POLYPUBLIE

Caractérisation expérimentale de l'hydrodynamique dans un mélangeur coaxial

Stéphane Foucault

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

Date	2004
Type	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis Mémoire de maîtrise/Master's thesis
URL de PolyPublie PolyPublie URL	https://publications.polymtl.ca/7484/
Conditions d'utilisation Terms of use	© Tous droits réservés / All rights reserved
Référence Citation	Foucault, S. (2004). Caractérisation expérimentale de l'hydrodynamique dans un mélangeur coaxial [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/7484/

Détails de la thèse
Thesis details

Directeurs de recherche Advisors	Philippe A. Tanguy
Programme Program	Non spécifié

Ce fichier a été téléchargé à partir de PolyPublie, le dépôt institutionnel de Polytechnique Montréal
This file has been downloaded from PolyPublie, the institutional repository of Polytechnique Montréal
https://publications.polymtl.ca

NOTE TO USERS

This reproduction is the best copy available.

UMI®

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

CARACTÉRISATION EXPÉRIMENTALE DE L'HYDRODYNAMIQUE DANS UN MÉLANGEUR COAXIAL

STÉPHANE FOUCAULT

DÉPARTEMENT DE GÉNIE CHIMIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES

(GÉNIE CHIMIQUE)

MAI 2004

© Stéphane Foucault, 2004.

Library and Archives Canada

Published Heritage Branch

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque et Archives Canada

Direction du Patrimoine de l'édition

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence
ISBN: 0-612-97948-2
Our file Notre référence
ISBN: 0-612-97948-2

NOTICE:
The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:
L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

CARACTÉRISATION EXPÉRIMENTALE DE L'HYDRODYNAMIQUE DANS UN MÉLANGEUR COAXIAL

présenté par: FOUCAULT Stéphane

en vue de l'obtention du diplôme de: Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de:

M. LEGROS Robert, Ph.D., président

M. TANGUY Philippe A., Ph.D., membre et directeur de recherche

M. JOLICOEUR Mario, Ph.D., membre

À Marylene Piché pour sa présence
Et son support inconditionnel

À Louise et Sébastien

- REMERCIEMENTS -

J'aimerais tout d'abord remercier mon directeur de recherche, Monsieur Philippe Tanguy, pour la confiance qu'il m'a accordée en m'accueillant au sein de son groupe de recherche, pour les conseils qu'il m'a prodigués tout au long de mes travaux, tout en me laissant suffisamment de latitude dans la conduite de mes actions et pour le support financier qu'il m'a offert.

Ce travail n'aurait pu aboutir sans l'aide précieuse de mes collègues de l'URPEI qui ont œuvré indirectement sur mon projet. J'aimerais donc remercier : M. Gabriel Ascanio pour son aide et sa très grande disponibilité lors des essais expérimentaux, Mme Alfa Arzate pour son sens de l'organisation au laboratoire, M. Laurent Doucet, M. Jean-Philippe Gingras et M. Robin Giguère pour l'instigation de discussions enrichissantes et colorées qui ont su agrémenter mon travail.

Je suis également extrêmement reconnaissant envers M. Terry Murray et M. Gaston Henry pour leur professionnalisme et leur support technique durant la conception du mélangeur coaxial. Je désire aussi souligner le support technique de Monsieur Carol Painchaud, technicien au département de génie chimique.

J'adresse également mes remerciements au Professeur Pierre Carreau pour avoir mis à ma disposition les rhéomètres du CRASP pour toute la caractérisation rhéologique contenue dans ce travail. Je tiens aussi à souligner la grande disponibilité et la patience de Monsieur Frédéric Cotton qui m'a permis d'apprendre le bon fonctionnement des rhéomètres.

Finalement, je veux remercier ma copine Marylène Piché pour sa patience et son support durant ces deux dernières années.

- RÉSUMÉ -

Le but de ce travail est de caractériser de façon expérimentale l'hydrodynamique dans un mélangeur coaxial à double mouvement. Ce mélangeur est composé d'un mobile raclant de type ancre en périphérie du réservoir et de différentes turbines de dispersion placées au centre de la cuve. L'indépendance des systèmes de guidage de chacun des mobiles permet de faire fonctionner le système en mode co-rotatif ou contra-rotatif. Ainsi, nous avons défini pour les deux modes de rotation (co et contra-rotatif) l'influence de chacun des mobiles d'agitation sur la consommation de puissance totale du système. Pour les régimes d'écoulement (transitoire et turbulent), la détermination des temps de mélange a permis de trouver le mode de rotation le plus efficace pour homogénéiser les fluides Newtoniens et non Newtoniens.

Bien que le mélangeur coaxial possède une cinématique complexe de rotation, il a été possible de déterminer des corrélations de puissance en mode contra et co-rotatif pour tous les régimes d'écoulement (laminaire, transitoire et turbulent). Il est montré pour toutes les combinaisons de turbines que la consommation de puissance de l'ancre augmentait sensiblement en mode contrarotatif et qu'elle diminuait en mode co-rotatif. À l'inverse, aucune influence du mouvement de l'ancre n'a été observée sur la consommation de puissance des turbines de dispersion. En se basant sur les dimensions caractéristiques des turbines de dispersion et sur le concept de Metzner et Otto, nous avons déterminé de nouvelles corrélations de N_p et R_{eg} qui varient selon le mode de rotation. Pour des rapports de vitesse ($R_N = N_t / N_a$) supérieurs à 10, la courbe maîtresse de puissance du mélangeur coaxial est exactement la même que celle de la turbine seule. En dessous d'un rapport de vitesse de 10, les nouvelles corrélations ne s'appliquent plus et la courbe de puissance du mélangeur se décale de la courbe maîtresse. Ainsi, il est maintenant possible de déterminer la consommation de puissance globale du système pour n'importe quel mode de rotation ($R_N > 10$).

Finalement, les résultats ont montré pour toutes les turbines étudiées (R_N = 10, 20 et 30), que le mode co-rotatif offrait une meilleure capacité d'homogénéisation que les modes contra-rotatif et la turbine seule. Donc pour une même puissance d'agitation le mode co-rotatif est plus efficace en milieu Newtonien et non Newtonien. Pour des nombres de Reynolds supérieurs au nombre de Reynolds critique (R_{ec}), le temps de mélange est uniquement fonction de la turbine centrale. Il n'est donc pas nécessaire d'utiliser le mode coaxial et la puissance d'agitation est ainsi réduite. En milieu Newtonien et non Newtonien, la turbine Rushton est la plus efficace en terme d'homogénéisation. Par contre, parmi les 4 turbines de dispersion étudiées, la turbine Sevin s'avère le choix le plus judicieux pour disperser des fluides Newtoniens et non Newtoniens.

- ABSTRACT -

The goal of this work is to characterize in an experimental way the hydrodynamics of a coaxial mixer with double movement. This mixer is composed of a dispersing impeller and an anchor mounted on two independently actuated coaxial shafts. The dispersing turbine is fitted on the central shaft rotating at high speed, while the other shaft rotating at low speed supports the wall scraping anchor arm. The independence of each agitator drive makes it possible to operate the system in co-rotating or counter-rotating mode. Thus, we defined for the two modes (co and counter-rotating) the influence of each agitator on the system's total power consumption. For both flow regimes (transition and turbulent), mixing time experiments allowed us to optimize the homogenisation of Newtonian and non-Newtonian fluids.

Although the coaxial mixer follows complex kinematics, it was possible to determine the power correlations in co- and counter-rotating mode for all flow regimes (laminar, transition and turbulent) in the case of Newtonian and shear-thinning fluids. It was demonstrated that for all agitator combinations the power consumption of the anchor increased significantly in counter-rotating mode and decreased in co-rotating mode. On the other hand, no influence of the anchor was observed on the power dissipated by the dispersion impellers. Following the Metzner and Otto concept, new correlations for N_p and R_{eg} were proposed to obtain a unique master curve with Newtonian and shear-thinning fluids. For speed ratios ($R_N = N_t / N_a$) higher than 10, the coaxial power master curve was exactly the same as that of the turbine alone. For a speed ratio smaller than 10, the new correlations proposed do not apply and the mixer power curve is shifted from the master curve.

Finally, the results showed that for all the studied turbines (R_N = 10, 20 and 30), the co-rotating mode offered a better homogenisation efficiency than the counter-rotating mode or the turbine alone. For the same power consumption, the co-rotating mode is more

effective on Newtonian and non-Newtonian fluids. For Reynolds numbers higher than the critical Reynolds number (R_{ec}), the mixing time is only affected by the central turbine. Therefore, it is not necessary to use the coaxial mode and the power consumption is thus reduced. In Newtonian and non-Newtonian fluids, the Rushton impeller is most effective in terms of homogenisation. On the other hand, among the 4 dispersing impellers studied, the Sevin turbine proves to be the most judicious choice to disperse Newtonian and non-Newtonian fluids.

- TABLE DES MATIÈRES -

- DÉDICACE - IV
- REMERCIEMENTS - V
- RÉSUMÉ - VI
- ABSTRACT - VIII
- TABLE DES MATIÈRES - X
- LISTE DES TABLEAUX - XIII
- LISTE DES FIGURES - XIV
- NOMENCLATURE - XVIII
- LISTE DES ANNEXES - XXII
- CHAPITRE 1 - INTRODUCTION 1
1.1 Contexte et motivation 1
1.2 Objectifs du travail 5
1.3 Contenu du mémoire 6
- CHAPITRE 2 - REVUE DE LA LITTÉRATURE 7
2.1 Propriétés rhéologiques 7
2.1.1 Contrainte de cisaillement 7
2.1.2 Déformation et vitesse de cisaillement 8
2.1.3 Typologie de l'écoulement 10
2.1.3.1 Fluides sans contrainte critique 11
2.1.3.2 Fluides avec contrainte critique 12
2.1.4 Méthodes de mesure en cisaillement simple 13
2.2 Consommation de puissance (système d'agitation simple) 18
2.2.1 Fluide Newtonien 18
2.2.2 Fluide non Newtonien 22
2.3 Consommation de puissance (système d'agitation coaxial) 25
2.4 Temps de mélange en cuve agitée 30
2.4.1 Techniques de mesure du temps de mélange 32

2.4.1.1 Techniques visuelles (coloration-décoloration du milieu) 33
2.4.1.2 Méthode de conductivité électrique 34
2.4.1.3 Les sondes de pH 35
2.4.1.4 Méthode thermique 35
2.4.2 Études du temps de mélange (système d'agitation simple) 36
2.4.3 Études du temps de mélange (système d'agitation coaxial) 40
2.5 Objectifs spécifiques du mémoire 44
- CHAPITRE 3 - MÉTHODOLOGIE EXPERIMENTALE 45
3.1 Montage expérimental 45
3.2 Stratégie d'expérimentation 49
3.2.1 Consommation de puissance 49
3.2.2 Temps de mélange 49
3.2.3 Rhéologie des fluides étudiés 50
3.2.4 Consommation de puissance 51
3.2.5 Technique de temps de mélange 53
3.3 Acquisition de données et de mesures 54
- CHAPITRE 4 - CONSOMMATION DE PUISSANCE DANS UN MÉLANGEUR COAXIAL : FLUIDES NEWTONIENS ET NON NEWTONIENS 55
4.1 Présentation de l'article 55
4.2 POWER CHARACTERISTICS IN COAXIAL MIXING: NEWTONIAN AND NON-NEWTONIAN FLUIDS 57
4.2.1 Abstract 58
4.2.2 Introduction 58
4.2.3 Materials and Methods 60
4.2.3.1 Apparatus 60
4.2.3.2 Fluids and Rheology 63
4.2.4 Results and Discussion 64
4.2.4.1 Power Draw Analysis 64
4.2.4.2 Single Impeller 64

4.5.1.2 Coaxial Mixer 70
4.6 Conclusions 83
4.7 Acknowledgements 83
- CHAPITRE 5 - ÉTUDE DES TEMPS DE MÉLANGE DANS UN MÉLANGEUR COAXIAL EN MILIEU NEWTONIEN ET NON NEWTONIEN 84
5.1 Temps de mélange (fluide Newtonien) 84
5.2 Temps de mélange (fluide non Newtonien) 91
- CHAPITRE 6 - DISCUSSION GÉNÉRALE, CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS 96
- RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES - 98
- ANNEXES - 107

- LISTE DES TABLEAUX -

Tableau 2.1 – Lois rhéologiques de fluides ne présentant pas de contrainte critique (Bird, 1960)..... 11

Tableau 2.2 – Modèles rhéologiques décrivant l'écoulement de fluides à contrainte critique (Bird, 1960)..... 12

Tableau 2.3 – Valeurs des constantes *A* et *a* (Moo-Young et al, 1972)..... 37

Tableau 3.1 – Rhéologie des fluides non Newtoniens (type loi de puissance)..... 50

Table 4.1 – Laboratory coaxial mixer parameters..... 61

Table 4.2 – Power law behavior properties of fluids (23°C)..... 64

Table 4.3 – Power constants for the impellers..... 67

Table 4.4 – Values of K_s and $K_p(n)$ of each agitators..... 70

Tableau 5.1 – Valeurs des constantes *A* et *a* de la corrélation de temps de mélange (fluide Newtonien)..... 90

Tableau 5.2 – Valeurs des constantes *A* et *a* de la corrélation de temps de mélange (fluide non Newtonien)..... 94

Table A.1 – Power constant value for the impellers..... 117

Table A.2 – Mixing time obtained for the three impellers with Newtonian fluid (1 Pa·s) - (Impeller speed 450 rpm)..... 119

Table A.3 – Mixing time obtained for the three impellers with non-Newtonian fluids - (Impeller speed 450 rpm)..... 120

Table A.4 – Just-suspended speed for the three impellers with Newtonian and non-Newtonian fluid..... 121

- LISTE DES FIGURES -

Figure 1.1 – Mélangeurs bi-fonctions; a) Mélangeur planétaire, b) double agitateur décentré 3
Figure 1.2 – Mélangeurs bi-fonctions : a) Double agitateur, b) Mélangeur coaxial. 4
Figure 2.1 – Forces agissant sur deux éléments de couches voisines. 8
Figure 2.2 – Mouvement laminaire de cisaillement entre deux plans parallèles. 9
Figure 2.3 – Courbes d'écoulement des principales catégories de fluides avec ou sans contrainte critique. 10
Figure 2.4 – Schéma du rhéomètre à cylindre concentrique (de type Couette). 14
Figure 2.5 – Courbe caractéristique de puissance : allure générale. 19
Figure 2.6 – Régime d'écoulement laminaire (a) et turbulent (b) 21
Figure 2.7 – Courbe de puissance pour différents mobiles d'agitation 22
Figure 2.8 – Montage expérimental (mélangeur coaxial – Tanguy et al, 2002). 26
Figure 2.9 – Mélangeur coaxial – Köhler et al, 2003 27
Figure 2.10 – Mélangeur coaxial – Vanhove et al, 1993. 30
Figure 2.11 – Débit de pompage des principaux types d'agitateurs. 32
Figure 2.12 – Mélangeur coaxial – Schneider et al, 1990 41
Figure 2.13 – Effet de l'agitation contra-rotative sur le temps de mélange. 42
Figure 2.14 – Patron d'écoulement induit par : (a) le ruban hélicoïdal seulement, (b) le double mobile d'agitation 43
Figure 3.1 – Photo du montage expérimental et ces composantes 46
Figure 3.2 – Schéma du mélangeur coaxial. 47
Figure 3.3 – Turbines à disque étudiées : [a) Turbine Cowles , b) Turbine Deflo, c) Turbine Sevin, d) Turbine Hybride, e) Turbine Rushton] 48
Figure 3.4 – Courbe de viscosité en fonction de la vitesse de déformation d'une solution aqueuse de xanthane et de CMC. 51
Figure 3.5 – Système de mesure du couple. 52
Figure 4.1 – Experimental setup. 61

Figure 4.2 – High-speed impellers: a) Cowles turbine; b) Deflo turbine; c) Sevin turbine; d) Hybrid turbine; e) Rushton turbine. 62
Figure 4.3 – Rotation mode: a) counter-; b) co- 62
Figure 4.4 – Newtonian power curve for: a) Rushton and anchor impellers, b) Dispersion impellers. 66
Figure 4.5 – Non-Newtonian power curve for; a) Rushton and anchor impellers, b) Dispersion impellers. 69
Figure 4.6 – Power curve for the anchor as a function of the Rushton turbine speed: a) counter-rotating mode : b) co-rotating mode. 71
Figure 4.7 – Power curve for the Rushton turbine as a function of the anchor speed. ... 73
Figure 4.8 – Power curve for the Deflo turbine as a function of the anchor speed..... 74
Figure 4.9 – Power curve for the Rushton impeller in co- and counter-rotating mode. . 76
Figure 4.10 – Relative power input of the Rushton agitator ($P_{Rushton}$ / P_{tot}) in function of the speed ratio. 76
Figure 4.11 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Rushton-anchor for $R_N > 10$). 77
Figure 4.12 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Cowles-anchor for $R_N > 10$)..... 78
Figure 4.13 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Deflo-anchor for $R_N > 10$)..... 78
Figure 4.14 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Sevin-anchor for $R_N > 10$). 79
Figure 4.15 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Hybrid-anchor for $R_N > 10$). 79
Figure 4.16 – Power master curve for Newtonian and shear-thinning fluids based on Metzner-Otto concept (Rushton-anchor). 80
Figure 4.17 – Power master curve for Newtonian and shear-thinning fluids based on Metzner-Otto concept (Deflo impeller - anchor). 81

Figure 4.18 – Power curve for Newtonian fluids based on the Tanguy and Thibault (2002) data in counter-rotating mode.....82
Figure 5.1 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Rushton).....85
Figure 5.2 – Qualité de mélange après 1 min pour un fluide Newtonien (R_e = 100) a) Contra-rotatif, b) Turbine Rushton seulement, c) Co-rotatif. 86
Figure 5.3 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Sevin).....87
Figure 5.4 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Hybride).....87
Figure 5.5 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Cowles).....88
Figure 5.6 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Deflo).....88
Figure 5.7 – Effet du mode de rotation sur le temps de mélange du système coaxial (ancre – turbine Rushton) - (fluide Newtonien – 1 Pa·s) 91
Figure 5.8 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu non Newtonien (Ancre – turbine Rushton).....92
Figure 5.9 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu non Newtonien (Ancre – turbine Sevin). 92
Figure 5.10 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu non Newtonien (Ancre – turbine Sevin). 93
Figure 5.11 – Qualité de mélange après 5 min d'un fluide non Newtonien (R_e = 300) a) Contra-rotatif, b) Turbine Sevin seulement, c) Co-rotatif. 95
Figure A.1 – Experimental set-up. 112
Figure A.2 – Impellers characterized: a)Deflo impeller; b) Sevin impeller; c) Hybrid impeller. 112
Figure A.3 – Power curve for the three impellers and the anchor (Newtonian fluid)...116
Figure A.4 – Power curve for the three impellers and the anchor (non-Newtonian)....117

Figure A.5 – Power curve for the three impellers with different anchor speed in counter rotating and co-rotating modes. 118
Figure A.6 – Power curve for the anchor with different Hybrid impeller speed. 119
Figure A.7 – Flow patterns with the Sevin impeller at 450 rpm and the anchor at 40 rpm with a non Newtonian fluid after 10 sec: (a) co-rotating; (b) counter-rotating..... 121
Figure A.8 – Just suspended speed (N_{js}) for a Newtonian fluid..... 122

- NOMENCLATURE -

Symbole	Description	Unité
A	Aire	(m^2)
A	Constante de proportionnalité	(-)
a	Exposant	(-)
B	Constante de proportionnalité	(-)
C	Hauteur de la turbine dans le liquide	(m)
CMC	Carboxyméthylcellulose	(-)
C_w	Distance entre l'ancre et la paroi	(m)
$c(0)$	Concentration initiale du traceur	(mol/m^3)
$c(t)$	Concentration du traceur au temps t.	(mol/m^3)
$c(\infty)$	Concentration finale du traceur	(mol/m^3)
D	Diamètre du mobile d'agitation	(m)
D_a	Diamètre du mobile raclant de type ancre	(m)
D_c	Diamètre de la cuve de mélange	(m)
D_p	Diamètre des particules	(m)
D_t	Diamètre de la turbine centrale	(m)
dF	Force de cisaillement	(Newton)
dS	Surface élémentaire ou la force de cisaillement est appliquée	(m^2)
F	Force de traînée	(Newton)
F_r	Nombre de Froude	(-)
g	Force gravitationnelle	(m/s^2)
G'	Module dynamique élastique	(Pa)
G''	Module dynamique visqueux	(Pa)
h	Hauteur du fluide dans le rhéomètre à cylindre concentrique	(m)
H	Hauteur du fluide dans la cuve de mélange	(m)
H_c	Hauteur de la cuve de mélange	(m)
H_l	Hauteur du fluide dans la cuve de mélange	(m)

k	Indice de consistance du fluide	($Pa \cdot s^n$)
K_p	Constante de puissance d'agitation (fluide Newtonien)	(-)
$K_p(n)$	Constante de puissance d'agitation (fluide non Newtonien)	(-)
$K_{p\ ancre}$	Constante de puissance d'agitation de l'ancre	(-)
$K_{p\ tiges+PBT}$	Constante de puissance d'agitation des tiges de mélange	(-)
K_s	Constante de Metzner et Otto (ou constante de cisaillement)	(-)
L	Hauteur de la turbine dans leliquide	(m)
M	Couple moteur	(N·m)
M_c	Couple corrigé	(N·m)
M_m	Couple mesuré	(N·m)
M_v, M_r	Couple à vide	(N·m)
n	Indice de la loi de puissance (ou indice d'écoulement)	(-)
N	Vitesse d'agitation	(rps)
N_a	Vitesse d'agitation de l'ancre	(rps)
n_b	Nombre de pales du mobile d'agitation	(-)
N_{HR}	Vitesse d'agitation d'un ruban hélicoïdal	(rps)
n_i	Vitesse d'agitation périphérique de la turbine interne	(m/s)
N_p	Nombre de puissance	(-)
$N_{p\ ancre}$	Nombre de puissance de l'ancre	(-)
$N_{p\ tiges+PBT}$	Nombre de puissance des tiges de mélange	(-)
n_o	Vitesse d'agitation périphérique de la turbine externe (ancre)	(m/s)
N_t	Vitesse d'agitation de la turbine centrale	(rps)
P	Puissance	(W)
P_{tot}	Puissance totale	(W)
Q	Débit de circulation du fluide dans la cuve	(m^3/s)
r	Rayon	(m)
R_1	Rayon du cylindre interne (rhéomètre de type couette)	(m)
R_2	Rayon du cylindre externe (rhéomètre de type couette)	(m)
R_e	Nombre de Reynolds	(-)

R_{ec}	Nombre de Reynolds critique	(-)
$R_{e\ gen}$	Nombre de Reynolds généralisé	(-)
$R_{e\ pl}$	Nombre de Reynolds loi de puissance	(-)
R_N	Rapport de vitesse (N_t / N_a)	(-)
R_n	Rapport de vitesse périphérique (n_i / n_o)	(-)
S	Surface	(m^2)
S_z	Constante de proportionnalité de Zwietering	(-)
t	Temps	(s)
T	Diamètre de la cuve de mélange	(m)
t_c	Temps de circulation	(s)
t_M	Temps de mélange	(s)
$\vec{U}_1$	Vitesse de la couche de liquide #1	(m/s)
$\vec{U}_2$	Vitesse de la couche de liquide #2	(m/s)
V	Volume	(m^3)
V_{tip}	Vitesse en bout de pales	(m/s)
W	Largeur des pales de l'agitateur	(-)

SYMBOLES GRECS :

Symbole	**Description**	**Unité**
τ	Contrainte de cisaillement	(Pa)
τ_B	Contrainte de cisaillement de Bingham	(Pa)
τ_C	Contrainte de cisaillement de Casson	(Pa)
τ_H	Contrainte de cisaillement de Herschel-Bulkley	(Pa)
τ_∞	Contrainte de cisaillement limite	(Pa)
$\tau_{1/2}$	Contrainte de cisaillement (modèle d'Ellis)	(Pa)
γ	Taux de déformation	(-)

$\dot{\gamma}$	Vitesse de cisaillement	(s^{-1})
$\dot{\gamma}_a$	Vitesse de cisaillement apparente	(s^{-1})
$\dot{\gamma}_{max}$	Vitesse de cisaillement maximale	(s^{-1})
μ, η	Viscosité	(Pa·s)
μ_{app}, η_{app}	Viscosité apparente	(Pa·s)
μ_∞	Viscosité limite	(Pa·s)
μ_B	Viscosité de Bingham	(Pa·s)
μ_0	Viscosité de plateau	(Pa·s)
ρ	Densité	(kg/m^3)
ρ_l	Densité du liquide	(kg/m^3)
$\Delta\rho$	Différence de densité entre les particules et le liquide	(kg/m^3)
ω_0	Vitesse angulaire	(rad/s)
Π_i	Nombre sans dimension	(-)
θ	Deuxième composante des coordonnées sphériques	(-)
ϕ	Diamètre	(m)
ϕ_w	Concentration de particule	(% w/w)

- LISTE DES ANNEXES -

ANNEXE A - Coaxial Mixer Hydrodynamics with Newtonian and non-Newtonian Fluids..... 108

ANNEXE B – Différents systèmes d'agitation et leurs applications (EKATO)..... 124

- CHAPITRE 1 -

INTRODUCTION

1.1 Contexte et motivation

Le mélange est certainement l'une des opérations unitaires les plus anciennes et les plus répandues à travers le monde. On peut affirmer sans trop prendre de risques que la quasi-totalité des industries est concernée par cette opération (industries pétrolières, des polymères, du papier, agroalimentaires, chimiques, etc.). Les objectifs des procédés industriels nécessitant des dispositifs d'agitation en cuves sont divers et variés. Il peut s'agir de mélanger intimement deux fluides miscibles pour les faire réagir, de disperser une faible concentration d'un produit dans un autre, de disperser deux liquides non miscibles (fabrication d'émulsion) ou encore de disperser un gaz dans un liquide (réaction de fermentation).

L'expérience montre qu'environ 80 % de toutes les applications de mélange relèvent de l'homogénéisation et de la mise en suspension (Kipke, 1980). Chacune de ces applications obéit à des lois qui doivent être connues pour le design optimal du système de mélange. Le problème est toujours de choisir, compte tenu des conditions de procédés, le meilleur système d'agitation possible.

Dans le cas de fluide à faible viscosité (régime turbulent), la plupart des procédés de brassage utilisent des turbines pouvant tourner à haute vitesse dans des cuves munies de contre-pales. Plusieurs designs de turbines sont disponibles telles les turbines à pales droites (décharge radiale), les turbines à pales inclinées et les hélices marines (décharge axiale). La sélection de ces différents mobiles d'agitation dépend du procédé de mélange, des vitesses d'agitation nécessaires, de la direction de refoulement de l'agitateur et de la consommation de puissance.

En milieu visqueux (régime laminaire), pour parvenir à accomplir efficacement l'opération de mélange, il faut créer un mouvement de circulation du fluide dans l'ensemble de la cuve afin d'éviter les zones mortes (Salomon et al, 1981; Lamberto et al, 1996). Dans ce cas les agitateurs classiques couramment utilisés en régime turbulent (turbine Rushton, turbine de dispersion, hélice marine, rotor-stator...) se révèlent inefficaces et les agitateurs de proximité, brassant des plus grands volumes, s'avèrent plus adaptés (ancre, ruban hélicoïdal, turbine à pales larges ...).

Cependant, les opérations de mélange dans lequel les propriétés rhéologiques du milieu évoluent dans le temps sont monnaie courante dans les procédés industriels (Tatterson, 1991). L'évolution de la rhéologie du milieu est souvent due à deux facteurs : une réaction chimique (ou biochimique) ou un changement physique dans la structure de la solution (floculation, gélification, dispersion, ...). La viscosité du produit final est souvent plus élevée que celle des ingrédients de départ, parfois par plusieurs ordres de grandeur. Dépendamment de la composition des produits à mélanger, des propriétés non Newtoniennes peuvent apparaître (viscosité non linéaire, comportement thixotrope, etc...). De nombreux exemples d'un tel comportement peuvent être retrouvés en polymérisation, procédés de fermentation et aussi dans la production de sauce de couchage du papier à forte concentration de solide.

En pratique, la préparation de produits à rhéologie complexe demeure un défi de taille pour les industries. En effet, il est rarement possible de changer ou de modifier la géométrie du mobile d'agitation durant le processus de mélange. Lorsque la viscosité du produit augmente durant la préparation, deux mécanismes de mélange sont habituellement requis : une bonne dispersion en milieu peu visqueux et une bonne homogénéisation en milieu plus visqueux. Par conséquent, on doit recourir à un système qui présente le meilleur compromis en termes d'exécution sur une large gamme de viscosité et de comportements rhéologiques.

De plus en plus, l'industrie tente de développer des systèmes d'agitation capables de combiner plusieurs effets (capacité de pompage et de cisaillement). La clé de cette réussite réside dans la combinaison de différents mobiles d'agitation. En pratique, l'association des mobiles peut se faire sur le même axe de rotation ou dans certains cas sur deux axes différents (figure 1.1). Les combinaisons possibles de turbines et de cinématique sont très variées. Les systèmes d'agitation suivants sont fréquemment utilisés dans l'industrie (Tanguy et al, 1997) pour l'agitation des fluides complexes:

- Mélangeur planétaire (figure 1.1 - a).
- Double agitateur décentré (figure 1.1 - b)
- Mélangeur coaxial muni de plusieurs turbines de même type tournant à la même vitesse de rotation (figure 1.2 - a).
- Mélangeur coaxial muni de différents mobiles d'agitation pouvant fonctionner en mode co-rotatif ou contra-rotatif pour différentes vitesses (figure 1.2 - b).

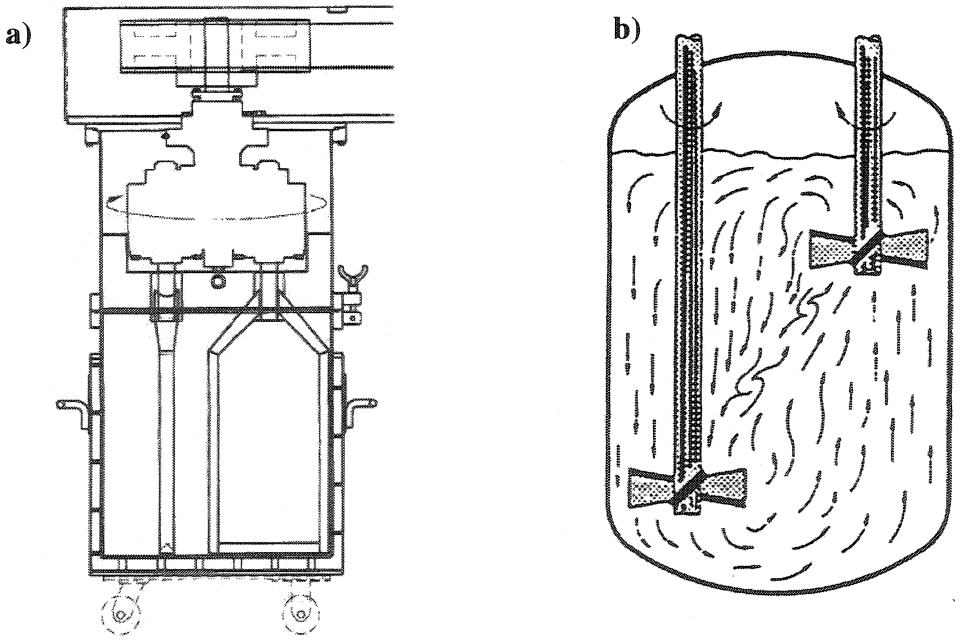


Figure 1.1 – Mélangeurs bi-fonctions; a) Mélangeur planétaire, b) double agitateur décentré

a) b)

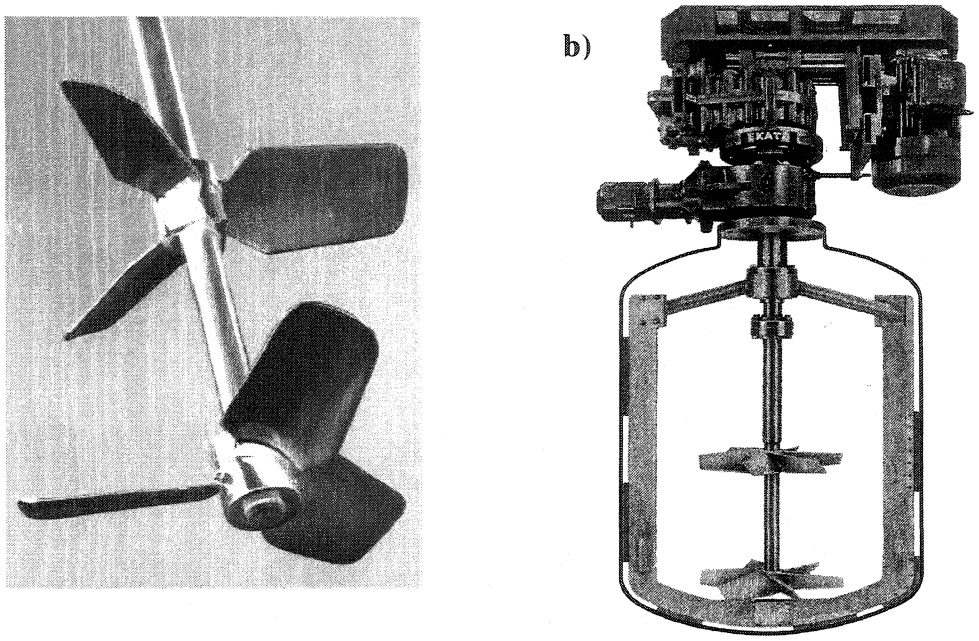


Figure 1.2 – Mélangeurs bi-fonctions : a) Double agitateur centré, b) Mélangeur coaxial.

Pour de grands volumes de mélange, les agitateurs coaxiaux à double fonctionnalité sont beaucoup moins coûteux que les mélangeurs planétaires (Tanguy et al, 2002). Contrôlé par deux systèmes de guidage indépendants, ce type de mélangeur est beaucoup plus flexible et permet d'agiter le milieu dans tous les régimes d'écoulement possible (laminaire, transitoire et turbulent). Il n'est donc pas surprenant de voir ce type de mélangeur gagner en popularité dans l'industrie du mélange. Le tableau, présenté en annexe B, montre bien l'utilité des mélangeurs coaxiaux pour différentes applications industrielles (tableau fourni par la compagnie EKATO).

En pratique, les agitateurs centraux de type turbines tournent à haute vitesse et ont pour fonction de mélanger et de disperser. En périphérie du réservoir, un mobile raclant tournant à faible vitesse permet la remise en suspension, le nettoyage de la paroi et favorise l'échange thermique dans la cuve. Les deux mobiles d'agitation peuvent soit tourner en mode co-rotatif ou en mode contra-rotatif. Dans la majorité des applications industrielles, le mode contra-rotatif est privilégié (Henric, 1998). Par exemple, la

compagnie Loctite utilise depuis 1983 cette technologie dans la fabrication de colles et d'adhésifs qui peuvent atteindre des viscosités de 90 Pa·s. Elle affirme avoir diminué de 80 % le temps de production avec un mélangeur coaxial muni d'une turbine de dispersion au centre et d'un agitateur papillon en fond de cuve tournant en sens contraire. Un moteur de 30 hp pour la turbine papillon et un moteur de 60 hp pour la turbine de dispersion sont utilisés pour la préparation de 1 m^3 de colle.

Dans le même ordre d'idées, la compagnie Cellier utilise, dans la préparation des sauces de couchage, un système contra-rotatif composé d'une turbine de dispersion au centre du pot de mélange et d'une ancre à deux pâles en périphérie. Elle mentionne que la préparation de 1 m^3 de sauce de couchage nécessite un moteur de 10 hp pour l'agitateur ancre et un moteur de 30 hp pour la turbine de dispersion (Thibault, 1999).

Bien que les mélangeurs coaxiaux soient bien adaptés à la préparation des colles et des sauces de couchage, le mode contra-rotatif nécessite de fortes consommations de puissance. On peut alors se demander si le mode co-rotatif n'est pas plus avantageux en terme d'énergie pour une même efficacité d'homogénéisation.

1.2 Objectifs du travail

Pour répondre à cette question, nous nous proposons de caractériser en milieu Newtonien et non Newtonien la consommation de puissance et l'hydrodynamique à l'intérieur d'un mélangeur coaxial muni d'une turbine de dispersion au centre et d'un mobile raclant de type ancre. Nous tenterons de définir pour les deux modes de rotation (co et contra-rotatif) l'influence de chacun des mobiles d'agitation sur la consommation de puissance totale du système. Pour les régimes d'écoulement (transitoire et turbulent), la détermination des temps de mélange permettra de trouver le mode de rotation le plus efficace pour homogénéiser les fluides Newtoniens et non Newtoniens.

1.3 Contenu du mémoire

Les chapitres suivants de ce mémoire traitent successivement :

CHAPITRE 2 – Revue de la littérature

- Propriétés rhéologiques
- Consommation de puissance (système d'agitation simple)
- Consommation de puissance (système d'agitation coaxial)
- Temps de mélange en cuve agitée (système d'agitation simple)
- Temps de mélange en cuve agitée (système d'agitation coaxial)

CHAPITRE 3 – Méthodologie expérimentale

CHAPITRE 4 – Power Characteristics of Coaxial Mixer: Newtonian and non-Newtonian fluids

CHAPITRE 5 – Étude des Temps de Mélange dans un mélangeur Coaxial en milieu Newtonien et non Newtonien

CHAPITRE 6 – Conclusions et recommandations

ANNEXE A – Coaxial mixer hydrodynamics with Newtonian and non-Newtonian fluid

ANNEXE B – Différents systèmes d'agitation et leurs applications (EKATO)

- CHAPITRE 2 -

REVUE DE LA LITTÉRATURE

2.1 Propriétés rhéologiques

Comme mentionné plus haut dans l'introduction, avant d'arrêter son choix sur un système de mélange en particulier, il est nécessaire de bien connaître son produit et le comportement rhéologique durant le procédé. La rhéologie est la discipline qui traite de l'écoulement des déformations des matériaux sous l'action de contraintes.

Un matériau soumis à un ensemble de forces est susceptible de se déformer, les mouvements des différents points du matériau dépendant bien entendu de la répartition et de l'intensité des forces appliquées. Un mouvement laminaire de cisaillement est engendré pour certaines distributions de ces forces. Au cours d'un tel mouvement, on considère que le matériau présente une structure en lamelles, en couches adjacentes. La déformation du matériau s'effectue par glissement relatif des différentes couches, sans qu'il n'y ait transfert de matière d'une couche à l'autre. C'est à partir de tels mouvements que peuvent être déterminés les paramètres rhéologiques des fluides.

2.1.1 Contrainte de cisaillement

La contrainte de cisaillement (notée τ) est la grandeur dynamique fondamentale en rhéologie. Au cours d'un mouvement laminaire de cisaillement, deux couches successives au contact l'une de l'autre se déplacent relativement l'une par rapport à l'autre. Il apparaît à l'interface de ces deux couches des forces de frottement qui s'exercent tangentiellement à la surface de la couche. Elles sont appelées force de cisaillement (figure 2.1).

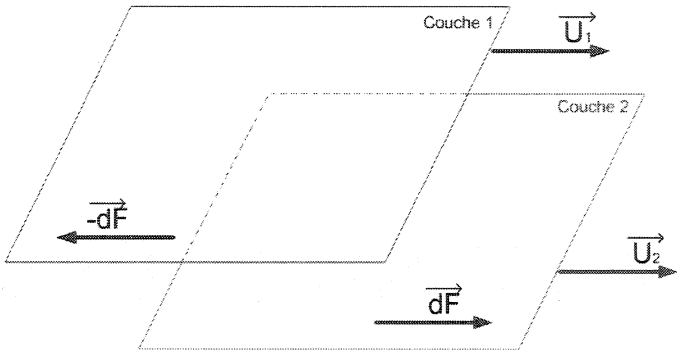


Figure 2.1 – Forces agissant sur deux éléments de couches voisines.

En supposant que la couche (1) de vitesse $\vec{U}_1$ est animée d'une vitesse supérieure à la vitesse $\vec{U}_2$ de la couche (2), la couche (1) exerce sur la couche (2) une force de cisaillement *dF* parallèle au mouvement et tendant à accélérer la couche (2). La couche (2) exerce pour sa part sur la couche (1) une force de cisaillement *-dF* tendant à la freiner. En rapportant ces forces de cisaillement à l'unité de surface, on définit la contrainte de cisaillement τ.

$$\tau = \frac{dF_{cisaillement}}{dS} \qquad (2.1)$$

La contrainte de cisaillement représente une force par unité de surface. Elle s'exprime en Newton/m^2 ou bien plus communément en Pascal (Pa) et *dS* est la surface élémentaire considérée.

2.1.2 Déformation et vitesse de cisaillement

Ces deux grandeurs constituent les grandeurs cinématiques fondamentales en rhéologie. La définition de la déformation de cisaillement est présentée dans le cas particulier le plus simple d'un mouvement de cisaillement présentant une symétrie plane. Le matériau est cisaillé entre deux plans parallèles, l'un mobile et l'autre immobile (figure 2.1).

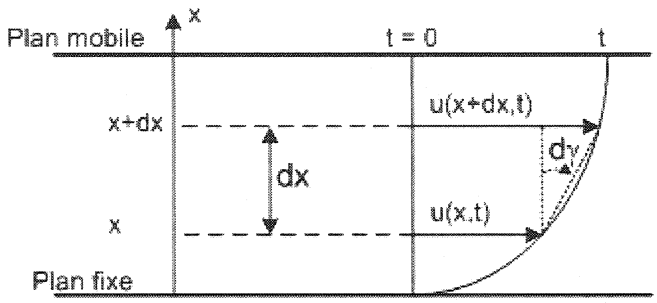


Figure 2.2 – Mouvement laminaire de cisaillement entre deux plans parallèles.

On considère arbitrairement que les particules de matière de deux couches adjacentes se trouvent à l'instant $t = 0$ dans une section droite. À l'instant t, les particules auront parcouru la distance $u(x,t)$ pour la particule située à la position x et $u(x+dx,t)$ pour la particule située à la position $x+dx$.

La déformation de cisaillement est définie par l'équation (2.1) :

$$\gamma \approx \frac{du(x,t)}{dx} \tag{2.2}$$

Cette grandeur est sans dimension; elle ne dépend pas du déplacement $u(x,t)$ lui-même, mais de la variation de ce déplacement lorsqu'on passe d'une couche à une couche infiniment voisine. L'expression de la vitesse de cisaillement ($\dot{\gamma}$) est donnée par l'équation (2.3); il s'agit de la dérivée par rapport au temps de la déformation de cisaillement :

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} \tag{2.3}$$

où $\dot{\gamma}$ est la dimension de l'inverse du temps et s'exprime en s^{-1}.

La détermination de ces deux grandeurs (contrainte de cisaillement et déformation) permet de définir l'équation rhéologique d'état du matériau, c'est-à-dire la relation les unissant ($\dot{\gamma} = f(\tau)$). Les rhéogrammes sont les courbes traduisant graphiquement l'équation rhéologique d'état du matériau (figure 2.3). La représentation la plus courante consiste à exprimer la variation de la contrainte de cisaillement avec celle de la vitesse de cisaillement.

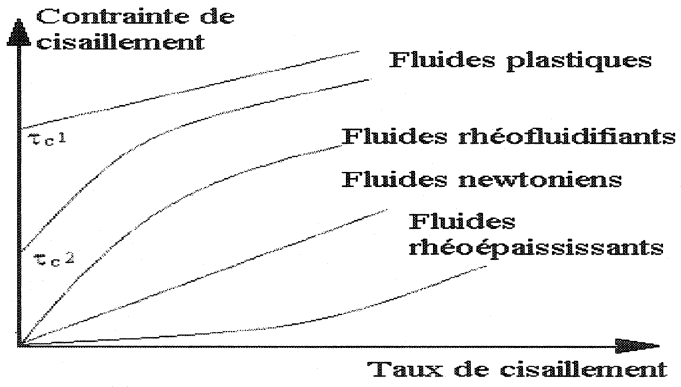


Figure 2.3 – Courbes d'écoulement des principales catégories de fluides avec ou sans contrainte critique.

2.1.3 Typologie de l'écoulement

L'écoulement des fluides Newtoniens est le cas le plus simple que l'on puisse trouver. Dans ce cas, vitesse de cisaillement et contrainte de cisaillement sont reliées par une loi linéaire. La pente de la droite alors obtenue en traçant le rhéogramme est la viscosité du fluide (figure 2.3). Tous les fluides homogènes pour lesquels la dissipation d'énergie est due aux collisions d'espèces moléculaires relativement petites ont un comportement newtonien (gaz, liquides usuels et solutions de molécules de faible poids moléculaire).

Par contre, la majorité des fluides présente toutefois des comportements non Newtoniens qui font appel à l'utilisation de modèles rhéologiques plus complexes pour décrire leur comportement en écoulement.

2.1.3.1 Fluides sans contrainte critique

La figure 2.3 présente les courbes d'écoulement des deux principales catégories de fluides sans contrainte critique, à savoir les fluides pseudo-plastiques (ou rhéofluidifiants) et les fluides dilatants (ou rhéoépaississants). Pour les fluides pseudo-plastiques, le rapport $\tau / \dot{\gamma} = \mu_{app}$ (viscosité apparente) est à peu près constant pour les plus faibles valeurs de vitesse de cisaillement imposées et vaut μ_0. Ce rapport décroît ensuite progressivement lorsque la vitesse de cisaillement augmente (d'où le nom de rhéofluidifiant) jusqu'à atteindre une valeur de viscosité limite (μ_∞).

Les principales lois rhéologiques, décrivant le comportement de tels fluides, sont présentées dans le tableau 2.1.

Tableau 2.1 – Lois rhéologiques de fluides ne présentant pas de contrainte critique (Bird, 1960).

Modèle	**Loi rhéologique**
Ostwald-De Waele ou loi de puissance	$\tau = k \cdot \dot{\gamma}^n$
Carreau	$\tau = \left[\mu_\infty + ((\mu_0 - \mu_\infty) \cdot (1 + (\lambda \dot{\gamma})^2)^{(n-1)/2} \right] \cdot \dot{\gamma}$
Cross	$\tau = \left[\mu_\infty + ((\mu_0 - \mu_\infty) / (1 + \dot{\gamma} t_1)^p \right] \cdot \dot{\gamma}$
Ellis	$\tau = \left[\mu_0 / (1 + (\tau / \tau_{1/2})^{\alpha-1} \right] \cdot \dot{\gamma}$

Parmi ces modèles d'écoulement, la loi d'Ostwald-De Waele est la plus utilisée. Dans ce modèle, *k* est appelé la consistance du fluide et l'exposant *n* (ou indice d'écoulement - $0 < n \leq 1$) traduit la non perfection visqueuse du fluide. Parmi les fluides présentant un comportement pseudo-plastique, on compte les suspensions de particules asymétriques, les ciments, les colles, certaines peintures, etc…

Les fluides dilatants obéissent également à une loi puissance d'Ostwald, mais avec $n > 1$. La viscosité apparente croît avec la vitesse de cisaillement qui augmente. Cette catégorie de fluides est beaucoup plus rare que les fluides pseudo-plastiques. Elle se rencontre essentiellement pour des suspensions à forte teneur en matière solide (concentrations volumiques supérieures à 50 %). Ce type de comportement peut avoir pour origine une transition ordre-désordre entre les particules constitutives du fluide. Pour les plus faibles vitesses de cisaillement, les particules sont plus ou moins alignées alors que pour les plus fortes valeurs de vitesse de cisaillement, elles sont dispersées aléatoirement, ce qui induit une viscosité qui augmente lorsque le désordre s'installe au sein du fluide.

2.1.3.2 Fluides avec contrainte critique

Cette catégorie de fluides est aussi communément désignée par l'appellation fluide plastique; la figure 2.3 donne une vue des courbes d'écoulement les caractérisant. Il s'agit de fluides ne s'écoulant pas avant qu'il leur soit appliqué une contrainte de cisaillement minimale.

Le tableau 2.2 récapitule les principales lois d'écoulement rhéologiques utilisées pour décrire le comportement de tels fluides.

Tableau 2.2 – Modèles rhéologiques décrivant l'écoulement de fluides à contrainte critique (Bird, 1960).

Modèle	**Loi rhéologique**
Bingham	$\tau = \tau_B + \mu_B \dot{\gamma}$
Herschel-Bulkley	$\tau = \tau_H + k \dot{\gamma}^n$
Casson	$\tau^{1/2} = \tau_C^{1/2} + (k_c \dot{\gamma})^{1/2}$
Casson généralisé	$\tau^n = \tau_C^n + (k_c \dot{\gamma})^n$

Le modèle d'Herschel-Bulkley est celui permettant de décrire la plupart des fluides plastiques. La courbe d'écoulement de tels fluides finit par devenir rectiligne au-delà d'une certaine contrainte critique appliquée. Le modèle de Bingham est le plus simple de ces modèles. Le fluide de Bingham s'écoule lorsqu'un seuil minimal de contrainte τ_B est dépassé. Ce modèle permet de décrire le comportement rhéologique de nombreux matériaux (boues de forage, peintures à l'huile, certaines graisses...). Il existe plusieurs autres modèles rhéologiques qui permettent de décrire les fluides pseudo-plastiques. Le lecteur intéressé est invité à consulter l'ouvrage classique de Bird, Stewart et Lightfoot (Bird et al, 1960).

2.1.4 Méthodes de mesure en cisaillement simple

Deux modes de mesure distincts peuvent être mis en oeuvre en rhéologie : des mesures en cisaillement simple ou bien en mode dynamique. Les deux modes de mesure fournissent des renseignements de nature différente quant à la caractérisation des matériaux. Les mesures en cisaillement simple renseignent essentiellement sur le comportement en écoulement des matériaux alors que les mesures en mode dynamique permettent de déterminer de façon plus précise le comportement viscoélastique des matériaux. Comme les comportements rhéologiques des fluides étudiés dans le présent document sont indépendants du temps, seulement le cisaillement simple sera expliqué.

Le principe de la mesure va être présenté pour un rhéomètre rotatif cylindrique, la classe de rhéomètre la plus fréquemment utilisée. La substance étudiée est emprisonnée entre deux cylindres de révolution coaxiaux. L'un des deux cylindres est fixe, l'autre est mobile et possède une vitesse de rotation uniforme de vitesse angulaire ω_0 (figure 2.4). Moyennant l'hypothèse de non-glissement du fluide à la paroi, il s'établit alors dans la substance un régime laminaire pour lequel les différentes couches sont animées d'une vitesse angulaire variant de 0 (cylindre fixe) à ω_0 pour le cylindre mobile. Pour des raisons de symétrie, dans une même couche, les contrainte et vitesse de cisaillement sont

identiques. Par contre, elles varient d'une couche à l'autre et sont alors notées $\tau(r)$ et $\gamma(r)$.

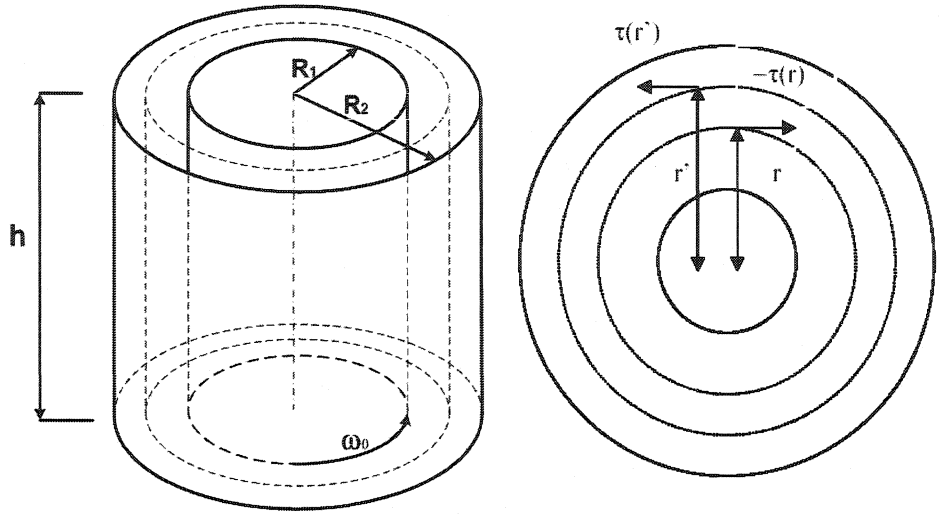


Figure 2.4 – Schéma du rhéomètre à cylindre concentrique (de type Couette).

La détermination de ces grandeurs est un peu plus complexe dans le cas de la symétrie cylindrique que dans le cas de la symétrie plane présentée précédemment. Elle fait intervenir la notion de couple de rotation moteur dont le moment par rapport à l'axe de rotation $M(r)$ est donné par l'équation (2.4) :

$$M(r) = r \cdot \tau(r) \cdot S \tag{2.4}$$

dans laquelle S est la surface de la couche située à la distance r de l'axe de révolution.

Considérant la portion de substance comprise entre deux couches de rayon r et r', de surfaces respectives S et S', elle est soumise de la part de la couche r' à un couple de rotation moteur dont le moment par rapport à l'axe de rotation vaut (équation 2.5) :

$$M(r') = r' \cdot \tau(r') \cdot S \tag{2.5}$$

Et de la part de la couche intérieure r à un couple de rotation de freinage dont le moment par rapport à l'axe de rotation vaut (équation 2.6) :

$$M(r) = -r \cdot \tau(r) \cdot S \tag{2.6}$$

Lorsque le régime permanent est atteint, la somme des moments doit être nulle du fait que la substance n'est soumise à aucune accélération angulaire. On aboutit donc à l'équation (2.7) de $\tau(r)$:

$$\tau(r) = \frac{M}{2\pi r^2 h} \tag{2.7}$$

En considérant des comportements rhéologiques indépendants du temps, il a été mentionné que la relation d'écoulement du fluide est : $\dot{\gamma} = f(\tau)$. Ces relations peuvent être exploitées directement si l'on connaît la nature du fluide et la forme de la loi d'écoulement susceptible de la caractériser. Comme il est rare de connaître la nature du fluide, des méthodes d'approximation du cisaillement simple sont utilisées. En supposant l'entrefer entre les deux cylindres très petit (R_2 - R_1 << R_1), la courbure de l'écoulement peut être négligée et $\dot{\gamma}$ peut être supposé uniforme.

$$\dot{\gamma} = \frac{R_1 \omega_0}{R_2 - R_1} \tag{2.8}$$

Si cette valeur de $\dot{\gamma}$ représente la valeur moyenne du cisaillement dans l'écoulement, il lui correspond la contrainte moyenne suivante :

$$\tau = \frac{M}{4\pi h} \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_1^2 \cdot R_2^2} \tag{2.9}$$

L'analyse de l'hydrodynamique dans un mélangeur peut aussi faire appel à ce type de calcul pour estimer la vitesse de cisaillement près du mobile d'agitation (analogie de Couette). En effet, on peut considérer que l'écoulement induit par l'agitateur est équivalent à celui du cylindre interne du rhéomètre (figure 2.4). Ainsi, l'équation de quantité de mouvement de Navier Stokes $\{ \rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla} p - [\vec{\nabla} \cdot \tau] + \rho \vec{g} \}$ peut se simplifier selon les hypothèses suivantes :

- Régime laminaire
- Régime permanent ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$)
- Aucun glissement du fluide aux parois
- Fluide incompressible ($\rho = \mu = const$)
- $\tau_{rz} = \tau_{zr} = \tau_{z\theta} = \tau_{\theta z} = 0$
- $v_r = v_z = 0$ et $v_\theta = v_\theta(r)$

L'équation de quantité de mouvement de la composante θ est donc réduite sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2 \tau_{r\theta}\right) = 0 \qquad \Rightarrow \qquad r^2 \tau_{r\theta} = constante \tag{2.10}$$

Dans le cas d'un fluide Newtonien généralisé le taux de cisaillement est exprimé par l'équation 2.11 :

$$\dot{\gamma}(r) = -r \frac{\partial}{\partial} \left(\frac{v_\theta}{r}\right) \tag{2.11}$$

En intégrant cette équation pour les conditions limites ($r = R_1 \rightarrow \frac{v_\theta}{r} = \omega_0$ et $r = R_2 \rightarrow v_\theta = 0$) nous obtenons le résultat suivant :

$$\dot{\gamma}(r) = \frac{1}{r^2}\left(\frac{2\,\omega_0}{\left(\frac{1}{R_1^{\,2}} - \frac{1}{R_2^{\,2}}\right)}\right) \tag{2.12}$$

Ainsi, l'évaluation de $\dot{\gamma}(r)$ à ($r = R_1$) permet d'évaluer le taux de cisaillement près du mobile d'agitation (équation 2.13).

$$\dot{\gamma}\Big|_{R_1} = \frac{2\,\omega_0}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2} \quad ou \quad \omega_0 = 2\,\pi\,N \tag{2.13}$$

Deux cas limites peuvent être considérés pour cette analogie de Couette. En prenant le cas où $R_1 \cong R_2$ (ancre, ruban hélicoïdal, turbine à pales larges ...), le taux de cisaillement peut s'exprimer de la façon suivante:

$$\dot{\gamma} = 4\,\pi\,N\left(\frac{R_2^{\,2}}{R_2^{\,2} - R_1^{\,2}}\right) \tag{2.14}$$

En prenant le cas limite où $R_1 <<< R_2$ (turbine Rushton, turbine de dispersion, hélice marine, etc), le taux de cisaillement devient:

$$\dot{\gamma} = 4 \cdot \pi \cdot N \tag{2.15}$$

2.2 Consommation de puissance (système d'agitation simple)

2.2.1 Fluide Newtonien

Rappelons tous d'abord que la puissance dissipée par un agitateur dans un système de mélange est fonction de plusieurs paramètres. De façon générale, les quantités macroscopiques intervenant dans la conception de systèmes de mélange sont exprimées à l'aide de nombres adimensionnels qui prennent en compte la géométrie du système d'agitation, la rhéologie du milieu et la dynamique de l'écoulement (Holland et Chapman, 1966). En appliquant le théorème de Π-Buckingham et la méthode des indices de Rayleigh expliquée par (Johnstone et al. 1957), il est possible d'obtenir la solution de toute équation physique homogène sous la forme adimensionnelle suivante :

$$\phi(\Pi_1, \Pi_2, ...) = 0 \tag{2.16}$$

où Π_i représente tous les nombres sans dimension et toutes les constantes dimensionnelles. De cette façon, un phénomène comme l'écoulement isotherme d'un fluide peut s'exprimer par différents rapports de forces. Pour les systèmes de mélange en cuve agitée, la relation typique de consommation de puissance obtenue de l'analyse dimensionnelle s'écrit (Tatterson, 1991) :

$$N_p = \frac{P}{\rho N^3 D^5} = B\left(\frac{\rho N D^2}{\mu}\right)^a \left(\frac{N^2 D}{g}\right)^b \left(\frac{T}{D}\right)^c \left(\frac{h}{D}\right)^d \left(\frac{H}{D}\right)^e \left(\frac{p}{D}\right)^f \left(\frac{W}{D}\right)^g \left(\frac{L}{D}\right)^h \ldots \tag{2.17}$$

Le premier groupe sans dimension est le nombre de Reynolds (R_e) qui caractérise le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses dans la cuve de mélange. Le second groupe est le nombre de Froude (Fr) qui représente le rapport entre les forces d'inertie et des forces de gravité. Le reste des paramètres tient compte de multiples facteurs géométriques du système d'agitation. Dans la majorité des cas, pour des systèmes d'agitations géométriquement semblables, l'équation (2.17) se réduit à :

$$N_p = K_p R_e^a F_r^b \tag{2.18}$$

Cette relation se traduit par une courbe caractéristique propre à chaque mobile d'agitation. Dans le cas d'une cuve avec chicanes (absence de vortex), les effets des forces de gravité sont négligeables (Nagata, 1975; Novak et al,1982) et le nombre de Froude égale 1 dans l'équation (2.18). La figure (2.5) représente, en l'absence et en présence de contre-pales, l'allure générale de la courbe caractéristique d'un mobile d'agitation. Elle met en évidence les 3 zones de fonctionnement : laminaire ($R_e < 10$), transitoire ($10 < R_e < R_{ec}$) et turbulent ($Re > R_{ec}$). Le nombre de Reynolds critique (R_{ec}) correspondant au début du régime turbulent dépend du type d'agitateur et de la configuration du système d'agitation. En générale, pour un agitateur à pompage radial R_{ec} = 10 000 et pour un agitateur à pompage axial R_{ec} = 100 000.

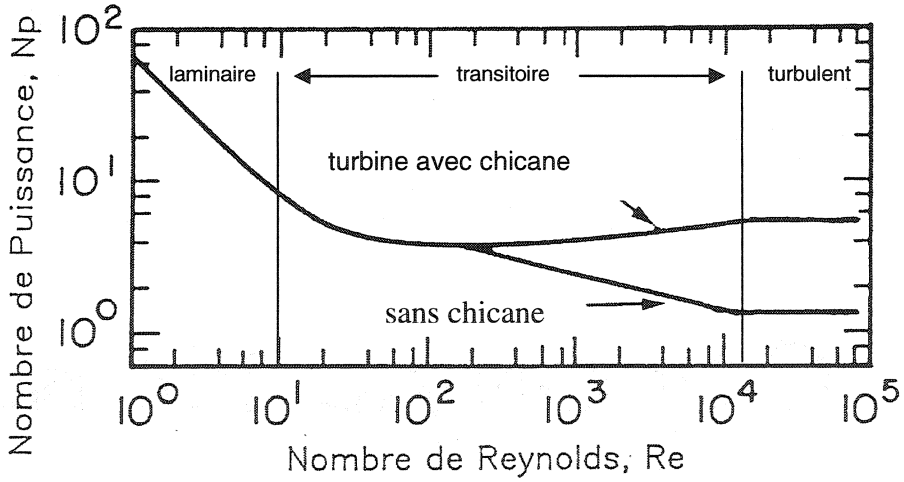


Figure 2.5 – Courbe caractéristique de puissance : allure générale.

Cependant, l'analyse dimensionnelle n'explique pas le mécanisme fondamental derrière cette relation de puissance et les raisons de l'utilisation des différents groupes sans dimension. Cette même expression du nombre de puissance (équation 2.11) peut être obtenue par l'analyse des forces de traînée. Pour des conditions d'écoulement turbulent,

l'agitateur est confronté aux forces de traînée qui sont proportionnelles à la surface de l'agitateur, à la densité du fluide et au carré de la vitesse du fluide (Unwin, 1880).

$$F \propto \rho U^2 A \tag{2.19}$$

Comme la puissance est une force multipliée par une vitesse et que la surface est proportionnelle au carré du diamètre de la turbine, on peut écrire l'expression suivante :

$$P \propto \rho U^3 D^2 \tag{2.20}$$

La vitesse caractéristique du système d'agitation est la vitesse en bout de pale qui est égale à πND, où N est la vitesse du mobile d'agitation en tour par seconde.

$$P \propto \rho N^3 D^5 \tag{2.21}$$

Pour obtenir l'expression finale, le nombre de puissance est défini comme une constante de proportionnalité qui est égale à :

$$Np = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \tag{2.22}$$

qui est la même expression trouvée avec l'analyse dimensionnelle (équation 2.11).

Une approche similaire peut être utilisée pour des écoulements laminaires. Dans ce cas, la force de traînée est proportionnelle à la viscosité du fluide, à la vitesse et au diamètre de l'agitateur.

$$F \propto \mu UD \tag{2.23}$$

En prenant la même vitesse caractéristique que dans le cas turbulent ($V_{tip} = \pi ND$) et en définissant une constante de proportionnalité pour le cas laminaire, l'expression du nombre de puissance devient :

$$K_p = \frac{P}{\mu N^2 D^3} = N_p R_e \tag{2.24}$$

On remarque qu'en régime laminaire, le nombre de puissance est inversement proportionnel au nombre de Reynolds. Le nombre de Reynolds pour un système d'agitation simple s'exprime de la façon suivante :

$$R_e = \frac{\rho N D^2}{\mu} \quad [\equiv] \quad \frac{\textit{énergie cinétique}}{\textit{forces visqueuses}} \tag{2.25}$$

Tous les écoulements laminaires deviennent instables et se rapprochent des écoulements turbulents lorsque la vitesse de rotation du mobile s'accroît. Pour n'importe quel écoulement laminaire, il existe une valeur bien déterminée du nombre de Reynolds au-delà de laquelle l'aspect laminaire disparaît. Pour des valeurs de R_e inférieures à 10, l'écoulement est « doux » et les lignes de courant glissent les unes sur les autres de manière ordonnée (figure 2.6-a). Pour des nombres de Reynolds élevés, l'écoulement devient turbulent, aléatoire et désordonné (figure 2.6-b).

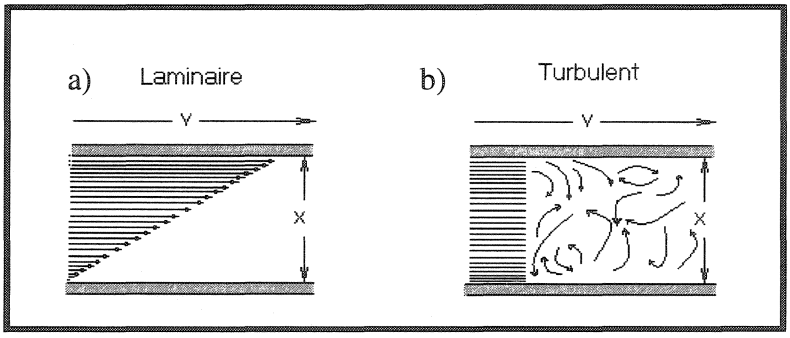


Figure 2.6 – Régime d'écoulement laminaire (a) et turbulent (b).

(Rushton et al, 1950) ont été les premiers à étudier la consommation de puissance d'un mobile dans une cuve agitée mécaniquement. La figure 2.7 montre un exemple de différentes courbes de puissance pour différents mobiles d'agitation. Dans chacun des cas, la géométrie de l'agitateur affecte beaucoup la consommation de puissance dans la cuve.

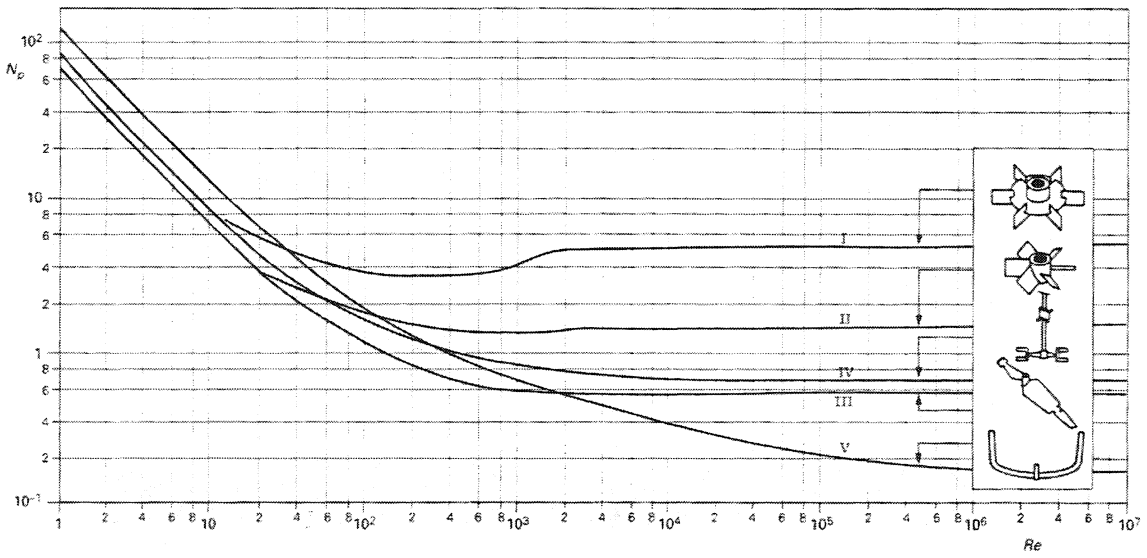


Figure 2.7 – Courbe de puissance pour différents mobiles d'agitation.

2.2.2 Fluide non Newtonien

Comme mentionné à la section précédente, prédire la consommation de puissance pour un fluide Newtonien de viscosité μ constante et de masse volumique ρ est relativement simple. Pour un agitateur donné, la connaissance de K_p , du diamètre D et de la vitesse de rotation permet de calculer N_p et par le fait même déduire la puissance consommée. Par contre, pour un fluide non Newtonien, cette procédure ne fonctionne plus. En effet, la viscosité n'est pas constante durant l'agitation et varie avec le cisaillement a priori inconnu. On ne peut donc plus calculer le nombre de Reynolds pour les fluides de type loi de puissance, $\eta = k|\gamma|^{n-1}$.

Pour pallier ce problème, Metzner et Otto (1957) proposent une approche basée sur la courbe de puissance N_p en fonction de R_e d'un fluide Newtonien en régime laminaire. Cette méthode consiste à utiliser une viscosité apparente (viscosité de procédé) valable sur l'ensemble de la cuve agitée. Ils supposent qu'entre la vitesse de cisaillement moyenne et la vitesse d'agitation il existe une relation de proportionnalité (qui est en faite une analogie de Couette):

$$\dot{\gamma}_a = K_s \cdot N \tag{2.26}$$

où K_s est une constante qui dépend de la géométrie du système et N est la vitesse de rotation de l'agitateur. Ils ont proposé l'approche graphique suivante pour déterminer la valeur de K_s :

- Pour une vitesse de rotation donnée (N), déterminer la puissance d'agitation (P) et le nombre de puissance (N_p) pour le fluide non Newtonien.
- À partir de la courbe de puissance newtonienne, calculer la valeur de la viscosité apparente (η_a) du fluide non Newtonien avec le nombre de Reynolds.
- À partir de la courbe de viscosité en fonction de la vitesse de déformation obtenue en rhéologie, on cherche le taux de déformation associé à cette viscosité apparente.
- Finalement la pente du graphique ($\dot{\gamma}_a$ en fonction de N) donne la valeur de K_s.

Combiné à l'équation de Ostwald-De Waele, le modèle de Metzner et Otto conduit à une expression simple de la viscosité apparente (μ_a).

$$\eta_a = k(K_s \cdot N)^{n-1} \tag{2.27}$$

Avec k et n, les paramètres de la loi de puissance décrit plus haut à la section (2.1.3.1).

Connaissant la viscosité de procédé pour différentes vitesses de rotation, on peut déterminer un nombre de Reynolds généralisé (équation 2.28) qui permet d'obtenir une courbe maîtresse de la consommation de puissance pour les fluides non Newtoniens de type rhéofluidifiant.

$$R_{e\,gen} = \frac{\rho N^{2-n} D^2}{k \cdot K_s^{\,n-1}} \tag{2.28}$$

Rieger et Novak (1973) ont proposé une autre approche pour déterminer la constante K_s. Ils ont défini un nombre de Reynolds qui s'applique uniquement aux fluides de type loi de puissance.

$$R_{e\,pl} = \frac{\rho N^{2-n} D^2}{k} \tag{2.29}$$

Après quelques manipulations algébriques il est facile de déterminer la constante K_s en utilisant le nombre de puissance de l'agitateur pour un fluide Newtonien et non Newtonien.

$$N_p = \frac{K_p}{R_e} = \frac{K_p k (K_s N)^{n-1}}{\rho N D^2} = \frac{K_p K_s^{n-1}}{R_{e\,pl}} \tag{2.30}$$

En remplaçant le nombre de Reynolds loi de puissance dans l'équation (2.30), on peut déterminer la constante K_s, qui est propre à chaque mobile d'agitation.

$$K_p(n) = K_p K_s^{n-1} \qquad \Rightarrow \qquad K_s = \left(\frac{K_p(n)}{K_p} \right)^{\frac{1}{n-1}} \tag{2.31}$$

2.3 Consommation de puissance (système d'agitation coaxial)

Comme mentionné plus haut, les opérations de mélange dans lequel les propriétés rhéologiques du milieu évoluent dans le temps sont monnaie courante dans les procédés industriels (Tatterson, 1991). Ces nouveaux produits à rhéologie complexe amènent les équipementiers à proposer des mobiles et des systèmes d'agitation de plus en plus sophistiqués pour des secteurs industriels particuliers. Les mélangeurs coaxiaux sont des systèmes de plus en plus en demande en raison du couplage de différents agitateurs dans la cuve de mélange. Durant les dernières années, ces appareillages spécifiques n'ont pas fait l'objet de beaucoup de publications scientifiques.

Contrairement aux systèmes d'agitation classiques, la courbe de puissance d'un mélangeur coaxial ne peut être déterminée aussi facilement. En effet, dans un tel système, le choix de la longueur et de la vitesse caractéristique nécessaire au calcul de N_p et R_e devient problématique.

(Thibault et al, 2002) ont étudié la consommation de puissance d'un nouveau mélangeur coaxial composé d'un mobile raclant de type ancre et d'une série de tiges avec turbine à pales inclinées opérant en mode contra-rotatif (figure 2.8). Pour un régime d'écoulement laminaire en milieu Newtonien, ils ont déterminé des corrélations prédictives pour la constante de puissance $K_{p\ ancre}$ et $K_{p\ tiges+PBT}$. Ces corrélations sont fonctions du rapport de vitesse ($R_N = Nt / Na$) entre les deux agitateurs.

$$K_{p\ ancre}(R_N) = 26.09 \cdot R_N^2 + 88.66 \cdot R_N + 256, \qquad 0 \le R_N \le 24 \tag{2.32}$$

$$K_{p\ tiges+PBT}(R_N) = 829.04 / R_N^2 + 330.56 / R_N + 99, \qquad 4 \le R_N \le \infty \tag{2.33}$$

De ces deux relations, il est possible de déterminer la consommation de puissance totale du mélangeur coaxial peu importe le rapport de vitesse. Selon le K_p choisi (ancre ou tiges+PBT), l'équation (2.24) permet de déterminer cette puissance.

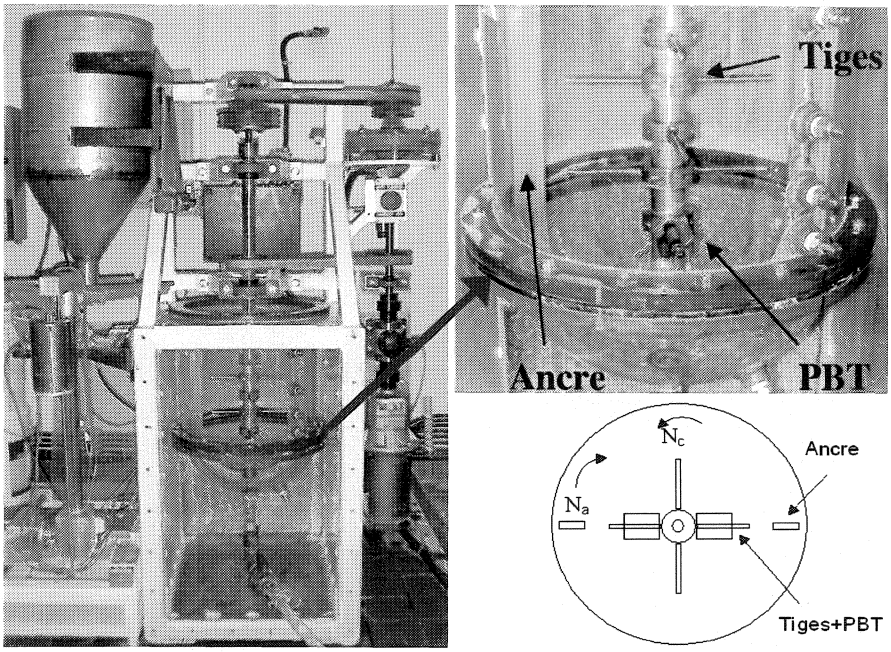


Figure 2.8 – Montage expérimental (mélangeur coaxial – Tanguy et al, 2002).

Dans le cas des fluides non Newtoniens (de type loi de puissance), ils ont montré que les valeurs de $K_{p\ ancre}$ et $K_{p\ tiges+PBT}$ pouvaient s'exprimer en fonction du rapport de vitesse et de l'indice d'écoulement du fluide (n).

$$K_{p\ ancre}(R_N, n) = \frac{P_{tot}}{kN_a^{n+1}D_a^3} = 256e^{-3.12(1-n)} + 88.66e^{-2.97(1-n)}R_N + 26.09e^{-6.61(1-n)}R_N^2 \quad (2.34)$$

$$0 \leq R_N \leq 24$$

$$K_{p\ tiges+PBT}(R_N, n) = \frac{P_{tot}}{kN_t^{n+1}D_t^3} = 99e^{-2.18(1-n)} + \frac{330.56e^{-2.25(1-n)}}{R_N} + \frac{829.04e^{-3.72(1-n)}}{R_N^2} \quad (2.35)$$

$$4 \leq R_N \leq \infty$$

Pour le même système coaxial, (Tanguy et al, 2002) ont montré que les courbes de puissance totale, en régime turbulent, variaient de manière importante avec le rapport de

vitesse. Des corrélations de puissance semblables au cas laminaire ont été développées pour les deux mobiles d'agitation.

$$N_{p\ ancre}(R_N) = 0.1936 R_N^{2.7838} \quad , \qquad 4 \le R_N \le 24 \tag{2.36}$$

$$N_{p\ tiges+PBT}(R_N) = -4.4238/R_N{}^2 + 3.3176/R_N + 0.74 \quad , \qquad 4 \le R_N \le \infty \tag{2.37}$$

En fonction du mobile d'agitation choisi, ces deux équations jumelées à l'équation (2.22) permettent d'estimer la puissance d'agitation totale du système pour différents rapports de vitesse supérieurs à 4.

(Köhler et al, 2003) ont étudié la consommation de puissance d'un mélangeur coaxial en fonction de différents rapports de vitesse compris entre 0 et 10. Le système est équipé de deux agitateurs montés sur deux axes concentriques fonctionnant en sens opposé. L'agitateur central est composé de quatre pales droites placées à 90 degrés les une des autres et l'agitateur extérieur est une ancre (figure 2.9).

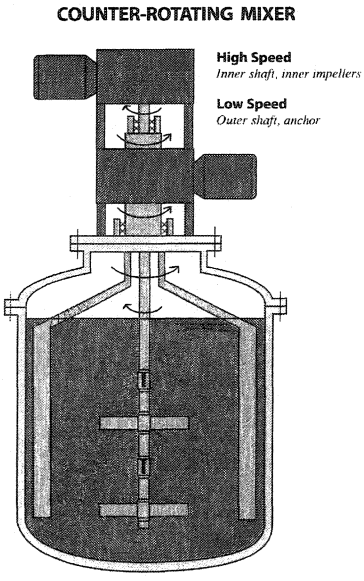


Figure 2.9 – Mélangeur coaxial – Köhler et al, 2003.

Contrairement au système coaxial précédent, les mobiles d'agitations ont chacun leur système d'entraînement et leur lecteur de couple. Cette flexibilité du montage permet d'étudier séparément la consommation de puissance des agitateurs en fonction des rapports de vitesse. Pour un fluide Newtonien en mode contra-rotatif, ils ont constaté que le nombre de puissance de l'ancre augmentait considérablement avec l'augmentation de la vitesse du mobile central en régime transitoire et turbulent. Le même effet a été observé pour la consommation de puissance de l'agitateur central. En se basant sur les corrélations de puissance de (Nagata, 1975) en régime transitoire et turbulent, ils ont corrélé le nombre de puissance de chacun des mobiles en fonction du rapport de vitesse entre les deux. Ainsi le nombre de puissance de ces mobiles peut s'exprimer de la façon suivante :

$$N_{p(i)} = \sqrt{\left(\frac{160}{R_{e(i)}}\right)^2 + \left(2.97 - \frac{1}{R_{e(i)}^{0.3}}\right)^2} + 3\cdot\left[1 - \frac{1}{1+\frac{10^6}{R_{e(i)}^{2.5}}}\right]\cdot\left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{-1.2} + 4.45\cdot\left[1 - \frac{1}{1+\frac{R_{e(i)}^{2.5}}{10^6}}\right]\cdot\left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{-0.84} \tag{2.38}$$

$$N_{p(o)} = \frac{426}{R_{e(o)}} + 0.73\left(\frac{10^3 + 1.2\cdot R_{e(o)}^{0.66}}{10^3 + 3.2\cdot R_{e(o)}^{0.66}}\right)^{0.82} + 1.11\cdot\left[1 - \frac{1}{1+\frac{10^5}{R_{e(o)}^{1.9}}}\right]\cdot\left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{1.64} + 1.38\cdot\left[1 - \frac{1}{1+\frac{R_{e(o)}^{1.9}}{10^5}}\right]\cdot\left(\frac{n_i}{n_o}\right)^{1.7} \tag{2.39}$$

Les indices (*o*) et (*i*) désignent les valeurs pour l'agitateur extérieur (*outer*) et l'agitateur intérieur (*inner*). Dans ces expressions, le ratio (n_i/n_o) représente le rapport des vitesses périphériques.

Finalement, Vanhove et al (1993) ont étudié l'efficacité d'un mélangeur coaxial contrarotatif de manière à pouvoir déterminer les puissances nécessaires à l'agitation de gels de silice dans des réacteurs de géométrie non-standard comportant plusieurs mobiles. Les essais ont été réalisés dans un réacteur cylindrique de 35 litres, schématisé sur la figure 2.8, équipé d'un agitateur central (double turbine MIXEL TTP) et d'une ancre à trois pales. Pour un fluide Newtonien en régime turbulent (Re > 3000), ils ont étudié la variation des couples d'agitations de chacun des mobiles en fonction du rapport de vitesse et du diamètre de la turbine centrale. Ainsi, le couple total induit par le système coaxial peut être modélisé par la somme des couples de chaque agitateur pris isolément et calculé d'après leurs nombres de puissance respectifs, jusqu'à obtenir un couple externe égal au couple central. Au-delà de cette "transition", le couple total mesuré devient égal au double de la valeur correspondant à l'agitateur central seul. Deux corrélations ont été trouvées pour des conditions d'opérations différentes.

$$M = \frac{\rho}{2\pi}\left[N_{p(i)} \cdot N_{(i)}{}^{2} \cdot D_{(i)}{}^{5} + N_{p(e)} \cdot N_{(e)}{}^{2} \cdot D_{(e)}{}^{5}\right] \; pour \; \frac{N_{(i)}}{N_{(e)}} < \left(\frac{N_{p(e)}}{N_{p(i)}}\right)^{0.5} \left(\frac{D_{(e)}}{D_{(i)}}\right)^{2.5} \qquad (2.40)$$

$$M = \frac{\rho}{\pi}\left[N_{p(i)} \cdot N_{(i)}{}^{2} \cdot D_{(i)}{}^{5}\right] \quad pour \quad \frac{N_{(i)}}{N_{(e)}} \geq \left(\frac{N_{p(e)}}{N_{p(i)}}\right)^{0.5} \left(\frac{D_{(e)}}{D_{(i)}}\right)^{2.5} \qquad (2.41)$$

Les indices (*e*) et (*i*) désignent les valeurs pour l'agitateur extérieur (ancre) et l'agitateur intérieur (double hélices). Pour le système étudié (figure 2.10), les valeurs de N_p en régime turbulent sont : 0.4 pour le double mobile (MIXEL TTP) et 0.8 pour l'ancre à trois pales (Nagata, 1975).

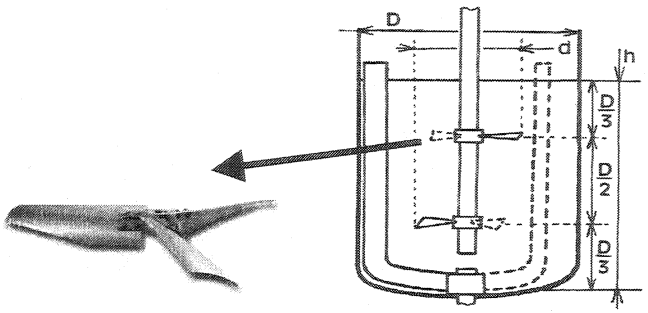


Figure 2.10 – Mélangeur coaxial – Vanhove et al, 1993.

Dans chacun des systèmes coaxiaux vus précédemment, la géométrie des mobiles d'agitations et le rapport de vitesse entre ceux-ci affectent de façon significative la consommation de puissance totale du système. Les corrélations trouvées par chacun des auteurs sont propres à chaque système et ne peuvent être utilisées pour d'autres géométries. À chaque nouveau mélangeur, il faut donc refaire le travail et déterminer de nouvelles corrélations de puissance.

2.4 Temps de mélange en cuve agitée

Le deuxième critère d'importance pour juger de l'efficacité d'un agitateur est le temps de mélange. Ce paramètre est défini comme l'intervalle de temps entre le début d'une perturbation et l'obtention d'un certain degré d'homogénéité au sein du fluide agité. Ce degré d'homogénéité peut être obtenu par différentes techniques de mesure de concentration de traceur. Ainsi, on représente souvent l'évolution de la concentration par le nombre sans dimension suivant :

$$c^*(t) = \frac{c(t) - c(0)}{c(\infty) - c(0)} \tag{2.42}$$

où $c(0)$ est la concentration initiale du traceur injecté dans la cuve au temps ($t=0$), $c(t)$ est la concentration du traceur au temps (t) et $c(\infty)$ est la concentration finale dans la cuve.

Pour une même consommation de puissance, l'agitateur le plus efficace est celui qui a le plus faible temps de mélange.

Compte tenu de la complexité pour estimer les performances d'un mélangeur à partir de la connaissance des valeurs de temps de mélange, certains auteurs préfèrent évaluer les qualités de leur système d'agitation en déterminant les valeurs de débit de fluide Q qu'il est capable de mettre en mouvement (débit de pompage ou de circulation). Classiquement, on remonte à cette valeur du débit de circulation Q à partir de la connaissance du temps moyen de circulation du fluide t_c par la relation:

$$t_c = \frac{V}{Q} \tag{2.43}$$

Dans cette relation, V est le volume total du fluide agité.

Généralement, le temps de circulation est déterminé par une des deux méthodes suivantes:

- Par suivi d'une particule, de densité équivalente à celle du milieu agité. Dans ce cas, on suit le mouvement de la particule et on enregistre le temps nécessaire pour que celle-ci traverse deux fois un plan horizontal donné dans le même sens. (Nagata et al., 1956 et 1975; Boume et Butler, 1969; Coyle et al., 1970; Murakami et al., 1972 ; Chavan et Ulbrecht, 1973 ; Carreau et al., 1976; Guérin et al., 1984; Takahashi et al., 1982 et 1988)

- À l'aide d'un traceur pouvant être par exemple la conductivité (Nagata, 1975; Gelus et al., 1979; Seichter et al. 1981a et 1981 b) ou la température (Brito-de la Fuente et al., 1990). Dans ce cas, la sonde de mesure détecte chaque passage du traceur. Le temps de circulation axiale se détermine alors comme étant l'intervalle de temps qui s'écoule entre deux pics consécutifs de la courbe réponse suivie du traceur.

Les agitateurs peuvent être classés en deux grandes catégories suivant le débit de pompage qu'il communique au fluide. Ils sont dits axiaux lorsque le mouvement du fluide se fait suivant l'axe de rotation et radiaux si le mouvement est perpendiculaire à cet axe. Certains mobiles combinent ces deux possibilités en provoquant un débit mixte. Ainsi, le temps de mélange d'un système d'agitation est fonction du débit de pompage de chaque agitateur. La figure 2.11 montre la circulation du fluide dans chacun de ces cas (Holland et al, 1966).

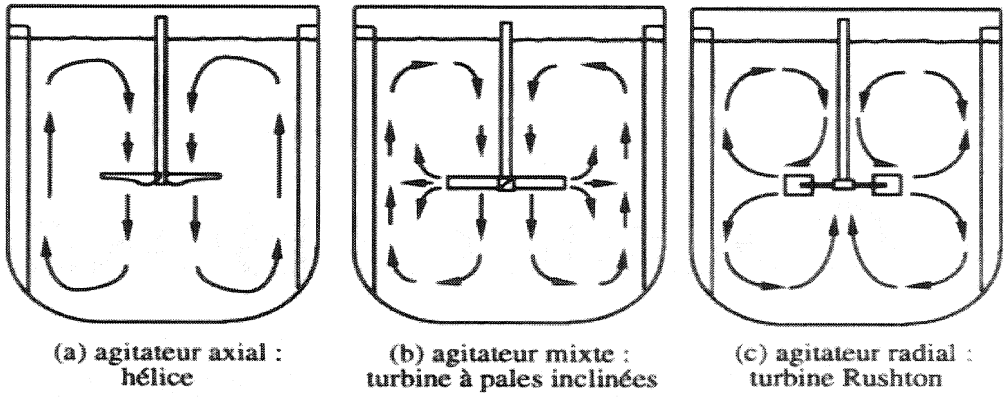


Figure 2.11 – Débit de pompage des principaux types d'agitateurs.

La grande variété des méthodes employées lors de la détermination du temps de mélange rend difficile une standardisation de la définition du temps de mélange. Afin de permettre de mieux cerner la situation, voici un survol rapide des principales techniques employées. Celles-ci sont bien expliquées par Ford et al, (1972) et Hackl et al, (1979).

2.4.1 Techniques de mesure du temps de mélange

Deux méthodes sont couramment utilisées pour définir le temps de mélange dans une cuve agitée. L'utilisation d'un traceur coloré ou d'une décoloration du contenu de la cuve permet de visualiser les zones non homogènes et d'évaluer le temps nécessaire à la disparition de cette zone morte. Cette technique est très subjective puisqu'elle dépend de la méthode et du seuil de détection visé. Pour une expérience qui implique l'utilisation d'un instrument de mesure de concentration, le temps de mélange est défini

comme le temps nécessaire pour atteindre un certain degré local d'homogénéité (équation 2.36), c'est-à-dire la durée nécessaire pour obtenir, aux points de mesure dans la cuve, une valeur de la concentration moyenne du traceur injecté (Ruszkowski, 1985).

2.4.1.1 Techniques visuelles (coloration-décoloration du milieu)

Une expérience de décoloration nécessite la présence d'une réaction chimique très rapide ou instantanée pour décolorer le traceur initialement bien mélangé dans le fluide. Il est donc facile de détecter les zones de ségrégation après décoloration de la majeure partie du fluide. Après décoloration du milieu, on peut répéter l'expérience en ajoutant une autre quantité de traceur.

Deux types de réaction peuvent être utilisés pour donner un changement de couleur rapide au milieu: une neutralisation acide - base (Brennan et al, 1976; Lamberto et al, 1996) ou une réaction d'oxydoréduction. L'indicateur coloré utilisé dans la neutralisation doit avoir une transition rapide entre l'état alcalin et l'état acide et doit offrir un bon contraste de couleurs entre les deux états. On peut citer par exemple la phénolphtaléine (incolore - rouge-violet, pH 8.2-10) ou le Bromocrésol pourpre (jaune - mauve, pH 6-7.6). Les indicateurs qui n'ont pas une transition rapide sont à proscrire (par exemple tournesol, pH 5-8). Le pH initial avant chaque expérience et la quantité de réactif ajoutée à la cuve doivent être contrôlés de façon à avoir un changement de couleur complet pour chaque réaction. Si cela n'est pas fait, les résultats obtenus seront erronés et les expériences seront non reproductibles.

Les réactions typiques d'oxydoréduction, utilisées pour les expériences de décoloration, sont souvent réalisées avec les couples Iode/Thiosulfate et Permanganate/Thiosulfate :

$I_2 + 2e^- \rightarrow 2I^-$

$MnO_4^- + 8H^+ + 5e^- \rightarrow Mn^{2+} + 4H_2O$

$2S_2O_3^{2-} \rightarrow S_4O_6^{2-} + 2e^-$

Les stœchiométries des réactions doivent être respectées. Il existe des cas où des co-produits indésirables formés peuvent décolorer le fluide. Ceci peut être un problème spécialement avec le permanganate, le produit Mn^{2+} pouvant réagir avec MnO_4^- pour produire un précipité de MnO_2.

Les méthodes de décoloration sont spécialement utilisées dans les systèmes visqueux ou non Newtonien. Ces systèmes engendrent souvent des zones mortes persistantes qui peuvent être facilement détectées en utilisant des méthodes visuelles de détermination du temps de mélange. Si une sonde de mesure est utilisée, elle peut ne pas être placée dans la région non mélangée de la cuve, ce qui occasionne des valeurs erronées du temps de mélange. Avant d'utiliser cette technique, on fait souvent en premier quelques expériences visuelles pour déterminer la position optimale des sondes. L'inconvénient majeur des méthodes visuelles est qu'elles nécessitent une cuve transparente et donc sont limitées aux cuves de laboratoire.

2.4.1.2 Méthode de conductivité électrique

Dans le domaine de l'agitation, cette technique est très utilisée pour déterminer le temps de mélange de fluides peu visqueux (Germain, 1979). On ajoute en un temps très court une solution conductrice miscible (sel, acide ou base) et on suit l'évolution de la conductivité électrique du milieu. La courbe donnant la conductivité en fonction du temps est une sinusoïde amortie, dont la période est assimilée au temps de circulation (t_c).

Cette méthode offre plusieurs avantages :

- Elle donne un historique complet de la concentration dans le temps en un point dans la cuve;
- La mesure du temps de mélange est non subjective et n'est pas assujettie aux différentes interprétations des opérateurs;

- Elle peut être utilisée dans les grosses cuves et dans les situations ou l'observation visuelle n'est pas possible;
- Les sondes conductimétriques ont des temps de réponse rapides;

Cependant, le temps de mélange mesuré ne dépend généralement pas seulement de l'hydrodynamique dans la cuve, mais aussi de l'instrumentation utilisée. Le temps de mélange varie avec le volume de mesure des sondes. En plaçant les sondes dans les régions mal mélangées de la cuve, on a tendance à obtenir des temps de mélange plus élevés. De plus, les sondes doivent être discrètes pour ne pas gêner l'hydrodynamique dans la cuve et doivent laisser passer librement le flux à travers le volume de mesure.

2.4.1.3 Les sondes de pH

Les sondes de pH peuvent être utilisées de la même façon que les sondes conductimétriques. Un acide ou une base doit être utilisé comme traceur. À la fin de chaque expérience, l'addition du traceur doit être neutralisée pour retourner aux conditions de départ. Cette neutralisation peut elle-même être utilisée comme une expérience de détermination du temps de mélange.

Comparées aux sondes conductimétriques, les sondes de pH ont l'inconvénient d'avoir un temps de réponse qui est lent. Par contre, celles-ci sont beaucoup moins affectées par les solides en suspension ou les bulles de gaz. Une sonde de pH peut donc être utilisée pour mesurer le temps de mélange d'un système multiphasé pourvu qu'un temps de réponse long puisse être toléré.

2.4.1.4 Méthode thermique

Au lieu d'utiliser un traceur chimique pour mesurer le temps de mélange, la chaleur peut être utilisée comme traceur et la température peut être traitée de la même manière que la concentration. Le fait de ne pas introduire de produits chimiques dans la cuve est un avantage, car il n'y a aucun risque de contamination de l'installation industrielle.

L'inconvénient majeur de cette technique est le manque de précision pour les courts temps de mélange. En effet, le temps de réponse d'un thermocouple dépend de la différence de température entre la sonde et le fluide qui l'entoure. En s'approchant de l'état final du mélange, la différence de température entre la sonde et le fluide devient faible et des problèmes de temps de réponse peuvent être rencontrés. À ce stade, l'expérience tend à mesurer le temps de réponse de la sonde au lieu du temps de mélange (Ruszkowski, 1985). Il est aussi difficile d'appliquer cette technique aux systèmes d'agitation ayant des longs temps de mélange en raison des pertes thermiques aux parois de la cuve. Un autre inconvénient de la méthode est qu'elle ne peut être utilisée qu'avec des fluides de faible viscosité (Delaplace et al, 2000). En effet, les fluides visqueux ou non Newtoniens présentent parfois des changements importants de rhéologie sous l'influence de faibles changements de température.

2.4.2 Études du temps de mélange (système d'agitation simple)

Plusieurs corrélations empiriques sont données dans la littérature pour déterminer le temps de mélange d'une cuve agitée. Cependant, il existe de nombreuses définitions et méthodes qui conduisent à des conclusions différentes, bien que les systèmes d'agitation étudiés soient semblables (Delaplace et al, 2000). Ainsi, les résultats obtenus par différentes techniques de mesure ne peuvent être comparés que qualitativement. La raison de ces écarts est souvent reliée aux différentes définitions du degré d'homogénéité à atteindre et aux conditions d'opérations. De la même façon que pour la consommation de puissance, le temps de mélange peut s'exprimer sous la forme adimensionnelle, prenant en compte la géométrie du système d'agitation, la rhéologie du milieu et la dynamique de l'écoulement.

$$N \cdot t_M = A\left(\frac{\rho N D^2}{\mu}\right)^a \left(\frac{N^2 D}{g}\right)^b \left(\frac{T}{D}\right)^c \left(\frac{h}{D}\right)^d \left(\frac{H}{D}\right)^e \left(\frac{p}{D}\right)^f \left(\frac{W}{D}\right)^g \left(\frac{L}{D}\right)^h \ldots \qquad (2.44)$$

Dans la majorité des cas, les expériences sont réalisées pour des configurations géométriques standards. La hauteur de liquide est égale au diamètre du réservoir et la position de l'agitateur, en fond de cuve, est égale au tiers du diamètre de la cuve.

Moo-Young et al, (1972) ont étudié l'efficacité de différents mobiles d'agitation dans une cuve de configuration standard pour des fluides Newtoniens. Les essais ont été faits en régime laminaire, transitoire et turbulent ($5 \leq Re \leq 10^5$) et les temps de mélange ont été mesurés en utilisant la méthode de décoloration (section 2.4.1.1). Ainsi pour chaque agitateur, ils ont corrélé le temps de mélange adimensionnel par l'équation suivante :

$$N \cdot t_M = A(R_e)^a \tag{2.45}$$

Les valeurs des constantes A et a sont données dans le tableau 2.3 pour différents régimes d'écoulement.

Tableau 2.3 – Valeurs des constantes A et a (Moo-Young et al, 1972)

Type d'agitateur	**Intervalle de R_e**	A	a
Turbine Rushton (sans chicane)	$5 - 10^3$	1.75×10^4	-0.75
	$10^3 - 10^5$	60	0
Turbine Rushton (avec chicanes)	$10^3 - 10^5$	36	0
Ruban hélicoïdal	$1 - 10^4$	4.3×10^2	-0.25
Agitateur tubulaire (avec disque)	50 – 200	1.6×10^6	-2.25
	$200 - 3 \times 10^3$	4.5	-0.11
Agitateur tubulaire (faible courbure)	10 – 500	2.2×10^4	-0.85
	$10^3 - 10^5$	44	0
Agitateur tubulaire (grande courbure)	10 – 500	4.2×10^4	-0.85
	$10^3 - 10^5$	56	0

Hiraoka et al, (1977) ont étudié, en régime turbulent ($R_e > 10^3$), l'efficacité de mélange d'une turbine à pales droites dans une cuve de configuration standard. En se basant sur l'analyse dimensionnelle du flux de circulation en milieu Newtonien, ils ont corrélé le temps de mélange pour les deux situations suivantes :

- Turbines à pales droites ($0.3 < D/T < 0.8$) dans une cuve sans contre-pale:

$$Nt_M = 4.8\left(\frac{T}{D}\right)^{0.82} R_e^{1/6} \tag{2.46}$$

- Turbines à pales droites ($0.3 < D/T < 0.8$) dans une cuve munie de quatre contre-pales:

$$Nt_M = 7.2\left(\frac{n_b W}{D}\right)^{-0.35}\left(\frac{T}{D}\right)^{1.4}\left(\frac{H}{D}\right)^{0.5} \tag{2.47}$$

De leur côté, (Shiue et al, 1984) ont déterminé des corrélations de temps de mélange pour des turbines Rushton et des hélices marines en régime transitoire et turbulent ($R_e > 10^3$). Les essais ont été réalisés en milieu Newtonien dans une cuve elliptique munie de quatre contre-pales. Une méthode thermique (section 2.4.1.4) a été utilisée pour déterminer, avec un degré d'homogénéité de 95%, les temps de mélange.

- Pour les turbines Rushton en régime turbulent:

$$Nt_M = 5.01\left(\frac{T}{D}\right)^{2.4} \tag{2.48}$$

- Pour les hélices en régime turbulent:

$$Nt_M = 4.43\left(\frac{T}{D}\right)^{2.24} \tag{2.49}$$

En utilisant la technique conductimétrique, Sano et al, (1985) ont déterminé des corrélations de temps de mélange pour différents systèmes de configuration standard. Les caractéristiques géométriques suivantes : $0.3 \leq D/T \leq 0.7$, $0.05 \leq W/D \leq 0.4$, et $2 \leq n_b \leq 8$ ont été étudiées pour des turbines Rushton et des turbines à pâles droites. Dans un fluide Newtonien en régime turbulent ($R_e > 5 \cdot 10^3$), les résultats ont été corrélés pour un degré d'homogénéité de 99%.

- Pour les turbines Rushton les corrélations suivantes ont été trouvées :

$$Nt_M = 3.8\left(\frac{D}{T}\right)^{-1.80}\left(\frac{W}{T}\right)^{-0.51} n_b^{-0.47} \tag{2.50}$$

ou

$$(1/Nt_M) = 0.082\left(\frac{D}{T}\right)^{2.5} N_p{}^{0.75}\left(\frac{n_b W}{T}\right)^{-0.1} \tag{2.51}$$

- Pour les turbines à pales droites les corrélations suivantes ont été trouvées:

$$Nt_M = 2.1\left(\frac{D}{T}\right)^{-1.67}\left(\frac{W}{T}\right)^{-0.74} n_b^{-0.47} \tag{2.52}$$

ou

$$(1/Nt_M) = 0.11\left(\frac{D}{T}\right)^{2.5} N_p{}^{0.75}\left(\frac{n_b W}{T}\right)^{-0.1} \tag{2.53}$$

(Nienow, 1997) a répertorié différentes corrélations permettant d'exprimer les temps de mélange en régime turbulent pour des systèmes de configuration standard. Peu importe l'agitateur utilisé, il en conclut que l'expression du temps de mélange la plus satisfaisante est dérivée du modèle turbulent de Corrsin, (1964) et des modèles proposés par (Rushkowski et al, 1994) et (Grenville et al, 1995) :

$$Nt_M = 5.9 \cdot \left(\frac{1}{N_p^{1/3}} \right) \left(\frac{D}{T} \right)^{-2} \tag{2.54}$$

Dans cette section, nous avons rapporté plusieurs corrélations empiriques données dans la littérature pour la détermination du temps de mélange en cuve agitée. Il existe plusieurs autres modèles de prédiction du temps de mélange pour les agitateurs simples. Comme le but du travail est d'étudier l'efficacité d'un mélangeur coaxial, nous ne voyons pas la pertinence de les énumérer. Pour le lecteur intéressé, une bonne revue des corrélations proposées pour la détermination du temps de mélange est donnée par (Joshi et al, 1982).

2.4.3 Études du temps de mélange (système d'agitation coaxial)

Contrairement aux mobiles d'agitation simple, peu d'études ont été réalisées sur l'efficacité d'homogénéisation des mélangeurs coaxiaux. Dans ces systèmes, on peut légitimement se demander quelle est l'influence des paramètres suivants sur le temps de mélange et le patron d'écoulement dans la cuve d'agitation :

- Le mode de rotation (co ou contra-rotatif),
- Le rapport de vitesse entre les agitateurs central et périphérique,
- La géométrie des agitateurs,
- La direction angulaire des mobiles d'agitation,
- Le régime d'écoulement,...

À notre connaissance, (Schneider et al, 1990) ont été les premiers à étudier l'efficacité d'un mélangeur coaxial en mode contra-rotatif. Le système est composé de deux turbines (VISCOPRO) sur l'arbre central et d'un mobile raclant en périphérie du réservoir (figure 2.12). Par une méthode thermique (section 2.4.1.4), ils ont déterminé les temps de mélange d'un fluide Newtonien (1 Pa·s) en régime transitoire ($100 < R_e < 200$). Pour chaque essai, la hauteur de liquide dans la cuve et le diamètre des turbines (VISCOPRO) ont été gardés constants ($H = 2D_c$ *et* $D_t = D_c/2$).

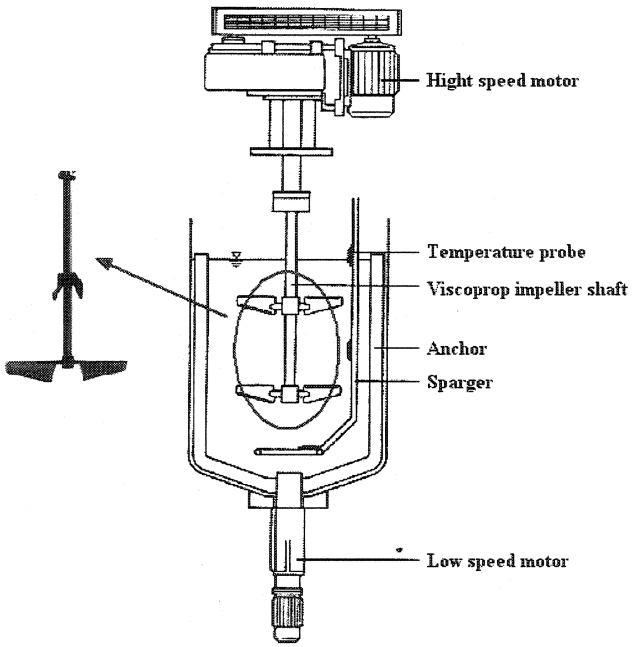


Figure 2.12 – Mélangeur coaxial – Schneider et al, 1990.

Pour ce régime d'écoulement transitoire, ils ont montré que l'action contra-rotative de l'ancre diminuait considérablement le temps de mélange dans la cuve (figure 2.13). Cependant, l'augmentation de la vitesse de l'ancre de 12 à 24 tours par minute n'affecte que très peu l'efficacité du mélange pour une même vitesse de rotation de la turbine centrale. Ainsi, ils supposent qu'il n'est pas nécessaire d'avoir des vitesses d'ancre élevées pour obtenir une meilleure homogénéisation. Un faible mouvement de l'ancre

est en fait suffisant pour affecter le patron d'écoulement dans la cuve et diminuer le temps de mélange. Cela revient à dire qu'un rapport de vitesse ($R_N = N_t/N_a$) élevé favorise l'homogénéisation et nécessite par le fait même une plus faible consommation de puissance qu'un rapport de vitesse faible.

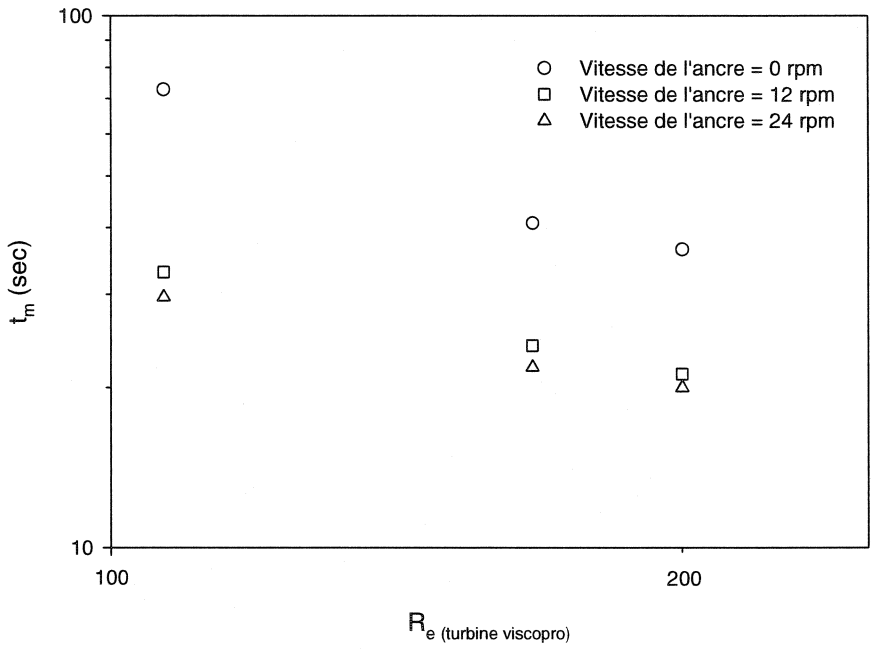


Figure 2.13 – Effet de l'agitation contra-rotative sur le temps de mélange.

Tanguy et al, (1997) ont étudié les performances (pompage et capacité de dispersion) d'un nouveau mélangeur coaxial composé d'une turbine Rushton et d'un ruban hélicoïdal montés sur le même arbre de rotation. Le rapport de vitesse entre les deux mobiles a été gardé constant (R_N = 6.2) tout comme le mode de rotation (co-rotatif). L'efficacité de pompage et de mélange a été obtenue par simulations numériques pour des fluides Newtoniens.

Ils ont démontré que l'effet de la turbine Rushton dans le mélangeur hybride jouait un rôle important sur la dispersion du milieu. Sans la turbine Rushton, les particules

tendent à rester en agrégat, suivant le mouvement de pompage (de haut en bas) du ruban hélicoïdal. L'intense décharge induite par la turbine Rushton modifie significativement le patron d'écoulement dans la région inférieure du ruban hélicoïdal, augmentant ainsi le macro-mélange dans le milieu (figure 2.14). La combinaison des effets illustrée à la figure 2.12 (b) porte à croire qu'un certain volume de liquide est possiblement moins bien mélangé dans le bas de la cuve. Tanguy et al suggèrent donc de changer la turbine Rushton pour une turbine à pales inclinées, ce qui permettrait de briser la structure en bas de cuve.

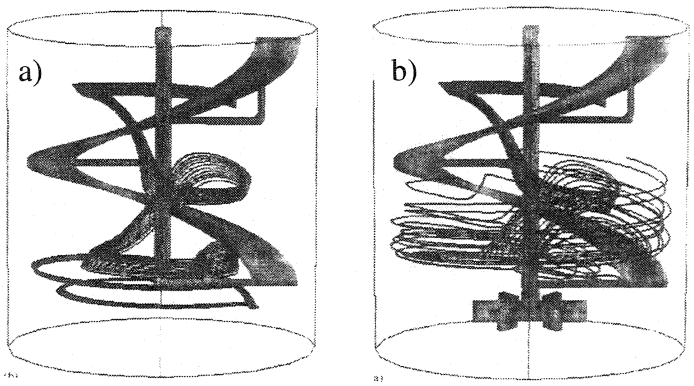


Figure 2.14 – Patron d'écoulement induit par : (a) le ruban hélicoïdal seulement, (b) le double mobile d'agitation.

Pour leur part, (Espinosa-Solares et al, 2002) ont étudié, en mode contra-rotatif, l'hydrodynamique d'un mélangeur coaxial muni d'une turbine Rushton et d'un ruban hélicoïdal en milieu non Newtonien. Ils affirment que le patron d'écoulement induit dans la cuve de mélange dépend fortement du rapport de vitesse entre les turbines de mélange ($R_N = N_t/N_{HR}$). Ainsi, pour des rapports de vitesse inférieurs à 10, deux patrons d'écoulement sont observés, un imposé par la turbine Rushton et l'autre imposé par le ruban hélicoïdal. Pour des rapports de vitesse supérieurs à 10, le patron d'écoulement dans la cuve est gouverné uniquement par la turbine centrale.

Donc, pour ce système d'agitation spécifique, il existe un rapport de vitesse critique qui procure un pompage optimal dans le mélangeur. Partant de ces observations, ils ont

comparé les temps de mélange de la turbine Rushton seule avec ceux du système coaxial pour un rapport de vitesse égal à 10. Ainsi, le système coaxial donne de meilleurs temps de mélange que la turbine seule (de l'ordre de 70 à 80 % plus faible).

2.5 Objectifs spécifiques du mémoire

À la lumière de ces observations, on s'aperçoit que peu d'études ont été réalisées sur la caractérisation des mélangeurs coaxiaux. Dans plusieurs cas industriels, l'empirisme et l'apprentissage par essais et erreurs gouvernent la conception de tels systèmes d'agitation. Souvent utilisé dans la préparation de suspensions concentrées (milieu non Newtonien) et de solutions visqueuses (milieu Newtonien), nous proposons d'étudier séparément l'efficacité de cinq turbines de dispersion (écoulement radial et axial) placées au centre d'un mélangeur coaxial muni d'un mobile raclant à deux pâles (ancre).

Pour ce faire, nous proposons d'atteindre les objectifs spécifiques suivants pour chacune des turbines à l'étude:

- Caractérisation expérimentale de la consommation de puissance Newtonienne et non Newtonienne pour tous les régimes d'écoulement (laminaire, transitoire et turbulent). Pour chacun des modes de rotation (co et contra-rotatif), l'influence du rapport de vitesse entre l'agitateur central et l'ancre sera étudié.

- Caractérisation expérimentale de l'efficacité d'homogénéisation du système pour un fluide Newtonien et non Newtonien. Pour un rapport de vitesse de 10, 20,30 et tous les régimes d'écoulement, l'étude des temps de mélange permettra de déterminer le mode de rotation le plus efficace pour une même puissance d'agitation.

- CHAPITRE 3 -

MÉTHODOLOGIE EXPERIMENTALE

3.1 Montage expérimental

Le montage expérimental consiste en une plate-forme de mélange doté d'un mélangeur coaxial (figure 3.1, photo du montage et figure 3.2, schéma du montage). Ce système a été réalisé en collaboration avec la compagnie USI-MAX de Montréal et possède les composantes mécaniques suivantes:

- Moteur à courant alternatif (2,23 kW; triphasé 220 V) possédant une vitesse nominale de 1760 tours par minute. Ce moteur actionne les turbines de dispersion.
- Moteur à courant alternatif (373 W) possédant une vitesse nominale de 1760 tours par minute. Ce moteur actionne le mobile raclant (ancre).
- Un couplemètre de la compagnie Himmelstein de 22,6 N-m (précision de ± 0,1 % pleine échelle).
- Un couplemètre de la compagnie Vibrac de 11,3 N-m (précision de ± 0,5 % pleine échelle).
- Deux tachymètres optiques (précision ± 0,1 tpm) mesurant la vitesse de l'arbre rapide (turbine de dispersion) et la vitesse de l'arbre lent (pales raclantes).
- Un réducteur de vitesse 15 : 1 diminuant la vitesse nominale à environ 115 tours par minute pour le moteur de 373 W.
- Trois thermocouples de type J (jonction fer-constantan) de très faible inertie thermique (thermocouple nu, dépourvu de toute gaine inox).

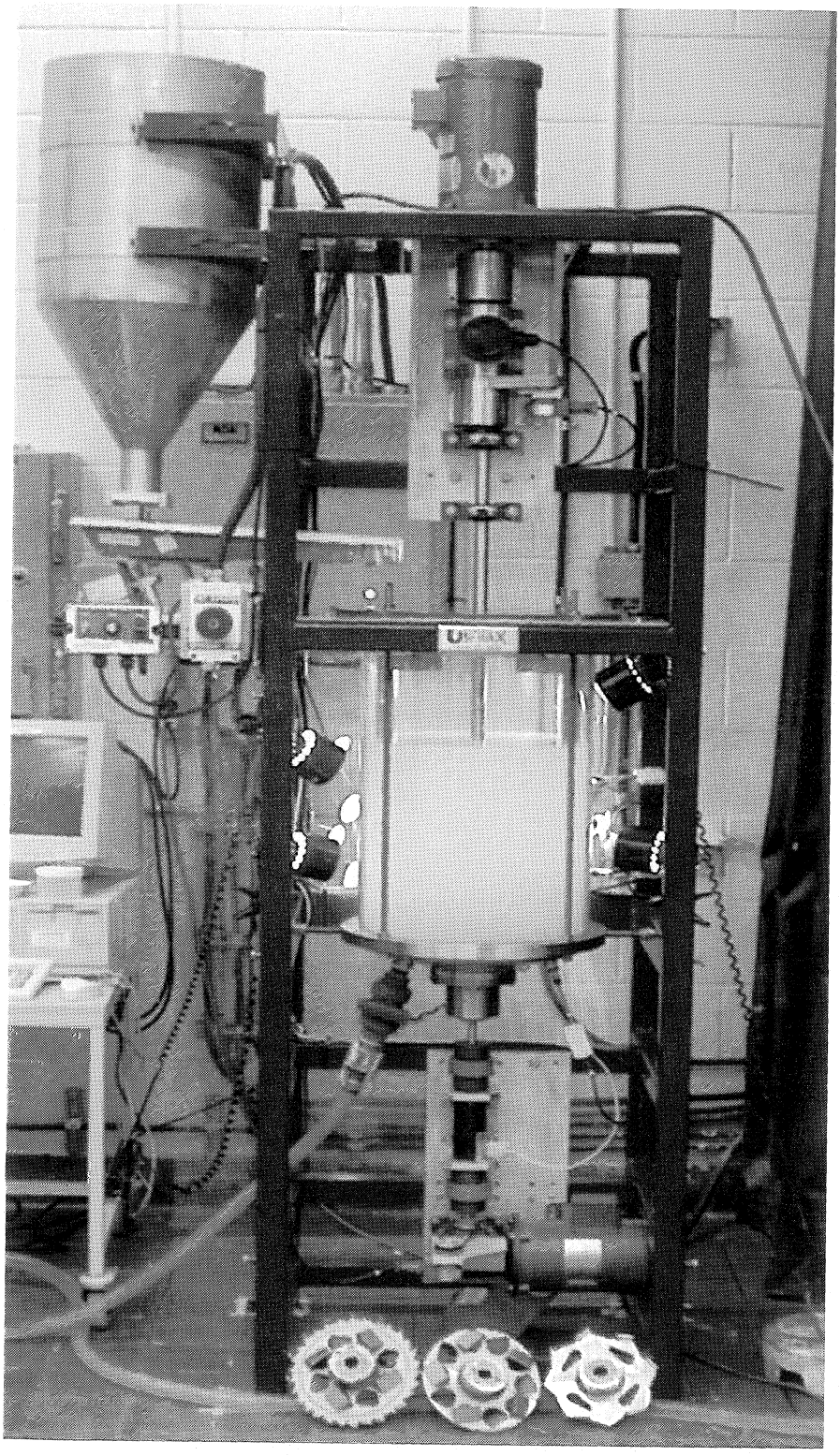


Figure 3.1 – Photo du montage expérimental et ces composantes.

Les agitateurs utilisés et les principales caractéristiques géométriques du système d'agitation sont indiqués à la figure 3.2 et 3.3. Le réservoir est constitué dans sa partie supérieure d'un cylindre transparent en polycarbonate (Lexan) de 0,38 m de diamètre (D_c) et de 0,58 m de hauteur (H_c). La hauteur du liquide (H_l) au repos a été maintenue constante tout au long des essais et est égale à 0,41 m (pour un volume total de fluide de 46 L). Des études faites par (Houcine et al, 2000) montrent que la géométrie du fond de la cuve modifie passablement l'écoulement du flux de circulation dans la partie inférieure du réservoir. L'étude est basée sur la détermination des temps de mélange en cuve agitée par une hélice MIXEL TTP (D = T/2, h = H/3). Pour les différentes géométries de cuve étudiées (fond plat, fond conique, fond semi-elliptique et fond profilé), la configuration semi-elliptique donne les meilleurs temps de mélange pour une même puissance d'agitation. Ce choix de géométrie nous semblait donc approprié pour favoriser l'hydrodynamique dans notre cuve de mélange.

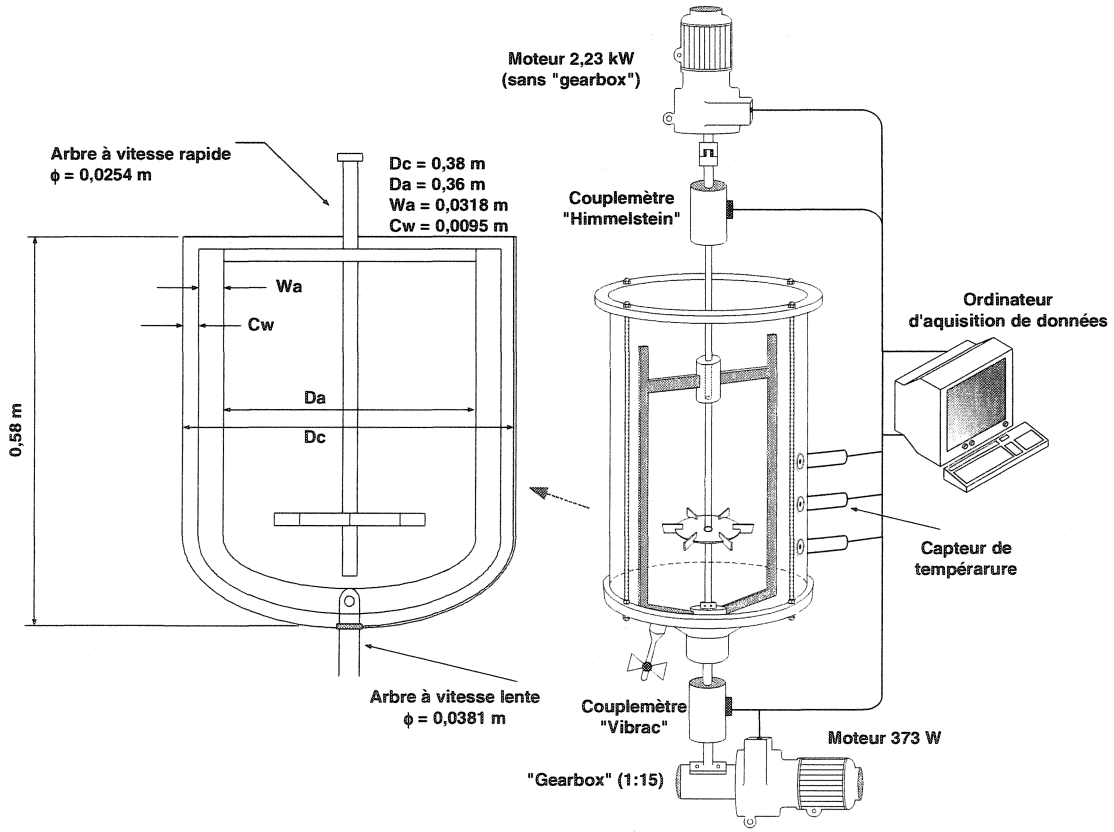


Figure 3.2 – Schéma du mélangeur coaxial.

Les mobiles d'agitation utilisés pour ce travail sont présentés à la figure 3.3. Au centre du pot de mélange, 5 turbines de même diamètre (0.2 m) ont été étudiées en combinaison avec un agitateur à écoulement tangentiel de type ancre (voir figure 3.2). Parmi ces turbines à disque, 4 sont des turbines de dispersion (figure 3.3 – a, b, c et d) et une est de type Rushton (figure 3.3 - e). Dans chacun des cas, la hauteur de la turbine centrale dans le liquide a été fixé à 1/3 du diamètre de la cuve.

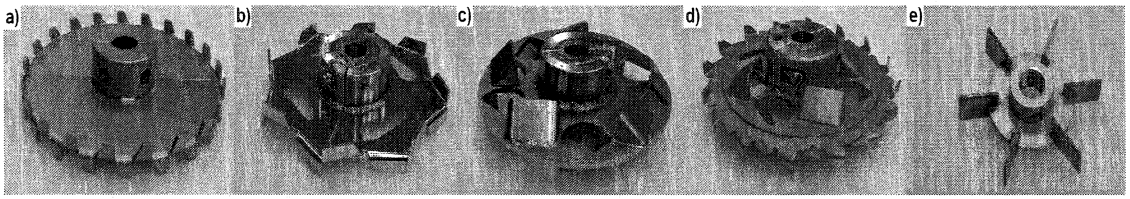


Figure 3.3 – Turbines à disque étudiées : [a) Turbine Cowles , b) Turbine Deflo, c) Turbine Sevin, d) Turbine Hybride, e) Turbine Rushton]

Les turbines de dispersion fournissent dans leur voisinage immédiat un cisaillement très important qui dépend essentiellement de l'acuité des dents et de leur nombre (Furling, 2000). Le débit engendré par ces mobiles ne reste notable qu'à très grande vitesse, ce qui rend intéressant l'étude du couplage turbine-ancre. Ils sont principalement utilisés pour défloculer, briser les agglomérats, disperser les fibres, etc. Pour ce qui est de la turbine Rushton, elle est souvent utilisée pour les mélanges gaz/liquide et liquide/liquide de faible viscosité. De son côté, l'ancre permet de remettre en suspension les particules en fond de cuve et de ramener la solution en périphérie vers la partie centrale du mélangeur.

Pour le système étudié, les agitateurs sont mis en rotation à l'aide de deux moteurs à vitesse variable. Le moteur du haut actionne l'arbre rapide entraînant l'agitateur central et le moteur du bas entraîne l'agitateur ancre. Pour les deux mobiles d'agitation, il est possible de les faire tourner en sens horaire ou anti-horaire. Cette flexibilité du système permet aux mobiles de fonctionner en mode co-rotatif ou contra-rotatif. De plus, comme les systèmes de guidage sont indépendants, il est possible de retirer la turbine et de

fonctionner avec l'ancre seulement ou de faire tourner seulement l'agitateur central en gardant l'ancre comme contre-pale. L'agitateur rapide peut tourner de 0 à 1800 rpm et l'agitateur lent de 0 à 115 rpm.

3.2 Stratégie d'expérimentation

En raison de la cinématique complexe du système d'agitation (géométrie des turbines, vitesses d'agitation différentes et mode de rotation), la stratégie d'expérimentation sera divisée en deux parties : une étude complète sur les mobiles d'agitation simple et une étude sur l'effet de l'agitation coaxiale (co et contra-rotatif). Pour ce faire, nous proposons l'approche suivante sur la consommation de puissance et la détermination des temps de mélange:

3.2.1 Consommation de puissance

- Caractérisation de la consommation de puissance de chacun des agitateurs pour un fluide Newtonien et non Newtonien (fluide modèle). La courbe de puissance est déterminée pour les régimes laminaire, transitoire et turbulent.
- Caractérisation de la puissance totale du système coaxial pour différents rapports de vitesse, modes de rotation, rhéologie des fluides et régimes d'écoulement.

3.2.2 Temps de mélange

- Détermination des temps de mélange pour chacun des agitateurs en milieu Newtonien et non Newtonien. Les temps de mélange sont déterminés en régimes transitoire et turbulent.
- Détermination des temps de mélange du système coaxial pour différents modes de rotation (R_N = 10, 20 et 30), rhéologie des fluides et régimes d'écoulement (transitoire et turbulent).

3.2.3 Rhéologie des fluides étudiés

Comme mentionné précédemment, les fluides étudiés sont de deux catégories (Newtonien et non Newtonien). Les fluides Newtoniens testés sont : des solutions aqueuses de glucose et de l'eau pure. La plage de viscosité ainsi décrite au cours des essais varie de 0.001 à 50 Pa·s et la masse volumique varie de 1000 à 1350 Kg/m^3. Comme la viscosité du glucose est très sensible à la température, trois thermocouples permettent de suivre l'évolution de la température à chacun des essais et de corriger la viscosité s'il y a lieu. Les fluides non Newtoniens testés sont : deux solutions aqueuses de xanthane et deux solutions de CMC (Carboxymethyl Cellulose). La viscosité de tous ces fluides a été déterminée à l'aide d'un viscosimètre rotatif à vitesse imposée (rhéomètre AR 2000) équipé d'un système de cylindres coaxiaux (voir section 2.1.4). Les propriétés rhéologiques des fluides non Newtoniens sont présentées au tableau suivant :

Tableau 3.1 – Rhéologie des fluides non Newtoniens (type loi de puissance).

Solution	**Indice d'écoulement (n)**	**Indice de consistance k [=] (Pa·s^n)**	**Densité (kg/m^3)**
0.35 % massique de xanthane	0.26	1.24	1000
0.50 % massique de xanthane	0.23	3.00	1000
2.5 % massique de CMC (grade 700)	0.50	8.30	1010
1.5 % massique de CMC (grade 30000)	0.22	60	1010

Comme on peut le constater sur la figure (3.4), les fluides rhéofluidifiants possèdent souvent un plateau Newtonien pour des conditions de faibles vitesses de cisaillement. Le comportement rhéofluidifiant de la solution de xanthane et de CMC commence à ce

manifester pour des vitesses de déformation supérieures à 0.1 s^{-1} et 100 s^{-1} respectivement. Donc pour être en mesure d'utiliser le modèle loi de puissance ($\eta = k|\gamma|^{n-1}$), la vitesse de déformation moyenne dans le mélangeur sera toujours supérieure à 100 s^{-1}.

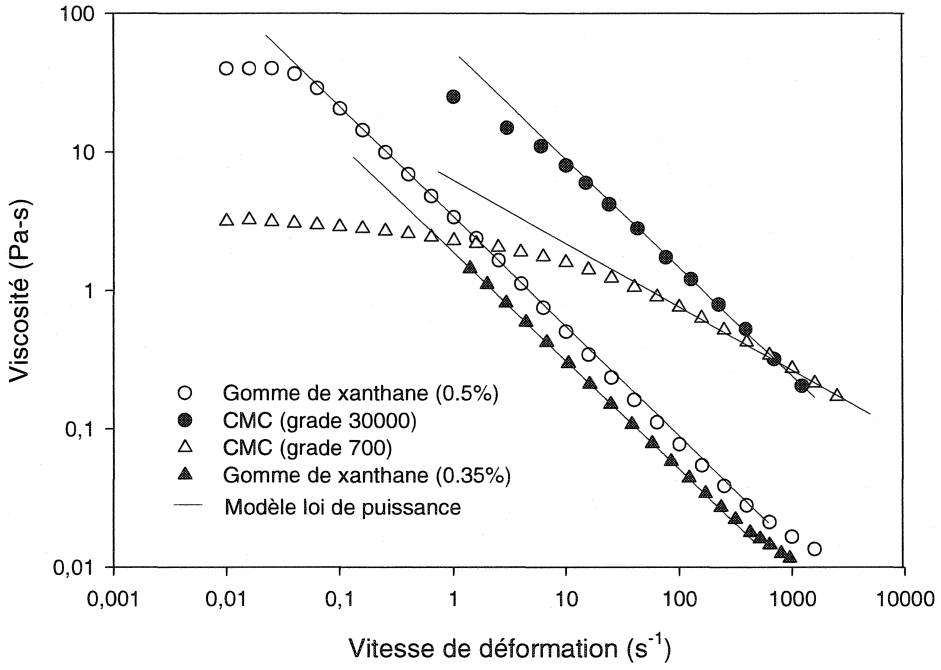


Figure 3.4 – Courbe de viscosité en fonction de la vitesse de déformation d'une solution aqueuse de xanthane et de CMC.

3.2.4 Consommation de puissance

Dans ce travail, la consommation de puissance a été déterminée à partir de la mesure du couple produit par l'agitateur en rotation. Les couple-mètres utilisés font appel à une technologie de mesure sans contact. Contrairement aux systèmes traditionnels, la torsion de l'arbre n'est pas mesurée avec un système de jauges de contraintes, mais avec une mesure de transmission de lumière. Un signal lumineux est envoyé au travers de 2 disques et le signal lumineux en sortie est proportionnel au couple (figure 3.4).

Tout le système électronique est situé dans un boîtier fixe et bien isolé. Ainsi, aucune source d'alimentation et d'énergie n'est transférée à l'arbre de torsion en rotation. Donc, moins d'erreurs de mesure sur les lectures de couple.

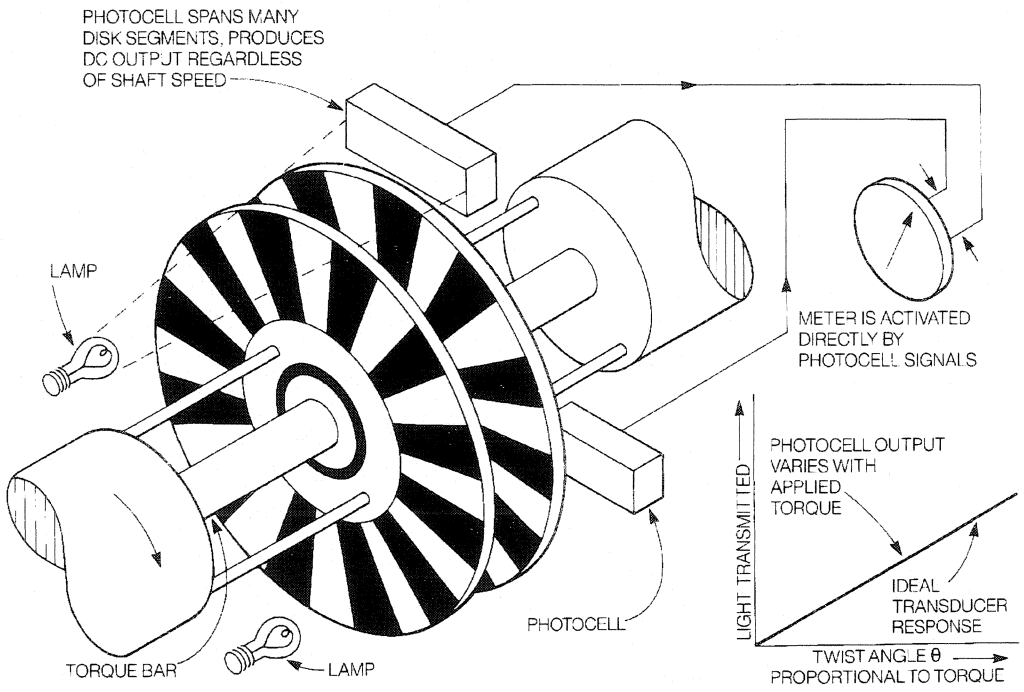


Figure 3.5 – Système de mesure du couple.

En pratique, le frottement mécanique causé par le système de guidage provoque une augmentation du couple mesuré. Une correction du couple a donc été faite en déterminant le couple à vide de chaque mesure.

$$M_c = M_m - M_v \tag{3.1}$$

où M_c, M_m et M_v sont respectivement les couples corrigé, mesuré et à vide (exprimés en $N{\cdot}m$).

La puissance dissipée par l'agitateur dans la cuve est calculée par la relation suivante :

$$P = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot M_c \qquad (3.2)$$

où N est la vitesse de rotation du mobile en tours par seconde.

Afin de caractériser la puissance d'agitation en fonction des conditions opératoires, la phase expérimentale consiste à imposer une rampe de vitesse et à mesurer la valeur de la vitesse de rotation du mobile et du couple s'exerçant sur ce dernier.

3.2.5 Technique de temps de mélange

Les temps de mélange ont été évalués au moyen d'une technique de colorimétrie basée sur une réaction rapide acide-base qui a été proposée par Lamberto et al (1996). L'indicateur utilisé est du bromocrésol pourpre (0,08 % massique) qui a la propriété de changer de couleur avec le pH de la solution (changement de couleur entre PH 6 et 7). En milieu acide, le traceur devient jaune et, en milieu basique, il devient pourpre. L'incorporation de 200 ml de bromocrésol dans la cuve est nécessaire pour avoir un changement brusque de couleur en fonction du pH. Tout dépendant du changement de couleur visé, 25 ml d'HCl (3M) ou 25 ml de NaOH (3M) sont mélangés à 500 ml de solution prélevée de la cuve de mélange. Ce mélange est important pour ne pas affecter de façon significative la masse volumique du traceur. Des études faites par (Boumans et al., 1997, Burmester et al., 1991) montrent que le temps de mélange n'est pas affecté par la différence de densité du traceur si celle-ci ne dépasse pas 100 kg/m^3. Dans notre cas, des essais avec du glucose pur ont montré que la différence de densité entre le traceur et le milieu à mélanger variait de 25 à 50 kg/m^3.

Pour chaque expérience, le temps de mélange est mesuré pour les deux réactions précédentes (acide - base) et (base - acide). Une incrémentation de 5ml des réactifs est nécessaire pour assurer une réaction rapide et un changement de couleur qui est évident.

Pour ne pas changer les propriétés rhéologiques de la solution, il est suggéré d'utiliser une solution fraîche de xanthane et de glucose après 8 expériences. Après ce nombre d'expériences, l'accumulation des réactifs est trop importante pour ne pas affecter la viscosité de la solution et fausser les temps de mélange observés.

Pour être constant dans la façon de faire les manipulations, l'injection du traceur a été faite au même endroit à chaque essai (près de l'arbre central). De cette manière, les temps de mélange sont plus représentatifs.

Les temps de mélange sont obtenus en prenant la moyenne respective des valeurs de t_M pour trois essais successifs.

$$t_M = \frac{\sum_{i=1}^{3} t_{M\,i}}{3} \tag{3.3}$$

3.3 Acquisition de données et de mesures

L'acquisition de données est effectuée à l'aide du logiciel LabVIEW de National Instruments. Ce logiciel permet de contrôler la vitesse des moteurs et le sens de rotation des arbres d'agitation. L'acquisition de données est effectuée à une fréquence de 20 000 Hz pour chacun des canaux échantillonnés.

Huit canaux reçoivent les signaux pour les appareils de mesure suivants :

- Trois thermocouples
- Un pH mètre
- Deux tachymètres
- Deux couplemètres

- CHAPITRE 4 -

CONSOMMATION DE PUISSANCE DANS UN MÉLANGEUR COAXIAL : FLUIDES NEWTONIENS ET NON NEWTONIENS

4.1 Présentation de l'article

On connaît l'importance de la qualité du mélange lors de la mise en œuvre d'une transformation chimique réalisée soit en continu, soit en discontinu. Le problème est toujours de choisir, compte tenu des conditions de fonctionnement du réacteur, le meilleur système d'agitation possible. Les critères de choix font souvent appel à la qualité du mélange (homogénéisation) et à la consommation de puissance (Holland et al, 1966). La solution optimale est plus difficile à trouver lorsque la réaction change le comportement rhéologique du produit. La viscosité, initialement voisine de l'eau, peut croître jusqu'à plusieurs Pa-s et ainsi changer le régime d'écoulement dans la cuve. Il devient alors difficile de contrôler la réaction, surtout s'il apparaît des zones mortes au sein du milieu (Salomon et al 1981, Lamberto et al 1996). De nombreux exemples d'un tel comportement peuvent être retrouvés en polymérisation et procédés de fermentation. En polymérisation, l'agitation devient insuffisante pour disperser le reflux du monomère, qui permet une bonne régulation de la température et une bonne dispersion des chaînes polymérique.

L'évolution de la rhéologie du milieu peut aussi être due au changement physique dans la structure de la solution (floculation, gélification, dispersion, ...). La viscosité du produit final est souvent plus élevée que celle des ingrédients de départ, parfois par plusieurs ordres de grandeur. Dépendamment de la composition des produits à disperser, des propriétés non Newtoniennes peuvent apparaître (viscosité non-linéaire, comportement thixotrope, ...).

En raison de la cinématique complexe de ce système d'agitation (géométrie des turbines, vitesse d'agitation et mode de rotation), il est plutôt difficile de caractériser la consommation de puissance de ce type d'appareil. (Tanguy et al, 2002 et Thibault et al, 2002) ont étudié la consommation de puissance d'un nouveau mélangeur coaxial composé d'un mobile raclant de type ancre et d'une série de tiges avec turbine à pâles inclinées opérant en mode contra-rotatif. Ils ont déterminé pour le régime laminaire et turbulent des corrélations de K_p et de N_p qui sont fonction du rapport de vitesse entre l'agitateur rapide et l'agitateur lent. Ces corrélations permettent de déterminer la consommation de puissance totale du système, mais ne permettent pas d'évaluer séparément l'influence de chacun des agitateurs sur la puissance totale. Pour un système complètement différent, il ne serait pas possible d'utiliser ces relations pour caractériser la consommation de puissance du mélangeur coaxial.

Pour pallier ce problème, nous avons développé en laboratoire un mélangeur coaxial (figure 4.1) muni de deux systèmes de guidage indépendants capables de lire les couples de chacun des agitateurs.

L'objectif de ce travail est d'étudier la consommation de puissance, en milieu Newtonien et non Newtonien, d'un mélangeur coaxial composé d'une ancre et de différentes turbines de dispersion montées sur le même axe de rotation. L'étude est réalisée pour tous les régimes d'écoulement en mode contrarotatif et co-rotatif. Le but est de déterminer l'influence de chacun des agitateurs (turbine et ancre) sur la consommation de puissance totale du système et de caractériser une courbe de puissance maîtresse pour les deux modes de rotation.

4.2 POWER CHARACTERISTICS IN COAXIAL MIXING: NEWTONIAN AND NON-NEWTONIAN FLUIDS

Stéphane Foucault [a], Gabriel Ascanio [a] and Philippe A.Tanguy [a]

[a] *URPEI, Department of Chemical Engineering, Ecole Polytechnique*

P.O. Box 6079 Stn. Centre-ville

Montreal, QC H3C 3A7, Canada

Keywords:

Power draw, Power Consumption, Newtonian, non-Newtonian, Coaxial mixer, Speed ratio.

Submitted: Industrial & Engineering Chemistry Research (April 2004)

4.2.1 Abstract

The power consumption of a coaxial mixer consisting of a wall scraping anchor and different dispersion impellers (radial discharge) operating in co- and counter-rotating mode has been experimentally characterized in the case of viscous Newtonian and non-Newtonian fluids. It has been found that the anchor speed did not affect the power consumption of the dispersion turbines. The power consumption of the anchor has been shown to increase when using the dispersion impellers in counter-rotating mode and decrease in co-rotating mode. Based on the impeller geometry and following the Metzner and Otto approach, new correlations for the generalized Reynolds number and the power number are proposed and it is shown that a power master curve can be generated for speed ratios larger than 10.

4.2.2 Introduction

The importance of the mixing quality during a chemical reaction in a batch or continuous process is well recognized. The major design task is the selection of the most appropriate mixing system according to the process specifications. The selecting criteria are often based on the mixture quality (homogenization) and the power consumption (Holland et al, 1966). The selection of the hydrodynamic conditions for a specific process can be a real challenge especially when dealing with time-dependent rheology products. In some cases, the product viscosity, initially close to that of water, can reach several Pa-s thus changing the flow regime and the fluid dynamics in the vessel. It then becomes harder to control the reaction into the tank, especially in poorly agitated zones or the dead zones of the environment (Salomon et al, 1981, Lamberto et al, 1996). Many examples of this particular case can be observed into the field of polymerization and in fermentation processes in which the agitation becomes critical to ensure both good productivity and high selectivity.

The evolution of the fluid rheology can also be caused by the physical changes of the solution microstructure (flocculation, gelation, dispersion, etc.). The final viscosity of

the product is often higher than the one of each individual ingredient composing the mixture. Depending on the nature of the products to be dispersed, non-Newtonian properties can also develop (non-linear viscosity, thixotropic behavior, etc.).

Several innovative strategies have been proposed to control or eliminate segregated regions in stirred vessels, based for instance on coaxial mixers, planetary mixers, conical mixers and dual mixers comprising several impellers rotating at different speeds. Both numerical and experimental work has been carried out to characterize planetary mixers (Tanguy et al, 1999), conical mixers (Dubois et al, 1996), and several types of coaxial mixers (Vanhove et al 1993, Tanguy et al 1997, Espinosa et al 1997, 2001 and 2002, Tanguy and Thibault 2002, Thibault and Tanguy 2002, Köhler et al 2003). A classical example of a coaxial mixer is the combination of a high-speed turbine and a low-speed anchor scraper. It has been shown that these technologies are capable of adequately mix and knead high solids content media such as coating fluids and pastes and to disperse gas in aerated mixing vessels with a low power consumption, even in the presence of a non-Newtonian rheology. In practice, the design of coaxial mixers is however based on empirical considerations and industrial experience, and limited knowledge is available for optimizing the system.

Because of the complex arrangements of a coaxial mixer (several different impellers, two agitation speeds, two possible rotation modes) it is quite difficult to characterize the mixing system in terms of the power consumption. Tanguy and Thibault (2002) determined the power consumption of a new coaxial mixer consisting of a wall scraping arm (anchor) and a series of rods and a pitched-blade turbine operating in counter-rotating mode. They found that the power was a function of the speed ratio of the fast agitator to the slow agitator in both laminar and turbulent regimes. Their correlations allowed predicting the total power consumption of the system, but they did not allow evaluating independently the influence of each agitator on the total power consumption. Recently, (Foucault et al, 2004 – results in annex A) have shown that the power

consumption of radial discharge turbines is not affected by the anchor rotation whether in co- or counter rotating mode. Contrary to these findings, (Köhler et al, 2003) observed a large influence of the anchor on the power consumption of a central agitator provided with flat paddles in counter-rotating mode, for impeller tip speed ratios between 0 and 10. (Vanhove et al, 1993) studied the power consumption of a double coaxial mixer for the preparation of a silica gel in counter-rotating mode. Using two Mixel TTP propellers on the central shaft, they demonstrated in turbulent regime that the power consumption of the propellers was not affected by the anchor for a speed ratio larger than 7.67. All the above studies clearly indicate that the interaction between the central agitator and the scraping agitator affects the power consumption of each impeller, the degree of which depends on the system geometry and the speed ratio selected. The various correlations available being unfortunately developed for specific geometries, it is not possible to use them easily to find the total power consumption with other designs (Foucault et al, 2004).

To overcome this problem, we have developed a laboratory coaxial mixer equipped with two independent drives allowing the characterization of each agitator. The coaxial mixer consists of an anchor and different dispersion turbines mounted on the same shaft. The main objective of this work is to determine the influence of the power dissipated by each individual impeller on the total power consumption. The study was performed in laminar and turbulent regimes, and both co- and counter-rotating modes were considered.

4.2.3 Materials and Methods

4.2.3.1 Apparatus

The mixer used for this study and the main geometrical parameters are shown in Figure 4.1 and Table 4.1, respectively. The tank is composed in its upper section by a polycarbonate cylinder having a diameter (D_c) of 0.38m and a height (H_c) of 0.58 m, and

an elliptic dish bottom. The liquid height (H_l) of 0.41 m was kept constant throughout the tests, so that the total fluid volume was 46 L.

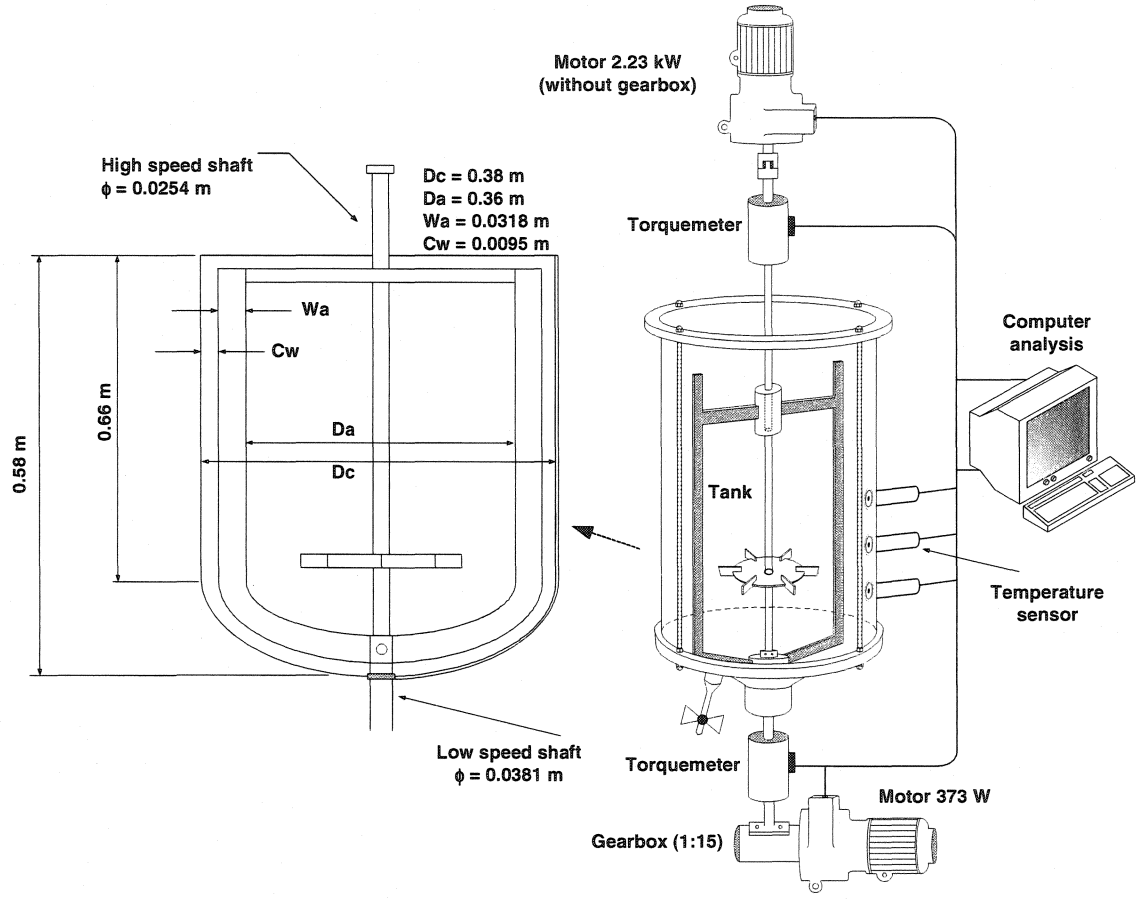


Figure 4.1 – Experimental setup.

Table 4.1 – Laboratory coaxial mixer parameters.

Tank diameter (D_c)	0.38 m
Turbine diameter (D_t)	0.2 m
Anchor diameter (D_a)	0.36 m
Turbine height (bottom clearance)	D_c / 3

The coaxial mixer is fitted with two kinds of agitators: a high-speed impeller and a low-speed scraper mounted on two independently actuated coaxial shafts. The high speed impeller consist of dispersing turbines that can rotate up to 1600 rpm, while the other shaft supports a close-clearance anchor rotating at low speed (0 to 100 rpm). The high-speed impellers are mounted in the middle of the tank generating a radial flow while the low-speed scraper generates mainly a tangential flow. Figures 4.2a to 4.2d show the high-speed impellers corresponding to various dispersing disk designs and Figure 4.2e shows a Rushton turbine.

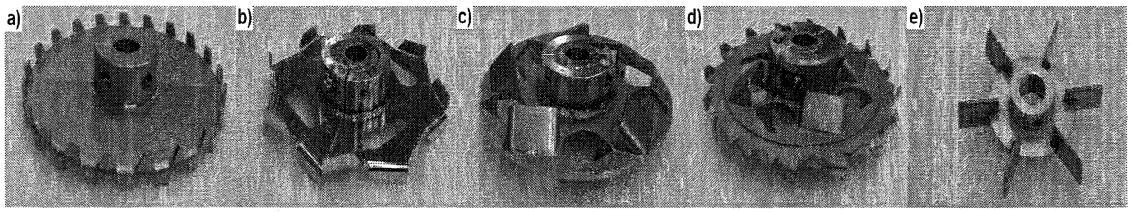


Figure 4.2 – High-speed impellers: a) Cowles turbine; b) Deflo turbine; c) Sevin turbine; d) Hybrid turbine; e) Rushton turbine.

Two independent motors are used for driving the agitators, and they can be operated in co- and counter-rotating mode (see Figure 4.3). Because the drives are independent, it is possible to only rotate the anchor, or to rotate the high-speed impeller by keeping the anchor at rest. In this case, the anchor plays the role of a baffle.

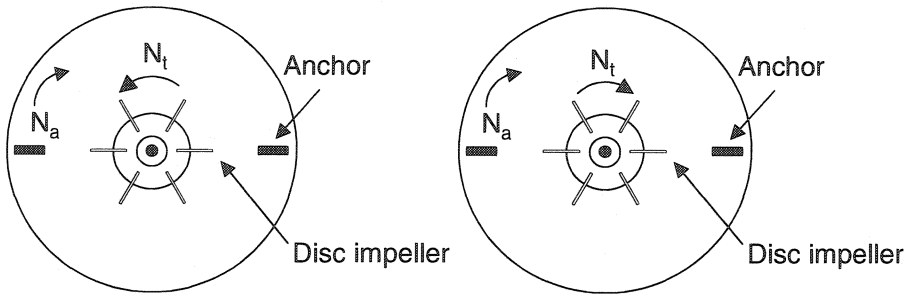


Figure 4.3 – Rotation mode: a) counter-; b) co-.

In order to determine the power dissipated by the different impellers, the motors have been coupled to torquemeters having a range from 0 to 22 N·m for the fast shaft and 0 to 11 N·m for the slow shaft, respectively. In the experiments, the power input was calculated from the induced torque (M) and measurements as $P = \omega \cdot M$, where ω is the shaft rotational speed in rad/s. Because the shaft guiding system induces a residual torque due to friction, the resulting torque of friction was measured and subtracted from experimental data.

$$M_c = M_m - M_r \tag{4.1}$$

where M_c, M_m and M_r are respectively the corrected, measured and residual torques (expressed in N m).

4.2.3.2 Fluids and Rheology

Aqueous solutions of corn syrup (80 to 100 wt%) and carboxymethyl cellulose (CMC, Finnfix 700 and 30000) were chosen as Newtonian and non-Newtonian fluids, respectively. The rheological properties of the solutions were determined at room temperature (~23 °C) with a rheometer (AR 2000, TA Instruments) by using a Couette configuration of 30 mm and 28 mm in diameter for the inside and outside cylinders. The viscosity of the Newtonian fluids ranged from 0.001 to 50 Pa·s and the density was between 1000 and 1350 kg/m^3. Because the corn syrup solutions are sensitive to temperature changes, three thermocouples were mounted in the tank allowing the temperature evolution to be tracked for each test, so as to correct the viscosity values when necessary. The rheological parameters of the non-Newtonian fluids were found to obey a power law (Table 4.2). Oscillatory shear tests revealed that the non-Newtonian fluids exhibited a small storage modulus (G') compared to the loss modulus (G''). The ratio G'/G'' being much smaller than one, therefore the elastic effects were considered to be negligible.

Table 4.2 – Power law behavior properties of fluids (23°C).

Solution	n (-)	k (Pa·s^n)	Density (kg/m^3)	γ range (s^{-1})
2.5 wt % CMC (Finnflix 700)	0.50	8.3	1010	100 - 10000
1.5 wt % CMC (Finnfix 30 000)	0.22	60	1010	100 - 10000

4.2.4 Results and Discussion

4.2.4.1 Power Draw Analysis

A preliminary power analysis was first carried out by considering the power dissipated by each individual agitator with both Newtonian and non-Newtonian fluids. The results obtained from this part were then compared with the power draw by the coaxial mixer for different speed ratios and the two rotating modes.

4.2.4.2 Single Impeller

The power consumption of an impeller with Newtonian fluids is usually expressed in terms of the dimensionless power number N_p as a function of the Reynolds number Re without vortex where $N_p = P/\rho N^3 D^5$ and $R_e = \rho ND^2/\mu$. This procedure provides a characteristic power curve that depends only on impeller geometry and can be used to predict power requirements for any given fluid properties, impeller dimensions and rotational speed. In the laminar regime, it is usual to determine the power constant K_p defined as follows:

$$K_p = N_p \cdot R_e \tag{4.2}$$

For a Newtonian fluid, K_p is only a function of the impeller geometry.

The characteristic power curve was established for all six agitators. The power consumption results served not only to estimate the mechanical energy drawn during the

mixing operation, but also to determine the limits among the different flow regimes (laminar, transition and turbulent).

The characteristic power curves with Newtonian fluids are presented in Figure 4.4. In agreement with the theory, the value of the slope of each curve is equal to -1 in the laminar regime. We note that the anchor agitator operates in the laminar regime for R_e lower then 100 and for larger values the flow becomes transitional. In the case of the Rushton turbine, the flow is laminar for Re lower than 20 and turbulent for R_e larger than 1000. For the dispersion impellers, the laminar regime corresponds to R_e lower than 10 and turbulent for R_e larger than 4500. The corresponding K_p and N_p values for the turbulent regime for the six impellers are shown in Table 4.3. A good agreement is obtained with the literature values (Nagata, 1975; Roustan, 1999; Harnby et al, 1997).

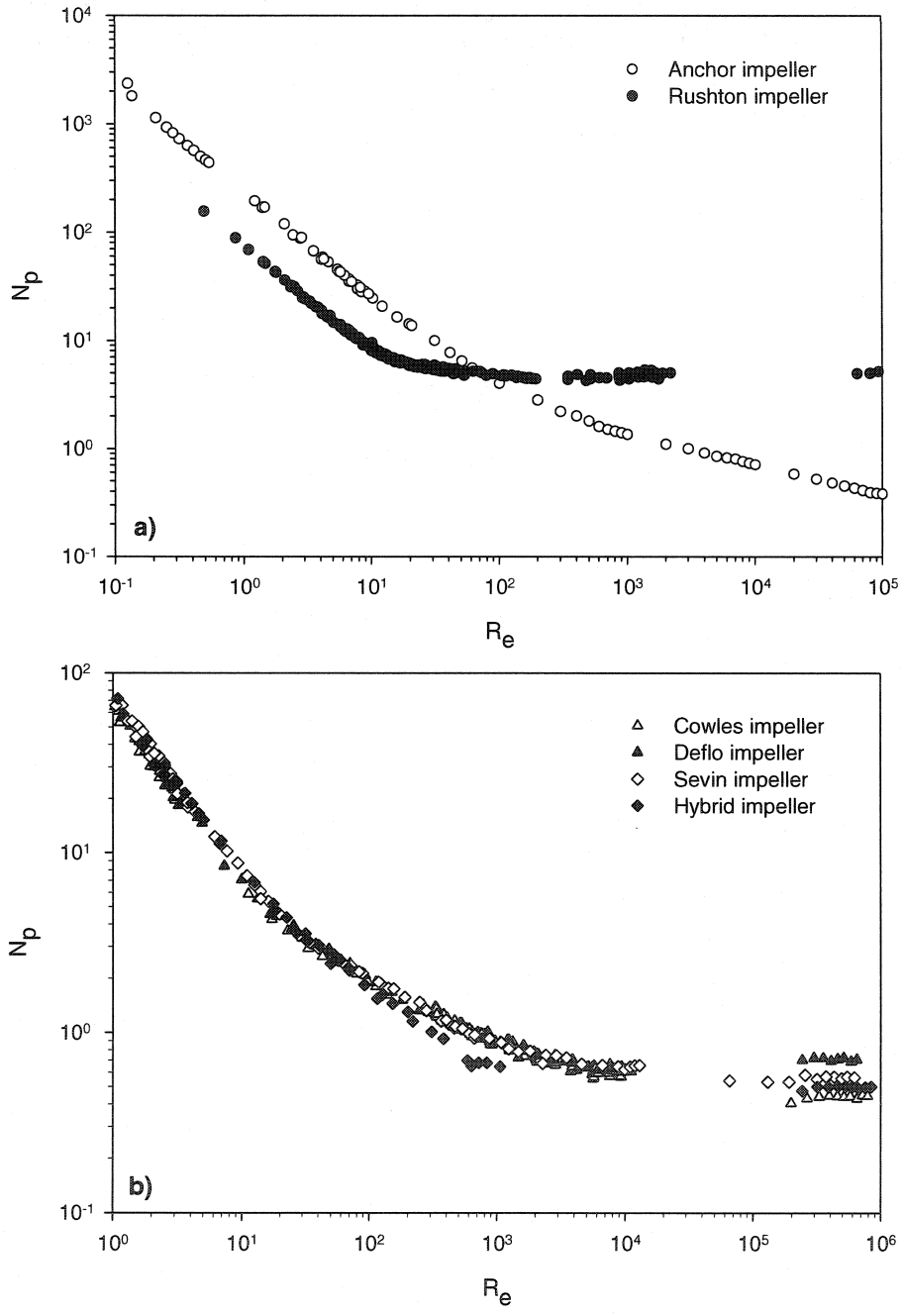


Figure 4.4 – Newtonian power curve for: a) Rushton and anchor impellers, b) Dispersion impellers.

Figure 4.4 shows that the N_p value in the turbulent regime does not change when increasing the Reynolds number for the dispersion impellers and the Rushton turbine. Since the anchor plays the role of a baffle in each experiment, it is normal to obtain such a consistency (Nagata, 1975). Although they have different geometries, the dispersion turbines do not exhibit significant differences in terms of their power consumption. Often operated in a turbulent regime with low viscosity fluids (Furling, 2001), from an energy perspective, the Cowles turbine is the most efficient.

Table 4.3 – Power constants for the impellers.

Impellers	K_p	N_p
Anchor	230	$f(R_e)$
Rushton	75	5.00
Cowles	65	0.45
Deflo	65	0,60
Sevin	70	0,55
Hybrid	70	0,50

In the case of a shear-thinning fluid obeying the power-law model, the viscosity decreases when the shear rate is increased. In order to evaluate the power consumption of such a fluid, the so-called process viscosity must be determined. Metzner and Otto (1957) showed that the average shear rate around the impeller can be correlated with the rotational speed by means of the proportionality parameter K_s, which is a function of the impeller geometry.

$$\dot{\gamma}_a = K_s \cdot N \tag{4.3}$$

Once this parameter is known, the characteristic power curve of each agitator (N_p *vs* R_e) using a shear-thinning fluid can be determined. In the present work, the approach used

to determine the *Ks* value was the one of Rieger and Novak (1973) in which a modified Reynolds number, often called $R_{e\,pl}$ power-law, is used to draw the curve (N_p *vs* $R_{e\,pl}$).

$$R_{e\,pl} = \frac{\rho N^{2-n} D^2}{k} \tag{4.4}$$

where k and n are respectively the consistency index and the power-law index of the fluid.

By plotting the corresponding power consumption curves for a Newtonian fluid and non-Newtonian fluids, the K_s value can be expressed in terms of their respective K_p as follows:

$$K_s = \left(\frac{K_p(n)}{K_p} \right)^{\frac{1}{n-1}} \tag{4.5}$$

Figure 4.5 shows the characteristic power curves of all the agitators investigated with the shear-thinning fluid. Since the Metzner and Otto concept is valid for the laminar regime, only the laminar part of the curve will be presented.

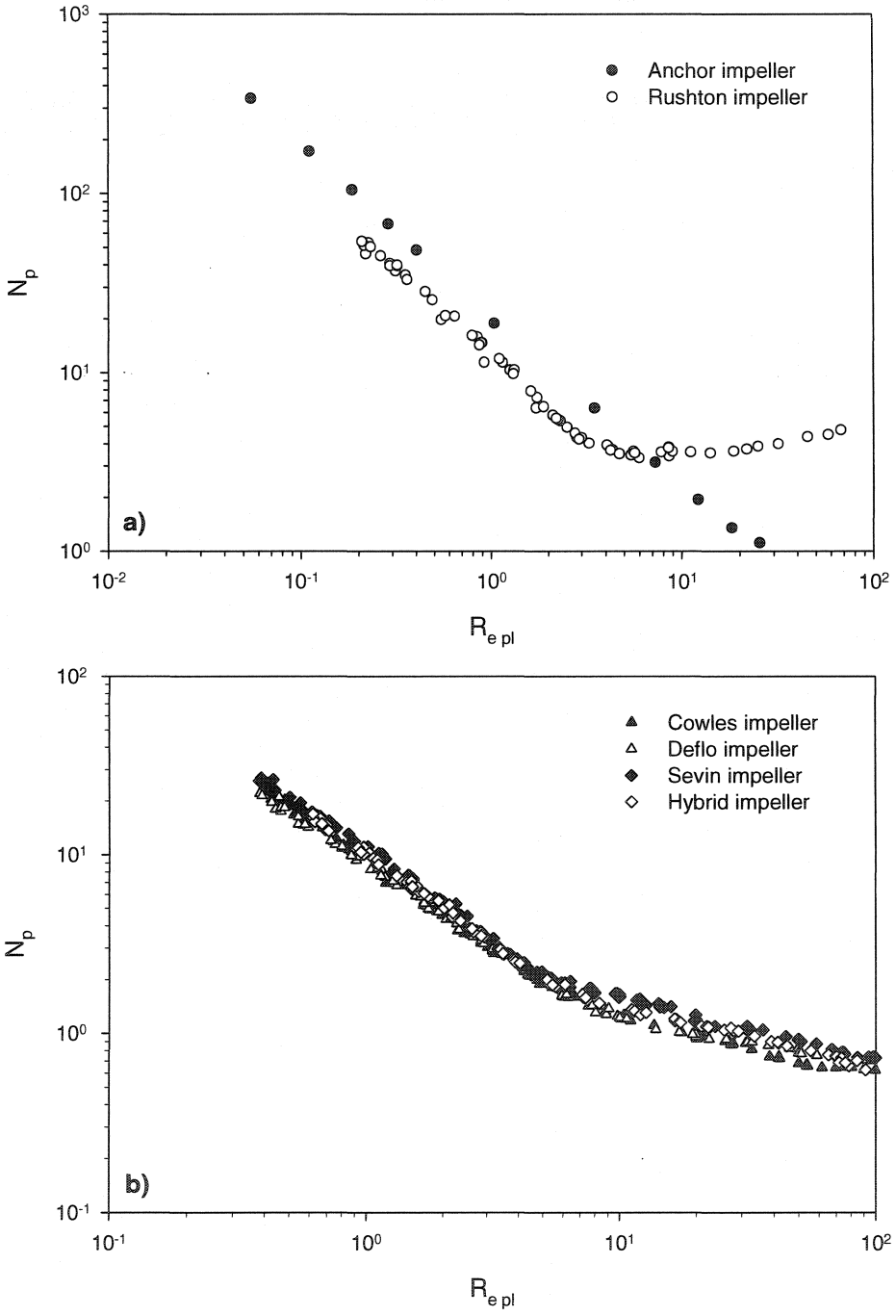


Figure 4.5 – Non-Newtonian power curve for; a) Rushton and anchor impellers, b) Dispersion impellers.

From Figure 4.5a and 4.5b, it is observed again that a constant slope equal to –1 is obtained in the laminar regime, which is in good agreement with the theory. Table 4.4 shows the corresponding $K_p(n)$ values as well as the Metzner-Otto parameter K_s for all the agitators with the shear-thinning fluid. The K_s value allows obtaining a good indication of the shear stress in the vicinity of the blade using the Metzner and Otto method. The K_s constants for the Rushton and the anchor are in good agreement with the values reported elsewhere (Nagata, 1975).

Table 4.4 – Values of K_s and $K_p(n)$ of each agitators.

Impellers	$K_p(n)$	K_s
Anchor	20.0	22
Rushton	12.5	10
Cowles	10.0	11
Deflo	10.0	11
Sevin	10.8	11
Hybrid	10.0	12

In our work, K_s was found to be a constant that depends only on the system geometry. However, in many studies K_s was found to vary not only with geometrical parameters but also with the flow behaviour index, n (Shekhar et al, 2003). Here, we could not observe the influence of the shear-thinning index on the K_s values, because only two non-Newtonian fluids were considered.

4.5.1.2 Coaxial Mixer

Contrary to a classical agitation system, the power curve of a coaxial mixer cannot be easily determined. In fact, in such a system, the choice of the characteristic diameter and speed required to calculate N_p and R_e is ambiguous. According to our best knowledge, not many studies have tried to characterize the power consumption of such a system except the few investigation mentioned in the previous literature survey.

The influence of the speed ratio ($R_N = N_t / N_a$) on the power consumption of each agitator (central turbines and the anchor) has been analyzed. Figure 4.6 shows the characteristic power curve of the anchor for different speed ratios between the Rushton turbine and the anchor, both in counter- and co-rotating modes for a Newtonian fluid.

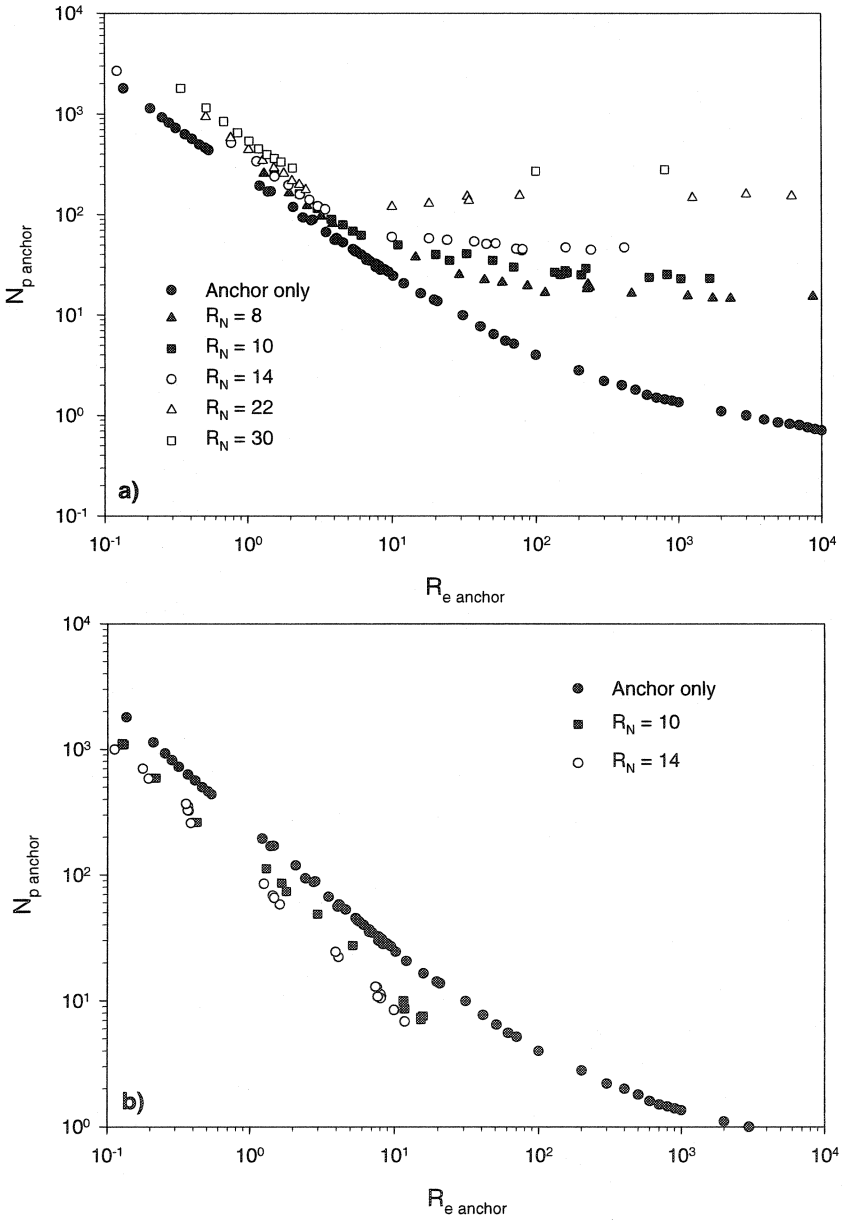


Figure 4.6 – Power curve for the anchor as a function of the Rushton turbine speed: a) counter-rotating mode : b) co-rotating mode.

In both rotational modes, at very low R_e (laminar regime), the mixing theory (based on dimensional analysis) is satisfied as the power curves are parallel and their slope is –1. In counter-rotating mode, the onset of the transition regime seems to be influenced by the speed ratio. The higher the speed ratio, the lower the value of the critical Reynolds number where the transition regime starts. For a speed ratio higher than 8, the turbulent regime is obtained for R_e larger than 100. However, in co-rotating mode we could not observe any influence of the speed ratio on the onset of the transition regime.

It can also be observed that the anchor power draw increases with the Rushton turbine in counter-rotating mode and decreases in co-rotating mode. This can be explained by the addition or the subtraction of the different pressure forces applied on the moving anchor. In counter-rotating mode, the radial and tangential speed induced by the Rushton turbine causes an inverse repulsive force on the anchor blades, which increases the total power draw. In the reverse case, the turbine induced flow drags the anchor in the flow direction and as a consequence a lower power draw is obtained. The same trends have been observed for the dispersion turbines (not shown here).

We have determined in laminar and turbulent regime that the variation of the total power constant ($K_{p\ anchor}$) and ($N_{p\ anchor}$) exhibits a polynomial dependence on the speed ratio (eqs 4.6 and 4.7).

$$K_{p\ anchor}(R_N) = 13.16 \cdot R_N{}^2 + 9.74 \cdot R_N + 230 \qquad 0 \le R_N \le 30 \tag{4.6}$$

$$N_{p\ anchor}(R_N) = 0.62 \cdot R_N{}^{2.77} \qquad 0 \le R_N \le 30 \tag{4.7}$$

These two equations in agreement with an earlier studies (Tanguy and Thibault, 2002) allow the estimation of the coaxial mixer (Rushton turbine - anchor) power draw for Newtonian fluids as a function of speed ratio in counter-rotating mode. However, no such a relation could be obtained in co-rotating mode.

Figure 4.7 and 4.8 show the characteristic power curve for the Rushton turbine and Deflo turbine for different speed ratios in counter- and co-rotating mode.

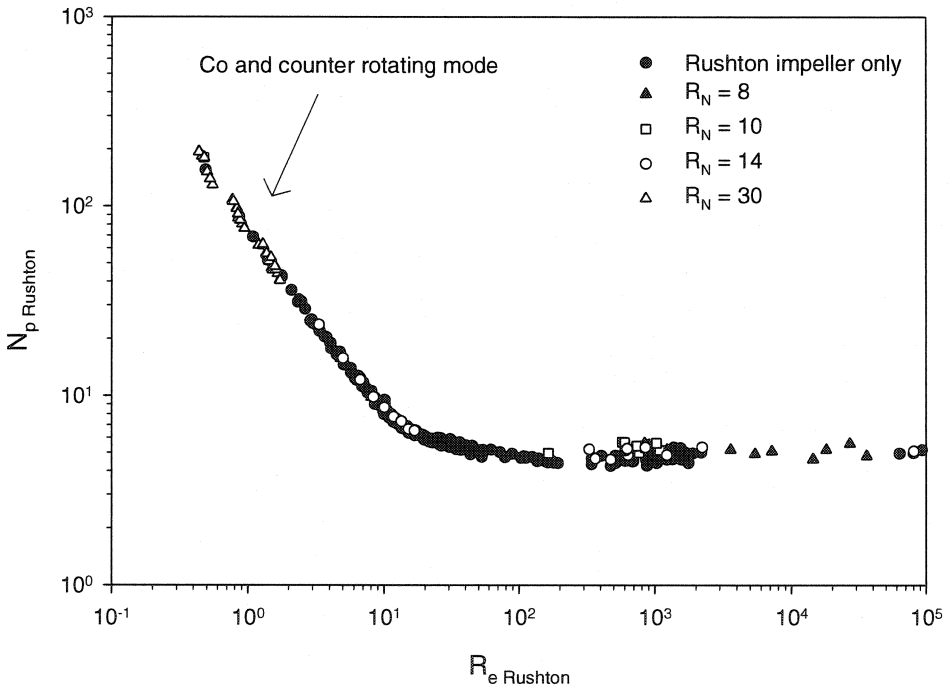


Figure 4.7 – Power curve for the Rushton turbine as a function of the anchor speed.

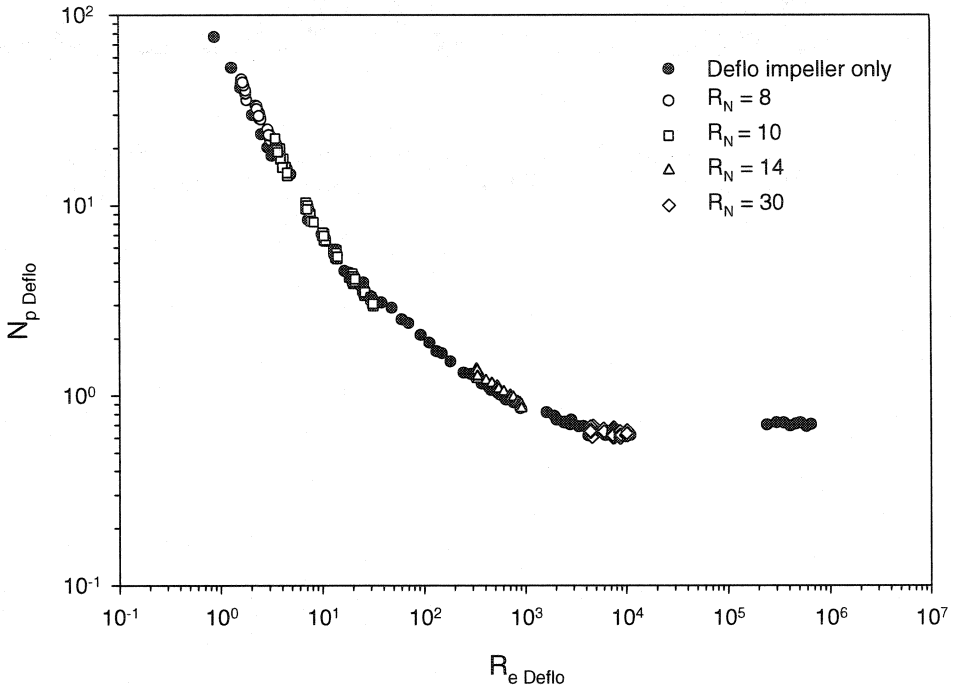


Figure 4.8 – Power curve for the Deflo turbine as a function of the anchor speed.

Contrary to the anchor power consumption, the turbine power draw is not affected by the anchor speed. As Figure 4.7 and 4.8 shows a single characteristic power curve is obtained regardless the speed ratio. Similar results are obtained in the case of the dispersion turbines, which is in good agreement with the results reported by Foucault et al, 2003. Taking into account that the central agitator power number is independent of the speed ratio, the power draw by the coaxial mixer can be correlated with the characteristic impeller diameter. The Reynolds number was then modified according to the rotation mode. Eqs 4.8 and 4.9 express the Reynolds number used to determine the coaxial mixer power curve in Newtonian and Non-Newtonian fluids.

$$R_{e(counter-rotation)} = \frac{\rho(N_t + N_a)D_t^2}{\mu} \quad ; \quad R_{e(co-rotation)} = \frac{\rho(N_t - N_a)D_t^2}{\mu} \qquad (4.8)$$

$$R_{e\,pl\,(counter-rotation)} = \frac{\rho(N_t + N_a)^{2-n} D_t^{\,2}}{k} \quad , \quad R_{e\,pl\,(co-rotation)} = \frac{\rho(N_t - N_a)^{2-n} D_t^{\,2}}{k} \qquad (4.9)$$

where N_t is the turbine speed, N_a is the anchor speed and D_t is characteristic diameter.

In counter-rotating mode, the anchor speed is added to the one of the central turbine. In co-rotating mode, the anchor speed is subtracted. As eqs 4.10 and 4.11 show, the same reasoning can be done to calculate the total power number of the system (impeller power + anchor power) in counter-rotating and co-rotating modes.

$$N_{p(counter-rotation)} = \frac{P_{tot}}{\rho(N_t + N_a)^3 D_t^{\,5}} \qquad (4.10)$$

$$N_{p(co-rotation)} = \frac{P_{tot}}{\rho(N_t - N_a)^3 D_t^{\,5}} \qquad (4.11)$$

It should be noted that these correlations were experimentally determined and were found to be the best choice among several other possible definitions. Figure 4.9 shows the coaxial mixer power curve (Rushton turbine - anchor) correlated with eqs 4.8 to 4.11 in counter-rotating and co-rotating modes. It must be mentioned that the new R_e and N_p correlations are only available for speed ratios higher than 10. Under this critical value, the curve is shifted because the power draw by the anchor is much higher than that Rushton turbine. Figure 4.10 shows an example of the relative power input by the Rushton agitator ($P_{Rushton}$ / P_{tot}) in co- and counter-rotating mode. The effect of the speed ratio on the distribution of the total power input between the Rushton and the anchor impellers is remarkable. In co- and counter-rotating mode, the relative power input of the Rushton impeller varies from 80 % to 95% when the speed ratio is higher than 10.

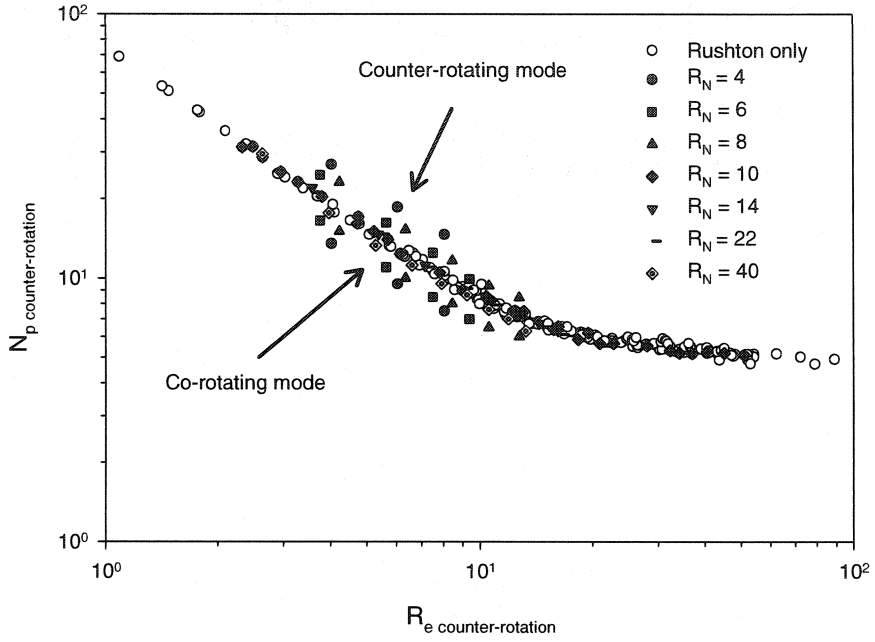


Figure 4.9 – Power curve for the Rushton impeller in co- and counter-rotating mode.

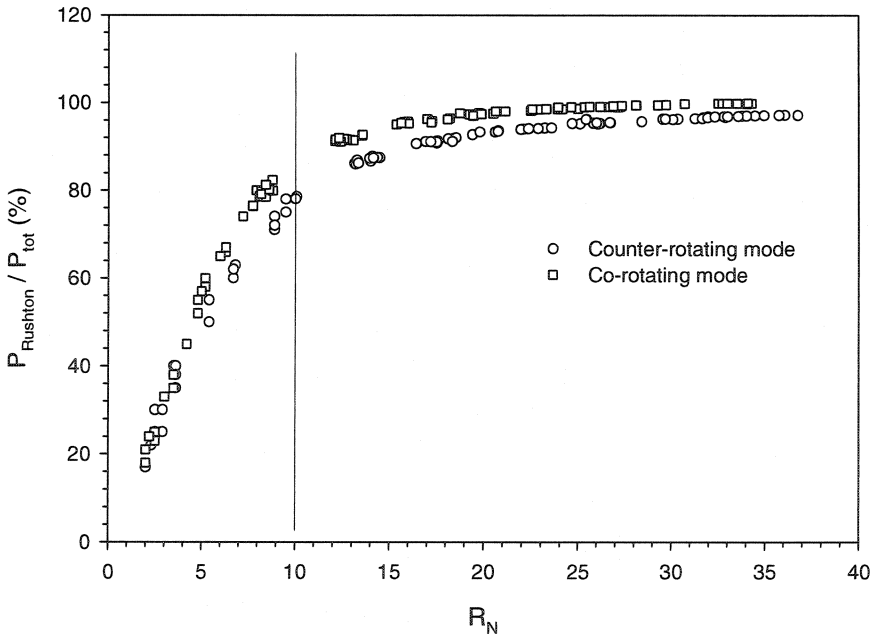


Figure 4.10 – Relative power input of the Rushton agitator ($P_{Rushton} / P_{tot}$) in function of the speed ratio.

Using these new R_e and N_p correlations, we are now able to determine the power curve of the coaxial mixer for speed ratios higher than 10. Figures 4.11 to 4.15 show the power curves obtained by using eqs 4.8 to 4.11 for each combination impeller/anchor. In each case, the curves were determined for speed ratios from 10 to 100 with Newtonian and shear-thinning fluids. For $R_N > 10$ the modified correlations of R_e and N_p allow obtaining a single power curve of the coaxial mixer operating in the three regimes.

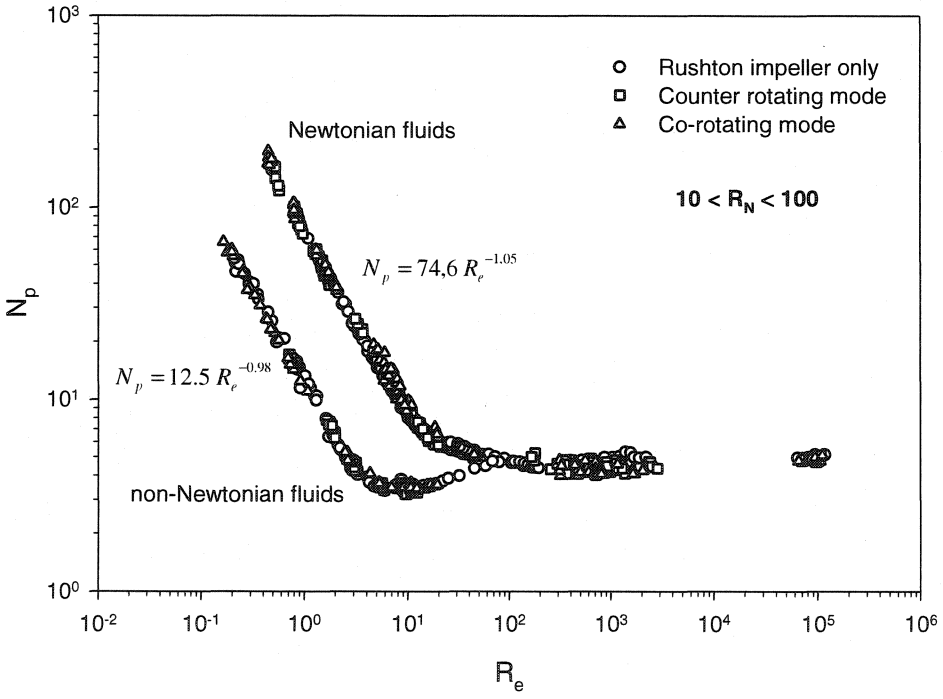


Figure 4.11 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Rushton-anchor for $R_N > 10$).

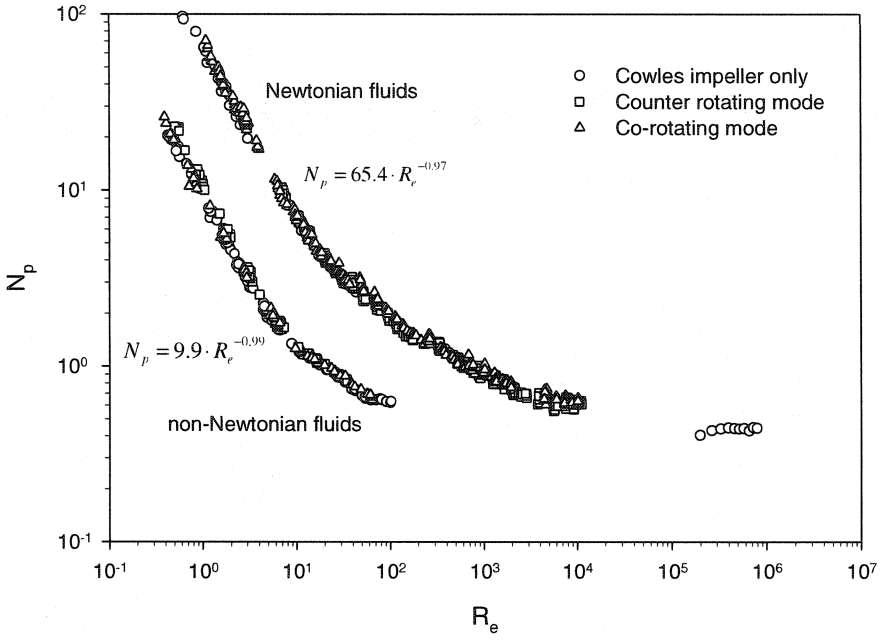


Figure 4.12 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Cowles-anchor for $R_N > 10$).

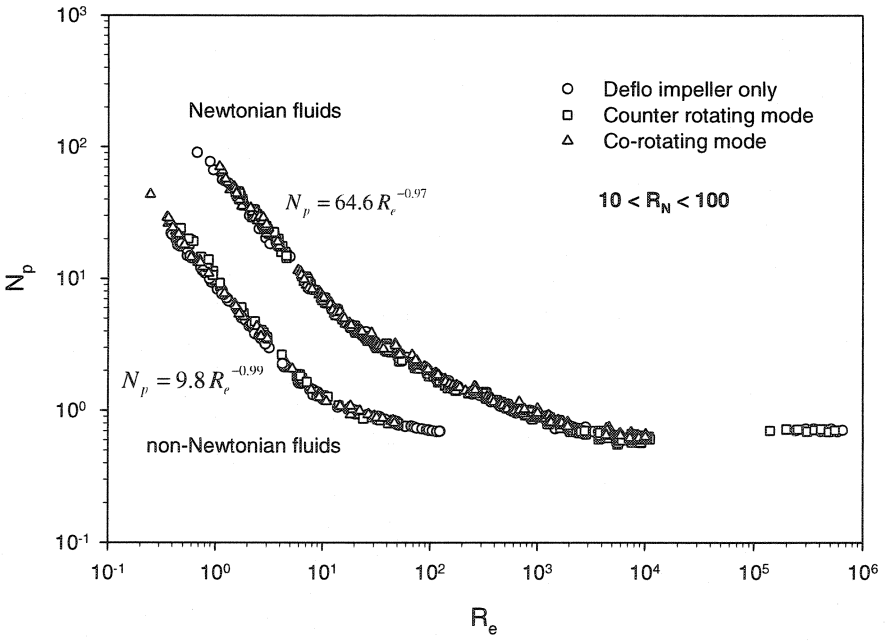


Figure 4.13 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Deflo-anchor for $R_N > 10$).

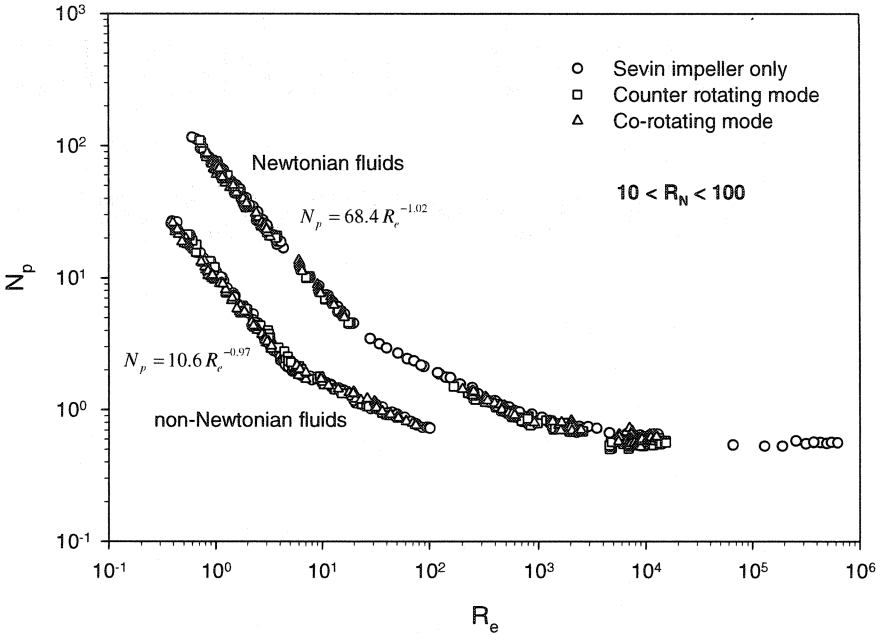


Figure 4.14 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Sevin-anchor for $R_N > 10$).

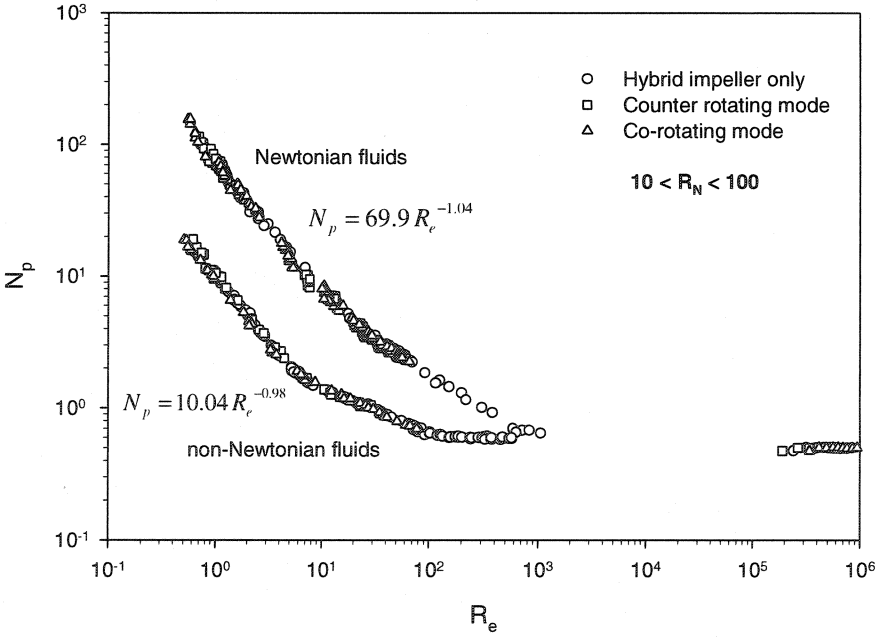


Figure 4.15 – Power curve for Newtonian and shear-thinning fluids (Hybrid-anchor for $R_N > 10$).

According to the Metzner and Otto approach, the constant K_s can be used to define the Reynolds number for shear-thinning fluids. In this work, the generalized Reynolds number in counter- and co-rotating mode was expressed as follows

$$R_{eg\,(counter-rotation)} = \frac{\rho(N_t + N_a)^{2-n} D_t^{\,2}}{k \cdot K_s^{\,n-1}} \; or \; R_{eg\,(co-rotation)} = \frac{\rho(N_t - N_a)^{2-n} D_t^{\,2}}{k \cdot K_s^{\,n-1}} \qquad (4.12)$$

The power master curve can then be plotted by means of the generalized Reynolds number (eq 4.12) and the power number as expressed by eqs 4.10 and 4.11. Figure 4.16 and 4.17 shows the resulting master curve for the coaxial mixer with the Rushton turbine and Deflo turbine ($10 < R_N < 100$).

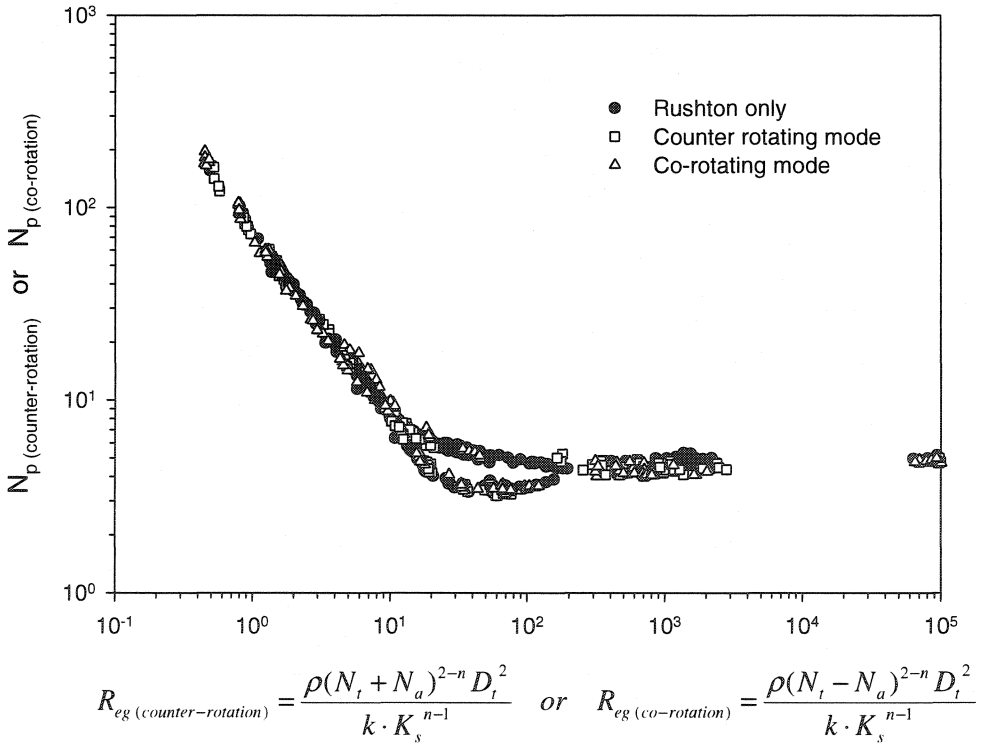


Figure 4.16 – Power master curve for Newtonian and shear-thinning fluids based on Metzner-Otto concept (Rushton-anchor).

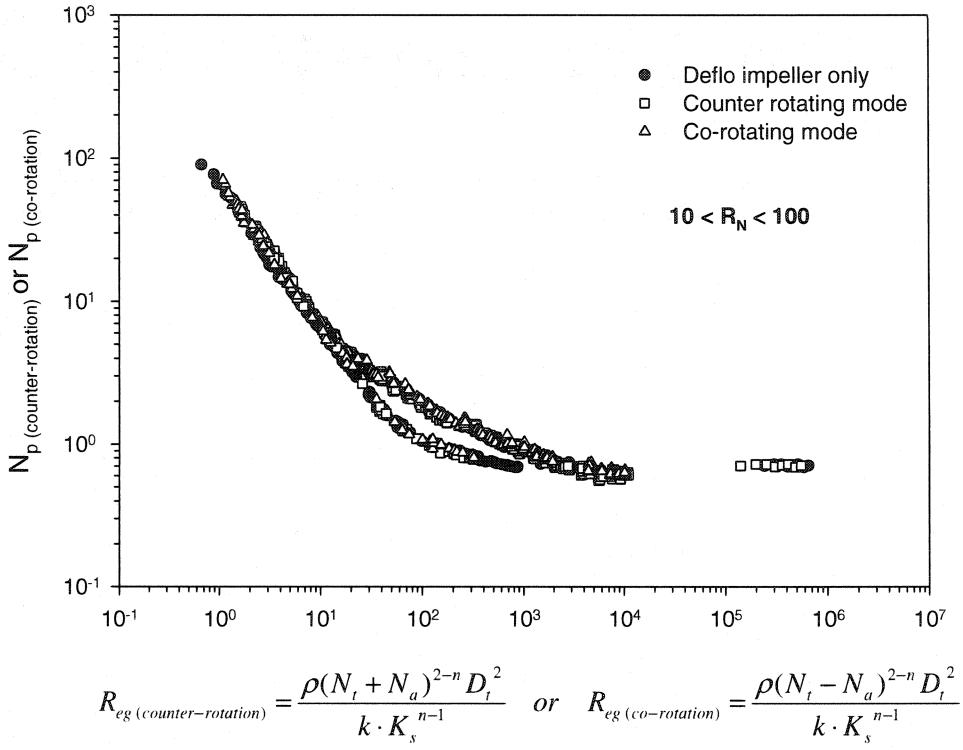


Figure 4.17 – Power master curve for Newtonian and shear-thinning fluids based on Metzner-Otto concept (Deflo impeller - anchor).

These graphs allow determining the power consumption of the coaxial mixer for a speed ratio higher than 10 with Newtonian and shear-thinning fluids obeying the power-law model, and for both counter- and co-rotating modes. The advantage of these correlations is that they can be applied to different coaxial mixer configurations. To validate this approach, the results obtained here were compared with those of Tanguy and Thibault (2002) to determine the total power consumption in the laminar and turbulent regimes. In this case, it was assumed that the power consumption of the rods in their mixer was not affected by the anchor speed, so that the total power consumption for speed ratios between 5 and 25 could be obtained. In the laminar and turbulent regimes, the values of K_p = 99 and N_p = 0.74 for the fast shaft were used to determine the power of their mixers. Figure 4.18 shows the power curve of the coaxial mixer used by Tanguy and

Thibault (2002) as generated by our correlations in counter-rotating mode. Similar trends are observed for a speed ratio higher than 10 in laminar and turbulent regime, or in other words a unique master curve is obtained. For R_N=5 the curve is shifted because the power draw by the anchor is much higher.

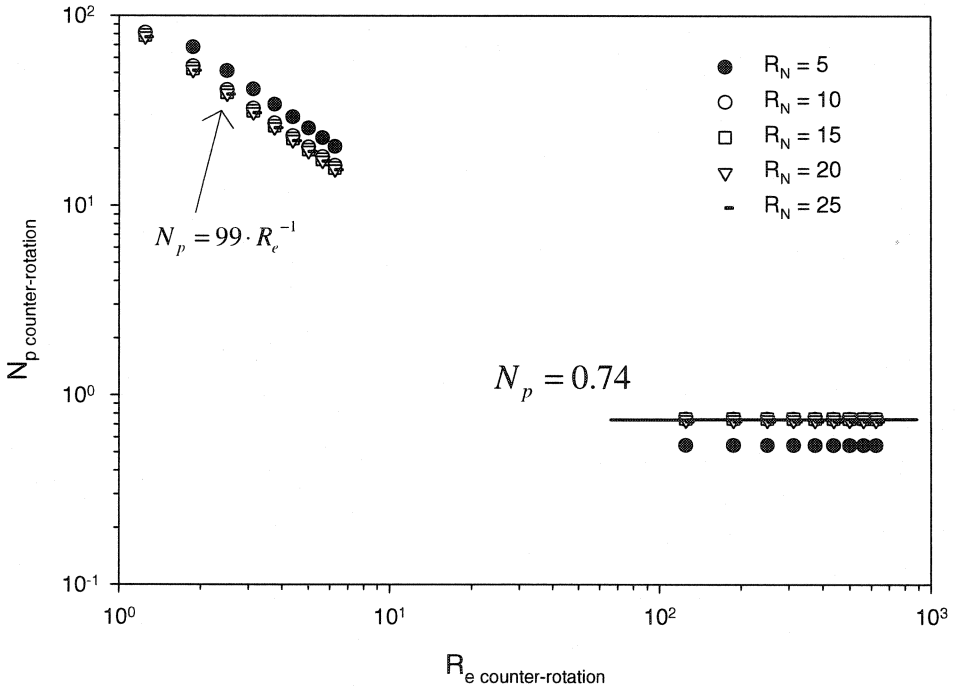


Figure 4.18 – Power curve for Newtonian fluids based on the Tanguy and Thibault (2002) data in counter-rotating mode.

4.6 Conclusions

The objective of this study was to experimentally characterize the power draw by a coaxial mixer consisting of a wall scraping anchor and different dispersion impellers operating in co- and counter-rotating mode in the case of Newtonian and shear-thinning fluids. It was demonstrated that for all the agitator combinations the power consumption of the anchor increased significantly in counter-rotating mode and decreased in co-rotating mode. On the other hand, no influence of the anchor was observed on the power dissipated by the dispersion impellers. Following the Metzner and Otto concept new correlations for N_p and R_{eg} were proposed to obtain a unique master curve with Newtonian and shear-thinning fluids. For speed ratios ($R_N = N_t / N_a$) higher than 10, the coaxial power master curve was exactly the same as that of the turbine alone. For a speed ratio smaller than 10, the new correlations proposed do not apply and the mixer power curve is shifted from the master curve.

4.7 Acknowledgements

The financial assistance of NSERC and Paprican is gratefully acknowledged.

CHAPITRE 5

ÉTUDE DES TEMPS DE MÉLANGE DANS UN MÉLANGEUR COAXIAL EN MILIEU NEWTONIEN ET NON NEWTONIEN

Dans ce chapitre, nous avons étudié l'efficacité d'homogénéisation des cinq turbines présentées à la section 3.1. Pour chacune des turbines, les temps de mélange ont été déterminés en milieu Newtonien (solution de glucose) et non Newtonien (solution de xanthane) pour des régimes transitoire et turbulent, en mode co-rotatif et contra-rotatif. Étant donné le faible débit de pompage engendré par ces turbines (écoulement radial), il nous a été impossible de caractériser les temps de mélange en régime laminaire. La technique utilisée pour déterminer les temps de mélange est présentée à la section 3.2.5.

Ici, l'influence du mode de rotation sur l'efficacité de mélange a été étudiée pour un rapport de vitesse (R_N) égal à 10, 20 et 30. Tous les résultats sont présentés sous forme adimensionnelle par des relations du type $N \cdot t_M = A(R_e)^a$. Comme pour le chapitre précédent, la vitesse caractéristique du système coaxial est déterminée par l'addition des vitesses ($N_t + N_a$) en mode contrarotatif et la soustraction des vitesses ($N_t - N_a$) en mode co-rotatif. Les nombres de Reynolds en mode co-rotatif et contra-rotatif ont été déterminés par l'équation 4.12.

5.1 Temps de mélange (fluide Newtonien)

La figure 5.1 montre les courbes de temps de mélange du système coaxial utilisant la turbine Rushton comme mobile central (R_N = 10, 20 et 30). Les trois modes de rotation (co-rotatif, contra-rotatif et la turbine seule) ont les mêmes allures de courbes, soit que le produit de la vitesse de rotation par le temps de mélange ($N\,t_M$) décroît avec la valeur du nombre Reynolds et devient constant pour une certaine valeur critique (R_{ec}). Peu importe le rapport de vitesse choisi (10, 20 ou 30), les temps de mélange varient très peu pour une même vitesse de turbine, ce qui permet de représenter sur une même courbe de

temps de mélange les trois rapports de vitesse. Schneider et al (1990) ont montré des résultats similaires pour le mode contra-rotatif.

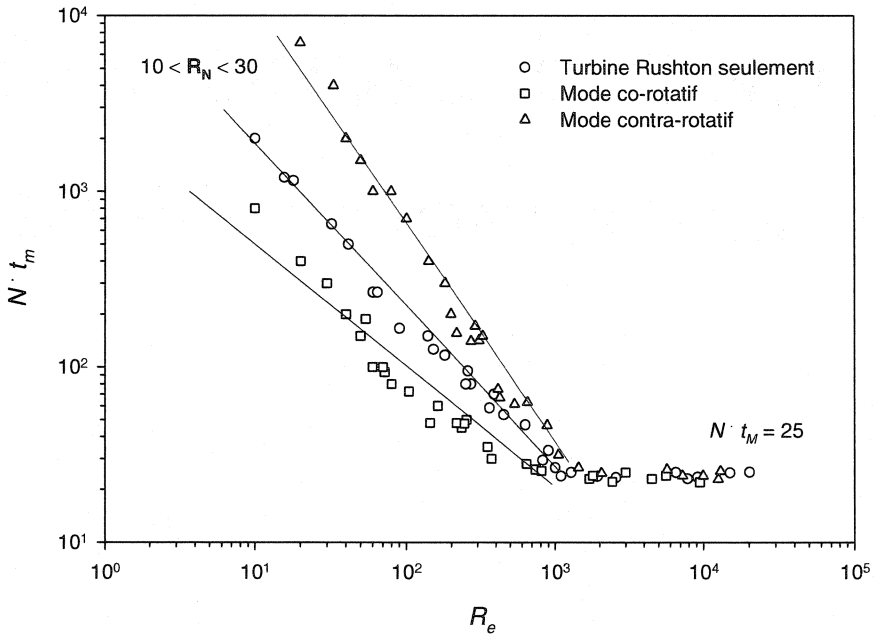


Figure 5.1 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Rushton).

Pour les nombres de Reynolds inférieurs à 10^3, le mode co-rotatif donne des temps de mélange plus petits que la turbine seule et le mode contra-rotatif. Pour des valeurs de Reynolds supérieures à 10^3, le temps de mélange adimensionnel reste constant et vaut 25. Cela veut donc dire qu'en régime turbulent, le patron d'écoulement dans la cuve de mélange est principalement gouverné par la turbine Rushton. Pour ce régime d'écoulement, il n'est donc pas nécessaire de faire fonctionner l'ancre pour obtenir une bonne homogénéité du milieu. En utilisant la corrélation de (Shiue et al, 1984) pour le régime turbulent, nous avons calculé un temps de mélange adimensionnel de 23, qui est très près de notre valeur expérimentale. Ce résultat vient confirmer que notre technique de détermination du temps de mélange est efficace.

Contrairement aux résultats observés par (Schneider et al, 1990), le mode contra-rotatif de notre système n'améliore pas le mélange comparativement au mobile d'agitation simple ($R_e < 10^3$). Cela peut s'expliquer par la direction de refoulement qui est différente dans les deux cas. En effet, l'agitateur utilisé par Schneider et al engendre un pompage axial complet dans la cuve de mélange, ce qui n'est pas le cas pour notre turbine Rushton. En mode contra-rotatif, le champ de vitesse radial et tangentiel de la turbine Rushton entre en compétition avec le mouvement tangentiel de l'ancre. Cette compétition fait en sorte de diminuer le débit de pompage global dans la cuve et réduit ainsi l'efficacité de mélange. La figure 5.2 illustre bien ce phénomène pour un nombre de Reynolds égal à 100 et un rapport de vitesse de 10. On remarque qu'après 1 min de mélange, la zone morte en haut de cuve est beaucoup plus importante en mode contra-rotatif qu'en mode co-rotatif.

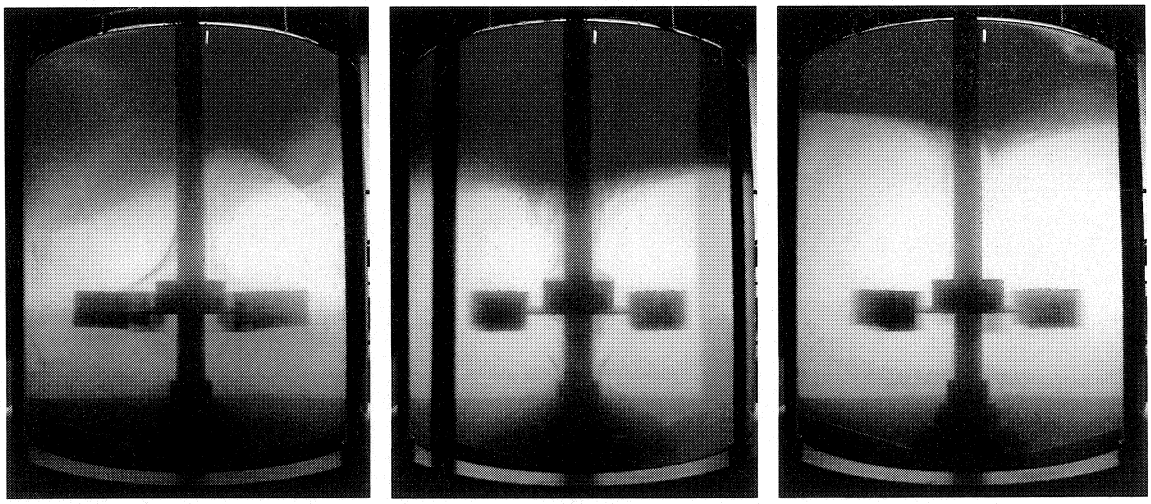


Figure 5.2 – Qualité de mélange après 1 min pour un fluide Newtonien (R_e = 100)
a) Contra-rotatif, b) Turbine Rushton seulement, c) Co-rotatif.

Les mêmes relations de temps de mélange adimensionnel ont été tracées pour les quatre autres turbines de dispersion (Cowles, Deflo, Sevin et Hybride). Les figures 5.3 à 5.6 montrent ces courbes pour les régimes transitoire et turbulent (R_N = 10, 20 et 30).

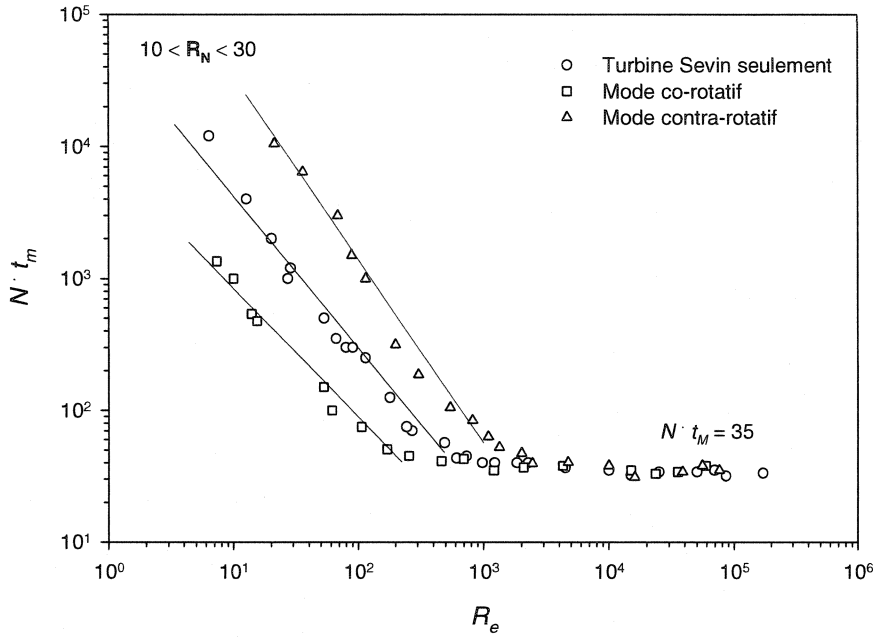


Figure 5.3 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Sevin).

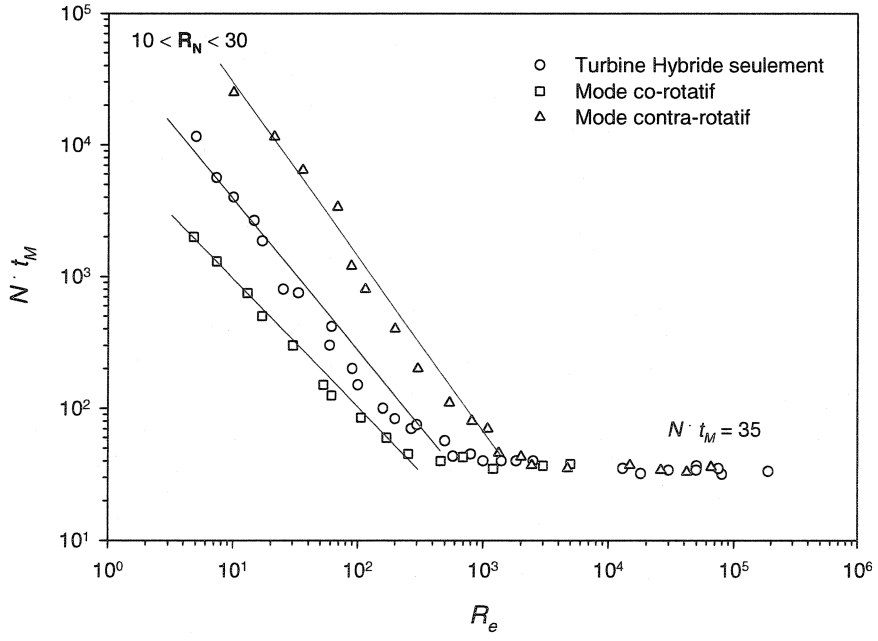


Figure 5.4 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Hybride).

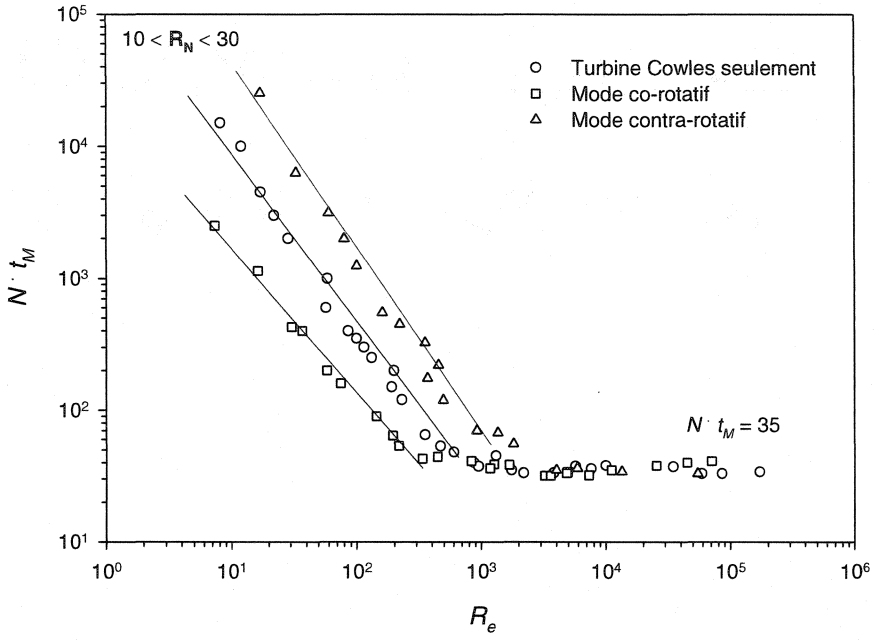


Figure 5.5 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Cowles).

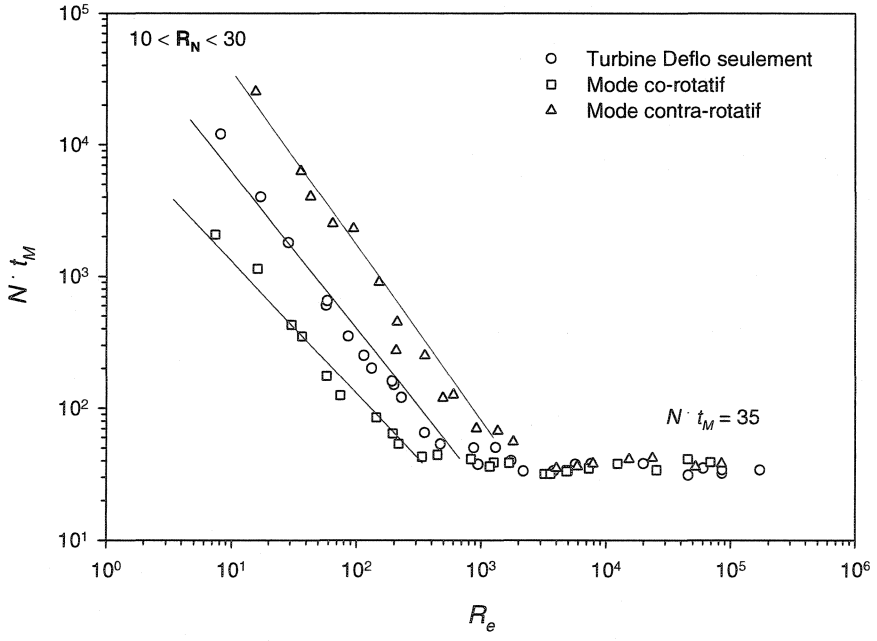


Figure 5.6 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu Newtonien (Ancre – turbine Deflo).

On observe encore une fois, que le produit de la vitesse de rotation par le temps de mélange ($N\ t_M$) décroît avec la valeur du nombre Reynolds et devient constant pour une certaine valeur critique (R_{ec}). Contrairement au système coaxial (ancre - Rushton), la valeur du nombre de Reynolds critique n'est pas la même pour tous les modes de rotation. En effet, pour toutes les turbines de dispersion, les valeurs suivantes de R_{ec} ont été observées : R_{ec} = 300 pour le mode co-rotatif, R_{ec} = 1500 pour le mode contra-rotatif et R_{ec} = 700 pour la turbine de dispersion seulement. Au-delà de ces valeurs critiques, le temps de mélange adimensionnel ($N \cdot t_M$) est égal à 35 pour toutes les turbines de dispersion. Dans tous les cas, le mode co-rotatif favorise une meilleure circulation dans la cuve pour des $R_e < 300$.

Parmi les quatre mobiles de dispersion étudiés, on remarque que la turbine Sevin et la turbine Hybride dispersent mieux que les deux autres (Cowles et Deflo) en régime transitoire ($R_e < 700$). Comme ces deux turbines ont des pales inclinées au centre de leur disque (voir figure 3.3), le pompage axial est plus intense et cela favorise une meilleure homogénéisation du milieu. Le tableau 5.1 résume les valeurs des constantes A et a de la corrélation (2.39), pour chaque turbine et les différents régimes d'écoulement. On observe donc à partir de ce tableau que la turbine hybride disperse mieux que la turbine Sevin pour des configurations simples d'agitateur ($R_e < 700$). Par contre, en mode co-rotatif les deux turbines se comportent sensiblement de la même façon. Comme pour le cas de la turbine Rushton, l'inefficacité du mode contra-rotatif peut être expliqué par la diminution de la vitesse de pompage dans la partie supérieure du réservoir. Ce qui n'est pas le cas en mode co-rotatif.

À la lumière de ces observations, la turbine Rushton est la plus efficace en terme d'homogénéisation pour une même puissance d'agitation. Bien entendu, celle-ci offre un débit de pompage plus important que les turbines de dispersion. On trouve dans la littérature des valeurs de (N_Q) de 0.7 pour la turbine Rushton et d'environ 0.3 pour les turbines de dispersion (Nagata, 1975) et (Roustan, 1999).

Tableau 5.1 – Valeurs des constantes A et a de la corrélation de temps de mélange (fluide Newtonien).

Turbine	Mode d'agitation	Intervalle de R_e	A	a
Rushton	Turbine seule	$10 - 10^3$	1.3×10^4	-0.91
	Co-rotatif	$10 - 10^3$	3.3×10^3	-0.78
	Contra-rotatif	$10 - 10^3$	3.0×10^5	-1.32
Sevin	Turbine seule	10 - 700	6.7×10^4	-1.20
	Co-rotatif	10 - 300	8.1×10^3	-0.98
	Contra-rotatif	$10 - 1.5 \times 10^3$	6.4×10^5	-1.35
Hybride	Turbine seule	10 - 700	4.6×10^4	-1.11
	Co-rotatif	10 - 300	8.8×10^3	-0.99
	Contra-rotatif	$10 - 1.5 \times 10^3$	6.0×10^5	-1.33
Deflo	Turbine seule	10 - 700	1.6×10^5	-1.33
	Co-rotatif	10 - 300	1.7×10^4	-1.06
	Contra-rotatif	$10 - 1.5 \times 10^3$	8.3×10^5	-1.40
Cowles	Turbine seule	10 - 700	2.3×10^5	-1.37
	Co-rotatif	10 - 300	2.1×10^4	-1.09
	Contra-rotatif	$10 - 1.5 \times 10^3$	8.4×10^5	-1.38

D'après les résultats obtenus précédemment, il semble donc exister deux régimes différents. Pour les régimes turbulents ($R_e > R_{ec}$), tous les modes de rotation offrent le même temps de mélange adimensionnel, ce qui indique que la turbulence est principalement générée par la turbine centrale. Cela revient à dire qu'il est plus avantageux en terme d'énergie d'utiliser la turbine centrale seule pour le mélange turbulent. Par contre, pour des nombres de Reynolds ($R_e < R_{ec}$), le mode co-rotatif est plus avantageux en terme d'énergie. La figure 5.7 donne un exemple de consommation de puissance du système coaxial (ancre - Rushton) pour l'agitation d'un fluide

Newtonien (1 Pa·s). Le régime d'écoulement transitoire ($10 < R_e < 10^3$) à été considéré pour cet exemple avec un rapport de vitesse égal à 10.

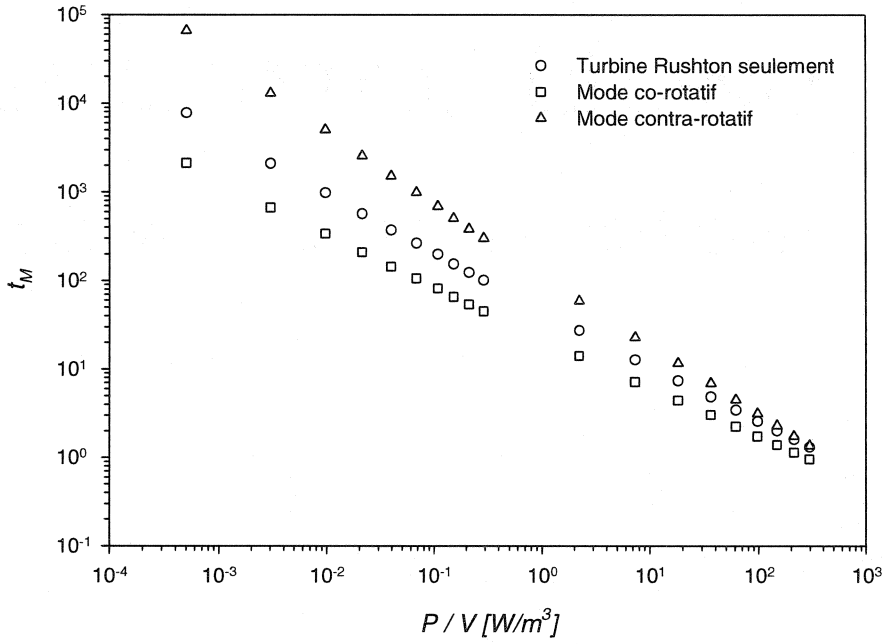


Figure 5.7 – Effet du mode de rotation sur le temps de mélange du système coaxial (ancre – turbine Rushton) - (fluide Newtonien – 1 Pa·s)

On remarque sur la figure 5.7, que pour obtenir la même efficacité d'homogénéisation le mode co-rotatif nécessite une puissance par unité de volume beaucoup plus faible que les deux autres modes. Cette observation a aussi été notée pour les quatre autres turbines de dispersion (pour $R_e < R_{ec}$).

5.2 Temps de mélange (fluide non Newtonien)

Dans cette section, les temps de mélange ont été déterminés pour des fluides non Newtoniens en régime transitoire et turbulent. Sachant que l'efficacité de mélange des turbines Cowles et Deflo était plus ou moins bonne en milieu Newtonien, nous n'avons pas considéré ces turbines pour cette section. Les figures 5.8 à 5.10 montrent les courbes de temps de mélange pour les turbines Rushton, Sevin et Hybride.

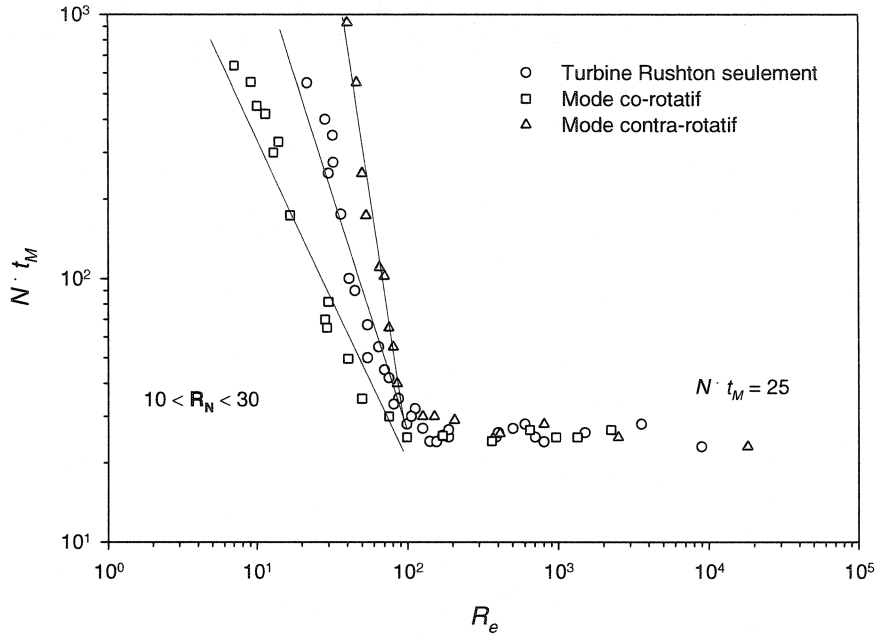


Figure 5.8 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu non Newtonien (Ancre – turbine Rushton).

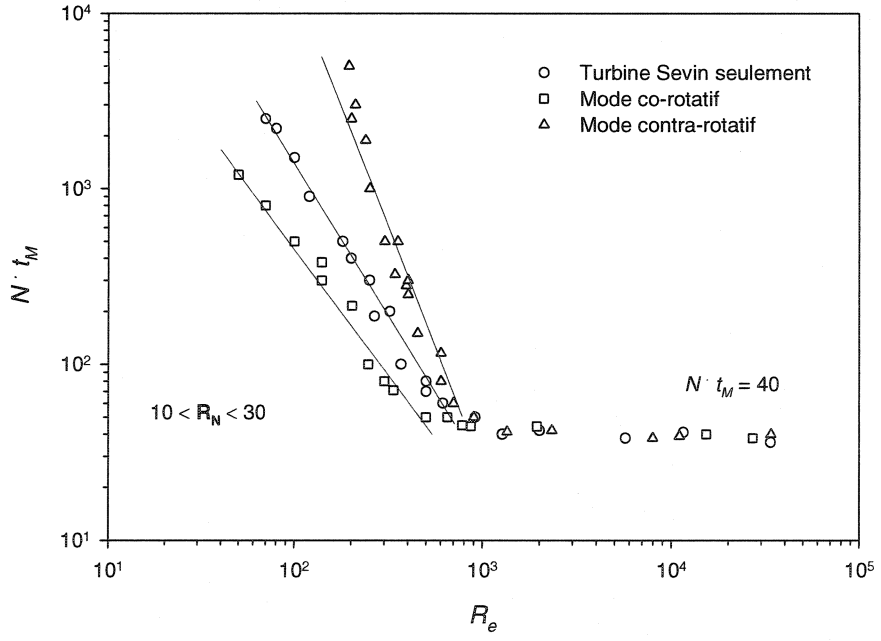


Figure 5.9 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu non Newtonien (Ancre – turbine Sevin).

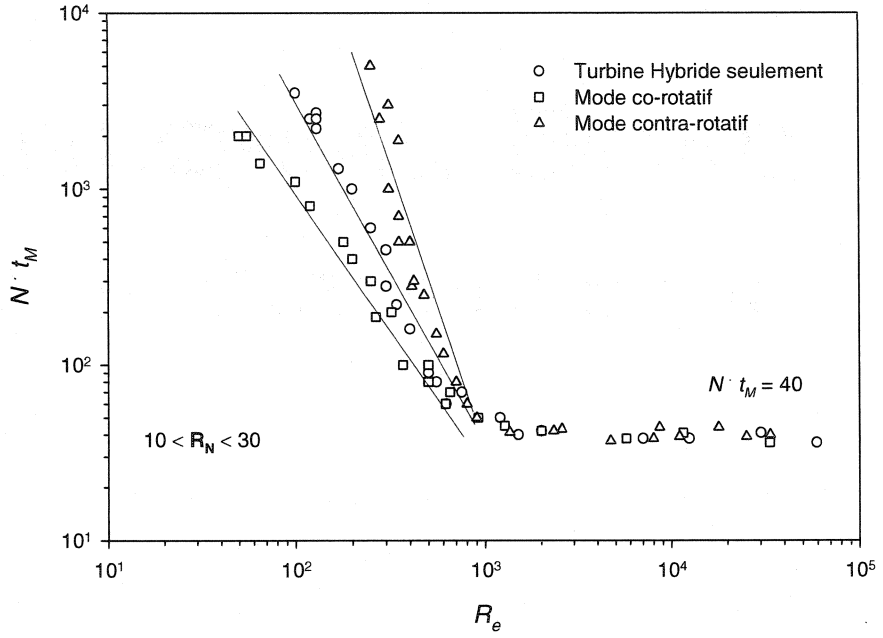


Figure 5.10 – Courbe de temps de mélange pour le système coaxial en milieu non Newtonien (Ancre – turbine Sevin).

Pour le système coaxial (ancre - Rushton), la valeur du nombre de Reynolds critique observée est de 1000. Pour des valeurs de R_e plus élevées, le temps de mélange adimensionnel reste constant à 25 pour les trois modes de rotation. Encore une fois, le mode co-rotatif donne de meilleurs temps de mélange pour ($R_e < 10^3$). Étant donné le débit de pompage plus faible des turbines de dispersion, les valeurs critiques du nombre de Reynolds sont beaucoup plus élevées (R_{ec} = 500 pour le mode co-rotatif, $R_{ec} = 10^3$ pour le mode contra-rotatif et pour la turbine de dispersion simple). Lorsque $R_e > R_{ec}$ le temps de mélange adimensionnel est égal à 40 pour les deux turbines de dispersion (Sevin et Hybride). Le tableau 5.2 résume les valeurs des constantes A et a de la corrélation (2.39), pour chaque turbine en milieu non Newtonien.

On remarque encore une fois que la turbine Rushton est plus efficace en raison de son débit de pompage plus élevé. Par contre, contrairement au cas Newtonien, on remarque une différence importante sur l'efficacité d'homogénéisation des deux turbines de

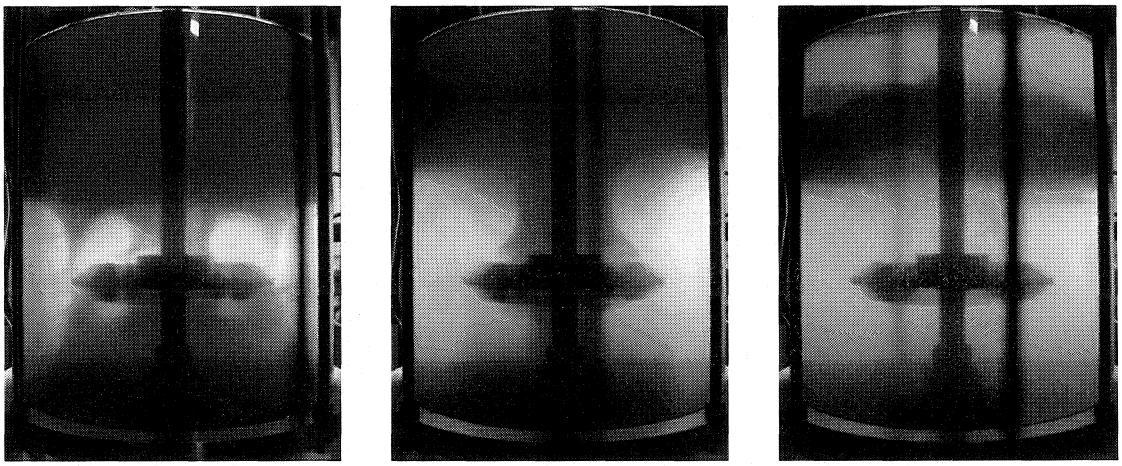
dispersion (pour $R_e < R_{ec}$). En effet, la turbine Sevin est plus efficace que la turbine hybride dans tous les modes de rotation (voir tableau 5.2). Les différences géométriques des deux mobiles peuvent être à l'origine de cet écart. La turbine Sevin qui possède 10 ouvertures inclinées sur son disque pompe sûrement plus de fluide que la turbine hybride qui en possède seulement 8 (voir figure 3.3). De plus, la turbine hybride est munie de dents en bout de pale qui favorise beaucoup plus le cisaillement. On sait qu'en milieu non Newtonien il est préférable d'avoir une plus grande capacité de pompage que de cisaillement pour bien homogénéiser le milieu. Bien sûr, cela dépend de ce que l'on cherche à faire.

Tableau 5.2 – Valeurs des constantes A et a de la corrélation de temps de mélange (fluide non Newtonien).

Turbine	Mode d'agitation	Intervalle de R_e	A	a
Rushton	Turbine seule	20 - 100	3.8×10^5	-2.12
	Co-rotatif	10 - 100	1.1×10^4	-1.40
	Contra-rotatif	40 - 100	1.0×10^9	-3.9
Sevin	Turbine seule	70 - 1000	2.0×10^6	-1.61
	Co-rotatif	50 - 500	1.4×10^5	-1.26
	Contra-rotatif	200 - 1000	2.0×10^{10}	-3.0
Hybride	Turbine seule	70 - 1000	4.0×10^7	-2.04
	Co-rotatif	50 - 500	5.4×10^5	-1.38
	Contra-rotatif	200 - 1000	1.0×10^{12}	-3.5

Contrairement au fluide Newtonien, l'inefficacité du mode contra-rotatif est beaucoup plus marquée. En effet, en tournant en sens inverse, l'ancre à tendance à transporter le fluide en bloc, ce qui augmente la vitesse du fluide près de la turbine de dispersion. Comme mentionné précédemment (section 2.2.2), le cisaillement en milieu non Newtonien est fonction de la vitesse de rotation du mobile (Metzner et Otto, 1957).

Donc en mode contra-rotatif, le cisaillement est plus important que pour les deux autres modes de rotation. Cela a comme effet de diminuer le pompage dans la cuve de mélange et à restreindre l'écoulement près de la turbine centrale. La figure 5.11 montre un exemple de ce phénomène pour un nombre de Reynolds égal à 300 et un rapport de vitesse de 10. Après 5 min de mélange, on remarque que le mode contra-rotatif n'a dispersé que la partie centrale près de la turbine et que le mode co-rotatif a presque tout fait disparaître la zone morte.



(a) (b) (c)

Figure 5.11 – Qualité de mélange après 5 min d'un fluide non Newtonien (R_e = 300)
a) Contra-rotatif, b) Turbine Sevin seulement, c) Co-rotatif.

CHAPITRE 6

DISCUSSION GÉNÉRALE, CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS

Le but de ce travail était de caractériser de façon expérimentale l'hydrodynamique dans un mélangeur coaxial à double mouvement. Ce mélangeur est composé d'un mobile raclant de type ancre en périphérie du réservoir et de différentes turbines de dispersion placées au centre de la cuve. L'indépendance des systèmes de guidage de chacun des mobiles permet de faire fonctionner le système en mode co-rotatif ou contra-rotatif. Ainsi, nous avons défini pour les deux modes de rotation (co et contra-rotatif) l'influence de chacun des mobiles d'agitation sur la consommation de puissance totale du système. Pour les régimes d'écoulement (transitoire et turbulent), la détermination des temps de mélange a permis de trouver le mode de rotation le plus efficace pour homogénéiser les fluides Newtoniens et non Newtoniens.

Bien que le mélangeur coaxial possède une cinématique complexe de rotation, il nous a été possible de déterminer des corrélations de puissance en mode contra et co-rotatif. Il a été montré pour toutes les combinaisons de turbines que la consommation de puissance de l'ancre augmentait sensiblement en mode contrarotatif et qu'elle diminuait en mode co-rotatif. À l'inverse, aucune influence du mouvement de l'ancre n'a été observée sur la consommation de puissance des turbines de dispersion. En se basant sur les dimensions caractéristiques des turbines de dispersion et sur le concept de Metzner et Otto, nous avons déterminé de nouvelles corrélations de N_p et R_{eg} qui varient selon le mode de rotation. Pour des rapports de vitesse ($R_N = N_t / N_a$) supérieurs à 10, la courbe maîtresse de puissance du mélangeur coaxial est exactement la même que celle de la turbine seule. En dessous d'un rapport de vitesse de 10, les nouvelles corrélations ne s'appliquent plus et la courbe de puissance du mélangeur se décale de la courbe maîtresse. Ainsi, il nous est maintenant possible de déterminer la consommation de puissance globale du système pour n'importe quel mode de rotation ($R_N > 10$).

Finalement, les résultats ont montré pour toutes les turbines étudiées (R_N = 10, 20 et 30), que le mode co-rotatif offrait une meilleure capacité de pompage que les modes contra-rotatif et turbine seule. Donc pour une même puissance d'agitation le mode co-rotatif est plus efficace. Pour des nombres de Reynolds supérieurs au nombre de Reynolds critique, le temps de mélange est uniquement fonction de la turbine centrale. Il n'est donc pas nécessaire d'utiliser le mode coaxial. En milieu Newtonien et non Newtonien, la turbine Rushton est la plus efficace en terme d'homogénéisation. Par contre, parmi les 4 turbines de dispersion étudiées, la turbine Sevin s'avère le choix le plus judicieux pour disperser des fluides Newtoniens et non Newtoniens.

- RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES -

BIRD R.B. (1960). Viscosity and the Mechanism of Momentum Transport. Transport Phenomena. STEWART W.E., LIGHTFOOT E.N. Wisconsin: Wiley. 3-29.

BOURNE J.R., and BUTLER H. (1969). An Analysis of the Flow Produced by Helical Ribbon Impellers. Trans IChemE. 47, 11-17.

BOUWMANS I., BAKKER A., and VAN DEN AKKER H.E.A. (1997). Blending Liquids of Differing Viscosities and Densities in Stirred Vessels. Trans. I. Chem. E. 75(A), 777-783.

BRENNAN D.J., and LEHRER I.H. (1976). Impeller mixing in vessels, experimental studies on the influence of some parameters and formulation of a general mixing time equation. Trans. Instn. Chem. Engrs. (54), 139-152.

BRITO-DE LA FUENTE., LEULIET J.C., CHOPLIN L., and TANGUY P.A. (1990). Mixing and Circulation Times In Rheologically Complex Fluids. IChemE symposium, Series N°121, 76-96.

BURMESTER S.S.H., RIELLY C.D. and EDWARDS M.F. (1991). The mixing of Miscible Liquids with Large Differences in Density and Viscosity. Proc. of Seventh Eur. Conf. On Mixing, Brugge – Belgium, 9-16.

CARREAU P.J., and PATTERSON W.I. (1976). Mixing of Viscoelastic Fluids with Helical Ribbon Agitators, Part 1. Mixing Time and Flow Patterns. Can. J. Chem. Eng. 54, 135-142.

CHAVAN V.V., and ULBRECHT J. (1973). Internal Circulation in Vessels Agitated by Screw Impellers. Chem. Eng. Journal. 6, 213-223.

CORRSIN S. (1964). The isotropic turbulent mixer: Part II. arbitrary Schmidt number. A.I.Ch.E. J. 9, 870-877.

COYLE C.K., HIRSHLAND H.E., MICHEL B.J., and OLDSHUE J.Y. (1970). Mixing in Viscous Liquids. A.I.Ch.E. Journal. 16, 903-906.

DELAPLACE G., LEULIET J.C., and RELANDEAU V. (2000). Circulation and Mixing Times for Helical Ribbon Impellers. Review and Experiments. Experiments in fluids. (28), 170-182.

DUBOIS C, THIBAULT F, TANGUY P.A., and AIT-KADI A. (1996). Characterization of viscous mixing in a twin intermeshing conical helical mixer. Institution of Chemical Engineers Symposium Series. 140 (Fluid Mixing 5), 249-258.

ESPINOSA-SOLARES T., BRITO-DE LA FUENTE E, TECANTE A. and TANGUY P.A. (2002). Gas dispersion in rheologically-evolving model fluids by hybrid dual mixing systems. Chemical Engineering & Technology, 25(7), 723-727.

ESPINOSA-SOLARES T., BRITO-DE LA FUENTE E., TECANTE A., MEDINA-TORRES L. and TANGUY P. A. (2002). Mixing time in rheologically evolving model fluids by hybrid dual mixing systems. Chemical Engineering Research and Design, 80(A8), 817-823.

ESPINOSA-SOLARES T., BRITO-DE LA FUENTE E., TECANTE A. and TANGUY P.A. (2001). Flow patterns in rheologically evolving model fluids produced by hybrid dual mixing systems. Chemical Engineering & Technology, 24(9), 913-918.

ESPINOSA-SOLARES T., BRITO-DE LA FUENTE E., TECANTE A., and TANGUY P.A. (1997). Power consumption of a dual turbine-helical ribbon impeller mixer in ungassed conditions. Chemical Engineering Journal (Lausanne), 67(3), 215-219.

ESPINOSA-SOLARES T., BRITO-DE LA FUENTE E., THIBAULT F., and TANGUY P.A. (1997). Power consumption with anchor mixers - Effect of bottom clearance. Chemical Engineering Communications, 157, 65-71.

FORD D.E., MASHELKAR R.A., and ULBRECHT J. (1972). Mixing Times in Newtonian and non-Newtonian Fluids. Process Technol. Int. 17(10), 803-807.

FOUCAULT S., ASCANIO G., and TANGUY P.A. (2004). Coaxial Mixer Hydrodynamics with Newtonian and non-Newtonian Fluids. Chem. Eng. Technol. 27 (3), 324-329.

FURLING O., TANGUY P.A., HENRIC P., DENOEL D. and CHOPLIN L. (2001). New dispersing turbines for the preparation of concentrated suspensions. Journal of Chemical Engineering of Japan. 34(5), 634-639.

GELUS M., LE CARDINAL G., and GERMAIN E. (1979). Choix d'un agitateur lorsque la viscosité varie de 1 Centipoise à 2000. Entropie 88. 54-59.

GERMAIN E. (1979). Choix d'un agitateur lorsque la viscosité varie de 1 centipoise à 2000 poises. ENTROPIE. (88), 54-59.

GRENVILLE R., RUSZKOWSKI S., and GARRED E. (1995). Blending of miscible liquids in the turbulent and transitional regimes. Paper1.5, 15th NAMF Mixing Conference, Banff, Canada.

GUÉRIN P., CARREAU P.J., PATTERSON W.I., and PARIS J. (1984). Characterization of Helical Impellers by Circulation Times. Can. J. Chem. Eng. 62, 301-309.

HACKL A., and WURIAN H. (1979). Determination of mixing time. Ger. Chem. Eng. 2, 103-107.

HARNBY N., NIENOW A.W., and EDWARDS M.F. (1997). Mixing in the Process Industries, Second Edition. Publisher: (Butterworth-Heinemann, Woburn, Mass.). 420 pp.

HENRIC P. (1998). VMI-Rayneri, communication personnelle.

HIRAOKA S., and ITO R. (1977). Simple relationship between power input and mixing time in turbulent agitated vessel. Journal of Chemical Engineering of Japan, 10(1), 75-77.

HOLLAND F.A. et CHAPMAN F.S. (1966). Liquid Mixing and Processing in Stirred Tanks. Reinhold Pub. Co., New York.

HOUCINE I., PLACARI E., and DAVID R. (2000). Effects of the Stirred Tank's Design on Power Consumption and Mixing Time in Liquid Phase. Chemical Engineering & Technology. 23(7), 605-613.

JOHNSTONE E.R. (1957). Pilot plants, models, and scale-up methods in chemical engineering. New York, Toronto : McGraw-Hill.

JOSHI J.B., PANDIT A.B., and SHARMA M.M. (1982). Mechanically agitated gas-liquid reactors. Chem. Eng. Sci. 37(6), 813-844.

KIPKE K. (1980). Agitation de milieux fluides et moyennement visqueux. Information Chimie. 207, 215-221.

KÖHLER S., and HEMMERLE W. (2003). Analysis of the power characteristic of a coaxial agitator with varied diameter and speed ratio of inner and outer mixing device. 11th European Conference on Mixing, Bamberg, 14-17.

LAMBERTO D.J., MUZZIO F.J., SWANSON P.D. AND TONKOVICH A.L. (1996). Using Time-dependent RPM to Enhance Mixing in Stirred Vessels, Chem. Eng. Sci. 51, 733-741.

METZNER A.B. and OTTO R.E. (1957). Agitation of Non-Newtonian Fluids, AIChE J., 3 (1), 3-10.

MOO-YOUNG M., TICHAR K, and DULLIEN F.A.L. (1976). The blending efficiencies of some impellers in batch mixing, AIChEJ., 54, 139-156.

MURAKAMI Y., KATSUMASA F., TAKAFUMI S., YAMADA A., and ASANO K. (1972). Evaluation of Performance of Mixing Apparatus for High Viscosity Fluids. J. Chem. Eng. Japan. 5, 297-303.

NAGATA S. (1975). Mixing Principles and Applications, John Wiley & Sons Publisher, Tokyo.

NAGATA S., NISHIKAWA M., KATSUBE T. and TAKAISH K. (1972). Mixing of Highly Viscous Non-Newtonian Liquids, Int. Chem. Eng., 12, 175-182.

NAGATA S., YANAGIMOTO M., and YOKOYAMA T. (1956). Studies on the Mixing of High Viscous Liquids. Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyoto University, Kyoto Japan. 18, 444-460.

NIENOW A.W. (1997) On impeller circulation and mixing effectiveness in the turbulent flow regime. Chem. Eng. Sci. 52(15), 2557-2565.

NORWOOD K.W., and METZNER A.B. (1960). Flow Patterns and Mixing Rates in Agitated Vessels. AIChEJ. (6), 432-437.

NOVAK V.,DILT P., and RIEGER F. (1982). Mixing in Unbaffles Vessels, the Influence of an Eccentric Impeller Position on Power Consumption and Surface Aeration. Proceedings of the European Conference on Mixing, Netherlands, Paper C1, 57-70.

RIEGER F. et NOVAK V. (1973). Power Consumption of Agitators in Highly Viscous Non-Newtonian Liquids, Trans. Instn. Chem. Engrs., 51, 105-111.

ROUSTAN M. (1999). Agitation, Mélange, Caractéristiques des mobiles d'agitation. Techniques de l'Ingénieur, Form. J3 802, 1-10.

RUSHTON J.H., COSTICH E.W., and EVERETT H.J. (1950). Power characteristics of mixing impellers, Part I. Chem. Eng. Progr. 46, 395-404. (a).

RUSHTON J.H., COSTICH E.W., and EVERETT H.J. (1950). Power characteristics of mixing impellers, Part II. Chem. Eng. Progr. 46, 467-476. (b).

RUSZKOWSKI S. (1994). A rational method for measuring blending performance and comparison of different impeller types. In Proc. 8th Europ. Mixing Conf - Inst. Chem. Engrs., Rugby, 283-291.

RUSZKOWSKI S.W. (1985). Liquid Blending Measuring Techniques. Fluid Mixing Processes Report, Bedford, U.K

SALOMON J., ELSON T.P., and NIENOW A.W. (1981). Cavern Sizes in Agitated Fluids with a Yield Stress. Chem. Eng. Commun. 11, 143-164.

SANO Y., and USUI H. (1985). Interrelations among mixing time, power number and discharge flow rate number in baffled mixing vessels. J. Chem. Eng. Japan. 18(1), 47-52.

SCHNEIDER T., and TODTENHAUPT E. (1990). Mixing times and heat transfer in coaxial stirrers. EKATO Ruehr - Mischtech. G.m.b.H., Schopfheim, Germany. Chemie Ingenieur Technik. 62(3), 208-209.

SEICHTER P. (1981) Process Characteristics of a Screw Impellers with a Draught Tube for Newtonian Liquids. Time of Homogenization. Collection Czechoslovak Chem. Commun. 46, 2021-2031.

SEICHTER P. (1981) Process Characteristics of a Screw Impellers with a Draught Tube for Newtonian Liquids. Pumping Capacity of the Impeller. Collection Czechoslovak Chem. Commun. 46, 2032-2041.

SHEKHAR S.M and JAYANTI S. (2003) Mixing of Power-Law Using Anchors: Metzner-Otto Concept Revisited. AIChE Journal. 49(1), 30-40.

SHIUE S.J., and WONG C.W. (1984). Studies on homogenization efficiency of various agitators in liquid blending. Canadian Journal of Chemical Engineering. (62), 602.

TANGUY P.A. and THIBAULT F. (2002), Power consumption in the turbulent regime for a coaxial mixer. Canadian Journal of Chemical Engineering, 80(4), 601-603

TANGUY P.A., BRITO-DE LA FUENTE E. (1999). Non-Newtonian mixing with helical ribbon impellers and planetary mixers. Rheology Series, 8(Advances in the Flow and Rheology of Non-Newtonian Fluids, Part A), 301-359.

TANGUY P.A., THIBAULT F., DUBOIS C., and AIT-KADI A. (1999). Mixing Hydrodynamics in a Double Planetary Mixer. Chemical Engineering Research and Design. 77(A4), 318-324.

TANGUY P.A., THIBAULT F, BRITO-DE LA FUENTE E, ESPINOSA-SOLARES T, and TECANTE A. (1997). Mixing performance induced by coaxial flat blade-helical ribbon impellers rotating at different speeds. Chemical Engineering Science, 52(11), 1733-1741.

TATTERSON G.B. (1991). Fluid mixing and gas dispersion in agitated tanks. New York: McGraw-Hill, Inc.

TAKAHASHI K., MINORU T., and ARAI K. (1982). Effects of Geometrical Variables of Helical Ribbon Impeller on Mixing of Highly Viscous Newtonian Liquids. J. Chem. Eng. Japan. 15, 217-224.

TAKAHASHI K., YOKOTA T., and KONNO H. (1988). Mixing of Pseudoplastic Liquid in a Vessel Equipped with a Variety of Helical Ribbon Impellers. J. Chem. Eng. Japan. 21(1), 63-68.

THIBAULT F. and TANGUY P.A. (2002). Power-draw analysis of coaxial mixer with Newtonian and non-Newtonian fluids in the laminar regime, Chemical Engineering Science, 57, 3861-3872.

THIBAULT F. (1999). Analyse du Procédé de Mélange Solide-Liquide: Application à la Préparation des Sauces de Couchage du Papier. Ph.D. Thesis, Ecole Polytechnique of Montreal.

UNWIN W.C. (1880). On the friction of water against solid surfaces of different degrees of roughness. Proceedings of the Royal Society A31, 54-58.

VANHOVE D., BIAY I. (1993). Characterization of counter-rotating agitation for a gel-preparation reactor. Récents Progrès en Génie des Procédés (Études et Conception d'Équipements). 7(30), 97-102.

ZHOU G., TANGUY P.A., and DUBOIS C. (2000). Power consumption in a double planetary mixer with non-Newtonian and viscoelastic materials. Chemical Engineering Research and Design, 78(A3), 445-453.

ZWIETERING T.N. (1958). Suspending of Solids Particles in Liquid by Agitators, Chemical Engineering Science, 8, 244-253.

- ANNEXES -

- ANNEXE A -

COAXIAL MIXER HYDRODYNAMICS WITH NEWTONIAN AND NON-NEWTONIAN FLUIDS

Stéphane Foucault [a], Gabriel Ascanio [a] and Philippe A.Tanguy [a]

[a] *URPEI, Department of Chemical Engineering, Ecole Polytechnique*

P.O. Box 6079 Stn. Centre-ville

Montreal, QC H3C 3A7, Canada

Submitted: Chemical Engineering & Technology (February 2004)

Abstract

The performance of several combinations of a wall scraping impeller and dispersing impellers in a coaxial mixer operated in counter- and co-rotating mode were assessed with Newtonian and non-Newtonian fluids. Using the power consumption and the mixing time as the efficiency criteria, impellers in co-rotating mode were found to be a better choice for Newtonian and non-Newtonian fluids. The hybrid impeller-anchor combination was found to be the most efficient for mixing in counter-rotating or co-rotating mode regardless of the fluid rheology. For both rotating modes, it was shown that the anchor speed does not have any effect on the power draw of the dispersing turbines. However, the impeller speed was shown to affect the anchor power consumption. The determination of the minimum agitation conditions to achieve the just suspended state of solid particles (N_{js}) was also determined. It was found has N_{js} had lower values with the impellers having the best axial pumping capabilities.

A.1 Introduction

The preparation of complex formulations and suspensions is very common in many industrial process (paper, cosmetics, food, ...). For instance, in the paper industry, the solid content of clay suspensions can reach as high as 70 wt%, yielding a non-linear rheological behavior, namely a shear-thinning behavior at low shear rate and a shear-thickening behavior at high shear rate. The design of mixers for this industrial application is particularly critical for the process economics and the quality of the end product.

Different types of mixers are used in industry for the make-down of clay slurries or solids dispersions such as sawtooth impellers (often called "Cowles" turbines), rotors-stators and multistage turbines. They are selected according to their dispersing characteristics and their ability to promote an adequate circulation in the vessel. Coaxial mixers consisting of a combination of a dispersing turbine and a wall scraping anchor blade are also used for solid dispersion. In these mixers, the anchor blade rotates at low

speed in order to clean up the vessel wall and bring back into the bulk the solid agglomerates that tend to accumulate away from the impeller. The dispersing turbine generally located in an axisymmetric position (off-centered positioning is sometimes found as well) rotates at high speed to destroy the solid lumps and distribute the particles throughout the bulk. The superposition of these effects is known to generate a very efficient mixing.

Few studies have been reported on the hydrodynamics of complex mixing systems involving multiple independent impellers. Recent contributions have been published on planetary mixers and coaxial mixers (Tanguy et al, 1997-1999). Tanguy and Thibault (2002) observed that the specific power consumption of the anchor-pitched blade turbine combination in association with wetting devices was much lower than that of single Cowles disperser for the preparation of clay slurries. Their work confirmed that coaxial mixers better perform when a dramatic change of viscosity occurs during the mixing cycle.

The present work is an extension of the previous work by Tanguy and Thibault (2002). The objective is to investigate the power consumption and the mixing time in a coaxial mixer for homogeneous Newtonian and non-Newtonian fluids in the laminar and turbulent regimes. Various combinations of impellers, the effect of the rotation speed, and the operating mode (co-rotating and counter-rotating) are considered. The just-suspended speed (N_{js}) is also studied for Newtonian and non-Newtonian solid-liquid applications.

A.2 Materials and Methods

A.2.1 Experimental Set-up

The mixing rig used in the experiments is shown in Figure A.1. Three different dispersion impeller designs have been used namely: the Deflo, the Sevin and a new hybrid impeller based on the Deflo and Sevin geometries (Figure A.2). The Deflo turbine is a modified sawtooth impeller with perforations in the disk and the Sevin turbine consists of circular holes with pitched blade-like tabs. These impellers and an anchor mounted on two independently actuated coaxial shafts. The dispersing turbines are fitted on the central shaft rotating at high speed, while the other shaft rotating at low speed supports the wall scraping anchor arm. Variable speed motors drive the dispersing turbine and the anchor, which speed is carefully controlled by a solid-state frequency variator receiving a feedback signal from a speed encoder. The power consumption of each impeller is derived from torque measurements obtained from two independent torquemeters.

Several fluids were prepared to determine the power consumption in this mixer, namely two Newtonian fluids based on corn syrup aqueous solutions and a shear-thinning fluid consisting of an aqueous solution of 1 wt% xanthan gum. The rheological properties of both Newtonian and non-Newtonian fluids were determined with a Bohlin Viscometer 88-BV with the Couette configuration. The viscosity of Newtonian fluids was 0.1 Pa·s and 1 Pa·s and the density was 1310 and 1350 kg/m^3, respectively. The shear-thinning index of the non-Newtonian fluid was 0.23, its consistency index 3 Pa-s^n and its density 1000 kg/m^3.

All the experiments were carried out with the following geometrical relations:

$$\frac{D_t}{D_c} = 1/2; \qquad \frac{L}{D_c} = 1/3; \qquad \frac{H}{D_c} = 1.0$$

where D_t is the high-speed impeller diameter, D_c is the tank diameter, L is the high-speed impeller height and H is the liquid height (Figure A.1). The following operating conditions were used:

- High-speed impeller: 450 rpm
- Anchor: 0-20-40-60 rpm (co-rotating and counter-rotating modes)

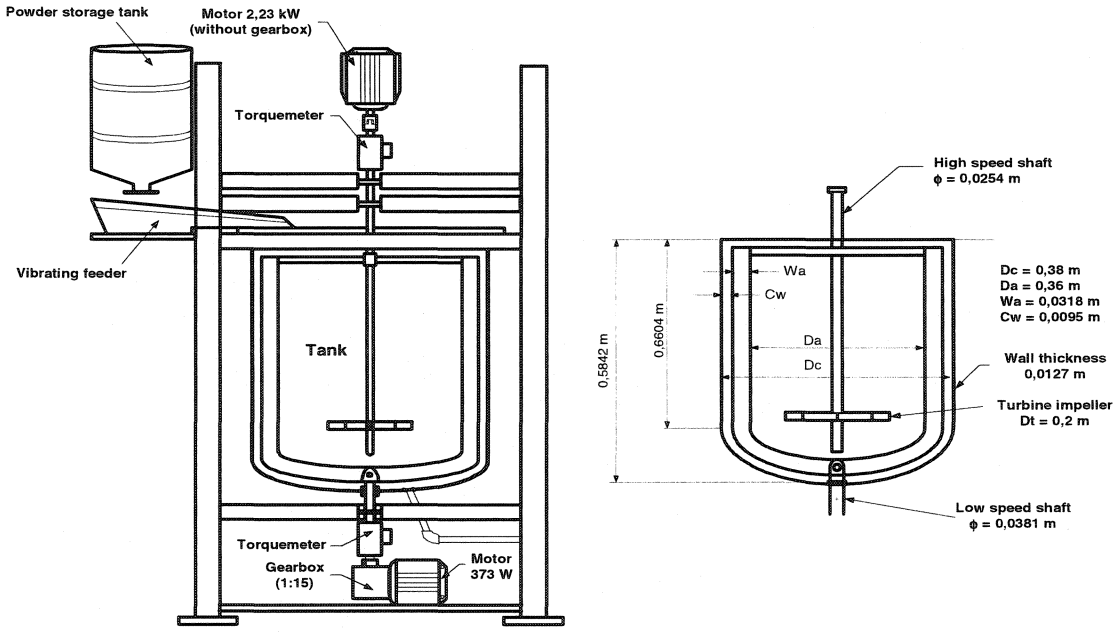


Figure A.1 – Experimental set-up.

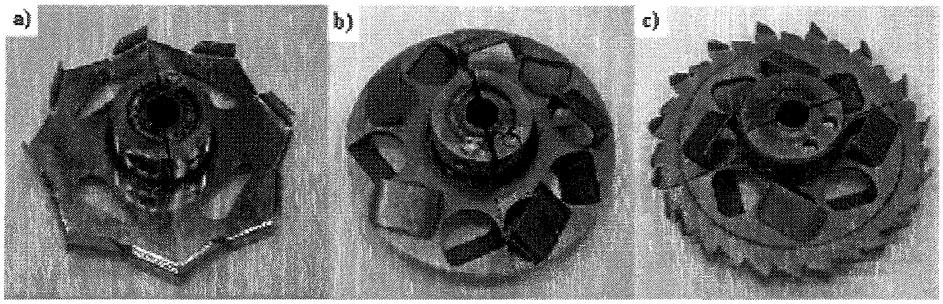


Figure A.2 – Impellers characterized: a)Deflo impeller; b) Sevin impeller; c) Hybrid impeller.

A.2.2 Power Consumption

The power consumption of an agitator is usually expressed in the form of a Po – Re plot where Po and Re are the power and Reynolds numbers, respectively, defined as follows.

$$Po = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \tag{A-1}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho N D^2}{\mu} \tag{A-2}$$

In the present work, the power consumption was determined by measuring the torque produced by the agitator in rotation (see Figure A.1). The torquemeter was first carefully calibrated by applying known torques to the agitator shaft. Because the shaft guiding system induces a residual torque, the torque value must therefore be corrected by subtracting the torque due to the friction from the measured torque for every measurement:

$$\mathrm{M_c} = \mathrm{M_m} - \mathrm{M_r} \tag{A-3}$$

where $\mathrm{M_c}$, $\mathrm{M_m}$ and $\mathrm{M_r}$ are respectively the corrected, measured and residual torques (expressed in N·m). The power dissipated by the agitator in the tank (expressed in W) was calculated by:

$$P = M_c\, 2\pi N \tag{A-4}$$

where N is the rotation speed in s^{-1}.

In the case of non-Newtonian fluids the viscosity is a function of shear rate, therefore the expression for *Re* has to be modified according to the fluid rheology. In this work, we adopted the method of Rieger and Novak (1973), which consists of evaluating the

effective viscosity of the fluid at a shear rate equal to the speed of rotation. Using the power law viscosity model, this yields:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho N^{2-n} D^2}{k} \qquad \text{(A-5)}$$

In a coaxial mixer, the choice of N and D is ambiguous. Thibault and Tanguy (2002) determined that the overall power depended on the speed ratio (impeller speed to anchor speed). They showed that a unique power master curve could be obtained when an appropriate shift factor is used.

A.2.3 Mixing time

Mixing times were evaluated by means of color-discoloration technique based on fast acid-base indicator reaction as used by Lamberto et al (1996). The tracer solution was prepared with 0.08% bromocresol purple as an indicator in water. 100 mL of this solution was mixed with 100 mL of aqueous corn syrup, added to the tank and thoroughly mixed. Subsequently, a solution consisting of 20 mL of aqueous corn syrup and 20 ml of 3 N NaOH was added at time zero with the mixer stopped. For comparison purposes between the different operating conditions, this solution was always added in the same point at the free surface close to the central shaft. The mixer was turned on and the solution was mixed until a uniform purple color was observed corresponding to the mixing time. Then, 25 mL of aqueous corn syrup and 25 mL of 3 N HCl was added and mixed until a uniform yellow color was observed. Mixing times were measured for base $\rightarrow$ acid and acid $\rightarrow$ base reaction schemes. For subsequent mixing experiments, the amounts of NaOH and HCl were increased in 5 mL steps with respect to the previous HCl or NaOH amounts, respectively. This was necessary to ensure operating in thoroughly acidic or basic media. Even though small amounts of HCl or NaOH were added to the tank, fresh solution was used after eight experiments in order to avoid significant viscosity changes. The fluid viscosity measurements as well as the mixing

experiments were performed at room temperature (~23°C). The same procedure was used with the xanthan gum solution.

A.2.4 Just-suspended speed (N_{js})

The classical visual procedure proposed by Zwietering (1957) was used to determine the just-suspended speed, N_{js}, which was taken as the speed at which particles are visually observed to remain at rest on the bottom for more than one or two seconds. According to Zwietering, N_{js} can be correlated to the fluid properties and the mixed parameters using:

$$N_{js} = S_z \nu^{0.10} \left(\frac{g\Delta\rho}{\rho_l} \right)^{0.45} \frac{D_p^{0.2} \phi_w^{0.13}}{D^{0.85}} \qquad \text{(A-6)}$$

The proportionality constant S_z is assumed to be a function of the impeller type only. Zwietering showed that the geometric factor S_z can be represented by the following relation:

$$S_z = K_z \left(\frac{D}{T} \right)^{a_z} \qquad \text{(A.7)}$$

In the present work, the clearance from the bottom was kept constant (C = 1/3 Dc). Spherical glass beads with an average size of 1 mm were used in all experiments at a solid concentration of wt 1.0 wt%. Because the bead size is much smaller compared with the anchor clearance, the Zwietering criterion may be applied.

A.3 Results and discussion

A.3.1 Power

Figures A.3 and A.4 show the classical power curve of Newtonian and non-Newtonian fluids in terms of the power number (Po) *vs.* the Reynolds number (*Re*) for the three

individual impellers and the anchor. The power number is here defined with equation (A.1) and the Reynolds number with equation (A.2) or (A.3). As figure A.3 shows, the anchor operates in the laminar region for *Re* lower than 100 and the regime becomes transitional from this point. The high-speed impellers operate in the laminar regime for *Re* lower than 10 and in the turbulent region for Re higher than 4500. In the case of non-Newtonian fluids (Figure A.4), the laminar regime corresponds to Re lower than 20 and from this point the flow becomes transitional. The Sevin, Deflo and Hybrid impellers operates in the laminar regime up to *Re* of about 0,7 and the flow is turbulent for *Re* higher than 150.

When using Newtonian and non-Newtonian fluids, at very low *Re* (laminar regime), the mixing theory based on dimensional analysis is satisfied as the power curves are parallel and their slope is –1. Tab 1 shows the power constant (*Kp*) obtained for the three impellers and the anchor, which is determined from the following dimensionless relation $Kp = Po \times \mathrm{Re}$. Following the Metzner-Otto (1957) concept a constant K_s is obtained for each impeller and the anchor.

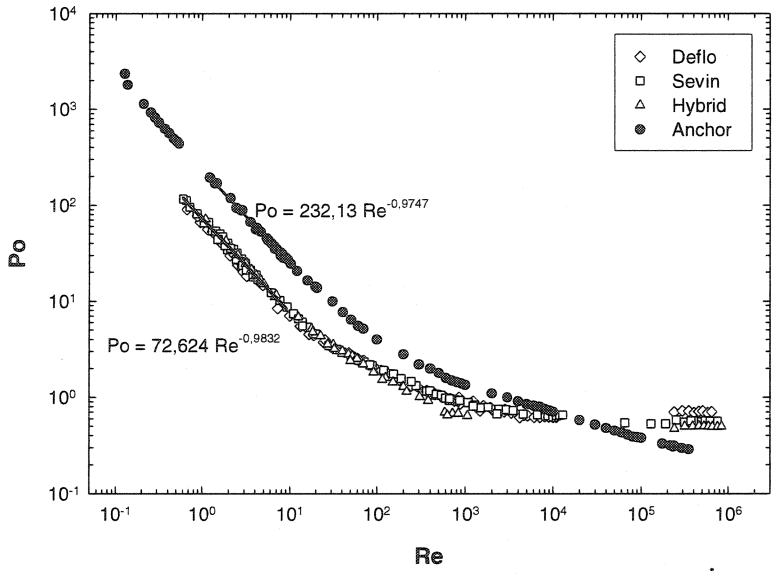


Figure A.3 – Power curve for the three impellers and the anchor (Newtonian fluid).

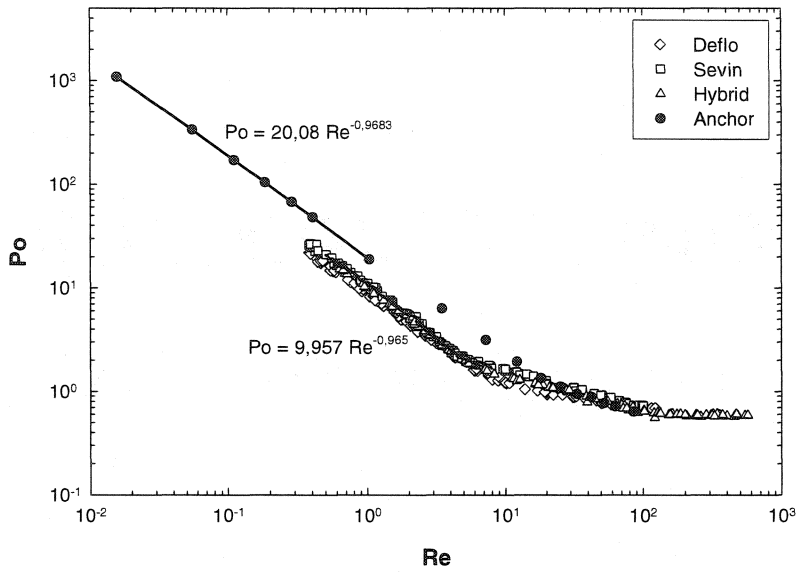


Figure A.4 – Power curve for the three impellers and the anchor (non-Newtonian fluid).

The comparison of the impellers performance is first made on the basis of power consumption. Although, the pitched blades of the Hybrid and Sevin impellers induce more axial flow, no significant differences on the power draw can be seen for the impellers investigated. This can be noted looking at Figures A.3 and A.4 and confirmed by the power constant (*Kp*) values reported in Table A.1.

Table A.1 – Power constant value for the impellers.

Impeller	**Kp**		**Np**	**k_s**	
	This work	Literature		This work	Literature
Anchor	230	253 (Thibault, 2002)		22 ± 1	22,65 (Thibault, 2002)
Deflo	65		0,60	11 ± 1	
Sevin	70		0,55	11 ± 1	
Hybrid	70		0,50	12 ± 1	

As mentioned before, in a coaxial mixer, the selection of a characteristic length and a characteristic speed is ambiguous. Figure A.5 shows the power curve for the Hybrid impeller at different anchor speeds. It can be noticed that the power number of the impeller is not affected by the anchor speed regardless the rotation mode (counter-rotating or co-rotating). The same effect can be observed with the Sevin and Deflo impellers.

However, the anchor power consumption is affected by the impeller speed as shown in Figure A.6. The radial velocity of the impeller is larger than the anchor and its largest contact surface helps its repulsion or its flow drive.

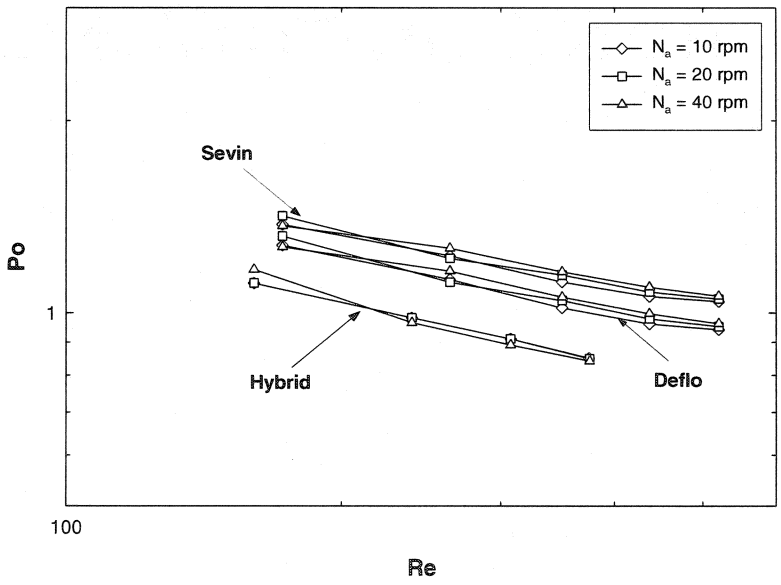


Figure A.5 – Power curve for the three impellers with different anchor speed in counter rotating and co-rotating modes.

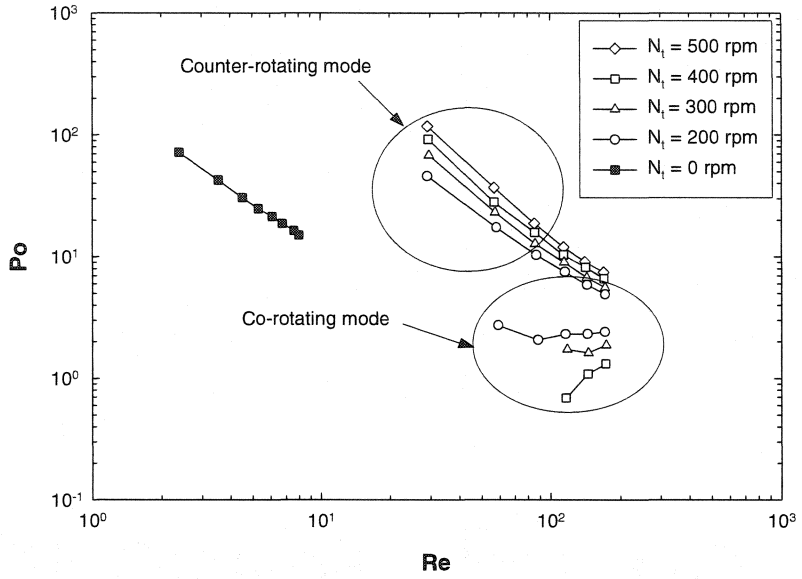


Figure A.6 – Power curve for the anchor with different Hybrid impeller speed.

A.3.2 Mixing time

Tables A.2 and A.3 show the mixing times obtained for the three impellers with the corn syrup and xanthan gum solutions. The mixing times were measured for different anchor speeds, but at the same impeller speed (450 rpm). It must be noted that at higher speed, a vortex was formed when both impellers co-rotated (Figure A.7, a).

Table A.2 – Mixing time obtained for the three impellers with Newtonian fluid (1 Pa·s). (Impeller speed 450 rpm).

	Mixing times (s)					
Anchor speed	**Counter-rotating mode**			**Co-rotating mode**		
(rpm)	**Deflo**	**Sevin**	**Hybrid**	**Deflo**	**Sevin**	**Hybrid**
0	35	25	20	35	25	20
20	35	35	25	20	20	20
40	40	50	30	20	20	17
60	20	25	20	15	15	15

Table A.3 – Mixing time obtained for the three impellers with non-Newtonian fluids. (Impeller speed 450 rpm).

	Mixing times (s)					
Anchor speed	**Counter-rotating mode**			**Co-rotating mode**		
(rpm)	**Deflo**	**Sevin**	**Hybrid**	**Deflo**	**Sevin**	**Hybrid**
0	50	30	30	50	30	30
20	20	20	20	20	15	15
40	40	50	40	17	15	14
60	25	30	30	15	14	14

In the case of Newtonian fluids, shorter mixing times were obtained with the Hybrid and Sevin impellers compared to those with a Deflo impeller when the anchor was fixed (acting like baffles). The Hybrid and Sevin impellers, with their pitched tabs produce more axial flow and the mixing was improved. When the anchor is moving, two phenomena occur according to the anchor speed (Table A.2). In counter-rotating mode it can be seen that, the mixing time for the three impellers increases up to an anchor speed of 40 rpm and then decreases as the anchor speed further increases. In co-rotating mode, the mixing time for the three impellers decreases significantly as the anchor speed increases. For the three impellers, the co-rotating mode requires lower power than the counter-rotating one (Figure A.6).

As Table A.3 shows, the same tendency was found with non-Newtonian fluids. Shorter mixing times were obtained with the Hybrid and Sevin impellers compared to that of a Deflo impeller when the anchor does not rotate. In counter-rotating mode, the mixing time of the three impellers reaches a minimum at an anchor speed of 20 rpm and then increases with the anchor speed. In this mode, the flow induced by the impeller is handled by the anchor flow. This competition creates segregated regions in the top of the tank (Figure A.7, b), which are destroyed by the down-pumping effect of the impeller.

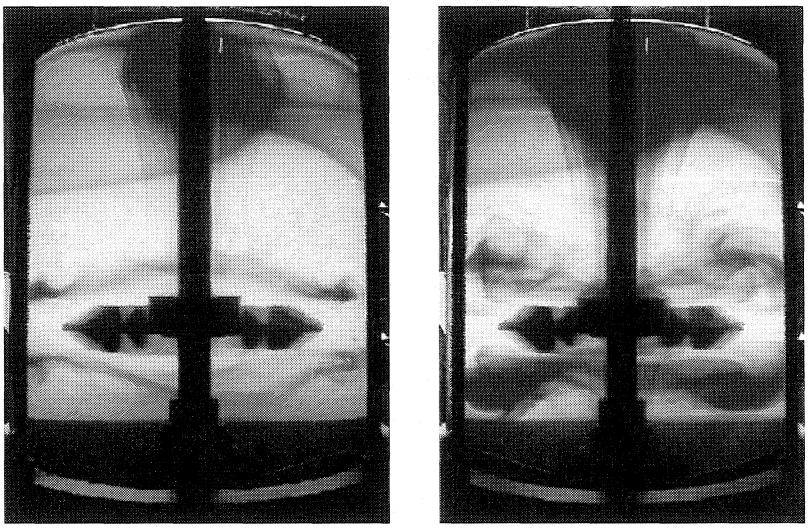


Figure A.7 – Flow patterns with the Sevin impeller at 450 rpm and the anchor at 40 rpm with a non-Newtonian fluid after 10 sec: (a) co-rotating; (b) counter-rotating.

A.3.3 Just-suspended speed (N_{js})

The N_{js} values obtained in the case of spherical glass beads suspensions are shown in Table A.4. In each case, the anchor is used as baffles (N_a = 0 rpm).

Table A.4 – Just-suspended speed for the three impellers with Newtonian and non-Newtonian fluid

Fluids	N_{js} (rpm)		
	Deflo	**Sevin**	**Hybrid**
90 % corn syrup (1 Pa s)	450	400	380
80 % corn syrup (0.1 Pa s)	350	280	280
Xanthan gum	450	410	400

As noted before, the Sevin and Hybrid impellers produce a better axial pumping than the Deflo impeller. This effect can be seen on the values of N_{js} which appear smaller for Sevin and Hybrid turbine regardless of the suspending medium. For comparison purposes, Figure A.8 shows the minimum suspended speed for the three impellers and values obtained with the Zwietering correlation. We used for the constant S_z in the Zwietering correlation the value for a propeller because the propeller and the turbines have roughly the same power constant. As predicted by the Zwietering correlation, the minimum suspended speed decreases with the viscosity of the suspending phase. For the Sevin and Hybrid impeller, we obtained errors of approximately 17 % for 0.1 Pa·s and 27 % for 1 Pa·s. For the Deflo impeller the evaluated error was about 35 % for 0.1 and 1 Pa·s. In each case, the suspended phase caused no effect on the viscosity.

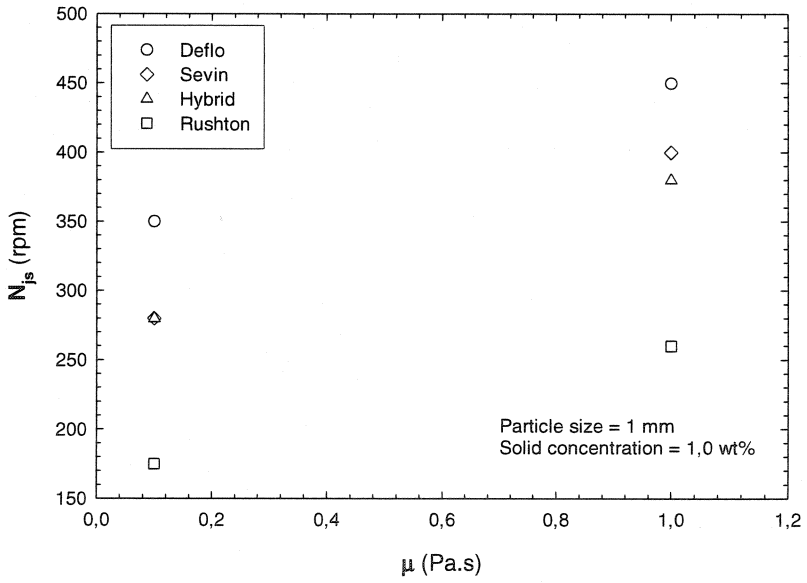


Figure A.8 – Just suspended speed (N_{js}) for a Newtonian fluid.

A.4 Conclusions

The hydrodynamics of a coaxial mixer was experimentally investigated with Newtonian and non-Newtonian fluids. Three combinations of an anchor impeller and high-speed impellers in counter- or co-rotating modes were used. The combination of a high pumping-down impeller (Hybrid) and the anchor was found to be the most efficient alternative for mixing in counter-rotating or co-rotating modes with Newtonian or non-Newtonian fluids in terms of the mixing time. However, no a significant effect of the anchor on the power draw by the impellers was observed in both rotating modes. On the other hand, the lowest values of the just-suspended speed (N_{js}) were obtained with the impeller having the best axial pumping capabilities.

Acknowledgements

The financial assistance of NSERC is gratefully acknowledged.

ANNEXE B - DIFFERENTS SYSTEMES D'AGITATION ET LEURS APPLICATIONS (EKATO)

