

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

**MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À CHICOUTIMI
COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE**

**par
GERMAIN CÔTÉ**

**SYSTÈMES DE POMPAGE À HAUT-RENDEMENT
POUR L'INDUSTRIE DES PÂTES ET PAPIERS**

15 MAI 1995



Mise en garde/Advice

Afin de rendre accessible au plus grand nombre le résultat des travaux de recherche menés par ses étudiants gradués et dans l'esprit des règles qui régissent le dépôt et la diffusion des mémoires et thèses produits dans cette Institution, **l'Université du Québec à Chicoutimi (UQAC)** est fière de rendre accessible une version complète et gratuite de cette œuvre.

Motivated by a desire to make the results of its graduate students' research accessible to all, and in accordance with the rules governing the acceptance and diffusion of dissertations and theses in this Institution, the **Université du Québec à Chicoutimi (UQAC)** is proud to make a complete version of this work available at no cost to the reader.

L'auteur conserve néanmoins la propriété du droit d'auteur qui protège ce mémoire ou cette thèse. Ni le mémoire ou la thèse ni des extraits substantiels de ceux-ci ne peuvent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

The author retains ownership of the copyright of this dissertation or thesis. Neither the dissertation or thesis, nor substantial extracts from it, may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

SYSTÈMES DE POMPAGE À HAUT-RENDEMENT POUR L'INDUSTRIE DES PÂTES ET PAPIERS

Les systèmes de pompage utilisent à eux seuls environ 21 % de toute l'énergie électrique consommée par l'industrie. Le remplacement du contrôle « débitmètre-vanne de restriction » par la régulation « débitmètre-moteur à vitesse variable » permet des réductions substantielles des coûts d'opération. Toutefois, ce seul changement ne permet pas la pleine exploitation du potentiel d'économie. Car, l'entraînement aussi efficace soit-il, demeure subordonné au « profil » de pertes de charge du réseau et aux performances de la pompe.

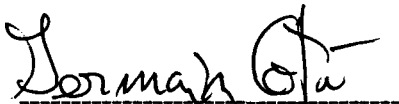
Afin de mieux définir le fonctionnement des systèmes de pompage en ce point, l'objectif de l'étude est de: -1) quantifier les pertes de charge linéaires de la Pâte Thermo-Chimico-Mécanique (PTCM) selon trois modèles de pertes de charge linéaires; -2) vérifier l'application du modèle numérique de fonctionnement des pompes de IONEL sur les courbes caractéristiques expérimentales obtenues pour l'eau et la PTCM.

Pour ce faire, un banc d'essai d'«hydrotransport» a été conçu et instrumenté à l'UQAC. Les essais ont commencé par une caractérisation des conduites et de la pompe avec de l'eau et ont été poursuivis avec de la PTCM.

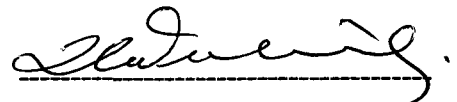
Les modèles de pertes de charge étudiés n'ont pas permis une corrélation adéquate des données sur l'ensemble des conditions expérimentées. Néanmoins, le modèle adimensionnel de MOLLER semble le plus consistant pour estimer les pertes de charge de la PTCM.

Le modèle de fonctionnement des pompes centrifuges de IONEL a été utilisé avec succès lors du pompage de l'eau. Toutefois, les données recueillies pour le pompage de la PTCM n'ont pu être corrélées avec autant de rigueur. Mais, l'analyse des performances permet de constater avec réserve que la «crête» de rendement optimal se déplace vers de plus grand débit lorsque la concentration augmente.

La caractérisation numérique a été entreprise dans le but de libérer la conception et la régulation des systèmes de pompage, des contraintes graphiques usuelles et de permettre leur informatisation.



Germain Côté
étudiant



Zbigniew Wolanski
directeur de recherche

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier: M. Zbigniew Wolanski, mon directeur de recherche pour son support et sa patience. Le Décanat des Études Avancées de l'UQAC pour l'octroi d'un fond de recherche (PAIR). Les techniciens du département des sciences appliquées de l'UQAC, pour leurs contributions lors de la conception du banc d'essai. Mme. Pauline Cadieux, M. Jacques Desrocher et M. Martin Paré ingénieurs à la papetière de Kénogami (Abitibi-Price), pour m'avoir permis les prélèvements de pâte à papier nécessaires.

Et, comme le veut la tradition, les derniers et plus importants: mes parents qui m'ont appuyé tout au long de mes études universitaires.

TABLE DES MATIÈRES

Résumé	i
Remerciements	ii
Tables des matières	iii
Liste des figures	vii
 I INTRODUCTION	 1
1.1 Problématique	1
1.2 Objectifs	5
1.3 Plan de travail	7
 II BANC D'ESSAI ET MÉTROLOGIE	 9
2.1 Généralités	9
2.2 Banc d'essai	11
2.2.1 Les boucles d'essai	11
2.2.2 La propulsion	12
2.3 Métrologie	13
2.3.1 Généralités	13
2.3.2 Les paramètres expérimentaux	14
2.3.2.1 Le débit	14
2.3.2.2 La concentration	14
2.3.2.3 La température	15
2.3.2.4 La puissance absorbée	15
2.3.2.5 Les pressions	15
2.4 Procédure expérimentale	16

2.5	Acquisition et traitements des données	17
2.6	Modélisation numérique	19
 III L'EXPÉRIMENTATION ET L'ANALYSE DES PERTES DE CHARGE		
	LINÉAIRES	21
3.1	Les pertes de charge pour l'eau	21
3.1.1	La caractérisation des conduites	21
3.2	Les pertes de charge de la PTCM	24
3.2.1	Les caractéristiques de la PTCM	24
3.2.2	Les mécanismes d'écoulement de la PTCM	25
3.2.3	Les courbes de pertes de charge	27
3.2.4	L'expérimentation	29
3.2.5	Les résultats expérimentaux	29
3.2.6	Les modèles de pertes de charge	31
3.2.7	Le modèle de DUFFY et TITCHNER (TAPPI)	32
3.2.8	Le modèle adimensionnel de MOLLER (SCANPUMP)	36
3.2.9	Le modèle de DUFFY et MOLLER (RÉGIME À FRICTION RÉDUITE)	42
3.2.10	Constatations générales	44
 IV L'EXPÉRIMENTATION ET L'ANALYSE DES PERFORMANCES		
	DU POMPAGE	45
4.1	Généralités	45
4.2	Le modèle de fonctionnement de ION I. IONEL	46
4.2.1	Le modèle de hauteur de charge développée	47
4.2.2	La puissance absorbée	53

4.2.3	La puissance utile	56
4.2.4	Le rendement	56
4.2.5	La validité du modèle proposé pour l'eau	57
4.2.6	Les paramètres de caractérisation	59
4.3	Les essais de pompage avec de la PTCM	62
4.3.1	Généralités	62
4.3.2	L'expérimentation	63
4.3.2.1	La concentration	63
4.3.2.2	L'incidence de l'air entraîné	63
4.3.2.3	L'incidence de la température	64
4.3.2.4	La hauteur de charge développée	65
4.3.3	La modélisation	65
4.3.3.1	Sur l'ensemble des données	65
4.3.3.2	En fonction de la vitesse de rotation	71
4.3.3.3	En fonction de la concentration	76
V	CONCLUSION	83
5.1	Les pertes de charge	83
5.2	Les performances de la pompe centrifuge	85
	BIBLIOGRAPHIE	87
ANNEXE 1	Caractéristiques générales du banc d'essai	95
ANNEXE 2	Formes caractéristiques des orifices de prise de pression	97
ANNEXE 3	Jauge à pression à diaphragme	99
ANNEXE 4	Caractéristiques générales des instruments	101
ANNEXE 5	Configuration d'acquisition «Labtech»	103

ANNEXE 6	Programme de lecture, calcul et écriture des données expérimentales ...	105
ANNEXE 7	Images RMN	112
ANNEXE 8	Tableaux des valeurs des paramètres du modèle de TAPPI	114
ANNEXE 9	Programme de recherche des coefficients non-linéaires du modèle de TAPPI à l'aide de la fonction «GIVEN... Minerr»	117
ANNEXE 10	Modèle adimensionnel de MOLLER; figures	121
ANNEXE 11	Programme de détermination des valeurs des paramètres caractéristiques de hauteur de charge développée	123
ANNEXE 12	Courbes et paramètres caractéristiques de pompage par groupe de vitesse	127
ANNEXE 13	Programme de calcul des coefficients linéaires du modèle de hauteur de charge développée par la méthode des moindres carrés	132
ANNEXE 14	Paramètres caractéristiques de pompage obtenus par groupe de vitesse pour de la PTCM à 1.1 % de concentration	139
ANNEXE 15	Paramètres caractéristiques de pompage obtenus pour de la PTCM par groupe de concentration	142

LISTE DES FIGURES

1.1	Contrôle du débit par vannage et boucle de retour-arrière	2
1.2	Contrôle du débit par moteur à vitesse variable	4
2.1	Schéma du banc d'essai; système de pompage	10
2.2	Schéma d'acquisition et de traitement des données	18
3.1	Facteur de friction; hydrauliquement lisse	22
3.2	Facteurs de friction réduits sous la droite de BLASIUS	23
3.3	Distribution de la longueur des fibres selon le type de pâte à papier	25
3.4	Pertes de charge selon le type de pâte à papier	28
3.5	Pertes de charge de la PTCM en fonction de la concentration	30
3.6	Pertes de charge de la PTCM en fonction de la température	34
3.7	Pertes de charge de la PTCM en fonction du diamètre et de la concentration ..	35
3.8	Courbes adimensionnelles de la PTCM en fonction de la concentration selon le modèle de MOLLER	38
3.9	Courbes adimensionnelles de la PTCM en fonction de la température selon le modèle de MOLLER	40
3.10	Courbes adimensionnelles de la PTCM en fonction du diamètre et de la concentration selon le modèle de MOLLER	41
3.11	Régime à friction réduite	43
4.1	Schéma des vitesses dans une pompe centrifuge; notation utilisée pour les équations fondamentales	48

4.2	Courbe caractéristique de hauteur de charge développée en fonction du débit: schéma théorique	51
4.3	Hauteurs de charge développées expérimentales et selon le modèle IONEL ...	52
4.4	Puissances absorbées expérimentales et selon le modèle IONEL	54
4.5	Puissances utiles expérimentales et selon le modèle IONEL	55
4.6	Rendements expérimentaux et selon le modèle IONEL	57
4.7	Rendements expérimentaux et lissage par groupes de vitesse selon le modèle IONEL	58
4.8	Valeurs des paramètres caractéristiques en fonction de la vitesse de rotation ..	60
4.9	Performances optimales de la pompe centrifuge en fonction de la vitesse de rotation selon le modèle sur l'ensemble (paramètres uniques) ou sur les groupes de vitesse (paramètres multiples)	61
4.10	Limite de « pompabilité » de la pâte à papier en fonction de la concentration et de la quantité d'air entraîné	64
4.11	Hauteurs de charge développées en fonction de la concentration de la PTCM ..	66
4.12	Hauteurs de charge développées en fonction de la vitesse de rotation; PTCM à 2.4 % de concentration	67
4.13	Hauteurs de charge développées expérimentales et modélisées (paramètres uniques) sur l'ensemble des données; PTCM à 1.1 % de concentration	68
4.14	Puissances absorbées expérimentales et modélisées (paramètres uniques) sur l'ensemble des données; PTCM à 1.1 % de concentration	69
4.15	Rendements expérimentaux et modélisés (paramètres uniques) sur l'ensemble des données; PTCM à 1.1 % de concentration	70
4.16	Hauteurs de charge développées expérimentales et modélisées (paramètres multiples) par groupes de vitesse; PTCM à 1.1 % de concentration	71

4.17 Puissances absorbées expérimentales et modélisées (paramètres multiples) par groupes de vitesse; PTCM à 1.1 % de concentration	72
4.18 Rendements expérimentaux et modélisées (paramètres multiples) par groupes de vitesse; PTCM à 1.1 % de concentration	73
4.19 Valeurs des paramètres caractéristiques en fonction de la vitesse de rotation; PTCM à 1.1 % de concentration	74
4.20 Performances optimales de la pompe centrifuge en fonction de la vitesse de rotation selon le modèle de IONEL par groupes de vitesse (paramètres multiples) pour la PTCM à 1.1 % de concentration; et pour l'eau	75
4.21 Hauteurs de charge développées expérimentales et modélisées (paramètres multiples) par concentration; vitesse de rotation 2500 tr/min	77
4.22 Puissances absorbées expérimentales et modélisées (paramètres multiples) par concentration; vitesse de rotation 2500 tr/min	78
4.23 Rendements expérimentaux et modélisées (paramètres multiples) par concentration; vitesse de rotation 2500 tr/min	79
4.24 Valeurs des paramètres caractéristiques en fonction de la concentration de la PTCM; vitesse de rotation 2500 tr/min	80
4.25 Performances optimales de la pompe centrifuge en fonction de la concentration de la PTCM (l'eau = 0 %) selon le modèle de IONEL; vitesse de rotation 2500 tr/min	81
4.26 Augmentation du débit optimal la pompe centrifuge en fonction de la concentration de la PTCM; vitesse de rotation 2500 tr/min	82

CHAPITRE I

INTRODUCTION

1.1 PROBLÉMATIQUE

Un des soucis constant du monde industriel est de réduire les coûts d'exploitation. L'énergie requise pour pomper les divers fluides et mélanges représente une bonne partie de ces coûts. On porte habituellement beaucoup d'attention au choix des matières premières, de l'équipement, des procédés de fabrication et du contrôle de la qualité. Cependant, bien souvent, on oublie qu'en cours de production, un flux de matériaux plus ou moins transformés et dilués doit être pompé et repompé à plusieurs reprises tout au long de la chaîne de procédé.

Selon le *guide technique; système de pompage* élaboré par Hydro-Québec en 1993:

on estime que l'énergie électrique utilisée pour la force motrice représente 57 % de toute l'énergie électrique consommée par l'industrie québécoise. Une grande partie de cette consommation est attribuable aux systèmes de pompage, de ventilation et de compression. Les systèmes de pompage à eux seuls utilisent environ 21 % de toute l'énergie électrique consommée par le secteur industriel.

D'ailleurs, selon HALLOCK et DAY, 1987, la puissance totale des pompes installées aux États-Unis était de 66 600 MW (soit 83.9 millions de H.P.), dont 6.1 % était installées dans l'industrie papetière. En supposant une proportion similaire au Québec, on peut évaluer avec réserve, que les systèmes de pompage des papeteries québécoises utilisaient en 1990, environ 0,7 TWh (700 mille millions de Wh).

Le problème d'efficacité énergétique des systèmes de pompage est d'autant plus important que la majorité des systèmes sont surdimensionnés et « amenés » au point d'opération désiré à l'aide (figure 1.1) d'un boucle de retour-arrière « retro-by-pass » et d'une vanne de restriction (FUGILL et RINEHART, 1984; PARKER et BUCHARDT, 1985; MITGES, 1986; HOAG, 1988). GAULT et RUKER 1986, réalisent une étude dans une papetière et dénotent que ces vannes de contrôle sont fermées à plus de 50 % la majorité du temps, au détriment du rendement général du système.

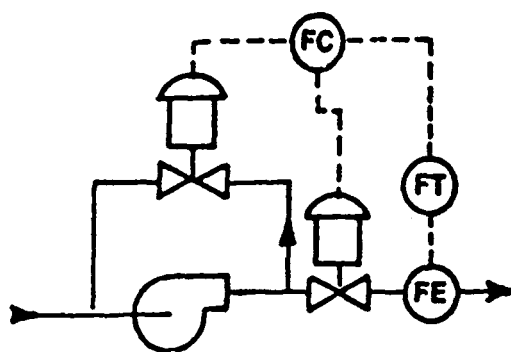


figure 1.1: Contrôle du débit par vannage et boucle de retour-arrière.

Source: GIESE, BENTLEY et al.

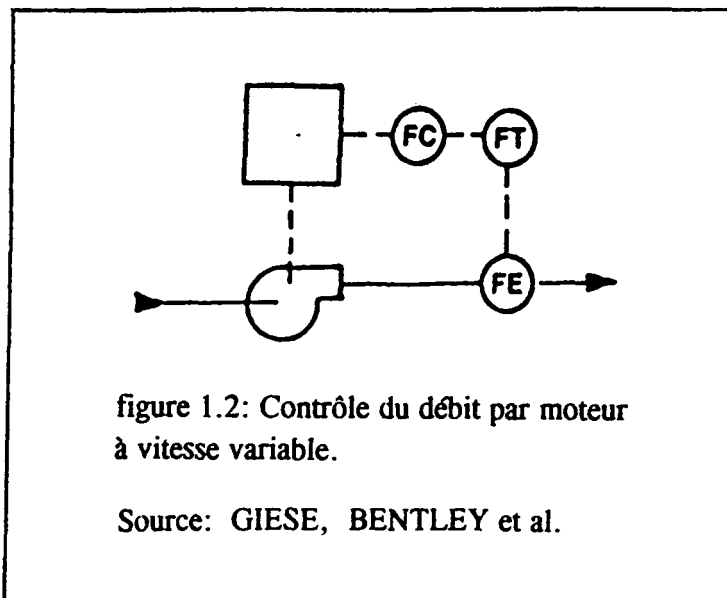
De plus, GIESSE et al., 1987, constatent que « le vannage par retour-arrière, en plus d'être énergivore et de raccourcir la vie utile de l'équipement, dégrade la qualité de la pâte à papier en mutilant les fibres ».

Ce problème trouve son origine dans le surdimensionnement des équipements, état de fait qui résulte de l'application du concept suivant: « il est toujours préférable d'avoir un système trop puissant que trop faible ». En conséquence, on majore les besoins en débit et pression. BAUMAN, 1981, constate que: « il est de pratique courante de sacrifier entre 25 et 40 % de la pression de design délivrée par la pompe au seul contrôle du débit ». Ces pratiques de régulation du débit justifiées par le *savoir-faire* et les conditions technico-économiques d'autrefois, ne peuvent plus être acceptées.

THÈRET; FICKET, GELLINGS et LOVINS; ROSS et STEINMEYER; RUSSEL, tiennent à peu près tous le même discours: « les progrès réalisés en électrotechnique et en automatisation, l'apparition des moteurs à vitesse variable (à courant alternatif) à prix compétitifs et les coûts sans cesse croissant de l'énergie justifient une réanalyse de la rentabilité de fonctionnement des systèmes de pompage.

Selon l'Electric Power Research Institute, 1990, l'unique élimination de ce mode de régulation permettrait de réaliser, aux États-Unis, des économies d'énergie de 25 à 40 %. Dans des études analogues menées par Hydro-Québec, ces mêmes estimations varient de 20 à 60 %. Remarquons, dans ce contexte, qu'un remplacement du contrôle « débitmètre-vanne de restriction » par la régulation « débitmètre-moteur à vitesse variable » (figure 1.2), peut être rentabilisé dans la majorité des cas, sur une période de un à deux ans; étant donné qu'un moteur industriel consomme en électricité de 10 à 20 fois son coût en capital pour un an de service, (GAULT et RUCKER, 1986 et VAIDA, 1988).

Disons qu'en principe, le dimensionnement des systèmes de pompage, même composés de plusieurs pompes reliés par un réseau de canalisations complexe, ne pose pas de grands problèmes pour un bon nombre de liquides visqueux newtoniens (par exemple, l'eau claire), du moins lorsqu'il s'agit de précision dite « industrielle ». Mais les difficultés surgissent et s'accroissent en général avec l'augmentation de la viscosité du liquide à transporter, et deviennent encore plus complexes lorsqu'il s'agit de mélange solide-liquide (PARZONKA, 1991). Pourtant, les liquides de ce type sont constamment transportés dans beaucoup d'industries dont celles de l'agro-alimentaire, de l'aluminium et des pâtes à papier pour ne citer que celles-là, et ce avec des pertes de charges bien plus importantes que pour l'eau.



La diversité des fluides transportés (propriétés physiques et parfois chimiques), l'interaction hydraulique des divers ensembles reliés, de même que la régulation nécessaire du débit rendent la conception et la commande optimale complexe et difficile. Malgré plus de 50 ans d'effort et de recherche par de nombreuses équipes, l'état des connaissances ne permet

toujours pas d'établir des méthodes de calcul suffisamment exactes et universelles. Ce manque peut être partiellement comblé pour les systèmes de pompage existants par l'application de méthodes d'essai *in-situ* « cas par cas », cette méthode *post-factum* est onéreuse et peu efficace, compte tenu du nombre de systèmes.

Le programme d'efficacité d'Hydro-Québec pour les Systèmes de Pompage, de Ventilation et de Compression (SPVC) mis en place en 1993 prévoit des programmes subventionnés de remplacement des moteurs à vitesse fixe et des systèmes de vannage, par des moteurs à vitesse variable à haut-rendement. Ces programmes offrent des réductions significatives et même substantielles des coûts d'opérations.

Néanmoins, le potentiel d'économie n'est pas pleinement exploité. Car l'entraînement aussi efficace soit il, demeure subordonné au profil caractéristique des pertes de charge du réseau de canalisations desservi et aux courbes caractéristiques de fonctionnement de la pompe. FUGILL et RINEHART, 1984, considèrent que le calcul adéquat du fonctionnement des systèmes dans le domaine d'opération désiré, constitue la condition essentielle au haut rendement des systèmes de pompage.

1.2 OBJECTIFS

La méthode pour concevoir un système de pompage à haut rendement consiste à:

- établir tout d'abord les besoins du procédé (débit et pression);
- ensuite concevoir un réseau de canalisations avec un diamètre approprié;
- en déterminer la courbe caractéristique de pertes de charge;
- et finalement choisir un groupe pompe-moteur,

de façon à ce que le segment utile de la courbe de pertes de charge du réseau soit inscrit (inclus) dans le domaine de fonctionnement optimal de la pompe.

Les deux premiers items de la méthode de conception sont la plupart du temps imposés par les besoins du procédé et par la configuration des réseaux existants. Dans le cas d'une conception entière du réseau de canalisations, DUFFY, 1989 a élaboré une méthode pour déterminer le diamètre optimal d'une canalisation en fonction de la concentration et du débit désiré.

Les deux autres points de la méthode présentent un champs d'applications et d'intérêt plus vaste. La présente recherche traite des pertes de charge engendrées par le passage de la pâte à papier en conduite rectiligne, et des performances des pompes centrifuges en vue de leur choix et de leur régulation.

Plus spécifiquement, le double objectif de l'étude est:

- 1) de quantifier de la façon la plus large possible les pertes de charge linéaires de la pâte à papier, selon trois modèles usuels sélectionnés pour leur caractéristique;
- 2) de vérifier le réalisme d'un modèle fonctionnel de performances des pompes centrifuges sur l'ensemble des courbes caractéristiques obtenues pour l'eau et la pâte à papier.

Étant donné, l'étendue de la présente recherche, l'étude s'est limité à un seul type de pâte à papier: la Pâte Thermo-Chimico-Mécanique (PTCM). La PTCM a été choisie parce que les papetières en font un usage grandissant et que ses caractéristiques de pertes de charge ne sont présentement pas disponibles dans la littérature. La PTCM étudiée a été prélevée à la papetière de Kénogami propriété de la compagnie Abitibi-Price.

Le modèle de fonctionnement des pompes centrifuges proposé par ION I. IONEL, 1986, est basé principalement sur les équations fondamentales des turbopompes. À la connaissance de l'auteur du présent mémoire, aucune indication littéraire ou expérimentale n'infirme ou corrobore ce modèle théorique, que ce soit près ou loin du débit de conception (mis à part les lois des similitudes).

Les lecteurs comprendront que la recherche proposée, ne sera qu'une brève incursion dans une problématique vaste et complexe que sont les systèmes de pompage, elle ne pourra pas être exhaustive, elle sera plutôt exploratoire. C'est pourquoi la présentation de l'étude se limitera à l'analyse des résultats expérimentaux selon trois modèles de pertes de charge linéaires et un modèle de fonctionnement de pompes centrifuges, pour l'eau et la PTCM. L'analyse numérique a été choisie dans le but éventuel de libérer la conception des systèmes de pompage des contraintes graphiques usuelles et d'en permettre l'éventuelle informatisation.

1.3 PLAN DE TRAVAIL

Pour mener à bien ce programme, la méthodologie de recherche suivante est utilisée. D'abord, par une étude bibliographique pour faire le point sur les travaux déjà effectués et pour baliser la présente recherche. La présentation de l'étude bibliographique a été intégrée sur l'ensemble du mémoire, parallèlement aux résultats et aux modèles. À la lumière de celle-ci, le choix et la conception du banc d'essai, la métrologie à appliquer, la programmation expérimentale et les méthodes numériques sont élaborées (chapitre II).

Les résultats expérimentaux de pertes de charge, les modèles et l'incidence des divers paramètres sont présentés au chapitre III. Au chapitre IV, les données obtenues sur le fonctionnement de la pompe centrifuge lors des essais sont corrélées selon le modèle de IONEL. Sa validité pour le pompage de l'eau et celui de la PTCM y est aussi commentée. La conclusion présente les constatations générales et quelques commentaires.

CHAPITRE II

BANC D'ESSAI ET MÉTROLOGIE

2.1 GÉNÉRALITÉ

Une fois les objectifs définis, deux scénarios expérimentaux sont envisagés pour les atteindre. Dans le cas du premier, il s'agit d'identifier et d'instrumenter un système de pompage en usine et d'y recueillir les données en cours de production. Cette option in-situ, quoique réaliste, manque de souplesse et ne permet pas les changements de paramètres souhaités pour des impératifs de production.

La deuxième alternative: concevoir un banc d'essai de transport hydraulique en laboratoire sur lequel la concentration, la température, la vitesse d'écoulement et la vitesse de rotation de la pompe pouvaient être maintenues ou variées à souhait. Les désavantages marqués de cette méthode sont les dimensions réduites du banc d'essai et le pompage répétitif de la pâte en cycle fermé. Pour ces diverses raisons le dernier scénario a été retenu puisqu'il permet de dresser sur de larges domaines, l'influence des divers paramètres déjà cités.

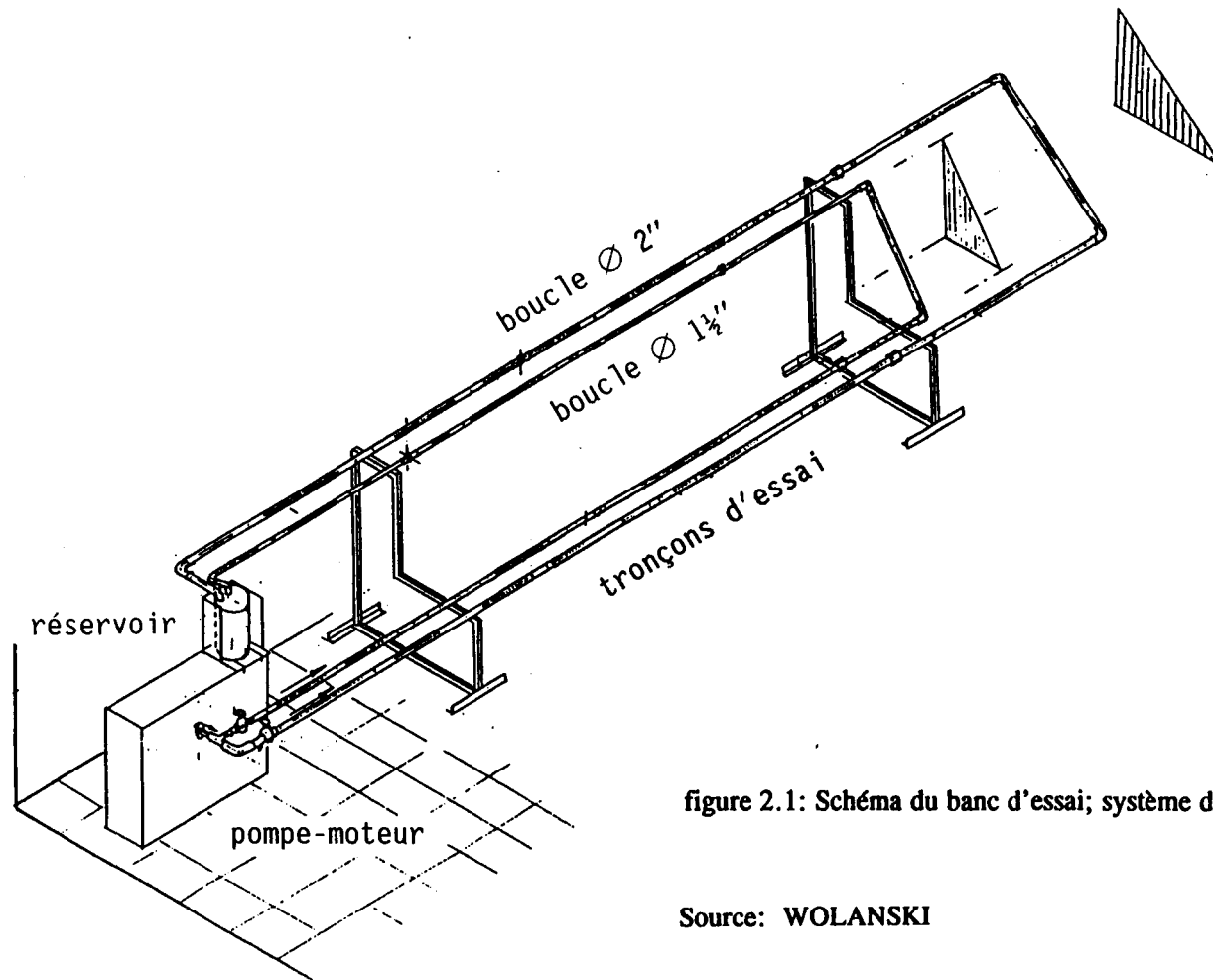


figure 2.1: Schéma du banc d'essai; système de pompage.

Source: WOLANSKI

2.2 BANC D'ESSAI

Un banc d'essai d'une capacité d'environ 100 litres, doté de deux conduites a été fabriqué (figure 2.1). La conception a été basée sur des études antérieures (BRECHT W. et HELLER H., 1950; DUFFY G. G. et TITCHENER A.L., 1974; DUFFY G.G., 1985) et les suggestions de nombreux chercheurs (MILLER R.W., 1983; TROSKOLANSKI A.T.; WOLANSKI Z., 1991). La température de la pâte est régularisée avec une précision de $\pm 2^{\circ}$ C à l'aide d'un échangeur de chaleur immergé dans le réservoir isolé. Des longueurs de tranquillisation adéquates précèdent les tronçons sous étude. Le réservoir surplombe la pompe et permet une aspiration en charge de la pâte. Sa géométrie et l'agitation constante de son contenu assurent l'homogénéité du mélange. Les caractéristiques de base du banc d'essai sont présentées à l'annexe 1.

2.2.1 LES BOUCLES D'ESSAIS

Le banc d'essai est équipé de deux boucles parallèles de 1½ pouce et de 2 pouces de diamètre nominal. Les diamètres effectifs sont plutôt de $39,8 \pm 0,2$ mm et de $52,3 \pm 0,3$ mm avec des ovalités respectives de 1 et 0,9 %. Les conduites commerciales utilisées sont extrudées à partir de résine d'Acrylonitrile Butadiene Styène (ABS). Ce type de tuyau a été retenu pour la rugosité de ses parois qui le classe comme « hydrauliquement lisse », son faible coût et sa facilité d'installation.

Les joints reliant les sections une à l'autre ont été exécutés de façon à assurer un passage sans perturbation du fluide. Les deux tronçons d'essai sont précédés de sections de tranquillisation d'au moins 76 diamètres de long, afin de permettre le plein développement du

profil de vitesse, DUFFY, 1978. Une section de 15 diamètres termine en aval ces configurations rectilignes avant le retour au réservoir. Un système de distribution relié à la bride de refoulement équipé de deux vannes à sphère pivotantes, permet la sélection de la boucle et un contrôle supplémentaire du débit.

2.2.2 LA PROPULSION

La propulsion est assurée par une pompe centrifuge d'une vitesse spécifique nominale de 15 tr/min (SI). Elle débite au maximum 5,0 l/s et développe une pression maximale de 245 kPa (25 mètres colonne d'eau). D'une puissance utile de ½ kW, elle est entraînée à une vitesse maximale de 3 000 tours par minute par un moteur électrique à vitesse variable.

Le boîtier du moteur à enroulement composé est monté sur roulement à billes, de manière à permettre la mesure du couple de réaction que la pompe exerce sur lui. L'arbre d'entraînement possède une extrémité visible de sorte que la vitesse de rotation est facilement mesurable. Le redresseur/transformateur à gain variable, permet un ajustement précis de la vitesse de rotation de la turbopompe.

La roue d'impulsion en bronze est dotée de cinq aubes incluses entre deux disques de 132 mm de diamètre, distantes de 4,8 mm. L'oeil d'aspiration de la roue de 41 mm de diamètre est alimenté par la bride d'aspiration de 38 mm de diamètre (1½ pouce). Celle-ci est reliée directement au réservoir, précédée par un court manchon muni d'un coude à 90° orienté vers le fond pour minimiser l'air entraîné. La conduite de refoulement de 25 mm de diamètre (1 pouce) surmonte le corps de la pompe et est perpendiculaire à l'arbre d'entraînement. Les brides d'aspiration et de refoulement sont dotées d'orifices horizontaux de prise de pression.

2.3 MÉTROLOGIE

2.3.1 GÉNÉRALITÉS

Les deux volets (pertes de charge, performances de la pompe) de la recherche, bien que présentés distinctement dans le mémoire, ont été réalisés concurremment. Les expériences et les prises de mesures s'effectuaient simultanément sur le tronçon d'essai et sur la pompe. Le contrôle du débit, à vitesse de rotation constante par vannage graduel, a permis la variation de la vitesse d'écoulement et des pertes de charge d'une part; et de dresser le fonctionnement caractéristique de la pompe à des vitesses préétablies d'autre part.

Le banc d'essai a d'abord été testé avec de l'eau. Le fonctionnement et les performances de la pompe ont été explorés simultanément à la caractérisation hydraulique des conduites. Ces essais ont permis d'éprouver les méthodes expérimentales et de mettre au point une procédure de calibration. Les données ainsi recueillies avec de l'eau servent de base comparative à l'ensemble de l'étude.

Une fois cette base établie avec de l'eau, le système de pompage a été alimenté en PTCM. Les paramètres expérimentaux et de fonctionnement sont variés de manière à reproduire les plus grands domaines possibles de conditions d'opération, la concentration de la PTCM de 0,4% (eau blanche riche) à 3.9 %; la température de 23 à 54° C; la vitesse d'écoulement de 0 à 3 m/s; la vitesse de rotation de la pompe de 1 000 à 2 750 tr/min.

La modélisation souhaitée pour les pertes de charge et les performances de pompage de la PTCM exige la connaissance de plusieurs mesures. Communes aux deux volets

expérimentaux, la concentration, la température et la densité de la pâte ont été répertoriées systématiquement.

La caractérisation de l'écoulement de la PTCM, nécessite la détermination des pertes de charge linéaires en fonction de la vitesse de passage dans les tronçons d'essai et requiert la connaissance de la différence de pression entre deux sections distantes du tronçon et la vitesse moyenne dérivée du débit et du diamètre. La description du fonctionnement de la pompe exige quant à elle la connaissance du débit, de la hauteur de charge développée, de la vitesse de rotation, et du couple appliqué.

2.3.2 LES PARAMÈTRES EXPÉRIMENTAUX

2.3.2.1 LE DÉBIT

La majorité des mesures décrites sont obtenues à l'aide d'instruments électriques. Le débit est toutefois mesuré de manière volumétrique. Le jet de retour au réservoir principal, est capté dans un réservoir jaugeur mobile. Le volume recueilli est alors mesuré à l'aide d'un vernier à coulisse et rectifié selon la température. Un chronomètre automatique détermine le temps d'échantillonnage. De ces deux mesures, le débit est calculé et la vitesse d'écoulement en conduite est déduite.

2.3.2.2 LA CONCENTRATION

Au fur et à mesure des expériences, des échantillons sont régulièrement recueillis. Le volume et la masse sont précisément mesurés pour obtenir la densité. Un échantillon est

ensuite placé à l'étuve (40° C, Oven Dry O.D.). La masse sèche permet alors de déduire la consistance (concentration) de la pâte.

2.3.2.3 LA TEMPÉRATURE

La température du liquide est constamment enregistrée par un thermocouple nickel-chromium immergé dans le réservoir près de l'aspiration. Celui-ci est relié à la carte d'acquisition de l'ordinateur.

2.3.2.4 LA PUISSANCE ABSORBÉE

Le couple de réaction de la pompe est calculé à partir, de la valeur du produit du bras de levier fixé au boîtier du moteur et de la valeur de la force appliquée à une cellule de charge électrique constituée de jauges de contraintes montées en pont. La vitesse de rotation de la pompe est ajustée à l'aide d'une marque en bout d'arbre d'entraînement illuminée par un stroboscope.

2.3.2.5 LES PRESSIONS

Les pressions sont mesurées à l'amont et l'aval des tronçons d'essai et à la bride de refoulement et d'aspiration de la pompe. Les différences de pression obtenues indiquent respectivement, les pertes de charge engendrées lors du passage en conduite et la hauteur de charge développée lors du pompage.

Des orifices de prise de pression de 3,6 mm de diamètre ont été aménagés aux extrémités des tronçons d'essai de 3125 mm ($\phi = 1\frac{1}{2}$ "') et de 4230 mm ($\phi = 2$ "') de long. Les prises ont été exécutées radialement à 45° de la verticale et perpendiculairement au sens du flot, afin d'éviter l'accumulation d'air et de pâte dans les lignes à pression. Une attention particulière a été portée au façonnage de ces orifices (annexe 2). Les bords intérieurs ont été légèrement arrondis (TROSZKOLANSKI). Les orifices de pression aux brides de la pompe avaient déjà été usinés à 90° de la verticale.

Les orifices et jauges à pression sont respectivement équipés d'adapteurs universels femelles et mâles. Les différents capteurs peuvent alors être facilement démontés pour être calibrés et permutés. Les potentiels électriques de ceux-ci sont linéairement proportionnels à la pression de déformation appliquée aux extensomètres montés sur la membrane. Le montage en pont de Wheatstone des semi-conducteurs assure une mesure indépendante des changements de température (annexe 3).

Les pressions aux brides de la pompe sont recueillies à l'aide de capteurs à pression absolue à large plage. Le calcul des pertes de charge en conduites ne requiert pas la connaissance des pressions absolues. Alors, lorsque les pertes de charge sont relativement faibles ($\Delta H < 600$ mm colonne d'eau) une jauge électronique différentielle plus sensible est utilisée (annexe 4).

2.4 LA PROCÉDURE EXPÉRIMENTALE UTILISÉE

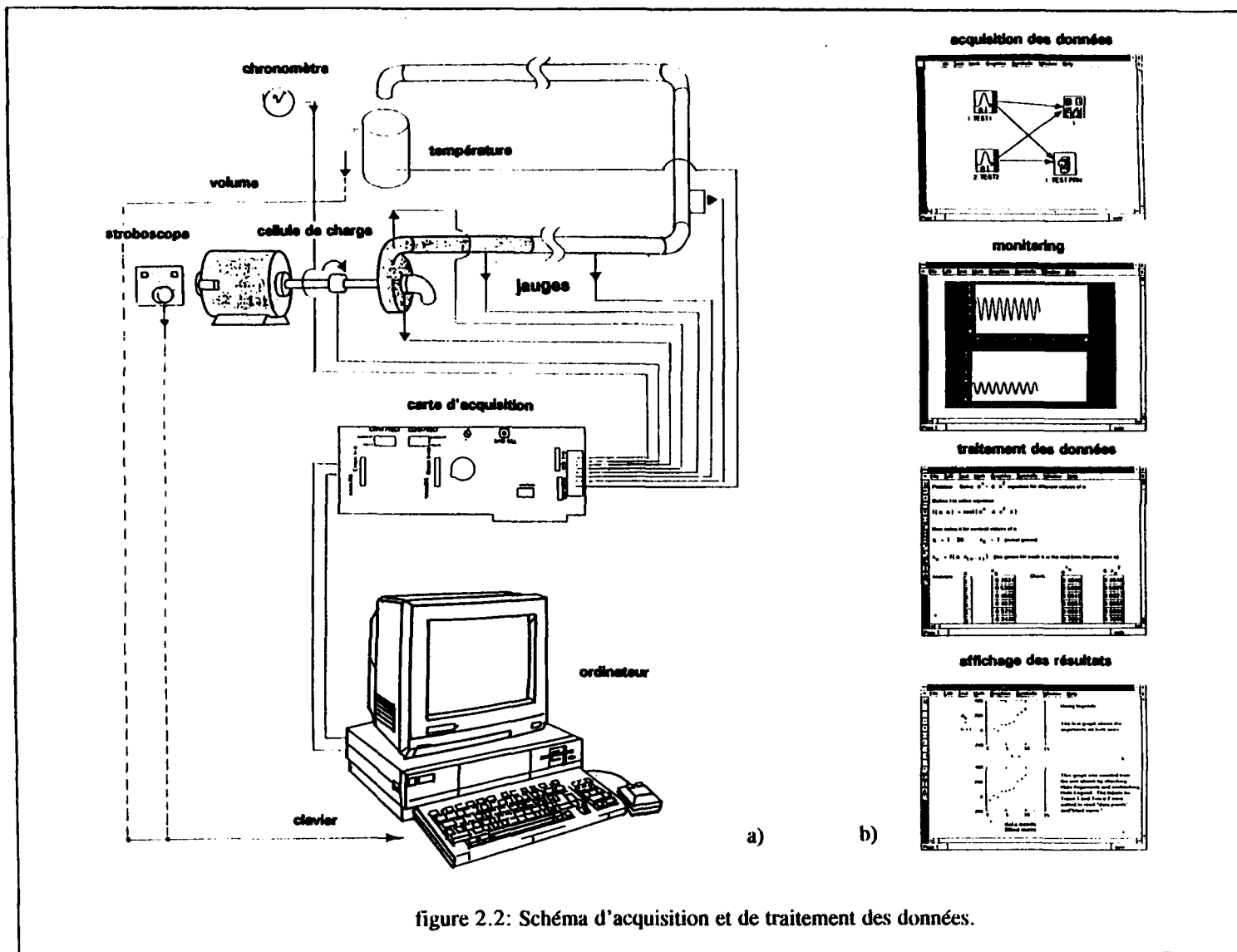
Chaque séance d'essai débute par la calibration des jauges à pression sur le manomètre à eau pour les jauges à faible pression et différentielle et sur le manomètre à mercure pour les

pressions plus élevées. Le thermocouple est aussi calibré avant chaque séance. Chaque calibration consiste à créer un fichier informatique contenant les valeurs physiques appliquées et les potentiels électriques correspondant des instruments.

Le réservoir et la cellule de charge sont calibrés selon des mesures étalonnées. Toutes les prises de mesures de débit et de pression sont faites en double de sorte à minimiser les erreurs en cours d'expérimentation. Les essais commencent toujours par les débits et pressions élevées. La vitesse de rotation est ensuite diminuée successivement par palier de 500 tr/min. Cette pratique a assuré un flot stable et évité l'accumulation de fibres aux orifices et dans les tubulures telle que signifié par MOLLER et ELMQUIST, 1980.

2.5 L'ACQUISITION ET LE TRAITEMENT DES DONNÉES

Les instruments électriques sont tous reliés à une carte d'acquisition logée dans un ordinateur doté d'un processeur 486 (figure 2.2 a). Les potentiels électriques analogiques acheminés 10 fois par seconde à la carte (OMEGA, WB-FAI-B) sont convertis en unité appropriée par un logiciel d'acquisition (LABTECH, NOTEBOOK) qui compare les signaux électriques aux fichiers créés lors de la calibration (annexe 5). Une moyenne sur 5 secondes est ensuite effectuée sur les données recueillies afin d'assurer des valeurs stables libres des phénomènes transitoires et cycliques tels, le passage des aubes, la vibration des boucles, du châssis et de la pompe. Néanmoins, certains régimes demeurent sensibles aux phénomènes de résonance des boucles d'essais.



Ces données ainsi lissées sont aussitôt inscrites au fichier et simultanément affichées à l'écran de manière graphique et numérique (figure 2.2 b). Ce monitoring quasi-instantané permet la validation des essais et la détection des problèmes, au cours de l'expérimentation.

La séance d'essais terminée, la suite du traitement informatique se fait à l'aide du logiciel mathématique «MATHCAD», les valeurs recueillies conventionnellement (temps et volume d'échantillonnage, vitesse de rotation et diamètre) sont insérées au fichier via le clavier. La concentration y est jointe ultérieurement. Les fichiers, une fois complétés, sont sauvegardés selon une appellation codifiée selon le type d'essai, la concentration, la température, le diamètre, et la vitesse de rotation. Des programmes informatiques créés (annexe 6) permettent de relire les données brutes archivées, de consulter des tableaux de correspondance (densité, viscosité), de calculer les paramètres d'intérêt et de les archiver dans deux fichiers distincts. C'est à partir de ces fichiers que la modélisation proprement dite est effectuée.

2.6 LA MODÉLISATION NUMÉRIQUE

Deux types de méthodes de modélisation numérique ont été utilisées pour corréler les modèles présentés:

- la détermination exacte des coefficients linéaires uniques qui minimise les moindres carrés des erreurs. Cette première méthode, implique au besoin une linéarisation du modèle avant le calcul matriciel et est suivie de l'estimation des erreurs (résidus) du modèle utilisé, selon la table ANOVA (annexe 13).

- la recherche des coefficients par la méthode quasi-Newton de LENVENBERG-MARQUARDT (fonctions « find ou minerr» intégrée au logiciel MATHCAD). Celles-ci ont servi à la détermination de solutions locales multiples (annexe 11) pour des coefficients linéaires lorsque la solution unique (moindres carrés des erreurs) n'était pas concluante. Et, puisque cette méthode ne requiert pas la linéarisation explicite des coefficients, elle a été utilisée pour trouver des solutions locales aux modèles non-linéaires (annexe 9). L'étude graphique et l'analyse de la variance appuient la détermination des meilleures solutions locales.

CHAPITRE III

L'EXPÉRIMENTATION ET L'ANALYSE DES PERTES DE CHARGE LINÉAIRES

3.1 LES PERTES DE CHARGE POUR L'EAU

Tel que mentionné plus haut, le banc d'essai a tout d'abord été utilisé avec de l'eau ($\approx 20^{\circ}\text{C}$). Ces séances expérimentales ont permis de vérifier le bon fonctionnement du banc, de l'instrumentation et du post-traitement.

3.1.1 LA CARACTÉRISATION DES CONDUITES

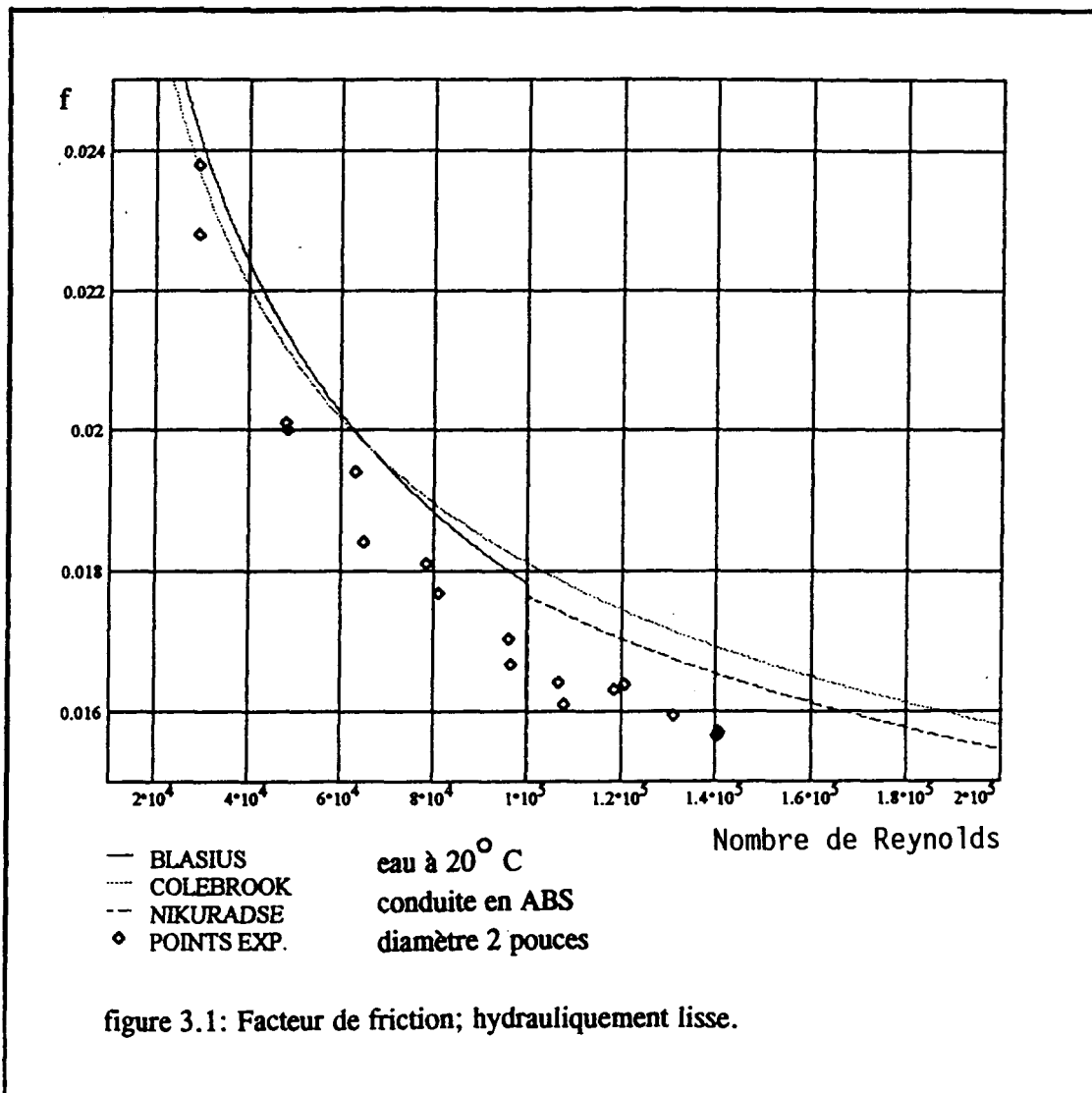
Les pertes de charge obtenues sur les deux tronçons d'essai ont confirmé le caractère « hydrauliquement lisse » des conduites d'ABS, condition qui rend leur comportement hydraulique près de celui rencontré dans les conduites de l'industrie papetière.

De surcroît, les valeurs du facteur de friction « f » obtenues, sont moins élevées que celles prédites par les modèles en usage pour ce type d'écoulement (équations 3.1, 3.2 et 3.3). La figure 3.1 présente les valeurs expérimentales recueillies sur la conduite de 2 pouces de diamètre et celles prédites par, BLASIUS, COLEBROOKE et NIKURADSE.

$$f := 0.3164 \cdot Re^{-0.25} \quad 2300 \leq Re \leq 1 \cdot 10^5 \quad \text{éq. 3.1}$$

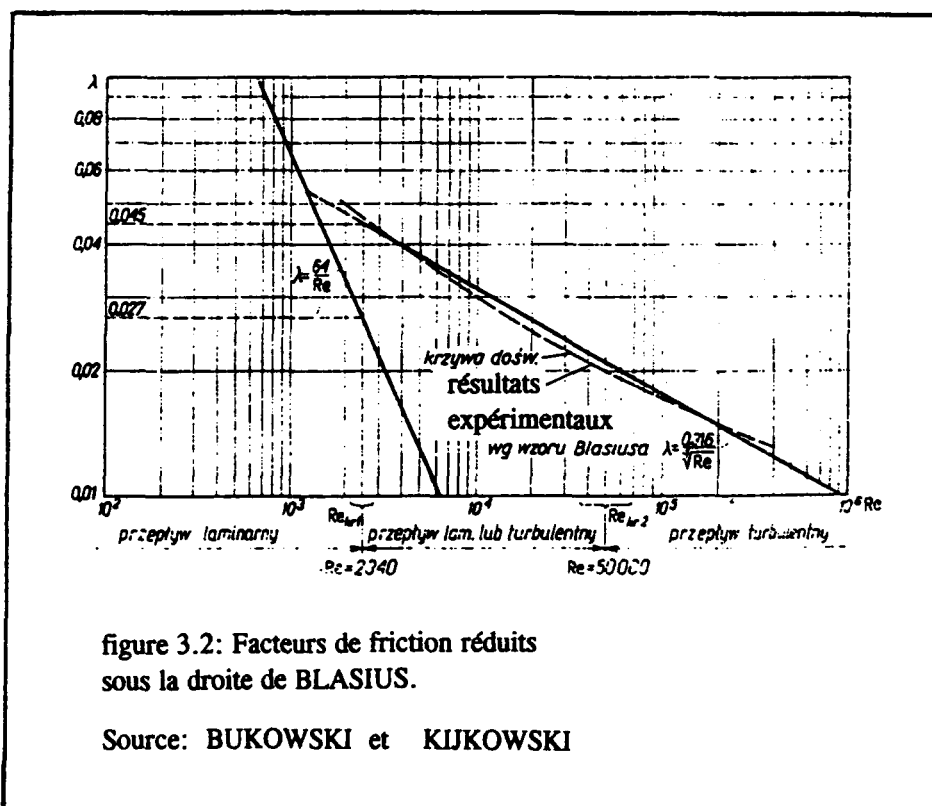
$$\frac{1}{\sqrt{f}} := -2 \cdot \log \left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} + \frac{\varepsilon}{3.71 \cdot d} \right) \quad \text{éq. 3.2}$$

$$f := 0.0032 + 0.221 \cdot Re^{-0.237} \quad Re \geq 1 \cdot 10^5 \quad \text{éq. 3.3}$$



Afin de contre-vérifier ces résultats et d'assurer la méthode expérimentale, plusieurs essais ont été réalisés: changement et permutation des jauges; changement de sections; et modification des orifices. En dépit des efforts déployés, les facteurs de friction sont demeurés inférieurs aux prédictions. Il faut constater, que les techniques modernes d'extrusion du plastique, laissent des parois internes très lisses, tel un fini miroir, malgré les stries longitudinales et les ondulations concentriques.

Toutefois, ce n'est qu'après avoir constaté que: CARLIER et IONEL, avaient rencontré des résultats divergents; et que BUKOWSKI et KUKOWSKI, 1980, avaient déjà documenté ce phénomène préférentiel (figure 3.2) entre les nombres de Reynolds de 4 000 à 20 000, que l'expérimentation a pu continuer.



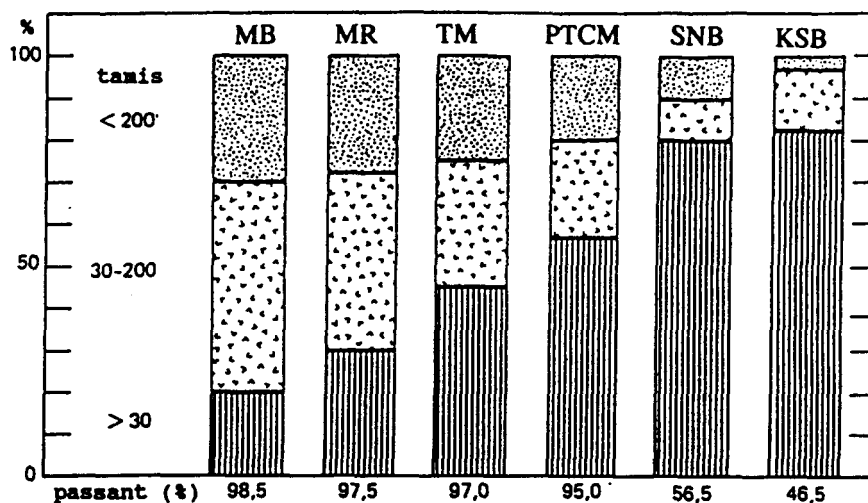
3.2 LES PERTES DE CHARGE DE LA PTCM

3.2.1 LES CARACTÉRISTIQUES DE LA PTCM

La pâte est constituée d'environ 4 % de fibres et fibrilles ligneuses, baignant dans plus de 96 % d'eau. En dépit de leur faible quantité, les fibres broyées et les fibrilles hydrophiles constituent à la fois, une suspension homogène, dispersée au repos et un enchevêtrement cohésif en écoulement. Les papetiers ont développé des paramètres permettant de caractériser les qualités recherchées de la pâte, notamment la consistance et le degré de raffinage. Le Canadian Standard Freeness (CSF) exprimé en ml d'eau égouttée, quantifie la propriété de la pâte à retenir l'eau. Cet indice d'égouttement est inversement proportionnel au degré de raffinage.

Le procédé thermo-chimico-mécanique permet l'obtention d'une pâte de fibres plus souples et plus longues et contenant moins de particules fines, CASEY, 1980 (figure 3.3). La PTCM étudiée était non-blanchie et constituée d'un mélange de pâte fraîche et d'une partie de pâte séchée et retriturée. Concomitamment à l'obtention (2 fois) en usine de la PTCM, des échantillons sont prélevés pour connaître le degré de raffinage.

Les essais d'égouttement, CSF = 75 ml ont permis de classer la PTCM comme « très raffinée ». La concentration de la PTCM était d'environ 3,9 %, sa température à plus de 65°C lors des prélèvements, sa densité à environ 993 g/l et son pH entre 5 et 6. De l'eau blanche riche (0,4 % de fibres) a aussi été prélevée afin de diluer la PTCM.



MB: mécanique broyée
 MR: mécanique raffinée
 TM: thermo-mécanique
 PTCM: thermochimicomécanique
 SNB: sulfite non blanchie
 KSB: kraft semi blanchie

figure 3.3: Distribution de la longueur des fibres selon le type de pâte à papier.

Source: CASEY

3.2.2 LES MÉCANISMES D'ÉCOULEMENT DE LA PÂTE À PAPIER

C'est depuis le début du siècle que des scientifiques essaient de qualifier l'écoulement et de quantifier les pertes de charge linéaires de la pâte en conduite, (TRIMBEY, 1907). Très vite, les caractéristiques d'écoulement non-newtonien de la pâte sont apparues aux chercheurs FORREST et GRIERSON en 1931 et BRAUTLECHT et SETH en 1933. Il faut toutefois

attendre, BRECHT et HELLER en 1950, pour avoir des données expérimentales systématiques et bien documentées.

Plusieurs chercheurs dont DUFFY, TITCHENER, LEE et MOLLER, 1975, observent que l'écoulement de la pâte débute tel un bouchon « plug-flow » formé de fibres entrelacées. Le noyau de pâte se déplace alors en bloc dans une mince couche pariétale constituée d'eau pratiquement libre de fibres. L'écoulement dans cette couche est exclusivement laminaire.

Au fur et à mesure que la vitesse augmente, des interactions entre le bouchon cohésif et la couche pariétale sont notées. Des flocs se délogent de la paroi du noyau pour être pris tel un roulement à bille en « sandwich » entre la conduite immobile et le bouchon mouvant (HEMSTROM, MOLLER et NORMAN, 1976). Ces derniers, de même que MYRÉEN et POYRY ont utilisé la « théorie » des couches limites pour décrire les mécanismes d'écoulement et prédire les pertes de charge.

Lorsque les vitesses sont encore plus grandes, l'écoulement de l'anneau aqueux devient totalement turbulent. L'effort de cisaillement à la paroi du bouchon augmente et dépasse la force de cohésion du réseau de fibres, le noyau se désagrège, puis les flocs périphériques et le bouchon au complet.

Bien que les descriptions et les mécanismes en jeux lors de l'écoulement de la pâte à papier font presque l'unanimité chez les chercheurs, des difficultés pratiques pour estimer et prédire les pertes de charge demeurent. MOLLER, DUFFY et TITCHENER, 1973 ont réalisé des essais viscosimétriques pour corréler les pertes de charge et les caractéristiques rhéologiques. Les viscosimètres utilisés étaient de type rotatif. Toutefois, aucune méthode générale n'est basée directement sur des analyses viscosimétriques.

Plus récemment, MANEVAL et McCARTY en 1991, exploraient le profil de vitesse et de concentration de la pâte en conduite à l'aide d'un imageur à Résonance Magnétique Nucléaire (RMN). Leurs études révèlent, que la pâte à 1 % de consistance se décante, mais que l'enchevêtrement des fibres l'en empêche lorsque elle est de 3 %. Leurs images confirment aussi que la pâte à plus de 1 % se déplace tel un bouchon (annexe 7).

3.2.3 LES COURBES DE PERTES DE CHARGE

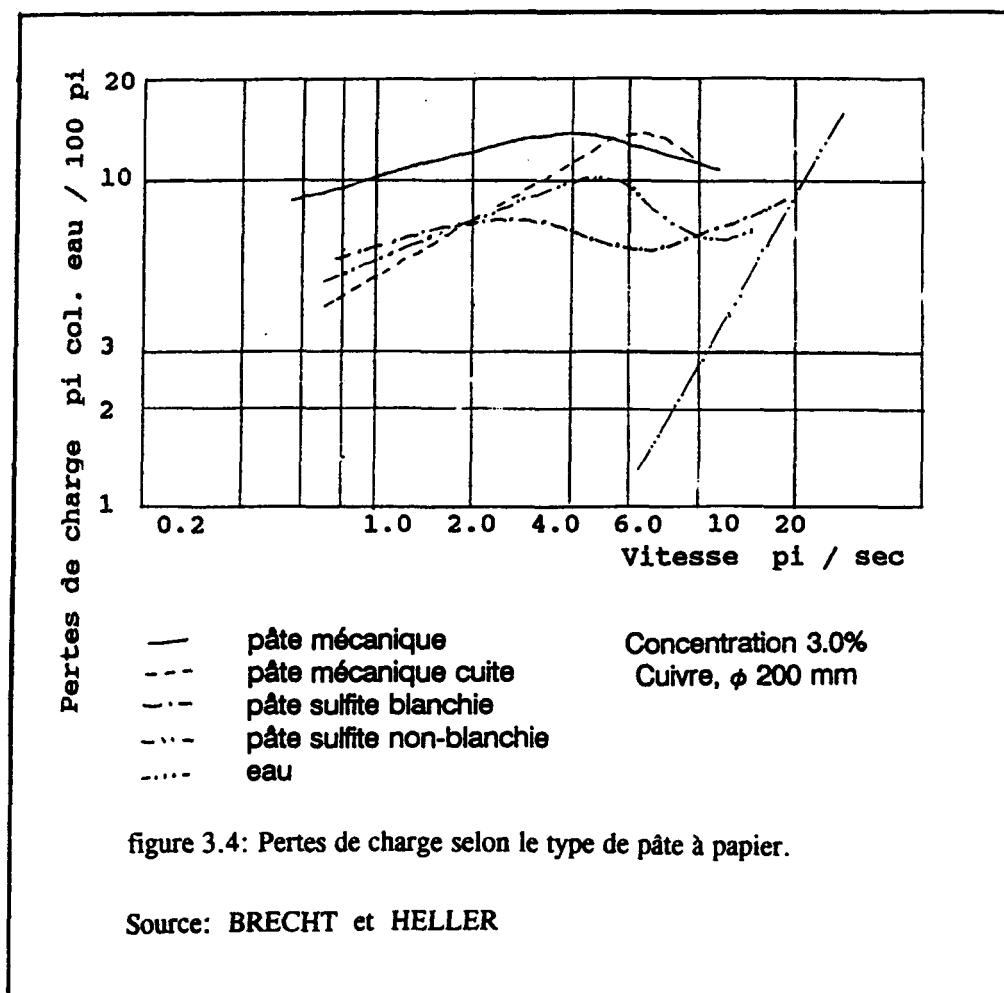
Les pertes de charge sont usuellement portées en graphique en fonction de la vitesse, de la concentration, du diamètre, du degré de raffinage, de la température et du type de conduite pour différentes pâtes à papier. On y observe (figure 3.4), que les pertes de charge dépendent du type de pâte et ne sont pas une fonction simple de la vitesse. Il faut noter, que plus la pâte a un caractère chimique, plus la courbe forme un "S" marqué.

Trois grands types de régimes de pertes de charge apparaissent:

- 1) une première région à vitesse faible et moyenne; les pertes de charge y sont élevées par rapport à celles de l'eau et croissent linéairement en graphe log/log;
- 2) une deuxième région de vitesse moyenne à grande, où les pertes de charge passent par un maximum et un minimum, ou ne font que s'infléchir puis interceptent la droite (log/log) de pertes de charge de l'eau;

- 3) une dernière partie, à haute vitesse, les pertes de charge de la pâte sont moindres que celles de l'eau.

Ces régimes de pertes de charge découlent et correspondent largement au trois mécanismes d'écoulement déjà commentés.



3.2.4 L'EXPÉRIMENTATION

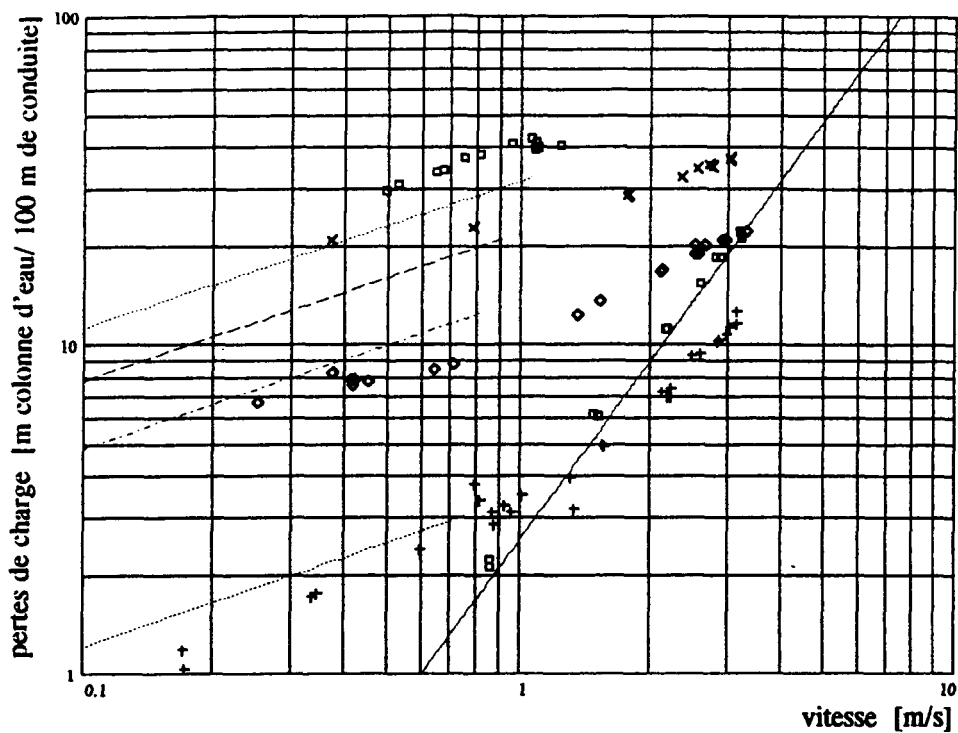
Les expériences ont toutes débuté par des débits et des vitesses élevés et ont terminé par des régimes faibles. Cette procédure a été adoptée pour deux raisons:

- l'écoulement de la pâte est saccadé et pulsé si le débit se fait de nul à croissant, alors qu'en décroissant, l'écoulement se fait sans pulsations (le fait que la friction statique est plus grande que les pertes de charge à faible vitesse selon HORO et NISKANEN, 1978, peut expliquer ce phénomène);
- la pression décroissante dans les conduites permet la dilatation de la colonne air/eau dans les tubulures de prise de pression et purge les orifices des fibres qui auraient pu s'y loger.

Les essais étaient interrompus aussitôt que des signes visuels de modification de la PTCM apparaissaient. La pâte recirculée à faible concentration (1.1 %) se détériore rapidement. Sa fluidité élevée favorise l'entraînement de l'air, alors que la pâte plus consistante résiste mieux. On dénote la ségrégation de l'eau de la pâte à basse température. Le mélange devient alors plus difficile à mélanger et à pomper.

3.2.5 LES RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

Les courbes de pertes de charge de la PTCM obtenues au cours des essais ont un profil similaire quoique moins marqué que les courbes publiées pour la pâte chimique dans des études antérieures. De façon générale, à puissance constante, la pâte plus consistante



- C = 3.9 % points expérimentaux
- × C = 3.1 % points expérimentaux
- ◇ C = 2.4 % points expérimentaux
- + C = 1.1 % points expérimentaux
- ▢ C = 0.4 % points expérimentaux
- eau à 20° C selon BLASIUS
- C = 3.9 % modèle de TAPPI
- C = 3.1 % modèle de TAPPI
- C = 2.4 % modèle de TAPPI
- C = 1.1 % modèle de TAPPI
- C = 0.4 % modèle de TAPPI

$Z = 0.022$
 $K = 138$
 $\alpha = 0.452$
 $\beta = 1.83$
 $\gamma = -1.05$

température $\approx 35^{\circ} \text{C}$
 CSF = 75 ml
 diamètre 1½ pouces

figure 3.5: Pertes de charge de la PTCM en fonction de la concentration.

s'écoule moins vite. Étant donné la puissance limitée du groupe moteur-pompe, les données recueillies n'ont pas permis d'obtenir un profil complet pour les concentrations élevées. Ce n'est qu'à faible concentration (1.1 %) que les courbes de pertes de charge de la PTCM interceptent et traversent sous la droite (log/log) des pertes de charge de l'eau. La détermination de ce point d'intersection est importante et sert de référence pour l'élaboration de nombreuses méthodes d'estimation de pertes de charge.

De façon générale (figure 3.5), les pertes de charge de la PTCM croissent en fonction du carré de la concentration et sont inversement proportionnelles à la température et au diamètre de la conduite.

3.2.6 LES MODÈLES DE PERTES DE CHARGE

Les données expérimentales ont été corrélées selon trois modèles. Le modèle fonctionnel proposé par DUFFY, MOLLER, TITCHNER et LEE, 1972, adopté et publié par le Technical Association of Pulp and Paper Industry (TAPPI) a été retenu pour le premier régime d'écoulement (linéaire log/log).

La corrélation adimensionnelle de MOLLER, 1978, permet la caractérisation graphique de la pâte, notamment celle de la partie non linéaire de la courbe (max, min).

Et, finalement pour estimer les réductions de pertes de charge sous la droite de l'eau, l'équation mise de l'avant par MOLLER et DUFFY, 1978, a été utilisée. D'autres méthodes existent, mais celles-ci ont été retenues pour leur particularité.

3.2.7 LE MODÈLE DE DUFFY ET TITCHNER (TAPPI)

L'équation de pertes de charge de TAPPI (équation. 3.4) attribue un coefficient de puissance α , à la vitesse [m/s], β à la concentration [%] et γ au diamètre [mm]. Le tout est adjoint d'un facteur multiplicatif K particulier à chaque pâte. Un autre facteur F attribuable au manufacturier «GOULDS» tient compte d'autres paramètres dont le type de pâte, la température, le degré de raffinage...

$$\Delta H := F \cdot K \cdot V^{\alpha} \cdot C^{\beta} \cdot D^{\gamma} \quad [\text{m colonne d'eau / 100 m}] \quad \text{éq. 3.4}$$

Bien que la littérature présente des valeurs pour divers types de pâte, la grande plage de valeurs proposées (annexe 8) et l'unicité des pâtes étudiées ne permettent que des extrapolations hasardeuses. Les coefficients et facteurs doivent donc être déterminés expérimentalement, en laboratoire ou en usine.

Une fois la relation fonctionnelle connue, il faut déterminer la limite de validité supérieure du modèle. Selon plusieurs auteurs, l'utilisation du modèle au-delà de celle-ci est une des causes majeures du surdimensionnement des équipements. DURST, CHASE et JENNESS, 1952, ont proposé une limite de vitesse « arbitraire » en fonction uniquement de la concentration (équation 3.5). TAPPI publie une liste de valeurs pour les paramètres « K' et σ » (annexe 8).

$$V_{\text{MAX}} := K' \cdot C^{\sigma} \quad [\text{m/s}] \quad \text{éq. 3.5}$$

DUFFY, TITCHNER, 1974 et d'autres réduisent davantage le domaine d'application, mais sa formulation requiert la connaissance expérimentale ou à priori de celle-ci. Nos expériences ont permis d'établir la limite de validité « avec réserve » pour la PTCM à l'étude sur le banc d'essai à:

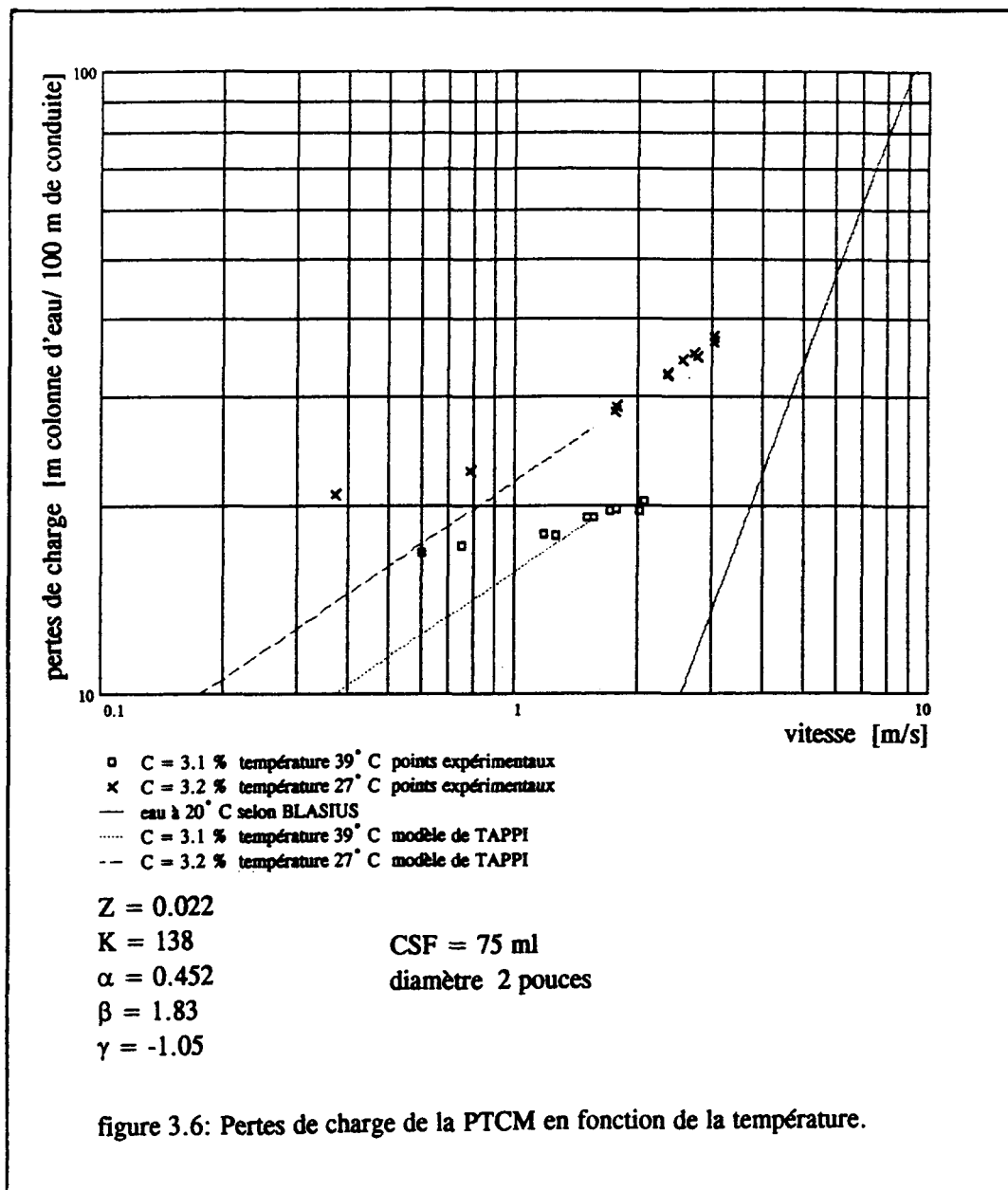
$$V_{MAX} := 0.7 \cdot C^{0.6} \quad [m/s] \quad \text{éq. 3.6}$$

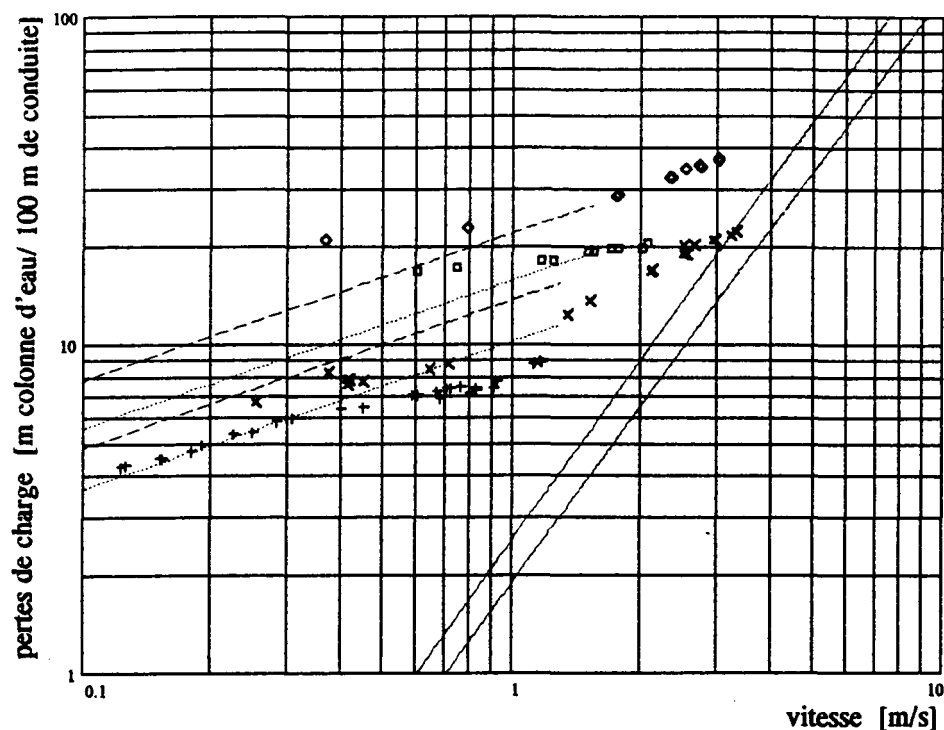
Ce type de formulations ne tient pas compte de l'influence du diamètre. Elles doivent être utilisées avec prudence et discernement, ou établies expérimentalement.

Les valeurs expérimentales obtenues, correspondent dans l'ensemble à celles déjà répertoriées dans les fiches techniques de TAPPI. Les pertes de charge croissent à la puissance 0,45 (α) de la vitesse; à la puissance 1,83 (β) de la concentration et sont inversement proportionnelles au diamètre -1.05 (γ). Le facteur multiplicatif (K) spécifique à la pâte, a été évalué à 138.

Comme on peut le constater à la figure 3.5, les paramètres obtenus numériquement ne corrèlent pas adéquatement l'ensemble des résultats pour toute les concentrations. De même, les figures 3.6 et 3.7 démontrent l'incidence de la température et du diamètre sur les pertes de charge linéaires expérimentales et sur celles prédites par le modèle de TAPPI.

L'influence de la température autour de la référence 35°C correspond à une réduction de 2 % de pertes de charge par degré centigrade gagné. Les pertes de charge augmentent plus rapidement lorsque la température est moins de 30°C ; la pâte a tendance à se rigidifier.





- C = 3.1 % diamètre 2 po à 39° C points expérimentaux
- ◇ C = 3.1 % diamètre 1½ po à 39° C points expérimentaux
- + C = 2.4 % diamètre 2 po à 37° C points expérimentaux
- × C = 2.4 % diamètre 1½ po à 37° C points expérimentaux
- eau à 20° C diamètre 2 po selon BLASIUS
- eau à 20° C diamètre 1½ po selon BLASIUS
- C = 3.1 % diamètre 2 po à 39° C modèle de TAPPI
- C = 3.1 % diamètre 1½ po à 39° C modèle de TAPPI
- C = 2.4 % diamètre 2 po à 37° C modèle de TAPPI
- C = 2.4 % diamètre 1½ po à 37° C modèle de TAPPI

$$Z = 0.022$$

$$K = 138$$

$$\alpha = 0.452$$

$$\beta = 1.83$$

$$\gamma = -1.05$$

$$CSF = 75 \text{ ml}$$

figure 3.7: Pertes de charge de la PTCM en fonction du diamètre et de la concentration.

Selon les expériences effectuées, la valeur prédictive du modèle de TAPPI n'est pas universelle. De plus la relation fonctionnelle, n'est valable que pour des vitesses inférieures à V_{MAX} en deçà du maximum de pertes de charge. Il faut dire que cette limite d'application de vitesse est relativement faible et que la majorité des écoulements papetiers se font au-delà de ces vitesses. À partir de ce point, TAPPI suggère de prendre cette valeur maximale de pertes de charge et de la considérer constante jusqu'au point d'intersection avec la courbe de l'eau, où la vitesse est donnée par l'équation 3.7.

$$V_w := 1.22 \cdot C^{1.4} \quad [\text{m/s}] \quad \text{éq. 3.7}$$

Au-delà de ces vitesses, les auteurs du modèle proposent l'utilisation de l'équation de BLASIUS (équation 3.1). Avec le modèle de TAPPI, le potentiel d'économie du deuxième et troisième régimes d'écoulement n'est pas mis à contribution. De manière pratique, les concepteurs devraient limiter l'utilisation de cette méthode uniquement à la partie linéaire des pertes de charge et s'assurer de ne pas dépasser la limite de validité prédéterminée expérimentalement.

3.2.8 LE MODÈLE ADIMENSIONNEL DE MOLLER (SCANPUMP)

Au-delà du domaine linéaire de pertes de charge linéaires de la pâte à papier, entre le maximum et le point d'intersection avec celles de l'eau, les méthodes numériques se révèlent moins efficaces à traduire globalement l'évolution des pertes de charge (max, inflexion, min). MOLLER (annexe 10) propose une méthode graphique adimensionnelle:

Une multitude de conditions peuvent alors être corrélées à partir d'une courbe unique établie pour une pâte donnée (traduit de l'anglais).

L'auteur de la méthode adimensionnelle stipule que celle-ci est insensible à la concentration, à la température et seulement légèrement au diamètre de la conduite. Toutefois, la rugosité serait un facteur significatif à régimes d'écoulement moyens. La corrélation graphique est construite à partir de deux termes adimensionnels. Le terme A représente les pertes de charge et le terme B le groupe vitesse. Les variables δ et μ sont respectivement la densité et la viscosité dynamique du fluide porteur: l'eau.

$$A := \frac{\left(\frac{\Delta H}{L}\right) \cdot D}{4 \cdot \tau_D} \quad \text{éq. 3.8}$$

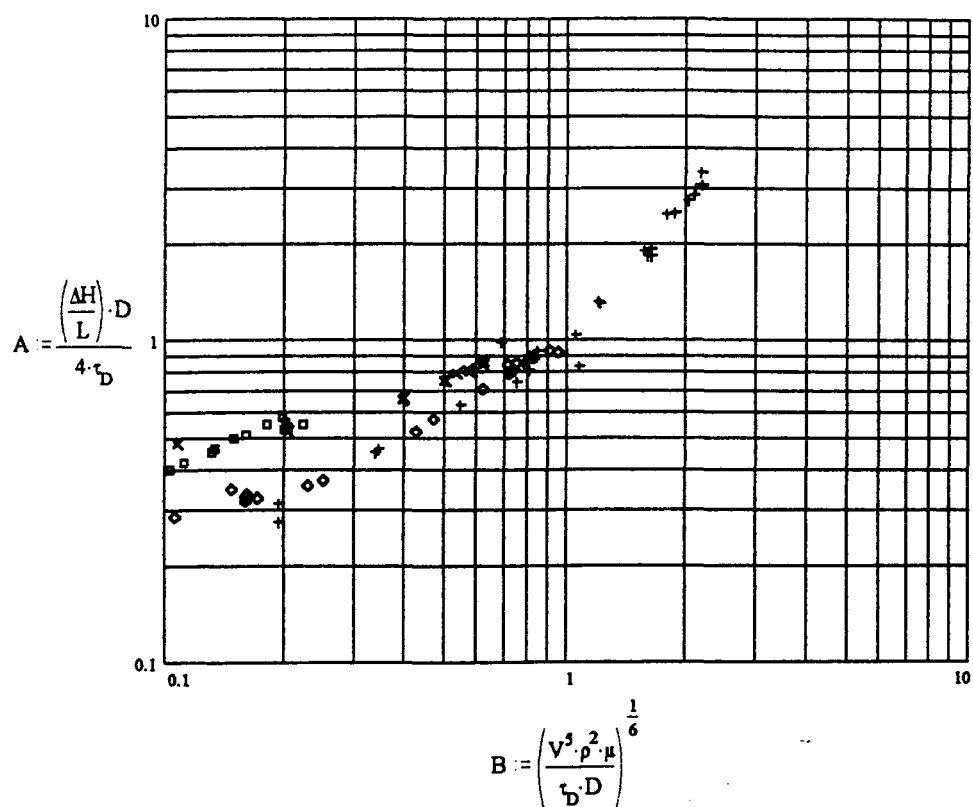
$$B := \left(\frac{V^5 \cdot \rho^2 \cdot \mu}{\tau_D \cdot D} \right)^{\frac{1}{6}} \quad \text{éq. 3.9}$$

La courbe est normalisée par rapport au cisaillement à la paroi lorsque les deux courbes s'intersectent (équation. 3.10).

$$\tau_D := \frac{\Delta P}{L} \cdot \frac{R}{2} \quad [\text{Pa}] \quad \text{éq. 3.10}$$

Pour la construction comme pour l'utilisation du graphe, la connaissance de τ_D est à la fois la clé de voûte et le talon d'Achille de la méthode. Car, τ_D varie en fonction de la concentration et du type de pâte et sa connaissance est requise pour évaluer les deux termes adimensionnels. À cet effet, MOLLER et le fabricant de pompe suédois SCANPUMP,

proposent une abaque pour déterminer la valeur de τ_D (annexe 11) puis l'usage de facteurs de pondération selon le type de pâte.



- C = 3.9 % température 39° C points expérimentaux
- × C = 3.1 % température 39° C points expérimentaux
- ◇ C = 2.4 % température 37° C points expérimentaux
- + C = 1.1 % température 35° C points expérimentaux

CSF = 75 ml
diamètre 1½ pouces

figure 3.8: Courbes adimensionnelles de la PTCM en fonction de la concentration selon le modèle de MOLLER.

La détermination expérimentale de la valeur du cisaillement pour diverses concentrations est nécessaire à la normalisation de la courbe caractéristique de la PTCM. Les vitesses élevées requises pour atteindre ces points à concentration élevée n'ont pu être réalisées, étant donné la puissance limitée du système de pompage. Seules les courbes de faibles concentrations (1.1 %) ont pu intercepter la courbe de l'eau.

Le cisaillement à la paroi peut être approximé selon MOLLER à l'aide d'un modèle de puissance, pour $C > 1 \%$. L'équation 3.11 présente cette relation approximée pour la PTCM.

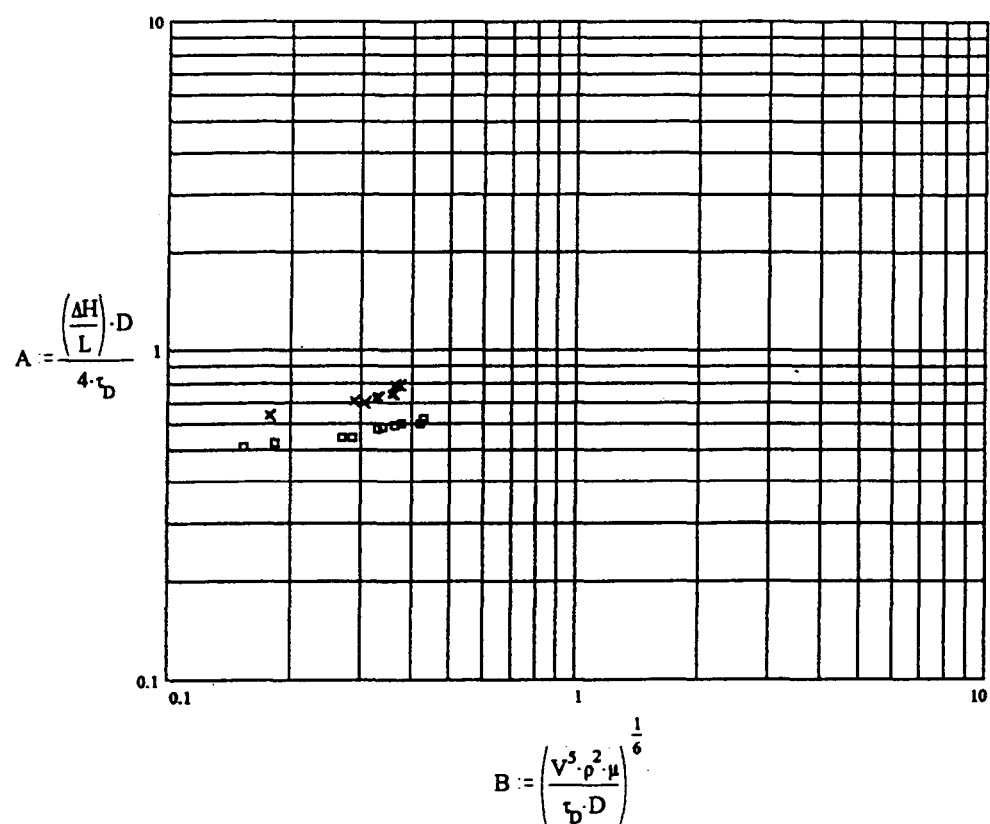
$$\tau_D := 2.96 \cdot C^{2.35} \quad C \geq 1.1\% \quad [\text{Pa}] \quad \text{éq. 3.11}$$

Comme on peut le constater à la figure 3.8, une courbe type est constituée de plusieurs segments de concentrations et diamètres différents qui se chevauchent et s'unissent pour ne former qu'une seule courbe. Les points expérimentaux pour la concentration 3.1 et 3.9 % ont été basés sur la valeur de τ_D extrapolée de l'équation précédente, ce qui peut expliquer en partie le dédoublement si la formulation n'est pas adéquate et que la valeur réelle de τ_D en est différente.

À l'instar du diagramme de MOODY pour l'eau, la courbe adimensionnelle permet l'estimation des pertes de charge linéaires pour plusieurs diamètres et concentrations. La méthode est particulièrement efficace à traduire le caractère non linéaires des pertes de charge de la pâte à papier.

Le caractère « insensible » du modèle à la température est mis en question à la figure 3.9. C'est donc dire que la viscosité du fluide porteur, l'eau, incluse dans le groupe vitesse ne peut

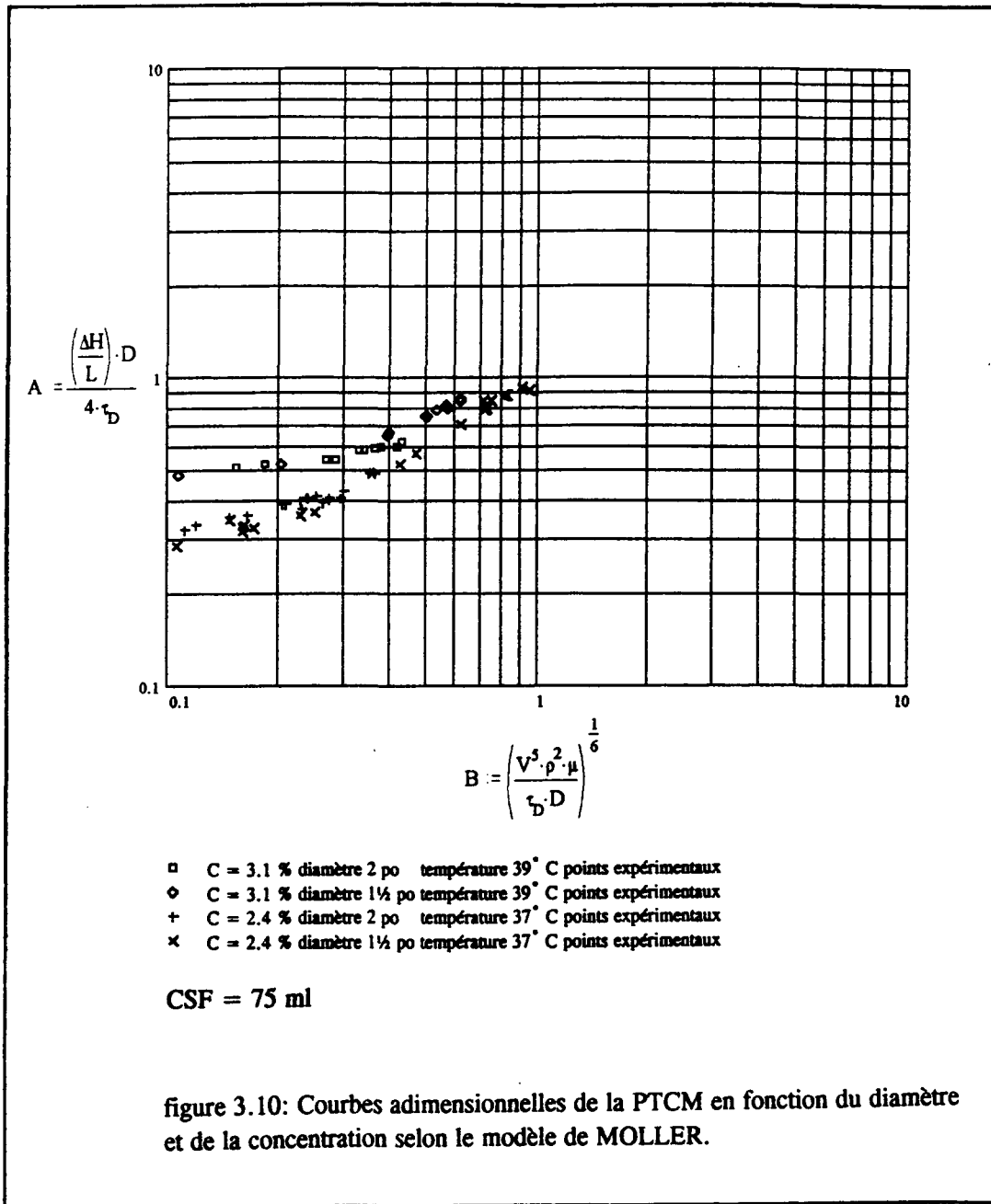
tenir compte de la rigidité de la PTCM à basse température. Par contre la figure 3.10 démontre l'insensibilité du modèle au changement de diamètre (1½ et 2'' ϕ).



- C = 3.1 % température 39° C points expérimentaux
- × C = 3.2 % température 27° C points expérimentaux

CSF = 75 ml
diamètre 2 pouces

figure 3.9: Courbes adimensionnelles de la PTCM en fonction de la température selon le modèle de MOLLER.



Selon MOLLER l'incidence de la rugosité relative sur les pertes de charge est notable lorsque B est situé entre 0,2 et 1,5 (annexe 11). La corrélation des données de BRECHT et HELLER effectué par MOLLER démontre que les conduites plus rugueuses engendrent des pertes de

charge moins élevées. Et, puisque cette plage de B correspond aux vitesses couramment rencontrées dans la pratique, il peut devenir intéressant d'augmenter artificiellement la rugosité des conduites. Toutefois, aucun effort en ce sens n'a été rapporté à ce jour.

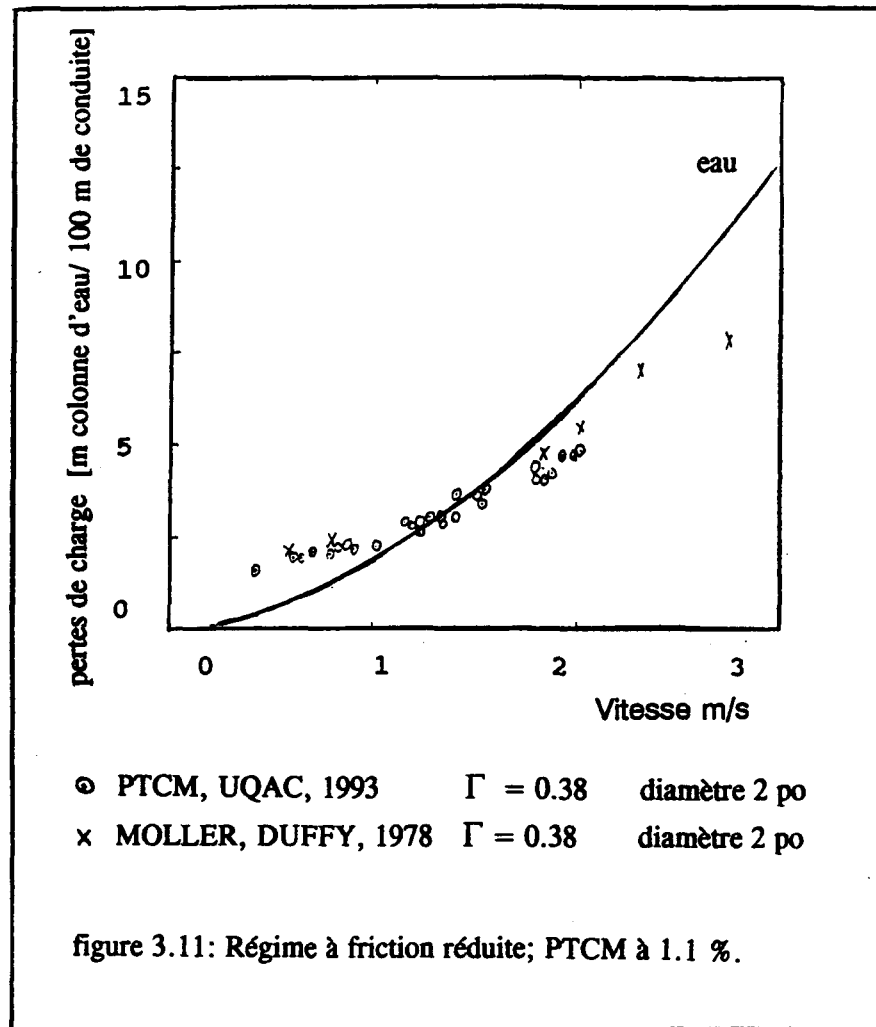
Bien que les courbes expérimentales obtenues ne soient pas univoques, ce modèle de pertes de charge de la pâte à papier offre tout de même la simplicité et la meilleure capacité prédictive.

3.2.9 LE MODÈLE DE DUFFY ET MOLLER (RÉGIME À FRICTION RÉDUITE)

Lorsque la vitesse d'écoulement augmente, la courbe de perte de charge de la PTCM intercepte et passe sous celle de l'eau « régime à friction réduite ». L'enchevêtrement que constitue le bouchon commence alors à se désagréger selon les indications littéraires. Un anneau turbulent se développe de la paroi vers le centre. DUFFY estime alors que le cisaillement à la paroi de la conduite serait alors fonction du rayon du bouchon intact et de sa résistance au cisaillement (au point d'intersection).

Basée sur cette relation approximative, notamment si le bouchon se désagrége avant ou après l'intersection des courbes, les auteurs établissent que la réduction de friction (par rapport à l'eau) est proportionnelle à l'aire de l'anneau turbulent. Ici encore, l'utilisation du modèle d'estimation de réduction des pertes de charge requiert la connaissance du cisaillement à la paroi τ_w , à l'intersection des courbes (équation 3.12).

$$\tau_w := \frac{(\tau_w)^3}{(1 - \Gamma) \cdot (\tau_w)^2 + \Gamma \cdot (\tau_D)^2} \quad [\text{Pa}] \quad \text{éq. 3.12}$$



Selon la relation (équation 3.13) qui s'établit lorsque que τ_w croît et que τ_b devient relativement faible, la réduction devient maximale et constante. Or, DUFFY lui même et LEE, 1976, rapportent que, la réduction Γ passe par un maximum et qu'ensuite les pertes de charge de la pâte joignent celles de l'eau asymptotiquement.

$$\tau_w := \frac{\tau_w}{1 - \Gamma} \quad [\text{Pa}] \quad \text{éq. 3.13}$$

La détermination expérimentale de Γ a été calculée à l'aide de l'équation implicite et du cisaillement à la paroi τ_w pour l'eau, tiré de l'équation de BLASIUS (équation. 3.1). La réduction de pertes de charge Γ obtenue avec de la PTCM à faible consistance (1.1 %) est de 0,38 (figure 3.11). Il s'agit d'une réduction substantielle de pertes de charge. Cependant, les vitesses très élevées exigées et les restrictions pratiques qui en découlent n'en font pas un régime économique.

Il n'a pas été possible de déterminer Γ pour des concentrations élevées. Toutefois, DUFFY et LEE note que Γ est indépendant de la concentration et qu'il est usuellement de 0,35 pour la pâte chimique et de 0,45 pour la pâte mécanique.

3.2.10 CONSTATATIONS GÉNÉRALES

Suite aux expériences réalisées avec de la PTCM sur le banc d'essai et aux analyses subséquentes, il apparaît que l'écoulement et les pertes de charge sont complexes et influencés par plusieurs facteurs. Les différents modèles étudiés n'ont pu prédire fidèlement les pertes de charge sur tout le domaine de conditions couvertes par la présente recherche.

Même si la concentration demeure le paramètre prépondérant, les basses températures et les facteurs impondérables tels, l'air entraîné et la recirculation de la PTCM contribuent à ce que les points expérimentaux s'écartent des modèles proposés. Le modèle adimensionnel de MOLLER demeure le modèle le plus pratique pour les concepteurs, puisqu'il permet l'estimation des pertes de charge en fonction de la vitesse d'écoulement sans discontinuité.

CHAPITRE IV

L'EXPÉRIMENTATION ET L'ANALYSE DES PERFORMANCES DU POMPAGE

4.1 GÉNÉRALITÉS

Tel que stipulé à l'introduction, l'adéquation du fonctionnement d'un système de pompage dépend: d'une part, du profil caractéristique du réseau de canalisations $\Delta H_{\text{sys}} = f(Q)$; et d'autre part, des courbes caractéristiques de performances de la turbopompe $H_{\text{pom}} = f(Q, N, P)$. Ces dernières sont bien connues pour la majorité des pompes centrifuges. Elles sont invariablement fournies sur des topogrammes que les manufacturiers ont établi le plus souvent qu'autrement avec de l'eau.

Le choix du concepteur et la détermination des caractéristiques de performance d'une turbopompe reposent sur ces méthodes essentiellement graphiques. Suite à la recherche bibliographique approfondie (GAULT et RUCKER; DOOLIN; STEPANOFF, THORNE) sur le fonctionnement des pompes centrifuges et de leur asservissement au débit désiré, aucun modèle fonctionnel numérique décrivant leurs performances n'a été rencontré. Mis à part, les lois des similitudes réservées à des conditions particulières et seulement autour du point (Q/H) de conception de la pompe.

Présentement, le concepteur de système de pompage papetier doit utiliser ces courbes et les pondérer: de facteurs « maisons » (GOULD et de nombreuses papetières) selon le type de pâte et sa concentration; ou encore de facteurs dérivés à l'aide de l'équation de la vitesse spécifique (équation 4.1) réputée insensible à la viscosité par JACOBS et STOFFEL, et des lois des similitudes (équations 4.2, 4.3 et 4.4), (MITGES, KOVACKO, DAY et ORR).

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{Q_1}}{(H_1)^{\frac{3}{4}}} = \frac{N \cdot \sqrt{Q_2}}{(H_2)^{\frac{3}{4}}} \quad [\text{tours/min}] \quad \text{éq. 4.1}$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} := \frac{N_1}{N_2} \quad \text{éq. 4.2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} := \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad \text{éq. 4.3}$$

$$\frac{P_1}{P_2} := \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad \text{éq. 4.4}$$

4.2 LE MODÈLE DE FONCTIONNEMENT DE ION I. IONEL

Afin de se libérer des contraintes pratiques, qu'imposent les graphes prédéterminés par les fabricants et pour obtenir une caractérisation numérique du pompage proprement dit, le modèle fonctionnel de ION. I. IONEL, 1986, a été utilisé. Basé sur les équations fondamentales des turbopompes, ce modèle numérique permet de quantifier le fonctionnement et les performances des pompes centrifuges.

Le modèle fonctionnel a d'abord été établi sur la base des données recueillies avec de l'eau concurremment aux essais de caractérisation hydraulique des conduites. Le modèle ainsi établi pour l'eau sert de base comparative aux performances lors du pompage de la PTCM. Les données expérimentales établies avec l'eau, sur la plage complète de débits pour plusieurs vitesses de rotation ont été corrélées avec succès (annexe 11).

4.2.1 LE MODÈLE DE HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE

Les équations proposées par ION. I. IONEL sont établies à partir de l'équation de hauteur de charge théorique d'Euler.

$$H_{the} := \frac{1}{g} \cdot C_2 \cdot U_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad \text{éq. 4.5}$$

où C_2 et U_2 sont respectivement la vitesse relative et la vitesse périphérique du liquide à la sortie des aubages et α_2 est l'angle qui les sous-tend (figure 4.1).

Le débit associé peut aussi être exprimé en fonction de la géométrie et de la vitesse radiale de la pompe

$$Q_{the} := \pi \cdot d_2 \cdot b \cdot C_{2r} \quad \text{éq. 4.6}$$

où $\pi d_2 b$ est l'aire de la section de sortie de la roue et, C_{2r} la vitesse absolue radiale en cette section.

$$C_{2r} := (U_2 - C_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot \tan \beta_2 \quad \text{éq. 4.7}$$

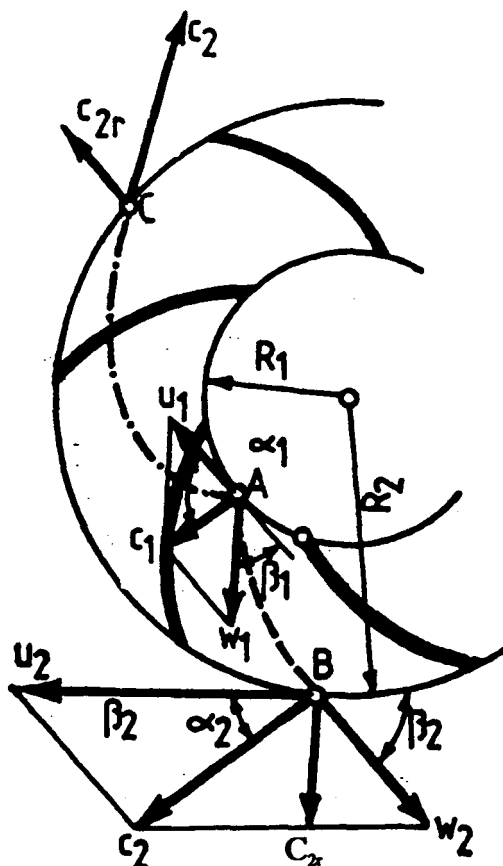


figure 4.1: Schéma des vitesses dans une pompe centrifuge;
notation utilisée pour les équations fondamentales.

Source: IONEL

L'aide du triangle de vitesse permet la formulation suivante:

$$C_2 \cdot \cos \alpha_2 := U_2 - C_{2r} \cdot \cot \beta_2$$

éq. 4.8

et sa substitution dans l'équation de hauteur de charge (équation 4.5) donne:

$$H_{the} := \frac{(U_2)^2}{g} - \frac{U_2}{g} \cdot (C_{2r} \cdot \cot\beta_2) \quad \text{éq. 4.9}$$

En multipliant le terme de droite de l'équation précédente par le rapport des termes de l'équation 4.6. La hauteur de charge théorique H_{the} est maintenant exprimée en fonction du débit.

$$H_{the} := \frac{(U_2)^2}{g} - \frac{U_2}{g} \cdot \left(\frac{\cot\beta_2}{\pi \cdot d_2 \cdot b} \right) \cdot Q_{the} \quad \text{éq. 4.10}$$

En remplaçant la vitesse angulaire par:

$$U_2 := \frac{\pi \cdot d_2}{60} \cdot N \quad \text{éq. 4.11}$$

où N est la vitesse de rotation en tours par minute, l'équation 4.10 devient donc:

$$H_{the} := \left(\frac{\pi \cdot d_2}{60} \cdot N \right)^2 \cdot \frac{1}{g} - \left(\frac{\cot\beta_2}{60 \cdot b \cdot g} \right) \cdot N \cdot Q_{the} \quad \text{éq. 4.12}$$

Une dernière simplification sur les éléments constants de l'équation:

$$A_1 := \left(\frac{\pi \cdot d_2}{60} \right)^2 \cdot \frac{1}{g} \quad \text{éq. 4.13}$$

$$B_1 := \frac{\cot\beta_2}{60 \cdot b \cdot g} \quad \text{éq. 4.14}$$

débouche sur l'équation fondamentale.

$$H_{the} := A_1 \cdot N^2 + B_1 \cdot N \cdot Q_{the} \quad \text{éq. 4.15}$$

Cette équation établie la relation fonctionnelle théorique entre la hauteur de charge développée, le débit et la vitesse de rotation.

En poursuivant plus loin (figure 4.2), si le débit est nul, la hauteur de charge maximale est:

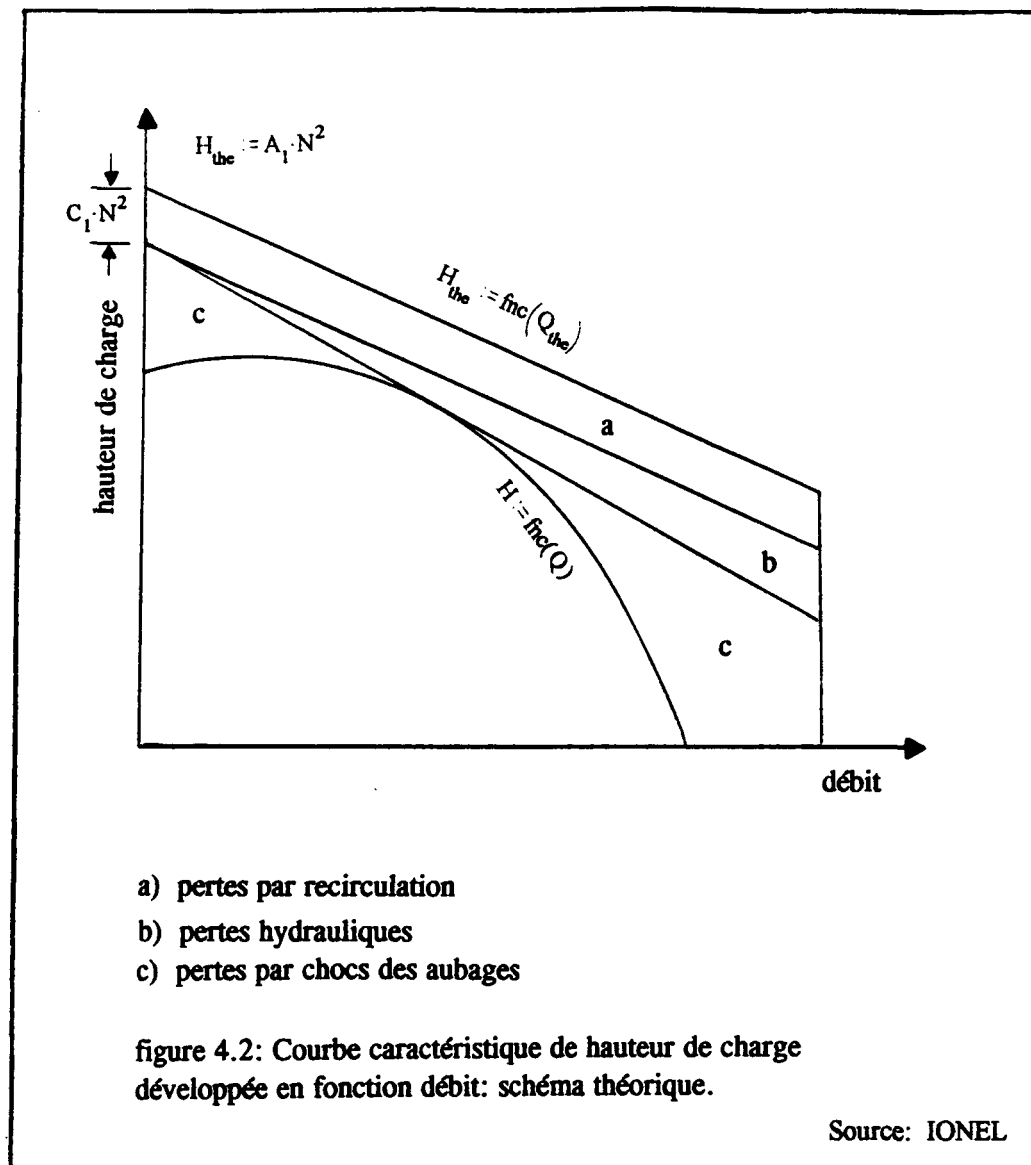
$$H_{the} := A_1 \cdot N^2 \quad Q_{the} := 0 \quad \text{éq. 4.16}$$

Alors que si la hauteur de charge est nulle, le débit est alors maximal:

$$Q_{the} := \frac{A_1 \cdot N}{B_1} \quad H_{the} := 0 \quad \text{éq. 4.17}$$

La relation linéaire (équation 4.15) exprimée plus haut est idéale, elle est conçue pour une roue munie d'une infinité d'aubes et un écoulement parfaitement collé et tangent à l'aubage. Afin de rendre l'équation de la hauteur de charge plus fidèle à la réalité, il faut tenir compte des pertes de charge imputables à la circulation entre la roue mobile et le boîtier fixe. Celles-ci sont posées en fonction du carré de la vitesse de rotation et indépendamment du débit acheminé. Elles sont représentées à l'aide de $C_1 N^2$. L'équation 4.15 devient:

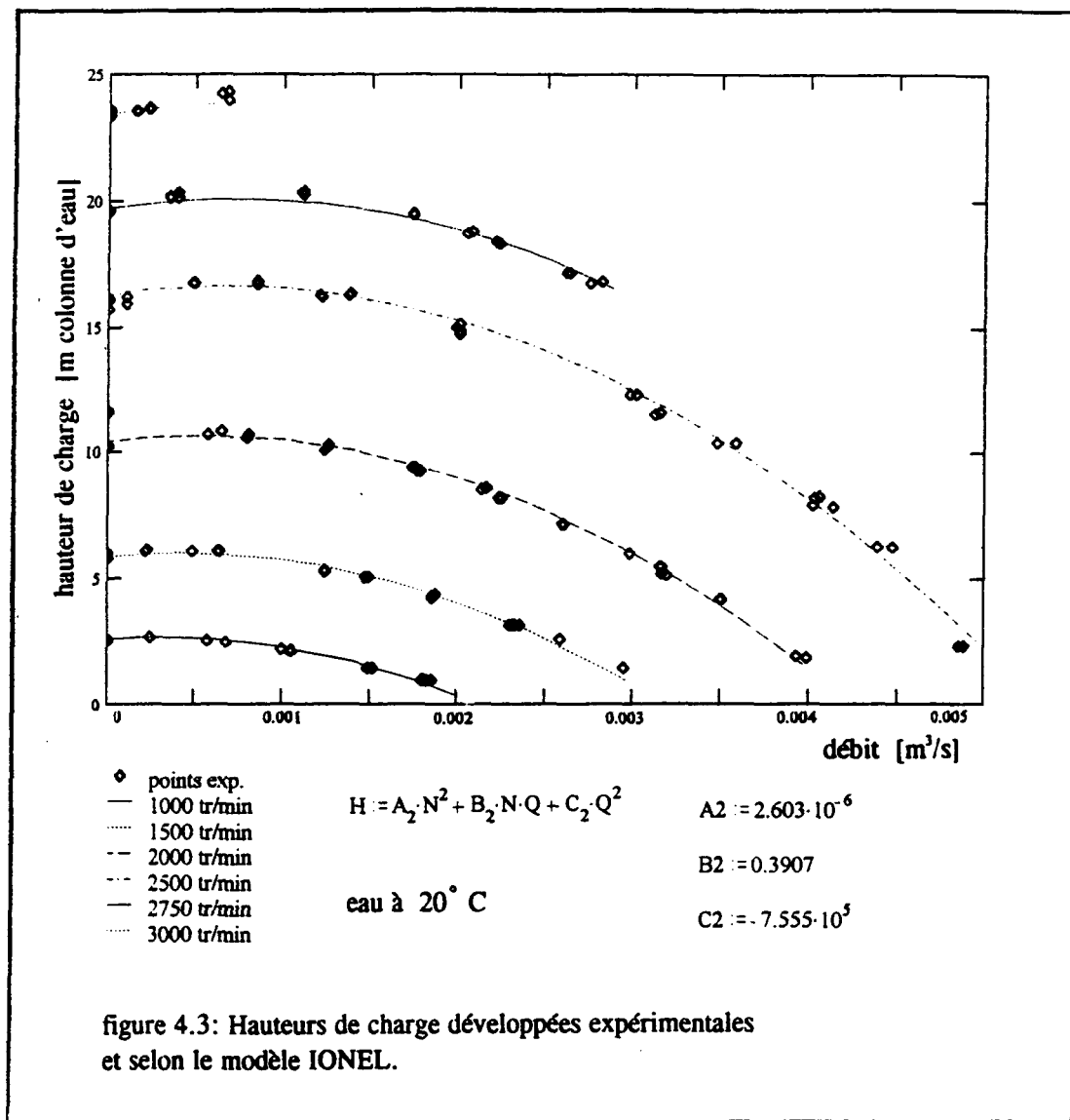
$$H_{the} := (A_1 - C_1) \cdot N^2 - B_1 \cdot N \cdot Q_{the} \quad \text{éq. 4.18}$$



Étant donné que cette équation n'est pas encore réaliste. IONEL introduit un autre facteur ($C_2 Q^3$) pour exprimer les pertes de charge causées par la friction à l'intérieur de la roue et les chocs à l'aubage selon que le débit Q est plus grand ou plus petit que le débit nominal Q_{NOM} .

L'équation de la hauteur de charge développée en fonction de la vitesse de rotation et du débit a maintenant sa forme définitive.

$$H = A_2 \cdot N^2 + B_2 \cdot N \cdot Q + C_2 \cdot Q^2 \quad [\text{m colonne d'eau}] \quad \text{éq. 4.19}$$



Les valeurs de A_2 , B_2 et C_2 ont été obtenues sur plus de 140 points pour le pompage de l'eau, à 6 vitesses de rotation différentes (de 1 000 à 3 000 tr/min) sur une plage de débit de 0.5 l/s à 5 l/s avec un coefficient d'écart de 0.999 et un estimateur de variance de 0.0725 [m colonne d'eau](figure 4.3).

Le modèle fonctionnel de hauteur de charge développée (équation 4.19) de ION. I. IONEL est approprié sur l'ensemble du domaine d'opération de la pompe sous étude et permet une estimation numérique juste, des courbes caractéristiques de hauteur de charge développée de la turbopompe en fonction de la vitesse de rotation de la pompe et du débit acheminé. De plus, tel que défini plus haut, les paramètres A_2 , B_2 et C_2 ont une certaine signification physique. Ils caractérisent adéquatement tous les modes de fonctionnement de la pompe sous étude pour l'eau.

4.2.2 LA PUISSANCE ABSORBÉE

La puissance théorique absorbée est obtenue en multipliant les termes de l'équation fondamentale (équation 4.15) par $\rho g Q$.

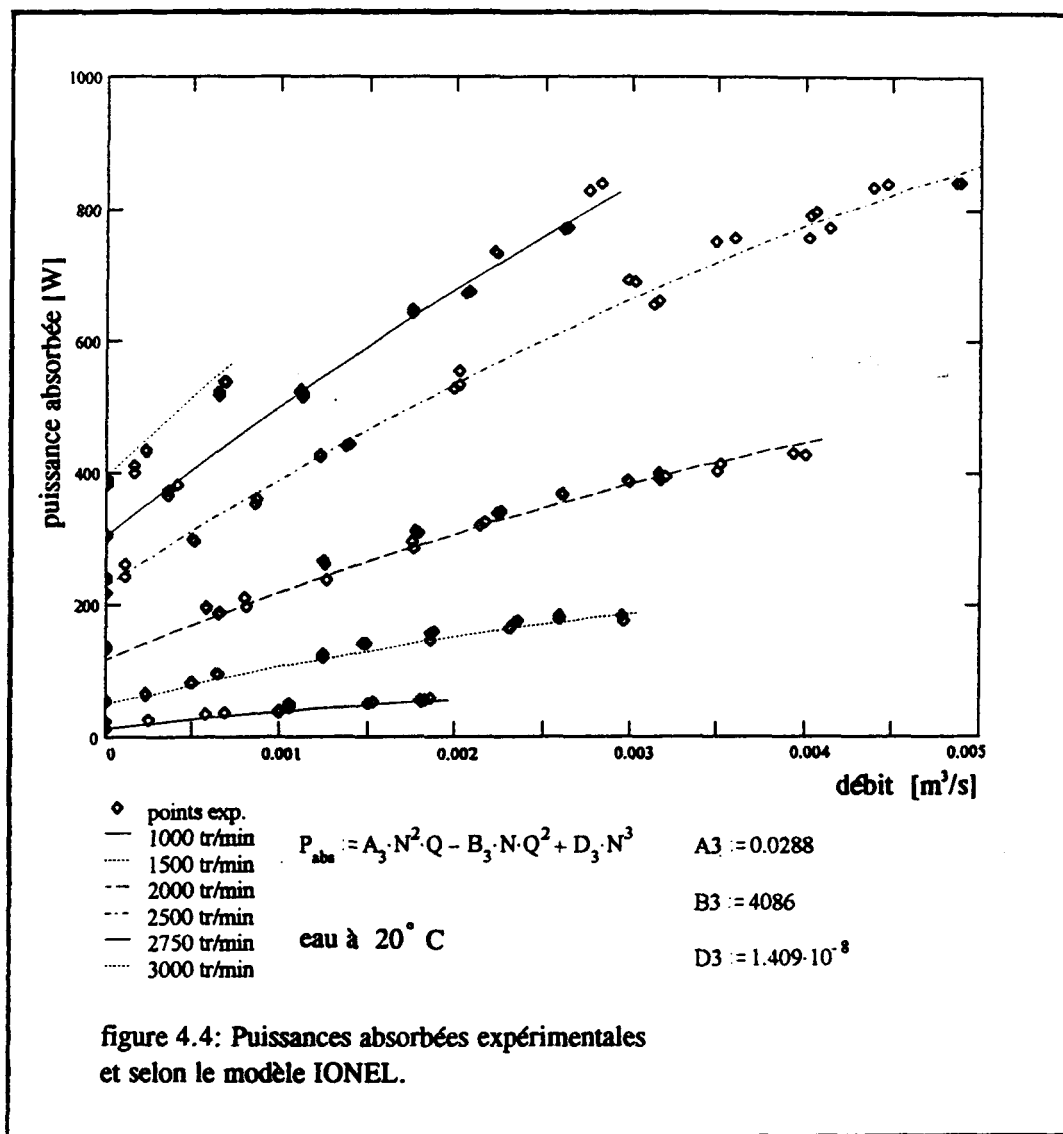
La puissance théorique devient alors le produit de la hauteur de charge d'Euler par le poids du débit pompé:

$$P_{the} := A_3 \cdot N^2 \cdot Q - B_3 \cdot N \cdot Q^2 \quad \text{éq. 4.20}$$

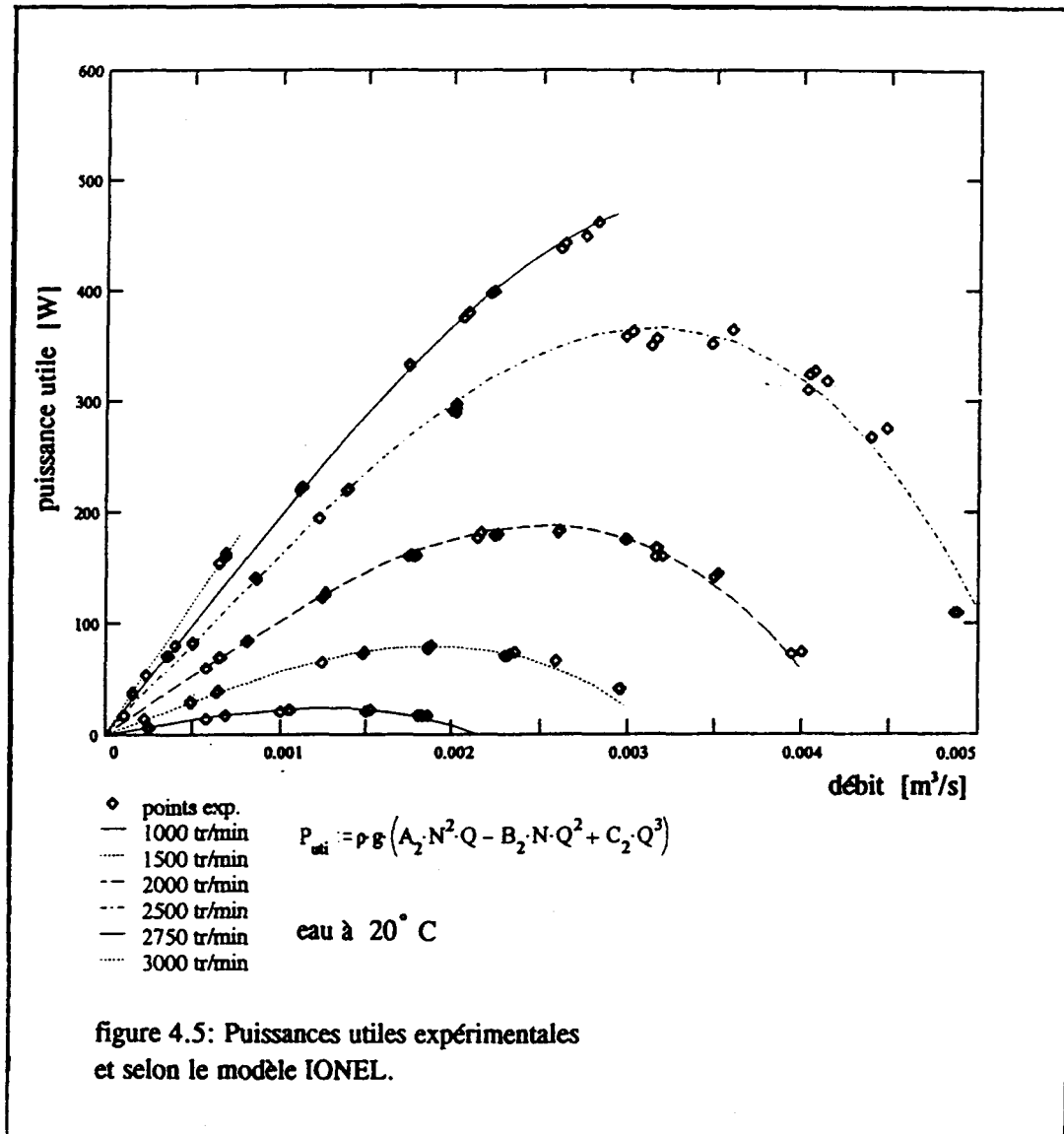
À l'instar de l'équation 4.15, celle-ci ne considère pas les pertes mécaniques et de recirculation. Le terme $D_3 N^3$ inclut ces besoins supplémentaires de puissance en proportion

du cube, de la vitesse de rotation. L'équation de la puissance mécanique absorbée devient donc:

$$P_{abs} := A_3 \cdot N^2 \cdot Q - B_3 \cdot N \cdot Q^2 + D_3 \cdot N^3 \quad [W] \quad \text{éq. 4.21}$$



Les paramètres A_3 , B_3 et D_3 sont déterminés numériquement, à l'aide de la puissance absorbée expérimentale, calculée à partir du produit du couple mesuré et de la vitesse de l'arbre d'entraînement (figure 4.4).



4.2.3 LA PUISSANCE UTILE

De manière similaire, la puissance utile (hydraulique) est calculée à partir de l'équation effective de la hauteur de charge développée en fonction du débit (équation 4.19). Les deux termes sont multipliés par $\rho g Q$, où ρ prend la valeur du fluide porteur: l'eau. La puissance utile modélisée, devient donc:

$$P_{\text{uti}} := \rho \cdot g \cdot (A_2 \cdot N^2 \cdot Q - B_2 \cdot N \cdot Q^2 + C_2 \cdot Q^3) \quad [\text{W}] \quad \text{éq. 4.22}$$

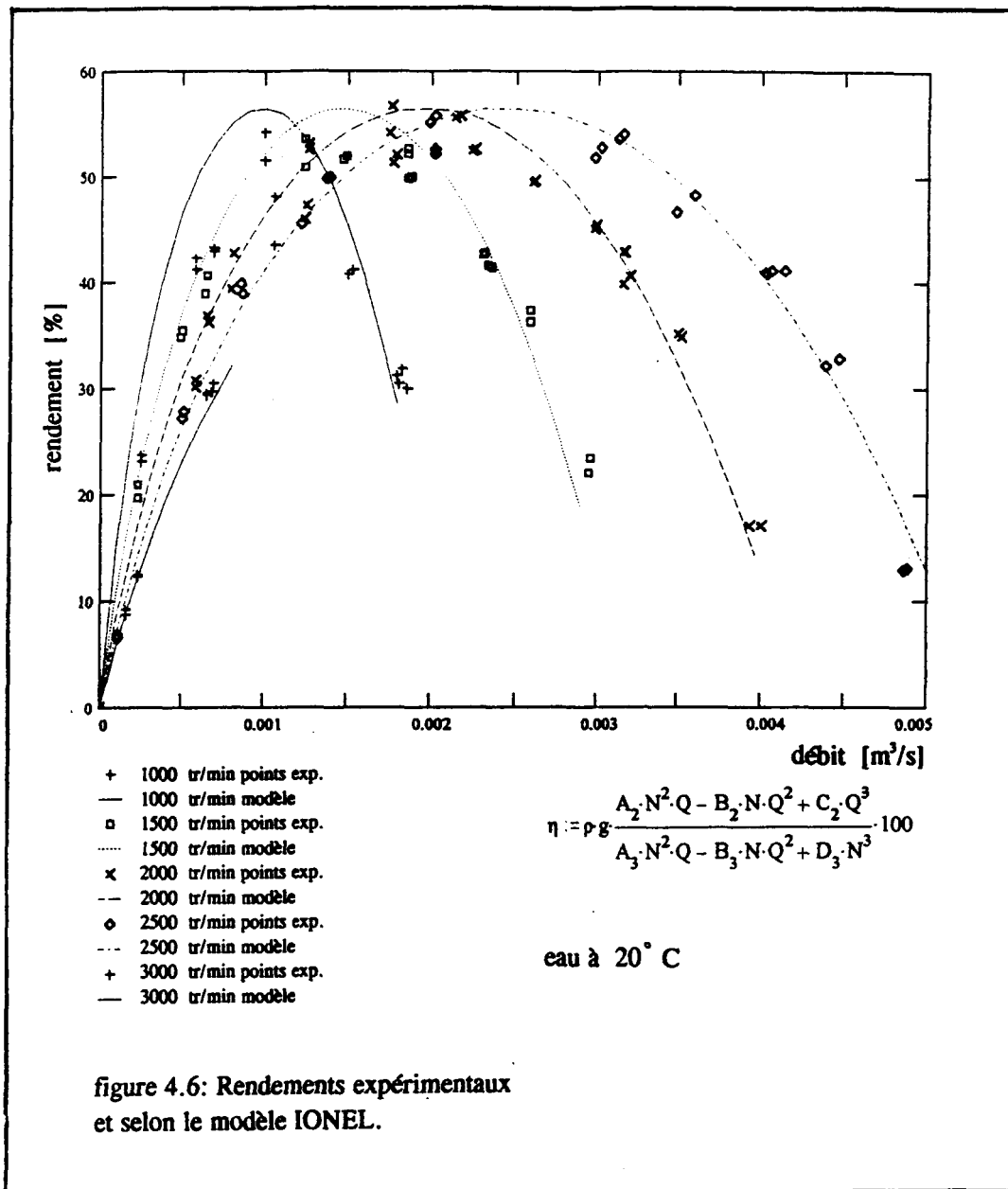
On peut alors, comparer ce modèle de puissance utile dérivé de la hauteur de charge développée, à la puissance utile expérimentale, c'est à dire le produit de la hauteur de charge développée mesurée par le poids du débit jaugé (figure 4.5).

4.2.4 LE RENDEMENT

Maintenant, à l'aide des équations 4.21 et 4.22, il est possible d'établir le rapport théorique entre la puissance utile et absorbée: le rendement. La figure 4.6 présente les rendements théoriques et les rendements expérimentaux.

$$\eta := \rho \cdot g \cdot \frac{A_2 \cdot N^2 \cdot Q - B_2 \cdot N \cdot Q^2 + C_2 \cdot Q^3}{A_3 \cdot N^2 \cdot Q - B_3 \cdot N \cdot Q^2 + D_3 \cdot N^3} \cdot 100 \quad [\%] \quad \text{éq. 4.23}$$

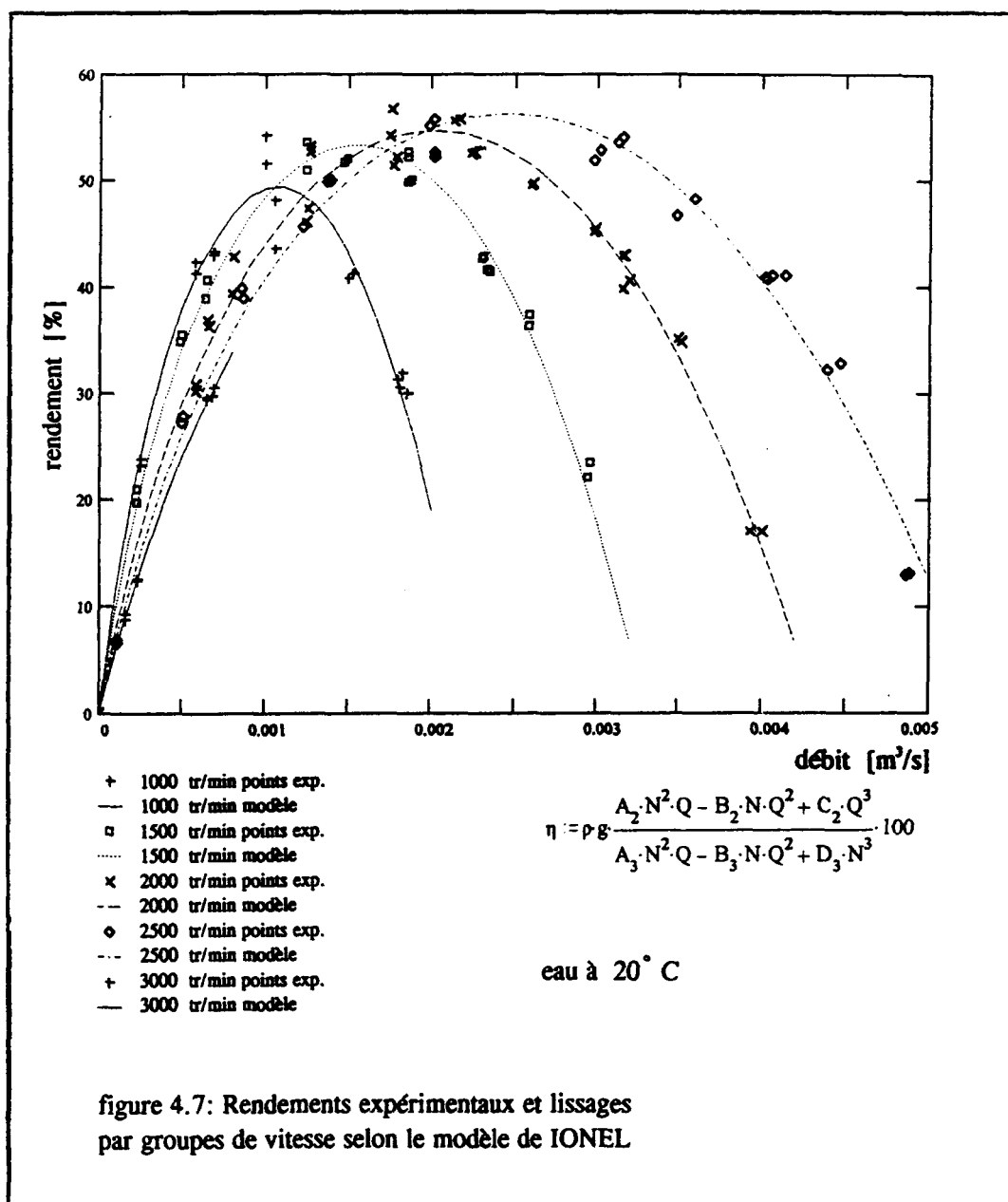
En plus de l'efficacité η , l'énergie spécifique peut aussi être déduite. Cette dernière exprime la quantité d'énergie requise pour élever un mètre cube de liquide à un mètre de hauteur. L'énergie requise ainsi normalisée facilite la comparaison entre l'appétit en énergie des différentes pompes.



4.2.5 VALIDITÉ DU MODÈLE PROPOSÉ POUR L'EAU

Les modèles de ION I . IONEL utilisés sur l'ensemble des données, corréleront bien les données expérimentales obtenues pour la hauteur de charge développée, la puissance absorbée et utile. Mais, lorsque les deux modèles numériques sont mis en rapport pour

estimer l'efficacité théorique de la pompe, la valeur de l'efficacité optimale demeure constante, peu importe la vitesse de rotation. Or, les données expérimentales (figure 4.6) obtenues sur le banc d'essai démontrent bien, que le rendement optimal mesuré est moindre lorsque la vitesse de rotation s'éloigne de la vitesse de conception (figure 4.7).



L'analyse comparative des rendements (expérimentaux et modélisés) en fonction de la vitesse de rotation confirme, que la rigidité du modèle (comme celles des similitudes) est insensible à cette réalité. Le modèle du rendement (tel quel) devrait alors se limiter à des changements mineurs autour de la vitesse de conception.

Afin, de mieux comprendre pourquoi les modèles de base (hauteur de charge développée et puissance absorbée) sont relativement fidèles et que celui du rendement est insatisfaisant, alors qu'il s'agit d'une combinaison des 2 premiers, l'analyse numérique a été reprise individuellement pour chaque de vitesse de rotation (annexe 12).

À la figure 4.8 on peut observer et comparer les différentes valeurs des paramètres, en fonction de la vitesse de rotation, par rapport aux valeurs constantes établies sur l'ensemble du domaine d'opération. Les valeurs de A_2 et C_2 calculées individuellement en fonction de la hauteur de charge développée (équation 4.19) ne suggèrent pas de tendances définies, mais plutôt un ajustement numérique aux données fournies. Il faut donc se garder, de donner une signification physique à ces variations. On peut néanmoins y déceler, une tendance généralement à la baisse des valeurs des paramètres (A_3 , B_3 et D_3) obtenues en fonction de la puissance absorbée (équation 4.21).

4.2.6 LES PARAMÈTRES DE CARACTÉRISATION

Les paramètres de caractérisation obtenus en fonction du débit pour des vitesses de rotation données, deviennent pour ainsi dire des lissages presque parfaits des points expérimentaux. Cependant, ces gains en justesse et précision se font au détriment de la simplicité du modèle aux paramètres uniques (sur l'ensemble des données). D'autant plus,

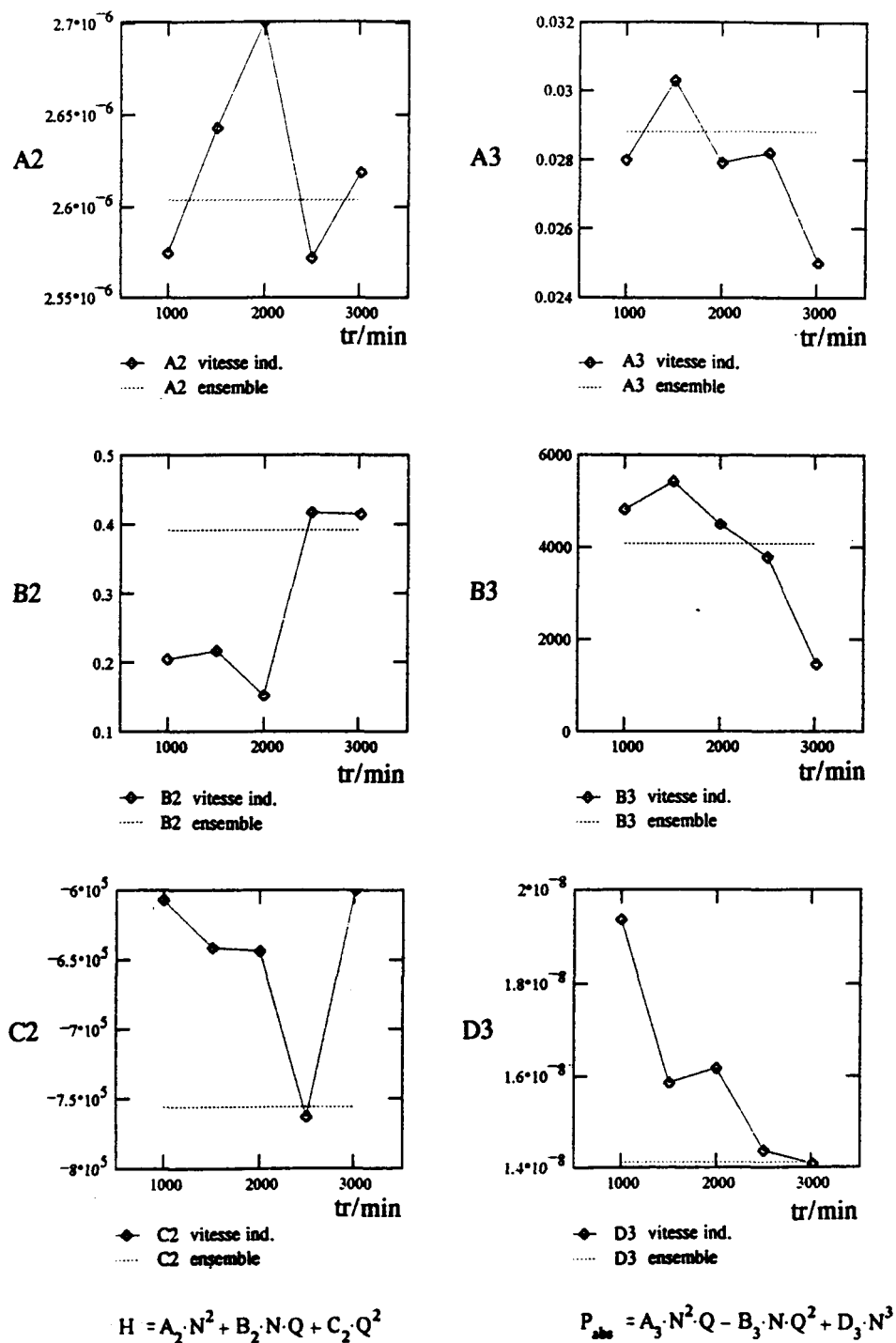
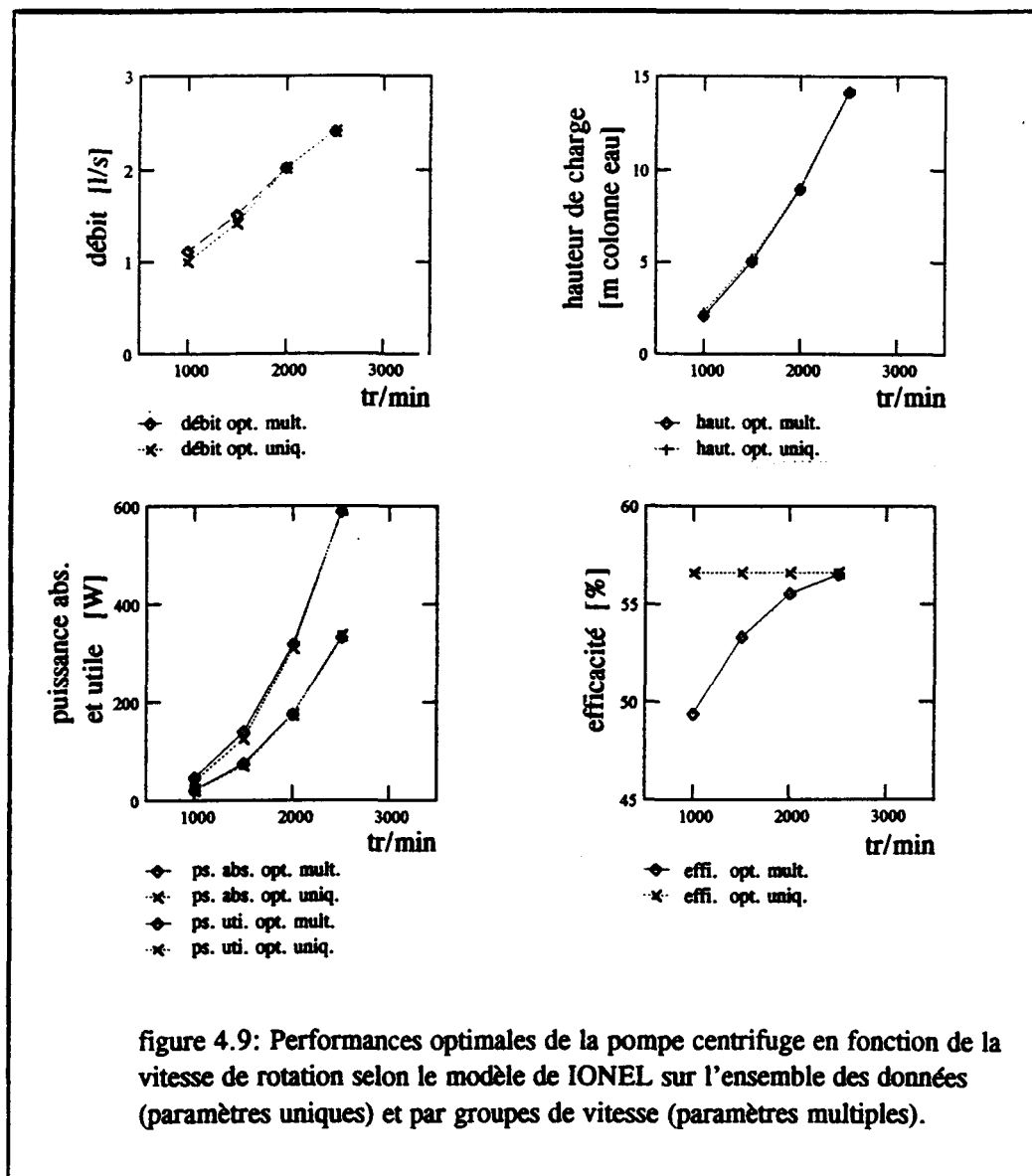


figure 4.8: Valeurs des paramètres caractéristiques en fonction de la vitesse de rotation.

comme on peut le voir à la figure 4.9, la validité de prédiction des modèles (à paramètres uniques) est satisfaisante, sur l'ensemble du domaine, sauf pour l'estimation du rendement.



Il semble donc, plus judicieux: de maintenir la simplicité du modèle et l'unicité des paramètres à l'ensemble des données et d'affecter plutôt un facteur de pondération uniquement à la formulation du rendement. L'équation du rendement (équation 4.23) pourrait être précédée d'un facteur de pondération qui tient compte de la diminution du rendement en fonction de la différence de vitesse de rotation utilisée par rapport à celle de conception. Ce facteur peut être assez facilement déterminé expérimentalement ou déduit des abaques fournies par les manufacturiers. Le temps et l'énergie consacrés à l'ensemble de la recherche ne permet pas de pousser plus avant cette analyse et de formuler un tel facteur.

4.3 LES ESSAIS DE POMPAGE AVEC DE LA PTCM

4.3.1 GÉNÉRALITÉS

C'est à partir de la caractérisation numérique établie précédemment avec de l'eau que le fonctionnement et les performances de la pompe lors du pompage de la PTCM sont « comparés ». Selon STEPANNOF, 1961:

Il est impossible d'établir les caractéristiques d'une pompe fonctionnant avec une huile visqueuse par des déductions uniquement théoriques, même si on connaît ces caractéristiques pour l'eau; (traduit de l'anglais).

Il faut rappeler, que le comportement hydraulique de la pâte à papier (bi-phasique) est plus complexe que celui de l'huile (hétérogène). Néanmoins, l'analyse des courbes de fonctionnement de la pompe lors du pompage de la PTCM à travers la caractérisation numérique établie correctement avec de l'eau nous renseigne sur les performances relatives.

4.3.2 L' EXPÉRIMENTATION

4.3.2.1 LA CONCENTRATION

La concentration est sans nul doute le facteur prédominant qui affecte les performances du pompage (figure 4.11). Le fonctionnement est nettement moins efficace (\approx moitié moindre) que pour l'eau, phénomène prévisible, et probablement amplifié par l'étroitesse de la roue de la pompe (facteur d'échelle).

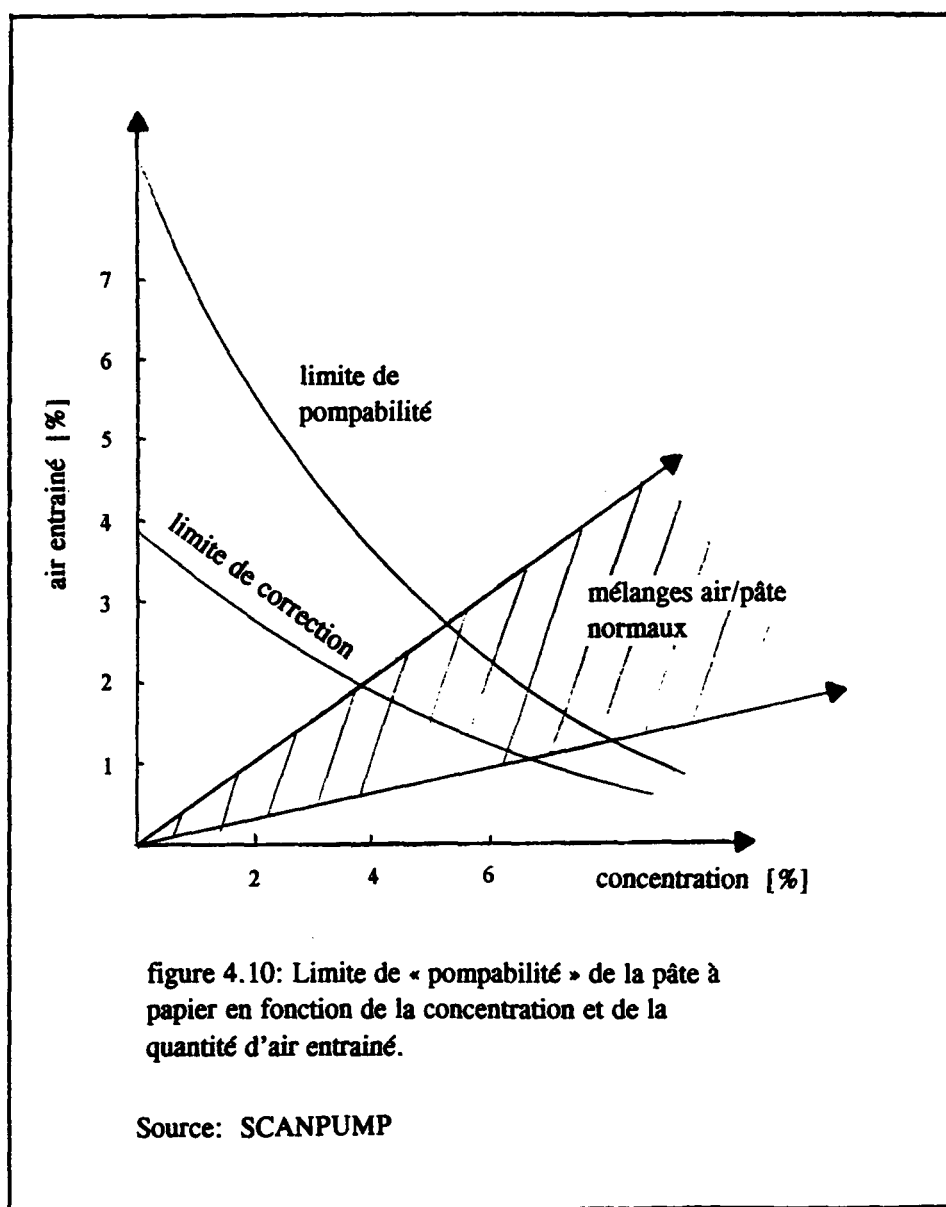
4.3.2.2 L' INCIDENCE DE L'AIR ENTRAÎNÉ

L'air entraîné (contenu) dans la pâte à papier, modifie les propriétés physiques de celle-ci et les performances de fonctionnement des pompes. Le manufacturier SCANPUMP, publie un abaque sur lequel, il est possible de déduire la « pompabilité » d'une pâte selon sa concentration et la quantité d'air entraîné (figure 4.10).

C'est toutefois, à l'aspiration (NPSH) que la quantité d'air inclus est surtout critique selon HORO et NISKANEN, 1979. L'aspiration sur le banc d'essai était en charge, ce qui a minimisé l'influence de l'aspiration sur les caractéristiques générales. Comme déjà écrit précédemment, la PTCM à faible concentration ($C = 1.1 \%$) a visiblement entraînée plus d'air que celles à plus grandes concentrations.

4.3.2.3 L' INCIDENCE DE LA TEMPÉRATURE

La température joue aussi un rôle déterminant sur la pompabilité de la pâte à concentration moyenne et élevée. La PTCM froide ($\approx 20^{\circ}\text{C}$) se pompe très mal, de façon saccadée, ou pas du tout dans certain cas.



4.3.2.4 LA HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE

De façon général, on remarque à la figure 4.11, que la courbe de hauteur de charge pour l'eau suit le profil usuel. Elle est élevée à faible débit puis tombante vers les débits supérieurs. Par contre, celles de l'eau blanche et de la PTCM prennent plutôt la forme de paraboles centrées à $Q \geq 0.0015 \text{ m}^3/\text{s}$.

Lors des essais avec la PTCM, il est apparu que les hauteurs de charge développées étaient similaires à celles de l'eau à débit nul, mais « chutent » aussitôt que l'écoulement (saccadé) s'amorce ($0 < Q < 0.0005 \text{ m}^3/\text{s}$). STEPANNOF explique ce phénomène, en mentionnant que le fluide dans la roue ne circule pas vraiment et que la pression transmise à la périphérie de celle-ci et du boîtier est la même et que la hauteur de charge développée du fluide est uniquement fonction que du poids volumique de celui-ci. Ce fait expérimental est confirmé à la figure 4.12, les hauteurs de charge à débit nul pour la PTCM de 2.4 % à 1 500, 2 000 et 2 500 tr/min sont similaires à celles obtenues avec de l'eau à ces vitesses, figure 4.3. Ces points expérimentaux à débit nul (PTCM), ne sont présentés sur les graphes qu'à titre indicatif, ils ne sont pas inclus dans les corrélations numériques.

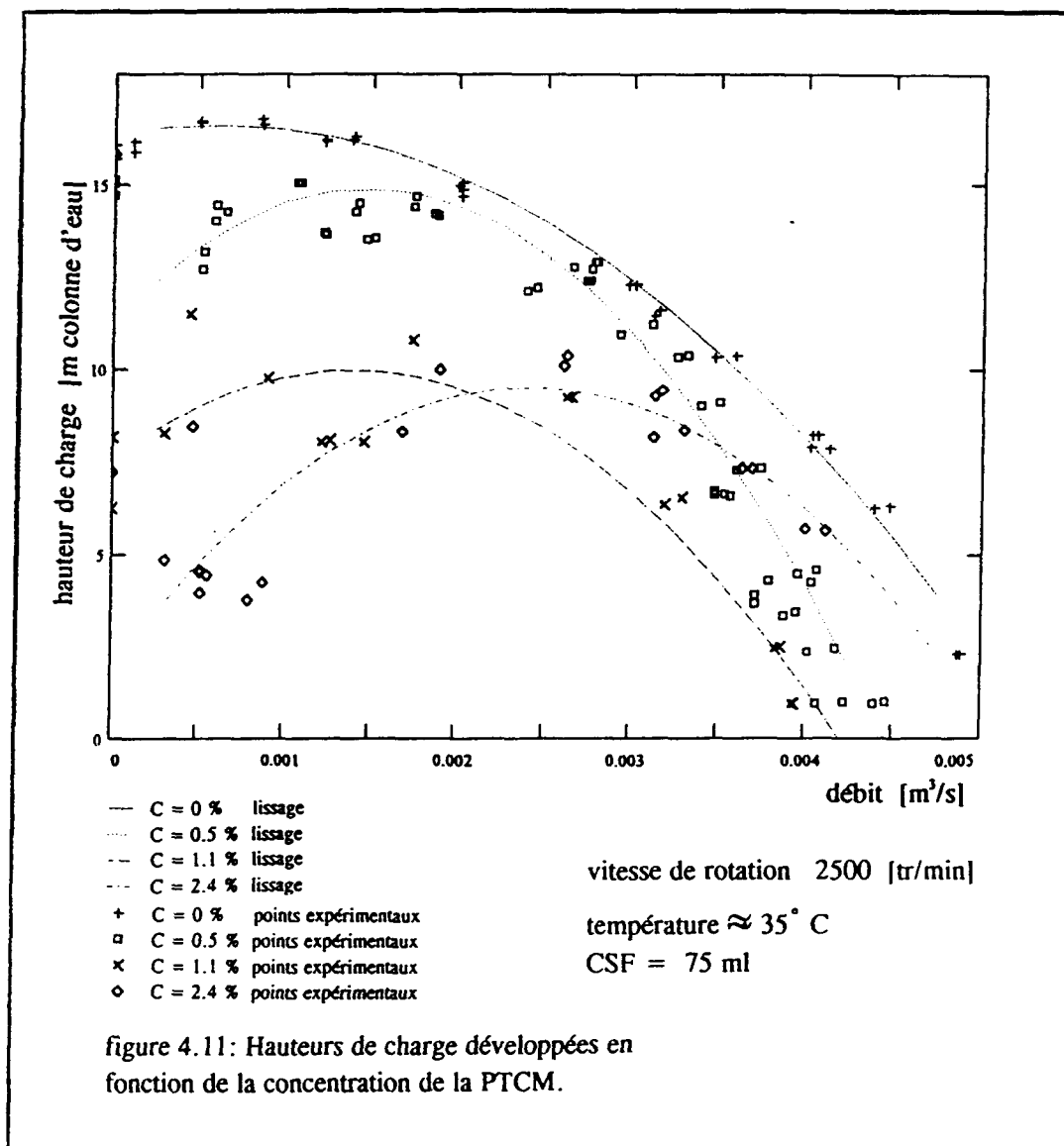
4.3.3 LA MODÉLISATION

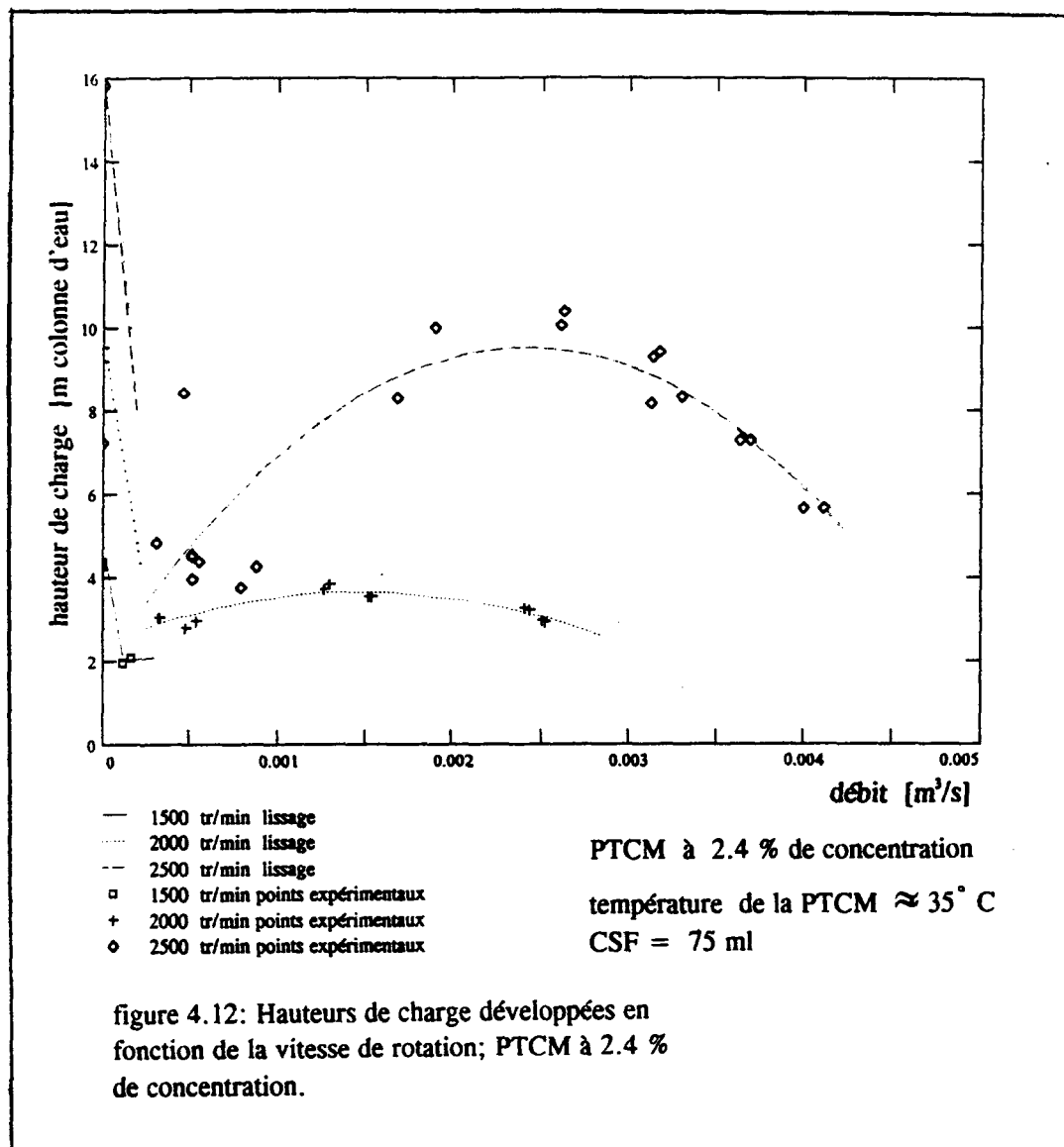
4.3.3.1 SUR L'ENSEMBLE DES DONNÉES

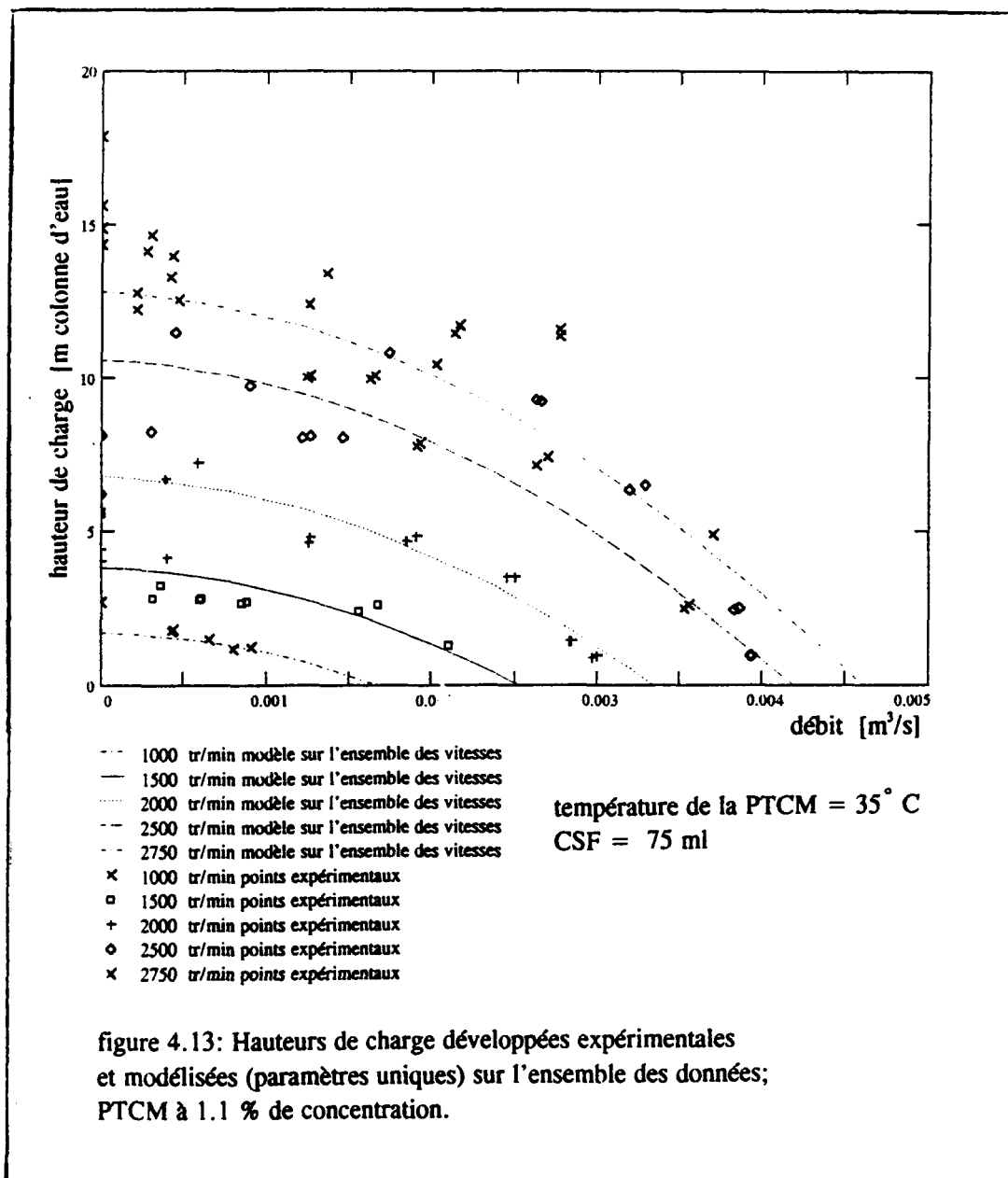
À la vue des graphes précédents et des figures 4.13 et 4.14 (calcul à l'annexe 13), on peut constater qu'il ne sera pas possible de quantifier l'ensemble des performances (même à concentration constante) à l'aide d'un ensemble unique de paramètres caractéristiques (comme

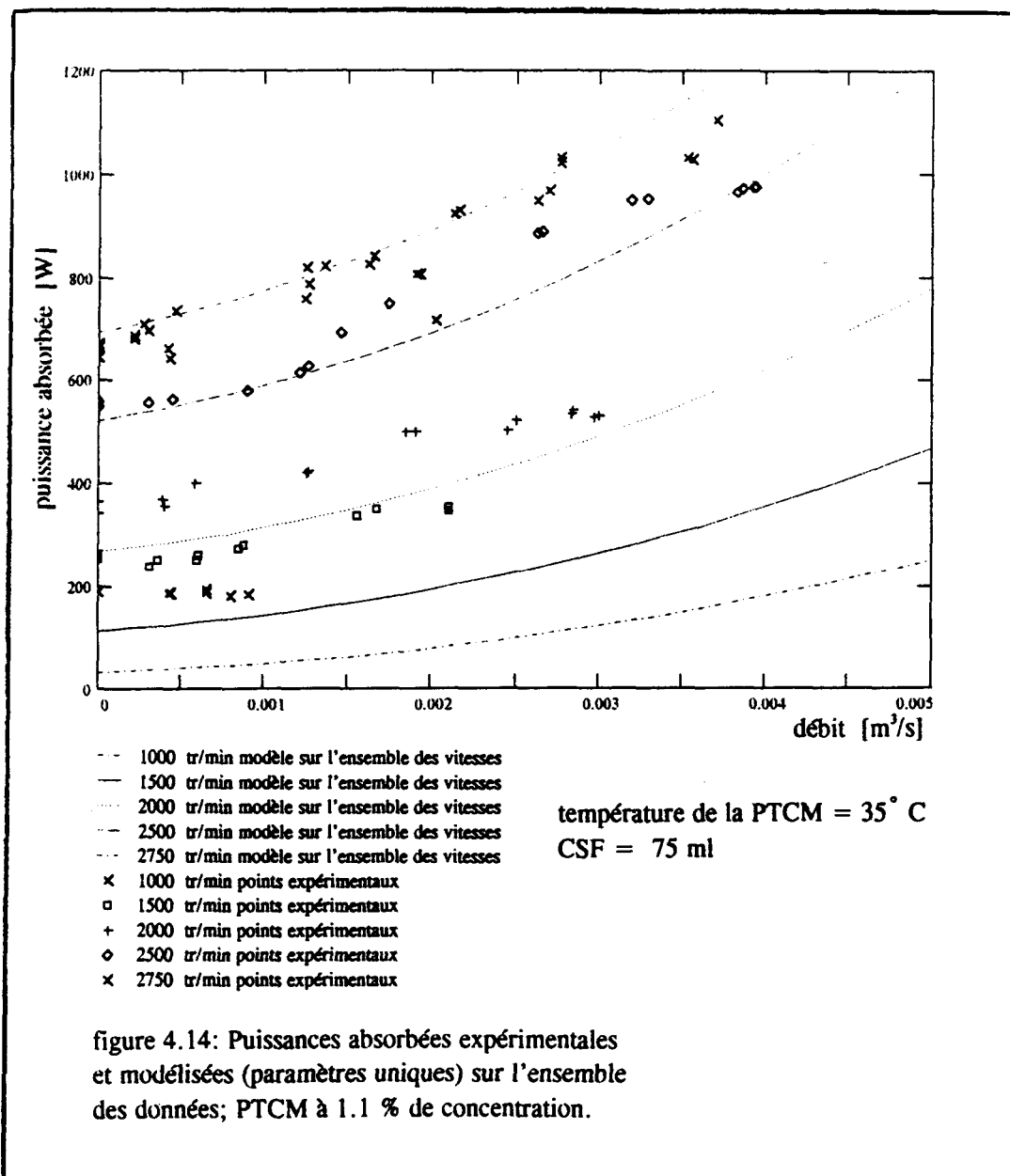
pour l'eau). De même, la formulation du rendement (figure 4.15) à l'aide des équations de base devient complètement inadéquate.

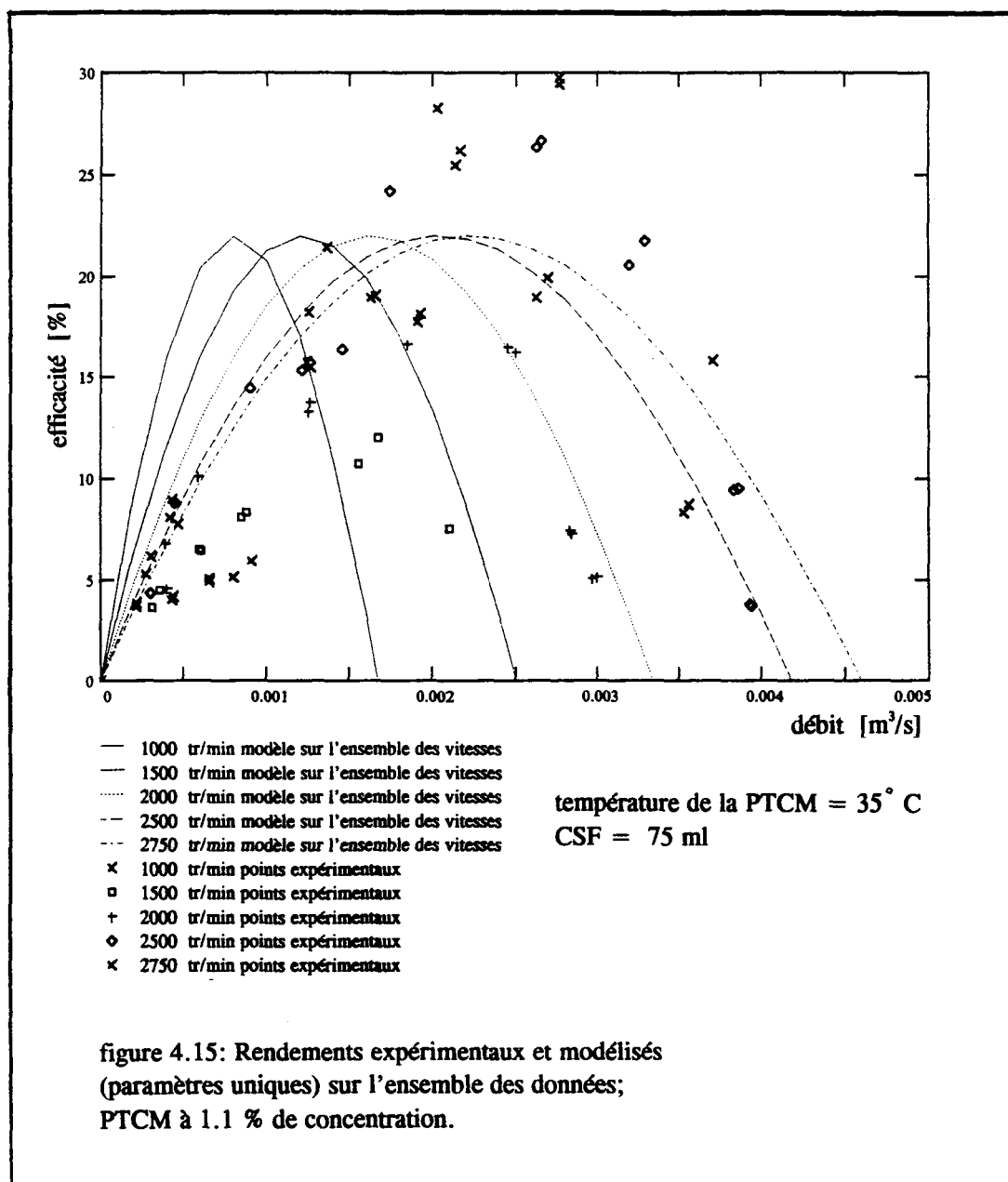
Bien que les résultats obtenus, lors de l'expérimentation avec de la PTCM ne soient pas aussi regroupés que ceux de l'eau, les données ont tout de même été corrélées en fonction de la vitesse de rotation de la pompe et de la concentration.





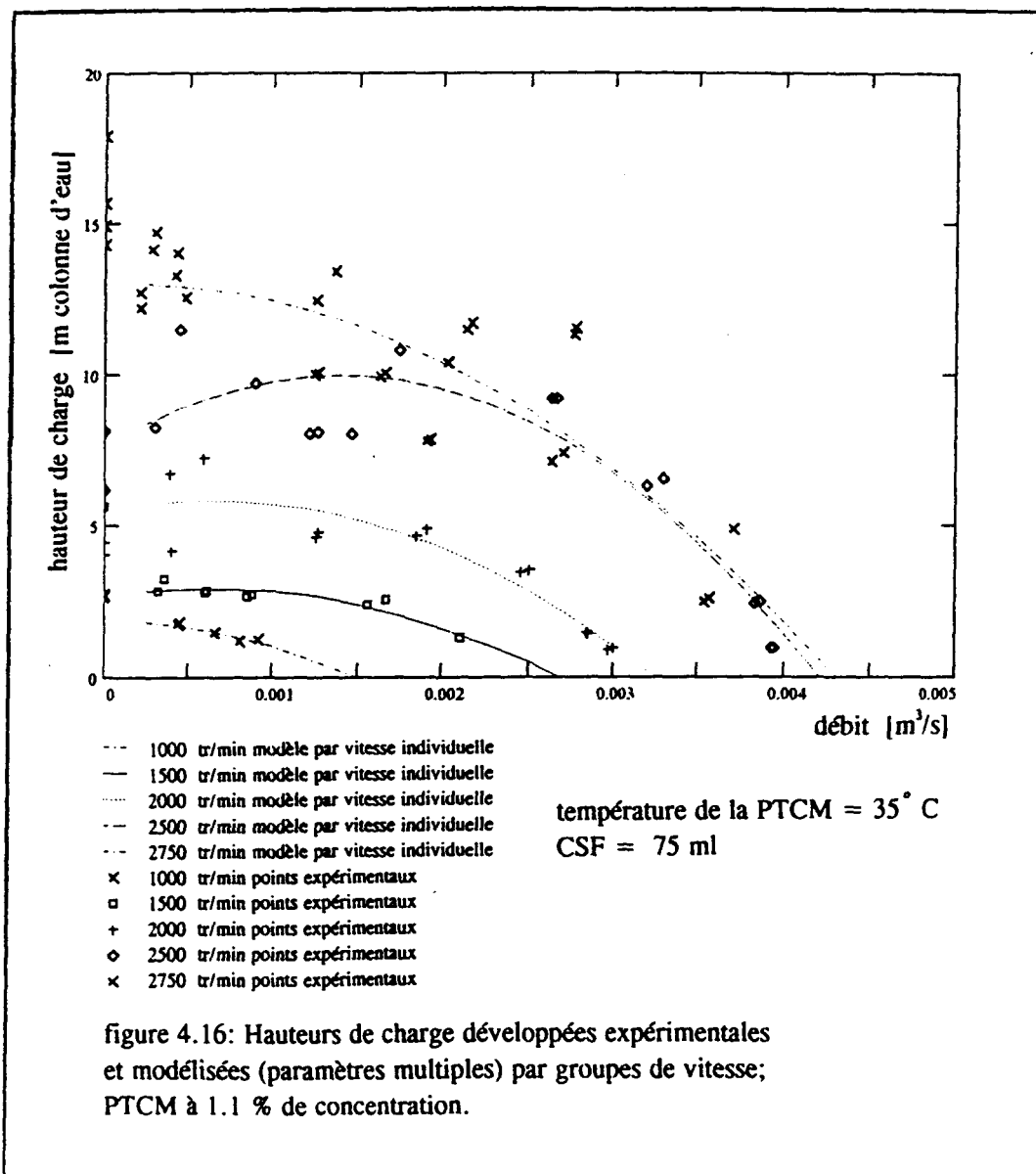






4.3.3.2 EN FONCTION DE LA VITESSE DE ROTATION

Seule la PTCM à 1.1 % de consistance et 35° C a permis d'effectuer un large éventail de conditions d'opération (figure 4.16). Telle la section précédente pour l'eau, les données ont été corrélées en fonction du débit pour des vitesses de rotation de la pompe préétablies.



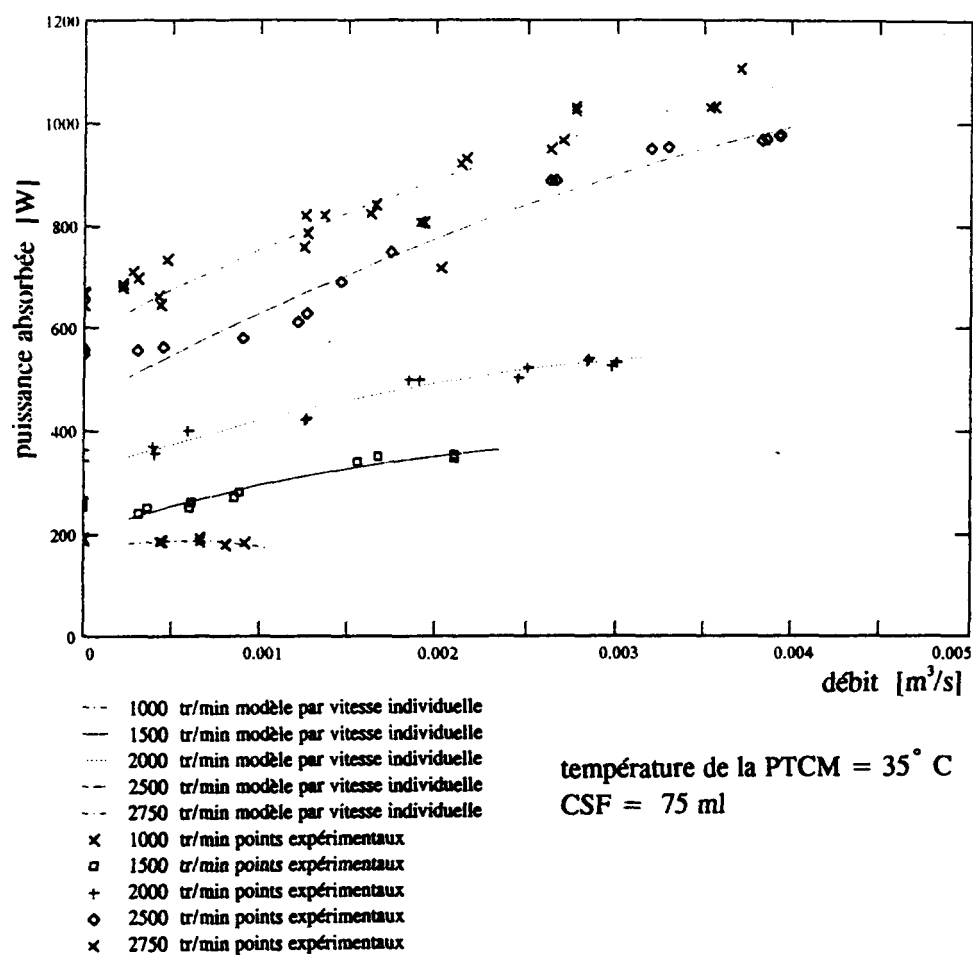


figure 4.17: Puissances absorbées expérimentales et modélisées (paramètres multiples) par groupes de vitesse; PTCM à 1.1 % de concentration.

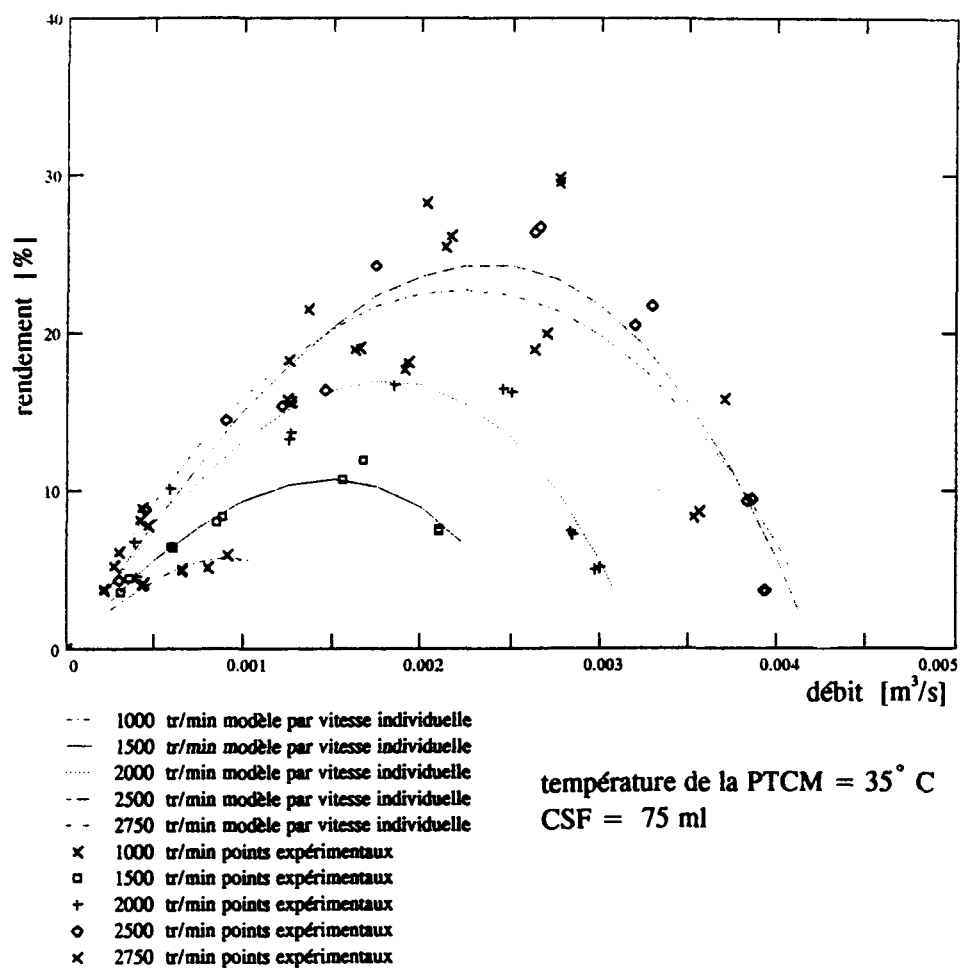
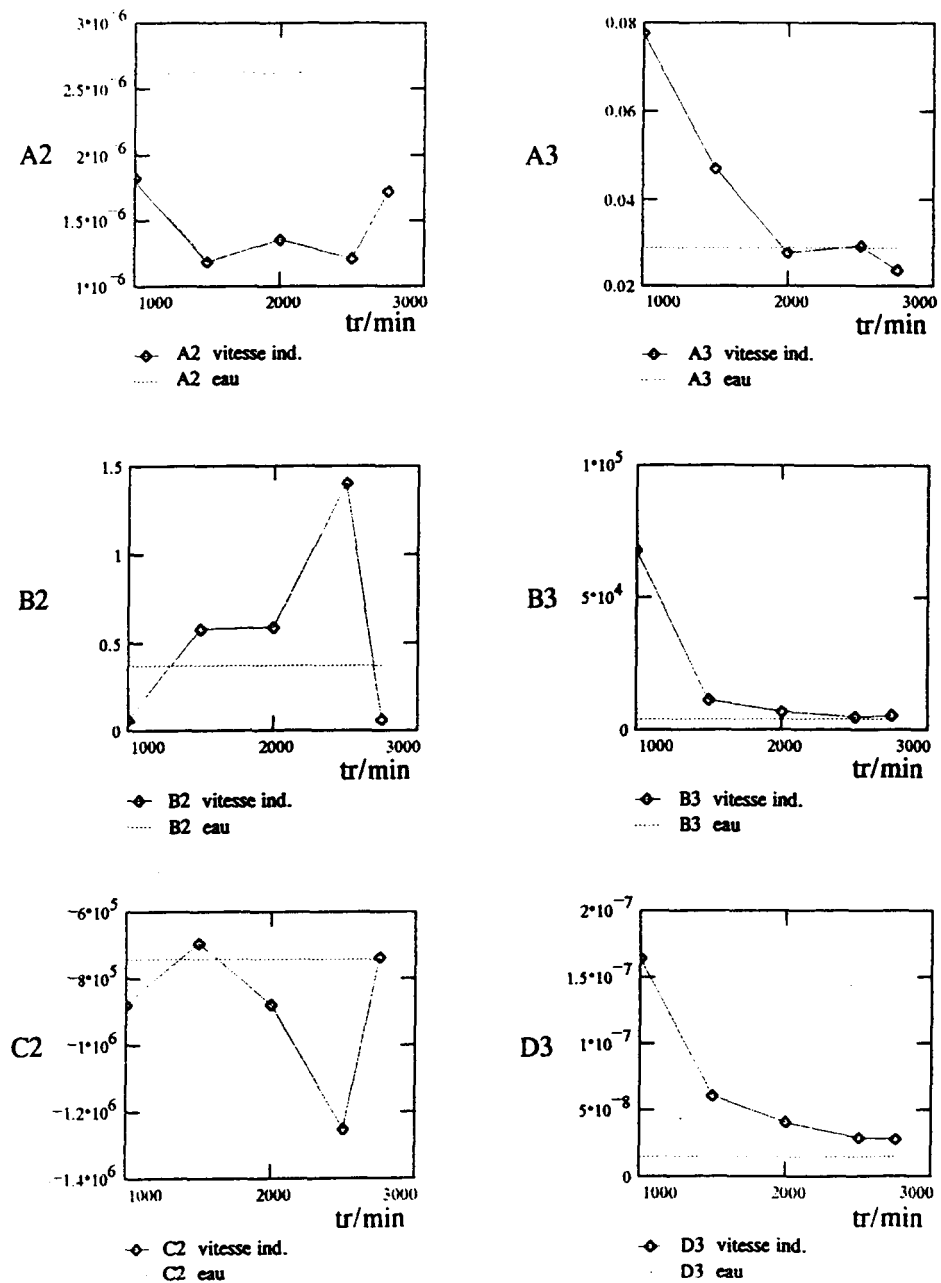


figure 4.18: Rendements expérimentaux et modélisés
 (paramètres multiples) par groupes de vitesse;
 PTCM à 1.1 % de concentration.



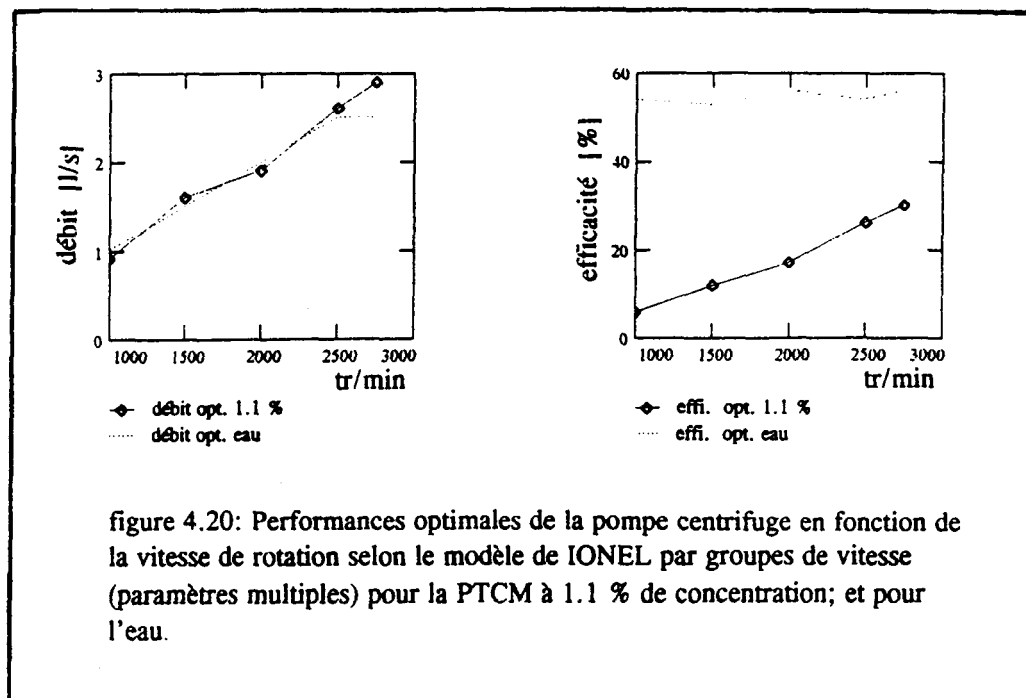
$$H = A2 \cdot N^2 - B2 \cdot N \cdot Q - C2 \cdot Q^2$$

$$P = A3 \cdot N^2 \cdot Q - B3 \cdot N \cdot Q^2 - D3 \cdot N^3$$

figure 4.19: Valeurs des paramètres caractéristiques en fonction de la vitesse de rotation; PTCM à 1.1 % de concentration.

La recherche numérique (solutions multiples) des valeurs des paramètres A, B, C et D (annexe 14) a dû être contrainte pour éliminer les solutions numériques qui présentaient des concavités contraires, ou trop prononcées (figure 4.22), ou bien parce que la recherche divergeait. Les courbes réalisées pour la puissance absorbée (figure 4.17) présentent un profil plus conforme. Il en va de même avec les courbes de rendement (figure 4.18).

Les paramètres de caractérisation calculés pour chaque vitesse sont comparés à ceux obtenus précédemment pour l'eau (valeurs constantes). Tout comme pour l'eau précédemment, les variations numériques des paramètres A_2 , B_2 et C_2 qui régissent le modèle de hauteur de charge développée, ne permettent pas de déceler de tendances significatives (figure 4.19). De manière similaire à l'analyse individuelle pour l'eau, la valeur



des paramètres A_3 , B_3 et D_3 affectés à la puissance absorbée décroissent au fur et à mesure que la vitesse de rotation croît.

L'étude comparative des débits optimaux (c'est à dire au rendement optimal) obtenus aux différentes vitesses (figure 4.20), localise la « crête » de rendement optimal, pour la PTCM de 1.1 % approximativement au même endroit que celle de l'eau sur le topogramme H/Q obtenu pour l'eau. Bien entendu avec une hauteur de charge développée et un rendement diminué.

4.3.3.3 EN FONCTION DE LA CONCENTRATION

L'étude comparative qui suit a été effectuée à vitesse de rotation constante ($N = 2\,500$ tr/min), avec de l'eau, de l'eau blanche riche et de la PTCM. Les températures ne sont pas les mêmes et varient de 20 à 50° C. C'est pourquoi, les résultats et les interprétations qui suivent doivent être considérés qu'à titre hypothétique et spéculatif (annexe 15).

De même que précédemment, les figures 4.21, 4.22 et 4.23 représentent respectivement, la hauteur de charge développée, la puissance absorbée, et le rendement en fonction de la concentration. On peut constater, que mis à part pour l'eau blanche, les courbes de hauteur de charge et de rendement sont regroupées ensemble indifféremment (concentration et température).

La figure 4.24, à l'instar des figures 4.8 et 4.19 permet de suivre le comportement des paramètres A, B, C et D en fonction de la concentration. Les valeurs obtenues pour l'eau y sont présentées à la concentration nulle ($C = 0\%$). La simple analyse des paramètres de caractérisation en fonction de la concentration ne permet pas de dégager de tendances

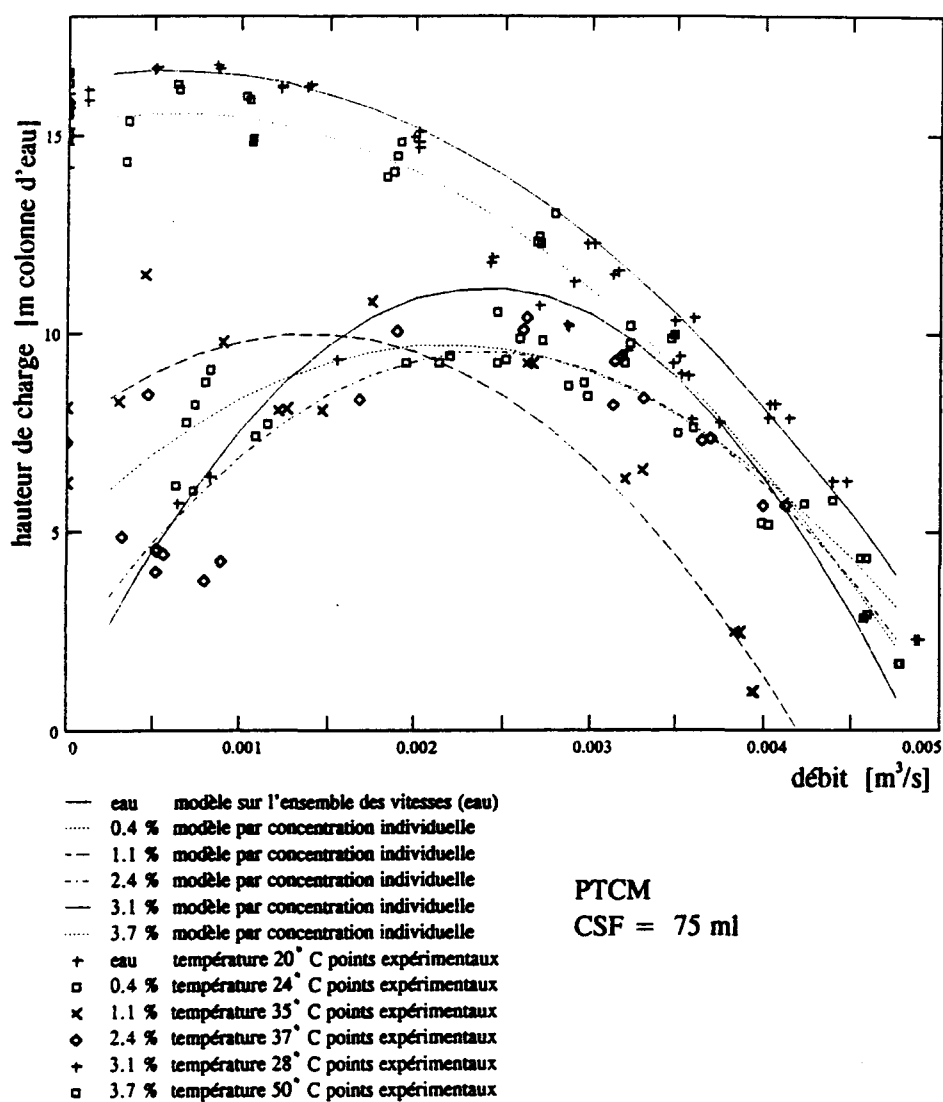
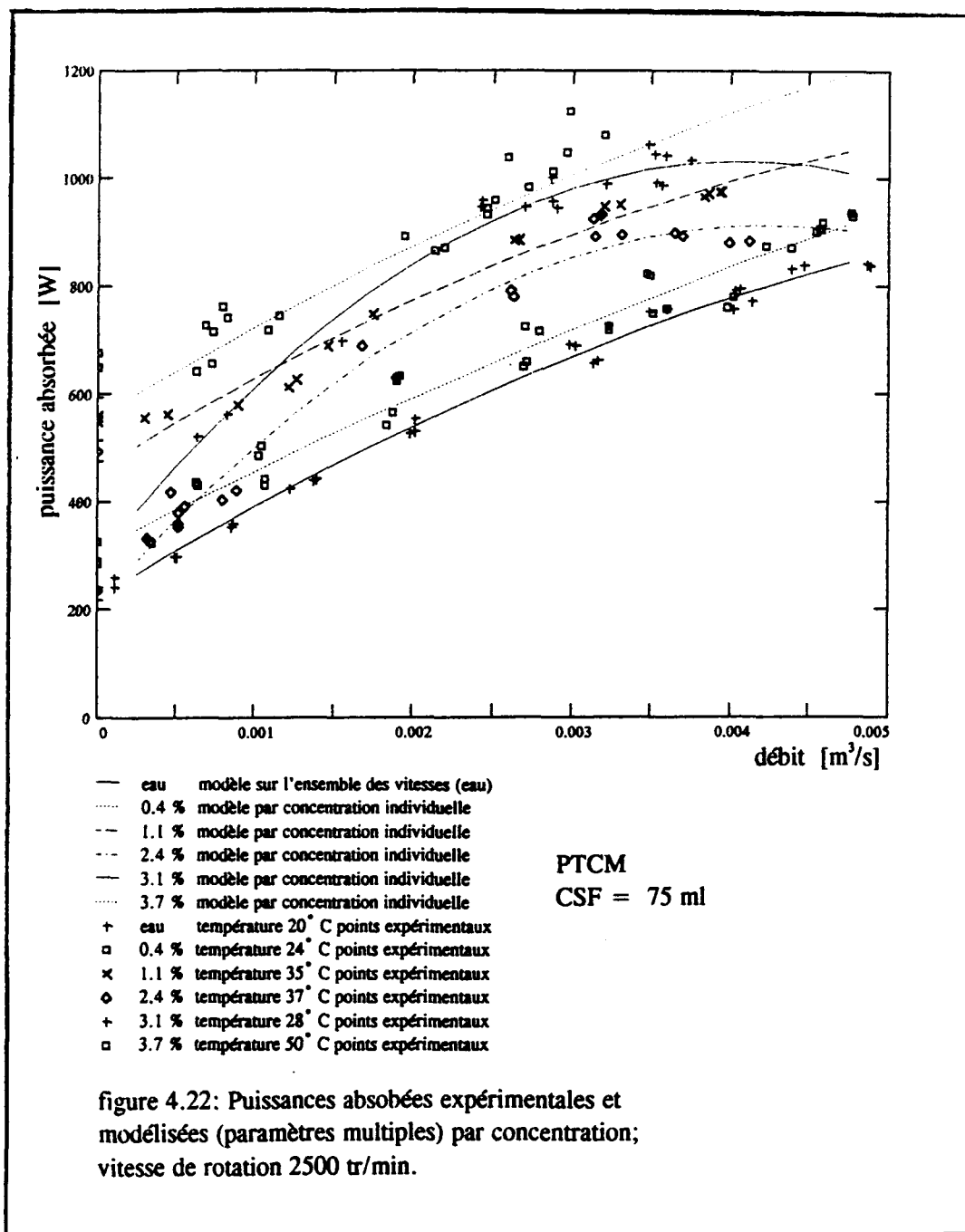
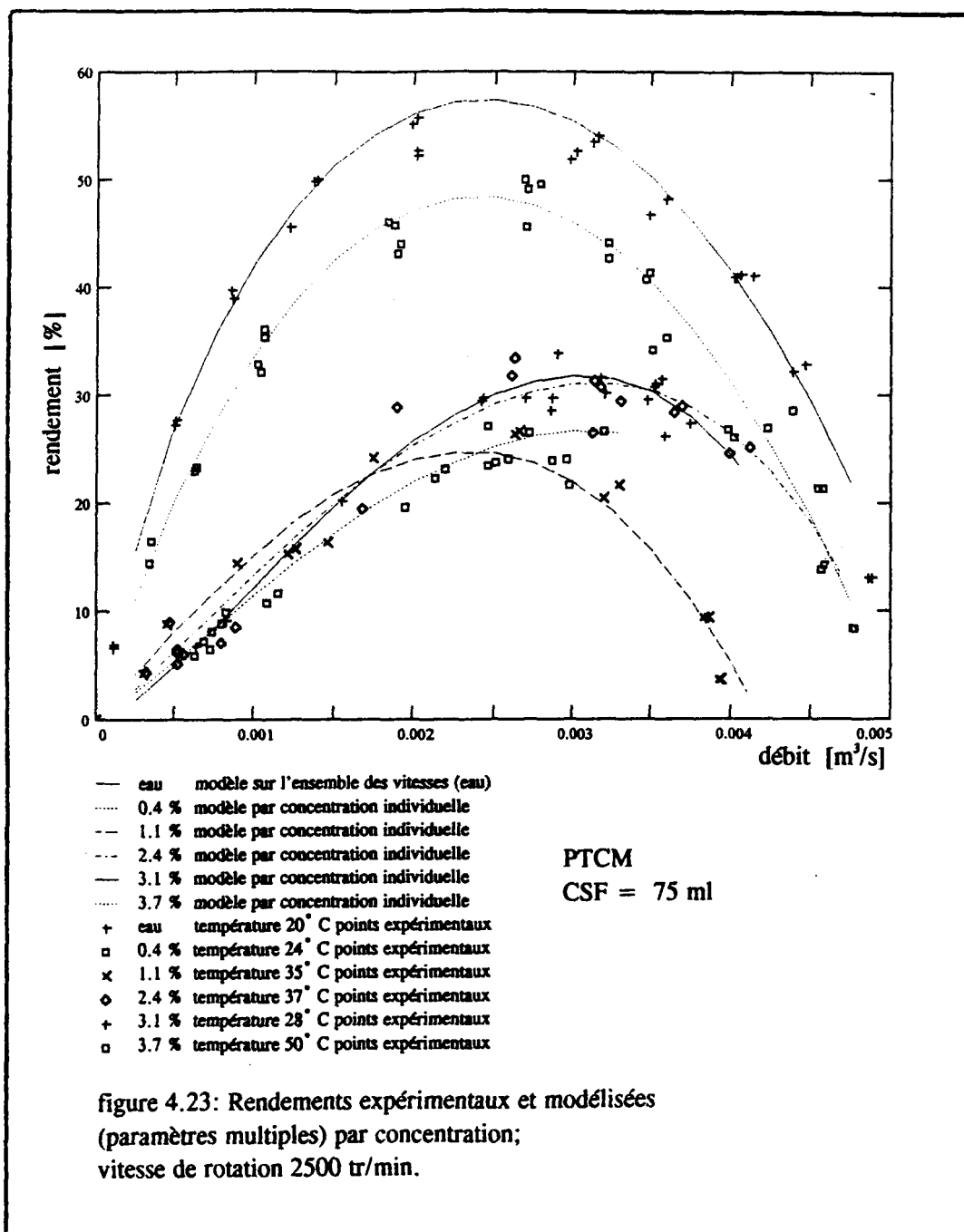
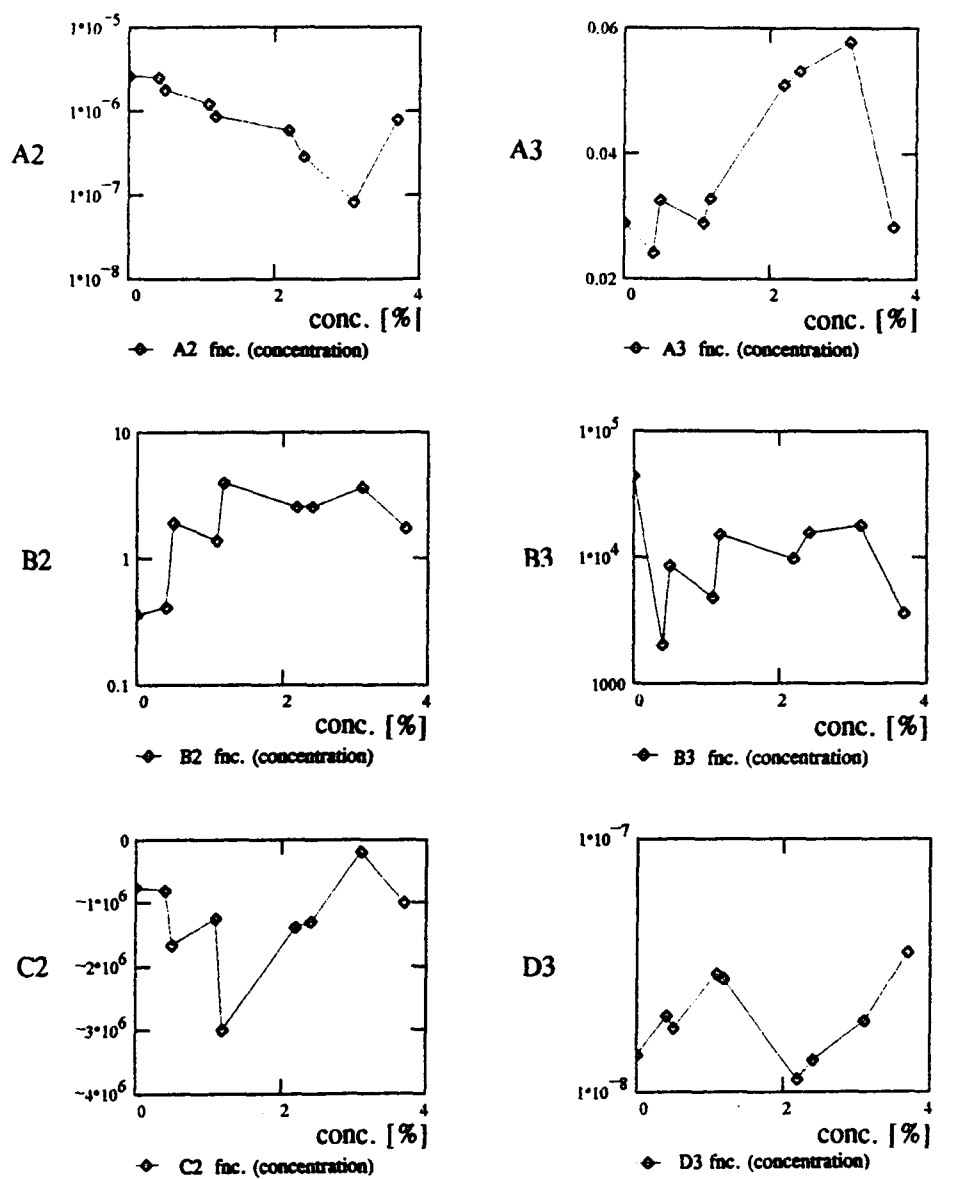


figure 4.21: Hauteurs de charge développées expérimentales et modélisées (paramètres multiples) par concentration; vitesse de rotation 2500 tr/min.







$$H = A2 \cdot N^2 + B2 \cdot N \cdot Q - C2 \cdot Q^2$$

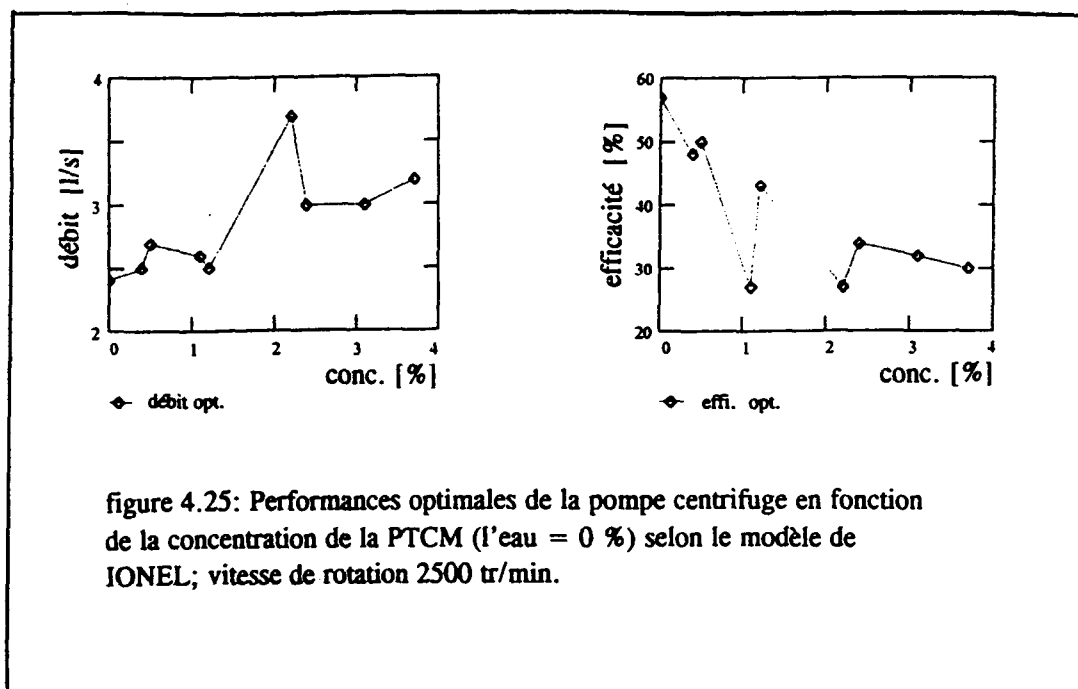
$$P = A3 \cdot N^2 \cdot Q - B3 \cdot N \cdot Q^2 - D3 \cdot N^3$$

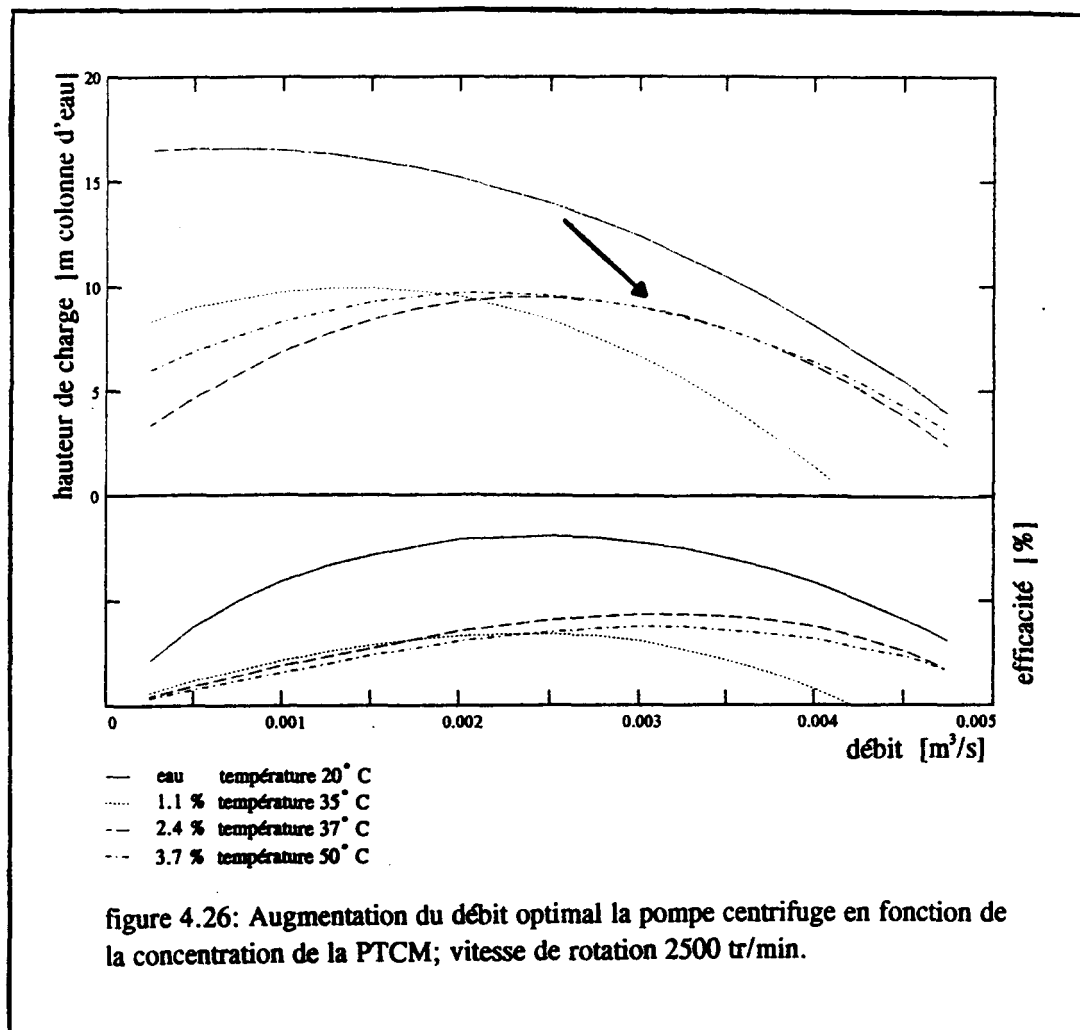
l'eau = 0 %

figure 4.24: Valeurs des paramètres caractéristiques en fonction de la concentration de la PTCM; vitesse de rotation 2500 tr/min.

systematiques. Seule une étude précise et exhaustive, sur plusieurs pompes et à diverses concentrations pourrait conduire à des conclusions valables.

L'analyse de l'efficacité et des débits optimaux, à vitesse constante (figure 4.25) démontre que le rendement général diminue en fonction de la concentration et que les débits optimaux se déplacent vers de plus grandes valeurs au fur et à mesure que la concentration croît. On peut dire sous les réserves déjà formulées, que la crête de rendement optimal se déplace vers la droite (Q_{OPT} à 1.1 % < Q_{OPT} à 2.4 %) sur le topogramme H/Q (figure 4.26), au fur et à mesure que la concentration augmente. L'incidence et la signification de ce comportement ne peuvent être investiguées ici. Ce phénomène est néanmoins très intéressant et peut-être digne de recherches plus élaborées.





CHAPITRE V

CONCLUSION

5.1 LES PERTES DE CHARGE

Lors de la caractérisation des conduites d'essai avec de l'eau, les pertes de charge linéaires engendrées ont démontré que celles ci étaient plus que « hydrauliquement lisses ». Un grand effort a été déployé pour d'abord vérifier l'exactitude des mesures obtenues et ensuite confirmer ce régime de pertes de charge réduites. Si ce phénomène est répandu dans les conduites commerciales modernes, une révision des modèles couramment enseignés et utilisés (BLASIUS et les autres) est souhaitable.

Compte tenu, des renseignements recueillis dans la littérature et selon les expériences réalisées. il apparaît que chaque pâte à papier a un comportement hydraulique particulier. Le modèle de TAPPI est limité aux faibles vitesses, celui à « friction réduite » réservé aux grandes vitesses, alors que celui de MOLLER s'applique à toutes les vitesses. Cependant, ni la spécificité du modèle de TAPPI et ni la généralité de la courbe adimensionnelle de MOLLER n'ont permis d'estimer correctement les pertes de charge linéaires en chacun leur domaine. Il est donc impérieux, si on désire une conception optimale d'un système de pompage papetier que des essais soient effectués avec la pâte à papier, pour déterminer les paramètres particuliers de pertes de charge linéaires, peu importe le modèle utilisé.

L'utilisation du modèle de pertes de charge linéaires de TAPPI est relativement simple lorsqu'on connaît la valeur de ses paramètres et les vitesses limites d'application du modèle. Cependant, cette limite « arbitraire » à faible vitesse est souvent dépassée dans la pratique et constitue un désavantage majeur et une discontinuité dans le modèle. Au-delà de cette vitesse, les auteurs du modèle suggèrent des pertes de charge constantes jusqu'au point d'intersection avec celles de l'eau. Ce modèle n'a pas adéquatement corrélé les données expérimentales. Il peut conduire rapidement à des surdimensionnements si la vitesse limite est dépassée lors des calculs de conception.

Le modèle adimensionnel de MOLLER est parmi les modèles étudiés et présentés, celui qui détient le plus grand potentiel prédictif sur l'ensemble des régimes de pertes de charge à différentes concentrations et ce sans discontinuité. La courbe adimensionnelle expérimentale n'est toutefois pas univoque, elle se dédouble selon la concentration. MOLLER attribue ces modifications au changement de rugosité des conduites. Toujours selon ce dernier, la rugosité aurait alors une influence positive sur les pertes de charge (réduction). Cette particularité n'a pas été analysée dans cette étude (ni par qui que ce soit selon l'étude bibliographique), mais son potentiel de réduction de pertes de charge mériterait d'être exploré.

Le modèle d'estimation des pertes de charge de DUFFY et LEE pour le régime à friction réduite est limité à des plages de vitesses (élevées) rarement rencontrées dans la pratique et n'a que peu d'intérêt industriel.

Les données expérimentales obtenues avec de la PTCM et les paramètres déduits selon les différents modèles dans cette étude, devraient être corroborées sur des conduites de diamètres industriels et ensuite servir à établir un «profil» numérique de pertes de charge pour la PTCM.

La demande en pression d'un réseau de canalisations est fonction du débit et constituée de trois éléments: la hauteur géométrique d'élévation (hauteur statique); les pertes de charge linéaires; et les pertes de charge singulières. Ces dernières peuvent être nombreuses dans certain réseau de canalisations industrielles et comptent alors pour une bonne partie des pertes de charge totales. Elles font alors partie intégrante de la problématique du haut rendement des systèmes de pompage.

Ce n'est que lorsque l'estimation du « profil » complet des pertes de charge sera maîtrisé et «numériquement caractérisé», qu'il sera possible d'avoir un dimensionnement optimal des systèmes de pompage et d'en «informatiser» la conception.

5.2 LES PERFORMANCES DE LA POMPE CENTRIFUGE

Le modèle fonctionnel de IONEL de performances pour les pompes centrifuges s'est révélé très valable lors du pompage de l'eau. Particulièrement, pour prédire la hauteur de charge développée et la puissance absorbée en fonction du débit et de la vitesse de rotation de la pompe. Cependant, le rendement escompté par le modèle n'est pas sensible à la diminution de rendement notée lorsque la vitesse de rotation s'écarte de celle de conception. Cette réalité peut toutefois être facilement intégrée au modèle de rendement existant (facteur de pondération).

Le modèle numérique a été validé sur l'ensemble du domaine d'opération de la pompe pour l'eau à l'aide d'une série unique de paramètres. Ceux-ci caractérisent entièrement les performances de la pompe. La méthode renferme un potentiel intéressant, si elle peut être élargie à la majorité du pompage centrifuge des liquides newtoniens. La conception,

l'asservissement à l'aide de moteur à vitesse variable et la simulation des performances pourront alors être libérés des contraintes graphiques usuelles et être éventuellement informatisés.

La modélisation des performances de la pompe centrifuge lors du pompage de la PTCM n'a pu être réalisée avec autant de succès que pour l'eau sur l'ensemble des vitesses même à concentration constante. L'analyse des paramètres caractéristiques de pompage en fonction de la concentration de la PTCM ne permet pas de dégager des relations significatives. Les expériences ont démontrées que pour une vitesse de rotation constante, le rendement général diminue lorsque la concentration augmente.

L'analyse des performances optimales a soulevé un fait particulier: le débit optimal (pour une vitesse de rotation constante) augmente en fonction la concentration de la PTCM. La « crête » de rendement optimal se déplace vers de plus grands débits au fur et à mesure que la concentration croit . L'incidence théorique et pratique de ce phénomène n'ont toutefois pas été analysées.

Bien que le modèle caractéristique de performance de IONEL ait été utilisé avec succès sur la pompe sous étude avec de l'eau, son application pratique à l'ensemble des turbopompes reste à établir. Il n'en demeure pas moins que ce modèle peut devenir un outil de travail privilégié lors de la conception et régulation des systèmes de pompage.

L'ensemble de ce travail de recherche ne se veut qu'une modeste contribution à l'amélioration de la compréhension des performances des systèmes de pompage. Et, l'effort de caractérisation numérique entrepris, un pas vers l'informatisation des méthodes de conception et de régulation.

BIBLIOGRAPHIE

ABS-SCANPUMP «*The calculation of friction losses and pump performance*» Guide, Göteborg, June 1991.

AGNON S, «*How to calculate viscous friction loss* » Heating/ Piping/ Air conditioning, May 1974.

BAUMANN H.D. «*Control valve vs. Variable speed*» Chemical Engineering, June 29, 1981. p. 81-84.

BRAUTLECHT C.A. et SETHI J.R. «*Flow of paper pulps in pipe lines*» Ind. Eng. Chem. 25, N° 3, March 1933. p. 282-288.

BRECHT W. et HELLER H. «*A study of pipe friction losses of Paper stock suspensions*» Tappi, September 1950. p. 14A-44A.

BROOKFIELD éditeur «*Viscosimeters and Accessories*» guides.

BUKOWSKI J. et KIJKOWSKI P. «*Kurs mechaniki płynów*» Państwowe Wydawnictwo Naukowe Warszawa, 1980. p. 284.

CARLIER M. «*Hydraulique générale et appliquée*» Eyrolles. France. p. 219-235.

CASEY J.P. éditeur «*Pulp and Paper, Chemistry and Chemical Technology*» 3rd edition, Vol. I, II, John Wiley and Sons, New-York, 1980.

INGERSOLL RAND éditeur «*Cameron Hydraulic Data*», Friction-paper Stock. p. 3.88 - 3.121.

CONSOLIDATED PAPER INC. éditeur «*document technique* » Pima February 1982. p. 36.

DAY M.W. «*Pump selection and energy conservation*» Pima September 1980. p. 23-31.

DOOLIN J.H. «*Search for energy savings extends to pump selection*» Tappi Journal Vol. 66, N° 8, August 1983. p. 93-94.

DUFFY G.G. «*How to determine pipe friction loss for the design of stock piping systems*» fiche technique soumise à Tappi pour publication, May 1979.

DUFFY G.G. «*The optimum Design of pipelines for transporting wood pulp fibre suspensions*» Appita, Vol. 42, N° 5, September 1989. p. 358-361.

DUFFY G.G. «*Pipe friction pressure loss of pulp suspensions: literature review and evaluation of data and design methods*» fiche: TIS 0410-12, Tappi Press, 1978, 1985.

DUFFY G.G. «*Suggested methods for obtaining pipe friction data for flowing pulp suspensions*» TIS 0410-13, Tappi press 1978, 1985.

DUFFY G.G. et LEE P.F.W. «*Drag reduction in the turbulent flow of wood pulp suspensions*» Appita. Vol. 31, N° 4, January 1978. p. 280-286.

DUFFY G.G. et TITCHENER A.L. «*Design procedures for obtaining pipe friction loss for chemical pulps*» Tappi. Vol. 57, N° 5, May 1974. p. 162-166.

DUFFY G.G., MOLLER K. et TITCHENER A.L. «*The determination of pipe friction loss*» Appita, Vol. 6, N° 3, November 1972. p. 191-195.

DURST R.E., CHASE A.J. et JENNESS L.C. «*University of Maine, Correlation of Brecht and Heller data*» Tappi Vol. 35, N° 12, 1952.

FICKETT A.P., GELLINGS C.W. et LOVINS A.B. «*Efficient use of electricity*» Scientific American, September 1990. p. 65-74.

FUGILL R.W. et RINEHART G.L. «*Electronic variable - speed drives improve control, cut power needs*» Pulp and Paper, May 1984. p. 132-137.

GAULT T. et RUCKER K. «*Electrical energy use by pumping systems in a paper mill*» AICHE, C12, 1985.

GAULT T. et RUCKER K. «*Reduction of electrical consumption in paper mill pumping systems*» Tappi Journal, September 1986. p. 86-90.

GIESE R.D., BENTLEY J., RIDDLE K.A., JUDSON B.M. et RUST R.N. «*Application of variable - speed drives in a pulp and paper mill*» Tappi Journal, January 1987. p. 158-160, March 1987. p. 219-221, April 1987. p. 225-227.

GILKES éditeur «*Technical data GILKES tutor operating and maintenance*» Gilbert Gilkes and Gordon ltd. England. P144792 8977, 1969.

GOULDS PUMP éditeur «*Goulds Pump Manual*» Seneca Falls New York 13148, +1981.

GRAF W.H. et ALTINAKAR M.S. «*Hydrodynamique*» manuel, Eyrolles Paris. 1991. p. 432-439.

HALLOCK D.C. et DAY M.W. «*Energy efficient pump design and application*» Tappi Journal, January 1987. p. 39-41.

HEMSTRÖM G., MOLLER K. et NORMAN B. «*Bondary layer studies in pulp suspension flow*» Tappi Vol. 59, N° 8, August 1976. p. 115-118.

HOAG R. W. «*Variable-speed drives save energy but may not be the most economical*» Pulp and Paper, july 1988, p. 153-155.

HORO K. et NISKANEN T. «*Centrifugal pumps: research on pumping paper stock*» Tappi. January 1978. Vol. 61, N° 1. p. 67-70.

HYDRO-QUÉBEC / SANDWELL, éditeurs «*Système de pompage de ventilation et de compression, marché industriel*» Division efficacité énergétique Hydro-Québec, 12 Décembre 1992.

IONEL ION. I. «*Pumps and Pumping*» Elsevier, Amsterdam, 1986.

JACOBS B.E.A. «*Design of slurry Transport system*» Elsevier applied science, ISBN 185589000.

JANNA W.S. «*Introduction to fluid mechanics*» 2nd edition, PWS Kent, Boston, 1987. p. 145-237.

JESSE C. «*Guidelines for reducing pump operating cost via a mill maintenance program*» Paper Trade Journal, February 15, February 28, 1983. p. 27-29, p. 29-30.

KAHOUN J.B. éditeur «*Liquid Handling, Cleaning, and refining: Paper mill energy check list*» Vol. 1, Tappi press. 1980.

KOHRM M., STROBEL S. et SIEWERT W.H. «*Stock preparation energy saving measures produce rapid payback*» Pulp and Paper, April 1988. p. 51.

KOVACKO R. «*Optimum pump operation can cut energy costs in your mill*» Pulp and Paper Canada 86:4, 1985, p. 16-22.

KRÉMÉNÉTSKI N., SCHTÉRENLIHT D., ALYCHEV V. et YAKOVLEVÁ L. «*Hydraulique*» Éditions Mir, MOSCOU 1984. p. 150.

LAFOND A. «*Guide d'analyse énergétique pour les systèmes de pompage*» Version préliminaire #4, Hydro-Québec, Septembre 1991.

LAKHAVANI S.T. et TRIEZENBERG D.M. «*The economic impact of adjustable speed drives on pulpan and paper industry operating costs*» Energy Conservation-Technology and Methods, 1985. p. 55-65.

LASKEY H.L. «*An evaluation of three methods for determining pipe friction loss for pressure groundwood pulp*» Tappi Press proceedings of the 1986 engineering Conference. p. 597-602.

LEE P.F.W. et DUFFY G.G. «*An analysis of the drag reducing regime of pulp suspension flow*» Tappi Vo. 59, N° 8, August 1976. p. 119-121.

MANEVAL J.E. et MCCARTHY M.J. «*A Nuclear Magnetic Resonance (NMR) flow measurements in fibrous suspensions*» Tappi press, proceedings of 1991. Engineering Conference. p. 543-550.

MARTIN G. «*Le Papier*» Presse Universitaire de France, Paris, 1964. p. 63-84.

MILLER R.W. «*Flow measurement engineering Handbook*» McGraw-Hill book company, New-York, 1983.

MITGES M.S. «*Reduced energy consumption for pumps using variable speed*» Pulp and Paper Canada, 87:8, 1986. p. 53-56.

MOLLER K. «*A correlation of pipe friction data for paper pulp suspensions*» Inc. Eng. Chem. Process Design and Development. Vol. 15, N° 1, 1976. p. 16-19.

MOLLER K. «*General correlation of pipe friction data for pulp suspensions*» Tappi. Vol. 59, N° 8, August 1976. p. 111-114.

MOLLER K. «*Pipe friction losses for thermomechanical pulps*» Svensk papperstidning. N216, 1978. p. 506-518.

MOLLER K. et DUFFY G.G. «*An equation for predicting transition-regime pipe friction loss*» Tappi, Vol 61, N° 1, January 1978. p. 63-66.

MOLLER K. et ELMQVIST G. «*Head losses in pipe bend and fittings*» Tappi, March. 1980. p. 101-104.

MYREEN B. et PÖYRY OY J. «*Modeling the flow of pulp suspension in pipes*» Paperi Ja Puu, Paper and Timber, 5/1989. p. 497-504, 7/1989. p. 791-798.

OGAWA K., YOSHIKAWAS S., IKEDA J. et OGAWA H. «*Pressure loss and velocity profile of pulp flow in circular pipe*» Tappi Journal, April 1990. p. 217-221.

OGAWA K., YOSHIKAWAS S., SUGURO A., IKEDA J. et OGAWA J. «*Flow characteristics and circular pipe flow of pulp suspension*» Journal of Chemical engineering of Japan. Vol. 23, N° 1, 1990, p.1-6.

OMEGA INC. éditeur «*Fiches et manuels techniques sur l'instrumentation*» Omega Engineering Inc., Stamford US.

ORR D.T. «*How to buy a pump: cost, reliability and efficiency*» Tappi Journal, November 1987. p. 180-182.

PARKER G. et BURCHARDT P. «*New design / Construction methods can reduce pulp mill capital cost*» Pulp and Paper, March 1985. p. 176, 177, 180.

PARKER S.P. éditeur «*Dictionary of Scientific and Technical Terms*» 4e edition, McGraw-Hill, New-York 1989, p. 1137, 2040.

PARZONKA W. «*Opinion concernant le projet de recherche intitulé: "Système de pompage à haut-rendement pour l'industrie des pâtes et papier"*» document interne, Wroclaw, 1991.

RANCE H.F. éditeur «*Hanbook of paper science*» tome I Elsevier, New York, 1980. p. 1-15.

ROSS M.H. et STEINMEYER D. «*Energy for the industry*» Scientific American, Septembre 1990. p. 89-98.

RUSSEL W.H. «*Variable-speed drives save energy but may not be the most economical*» Pulp and Paper. July 1988. p. 153-155.

SAGE A.P. et WHITE C.C. III «*Optimum systems control*» 2nd edition. Prentice-Hall Inc., New-Jersey. 1977.

SAMUELS R.M. «*Estimate fo economic pipe size*» Tappi, Vol. 64, N° 6. June 1981. p. 127-128.

SANDWELL, SNC, DONOHUE, éditeurs «*Méthodes pour évaluer l'écoulement de la pâte et le fonctionnement des pompes*» documents internes.

SHELDEN R.A. «*Economic Considerations in the pumping of pulp suspensions*» Transaction of the Technical Section. A Journal of pulp and Paper Science, September 1982. p. TR-49 TR-52.

SLABBAERT R.A. «*Horizontal en suction centrifugal stock pumps selection guidelines*» Engineering Conference 1989, 689.

STENUF. T. J. et ANUMOLU K.P. «*Plug flow of pulp suspensions*» Tappi. Vol. 55, N° 9, Septembre 1972. p. 1387, 1388.

STEPANOFF A.J. «*Pompes centrifuges et pompes à hélices: Théorie, trace et applications*» Dunov, 1961. p. 331-344.

STEPANOFF A.J. «*Pumping Solid-Liquid mixtures*» American Society of Mechanical Engineer (ASME), #63-WA-102, New-York, 1963.

STOFFEL B. «*Test on centrifugal pumps for handling viscous liquids*» North Western Branch papers, Institution of chemical Engineers, 1980, N° 3. p. 6.1-6.15.

TAPPI éditeur «*Generalized method for determining the pipe friction loss of flowing pulp suspension*» fiches: TIS 408-4, Tappi 1981; suivi de TIS 0410-14, Tappi 1988.

THE BLACK CLAWSON COMPANY éditeur «*Calculator*» règle à calculer, Shartle-Pandia Division, Ohio, U.S., 1987.

THÉRET B. «*L'avenir est à la vitesse variable*» j3E, N° 595, 26 mars 1990.

THORNE E.W. «*Pumping difficult liquids*» North Western Branch Papers, Institution of chemical Engineers 1980, N° 3. p. 3.1-3.17.

TRIMBEY, 1907, FORREST F. et GRIERSON G.A. «*Friction losses in cast iron pipe carrying paper stock*» Paper trade Journal 92, N° 22, May 28, 1931. p. 39-41.

TROSKOLANSKI A.T. «*Théorie et pratique des mesures hydrauliques*» Dumod, p. 35-39.

VAIDYA M.M. «*Workshop on "Energy Conservation" Applied to pump Technology related to paper industry*» Ippta Vol. 25, N° 2. Suppl. June 1988. p. 44-48.

VAN SON D.J. «*Energy efficiendy in electric motors*» Consulting / Specifying Engineer, November 1989.

WILKINSON W.L. «*Non-Newtonian fluids*» Pergamon press, New-York 1960. p. 50-60.

WOLANSKI Z. « Documents internes » Chicoutimi, 1991.

«*Viscosity correction for centrifugal pumps*» document de source inconnue.

ANNEXE 1
CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES DU BANC D'ESSAI

CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES DU BANC D'ESSAI

Turbopompe radial:

débit maximal	5	[l/s]
hauteur de charge maximale	25	[m col. eau]
vitesse maximale	3000	[tour/min.]

Conduite:

diamètres nominaux	1 1/2	2	[pouces]
diamètres internes	39.8	52.3	[mm]
longueurs «test»	3.125	4.230	[m]

Acquisition et traitement:

- Ordinateur

processeur	486DX	33 [MHz]
mémoire vive		8 [Mbits]

- Carte d'acquisition

entrées analogues	16	[Volt/Ampère]
résolution	12	[bitz]

- Logiciels

acquisition	Labtech Notebook
traitement	Math-Cad

ANNEXE 2

FORMES CARACTÉRISTIQUES DES ORIFICES DE PRISE DE PRESSION

Dans le deuxième cas (fig. 3b) il se produit un décollement du courant de liquide de la paroi et, de ce fait, la pression indiquée par le manomètre est inférieure à la pression statique qui règne dans la section donnée.

Dans le troisième cas (fig. 3c), le phénomène contraire se produit par suite de l'arrondi trop grand du bord d'entrée.

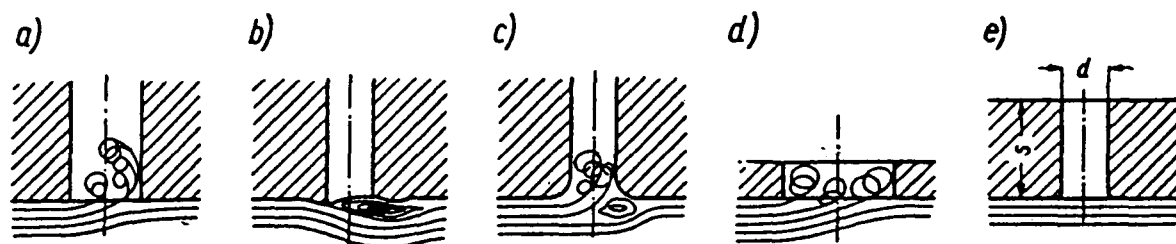


Fig. 3. Formes caractéristiques des orifices de prise de pression.

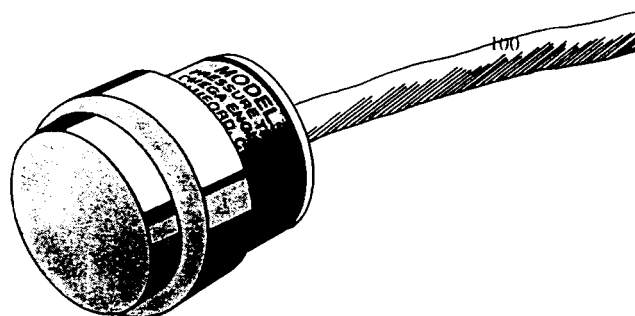
Sur la fig. 3d le diamètre de l'orifice est considérablement plus grand que l'épaisseur de la paroi et il se produit un accroissement sensible de la pression dans l'espace statique par suite du détachement de filets.

La fig. 3e représente une forme correcte d'un *orifice de prise de pression*. Cet orifice doit être percé normalement à la paroi de la conduite. Son diamètre doit être de $3 \div 8$ mm et en même temps il doit être égal ou inférieur à l'épaisseur de la paroi: $d \leq s$. Le bord d'entrée de l'orifice doit être légèrement arrondi du côté de l'espace occupé par le liquide en mouvement.

Source: TROSKOLANSKI

ANNEXE 3
JAUGE À PRESSION À DIAPHRAGME

PX102 SERIES
Flush Diaphragm
Pressure Transducer
M209/0491



PHYSICAL

TYPE	PSIG—Units 100 PSI and above have cases sealed from the surrounding atmosphere, providing maximum reliability in humid or corrosive environment (psis). Ranges below 100 PSI are vented to the atmosphere and read gage pressure <i>independently</i> of barometric pressure changes (psig).
RANGES	0-6, 15, 25, 50, 100, 200, 500, 1000, 2000, 3000, 5000, 10,000, 15,000 and 20,000
OVERLOAD	2 times rated pressure without damage; 5 times rated pressure without bursting
CASE MATERIAL	316L stainless steel for ranges 50 PSI and under 15-5PH stainless steel for ranges 100 PSI and over
SHOCK & VIBRATION RESISTANCE	Undamaged by 50 G's. Meets MIL-STD-810 B,
ELECTRICAL	
SIGNAL OUTPUT	100 millivolts at rated pressure, $\pm 1\%$, open circuit

ZERO BALANCE	Within ± 5 mV at 70°F (21.1°C)
SENSITIVITY	20 mV/V
EXCITATION VOLTAGE	5 Vdc or ac rms recommended; 6 V maximum
BRIDGE RESISTANCE	Input, 150 ohms ± 50 ohms Output, 115 ohms ± 25 ohms
ELECTRICAL CONNECTION	4 conductor shielded cable, 3 feet (0.9m) long.

PERFORMANCE

ACCURACY	Within 1% from best fit straight line, including non-linearity, repeatability and hysteresis.
RESOLUTION	Infinite
OPERATING TEMPERATURE RANGE	-65° to 200°F (-53.9°C to 93.3°C) Can be extended to 300°F (149°C)
COMPENSATED TEMPERATURE RANGE	30°F to 130°F (-1.1°C to 54.4°C) standard
THERMAL EFFECT ON ZERO	Less than 5% of full scale over compensated range.
THERMAL EFFECT ON SENSITIVITY	Less than 2% of reading over compensated range.

General

The PX102 pressure transducer is a rugged, accurate and small pressure measuring instrument designed for industrial service. Its construction features simplicity, ruggedness, and absence of moving parts. Semiconductor strain gages mounted on a unique sensor measure the deflection of the diaphragm at its center. The strain gages are wired into a Wheatstone Bridge which is balanced at no-load conditions. Pressure on the

diaphragm causes it to deflect, straining the gages, and changing their electrical resistance. When an excitation voltage is applied across two corners of the bridge, a signal voltage proportional to pressure is produced across the other two corners. The high sensitivity of the strain gage/sensor combination allows the diaphragm deflection to be as low as 0.002 inches. Thus, the diaphragm stresses are minimized insuring long life.

ANNEXE 4
CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES DES INSTRUMENTS

CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES DES INSTRUMENTS

Jauges à pression, type semi-conducteur/diaphragme

plages d'opération	0-35	[m col. eau]
	0-70	[m col. eau]
précision	1	[%]
excitation	5	[V]
réponse	0-100	[mV]

Jauge différentielle à pression type semi-conducteur/diaphragme

plage d'opération	0-700	[mm col. eau]
précision	0.2	[%]
excitation	3-10	[V]
réponse	1-6	[V]

Cellule de charge, type tensiomètre

plage d'opération	0-0.4	[KN]
excitation	1-10	[V]
réponse	5	[mV/volt excit.]

Source d'excitation et lecteur digital portatif

excitation	3-14	[V]
entrée	0-100	[mV]

ANNEXE 5
CONFIGURATION D'ACQUISITION « LABTECH »

Bl. No.	Block Name	Intfc Dev Ch	Block Function	Block Info.	Scale Factor	Offset	Iter	S t	Durati g (sec)
1	entre presse	1	7	Analog In	0..0.05*	1.000	0.000	1	1.00E+
2	8		Time	Elapsed			1	1	1.00E+
3	M1		Mov Av(6)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
4	M1		Mov Av(1)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
5	M1		Mov Av(7)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
6	JAUGE 1	1	9	Analog In	0..10 V	2000.000	0.000	1	1.00E+
7	JAUGE 2	1	10	Analog In	0..10 V	2000.000	0.000	1	1.00E+
8	JAUGE 3	1	11	Analog In	0..10 V	2000.000	0.000	1	1.00E+
9	JAUGE 4	1	12	Analog In	0..10 V	2000.000	0.000	1	1.00E+
10	JAUGE 5	1	13	Analog In	0..10 V	2000.000	0.000	1	1.00E+
11	JAUGE 6	1	14	Analog In	0..10 V	2000.000	0.000	1	1.00E+
12	JAUGE 7	1	15	Analog In	0..10 V	2000.000	0.000	1	1.00E+
13	JAUGE 8	1	16	Analog In	0..10 V	2000.000	0.000	1	1.00E+
14	E1		Mov SD(6)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
15	E1		Mov SD(1)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
16	M1		Mov Av(8)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
17	M1		Mov Av(9)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
18	M1		Mov Av(10)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
19	M1		Mov Av(11)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
20	M1		Mov Av(12)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
21	M1		Mov Av(13)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+
22	E1		Mov SD(13)	8.000	1.000	0.000	1	1	1.00E+

Setup OK

Interface Devices:

0: DEMO BOARD

1: ACPC-12-16

ANNEXE 6
PROGRAMME DE LECTURE, CALCUL ET ÉCRITURE DES DONNÉES
EXPÉRIMENTALES

L_25_20.MCD

27 SEPT. 1993

GERMAIN CÔTÉ

CE PROGRAMME LIT UNE MATRICE DE DONNÉES BRUTES EXPÉRIMENTALES ET
ET CALCULE À L'AIDE DE CELLES-CI LES VALEURS EXPÉRIMENTALES DÉSIRÉES
TEL LE DÉBIT, LES PERTES DE CHARGE, LA PRESSIION DÉVELOPPÉE À LA POMPE...

INITIALISATION DES PARAMÈTRES DE BASE

G=9.81 ACCÉLÉRATION GRAVITATIONELLE [M/SEC^2]
VR := 2500 VITESSE DE ROTATION [TPM]
CNC := 2.4 PTMC NON-BLANCHIE [%]
pH := 5 pH ACIDITÉ BASIQUE
DENS := 0.976 DENSITÉ PTMC NON-BLANCHIE A 38oC [Kg/ Litre]
HASP := 0.75 HAUTEUR D'ASPIRATION [M]
Ø := 2 DIAMETRE EN POUCE
HGEO := 0.000 HAUTEUR GÉOMETRIQUE ENTRE J2-J1 [M]
DIA := 0.0523 DIAMETRE CONDUITE [M]
LONG := 4.23 LONGUEUR ENTRE J1 ET J2 [M]

MDON := READPRN(L2_25_2) LECTURE DU FICHIER DE DONNÉES

N := rows(MDON) NOMBRE DE DONNÉES
s := 0.. N - 1 PLAGE D'ITÉRATION
VRT_s := VR VITESSE DE ROTATION [rpm]
CONCT_s := CNC CONCENTRATION
DIAM_s := DIA DIAMETRE

ASSIGNATION DES DONNÉES EXPÉRIMENTALES BRUTES

HPMP := $\overline{(\text{MDON}^{<0>})} \cdot 10^{-3}$ HAUTEUR DE CHARGE POMPE [M H2O]
COUPLE := $\overline{(\text{MDON}^{<1>})}$ COUPLE MOTEUR DEVL [N*M]
HDFP := MDON^{<2>} JAUGE DE DIFF. DE PRESSIION 3500mm
DHJ := $\overline{(\text{MDON}^{<3>})}$ NULL HAUTEUR DE PERTE CONDU [MM H2O]
TEMPURE := $\overline{(\text{MDON}^{<4>})}$ TEMPÉRATURE [oC]
HAUTVOL := MDON^{<5>} HAUTEUR VOLUME

```

TEMPS := MDON<6>          DURÉE DE L'ÉCHANTILLONAGE [SEC]

TTR := mean(TEMTURE)      TEMPÉRATURE MOYENNE

*****
      DÉTERMINATION DE LA VISCOSITÉ EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE
VISTRE := READPRN(VISCTPTR)
TMTUR := VISTRE<0>
VISCO := VISTRE<1>
VISC :=  $\overrightarrow{\text{linterp}(TMTUR, VISCO, TEMTURE)}$           VISCOSITÉ [M/ SEC^2]

*****
      DÉTERMINATION DU VOLUME SELON LA CALIBRATION DU RÉSERVOIR
A := 2.1707
B := -0.00255              PARAMETRES DE RÉGRESSION
C := 1.344
D := 0.0051
VOL :=  $\overrightarrow{((A + B \cdot TEMTURE) + (C + D \cdot TEMTURE) \cdot \text{HAUTVOL})}$  VOLUME [LITRE]

*****
      DÉTERMINATION DE LA DENSITÉ EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE
DENSTMTURE := READPRN(DENSTPTR)
TMTUR := DENSTMTURE<0>
DENST := DENSTMTURE<1>
DENSITE :=  $\overrightarrow{\text{linterp}(TMTUR, DENST, TEMTURE)}$ 
DENSITEs := DENS          DENSITÉ DE L'EAU BLANCHE RICHE

*****
      ASSIGNATION DES VALEURS DE DÉBIT NULS "LIM VERS 0"
N = 18
VOLN-2 := 1 · 10-12
VOLN-1 := 1 · 10-12          VOLUMES NULS
HDFPN-2 := 1 · 10-12
HDFPN-1 := 1 · 10-12          PERTE DE CHARGE NULLE

*****
      CALCUL DES VALEURS EXPÉRIMENTALES D'INTÉRÊT
Q :=  $\frac{\text{VOL}}{\text{TEMPS}}$           DEBIT [L/SEC]

W :=  $\left( 2 \cdot \pi \cdot \frac{\text{VRT}}{60} \right)$           VITESSE RADIAL [1/S]

```

$PMEC := \overrightarrow{(COUPLE \cdot W)}$ PUISSANCE MECANIQUE
 $[M/S^2 * Kg * M * 1/S]$
 $PHYDR := \overrightarrow{(G \cdot DENSITE \cdot Q \cdot HPMP)}$ PUISSANCE HYDRAULIQUE
 $[M/S^2 * Kg/L * L/S * M]$
 $REND := \left(\frac{PHYDR}{PMEC} \right) \cdot 100$ RENDEMENT GLOBAL
 $DHTJ := \frac{\overrightarrow{HDFP}}{LONG} \cdot 100$ PERTE DE CHARGE PAR 100 METRES [MM]
 $QI := Q$
 $V := \frac{QI \cdot 10^{-3}}{\pi \left(\frac{DIAM}{2} \right)^2}$ VITESSE MOYENNE D'ÉCOULEMENT [M/S]
 $RE := \left(\frac{V \cdot DIAM}{VISC} \right)$ NOMBRE DE REYNOLDS

ÉCRITURE DES VALEURS EXPÉRIMENTALES CALCULÉES PAR ORDRE CROISSANT DES DÉBITS EN COLONNES, PUIS DANS UNE MATRICE

$MPOMP^{<0>} := Q$
 $MPOMP^{<1>} := HPMP$
 $MPOMP^{<2>} := REND$
 $MPOMP^{<3>} := VRT$
 $MPOMP^{<4>} := TEMTURE$
 $MPOMP^{<5>} := CONCT$
 $MPOMP^{<6>} := COUPLE$
 $MPOMP := csort(MPOMP, 0)$ CLASSEMENT PAR DÉBIT
 $Q := MPOMP^{<0>}$
 $HPMP := MPOMP^{<1>}$
 $REND := MPOMP^{<2>}$
 $VRT := MPOMP^{<3>}$
 $TEMTURE := MPOMP^{<4>}$
 $CONCT := MPOMP^{<5>}$
 $COUPLE := MPOMP^{<6>}$
 $DHE_1 := \overrightarrow{(2.534 \cdot V^{1.8295})}$ PERTE DE CHARGE EAU 1.5 20 oC
 $DHE_2 := \overrightarrow{(1.878 \cdot V^{1.797})}$ PERTE DE CHARGE EAU 2 20 oC

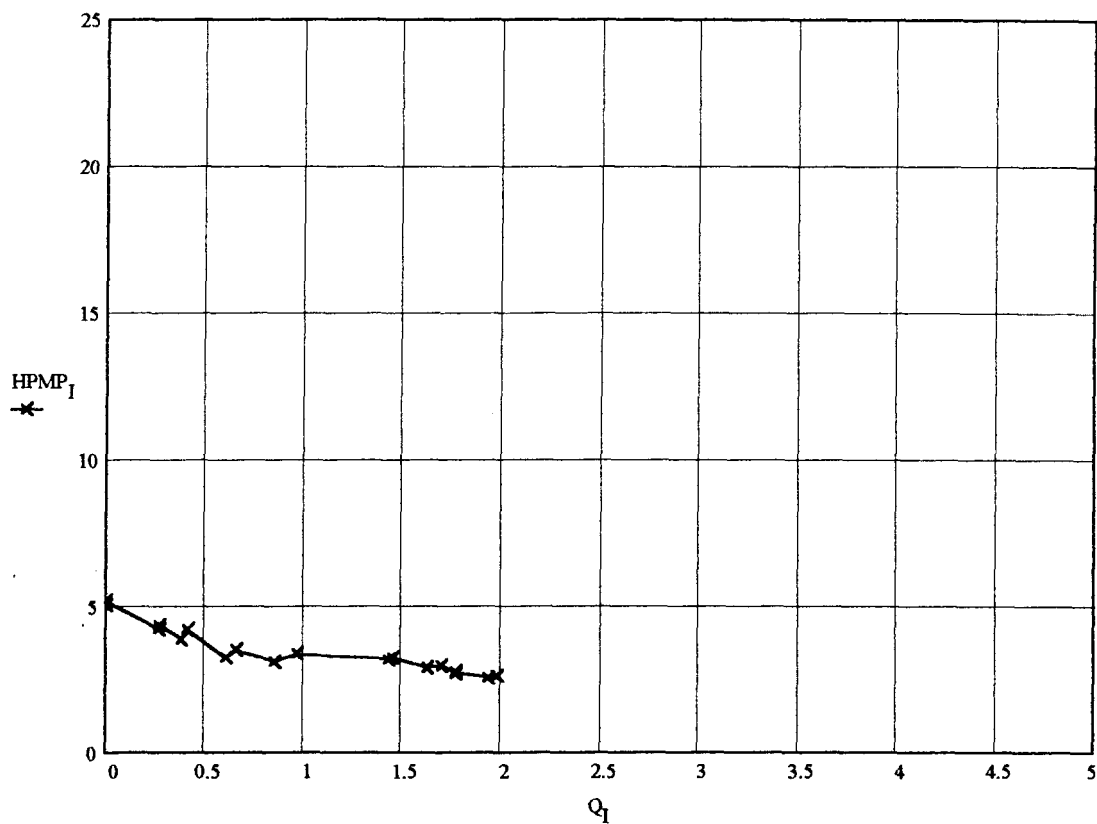
```

MCOND<0> := QI
MCOND<1> := DHTJ·10-3
MCOND<2> := DHE_2
MCOND<3> := V
MCOND<4> := RE
MCOND<5> := TEMTURE
MCOND<6> := CONCT
MCOND<7> := DIAM
MCOND := csort(MCOND, 0)          CLASSEMENT PAR DÉBIT
QI := MCOND<0>
DHTJ := MCOND<1>
DHE_2 := MCOND<2>
V := MCOND<3>
RE := MCOND<4>
TEMTURE := MCOND<5>
CONCT := MCOND<6>
DIAM := MCOND<7>
I := 0..N - 1
*****
          ÉCRITURE DES MATRICES DE VALEURS EXPÉRIMENTALES
WRITEPRN(LP2252) := MPOMP          MATRICE DE DONNÉES POUR LA POMPE
WRITEPRN(LE2252) := MCOND          MATRICE DE DONNÉES POUR L'ÉCOULEMENT
*****

```

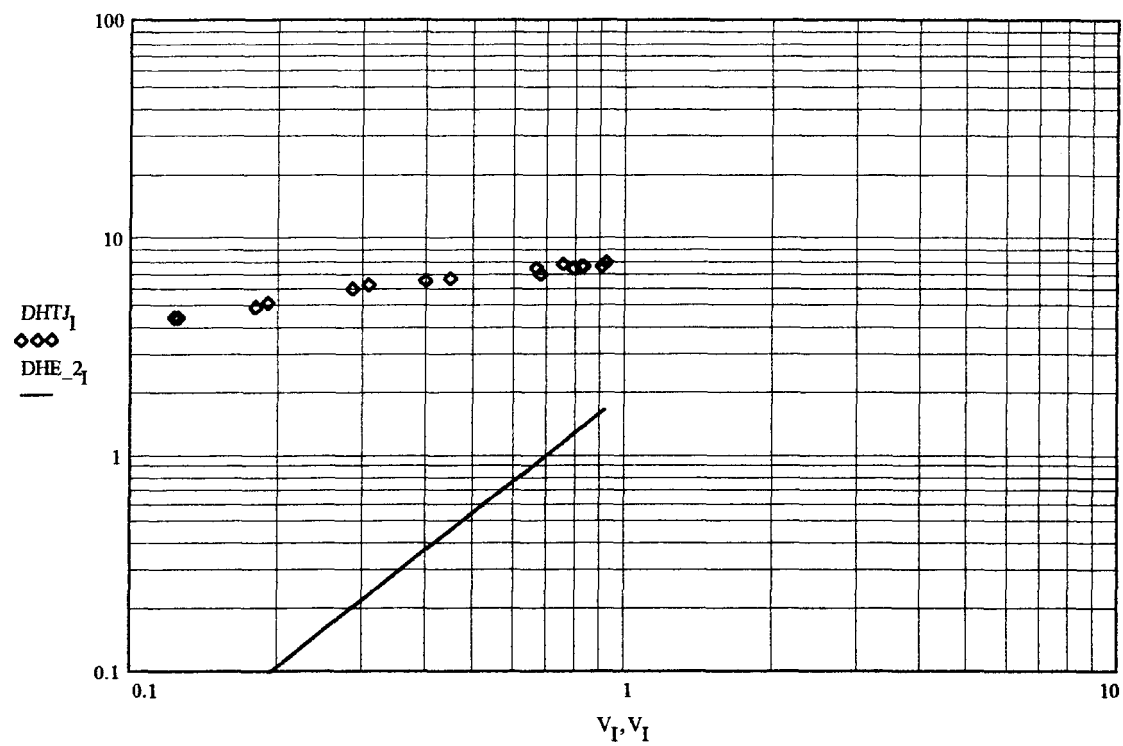

L2_25_2 PTMC NON- BLANCHIE

$\theta = 2$ CNC ≈ 2.4 VR = 2500 TTR ≈ 37.2 DENS = 0.976



	Q	HP	EFF	VR	TM	CN	CP	
	0	1	2	3	4	5	6	
MPOMP =	0	$1 \cdot 10^{-13}$	5.05	$1.16 \cdot 10^{-12}$	2500	36.96	2.4	1.59
	1	$1 \cdot 10^{-13}$	5.19	$1.3 \cdot 10^{-12}$	2500	37	2.4	1.46
	2	0.26	4.24	2.56	2500	37.04	2.4	1.6
	3	0.27	4.37	2.49	2500	36.94	2.4	1.73
	4	0.39	3.91	2.79	2500	37.3	2.4	1.97
	5	0.41	4.24	3.19	2500	37.1	2.4	1.98
	6	0.61	3.26	3.38	2500	37.28	2.4	2.14
	7	0.66	3.52	4.42	2500	37.3	2.4	1.92
	8	0.85	3.13	3.71	2500	37.29	2.4	2.63
	9	0.96	3.38	5.61	2500	37.39	2.4	2.12
	10	1.43	3.21	5.77	2500	37.3	2.4	2.91
	11	1.45	3.24	6.36	2500	37.31	2.4	2.71
	12	1.62	2.94	6.8	2500	37.45	2.4	2.57
	13	1.7	2.98	7.56	2500	37.23	2.4	2.45

L2_25_2 PTMC NON-BLANCHIE

 $\theta = 2$ CNC = 2.4 VR = 2500 TTR = 37.2 DENS = 0.976


	Q	DH100	DHE	V	RE	TM
	0	1	2	3	4	
	$1 \cdot 10^{-13}$	$2.36 \cdot 10^{-14}$	0	$4.65 \cdot 10^{-14}$	$3.49 \cdot 10^{-9}$	
	$1 \cdot 10^{-13}$	$2.36 \cdot 10^{-14}$	0	$4.65 \cdot 10^{-14}$	$3.5 \cdot 10^{-9}$	
	0.26	4.25	0.04	0.12	9248.52	
	0.27	4.31	0.05	0.13	9435.57	
	0.39	4.74	0.09	0.18	$1.35 \cdot 10^4$	
MCOND =	0.41	4.95	0.09	0.19	$1.43 \cdot 10^4$	
	0.61	5.81	0.19	0.28	$2.13 \cdot 10^4$	
	0.66	6	0.23	0.31	$2.32 \cdot 10^4$	
	0.85	6.35	0.36	0.4	$3 \cdot 10^4$	
	0.96	6.47	0.45	0.45	$3.4 \cdot 10^4$	

ANNEXE 7
IMAGES RMN

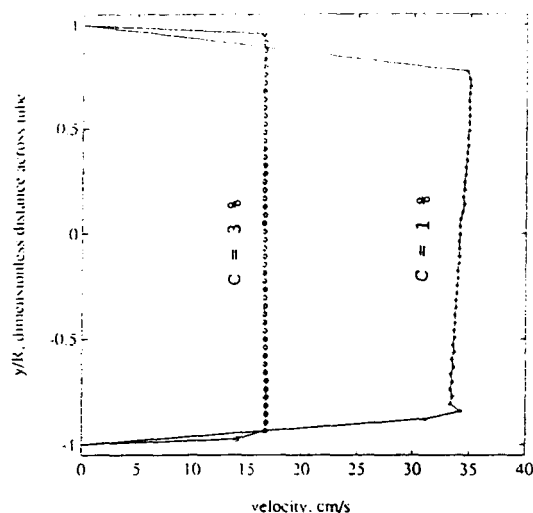


Figure 11. One-dimensional velocity profiles constructed from Figures 9 and 10. Circles and asterisks indicate measured velocities for each of the consistencies.

region in the upper portion of the tube. The settling of the suspension creates secondary flows in the x-y plane which will produce measurement errors for this technique. We will treat these errors below in the discussion of the image data. To summarize the velocity data, the velocity profiles for the 1% and 3% material are plotted in Figure 11. Though we expect that the no-slip condition should apply at the walls of the tube, the velocity gradient near the walls in these experiments was such that we were unable to observe significant signal in this region.

Two-Dimensional Images

Since the flow field in this experiment (plug-flow) was particularly simple, the one-dimensional images can do an excellent job in characterizing the velocity profile (Figure 11). However, the two-

dimensional images can provide details on secondary phenomena that are lost in the projection images. The issues we want to discuss with the two-dimensional images are (1) the possibility of directly observing the motion of the fibers relative to the motion of the fluid and (2) the effect of motion in planes orthogonal to the direction of bulk flow.

In Figure 12, we show, for reference, an image of a static (non-flowing) sample of the 3% material. This material showed no indications of settling on standing and the relative flatness of the image bears this out. Figure 13 shows an image of the same material under flow conditions. This image was generated from a detection pulse offset from the tag pulse by 13 mm (see Figure 9) and is representative of the central portion of the plug. Neither Figure 12 nor 13 show a great deal of contrast that could be interpreted as local variations in the pulp consistency. This would indicate that, at present, measurement of fiber motion directly from these images is not possible. The indirect effects of the fibers can be detected by flow-field measurements but the fibers themselves are transparent at and around the 3% consistency level.

In addition to the general increase in noise within the pipe in the image of the flowing material over that of the static material, there is a band of noise that extends outside the pipe along the x-axis (Figure 13). This band is due to a flow-generated artifact and stems from the presence of motion in the direction that was chosen for phase-encoding (the x-direction in our case). While the relative intensity of this artifact is small compared to the intensities in the pipe, it does indicate that secondary flows are detectable in the flow of a 3% suspension. The fact that these flows cause observable effects also implies that there may be ways of using NMR to quantify them. Since the magnitude of these flows is small relative to the bulk flow, it may be difficult to quantify them via the time-of-flight method described here. However, there is another mode of NMR flow measurement, the so-called phase method (Caprihan, Griffey and Fukushima, 1990; Caprihan and Fukushima, 1990), that is potentially applicable to these secondary flows. We are currently exploring this possibility and will report our results at a later date.

The lateral flows were also present in the 1% material and in Figures 14 and 15, we show contour plots of the images taken for the 1% and 3% materials, respectively. By normalizing the intensity of the image to the mean of the signal in the pipe region for each image, we can plot equal-intensity contours that show the strength of the secondary flows to the primary flow. Shown in Figures 14 and 15 are the 10% intensity contours. As is evident, there is a relatively

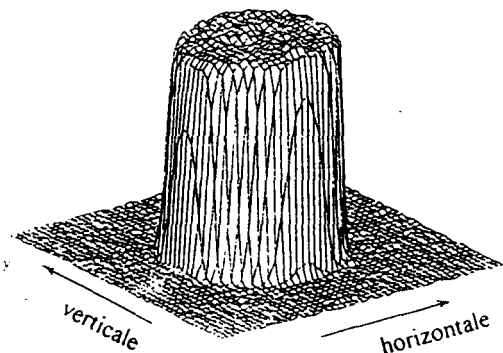


Figure 12. Mesh plot of the image taken for a static sample of 3% material.

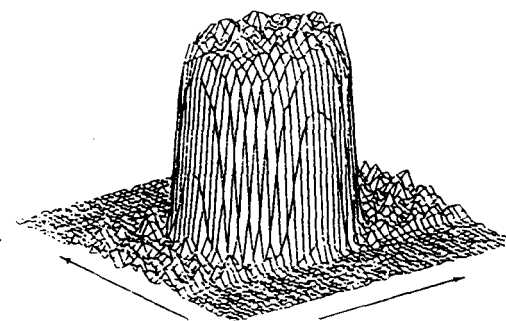


Figure 13. Mesh plot of the image taken for a flowing sample of 3% material. Note the band of noise along the x-axis (compare to Figure 12).

ANNEXE 8**TABLEAUX DES VALEURS DES PARAMÈTRES DU MODÈLE DE TAPPI**

Data for use with Equation [1] or Equation [1M] to determine velocity limit, V_{\max} (1).

PULP TYPE		K'	σ
Unbeaten aspen sulfite never dried	Stainless Steel	0.85 (0.26)	1.6
Long fibered kraft never dried CSF = 725 (6)	PVC	0.98 (0.3)	1.85
	Stainless Steel	0.89 (0.27)	1.5
Long fibered kraft never dried CSF = 650 (6)	PVC	0.85 (0.26)	1.9
Long fibered kraft never dried CSF = 550 (6)	PVC	0.75 (0.23)	1.65
Long fibered kraft never dried CSF = 260 (6)	PVC	0.75 (0.23)	1.8
Bleached kraft pine dried and reslurried (6)	PVC	0.79 (0.24)	1.5
	Stainless Steel	0.59 (0.18)	1.45
Long fibered kraft dried and reslurried (6)	PVC	0.49 (0.15)	1.8
Kraft birch dried and reslurried (6)	PVC	0.69 (0.21)	1.3
Stone groundwood CSF = 114	PVC	4.0 (1.22)	1.40
Refiner groundwood CSF = 150	PVC	4.0 (1.22)	1.40
Newsprint broke CSF = 75	PVC	4.0 (1.22)	1.40
Refiner groundwood (hardboard)	PVC	4.0 (1.22)	1.40
Refiner groundwood (insulating board)	PVC	4.0 (1.22)	1.40
Hardwood NSSC CSF = 620	PVC	0.59 (0.18)	1.8

- NOTES: 1. When metric (SI) units are utilized, use the value of K' given in parentheses. When the metric values are used, diameter (D) must be in millimetres (mm) and velocity (V) in metres per second (m/s).
 2. Original data obtained in stainless steel and PVC pipe. PVC is taken to be hydraulically smooth pipe.
 3. Stainless steel may be hydraulically smooth although some manufacturing processes may destroy the surface and hydraulic smoothness is lost.
 4. For cast iron and galvanized pipe, the K' values will be reduced. No systematic data are available for the effects of surface roughness.
 5. If pulps are not identical to those shown, some engineering judgement is required.
 6. Wood is New Zealand Kraft pulp.

TABLE IA

Data (5, 6) for use with Equation [1] or Equation [1M] to determine velocity limit, V_{\max} .

PULP TYPE (5)		K'	σ
Unbleached sulfite	Copper	0.98 (0.3)	1.2
Bleached sulfite	Copper	0.98 (0.3)	1.2
Kraft	Copper	0.98 (0.3)	1.2
Bleached straw	Copper	0.98 (0.3)	1.2
Unbleached straw	Copper	0.98 (0.3)	1.2

Estimates for other pulps based on published literature.

PULP TYPE (5,6)		K'	σ
Cooked groundwood	Copper	0.75 (0.23)	1.8
Soda	Steel	4.0 (1.22)	1.4

Note: When metric (SI) units are utilized, use the value of K' given in parentheses. When the metric values are used, diameter (D) must be millimetres (mm) and velocity (V) in metres per second (m/s).

Source: GOULDS PUMP MANUAL

Data for use with Equation [2] or Equation [2M] to determine head loss, $\Delta H/L$ (1).

PULP TYPE	K	α	β	γ
Unbeaten aspen sulfite never dried	5.30 (235)	0.36	2.14	-1.04
Long fibered kraft never dried CSF = 725 (5)	11.80 (1301)	0.31	1.81	-1.34
Long fibered kraft never dried CSF = 650 (5)	11.30 (1246)	0.31	1.81	-1.34
Long fibered kraft never dried CSF = 550 (5)	12.10 (1334)	0.31	1.81	-1.34
Long fibered kraft never dried CSF = 260 (5)	17.00 (1874)	0.31	1.81	-1.34
Bleached kraft pine dried and reslurried (5)	8.80 (970)	0.31	1.81	-1.34
Long fibered kraft dried and reslurried (5)	9.40 (1036)	0.31	1.81	-1.34
Kraft birch dried and reslurried (5)	5.20 (236)	0.27	1.78	-1.08
Stone groundwood CSF = 114	3.81 (82)	0.27	2.37	-0.85
Refiner groundwood CSF = 150	3.40 (143)	0.18	2.34	-1.09
Newsprint broke CSF = 75	5.19 (113)	0.36	1.91	-0.82
Refiner groundwood (hardboard)	2.30 (196)	0.23	2.21	-1.29
Refiner groundwood (insulating board)	1.40 (87)	0.32	2.19	-1.16
Hardwood NSSC CSF = 620	4.56 (369)	0.43	2.31	-1.20

- NOTES: 1. When metric (SI) units are utilized, use the value of K given in parentheses. When the metric values are used, diameter (D) must be in millimetres (mm) and velocity must be in metres per second (m/s).
 2. Original data obtained in stainless steel and PVC pipe (7, 8, 9).
 3. No safety factors are included in the above correlations.
 4. The friction loss depends considerably on the condition of the inside of the pipe surface (10).
 5. Wood is New Zealand Kraft pulp.

TABLE IIA

Data (5,6) for use with Equation [2] or Equation [2M] to determine head loss, $\Delta H/L$.

PULP TYPE (5)	K	α	β	γ
Unbleached sulfite	12.69 (1438)	0.36	1.89	-1.33
Bleached sulfite	11.40 (1291)	0.36	1.89	-1.33
Kraft	11.40 (1291)	0.36	1.89	-1.33
Bleached straw	11.40 (1291)	0.36	1.89	-1.33
Unbleached straw	5.70 (646)	0.36	1.89	-1.33

Estimates for other pulps based on published literature.

PULP TYPE (5,6)	K	α	β	γ
Cooked groundwood	6.20 (501)	0.43	2.31	-1.20
Soda	6.50 (288)	0.36	1.85	-1.04

NOTE: When metric (SI) units are utilized, use the value of K given in parentheses. When the metric values are used, diameter (D) must be in millimetres (mm) and velocity must be in metres per second (m/s).

ANNEXE 9

**PROGRAMME DE RECHERCHE DES COEFFICIENTS NON-LINÉAIRES DU
MODÈLE DE TAPPI À L'AIDE DE LA FONCTION «GIVEN...Minerr»**

TAPPIMOD.mcd

27 SEPT. 1993 GERMAIN COTÉ

PROGRAMME DE RECHERCHE DES VALEURS QUI MINIMISE LA SOMME
DES MOINDRES CARRÉS PAR LA FONCTION "GIVEN Minerr"

LECTURE DE LA MATRICE DES DONNÉES EXPÉRIMENTALES ET ASSI-
GNATION PAR COLONNE.

MAT := READPRN(PTCMVMAX) DONNÉES NON FILTRÉES AVEC V<Vmax
OU Vmax = 0.3 * CONC ^ 1.2

Q := MAT<0> . 10 ⁻³	DÉBIT	[m ³]
H := MAT<1>	PERTE DE CHARGE PTCM	[M H2O/100 M]
HE := MAT<2>	PERTE DE CHARGE EAU A 20o C	[M H2O/100 M]
V := MAT<3>	VITESSE	[M/SEC]
RE := MAT<4>	REYNOLDS	
T := MAT<5>	TEMPÉRATURE	[oC]
C := MAT<6>	CONCENTRATION	[%]
D := MAT<7> . 10 ³	DIAMETRE	[mm]

n := length(Q) NOMBRE DE DONNÉES
n = 145

M := 5 NOMBRE DE PARAMETRES

TOL := .01	TOLÉRANCE DE LA RECHERCHE
F2 := 1	INITIALISATION
F3 := 1	INITIALISATION
F4 := 1	INITIALISATION
F5 := 1	INITIALISATION

MODELE DE TAPPI

$$HM(V, D, C, T, Z, K, \alpha, \beta, \gamma) := (1 + Z \cdot (35 - T)) \cdot F2 \cdot F3 \cdot F4 \cdot F5 \cdot K \cdot V^\alpha \cdot C^\beta \cdot D^\gamma$$

i := 0..n - 1 PLAGE D'ITÉRATION

SOMME DES MOINDRES CARRÉS

$$SMC(Z, K, \alpha, \beta, \gamma) := \sum_i \left(H_i - HM(V_i, D_i, C_i, T_i, Z, K, \alpha, \beta, \gamma) \right)^2$$

INITIALISATION

Z := 0.0	FACTEUR D'INFLUENCE DE LA REMPERATURE
K := 138	FACTEUR DE PÂTE

$\alpha := .45$ EXPOSANT VITESSE
 $\beta := 1.83$ EXPOSANT CONCENTRATION
 $\gamma := -1.05$ EXPOSANT DIAMÈTRE

ÉTANT DONNÉ "GIVEN".....MINIMISER "Minerr".....

GIVEN

AUTAN D'ÉQUATIONS QUE D'INCONNUS

SMC(Z,K, α , β , γ)=0

1=1

2=2

3=3

4=4

$\begin{bmatrix} Z \\ K \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} := \text{Minerr}(Z, K, \alpha, \beta, \gamma)$

CALCUL DES VALEURS SELON LE MODELE DE TAPPI AVEC LES PARAMÈTRES OBTENUES.

$F := (1 + Z \cdot (35 - T)) \cdot F2 \cdot F3 \cdot F4 \cdot F5$ FACTEUR F SELON GOULDS p.32

$HM := \overrightarrow{(F \cdot K \cdot V^\alpha \cdot C^\beta \cdot D^\gamma)}$ EQUATION 3.4

***** ANALYSE STASTISTIQUE *****

$HB := \frac{\sum H}{n}$ VALEUR MOYENNE DE LA RÉPONSE

$R := \overrightarrow{(H - HM)}$ RÉSIDUS

$ROD := \sum \left[\overrightarrow{(H - HB)^2} \right]$ SOMME DES CARRÉS DES ÉCARTS DE LA MOYENNE

$RD := \sum \overrightarrow{R^2}$ SOMME DES CARRÉS DES RÉSIDUS

$CRD := 1 - \left(\frac{RD}{ROD} \right)$ COEFFICIENT DE RÉGRESSION

$SD := \frac{RD}{n - (M - 1)}$ ESTIMATEUR DE LA VARIANCE

***** RÉSULTATS *****

VALEURS DES PARAMETRES

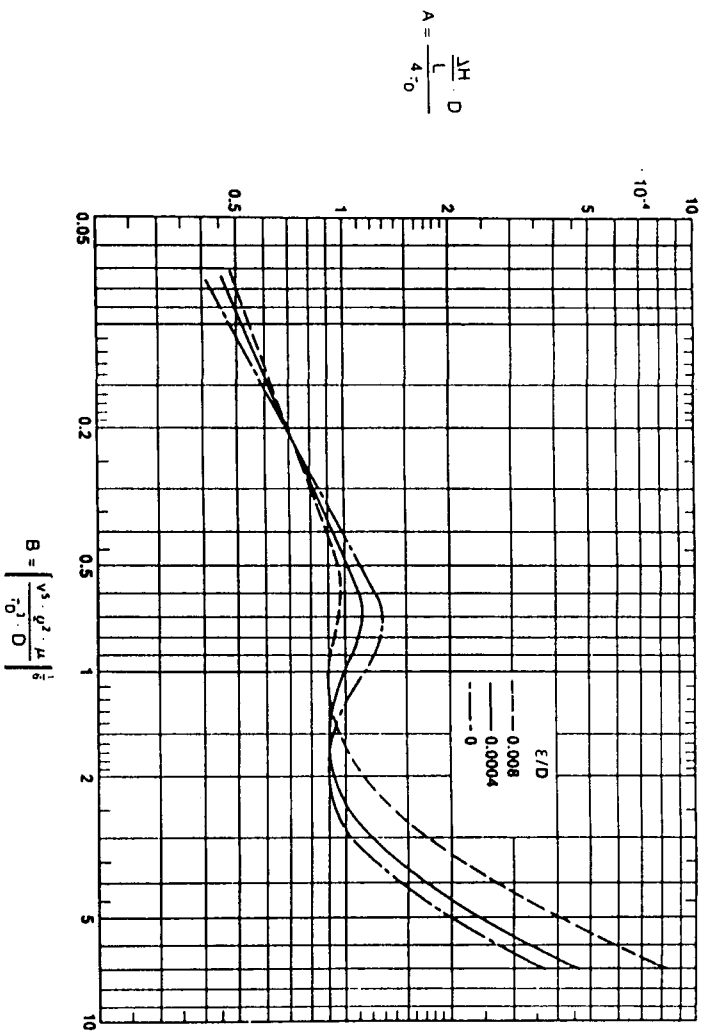
$Z = 0.0196$	FACTEUR D'INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE
$K = 136.3682$	FACTEUR DE PÂTE
$\alpha = 0.1015$	EXPOSANT VITESSE
$\beta = 2.033$	EXPOSANT CONCENTRATION
$\gamma = -1.0462$	EXPOSANT DIAMÈTRE
$CRD = 0.9373$	COEFFICIENT DE RÉGRESSION
$SD = 18.6554$	ESTIMATEUR DE LA VARIANCE

NOTE:

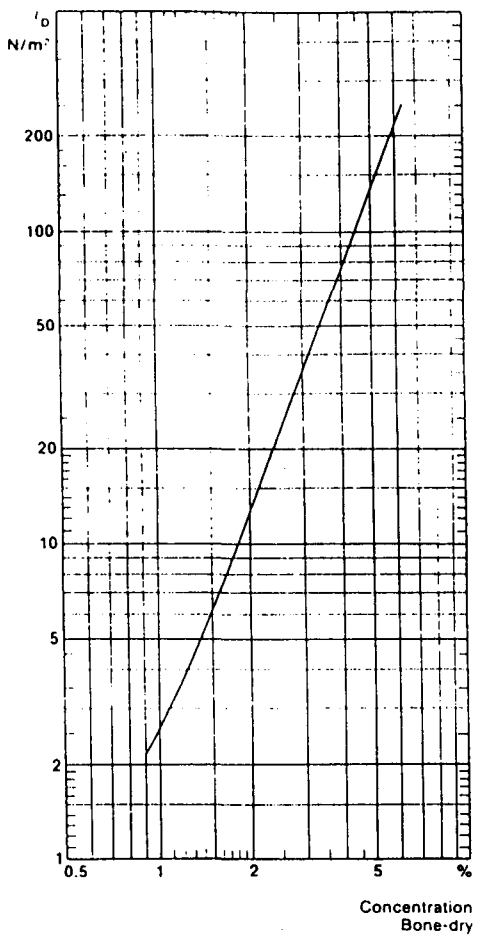
LES VALEURS PRÉSENTÉES DANS CET EXEMPLE N'ONT PAS
ÉTÉ RETENUES

ANNEXE 10
MODÈLE ADIMENSIONNEL DE MOLLER; FIGURES

courbes adimensionnelles



cisaillement τ_0



Source: SCANPUMP

ANNEXE 11

PROGRAMME DE DÉTERMINATION DES VALEURS DES PARAMÈTRES
CARACTÉRISTIQUES DE HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE

HQEAUMOD.MCD

20 AOÛT 1993 GERMAIN COTÉ

PROGRAMME DE DÉTERMINATION DES VALEURS DES PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE POMPAGE SELON LE MODÈLE IONEL ET PAR RECHERCHE NON-LINÉAIRE "GIVEN ET Minerr" DES COEFFICIENTS LINÉAIRES DU MODÈLE.

LECTURE DE LA MATRICE DE DONNÉES POUR L'EAU ET ASSIGNATION DES COLONNES DE VALEURS

MAT := READPRN(PQEAUT)

Q := MAT<0>	DÉBIT	[m^3]
H := MAT<1>	HAUTEUR DE CHARGE	[M COL. EAU]
PM := MAT<2>	PUISSANCE MÉCANIQUE	
PH := MAT<3>	PUISSANCE HYDRAULIQUE	
E := MAT<4>	EFFICACITÉ	[%]
N := MAT<5>	VITESSE DE ROTATION	[RPM]

n := length(Q) LONGUEURS DES COLONNES
n = 146

M := 3 NOMBRES DE PARAMÈTRES

TOL := .001 TOLÉRANCE DE LA RECHERCHE NUMÉRIQUE

MODELE DE HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE SELON LE MODÈLE IONEL

A2 = 2.6028 · 10⁻⁶ PARAMETRE DÉFINI PRÉCÉDAMENT POUR LES DÉBITS
NULS Q = 0. VOIR FICHIER PQMOD00.PRN

HM(Q, N, B2, C2) := A2 · N ² + B2 · N · Q + C2 · Q ²	ÉQUATION 4.19
i := 0..n - 1	PLAGE D'ITÉRATION
SMC(B2, C2) := $\sum_i (H_i - HM(Q_i, N_i, B2, C2))^2$	SOMME DES MOINDRES CARRÉS

INITIALISATION

B2 := 0.4

C2 := -7.4915 · 10⁵

ÉTANT DONNÉ "GIVEN" MINIMISE "Minerr"

GIVEN

SMC(B2, C2) = 0

AUTANT D'ÉQUATION QUE D'INCONUS

1 = 1

$\begin{pmatrix} B2 \\ C2 \end{pmatrix} := \text{Minerr}(B2, C2)$

***** RÉSULTATS *****

VALEURS DES PARAMETRES

$$A2 = 2.6028 \cdot 10^{-6}$$

$$B2 = 0.3907$$

$$C2 = -7.5547 \cdot 10^5$$

MODELE DE HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE SELON LE MODÈLE IONEL

RECALCUL DES VALEURS SELON LE MODÈLE AVEC AVEC LES PARAMÈTRES
CARACTÉRISTIQUES OBTENUS.

$$HM := \overrightarrow{(A2 \cdot N^2 + B2 \cdot N \cdot Q + C2 \cdot Q^2)} \quad \text{HAUTEUR DE CHARGE [M COL. EAU]}$$

***** ANALYSE STASTISTIQUE *****

$$HB := \frac{\sum H}{n} \quad HB = 10.602 \quad \text{VALEUR MOYENNE DE LA RÉPONSE}$$

$$R := \overrightarrow{(H - HM)} \quad \text{VECTEUR RÉSIDUS}$$

$$ROD := \sum \overrightarrow{[(H - HB)^2]} \quad ROD = 7390.2381 \quad \text{SOMME DES CARRÉS DES ÉCARTS DE LA MOYENNE}$$

$$RD := \sum \overrightarrow{R^2} \quad RD = 10.4353 \quad \text{SOMME DES CARRÉS DES RÉSIDUS}$$

$$CRD := 1 - \left(\frac{RD}{ROD} \right) \quad CRD = 0.9986 \quad \text{COEFFICIENT DE RÉGRESSION}$$

$$SD := \frac{RD}{n - (M - 1)} \quad SD = 0.0725 \quad \text{ESTIMATEUR DE LA VARIANCE}$$

ÉCRITURE DES VALEURS THÉORIQUES CALCULÉES AVEC LES PARAMÈTRES OBTENUS
SELON LE MODÈLE IONEL (POUR FINS GRAPHIQUES).

$$j := 0..25 \quad \text{PLAGE D'ITÉRATION}$$

$$QI_j := 0.2 \cdot j \cdot 10^{-3} \quad \text{DÉBITS INCRÉMENTÉS}$$

$$N10 := 1000$$

$$H10_j := A2 \cdot N10^2 + B2 \cdot N10 \cdot QI_j + C2 \cdot (QI_j)^2$$

$$N15 := 1500$$

$$H15_j := A2 \cdot N15^2 + B2 \cdot N15 \cdot QI_j + C2 \cdot (QI_j)^2$$

ETC...

HQEA0MOD.MCD $HM_0(N, A_2) := A_2 \cdot N^2$ ÉQUATION 4.16

HQEAUMOD.MCD $HM(Q, N, B_2, C_2) := A_2 \cdot N^2 + B_2 \cdot N \cdot Q + C_2 \cdot Q^2$ ÉQUATION 4.19

VALEURS DES PARAMETRES

OU

$$A_2 = 2.6028 \cdot 10^{-6}$$

$$B_2 = 0.3907$$

$$C_2 = -7.5547 \cdot 10^5$$

$$CRD = 0.9986$$

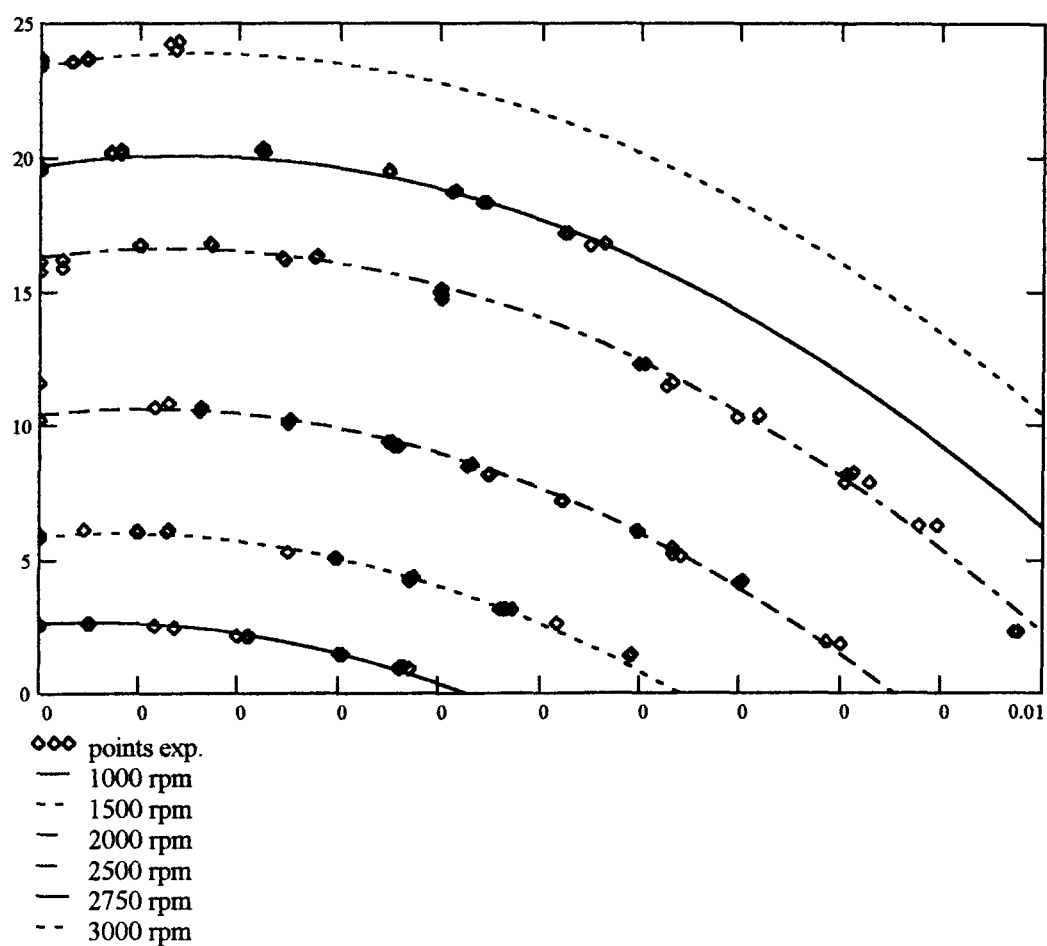
COEFFICIENT D'ÉCART

$$SD = 0.0725$$

ESTIMATEUR DE LA VARIANCE

FIGURE 4.3

HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE EN FONCTION DU DÉBIT

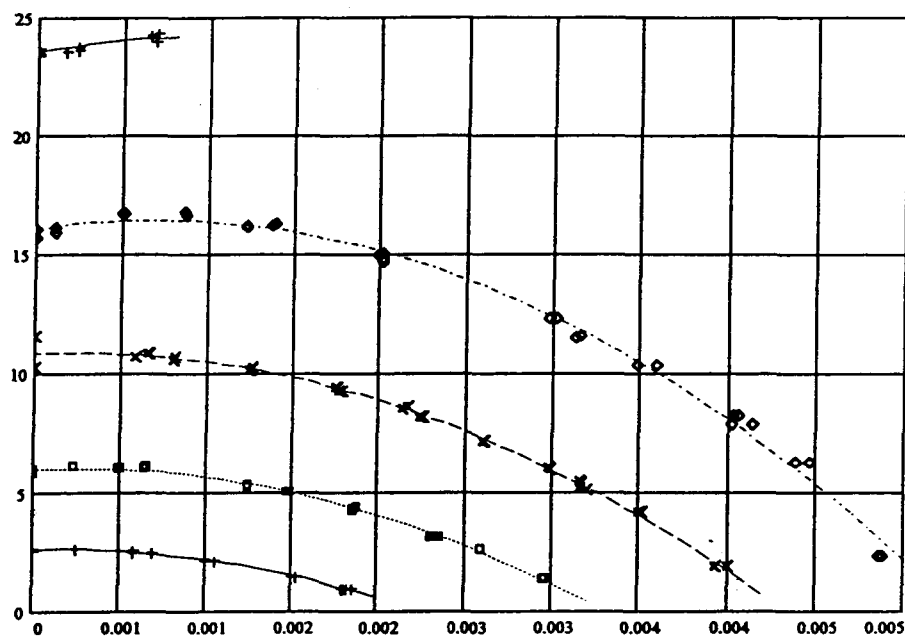


ANNEXE 12
COURBES ET PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE POMPAGE
PAR GROUPE DE VITESSE

HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE

MODÈLE $F=FN(Q,N)$

$$H := A2 \cdot N^2 + B2 \cdot N \cdot Q + C2 \cdot Q^2$$



+ PTS EXP 1000
 — MOD 1000
 □ PTS EXP 1500
 — MOD 1500
 × PTS EXP 2000
 — MOD 2000
 ◇ PTS EXP 2500
 — MOD 2500
 + PTS EXP 3000
 — MOD 3000

$$A210 = 2.5738 \cdot 10^{-6}$$

$$B210 = 0.2048$$

$$C210 = -6.0661 \cdot 10^5$$

$$CRD10 = 0.996$$

$$SD10 = 0.0018$$

$$A220 = 2.6999 \cdot 10^{-6}$$

$$B220 = 0.152$$

$$C220 = -6.4363 \cdot 10^5$$

$$CRD20 = 0.9913$$

$$SD20 = 0.0672$$

$$A225 = 2.5716 \cdot 10^{-6}$$

$$B225 = 0.4171$$

$$C225 = -7.6296 \cdot 10^5$$

$$CRD25 = 0.9935$$

$$SD25 = 0.1303$$

$$A215 = 2.6417 \cdot 10^{-6}$$

$$B215 = 0.2155$$

$$C215 = -6.4212 \cdot 10^5$$

$$CRD15 = 0.9946$$

$$SD15 = 0.013$$

$$A220 = 2.6999 \cdot 10^{-6}$$

$$B220 = 0.152$$

$$C220 = -6.4363 \cdot 10^5$$

$$CRD20 = 0.9913$$

$$SD20 = 0.0672$$

$$A230 = 2.6181 \cdot 10^{-6}$$

$$B230 = 0.4145$$

$$C230 = -6.0002 \cdot 10^5$$

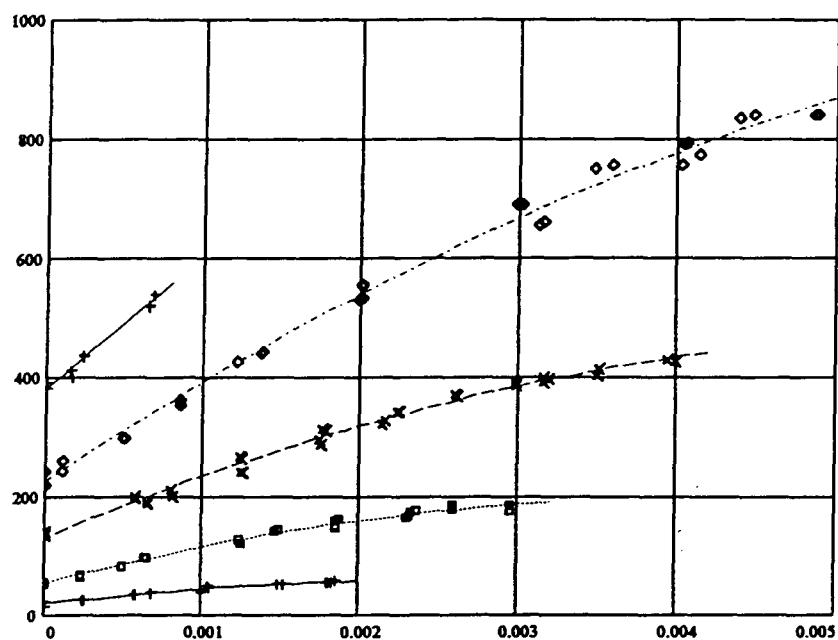
$$CRD30 = 0.7893$$

$$SD30 = 0.0253$$

PUISSANCE ABSORBÉE

MODELE PM=FN(Q,N)

$$PM := A3 \cdot N^2 \cdot Q - B3 \cdot N \cdot Q^2 + D3 \cdot N^3$$



+ PTS EXP 1000
 — MOD 1000
 □ PTS EXP 1500
 --- MOD 1500
 × PTS EXP 2000
 --- MOD 2000
 ◇ PTS EXP 2500
 --- MOD 2500
 + PTS EXP 3000
 — MOD 3000

$$A310 = 0.0287$$

$$B310 = 4811.1637$$

$$D310 = 1.9352 \cdot 10^{-8}$$

$$CRDP10 = 0.9584$$

$$SDP10 = 8.4064$$

$$A320 = 0.0279$$

$$B320 = 4503.2956$$

$$D320 = 1.6153 \cdot 10^{-8}$$

$$CRDP20 = 0.9919$$

$$SDP20 = 75.8161$$

$$A325 = 0.0282$$

$$B325 = 3775.918$$

$$D325 = 1.4344 \cdot 10^{-8}$$

$$CRDP25 = 0.9947$$

$$SDP25 = 271.0785$$

$$A315 = 0.0303$$

$$B315 = 5430.9489$$

$$D315 = 1.5823 \cdot 10^{-8}$$

$$CRDP15 = 0.992$$

$$SDP15 = 18.5587$$

$$A320 = 0.0279$$

$$B320 = 4503.2956$$

$$D320 = 1.6153 \cdot 10^{-8}$$

$$CRDP20 = 0.9919$$

$$SDP20 = 75.8161$$

$$A330 = 0.025$$

$$B330 = 1468$$

$$D330 = 1.408 \cdot 10^{-8}$$

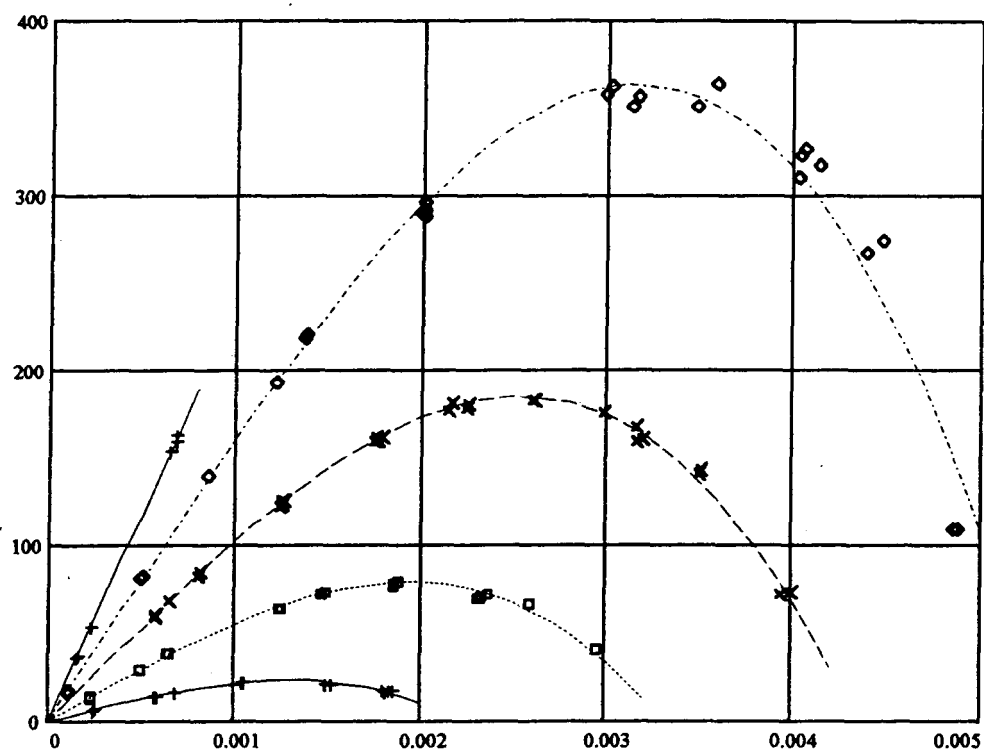
$$CRDP30 = 0.9855$$

$$SDP30 = 66.9163$$

PUISSANCE UTILE

MODÈLE $PU=FN(Q,N)$

$$PU := \rho \cdot G \cdot (A2 \cdot N^2 \cdot Q + B2 \cdot N \cdot Q^2 + C2 \cdot Q^3)$$

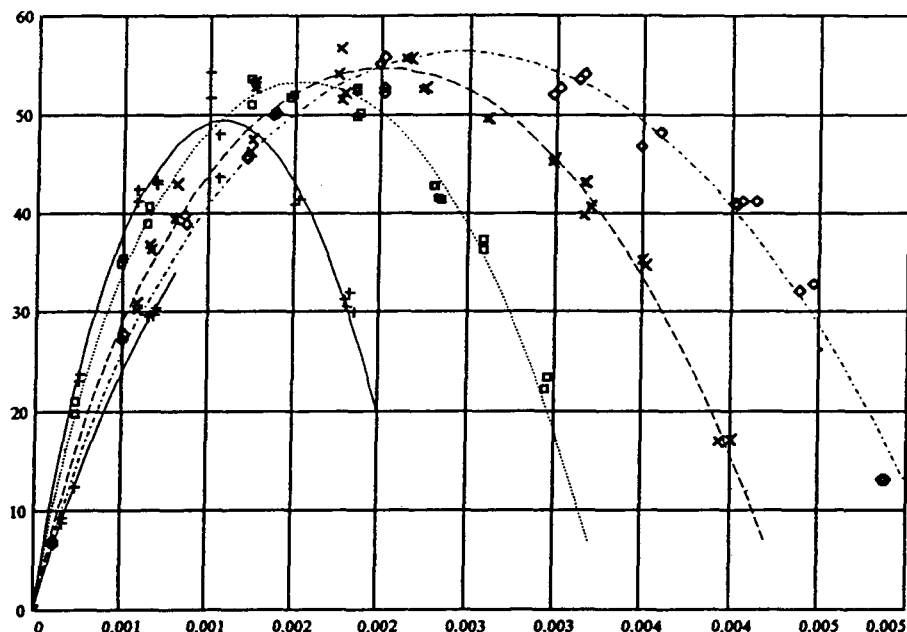


- + PTS EXP 1000
- MOD 1000
- PTS EXP 1500
- MOD 1500
- × PTS EXP 2000
- MOD 2000
- ◇ PTS EXP 2500
- MOD 2500
- + PTS EXP 3000
- MOD 3000

RENDEMENT

MODÈLE $EFF=FN(Q,N)$

$$EFF := \frac{p \cdot G \cdot (A2 \cdot N^2 \cdot Q + B2 \cdot N \cdot Q^2 + C2 \cdot Q^3)}{A3 \cdot N^2 \cdot Q - B3 \cdot N \cdot Q^2 + D3 \cdot N^3} \cdot 100$$



+ PTS EXP 1000
 — MOD 1000
 □ PTS EXP 1500
 — MOD 1500
 × PTS EXP 2000
 — MOD 2000
 ◇ PTS EXP 2500
 — MOD 2500
 + PTS EXP 3000
 — MOD 3000

VITESSE

EFFICACITE OPTIMALE

NP10 := 1000	max(EL10) = 49.3095
NP15 := 1500	max(EL15) = 53.2524
NP20 := 2000	max(EL20) = 54.649
NP25 := 2500	max(EL25) = 56.2725

DEBIT

HAUTEUR DE CHARGE PUISSANCE ABS.

QP10 := 0.0011	HOP10 := 2.07	PMP10 := 45.04
QP15 := 0.0015	HOP15 := 4.99	PMP15 := 137.50
QP20 := 0.0020	HOP20 := 8.95	PMP20 := 316.21
QP25 := 0.0024	HOP25 := 14.19	PMP25 := 590.39

ANNEXE 13
PROGRAMME DE CALCUL DES COEFFICIENTS LINÉAIRES DU MODÈLE DE
HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE PAR LA MÉTHODE DES MOINDRES
CARRÉS

ZQH11RGS.MCD

27 SEPT. 1993 GERMAIN COTÉ

PROGRAMME DE DÉTERMINATION DES VALEURS (UNIQUES) DES PARAMÈTRES
CARACTÉRISTIQUES DE POMPAGE (HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE) PAR
MÉTHODE LINÉAIRE DES MOINDRES CARRÉES.

LECTURE DE LA MATRICE ET ASSIGNATIONS DES VALEURS PAR COLONNES

MAT := READPRN(Z11TT35) TOUTES DONNÉES CONFONDUES

Q := MAT^{<0>} · 10⁻³ DÉBIT [m³]

H := MAT^{<1>} HAUTEUR DE CHARGE POMPE [M H₂O]

EFF := MAT^{<2>} EFFICACITÉ [%]

VR := MAT^{<3>} VITESSE DE ROTATION [T/M]

T := MAT^{<4>} TREYNOLDSRE [°C]

CO := MAT^{<5>} CONCENTRATION [%]

CPL := MAT^{<6>} COUPLE TRANSMIS [N*M]

N := length(Q) NOMBRE DE DONNÉES

N = 106

n := 0.. N - 1

M := 3 NOMBRES DE PARAMETRES

MODELE DE REGRESSION LINÉAIRE
MODELE DE I. IONEL

HP = A2 N**2 + B2 Q*N + C2 Q**2 ÉQUATION 4.19

Y = C0 Z0 + C1 Z1 + C2 Z2 MODÈLE LINÉAIRE

ÉCRITURE DU VECTEUR Y ET DE LA MATRICE Z

$Y_n := H_n$

$Z_{n,0} := \overrightarrow{(VR_n)^2}$

$Z_{n,1} := \overrightarrow{(Q_n \cdot VR_n)}$

$Z_{n,2} := \overrightarrow{(Q_n)^2}$

***** S(M,M) = ZT(M,N) * W(N,N) * Z(N,M)

s := 0..M - 1

ÉLÉMENTS DE LA DIAGONALE

$$S_{s,s} := \sum \overrightarrow{(Z^{<s>})^2}$$

ÉLÉMENTS DE LA 1^{iere} LIGNE ET SES SYMÉTRIQUES

$$S_{0,1} := \sum \overrightarrow{(Z^{<0>} \cdot Z^{<1>})}$$

$$S_{0,2} := \sum \overrightarrow{(Z^{<0>} \cdot Z^{<2>})}$$

$$S_{1,0} := S_{0,1} \quad S_{2,0} := S_{0,2}$$

ÉLÉMENTS DE LA 2^{ieme} LIGNE ET SES SYMÉTRIQUES

$$S_{1,2} := \sum \overrightarrow{(Z^{<1>} \cdot Z^{<2>})}$$

$$S_{2,1} := S_{1,2}$$

***** MATRICE S(M,M)

$$S = \begin{bmatrix} 3.8904 \cdot 10^{15} & 2.7573 \cdot 10^9 & 3034.2194 \\ 2.7573 \cdot 10^9 & 3034.2194 & 0.0038 \\ 3034.2194 & 0.0038 & 5.1715 \cdot 10^{-9} \end{bmatrix}$$

***** ZT(M,N) = Z(N,M) TRANSPOSÉ

$$ZT := Z^T$$

***** D(M) = ZT(M,N) * Y(N)

$$D := ZT \cdot Y$$

***** SI(M,M) = S(M,M) INVERSÉE

$$SI := S^{-1}$$

***** C(M) = SI(M,M) * D(M)

C := SI·D

$$C = \begin{bmatrix} 1.662 \cdot 10^{-6} \\ 0.1466 \\ -6.7583 \cdot 10^5 \end{bmatrix}$$

***** HM(N) = Z(N,M) * C(M)

HM := Z·C

***** ANALYSE STATISTIQUE *****

$$HB := \frac{\sum H}{N}$$

VALEUR MOYENNE DE LA RÉPONSE

$$R := \overrightarrow{(H - HM)}$$

RÉSIDUS

$$ROD := \sum \left[\overrightarrow{(H - HB)}^2 \right]$$

SOMME DES CARRÉS DES ÉCARTS DE LA MOYENNE

$$RD := \sum \overrightarrow{R}^2$$

SOMME DES CARRÉS DES RÉSIDUS

$$CRD := 1 - \left(\frac{RD}{ROD} \right)$$

$$SD := \frac{RD}{N - (M - 1)}$$

VALEURS DES PARAMETRES CARACTÉRISTIQUES POUR LE MODÈLE DE
HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE

$$A2 := C_0$$

$$B2 := C_1$$

$$C2 := C_2$$

$$A2 = 1.662 \cdot 10^{-6}$$

$$B2 = 0.1466$$

$$C2 = -6.7583 \cdot 10^5$$

CALCUL DES VALEURS THÉORIQUES DES HAUTEURS DE CHARGE DÉVELOPPÉE PAR LA POMPE SELON LE MODÈLE (POUR FINS GRAPHIQUES)

j := 0..25

$QI_j := 0.2 \cdot j \cdot 10^{-3}$

N10 := 1000

$H10_j := A2 \cdot N10^2 + B2 \cdot N10 \cdot QI_j + C2 \cdot (QI_j)^2$

N15 := 1500

$H15_j := A2 \cdot N15^2 + B2 \cdot N15 \cdot QI_j + C2 \cdot (QI_j)^2$

N20 := 2000

$H20_j := A2 \cdot N20^2 + B2 \cdot N20 \cdot QI_j + C2 \cdot (QI_j)^2$

N25 := 2500

$H25_j := A2 \cdot N25^2 + B2 \cdot N25 \cdot QI_j + C2 \cdot (QI_j)^2$

N27 := 2750

$H27_j := A2 \cdot N27^2 + B2 \cdot N27 \cdot QI_j + C2 \cdot (QI_j)^2$

LECTURE DES MATRICES DES VALEURS EXPÉRIM. PAR VITESSE DE ROTATION

MAT27 := READPRN(Z112735) DONNÉES PARTIELLES

$Q27 := MAT27^{<0>} \cdot 10^{-3}$ DÉBIT [m³]

$H127 := MAT27^{<1>}$ HAUTEUR DE CHARGE POMPE [M H2O]

$EFF27 := MAT27^{<2>}$ EFFICACITÉ [%]

$VR27 := MAT27^{<3>}$ VITESSE DE ROTATION [RPM]

$T27 := MAT27^{<4>}$ TEMPERATURE [°C]

$CO27 := MAT27^{<5>}$ CONCENTRATION [%]

$CPL27 := MAT27^{<6>}$ COUPLE TRANSMIS [N*M]

K := length(Q27)

k := 0..K - 1

ETC...

Z11TT35H.MCD MODÉLISÉ AVEC Z11TT35.PRN GRAPHIQUE AVEC Z11TP35.PRN

MODÈLE DE IONEL ÉQU. 4.19

$$A2 = 1.662 \cdot 10^{-6}$$

$$H = A2 \cdot N^2 + B2 \cdot N \cdot Q + C2 \cdot Q^2$$

OU

$$B2 = 0.1466$$

$$C2 = -6.7583 \cdot 10^5$$

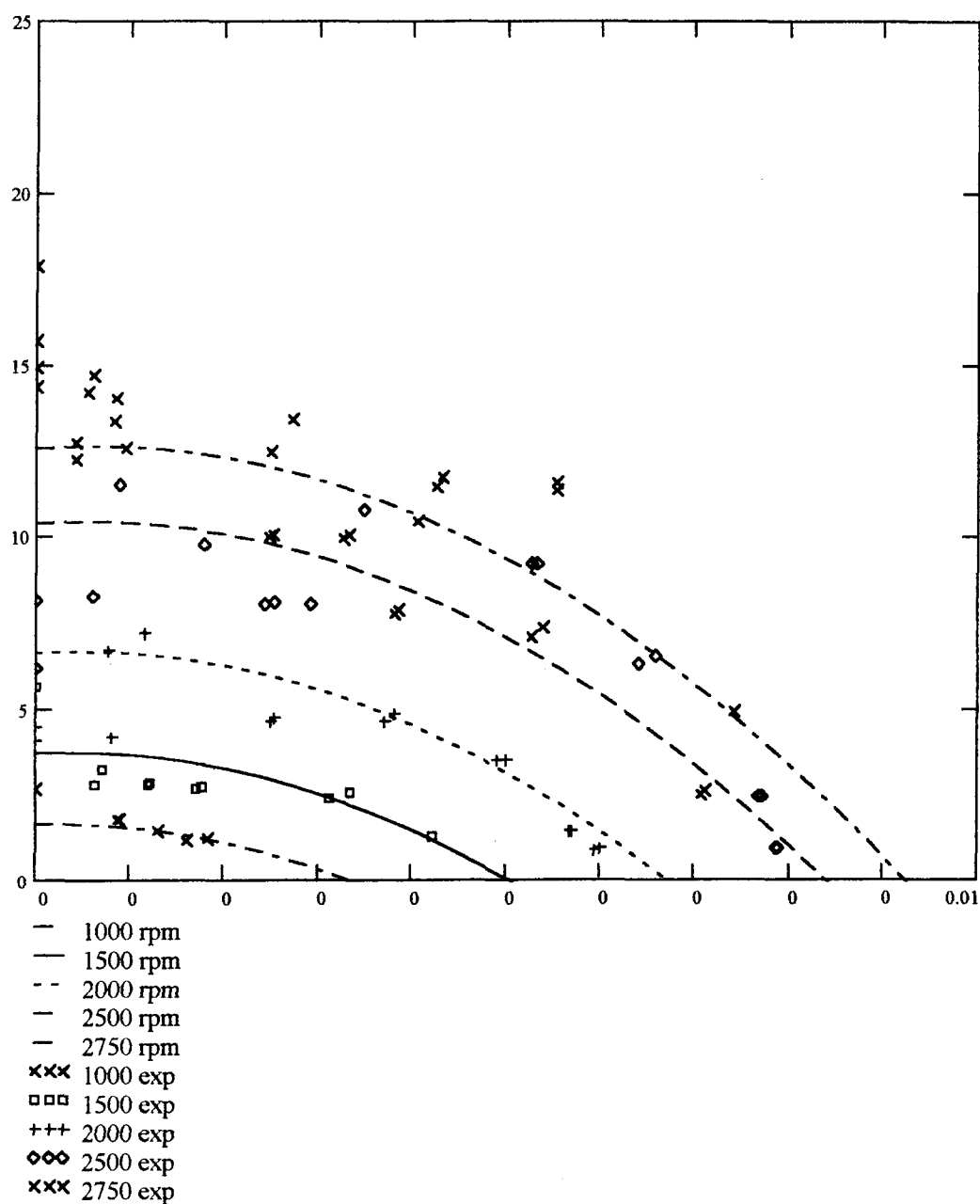
CRD = 0.8044

COEFFICIENT D'ÉCART

SD = 4.4784

ESTIMATEUR DE LA VARIANCE

FIGURE 4.16
HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE



VALEURS DES PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES OBTENUS LORS DU POMPAGE DE LA PTCM À 1.1% POUR TOUTES LES VITESSES DE ROTATION, SELON LES MODÈLE DE IONEL.

PARAMÈTRES POUR LA HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE

$$A2 := 1.6961 \cdot 10^{-6}$$

$$B2 := -0.1115$$

$$C2 := -5.4203 \cdot 10^5$$

$$CRD := 0.8507$$

COEFFICIENTS DE RÉGRESSION

$$SD := 3.1392$$

ESTIMATEUR DE LA VARIANCE

PARAMÈTRES POUR LA PUISSANCE ABSORBÉE

$$A3 := 0.0079$$

$$B3 := -7062.6429$$

$$D3 := 3.3364 \cdot 10^{-8}$$

$$CRD := 0.8837$$

COEFFICIENTS DE RÉGRESSION

$$SD := 8318.632$$

ESTIMATEUR DE LA VARIANCE

ANNEXE 14
PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE POMPAGE OBTENUS PAR GROUPE DE
VITESSE POUR DE LA PTCM À 1.1% DE CONCENTRATION

PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE POMPAGE OBTENUS PAR GROUPE DE VITESSE DE ROTATION POUR DE LA PTCM À 1.1% DE CONCENTRATION.

LES PARAMÈTRES: NoXX, NOMBRE DE DONNÉES
 A2XX PARAMÈTRE DE HAUTEUR DE CHARGE A2
 À
 D3XX, PARAMÈTRE DE PUISSANCE ABSORBÉE D3
 CRDXX COEFFICIENT DE REGRESSION
 ET
 SDXX ESTIMATEUR DE LA VARIANCE

OÙ XX INDIQUE LA VITESSE DE ROTATION EN TOURS PAR MINUTE DIVISÉE PAR CENT
 EXEMPLE 10 POUR 1000 tr/min.

PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE

No10 := 6	No15 := 10	No20 := 13
A210 := $1.8335 \cdot 10^{-6}$	A215 := $1.1791 \cdot 10^{-6}$	A220 := $1.354 \cdot 10^{-6}$
B210 := 0.0635	B215 := 0.576	B220 := 0.5863
C210 := $-8.8002 \cdot 10^5$	C215 := $-6.9274 \cdot 10^5$	C220 := $-8.7853 \cdot 10^5$
CRD10 := 0.64	CRD15 := .089	CRD20 := 0.85
SD10 := 6.42	SD15 := 0.05	SD20 := 0.70
No25 := 15	No27 := 23	
A225 := $1.2056 \cdot 10^{-6}$	A227 := $1.7187 \cdot 10^{-6}$	
B225 := 1.3972	B227 := 0.0574	
C225 := $-1.1 - 255 \cdot 10^6$	C227 := $-7.3667 \cdot 10^5$	
CRD25 := 0.85	CRD27 := 0.7	
SD25 := 1.91	SD27 := 3.67	

PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE PUISSANCE ABSORBÉE

No10 := 6	No15 := 10	No20 := 13
A310 := 0.0776	A315 := 0.047	A320 := 0.0274
B310 := $6.7881 \cdot 10^4$	B315 := $1.0984 \cdot 10^4$	B320 := 6321.9
D310 := $1.6388 \cdot 10^{-7}$	D315 := $6.0036 \cdot 10^{-8}$	D320 := $4.0189 \cdot 10^{-8}$
CRD10 := 0.44	CRD15 := 0.96	CRD20 := 0.96
SD10 := 13	SD15 := 92	SD20 := 188
No25 := 15	No27 := 23	
A325 := 0.029	A327 := 0.0236	
B325 := 4762.5	B327 := 5126.3	
D325 := $2.368 \cdot 10^{-8}$	D327 := $2.8258 \cdot 10^{-8}$	
CRD25 := 0.97	CRD27 := 0.84	
SD25 := 936	SD27 := 3138	

ANNEXE 15
PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE POMPAGE OBTENUS POUR DE LA PTCM
PAR GROUPE DE CONCENTRATION

PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE POMPAGE OBTENUS PAR GROUPE DE CONCENTRATION POUR DE LA PTCM ET DE L'EAU.

LES PARAMÈTRES: A2YY PARAMÈTRE DE HAUTEUR DE CHARGE A2
 À
 D3YY PARAMÈTRE DE PUISSANCE ABSORBÉE D3

OÙ YY INDIQUE LA CONCENTRATION DE LA PTCM EN POURCENT MULTIPLIÉE PAR DIX
 EXEMPLE 24 POUR 2.4 % DE CONCENTRATION (0 POUR L'EAU).

PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE HAUTEUR DE CHARGE DÉVELOPPÉE

A20 := $2.615 \cdot 10^{-6}$	A204 := $2.436 \cdot 10^{-6}$	A211 := $1.206 \cdot 10^{-6}$
B20 := 0.3621	B204 := 0.4023	B211 := 1.397
C20 := $-7.425 \cdot 10^5$	C204 := $-7.943 \cdot 10^5$	C211 := $-1.26 \cdot 10^6$
A224 := $2.975 \cdot 10^{-7}$	A231 := $8.625 \cdot 10^{-8}$	A237 := $8.036 \cdot 10^{-7}$
B224 := 2.535	B231 := 3.546	B237 := 1.715
C224 := $-1.3145 \cdot 10^6$	C231 := $-1.855 \cdot 10^6$	C237 := $-9.892 \cdot 10^5$

PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE PUISSANCE ABSORBÉE

A30 := 0.0288	A304 := 0.0242	A311 := 0.029
B30 := 4083	B304 := 2009	B311 := 4762
D30 := $1.410 \cdot 10^{-8}$	D304 := $1.983 \cdot 10^{-8}$	D311 := $2.937 \cdot 10^{-8}$
A324 := 0.0531	A331 := 0.0579	A337 := 0.0283
B324 := 15635	B331 := 17796	B337 := 3578
D324 := $1.332 \cdot 10^{-8}$	D331 := $1.889 \cdot 10^{-8}$	D337 := $3.556 \cdot 10^{-8}$