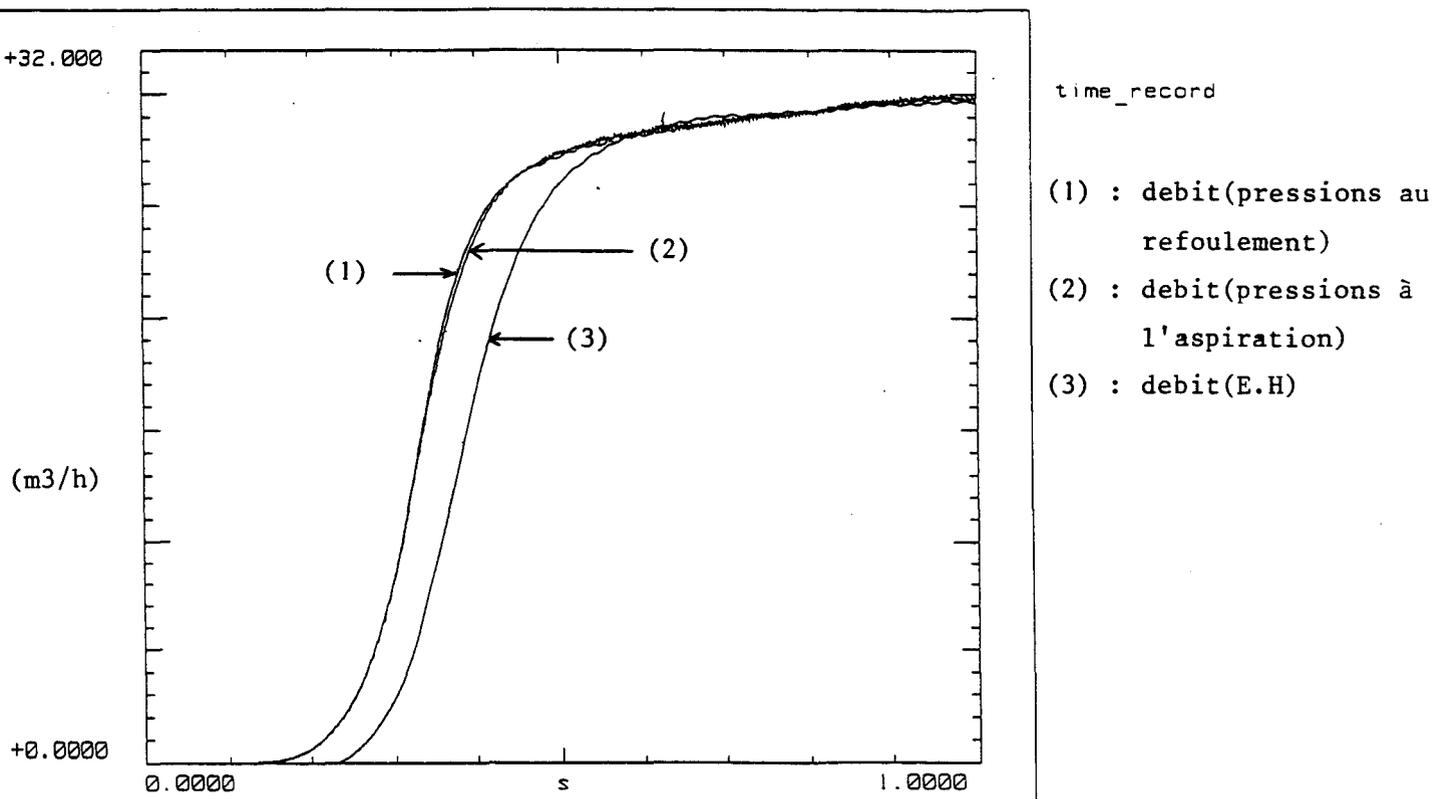


Figure 40 : comparaison entre débit électromagnétique et débits corrigés obtenus par enregistrement de pression

m = 0.001

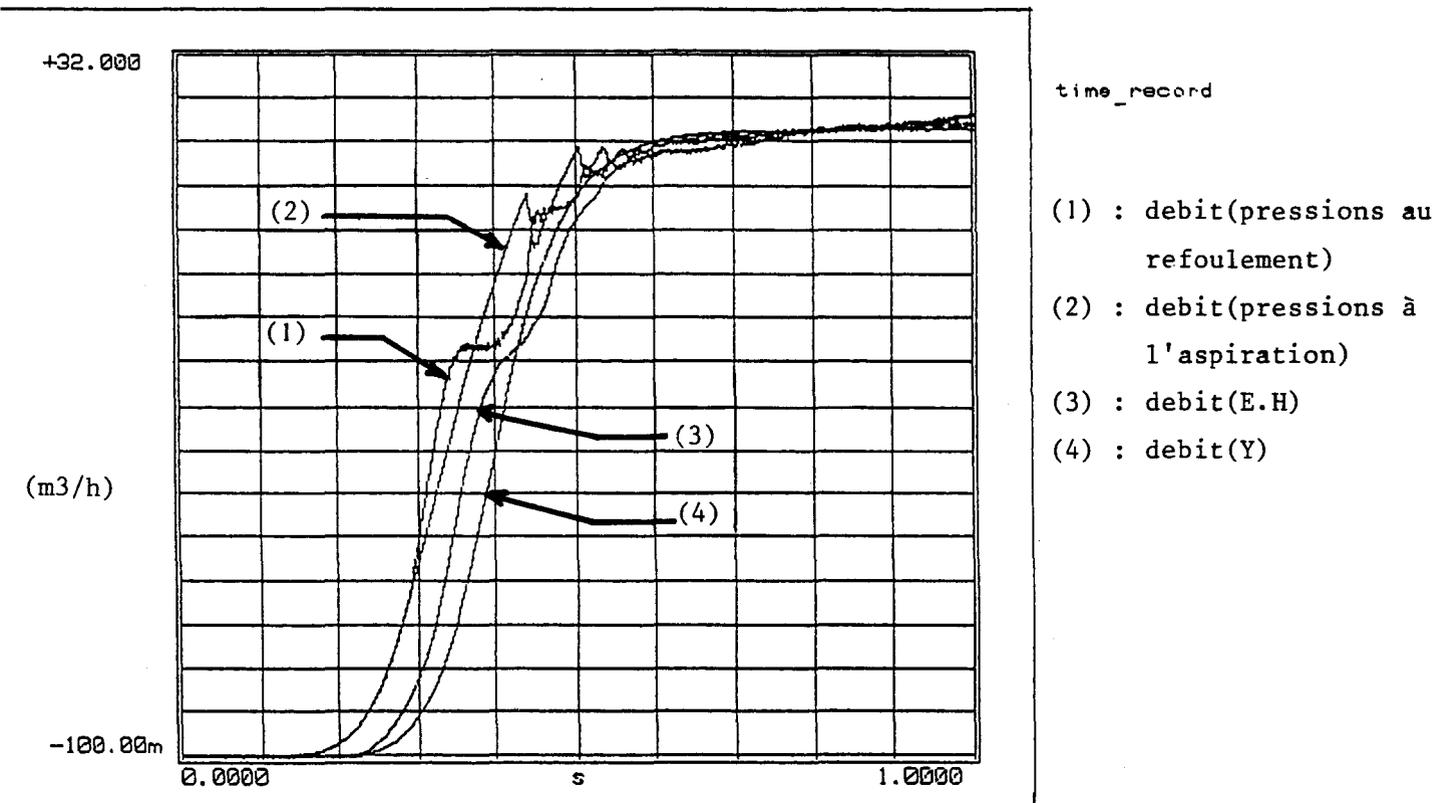
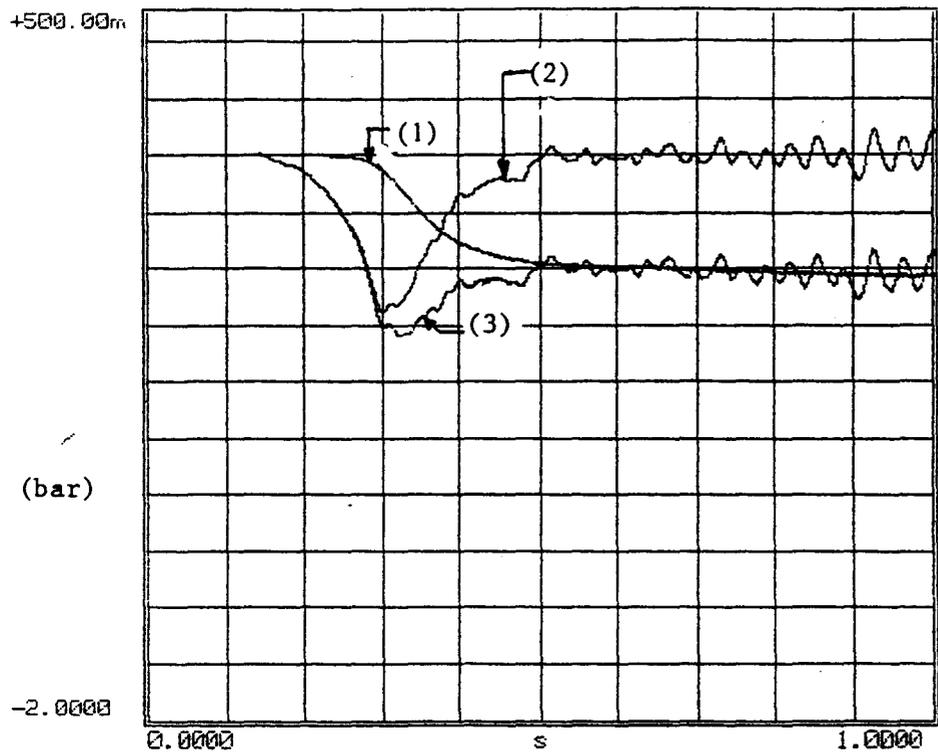
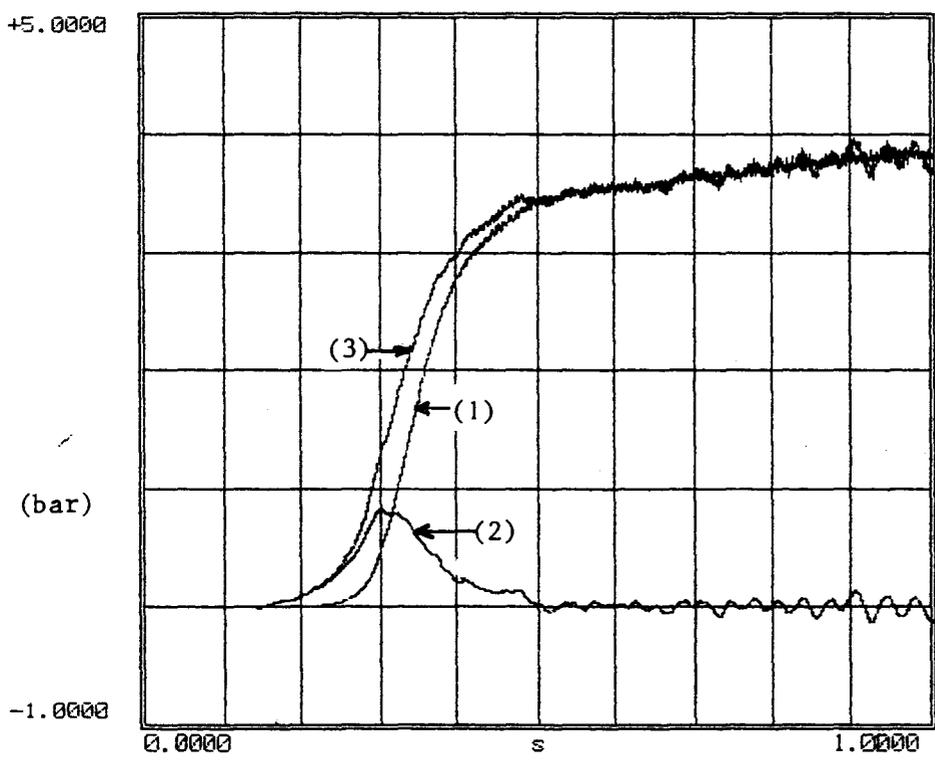


Figure 41 : comparaison entre débits électromagnétiques et débits corrigés obtenus par enregistrement de pression



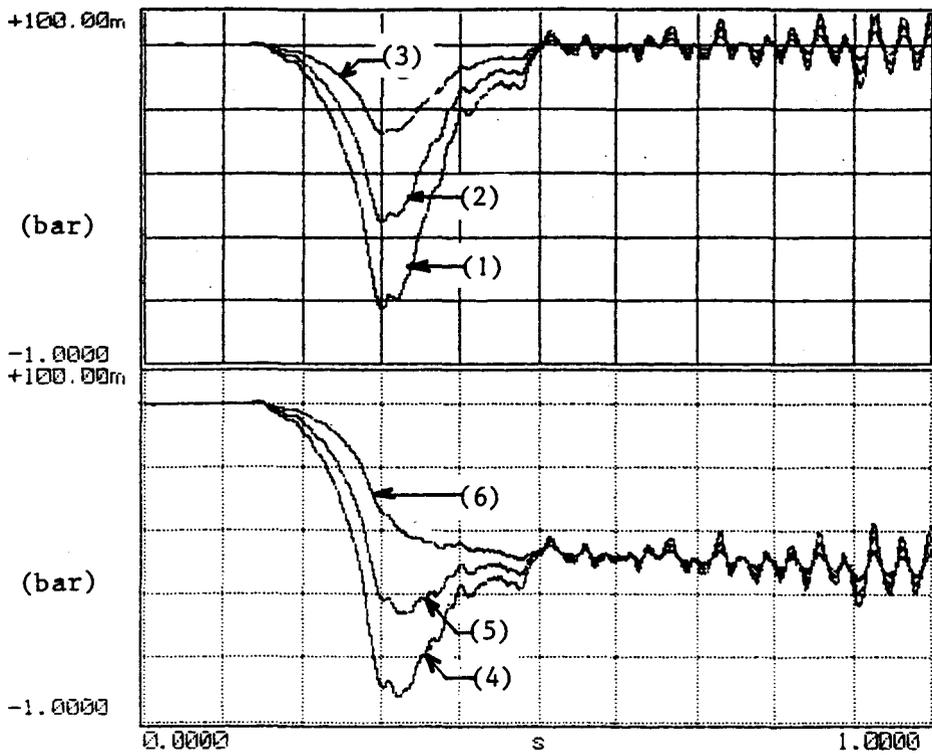
TEST ID.:essai-1
time_record
1/ Jasp
2/ Inertie eclt-asp
3/ Jasp + Inertie eclt-asp
m = 0.001

Figure 42 : calcul de la pression à l'aspiration (essai 1)



TEST ID.:essai-1
time_record
1/ Jref
2/ Inertie eclt -ref
3/ Jref + Inertie eclt-ref
m = 0.001

Figure 43 : calcul de la pression au refoulement (essai 1)



TEST ID.: essai-1

time_record

1/ Inertie 1

2/ Inertie 2

3/ Inertie 3

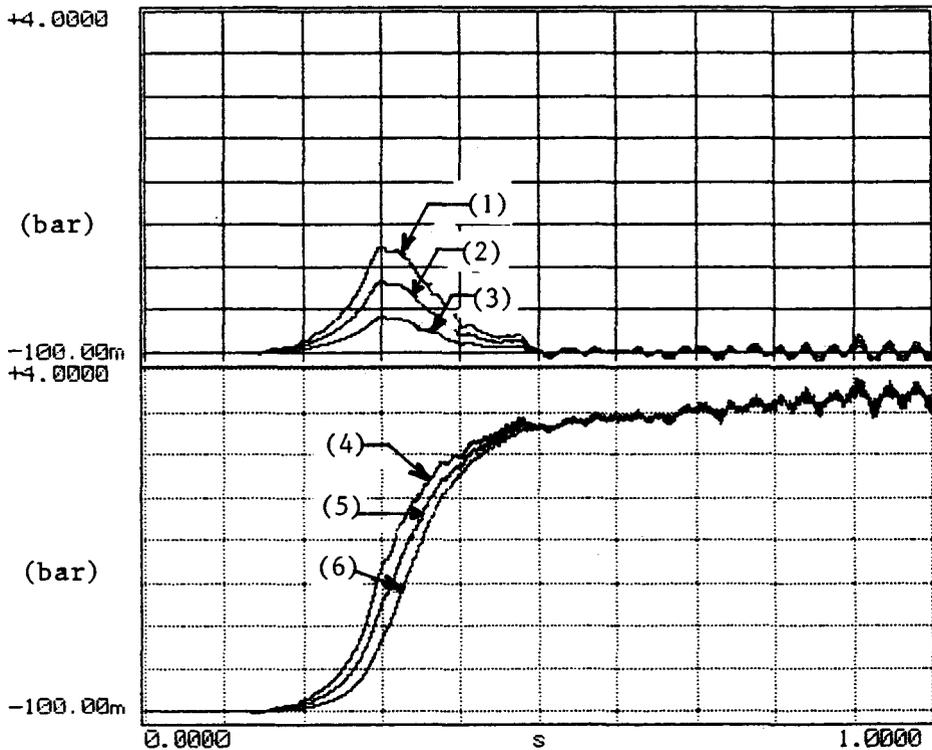
4/ Pression aspiration 1

5/ Pression aspiration 2

6/ Pression aspiration 3

m = 0.001

Figure 44 : application du modèle simple dans l'interprétation des pressions à l'aspiration



TEST ID.: essai-1

time_record

1/ Inertie 1

2/ Inertie 2

3/ Inertie 3

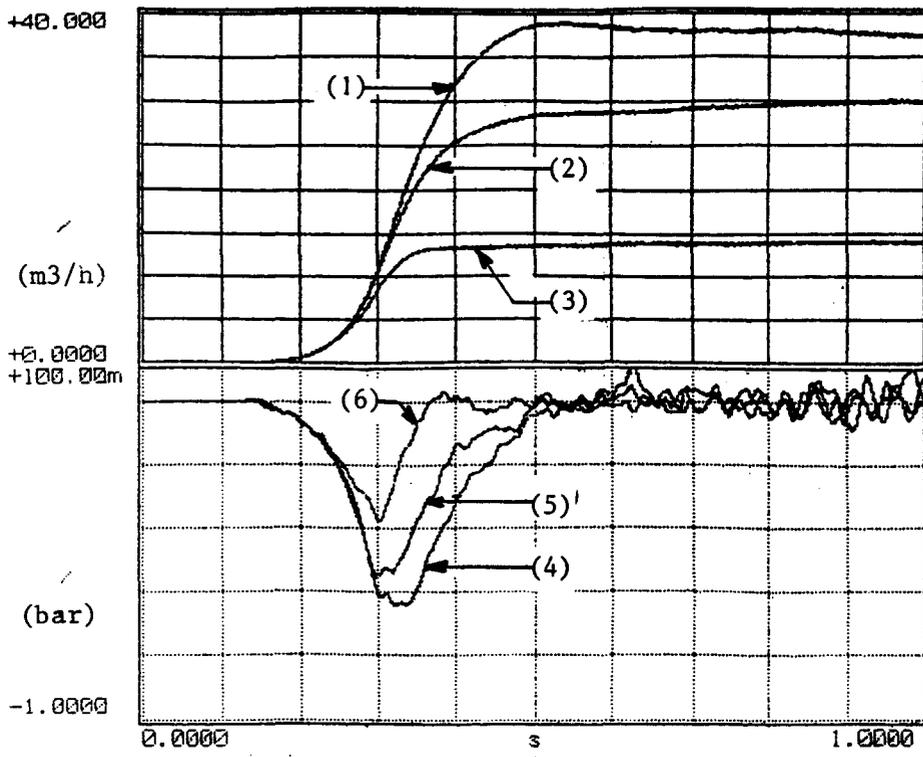
4/ Pression refoulement 1

5/ Pression refoulement 2

6/ Pression refoulement 3

m = 0.001

Figure 45 : application du modèle simple dans l'interprétation des pressions au refoulement



TEST ID.: essai-8

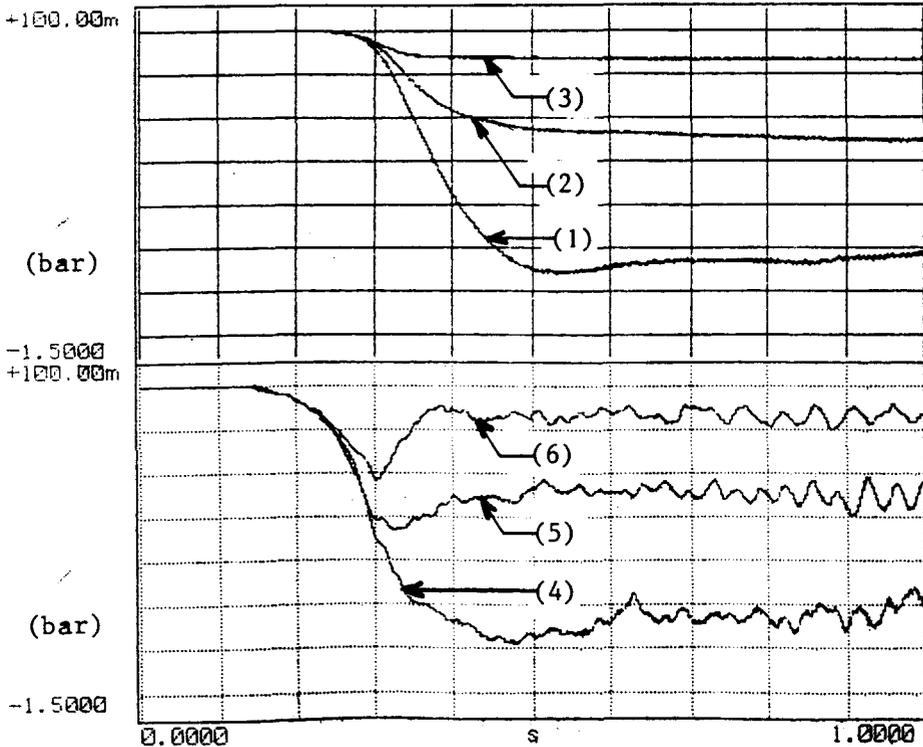
time_record

- 1/ Debit 1
- 2/ Debit 2
- 3/ Debit 3

- 4/ Inertie 1
- 5/ inertie 2
- 6/ Inertie 3

m = 0.001

Figure 46.a



TEST ID.: essai-8

time_record

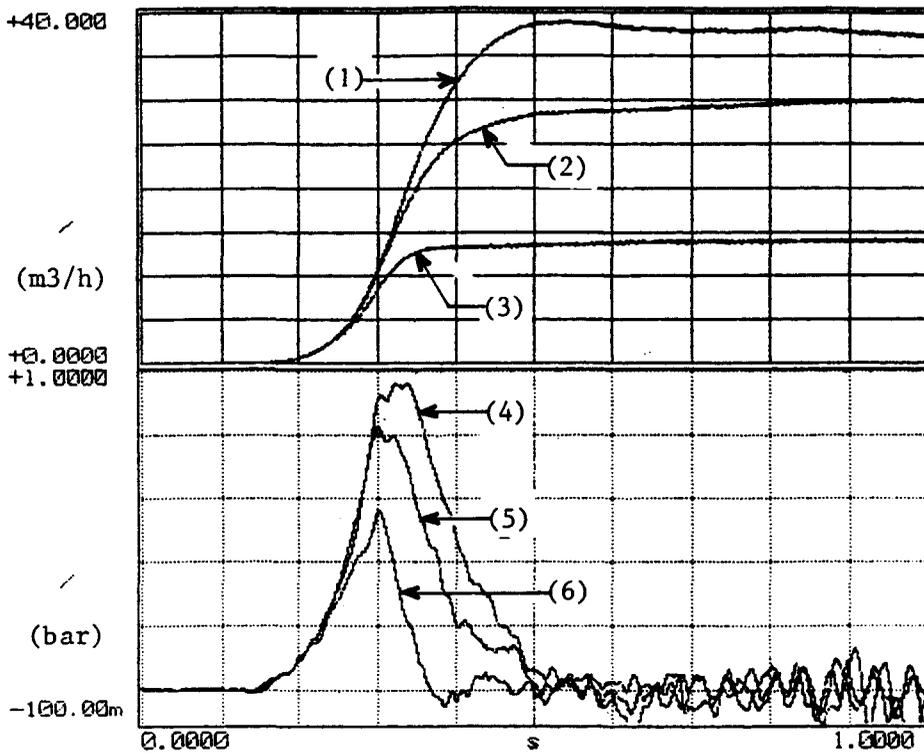
- 1/ Jasp 1
- 2/ Jasp 2
- 3/ Jasp 3

- 4/ Pression aspiration 1
- 5/ Pression aspiration 2
- 6/ Pression aspiration 3

m = 0.001

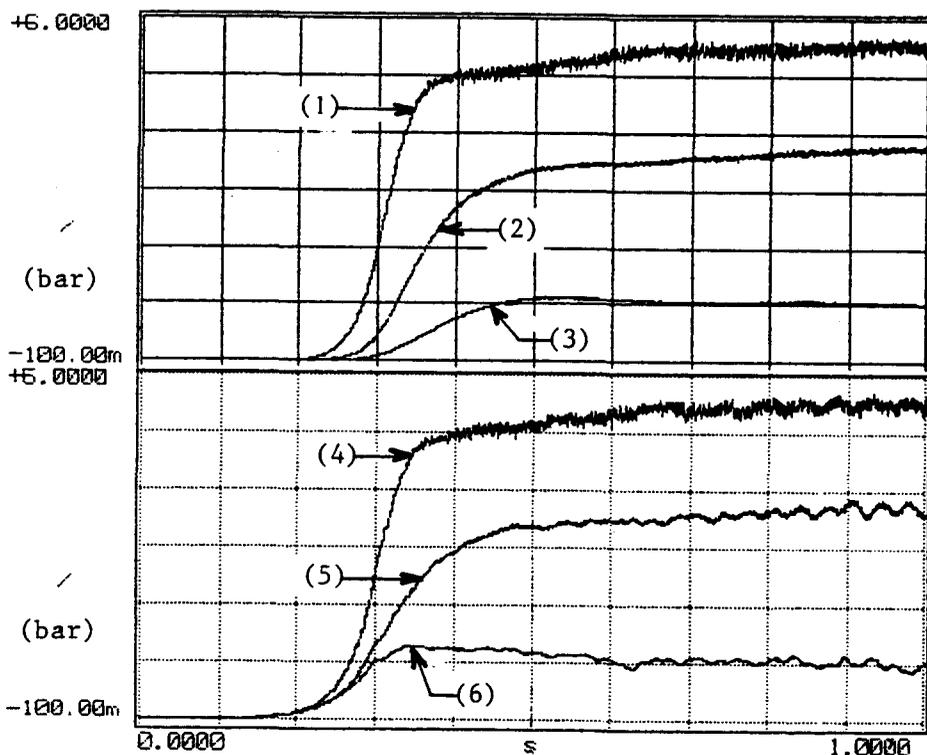
Figure 46.b

Figure 46 : influence des pertes de charge sur le circuit d'aspiration



TEST ID.: essai-8
 time_record
 1/ Debit 1
 2/ Debit 2
 3/ Debit 3
 4/ Inertie 1
 5/ inertie 2
 6/ Inertie 3
 m = 0.001

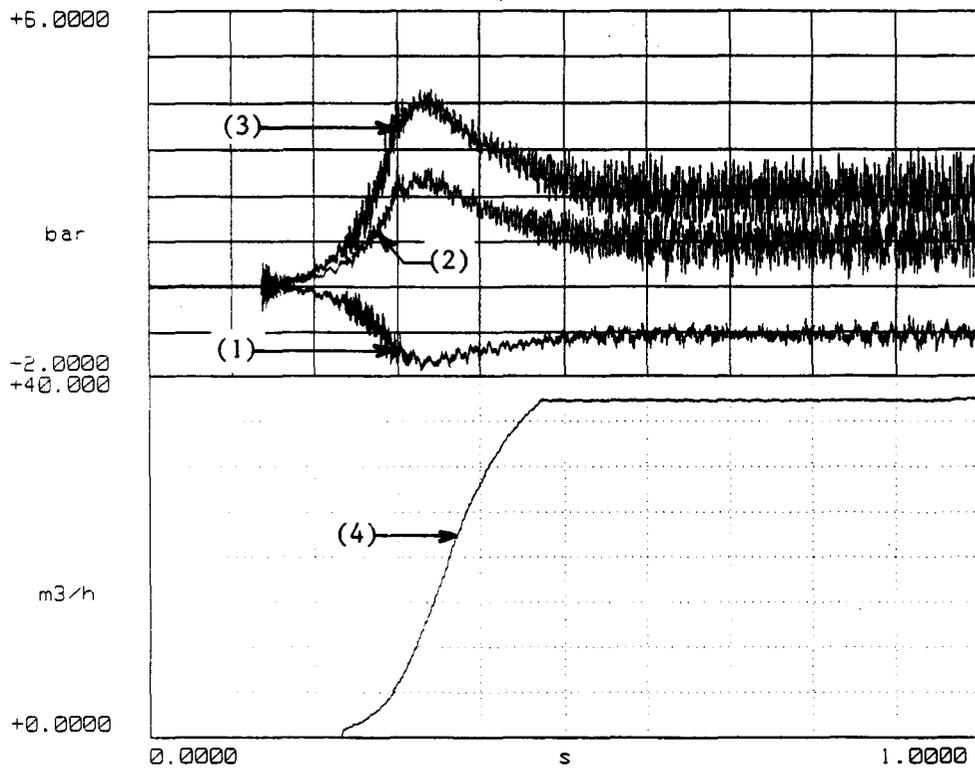
Figure 47.a



TEST ID.: essai-8
 time_record
 1/ Jref 1
 2/ Jref 2
 3/ Jref 3
 4/ Pression refoulement 1
 5/ Pression refoulement 2
 6/ Pression refoulement 3
 m = 0.001

Figure 47.b

Figure 47 : influence des pertes de charge sur le circuit de refoulement



time_record

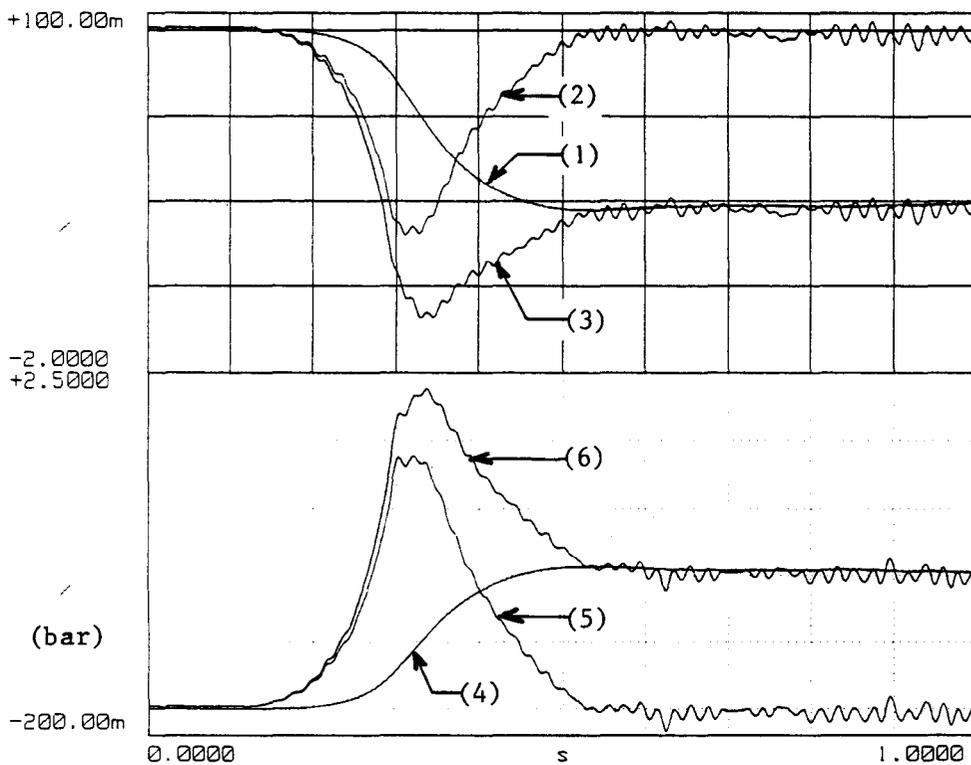
(1) : c3-asp

(2) : c4-ref

(3) : (c4ref-c3asp)

(4) : debit exp

Figure 48.a



time_record

(1) : Jasp

(2) : Iasp

(3) : Pasp

(4) : Jref

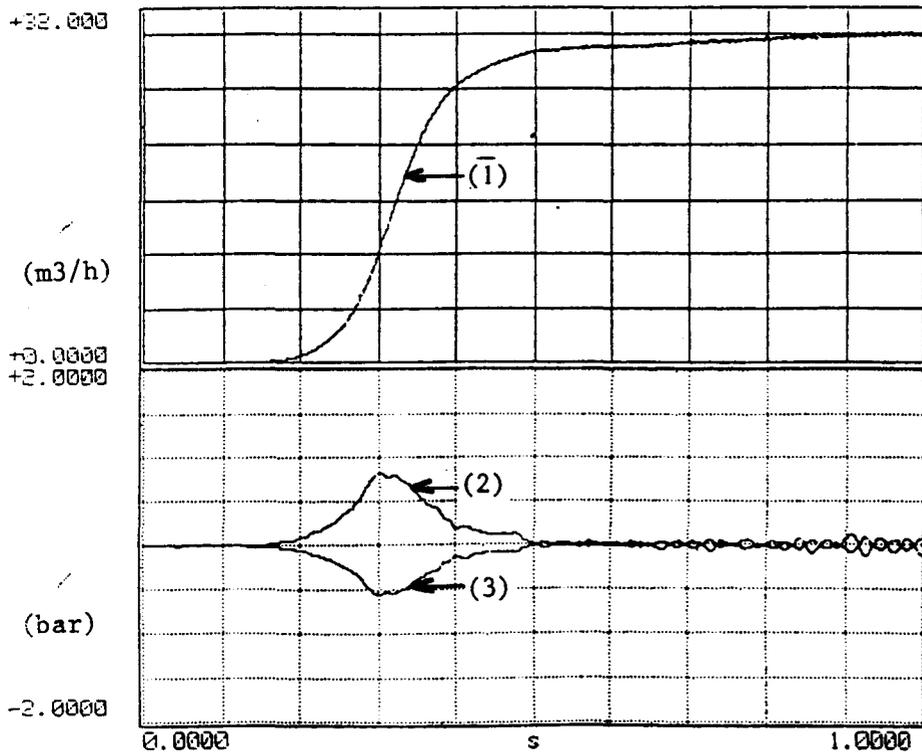
(5) : Iref

(6) : Pref

m = 0.001

Figure 48.b

Figure 48 : application du modèle simple dans le cas d'une ouverture maximale de la vanne (circuit 1)



TEST ID.: essai-1

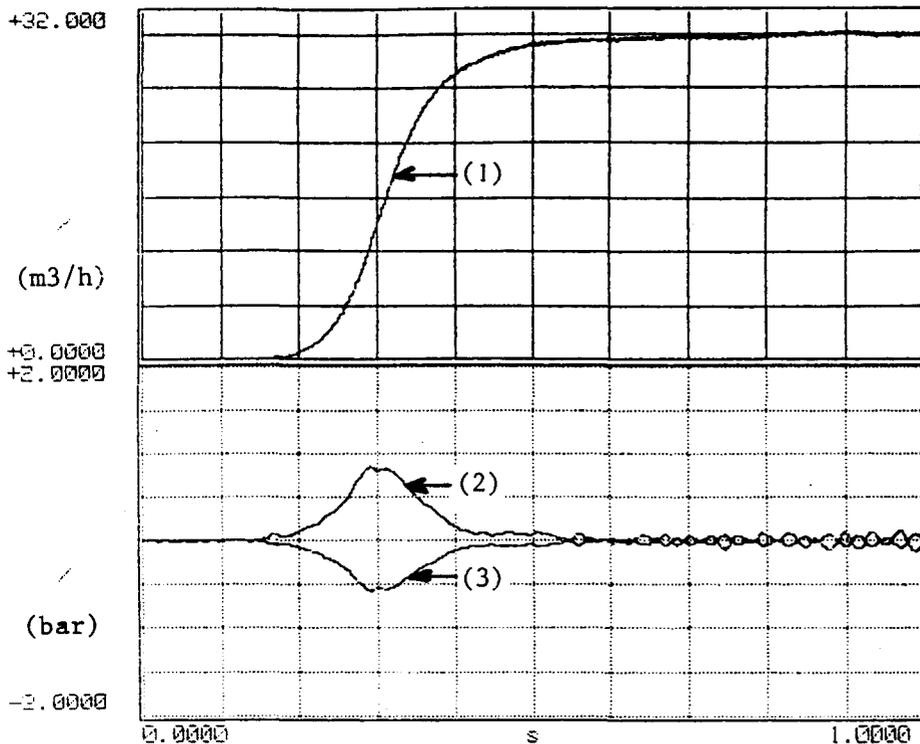
time_record

(1) : debit

(3) : inertie eolt
aspiration

(2) : inertie eolt
refoulement

Figure 49 : résultats expérimentaux de débit et des inerties du fluide dans le cas de l'essai 1



TEST ID.: essai-3

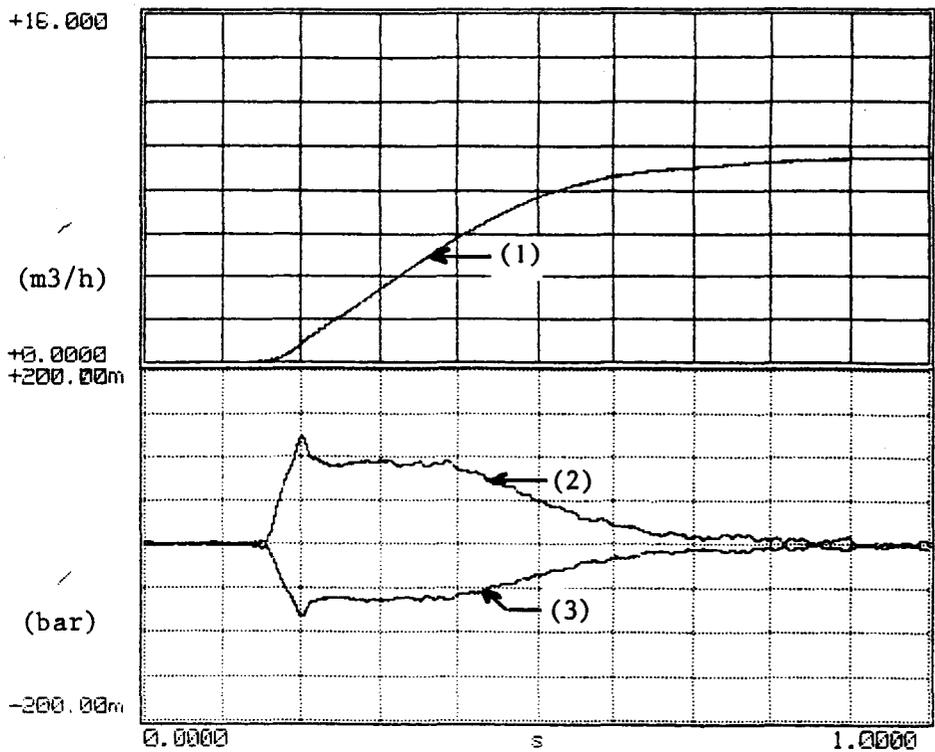
time_record

(1) : debit

(2) : inertie eolt
refoulement

(3) : inertie eolt
aspiration

Figure 50 : résultats expérimentaux de débit et des inerties du fluide dans le cas de l'essai 3



TEST ID.: essai-6

time_record

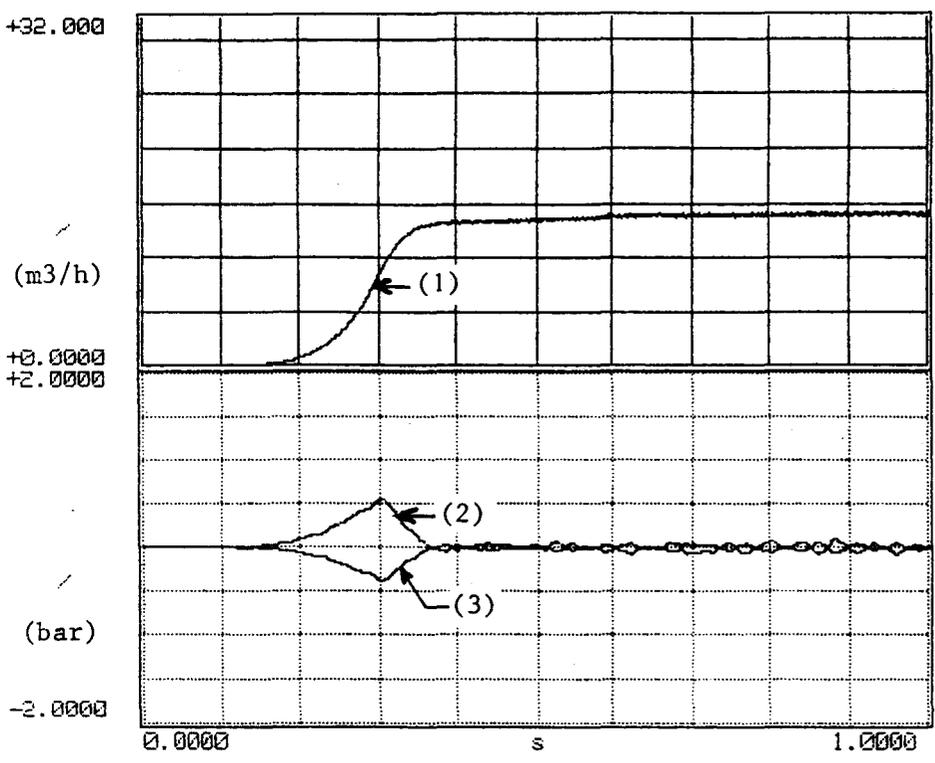
(1) : debit

(2) : inertie eclt
refoulement

(3) : inertie eclt
aspiration

m = 0.001

Figure 51 : résultats expérimentaux de débit et des inerties du fluide dans le cas de l'essai 6



TEST ID.: essai-8

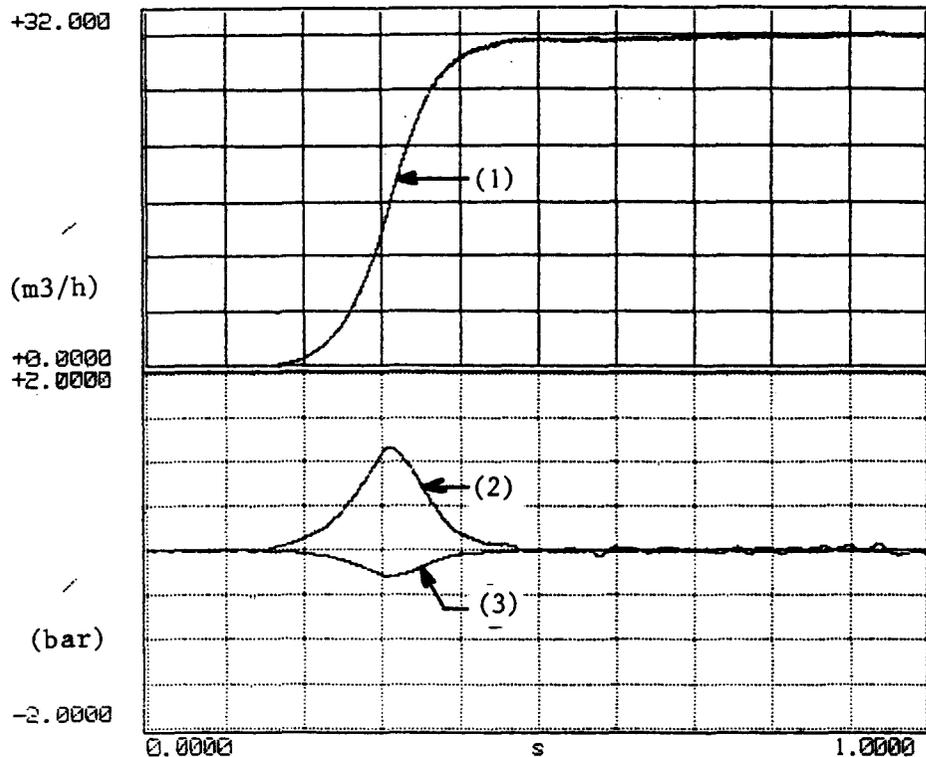
time_record

(1) : debit

(2) : inertie eclt
refoulement

(3) : inertie eclt
aspiration

Figure 52 : résultats expérimentaux de débit et des inerties du fluide dans le cas de l'essai 8



TEST ID.: essai-11

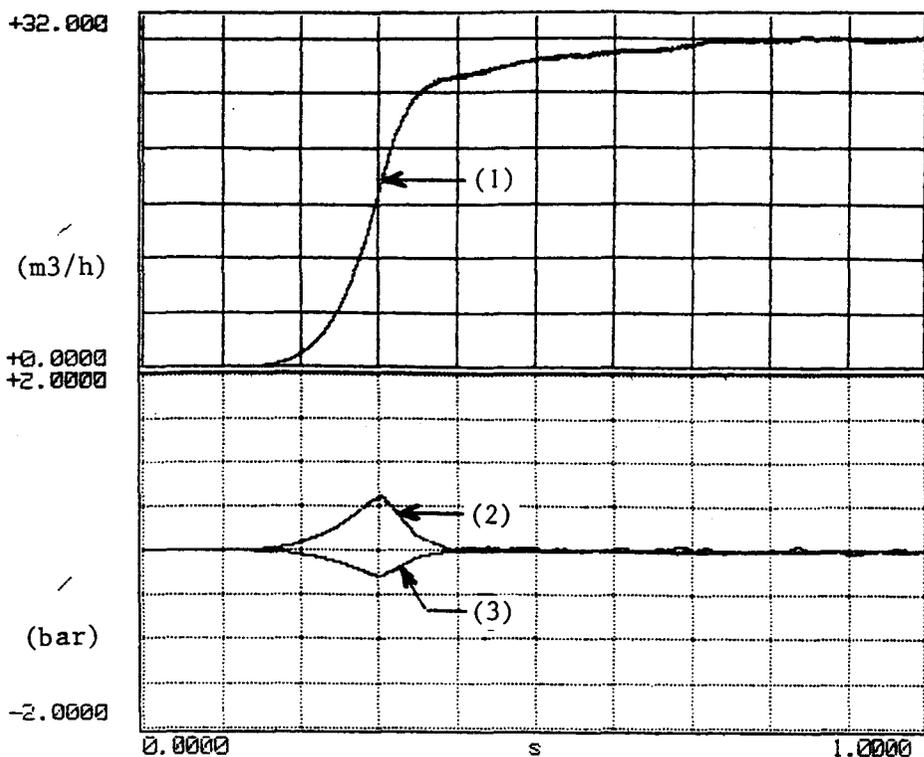
time_record

(1) : debit

(2) : inertie eclt
refoulement

(3) : inertie eclt
aspiration

Figure 53 : résultats expérimentaux de débit et des inerties du fluide dans le cas de l'essai 11



TEST ID.: essai-13

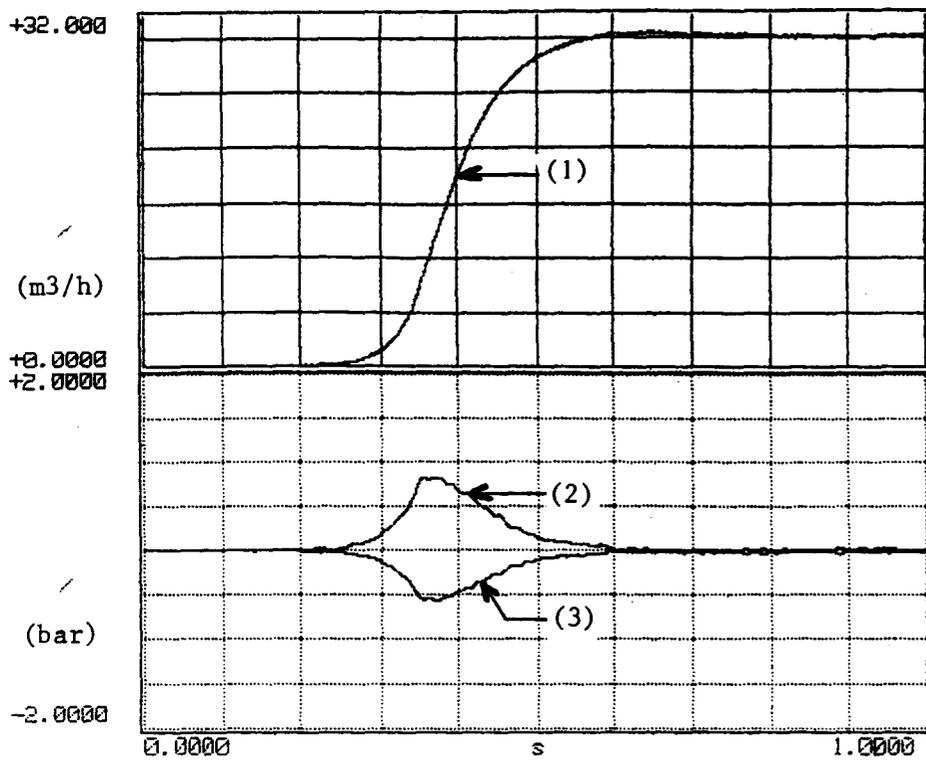
time_record

(1) : debit

(2) : inertie eclt
refoulement

(3) : inertie eclt
aspiration

Figure 54 : résultats expérimentaux de débit et des inerties du fluide dans le cas de l'essai 13



TEST ID.: essai-16

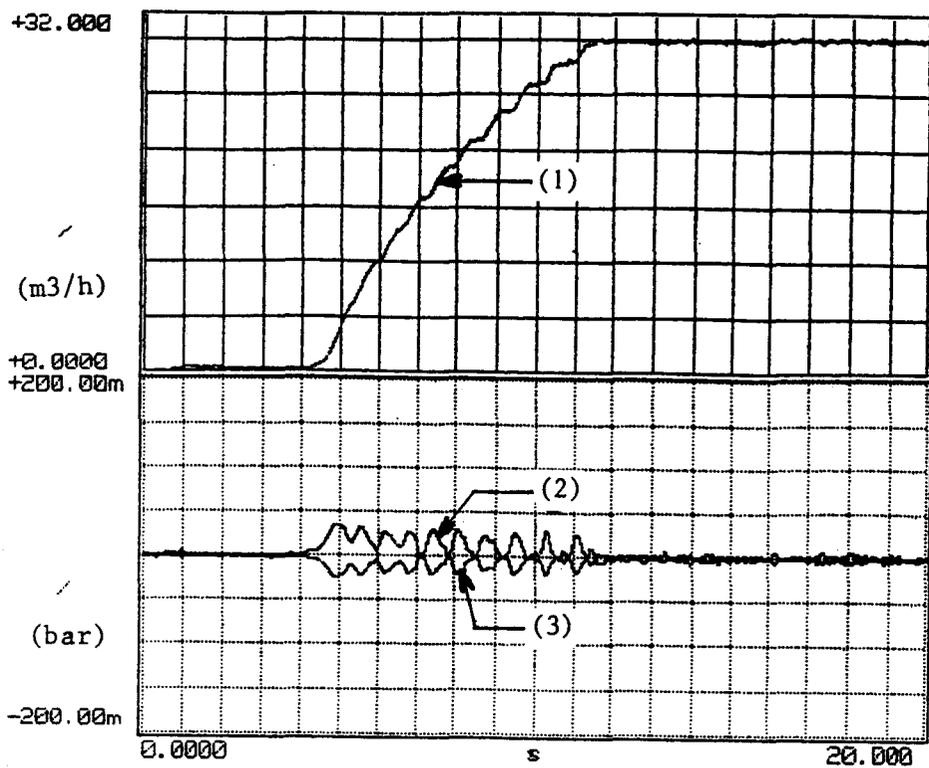
time_record

(1) : debit

(2) : inertie eclt
refoulement

(3) : inertie eclt
aspiration

Figure 55 : résultats expérimentaux de débit et des inerties du fluide dans le cas de l'essai 16



TEST ID.: essai-17

time_record

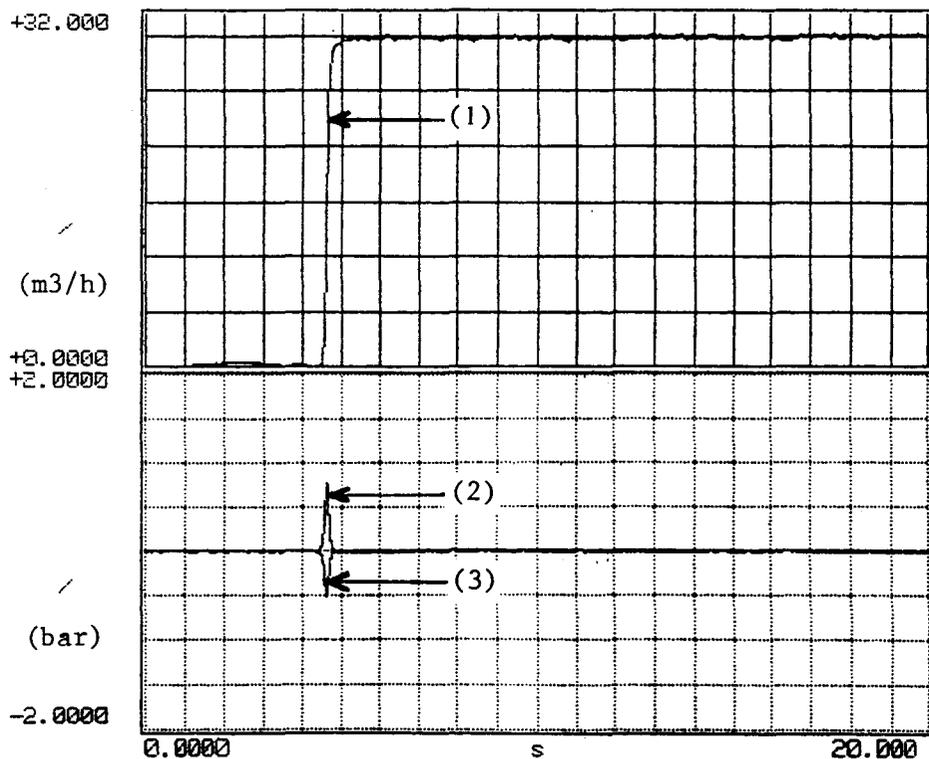
(1) : debit

(2) : inertie eclt
refoulement

(3) : inertie eclt
aspiration

m = 0.001

Figure 56 : résultats expérimentaux de débit et des inerties du fluide dans le cas de l'essai 17



TEST ID.: essai-18

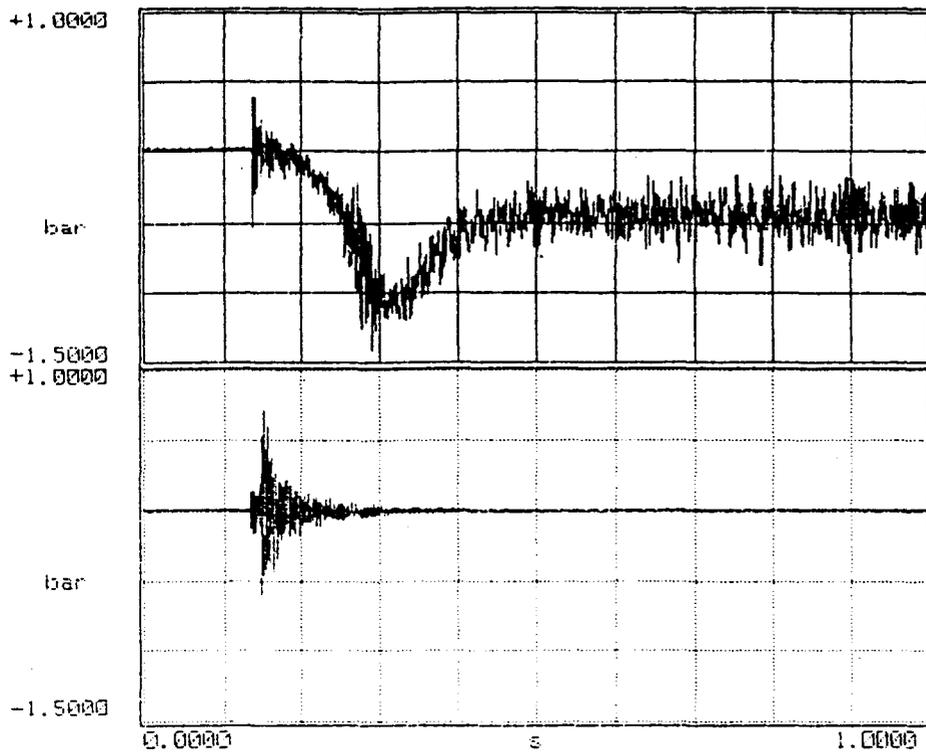
time_record

(1) : debit

(2) : inertie eclt
refoulement

(3) : inertie eclt
aspiration

Figure 57 : résultats expérimentaux de débit et des inerties du fluide dans le cas de l'essai 18

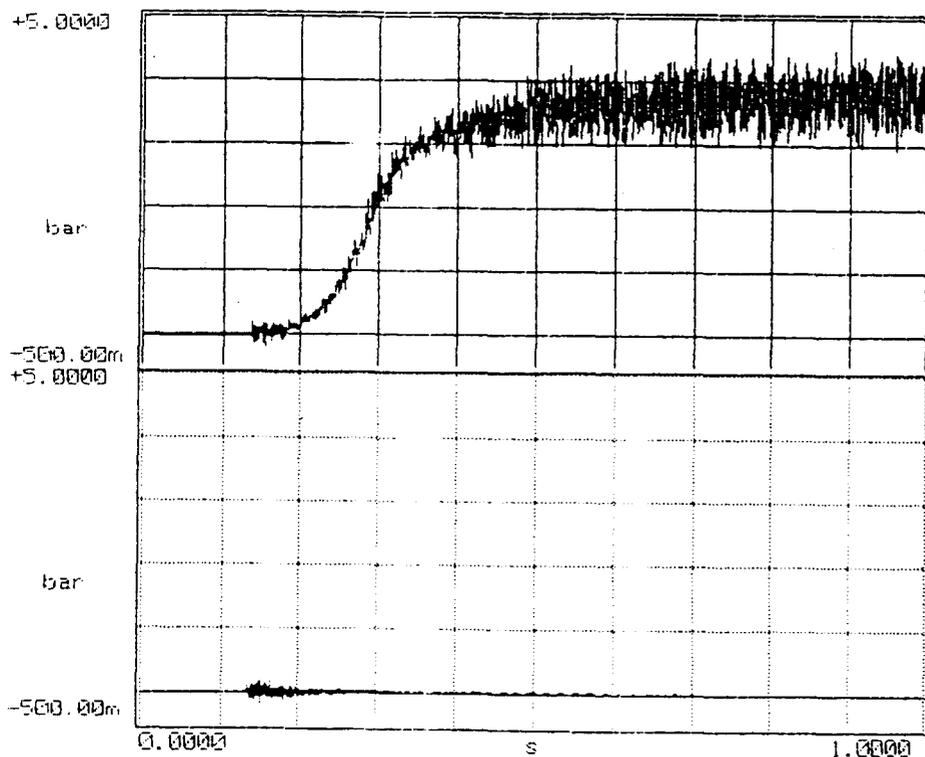


time_record

1/ pression aspiration
capteur(c2-asp)

2/ pression aspiration
sans rotation pompe-moteur
(effort axial transmis par
l'embrayage)
capteur(c2-asp)

Figure 58.a



time_record

1/ pression refoulement
capteur(c5-ref)

2/ pression refoulement
sans rotation pompe-moteur
(effort axial transmis par
l'embrayage)
capteur(c5-ref)

m = 0.001

Figure 58.b

Figure 58 : mise en évidence des oscillations de pressions générées par le choc de démarrage

m = 0.001

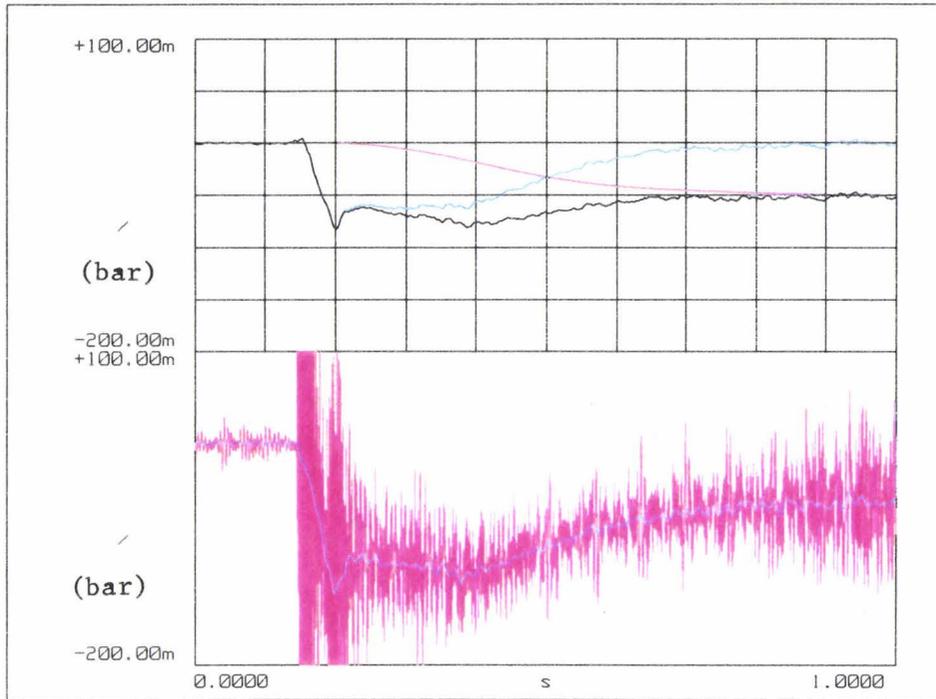


Figure 59.a

m = 0.001

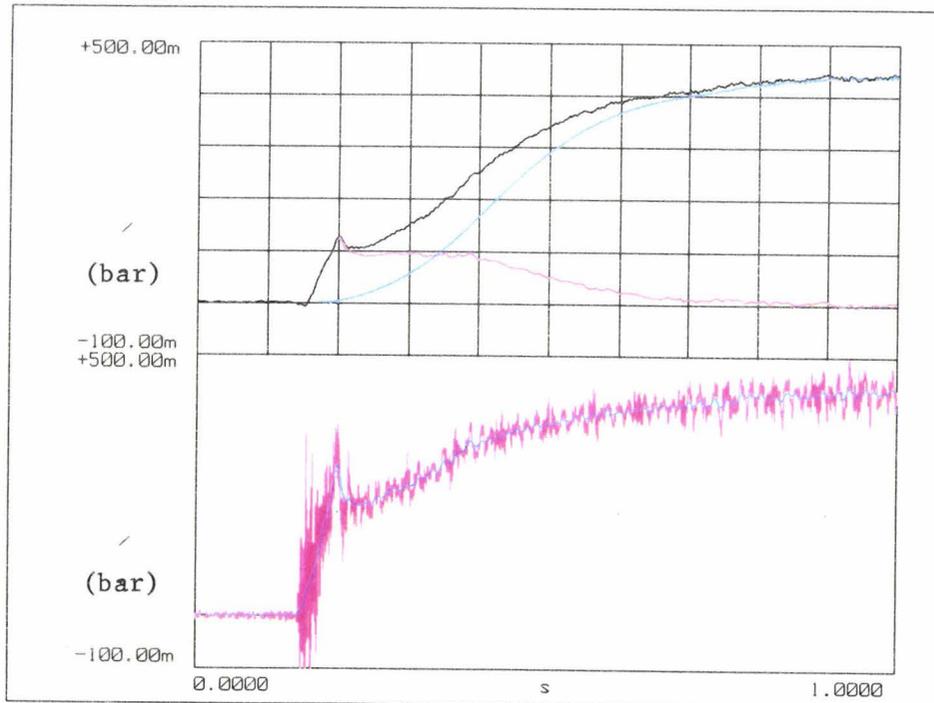
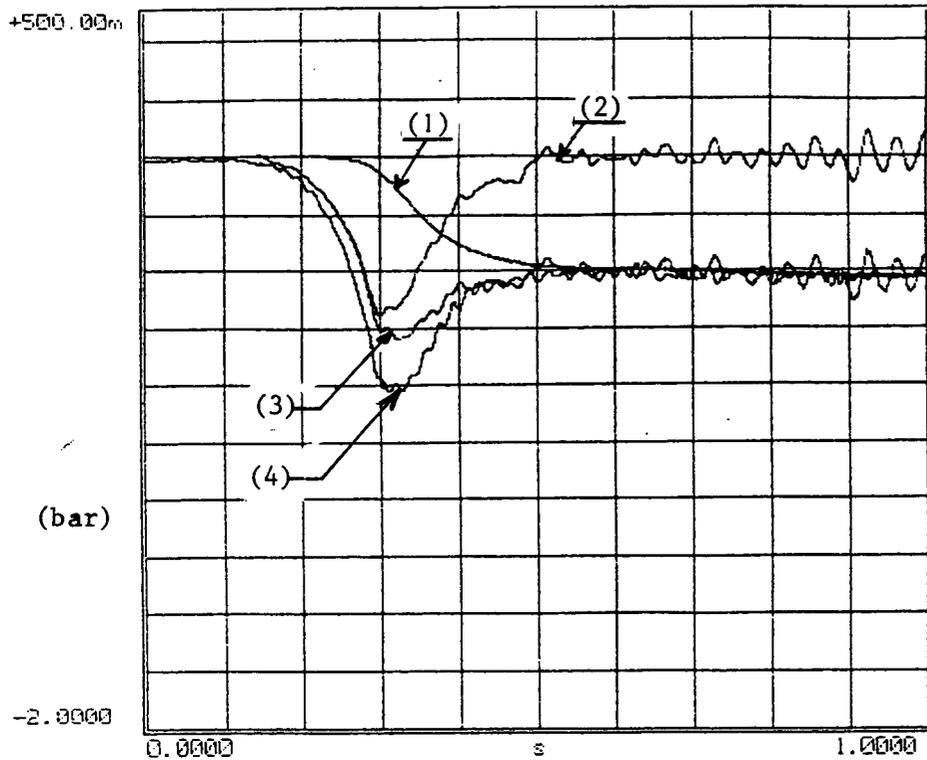


Figure 59.b

Figure 59 : comparaison théorie-expérience (essai 6)



TEST ID.: essai-1

time_record

1/ Jasp

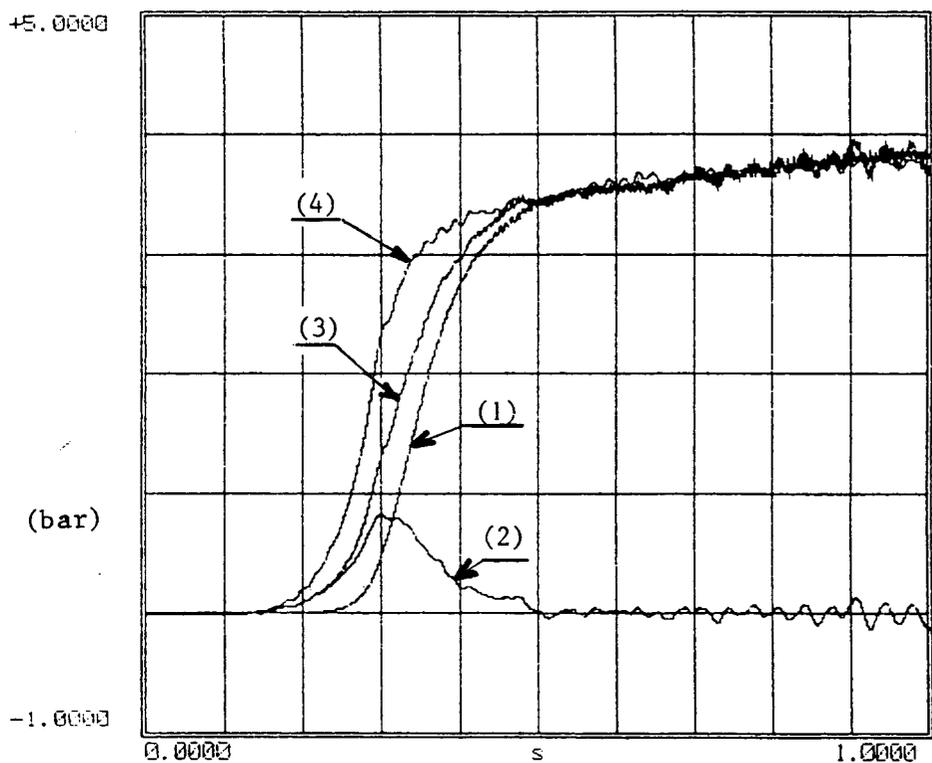
2/ Inertie eclt-asp

3/ Jasp + Inertie eclt-asp

4/ pression-asp (cl-asp)

m = 0.001

Figure 60.a



TEST ID.: essai-1

time_record

1/ Jref

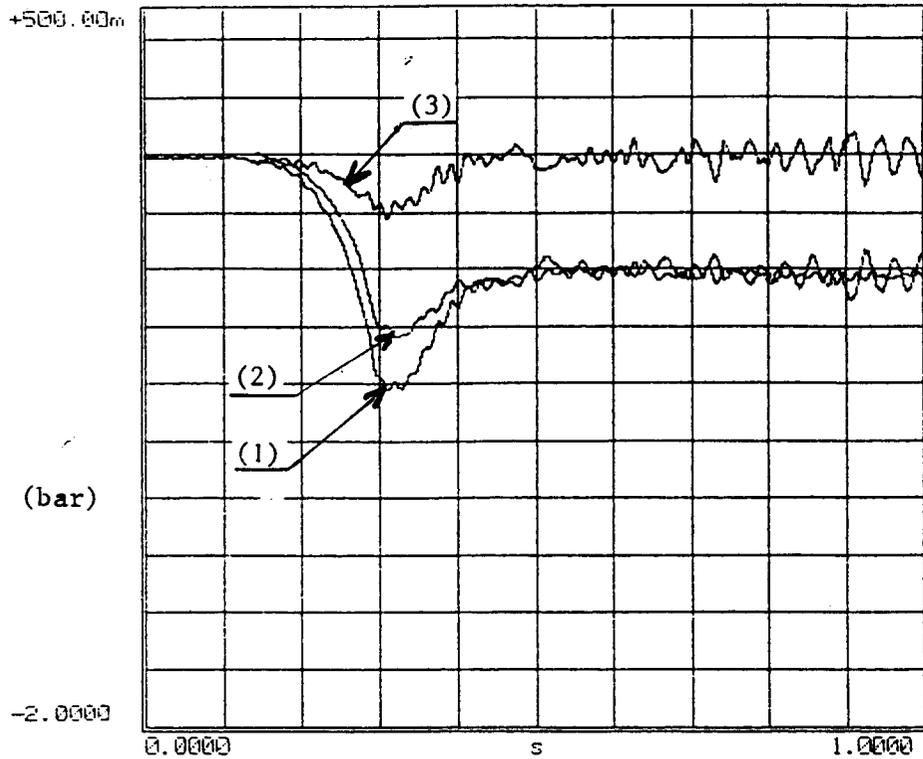
2/ Inertie eclt -ref

3/ Jref + Inertie eclt-ref

4/ pression ref (c5-ref)

Figure 60.b

Figure 60 : comparaison théorie-expérience



TEST ID.:essai-1

time_record

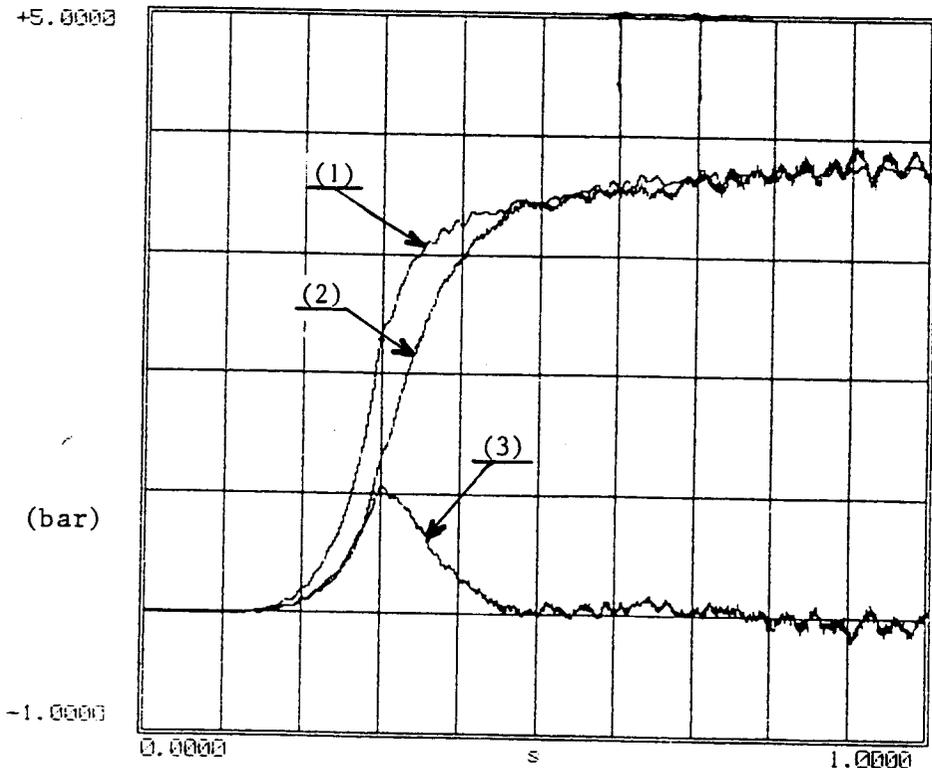
1/ pression-asp(cal-asp)

2/ pression-asp(calculée)

3/ difference (exp-calcul)

m = 0.001

Figure 61.a



TEST ID.:essai-1

time_record

1/ pression-reflc4-refl

2/ pression-refl(calculée)

3/ difference (exp-calcul)

Figure 61.b

Figure 61 : comparaison théorie-expérience

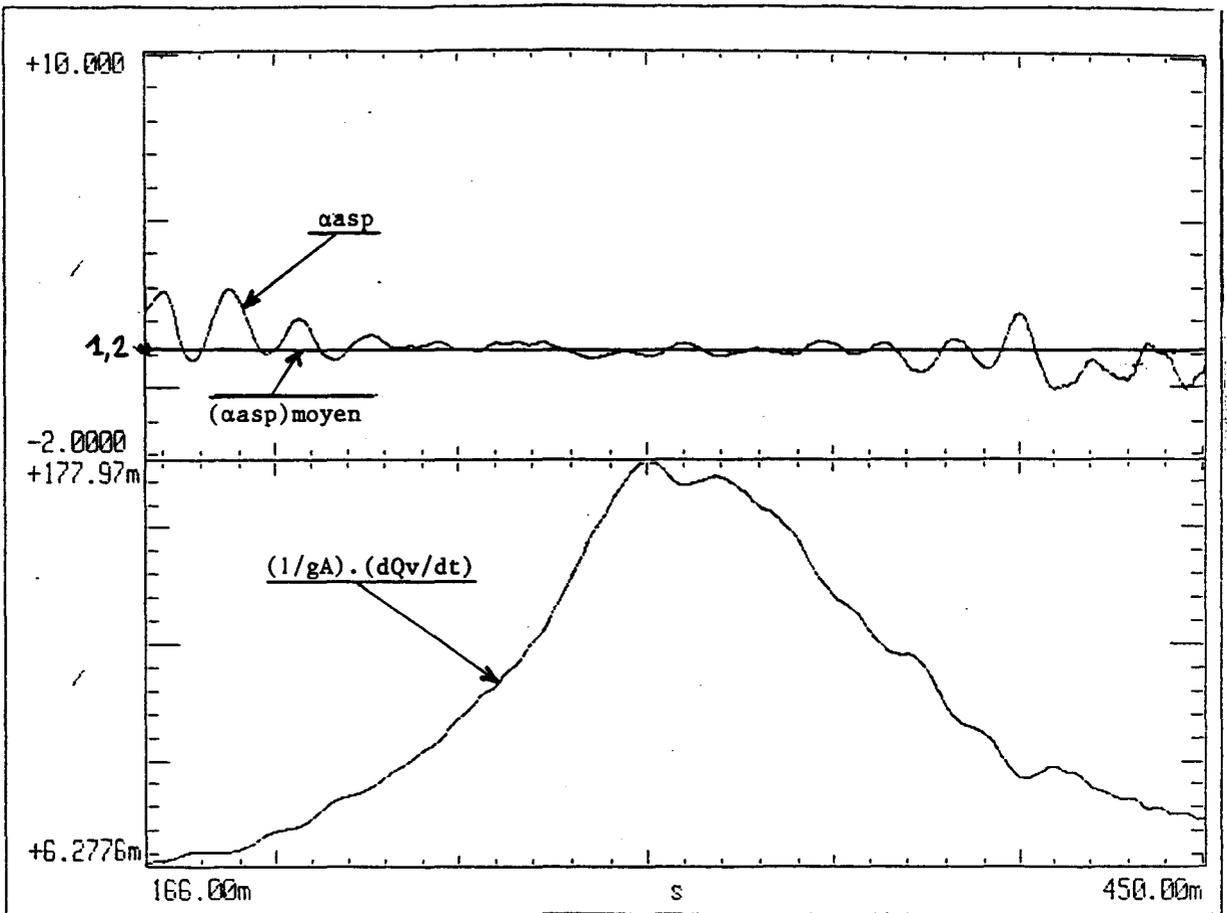


Figure 62.a

$m = 0.001$

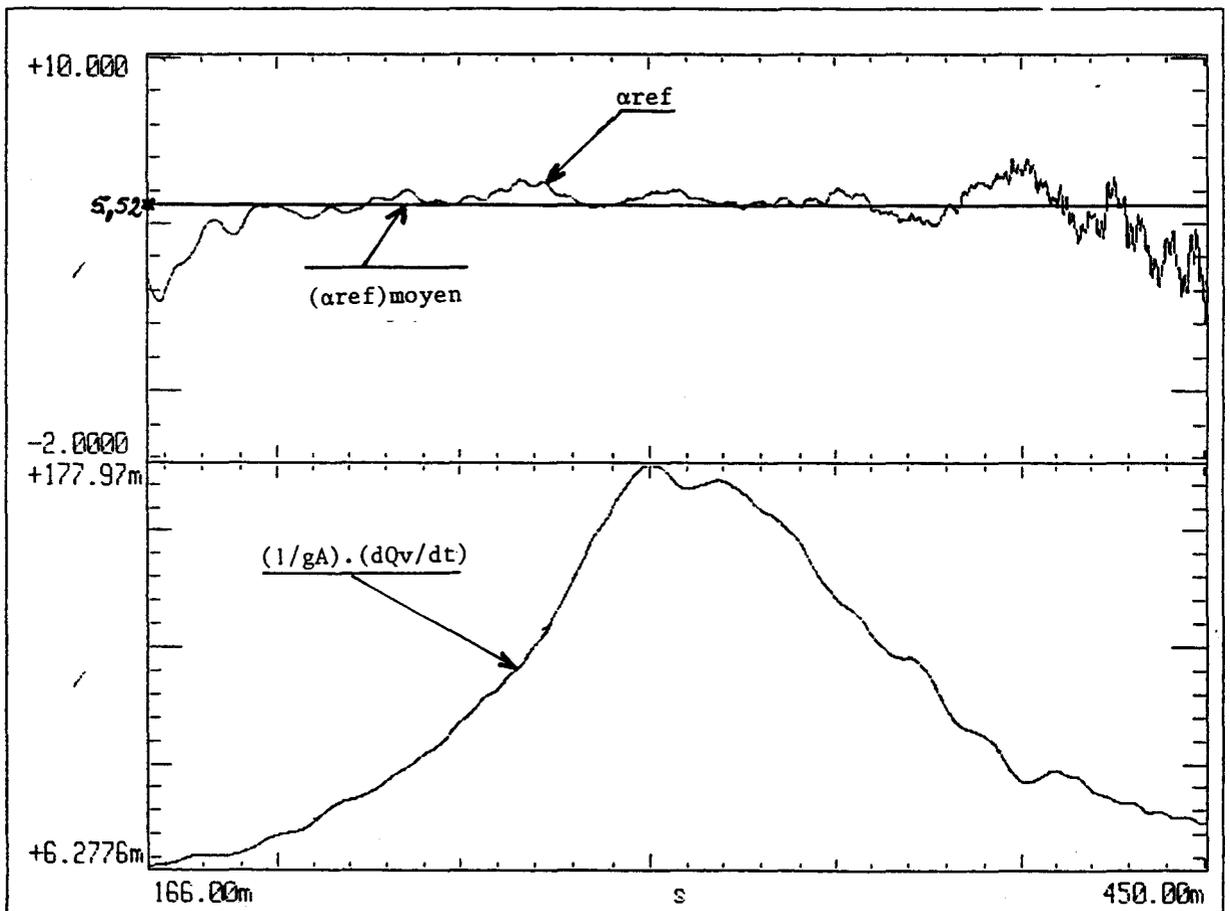
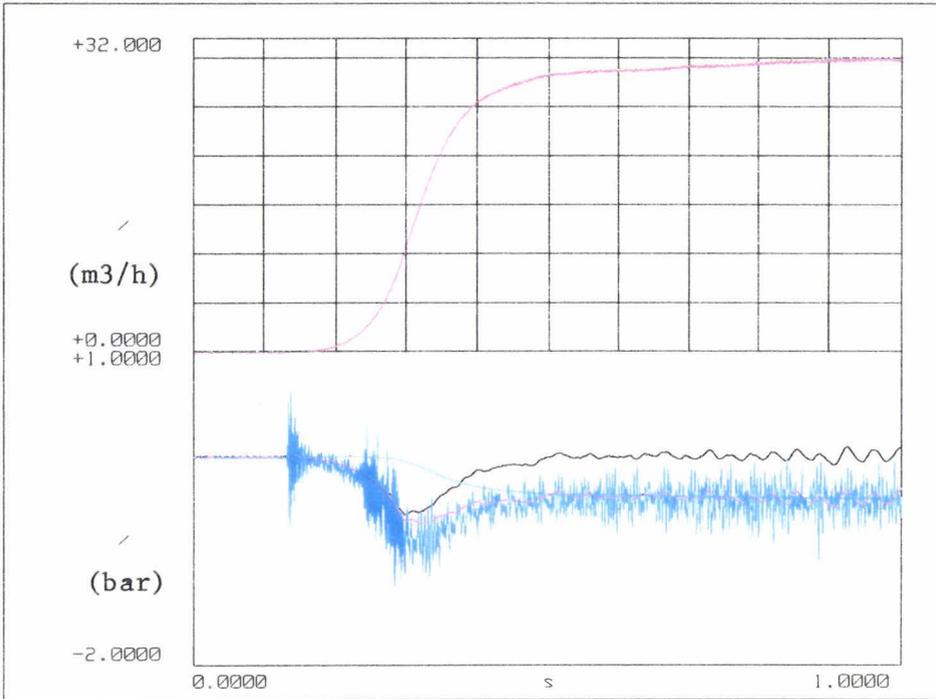


Figure 62.b

$m = 0.001$

Figure 62 : mise en évidence des longueurs équivalentes du fluide en mouvement dans le réservoir



TEST ID.: essai-1

time_record

PR. ID.: debit

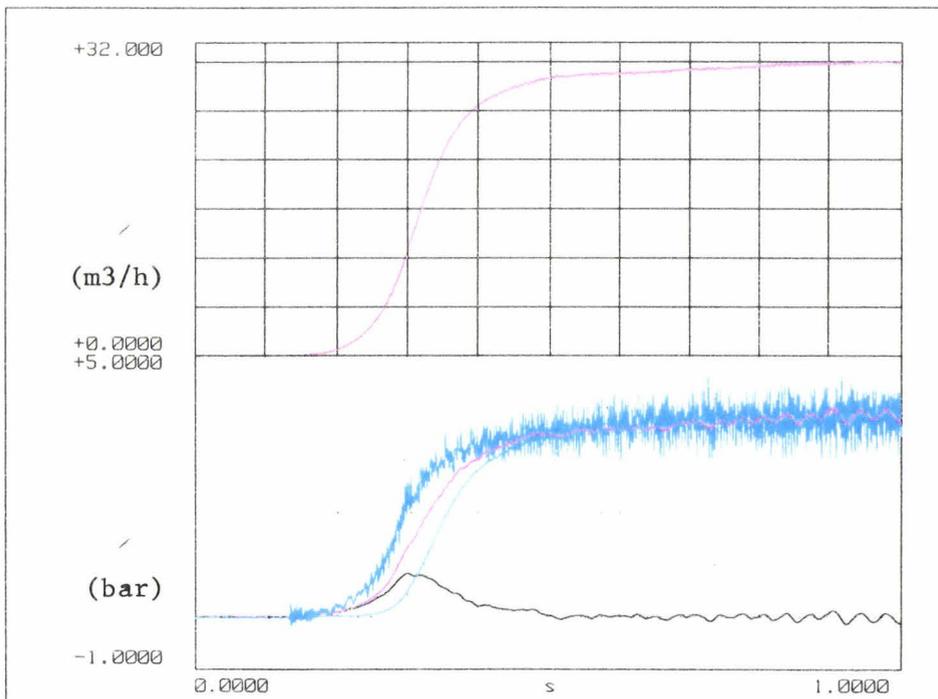
PR. ID.: pression aspirat

PR. ID.: $-L_{asp}/GS*dQ/dT$

PR. ID.: pertes de charge

PR. ID.: pression calcule

Figure 63.a



TEST ID.: essai-1

time_record

PR. ID.: debit

PR. ID.: pression refoult

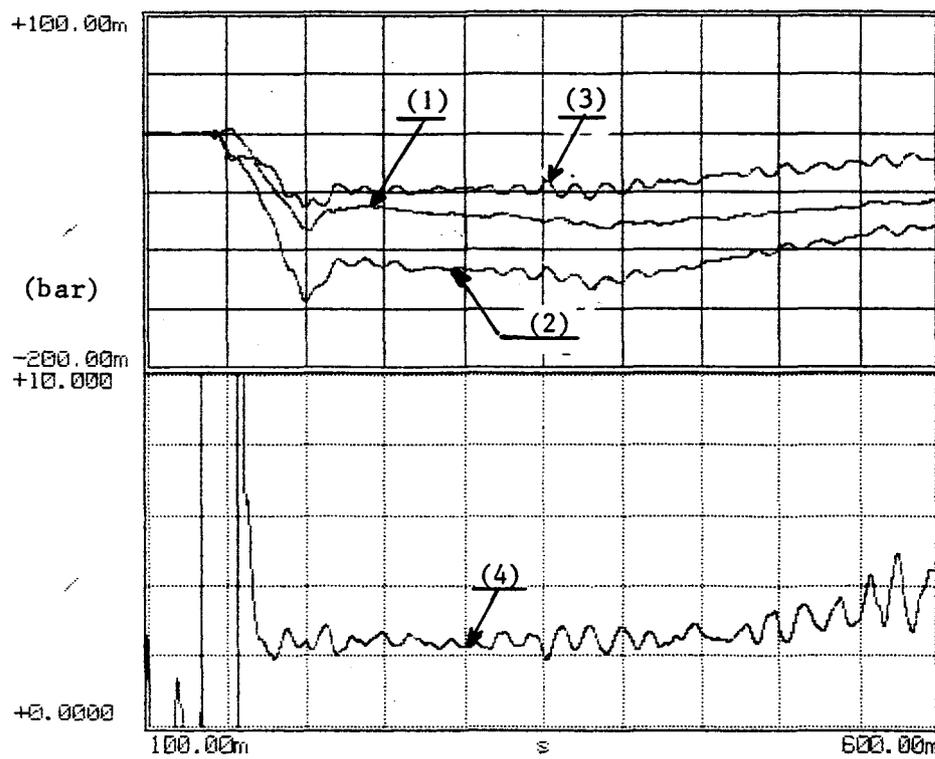
PR. ID.: $L_{ref}/GS*dQ/dT$

PR. ID.: perte de charge

PR. ID.: pression calcule

Figure 63.b

Figure 63 : comparaison théorie-expérience (essai 1)



TEST ID.: essai-6

time_record

1/ c2-asp calcule

2/ c2-asp expt(lissé)

3/ $1eq/(gs)*dq/dt$

4/ α_{asp}

m = 0.001

Figure 64 : comparaison théorie-expérience (essai 6)

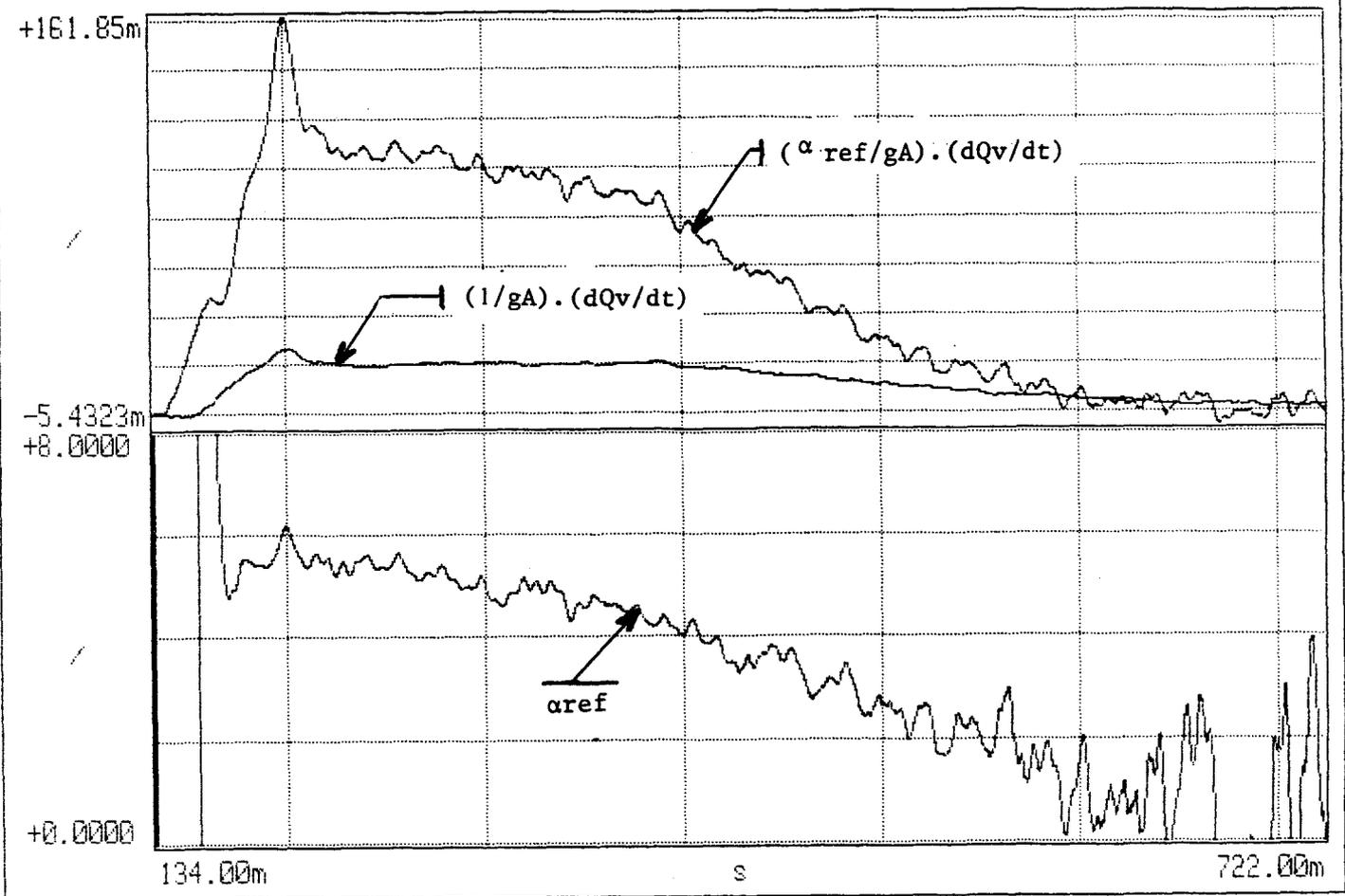


Figure 65 : comparaison théorie-expérience (essai 6)

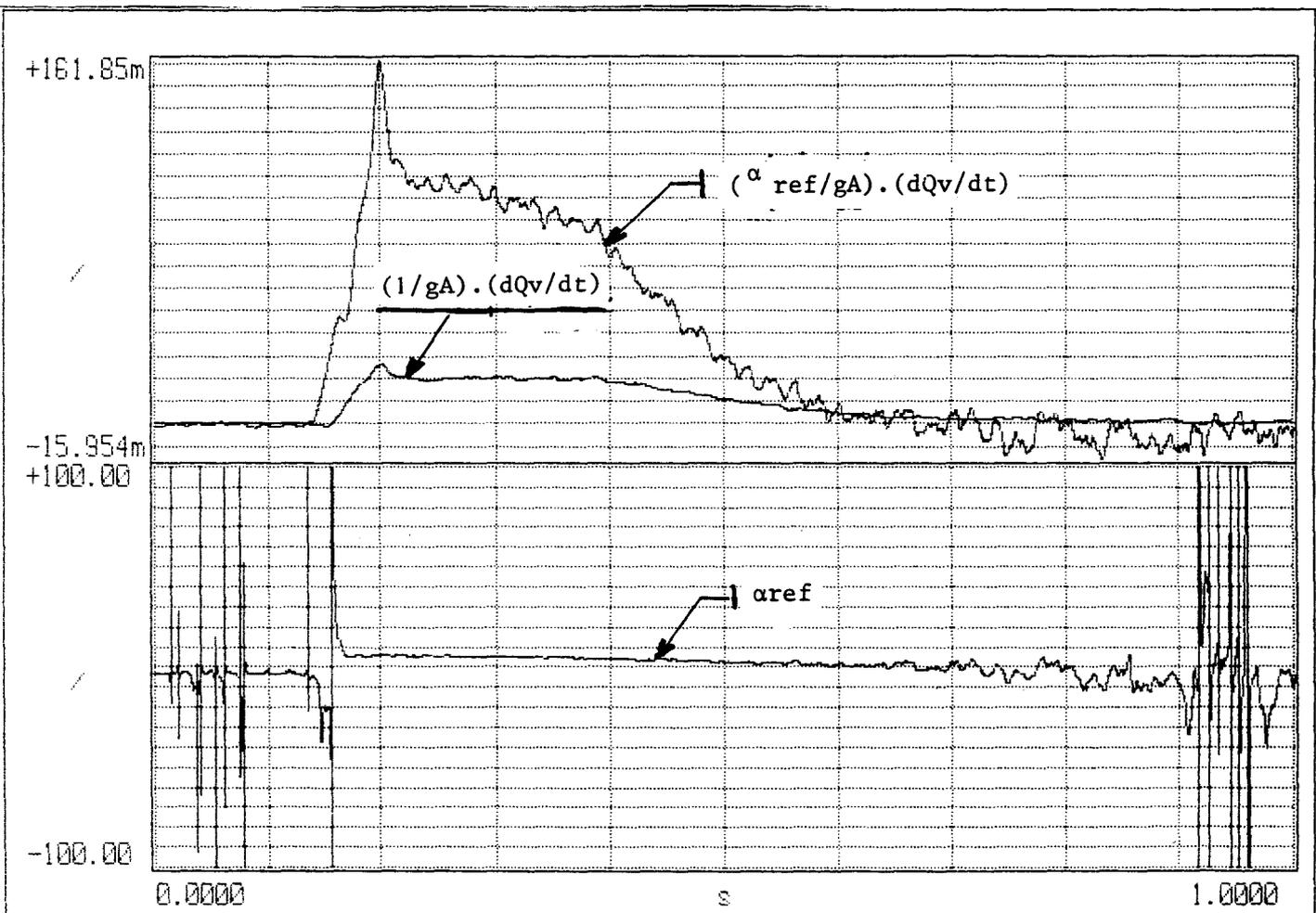


Figure 66 : comparaison théorie-expérience (essai 6)

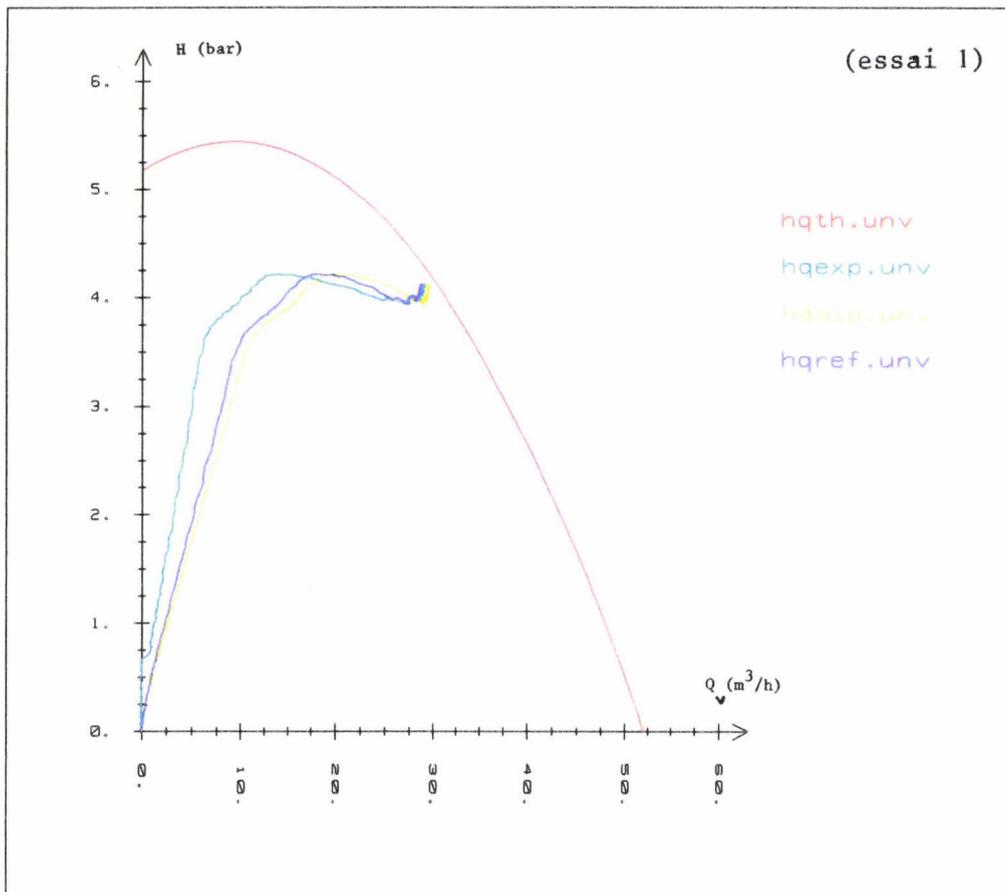


Figure 67 :caractéristiques instationnaires de la pompe déterminées à partir de 2 techniques différentes de mesure du débit (essai 1)

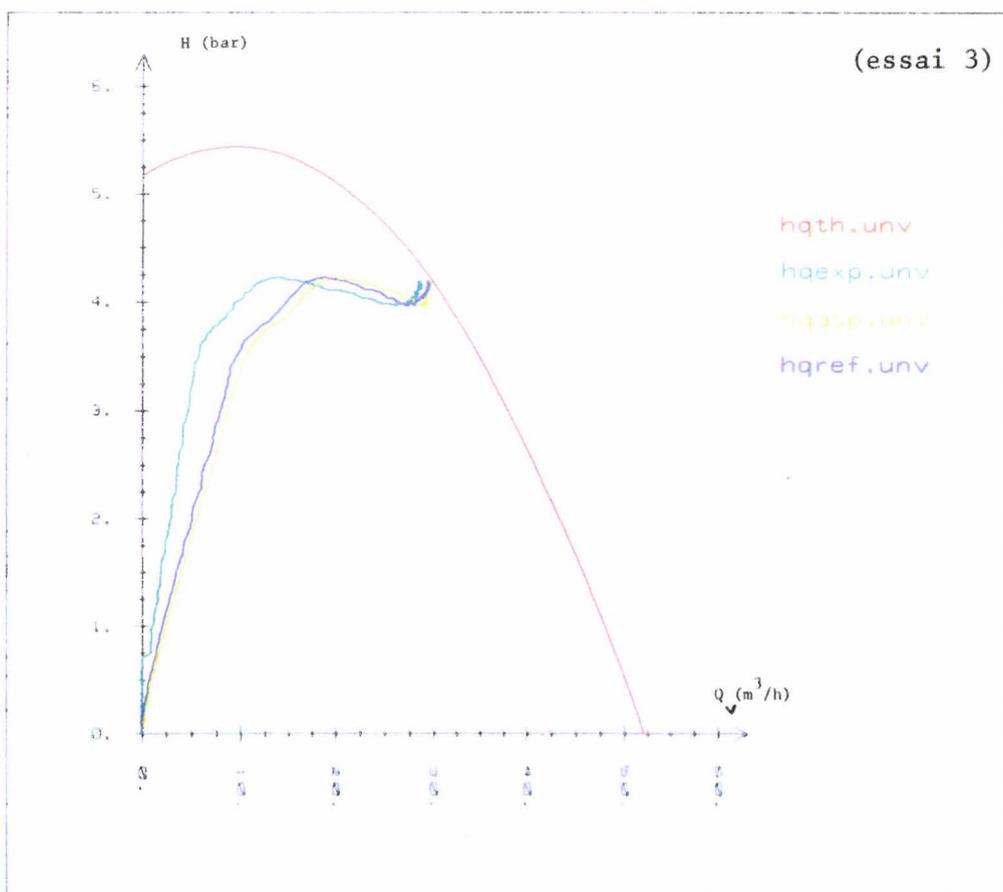


Figure 68 :caractéristiques instationnaires de la pompe déterminées à partir de 2 techniques différentes de mesure du débit (essai 3)

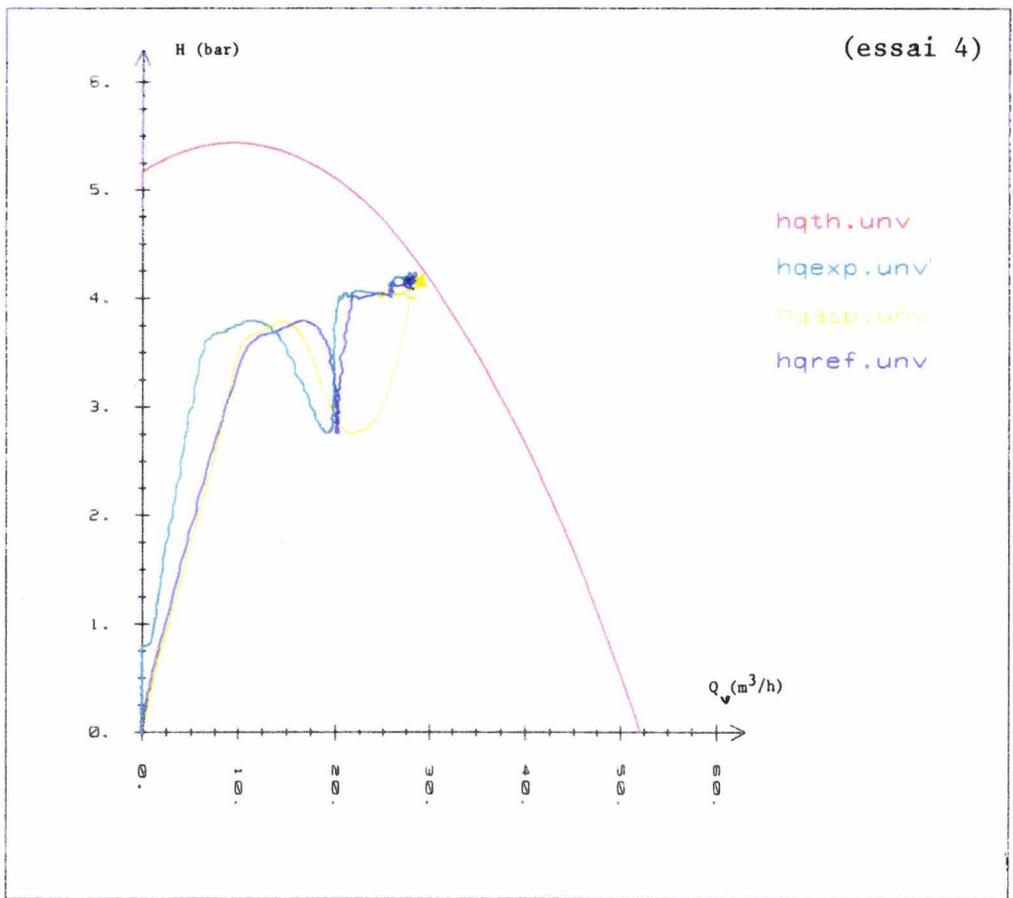


Figure 69.a

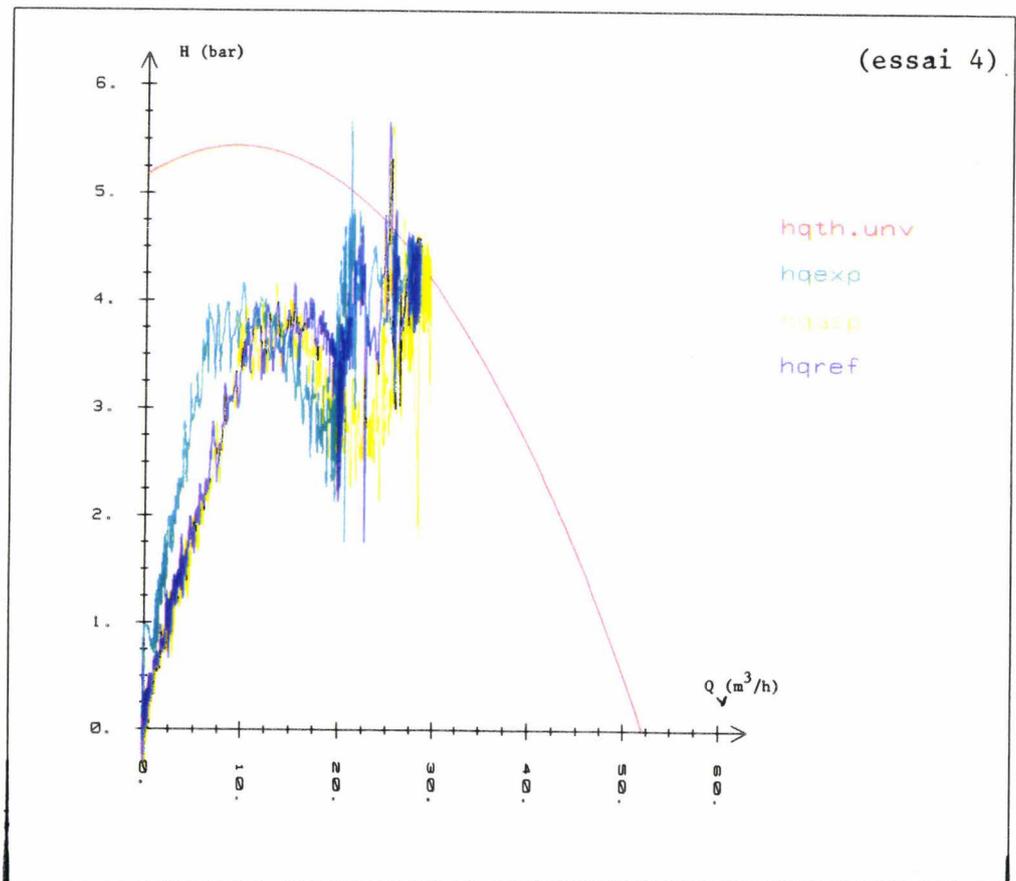


Figure 69.b

Figure 69 : caractéristiques instationnaires de la pompe déterminées à partir de 2 techniques différentes de mesure du débit (essai 4)

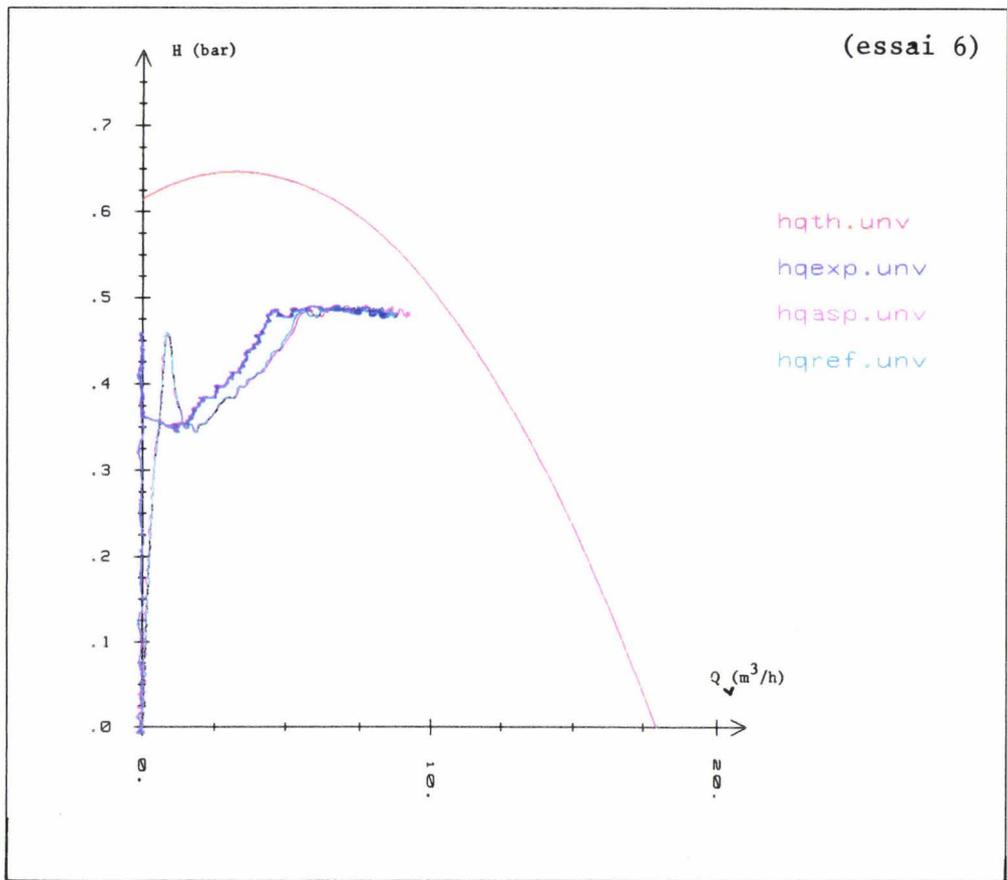


Figure 70 :caractéristiques instationnaires de la pompe déterminées à partir de 2 techniques différentes de mesure du débit (essai 6)

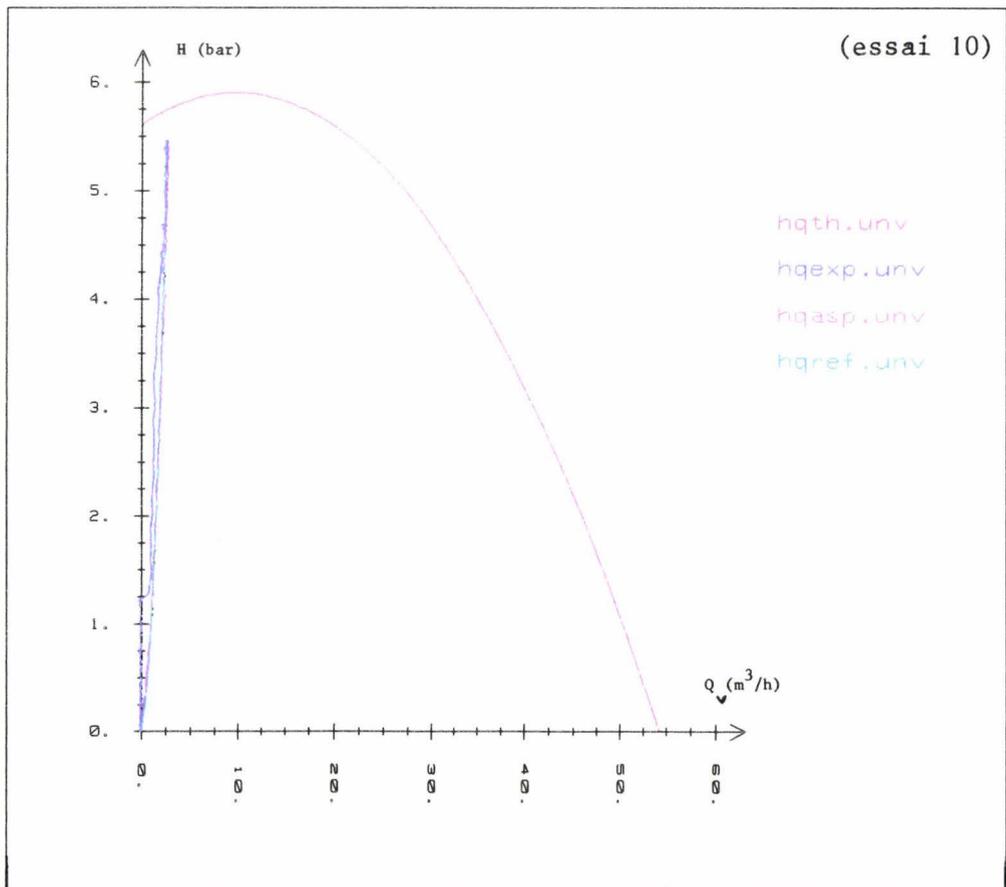


Figure 71 :caractéristiques instationnaires de la pompe déterminées à partir de 2 techniques différentes de mesure du débit (essai 10)

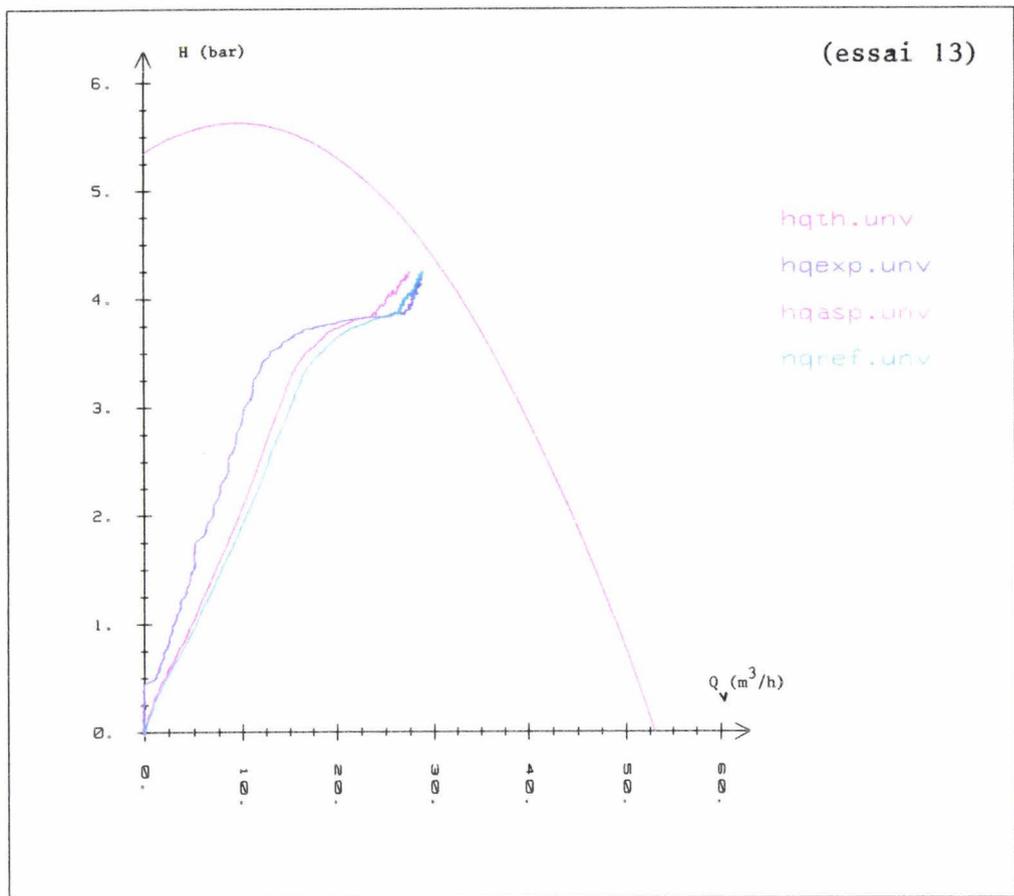


Figure 72 :caractéristiques instationnaires de la pompe déterminées à partir de 2 techniques différentes de mesure du débit (essai 13)

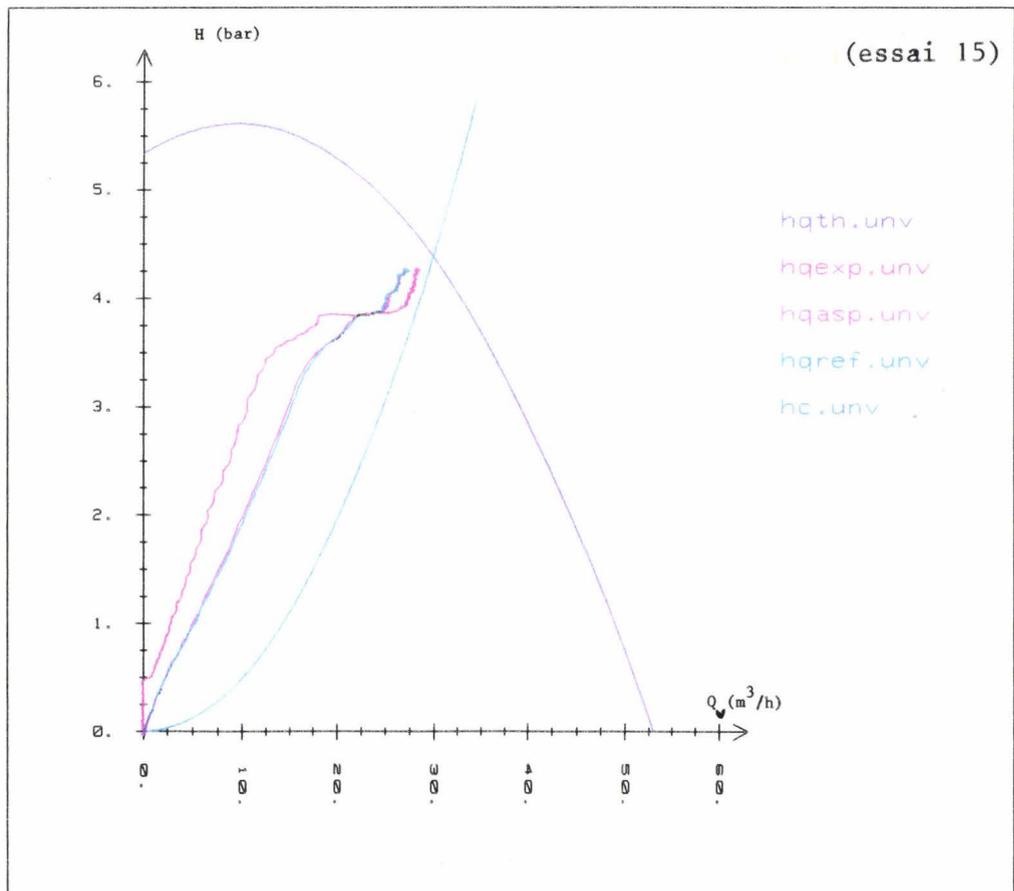


Figure 73 :caractéristiques instationnaires de la pompe déterminées à partir de 2 techniques différentes de mesure du débit (essai 15)

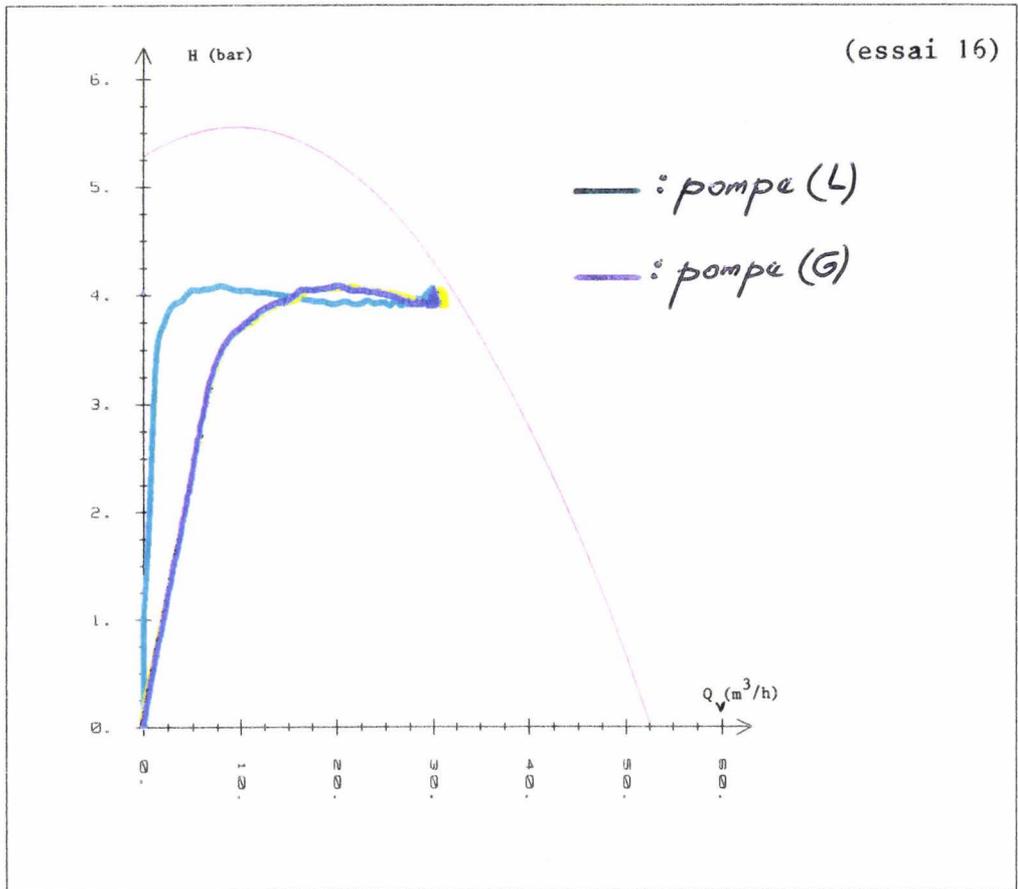


Figure 74 : comparaison des performances instationnaires des pompes (L) et (G)

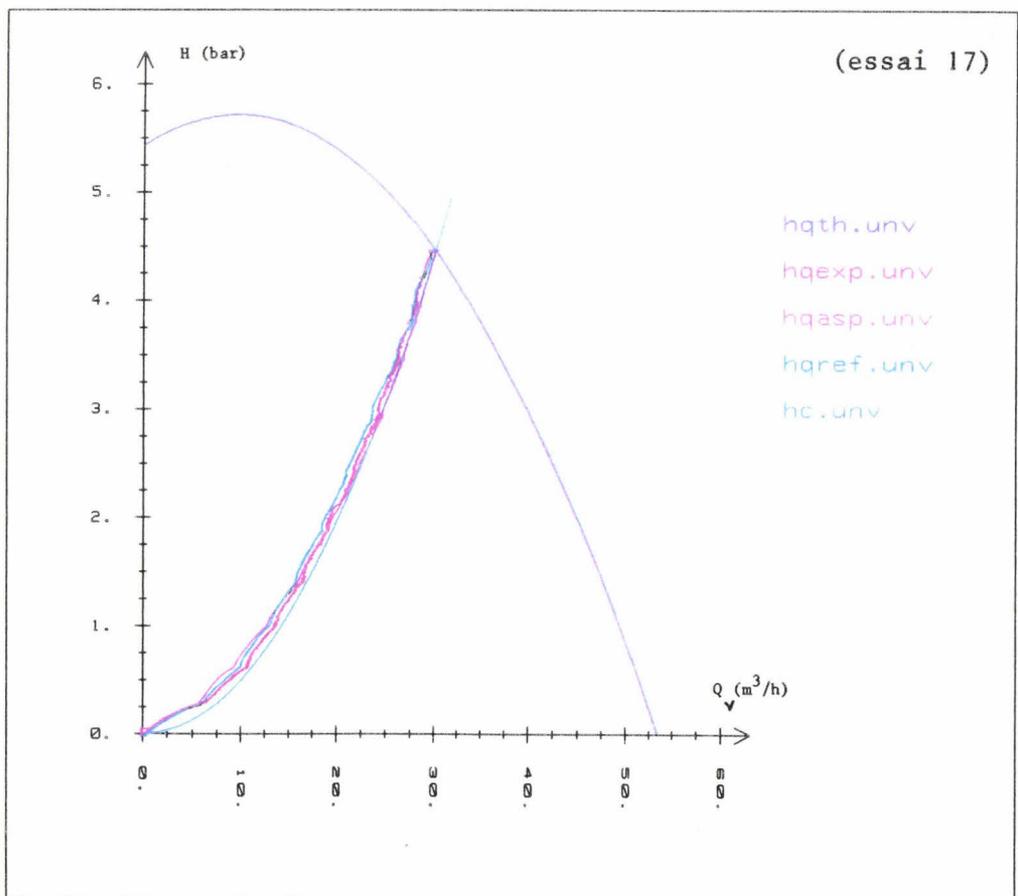


Figure 75 : caractéristiques instationnaires de la pompe déterminée à partir de 2 techniques différentes de mesure du débit (essai 17)

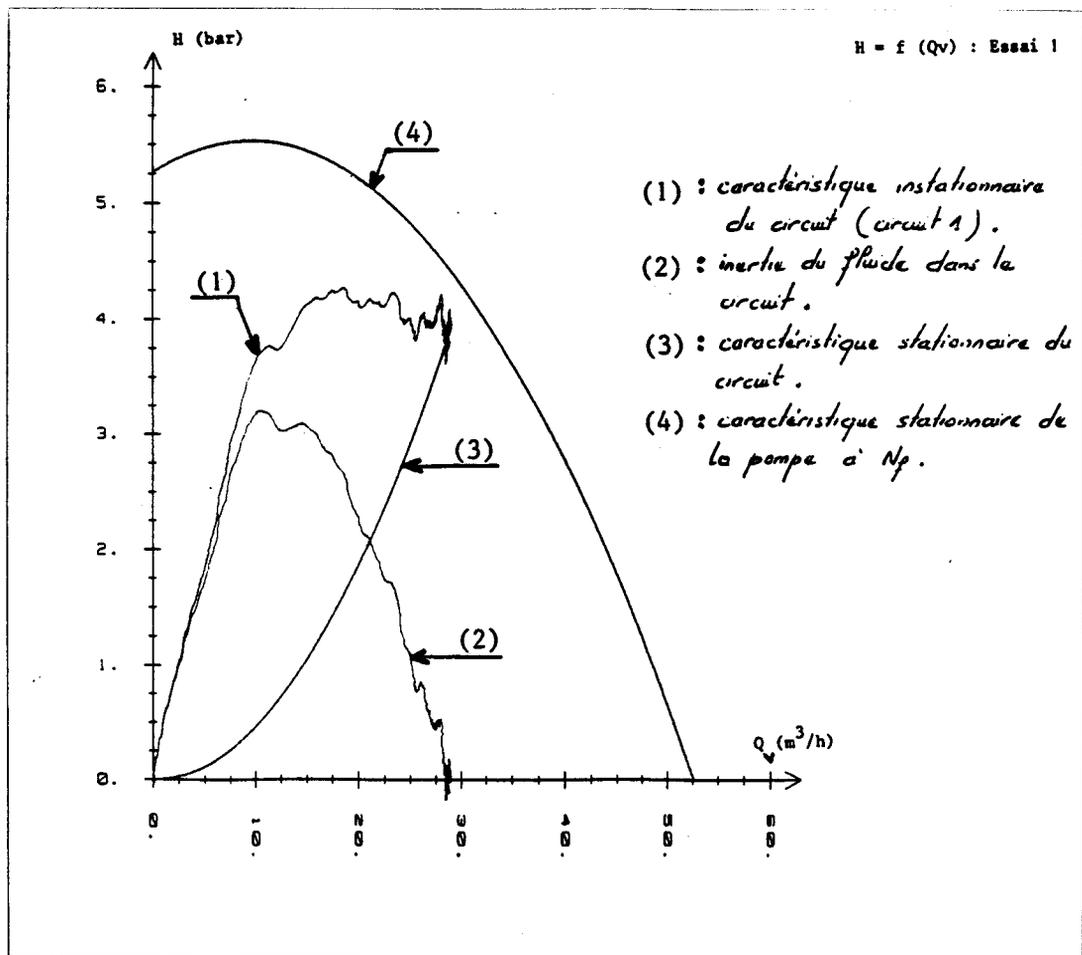


Figure 76 : détermination de la caractéristique instationnaire de la pompe à partir du modèle de l'écoulement dans le circuit (essai 1)

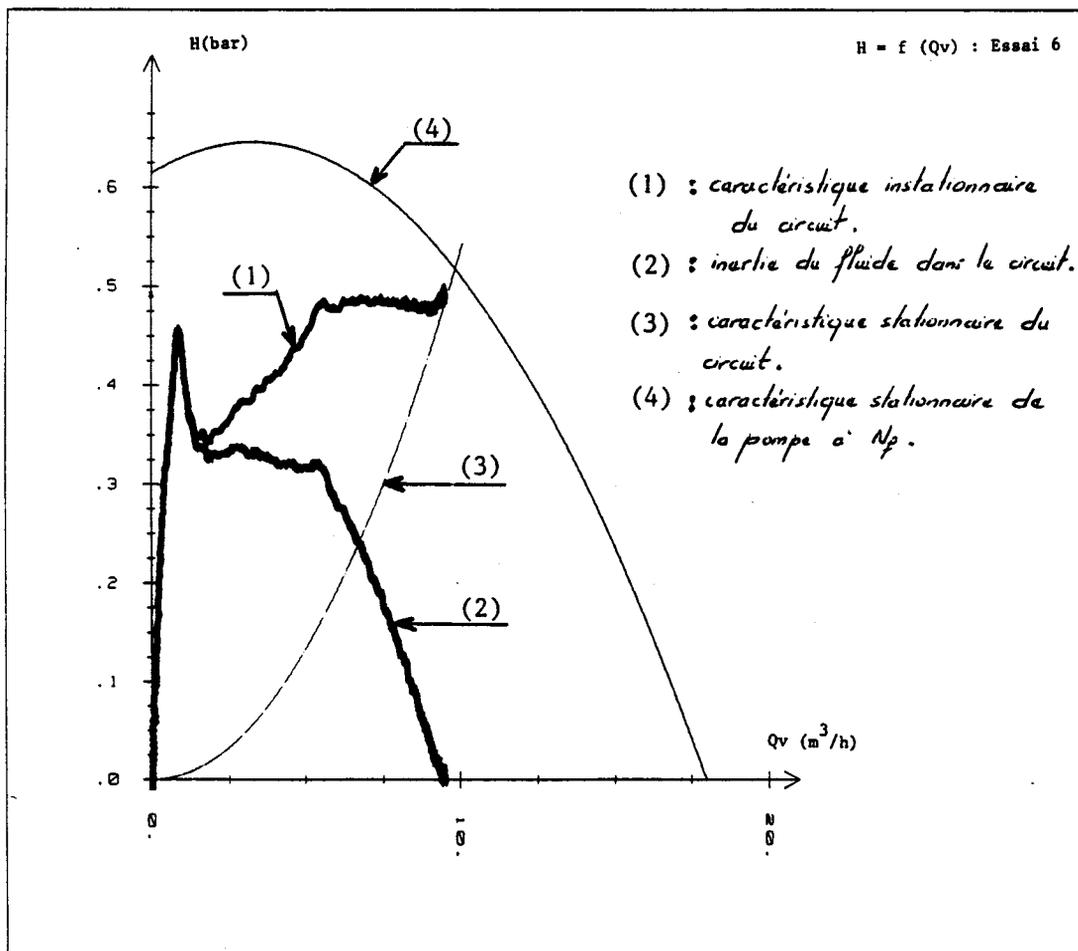


Figure 77 : détermination de la caractéristique instationnaire de la pompe à partir du modèle de l'écoulement dans le circuit (essai 6)

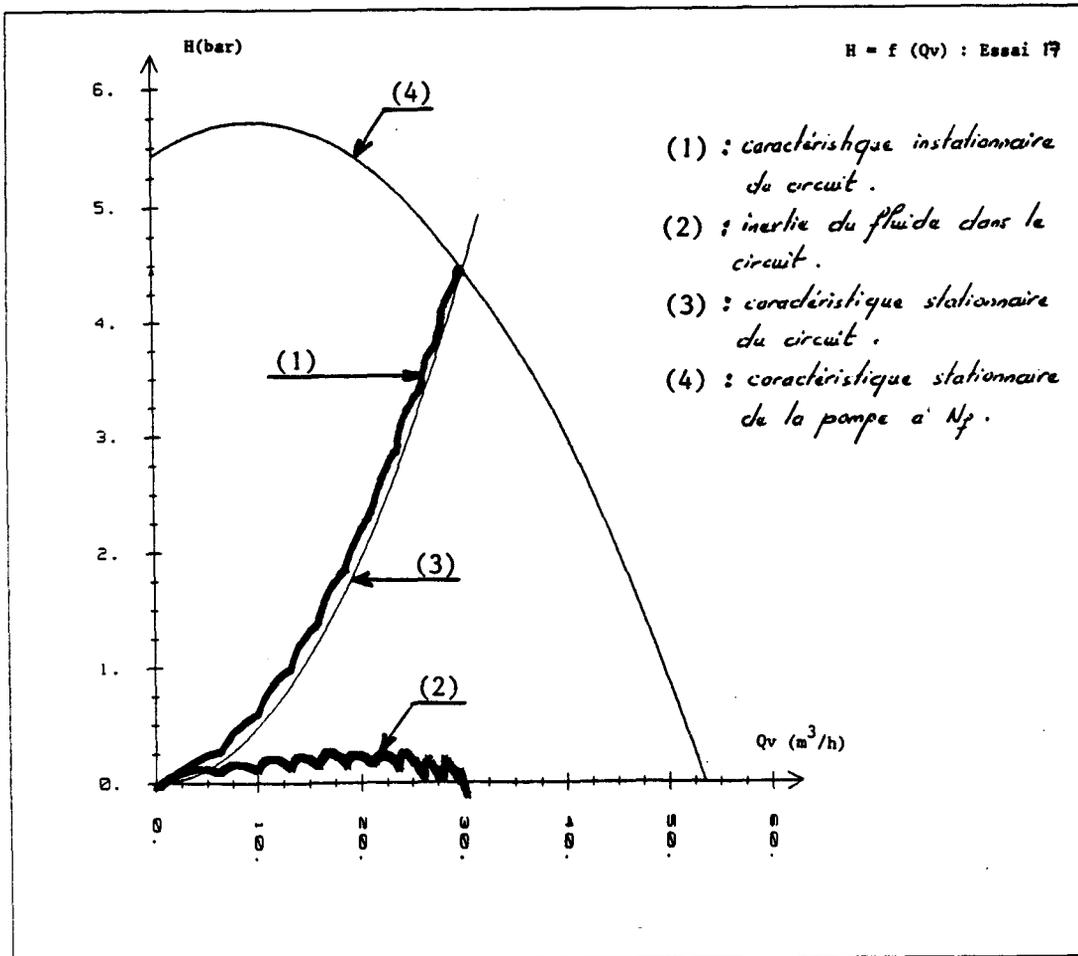


Figure 78 : détermination de la caractéristique instationnaire de la pompe à partir du modèle de l'écoulement dans le circuit (essai 17)

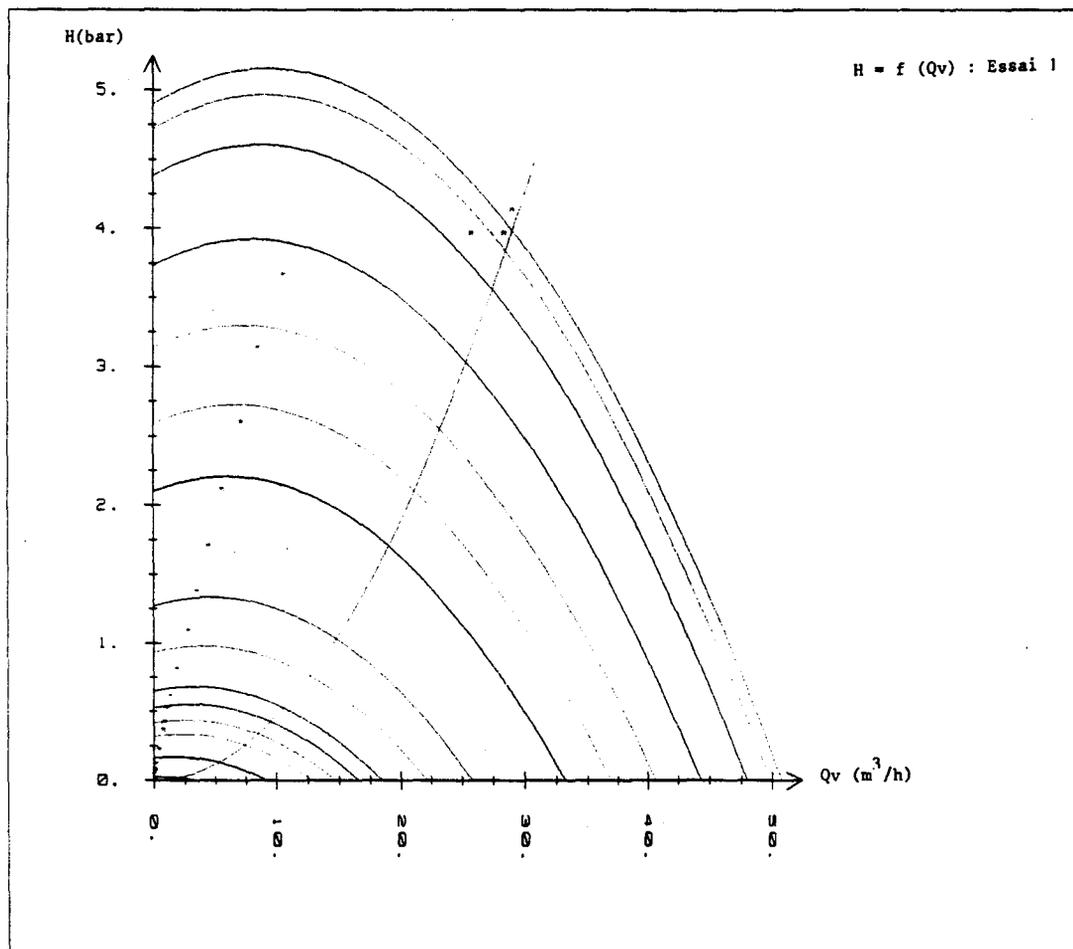


Figure 79 : caractéristique instationnaire de la pompe déterminée à partir de quelques valeurs fixées de la vitesse de rotation (essai 1)

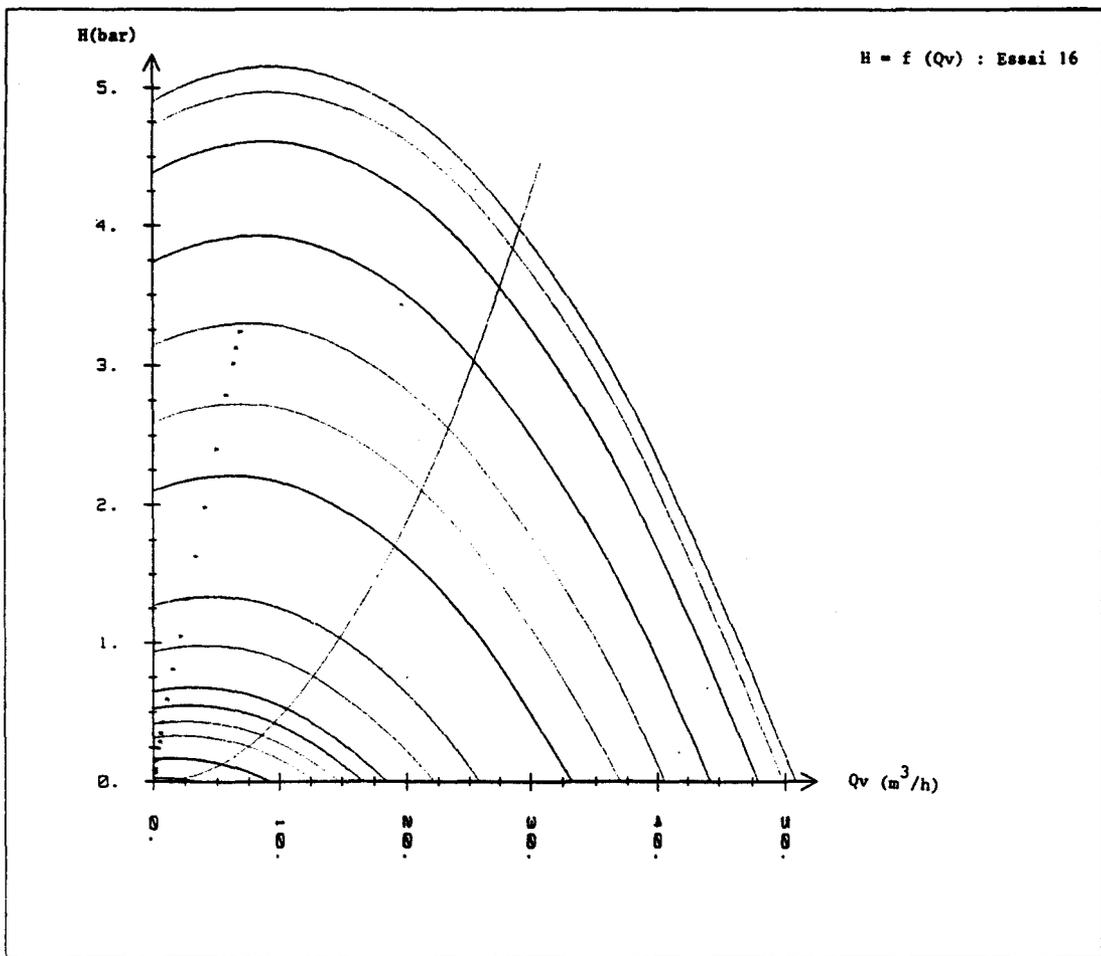


Figure 80 :caractéristique instationnaire de la pompe déterminée à partir de quelques valeurs fixées de la vitesse de rotation (essai 16)

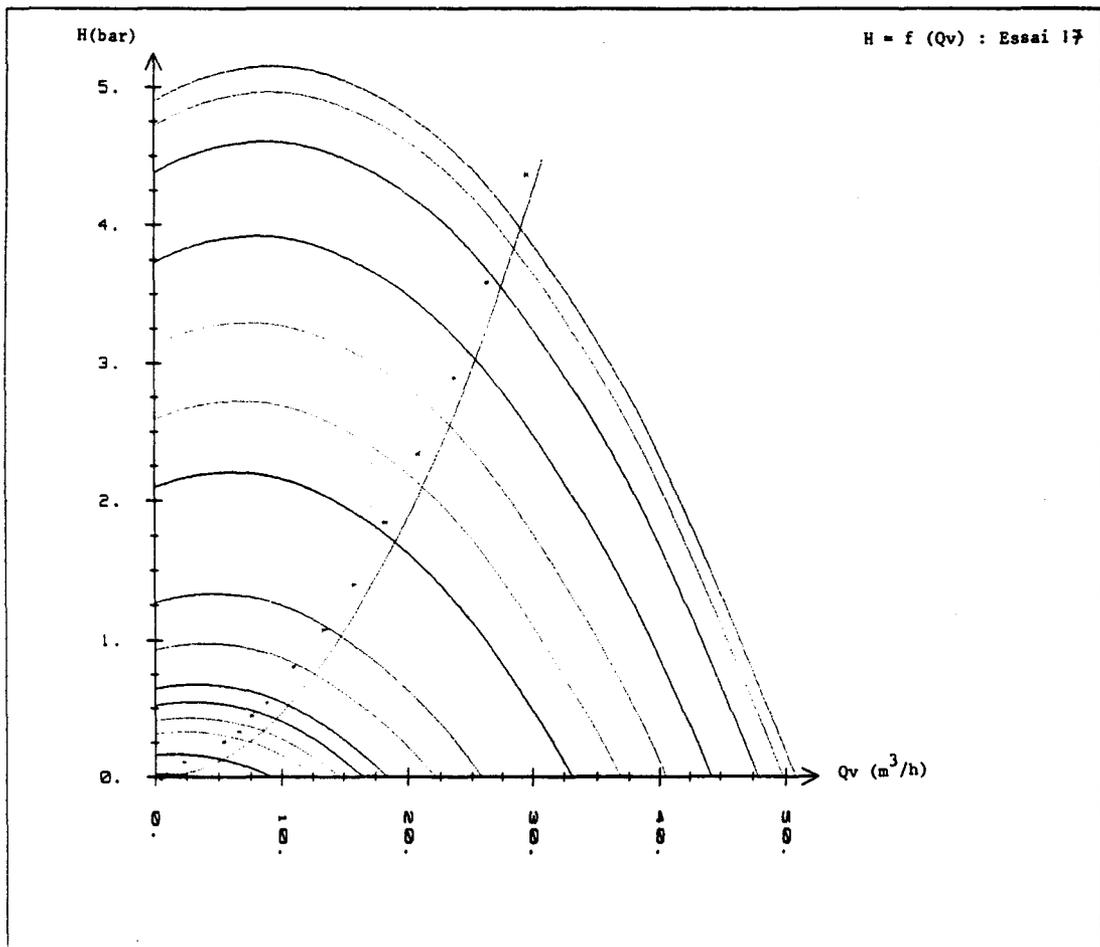


Figure 81 :caractéristique instationnaire de la pompe déterminée à partir de quelques valeurs fixées de la vitesse de rotation (essai 17)

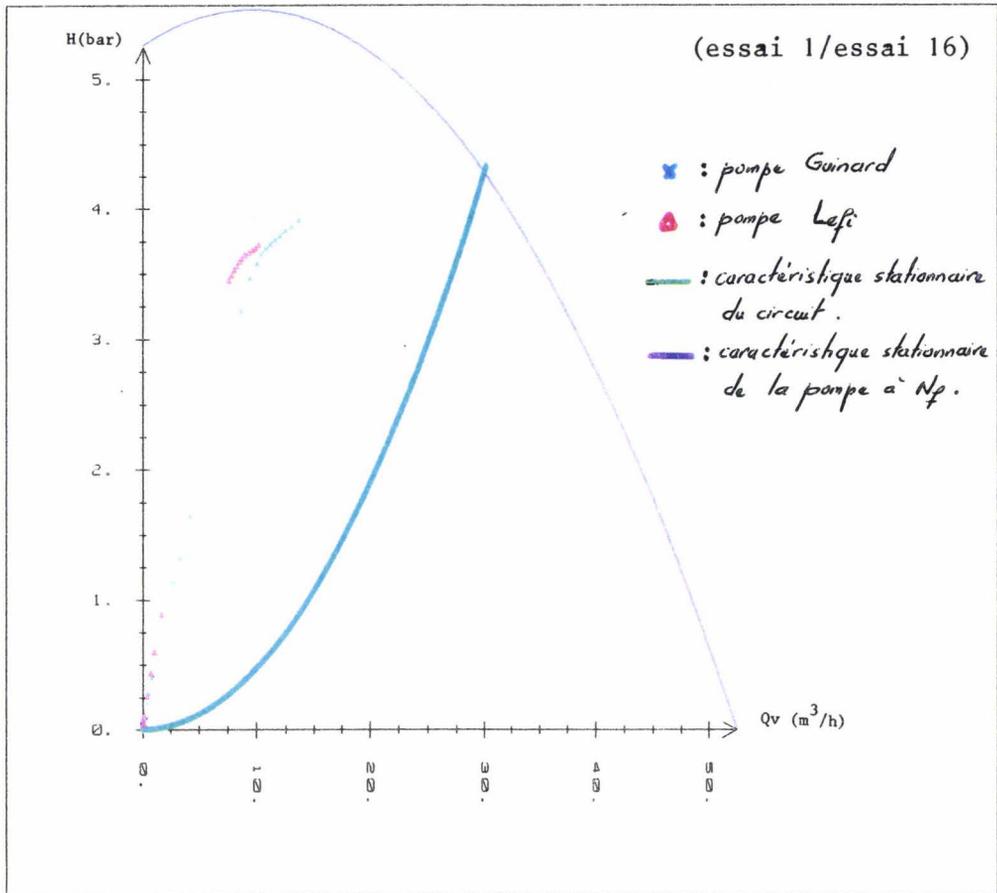


Figure 82 : comparaison des caractéristiques iso-accélérations des pompes (L) et (G)

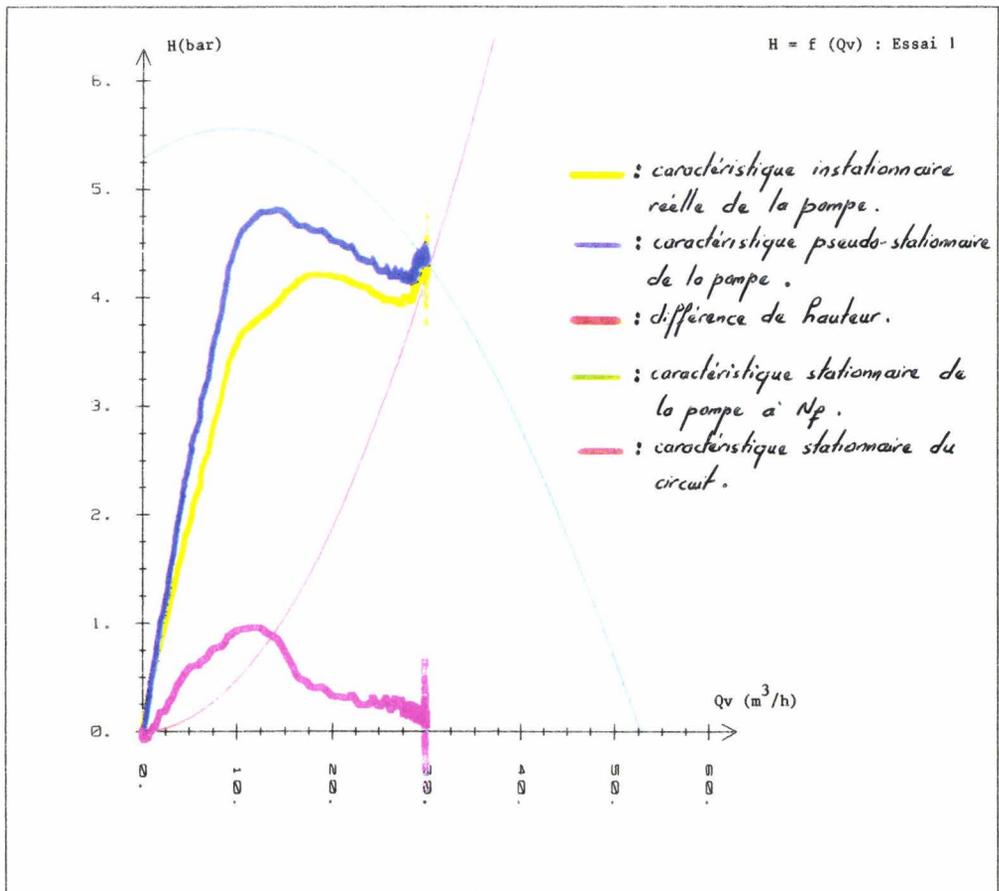
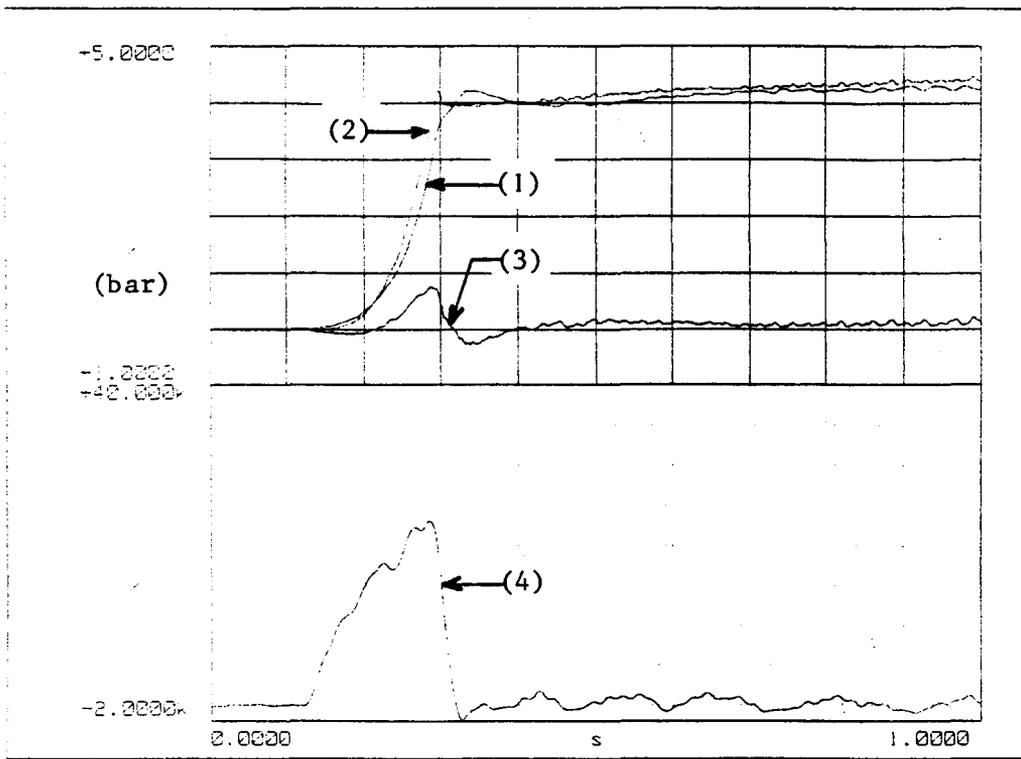


Figure 83 : comparaison entre les comportements instationnaire et pseudo-stationnaire de la pompe (G)



TEST ID.: essai-1

time_record

(1) : Hexpt

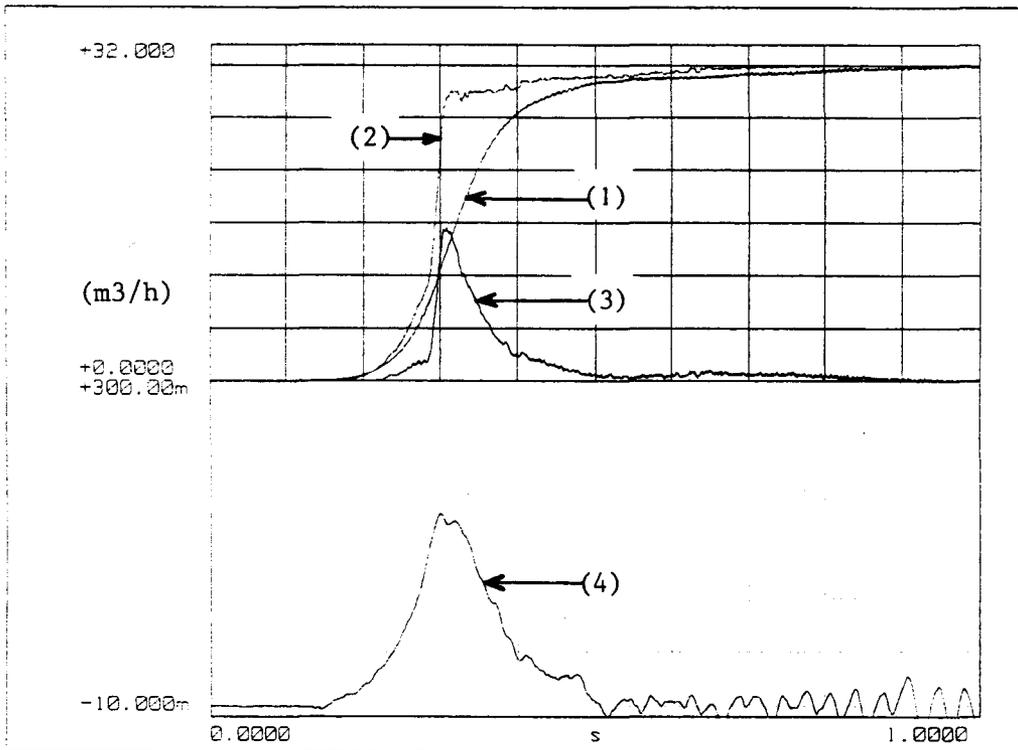
(2) : Hpst

(3) : Hpst-Hexpt

(4) : dN/dt

k = 1000

Figure 84.a



TEST ID.: essai-1

time_record

(1) : Qvexpt

(2) : Qvpst

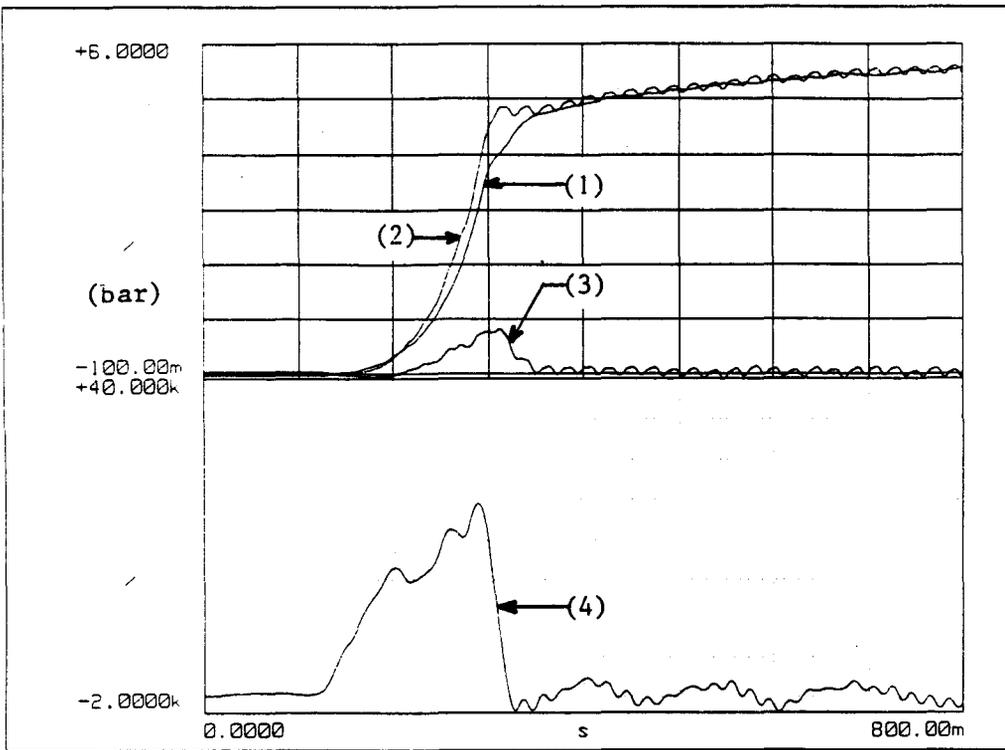
(3) : Qvpst - Qvexpt

(4) : $\frac{1}{2}gA(dQv/dt)$

m = 0.001

Figure 84.b

Figure 84 : comparaison entre résultats instationnaires mesurés et résultats pseudo-stationnaires corrigés (essai 1)



TEST ID.: essai-8

time_record

(1) : Hexpt

(2) : Hpst

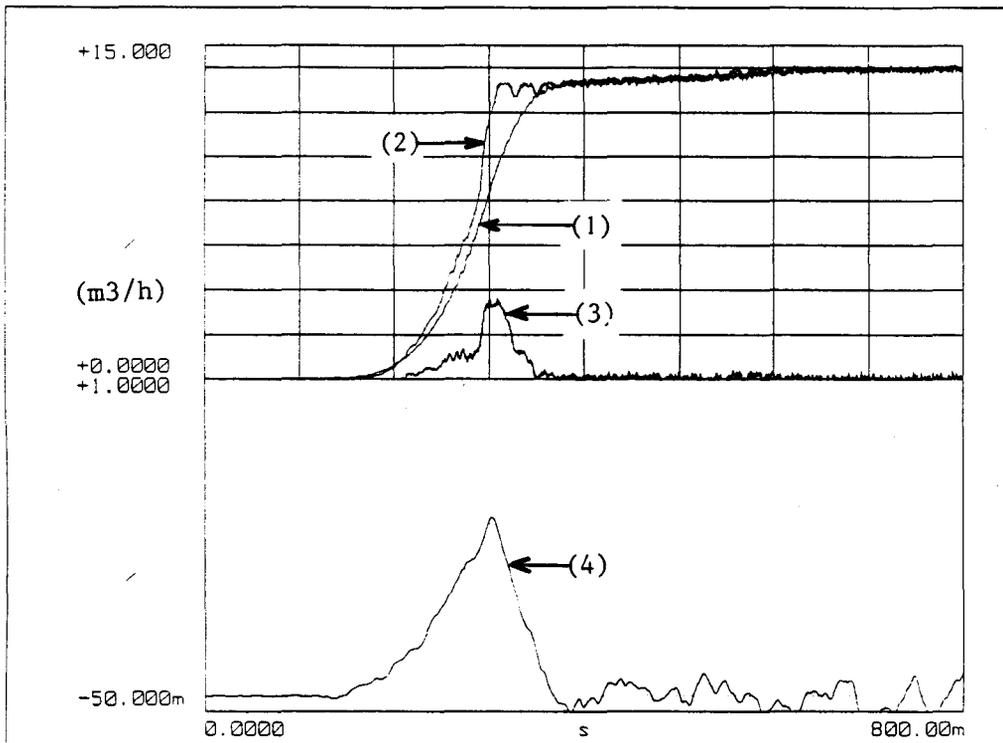
(3) : Hpst - Hexpt

(4) : dN/dt

m = 0.001

k = 1000

Figure 85.a



TEST ID.: essai-8

time_record

(1) : Qexpt

(2) : Qpst

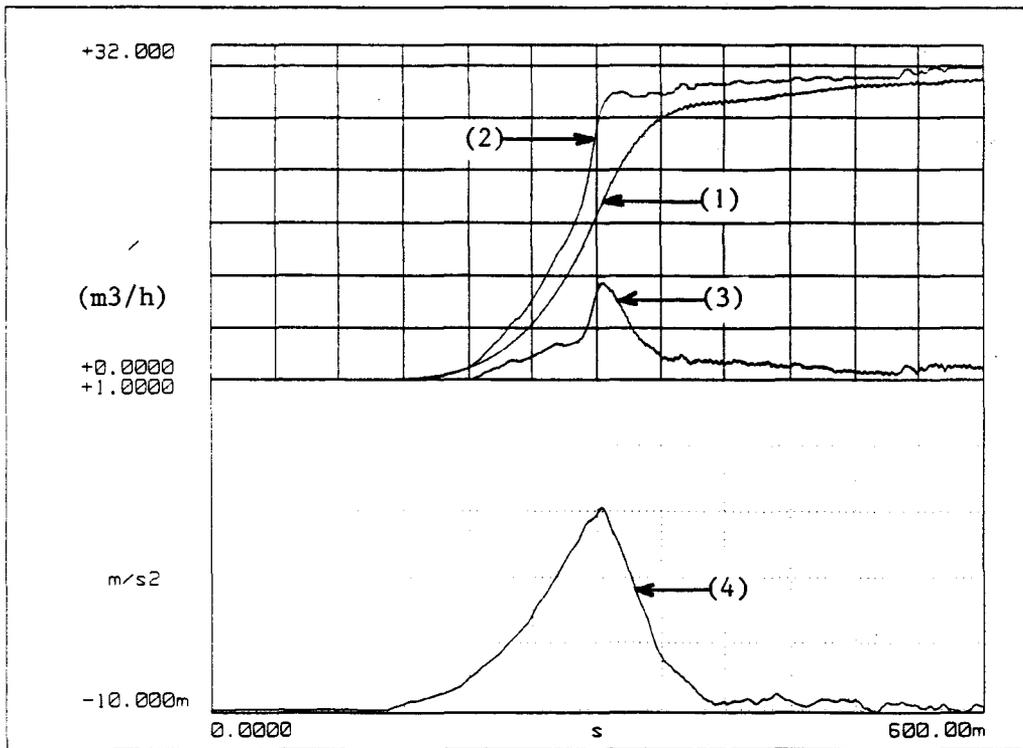
(3) : Qpst - Qexpt

(4) : log(dQ/dt)

m = 0.001

Figure 85.b

Figure 85 : comparaison entre résultats instationnaires mesurés et résultats pseudo-stationnaires corrigés (essai 8)



TEST ID.: essai-13

time_record

(1) : Q_{expt}

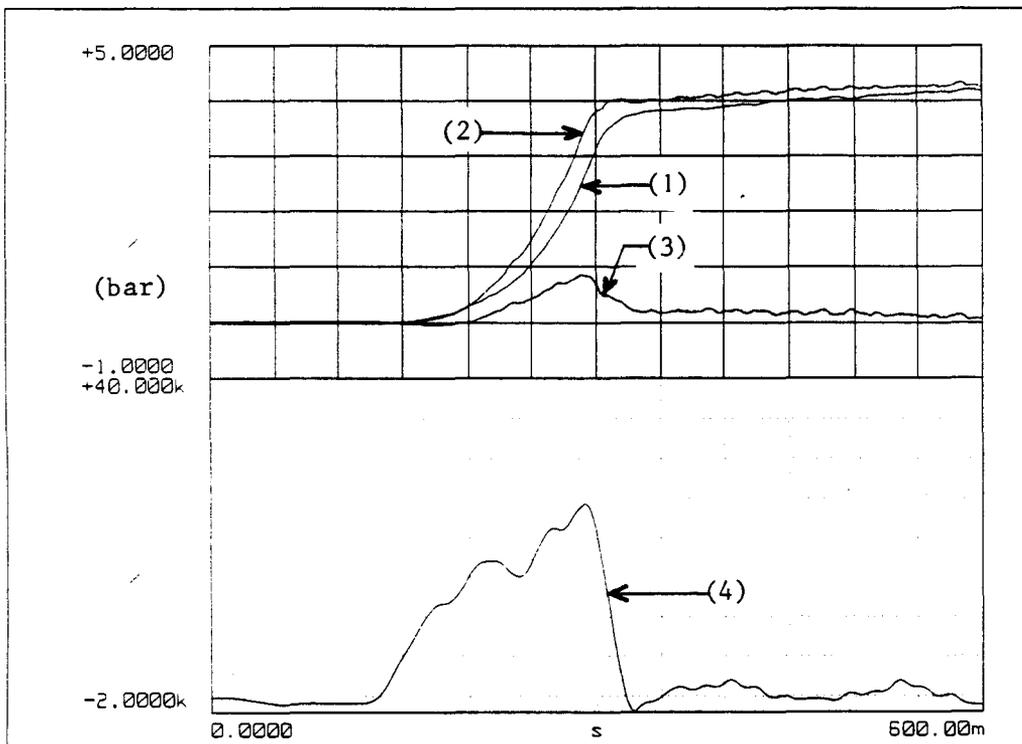
(2) : Q_{pst}

(3) : $Q_{\text{pst}} - Q_{\text{expt}}$

(4) : $1/g(dQ/dt)$

$m = 0.001$

Figure 86.a



TEST ID.: essai-13

time_record

(1) : H_{expt}

(2) : H_{pst}

(3) : $H_{\text{pst}} - H_{\text{expt}}$

(4) : dN/dt

$m = 0.001$

$k = 1000$

Figure 86.b

Figure 86 : comparaison entre résultats instationnaires mesurés et résultats pseudo-stationnaires corrigés (essai 13)

time_record

$$(1) : \frac{K_1}{g} \cdot \frac{dW}{dt}$$

$$(2) : \frac{K_2}{g} \cdot \frac{dQ_v}{dt}$$

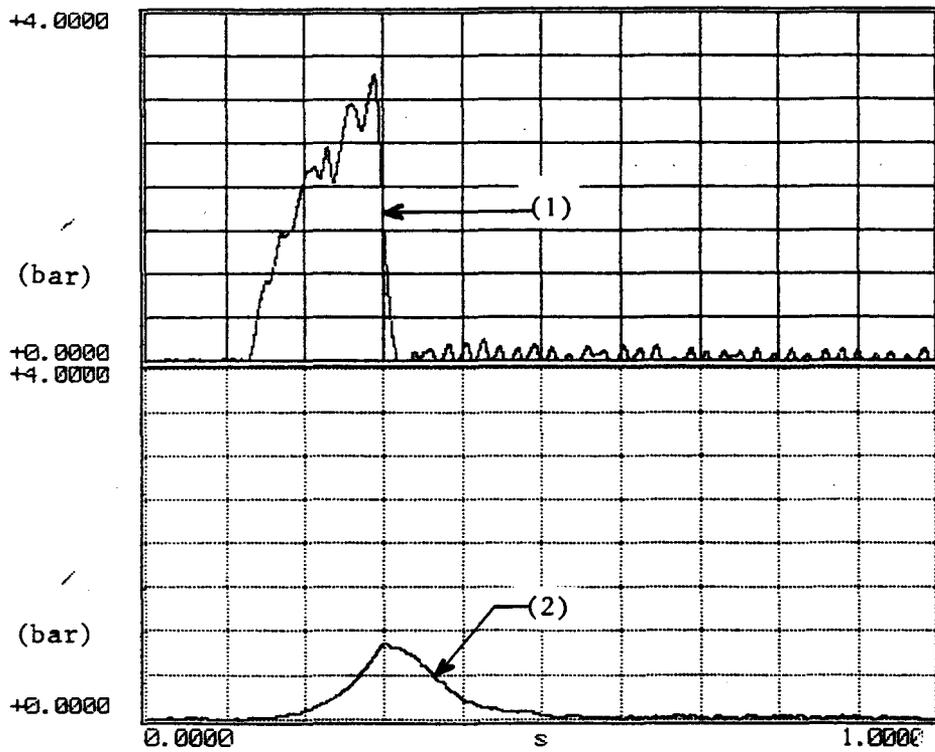


Figure 87 : application du modèle de l'écoulement dans la pompe

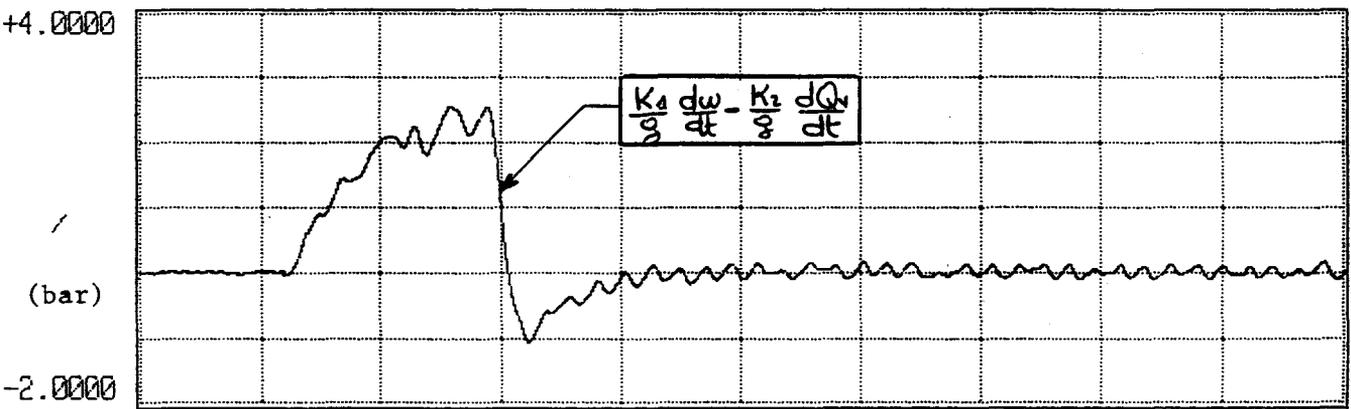


Figure 88 : comparaison entre la modélisation instationnaire et la modélisation pseudo-stationnaire

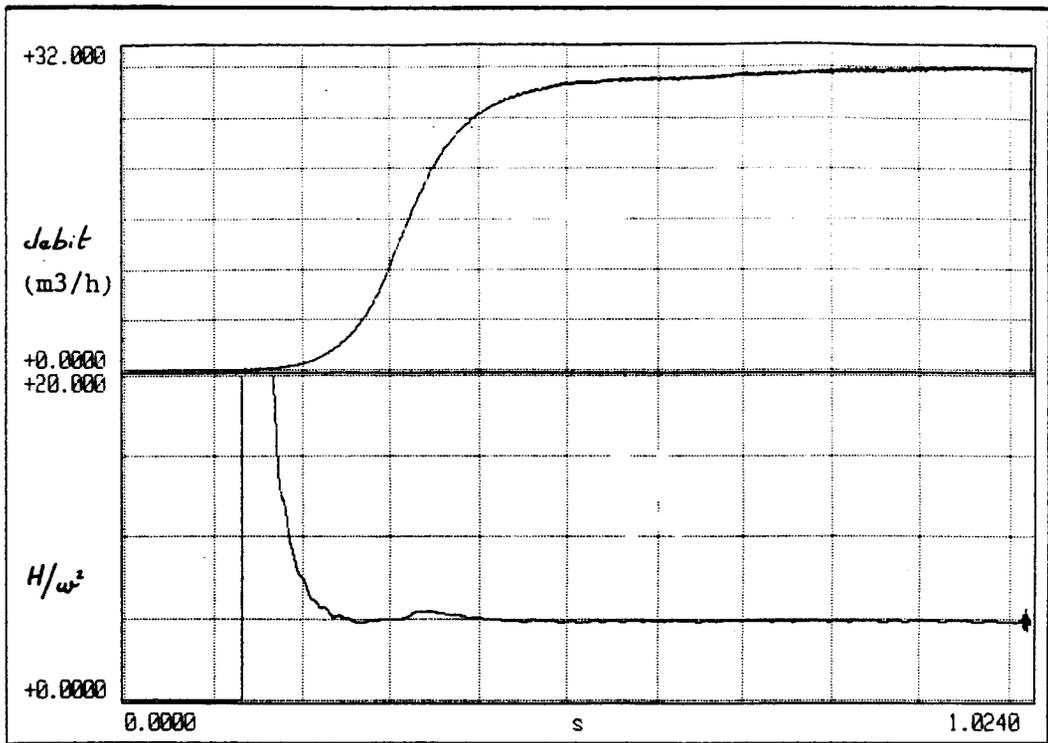


Figure 89 : représentations temporelles de Q_v et de H/w^2

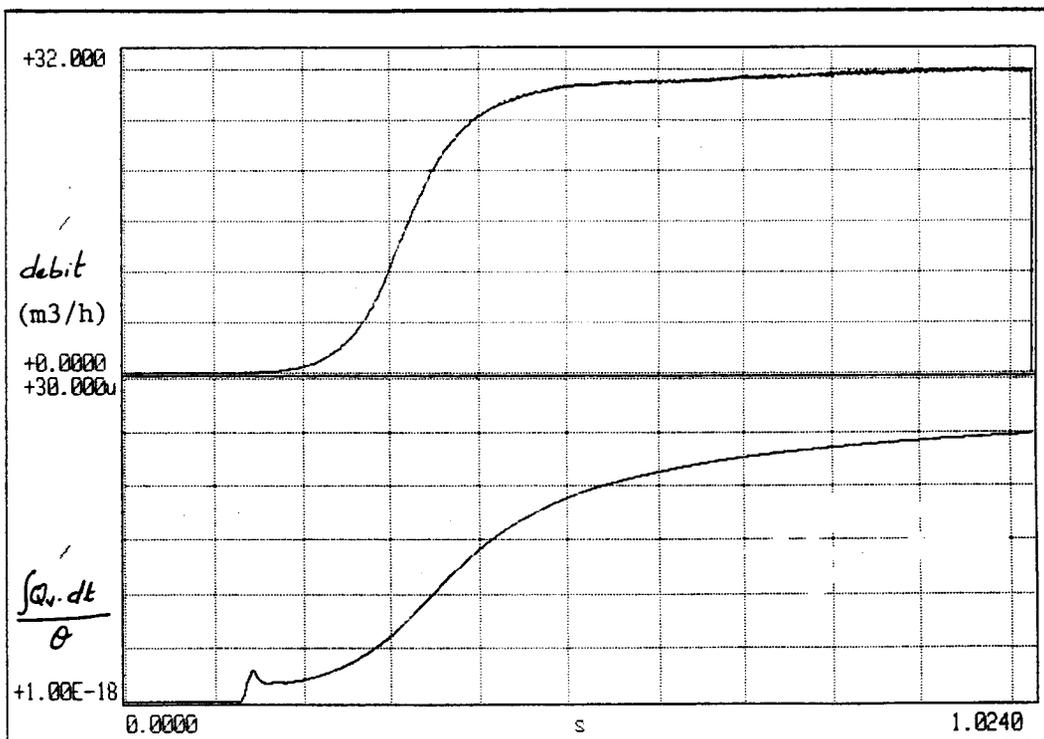


Figure 90 : représentations temporelles de Q_v et de $\int(Q_v dt)/\theta$

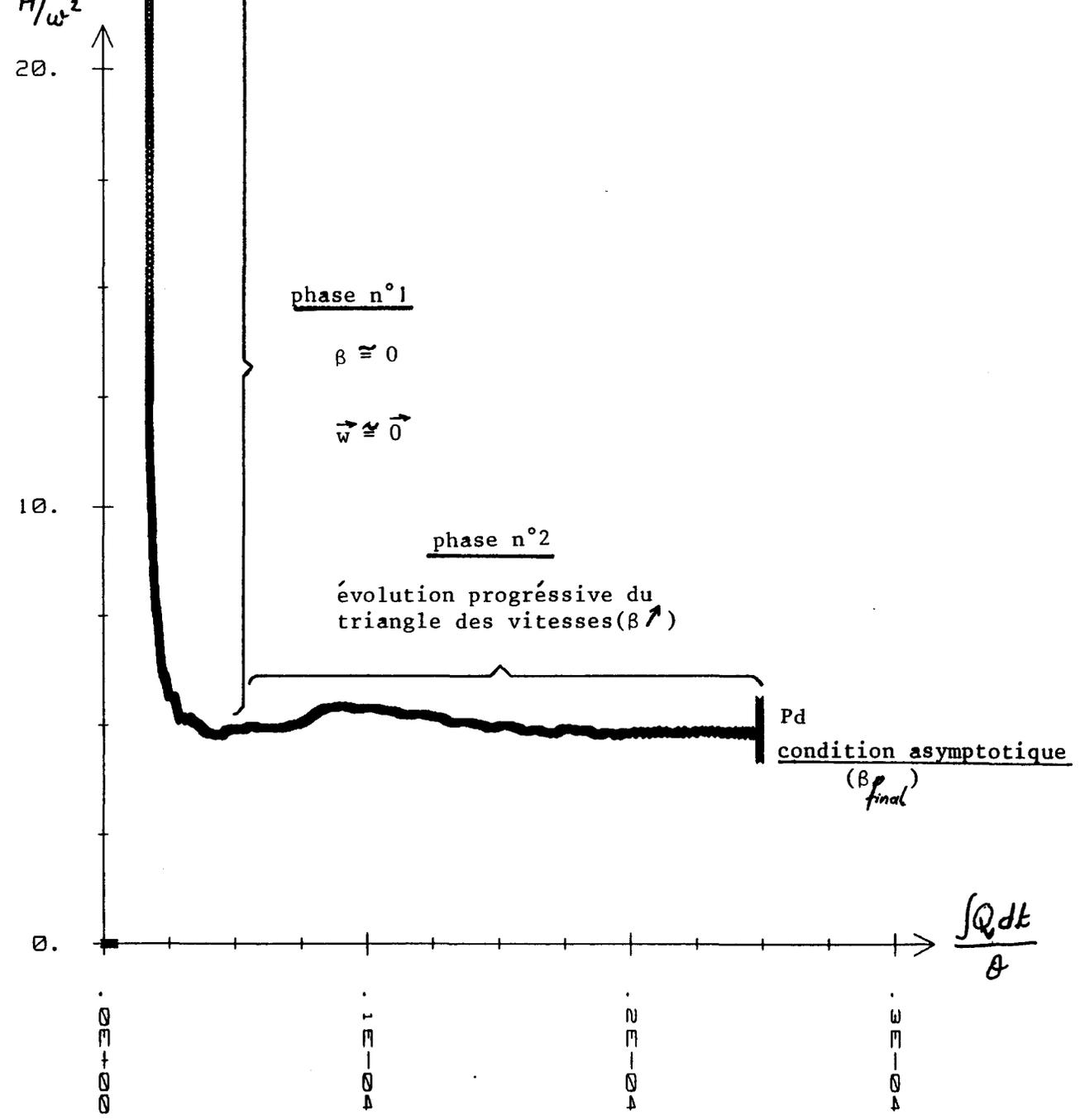


Figure 91 : comparaison entre les comportements instationnaire et pseudo-stationnaire

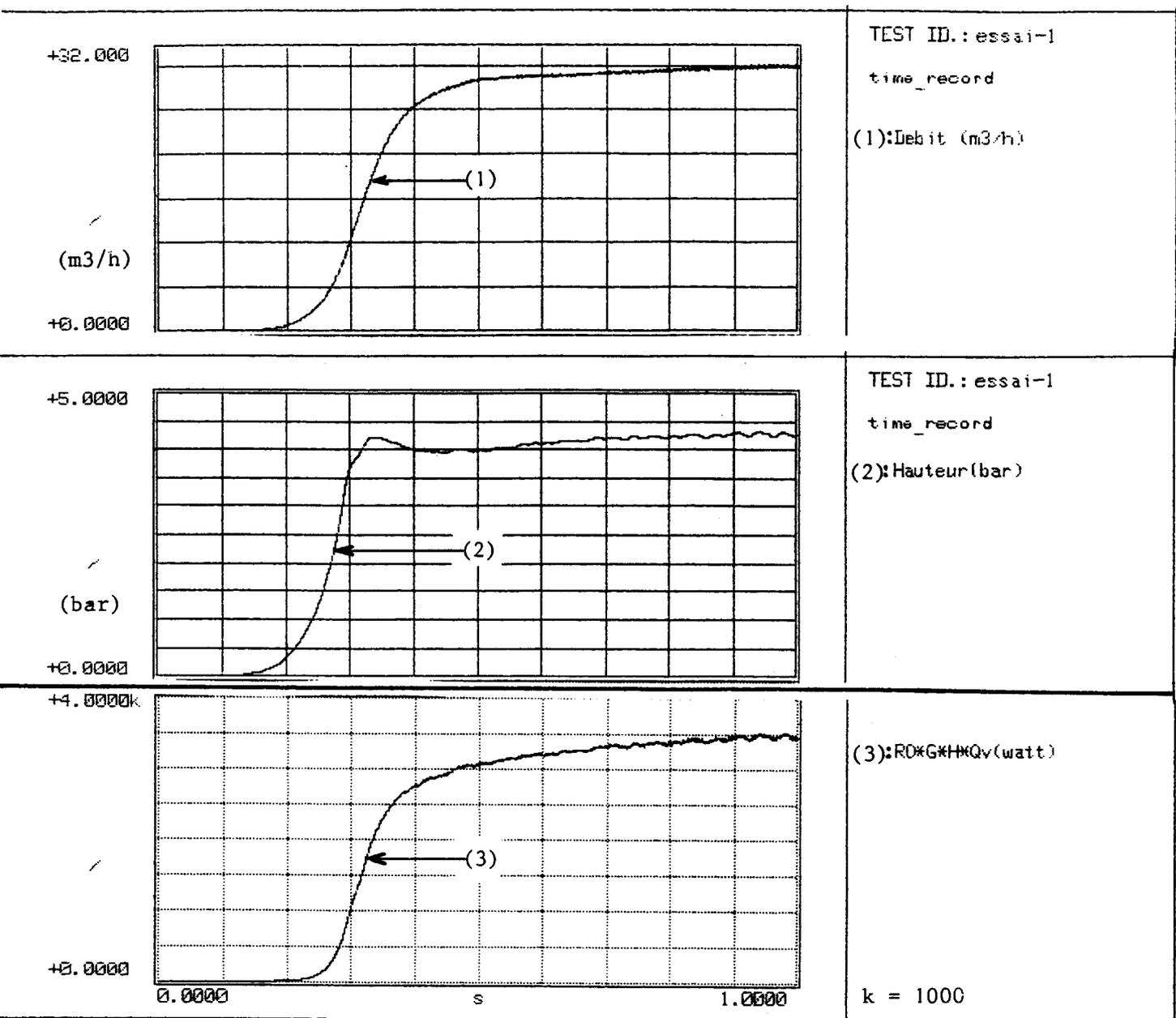
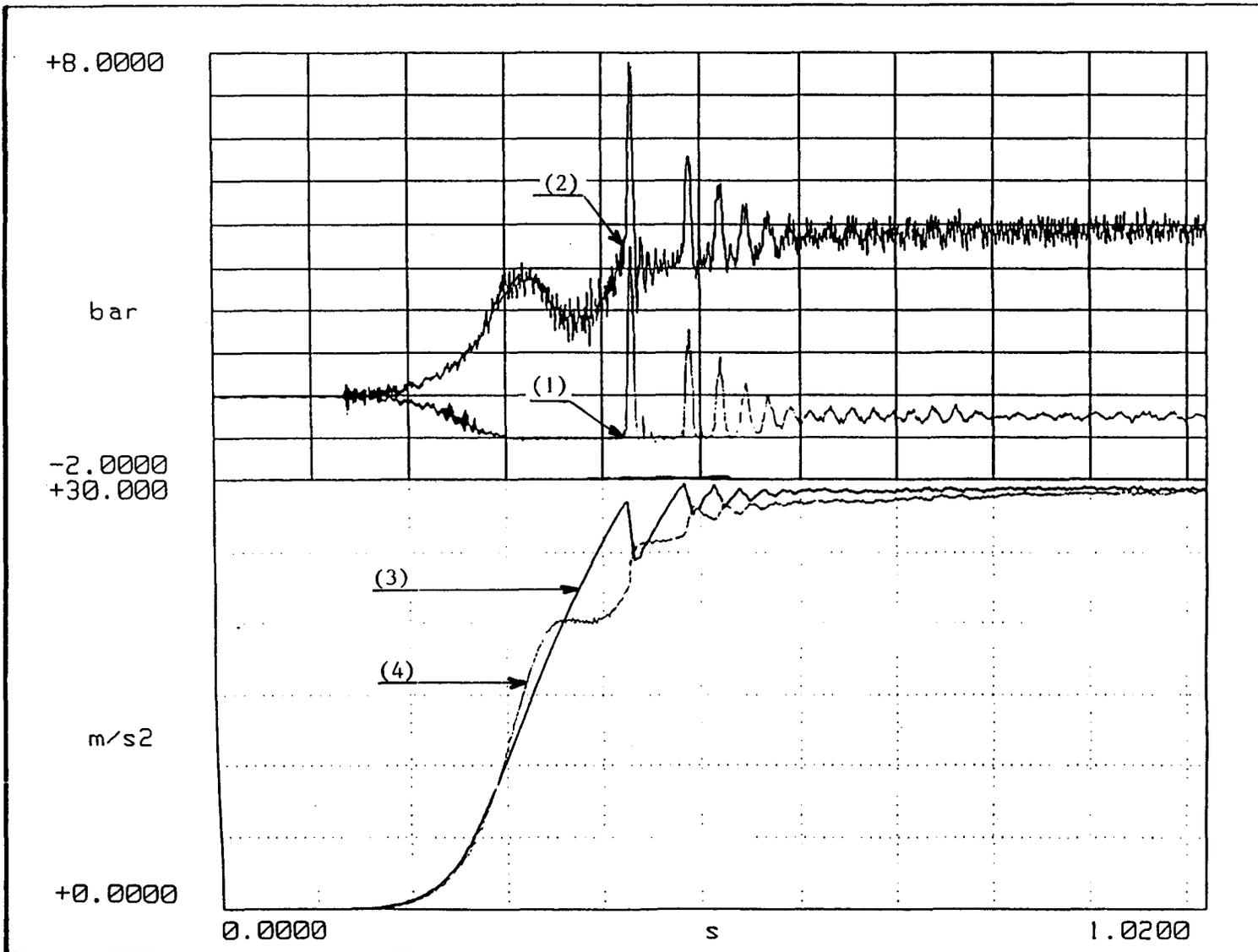


Figure 92 : représentations temporelles de : Q_v , H et $\rho g H Q_v$



TEST ID.: essai-4

time_record

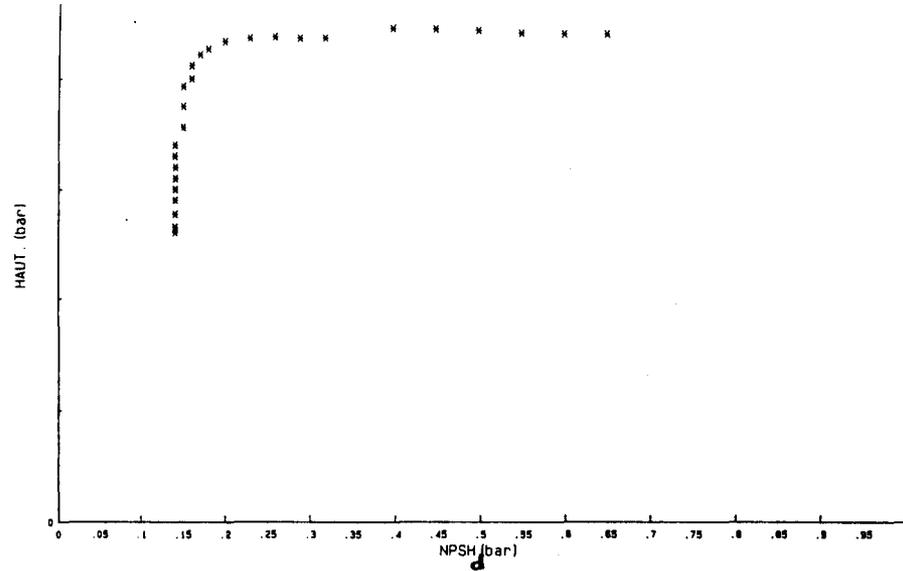
1/ Pression aspiration
en entrée de pompe
2/ Pression refoulement
en sortie de pompe

3/ débit d'aspiration

4/ débit de refoulement

Pr = atm

Figure 93 : pressions et débits mesurés pendant un démarrage rapide avec présence de cavitation



$N = (2850 \pm 15) \text{ tr/min}$

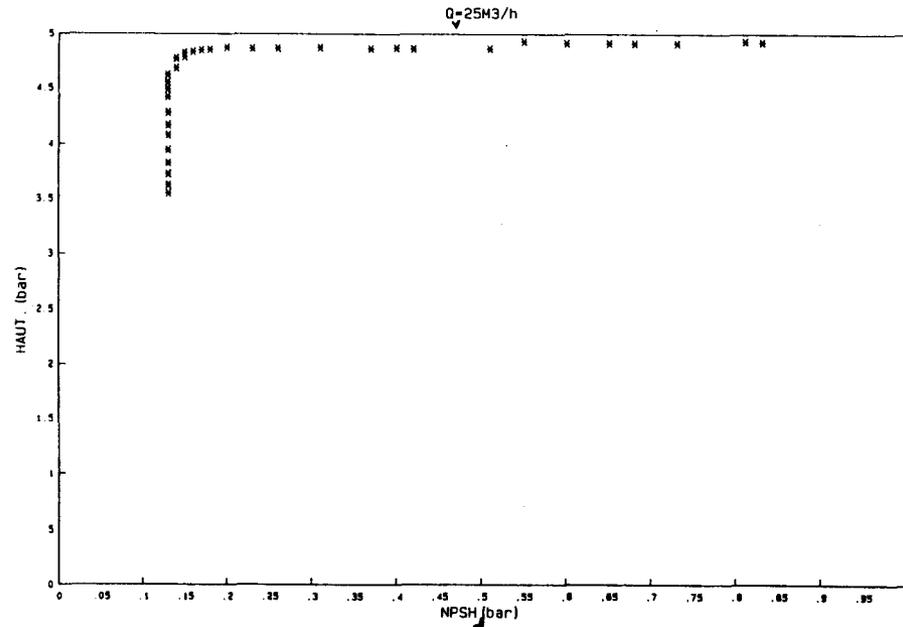


Figure 94 : Hauteur = f(NPSHd)

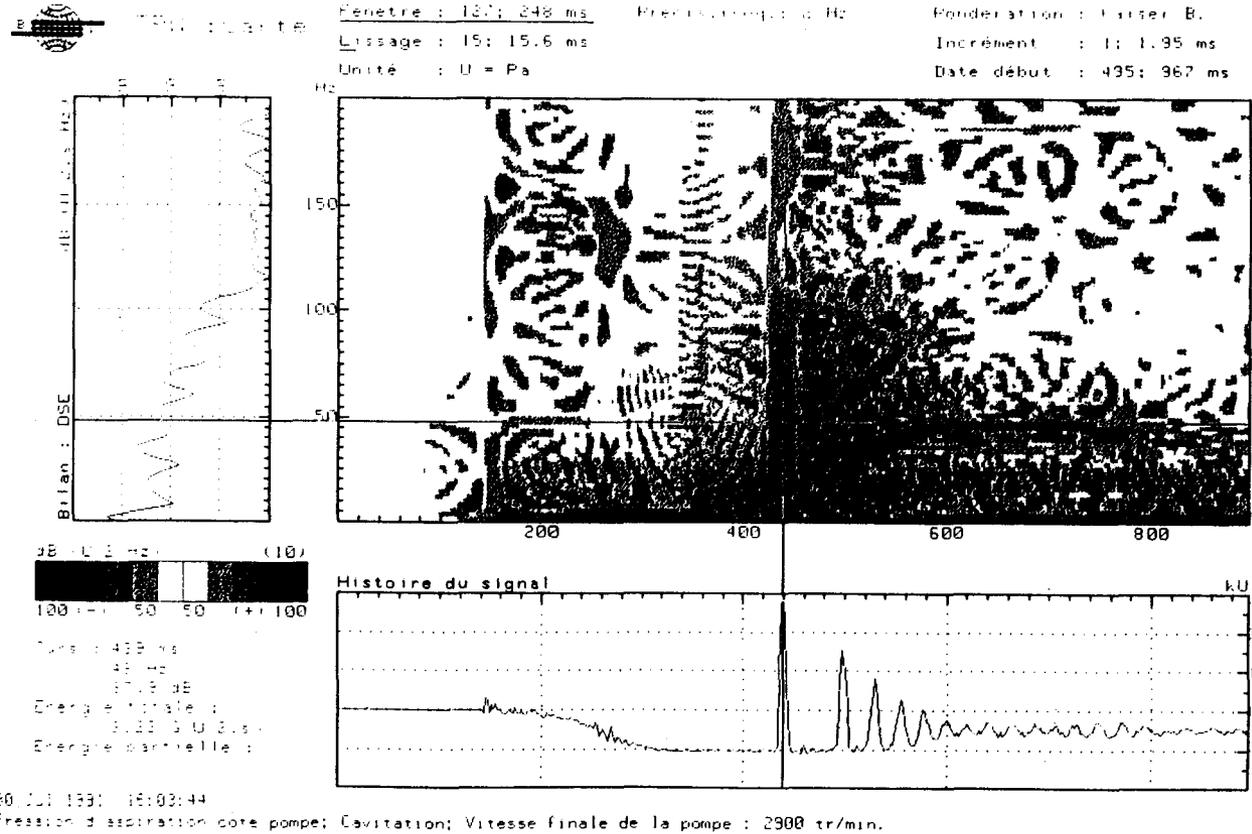
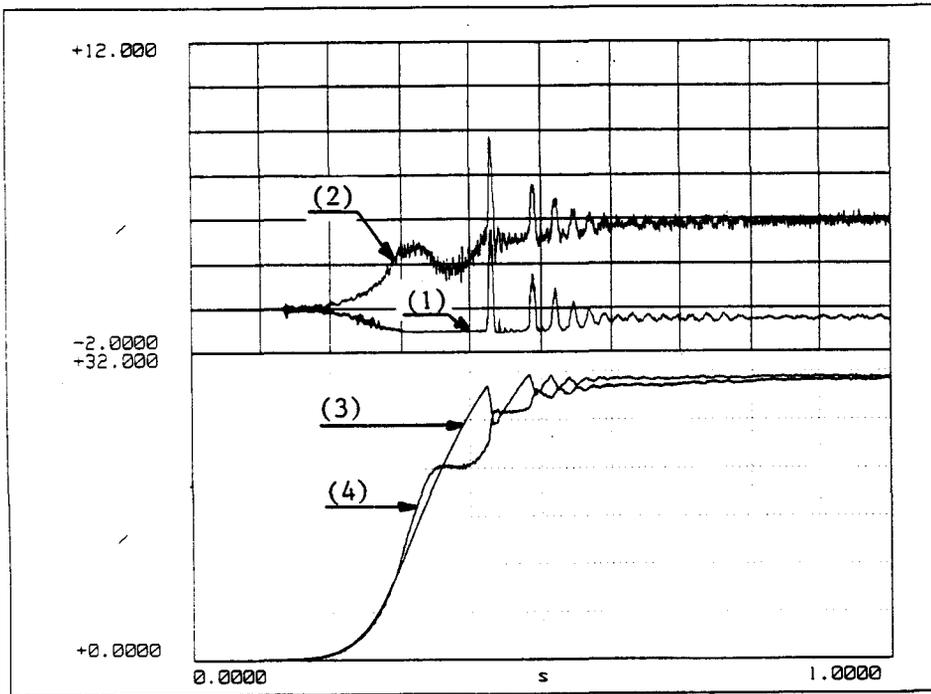


Figure 95 : analyse en temps-fréquence de la pression à l'aspiration pendant un démarrage rapide avec présence de cavitation

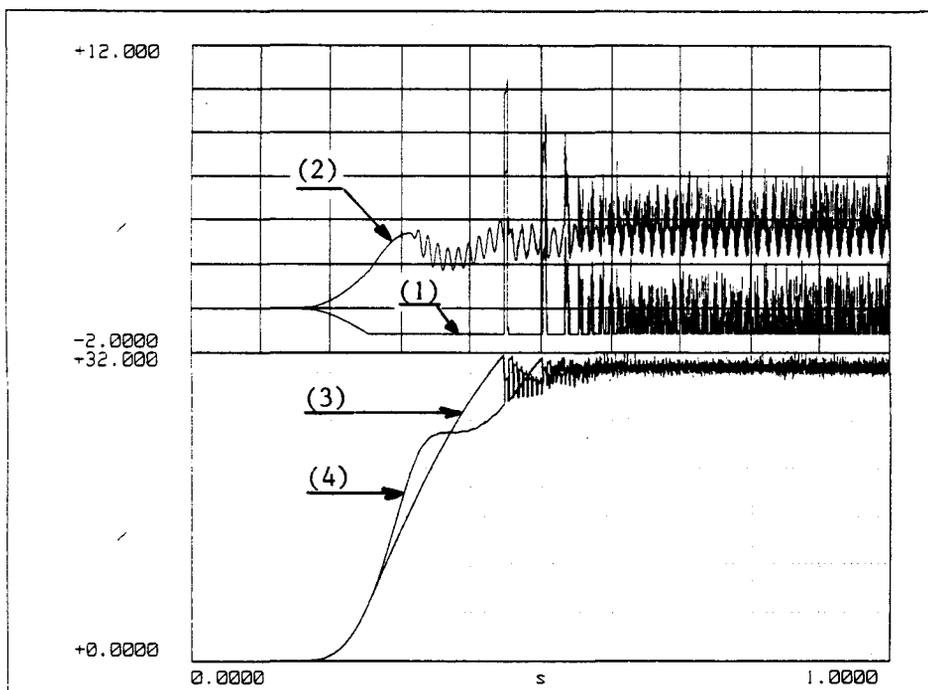


TEST ID.: essai-4

time_record

- 1/ : pression e-pompe
experimentale
- 2/ : pression s-pompe
experimentale
- 3/ : debit aspiration
experimental
- 4/ : debit refoulement
experimental

Figure 96.a



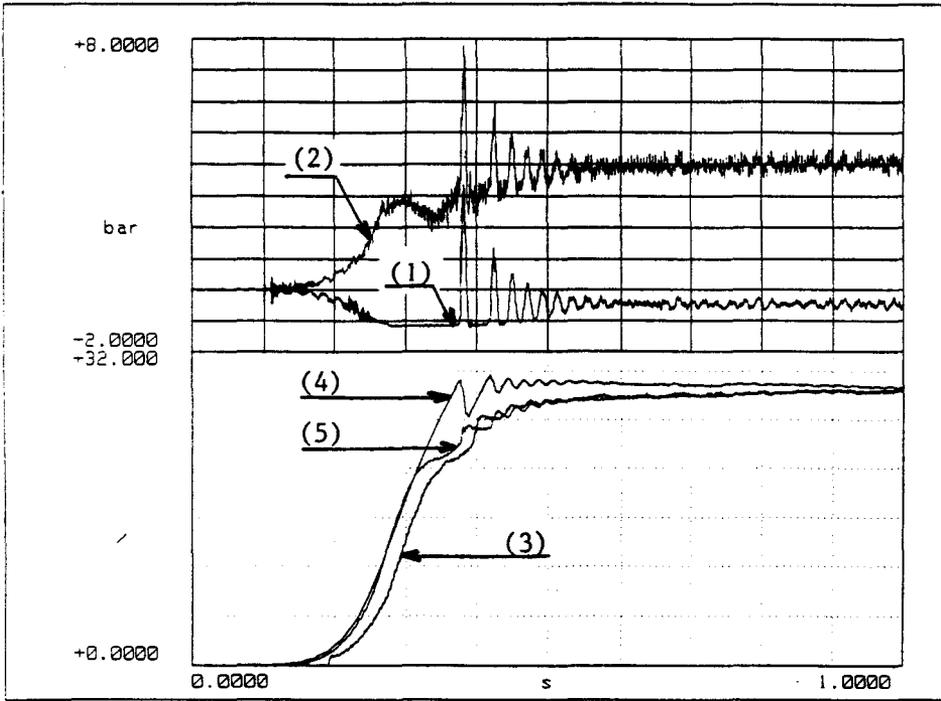
TEST ID.: essai-4

time_record

- 1/ : pression e-pompe
theorique
- 2/ : pression s-pompe
theorique
- 3/ : debit aspiration
theorique
- 4/ : debit refoulement
theorique

Figure 96.b

Figure 96: comparaison théorie-expérience dans le cas de l'essai 4



time_record

1/ : c3-asp

2/ : c4-ref

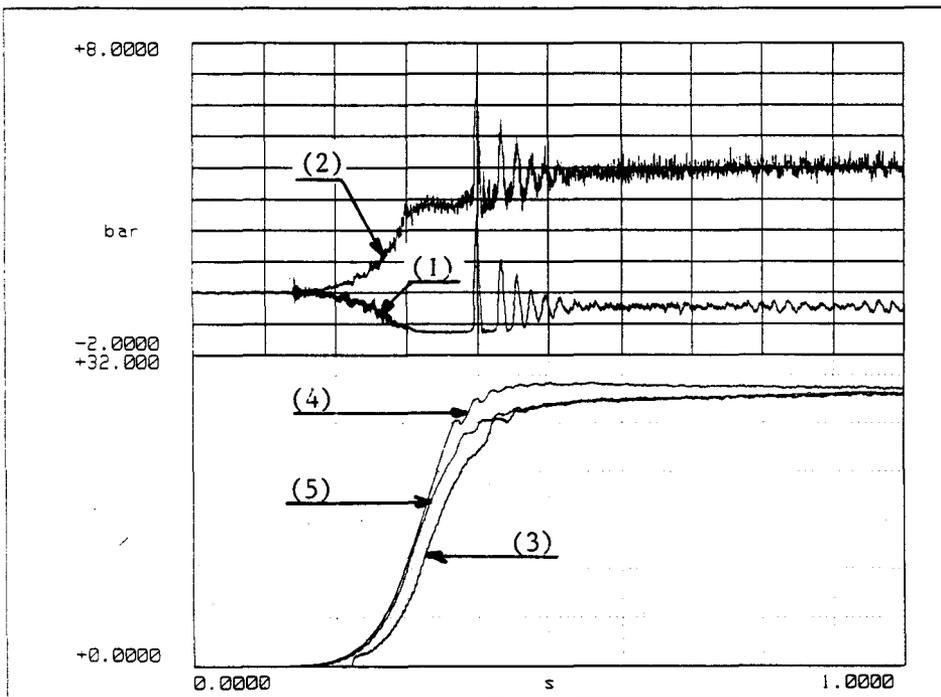
3/ : debit experimental

4/ : debit aspiration

5/ : debit refoulement

Pr = Patm + 0.2 bar

Figure 97.a



time_record

1/ : c3-asp

2/ : c4-ref

3/ : debit experimental

4/ : debit aspiration

5/ : debit refoulement

Pr = Patm + 0.4 bar

Figure 97.b

Figure 97 : influence de la charge dans le réservoir

- (1) : $P_r = P_{atm}$
- (2) : $P_r = P_{atm} + 0.2 \text{ bar}$
- (3) : $P_r = P_{atm} + 0.4 \text{ bar}$
- (4) : $P_r = P_{atm} + 0.6 \text{ bar}$

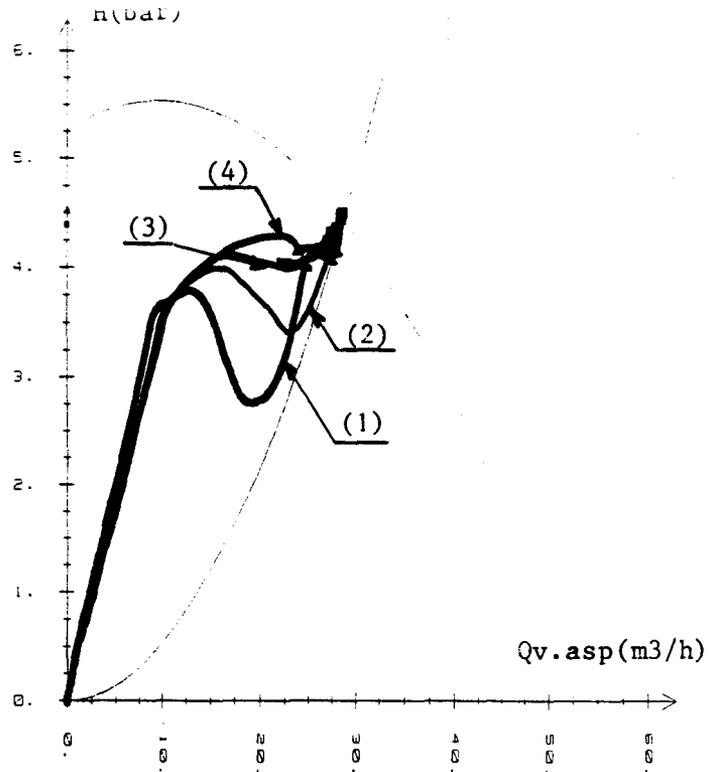


Figure 98 : influence de la charge dans le réservoir

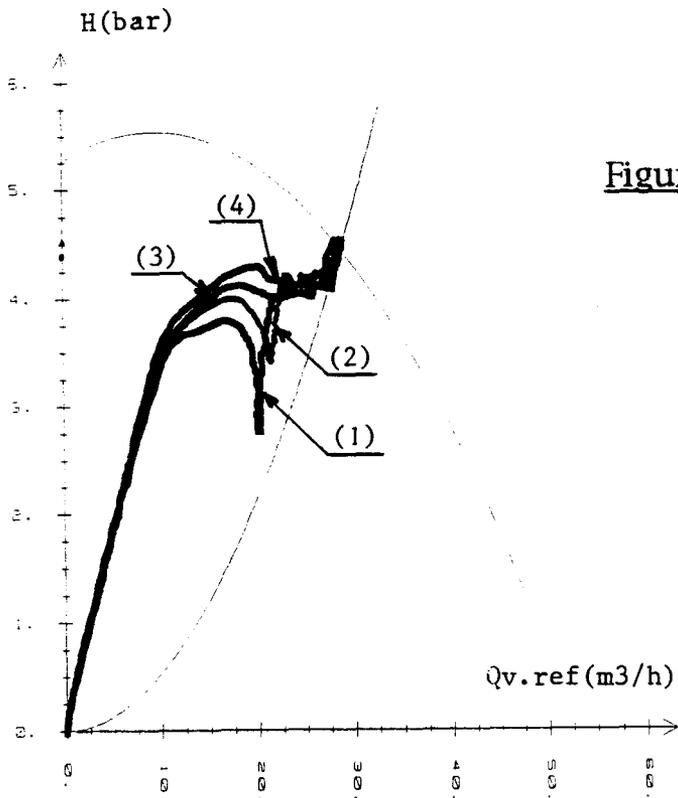
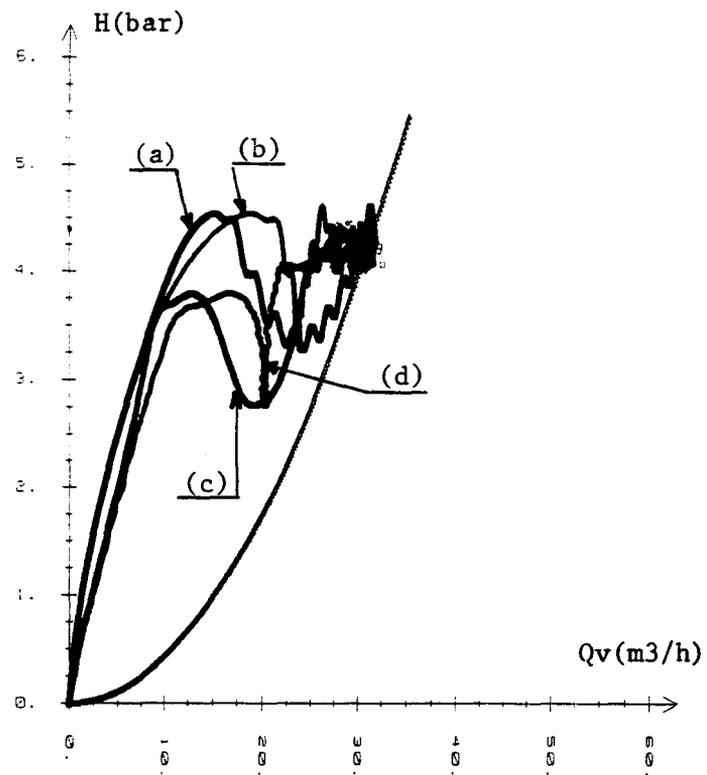
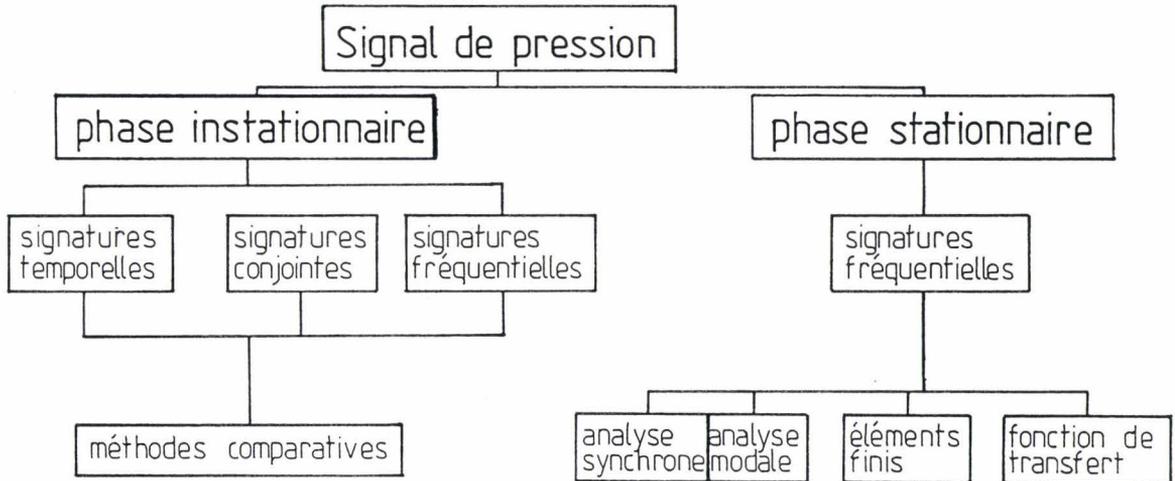


Figure 99 : influence de la charge dans le réservoir



- (a) : $(H, Q_{v.asp})_{thé}$
- (b) : $(H, Q_{v.ref})_{thé}$
- (c) : $(H, Q_{v.asp})_{expt}$
- (d) : $(H, Q_{v.ref})_{expt}$

Figure 100 : comparaison théorie-expérience



Plan d'étude

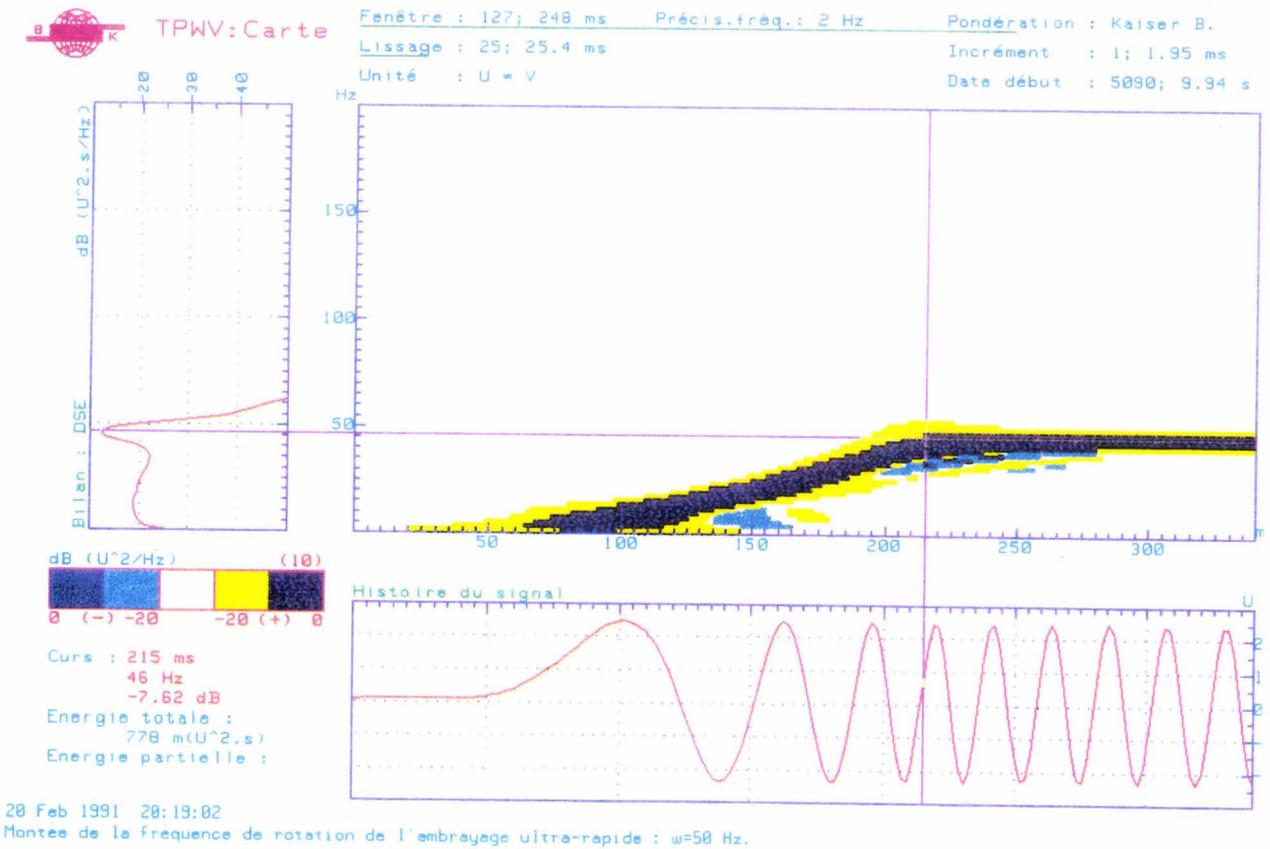
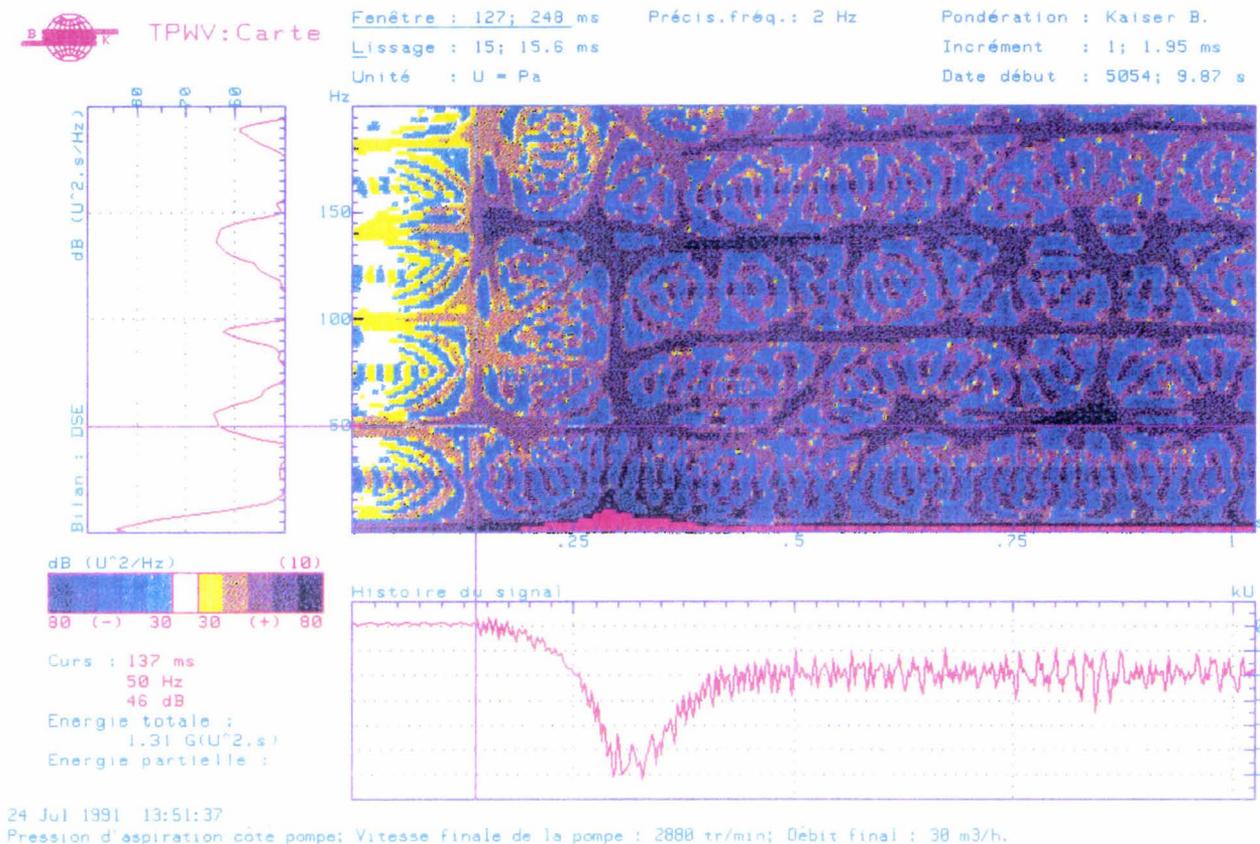
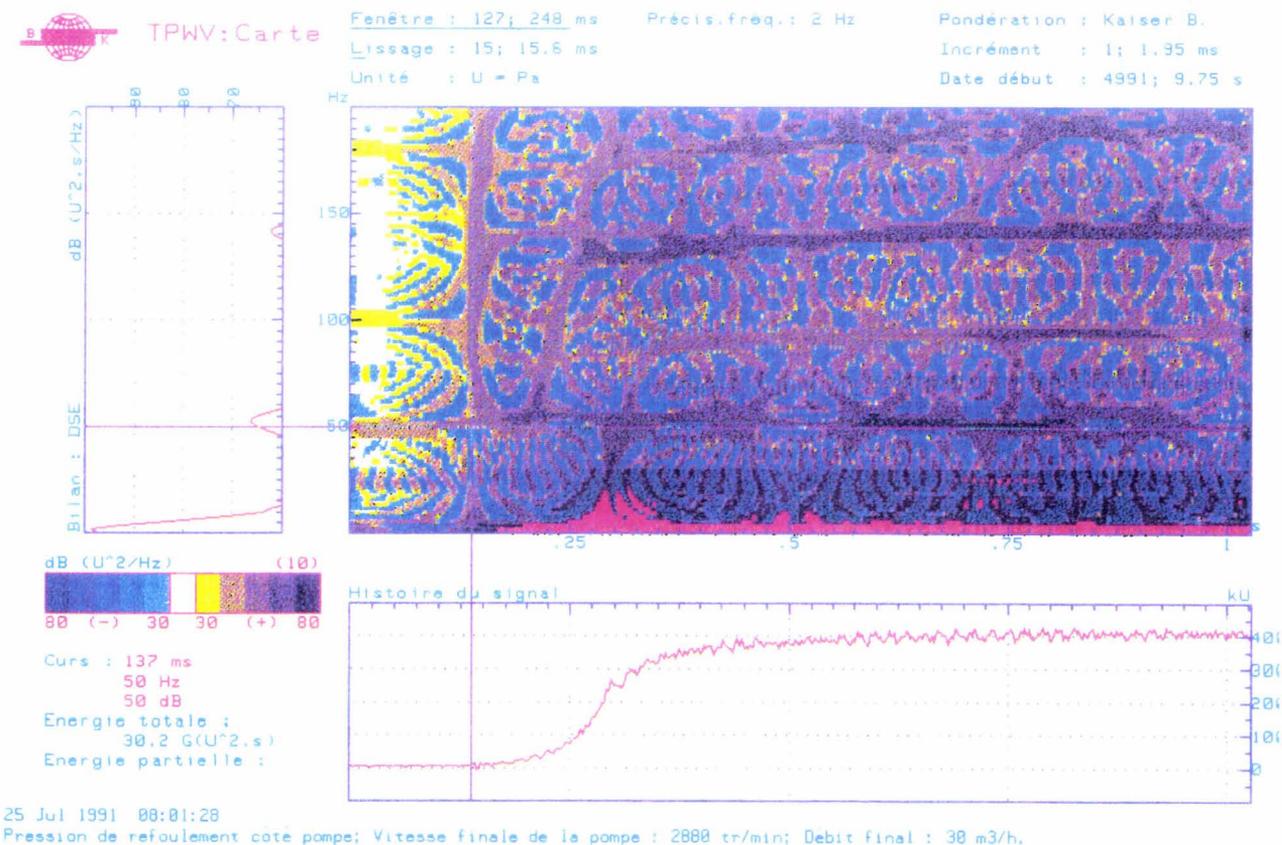


Figure A1.1 : analyse en temps-fréquence du signal de position angulaire de la roue



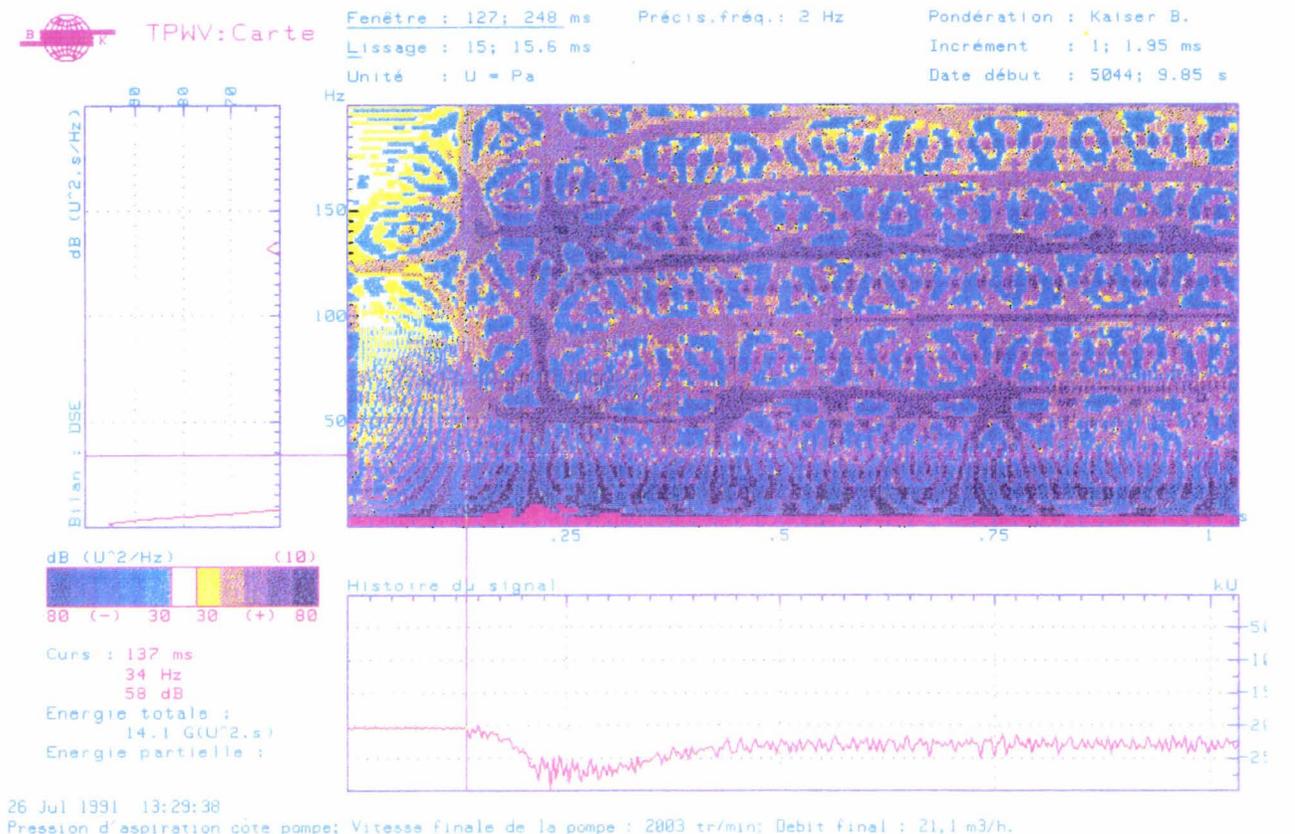
1kU = 1000 P

Figure A1.2 : analyse en temps-fréquence de la pression à l'aspiration (essai 1)



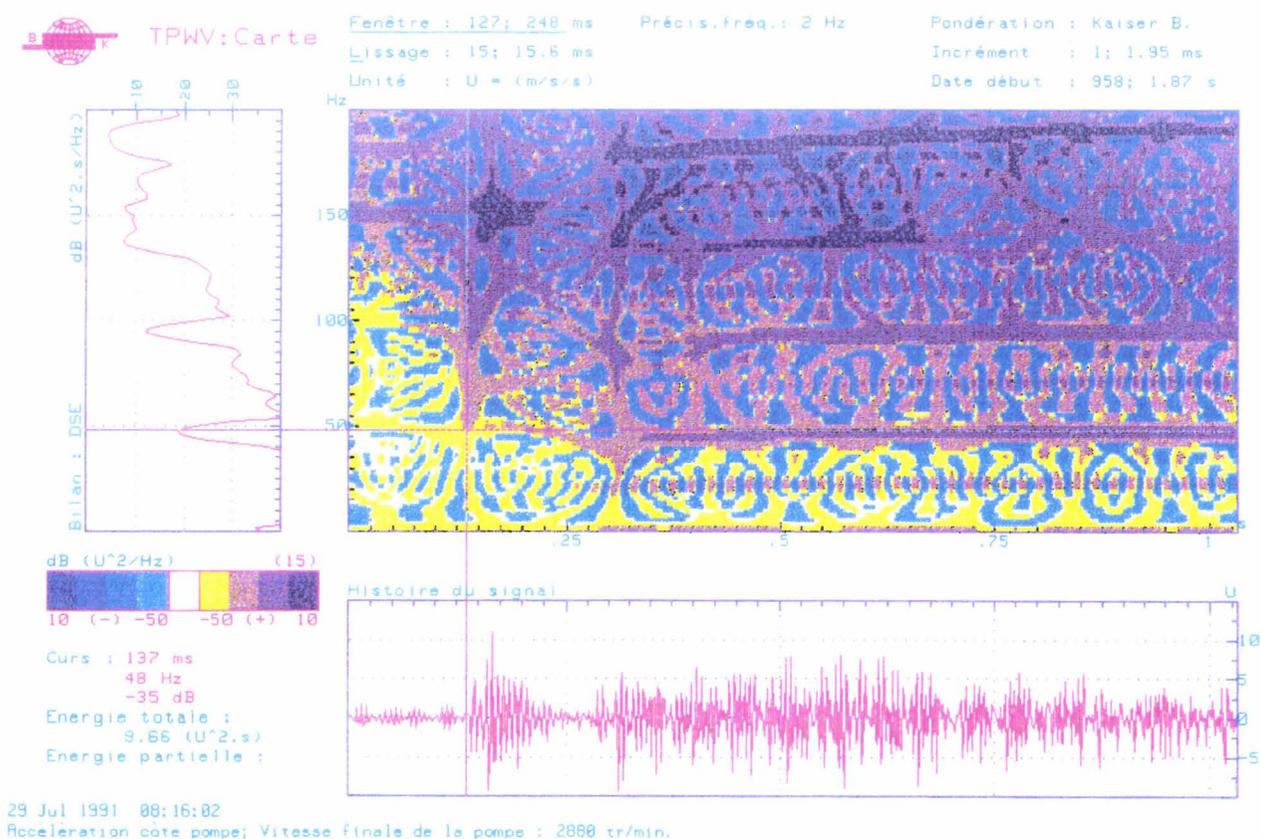
1kU = 1000 P

Figure A1.3 : analyse en temps-fréquence de la pression au refoulement (essai 1)



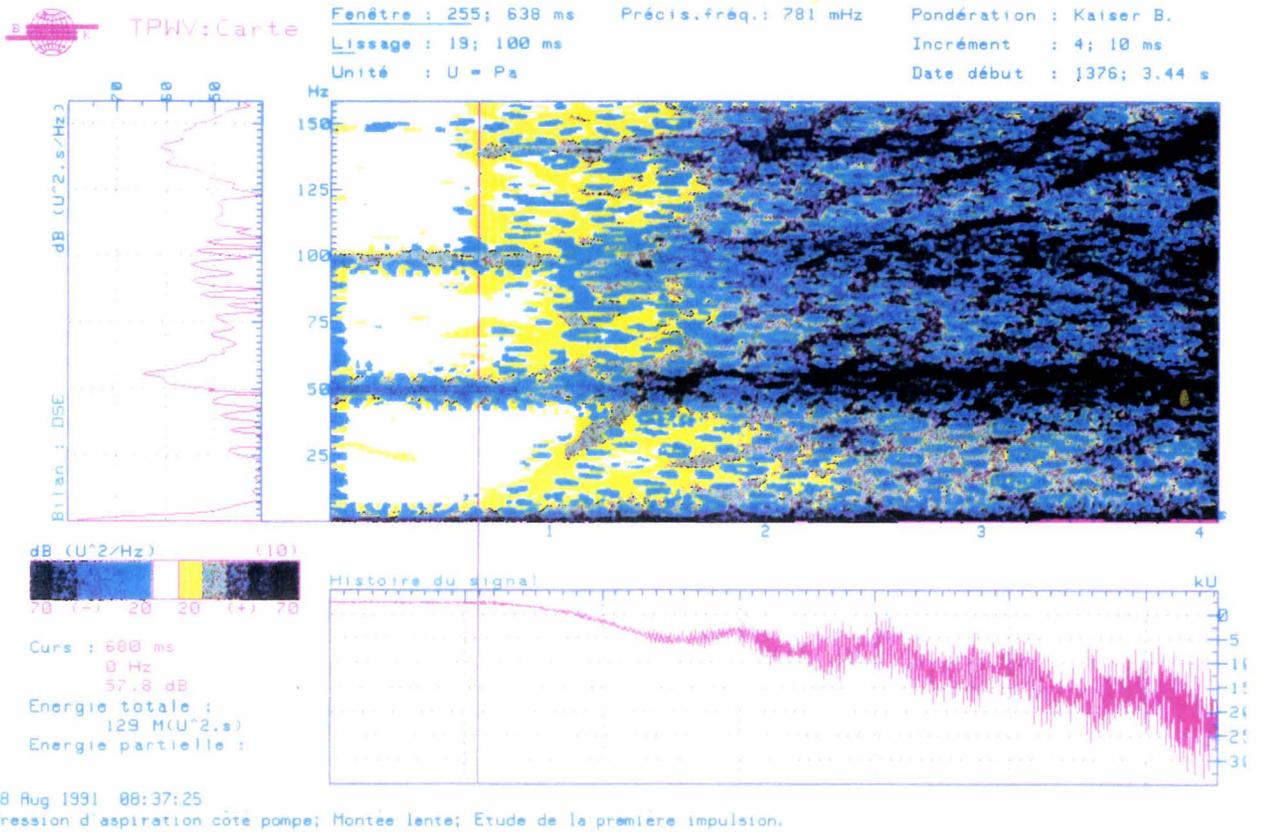
1kU = 1000 P

Figure A1.4 : analyse en temps-fréquence de la pression à l'aspiration (essai 5)



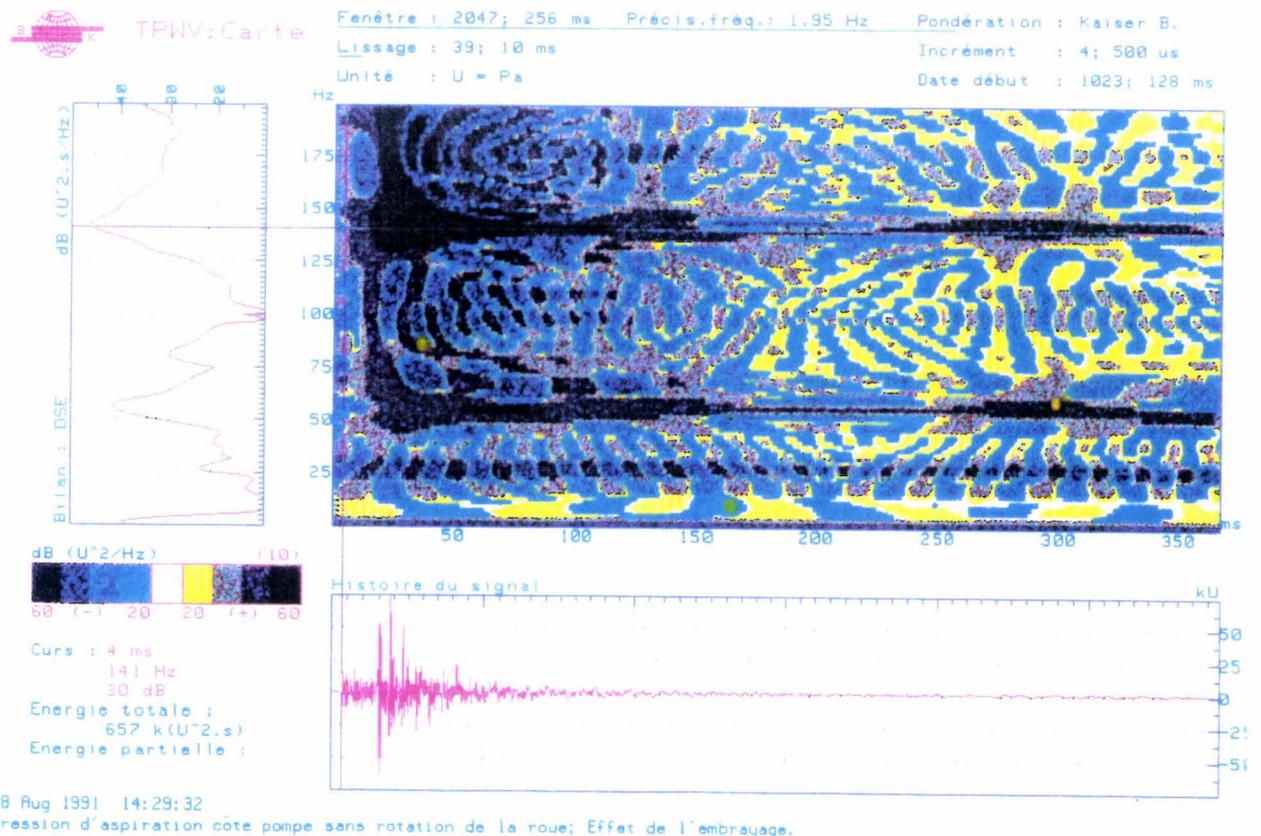
1 U = 1 Pa

Figure A1.5 : analyse en temps-fréquence d'un signal d'accélération mesuré pendant un démarrage rapide (essai 1)



1kU = 1000 Pa

Figure A1.6 : analyse en temps-fréquence de la pression à l'aspiration (essai 17)



1kU = 1000 Pa

Figure A1.7 : mise en évidence des oscillations générées par le choc de démarrage

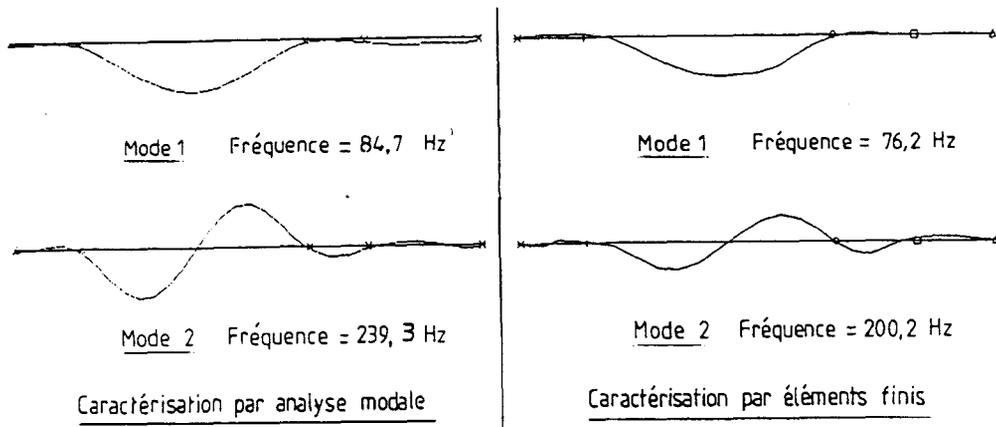


Figure A1.8 : étude des fréquences de la structure par éléments finis et par analyse modale

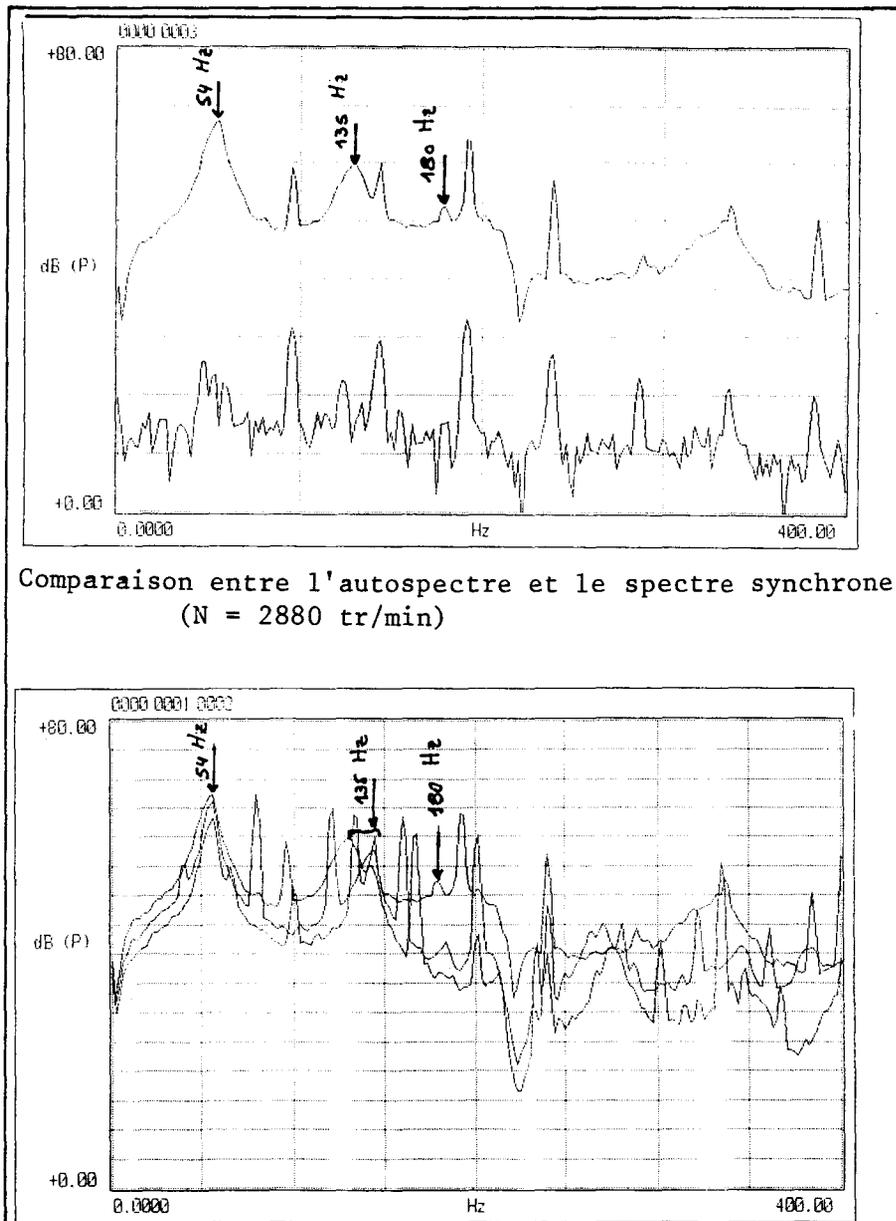


Figure A1.9 : analyse synchrone à différentes vitesses de rotation